



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO DE
VEÍCULOS AUTOMOTORES:
EFEITOS DO CONTROLE DO ELETRO VENTILADOR NA
EFICIÊNCIA DO SISTEMA

FELIPE AUGUSTO ROCHA DA SILVA

Belo Horizonte, 15 de Março de 2019

Felipe Augusto Rocha da Silva

**MODELAGEM DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO DE
VEÍCULOS AUTOMOTORES:
EFEITOS DO CONTROLE DO ELETRO VENTILADOR NA
EFICIÊNCIA DO SISTEMA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Projetos e Sistemas

Orientador: Prof. Dr. Ricardo Poley Martins Ferreira

(Universidade Federal de Minas Gerais)

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2019

S586m

Silva, Felipe Augusto Rocha da.

Modelagem do sistema de arrefecimento de veículos automotores [manuscrito]: efeitos do controle do eletro ventilador na eficiência do sistema /Felipe Augusto Rocha da Silva. – 2019.
175 f., enc.: il.

Orientador: Ricardo Poley Martins Ferreira.

Dissertação (mestrado) Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Anexos: f.143-175.

Bibliografia: f. 135-142.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Lógica difusa - Teses. 3. Motores de combustão interna – Teses. I. Ferreira, Ricardo Poley Martins. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"MODELAGEM DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO DE VEÍCULOS
AUTOMOTORES: EFEITOS DO CONTROLE DO ELETRO
VENTILADOR NA EFICIÊNCIA DO SISTEMA"**

FELIPE AUGUSTO ROCHA DA SILVA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**PROJETO E SISTEMAS**".

Dissertação aprovada no dia 15 de março de 2019.

Por:

Prof. Ricardo Poley Martins Ferreira
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Leonardo Vinícius Mendes Pereira
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

Prof. Theles de Oliveira Costa
Instituto de Ciências Agrárias/ UFMG

Prof. Juan Carlos Horta Gutiérrez
Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

À minha família e à Érika

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço à Deus pelo dom da vida e por me permitir concluir esta etapa. À minha família pelo apoio irrestrito em todos os momentos, especialmente minha mãe Lúcia, meu pai Edir e meu irmão Leonardo, sempre presentes, demonstrando seu amor incondicional.

À Érika por ser uma das principais pessoas a me incentivar a iniciar e concluir essa etapa. Por seu auxílio e boa vontade em ler, opinar em inúmeros trabalhos e principalmente nessa dissertação. Por sua paciência em ouvir intermináveis assuntos relacionados ao mestrado e pela compreensão pela necessidade de alguns dias de foco absoluto.

Ao Prof. Ricardo Poley Martins Ferreira, meu orientador, pela ótima orientação e por todo o aprendizado ao longo desses anos.

Ao Prof. Theles de Oliveira Costa, pelo auxílio e orientação nos artigos publicados em Congresso.

À Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG) por propiciar a oportunidade de realizar o mestrado em Engenharia Mecânica e fornecer os meios necessários para conclusão desta jornada.

À Fiat Chrysler Automobiles (FCA) por fomentar o tema da pesquisa deste trabalho.

Aos colaboradores e amigos da FCA, que foram de extrema importância para desenvolvimento deste trabalho, com suas inúmeras sugestões, correções e críticas, em especial aos colegas Fabrício Thomaz, Sérgio Bicalho, Cláudia Pereira, Bruno Garkauskas, Heyder Cardoso, Samuel Barcelos, Getúlio Dutra.

Ao colegiado, professores e funcionários do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – PPGMEC - da UFMG por sua colaboração com a minha formação.

E a todos os amigos que de alguma forma contribuíram com a conclusão do mestrado,

Meus sinceros agradecimentos.

“O começo de todas as ciências é o espanto de as coisas serem o que são...”

Aristóteles

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	11
LISTA DE GRÁFICOS.....	13
LISTA DE TABELAS E QUADROS.....	15
NOMENCLATURA.....	17
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	25
RESUMO	26
ABSTRACT	27
1. INTRODUÇÃO.....	28
1.1. A necessidade de novas fontes de energia	30
1.2. Objetivos.....	31
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	32
2.1. Motores de Combustão Interna.....	32
2.1.1. Princípio de Funcionamento de um motor a combustão interna	32
2.1.2. Motores de Ciclo Otto	33
2.1.3. Sistema de Arrefecimento de um veículo com motor a combustão interna	38
2.2. Radiador.....	41
2.2.1. Dimensionamento de Radiadores	41
2.3. Eletro Ventilador.....	43
2.4. Modelagem de sistemas dinâmicos.....	45
2.5. Modelagem computacional do sistema de arrefecimento.....	48
2.6. Desempenho Veicular.....	49
2.7. Estado da arte da modelagem computacional do sistema de arrefecimento e controle do eletro ventilador.....	53
2.7.1. Modelagem Computacional e dimensionamento do sistema de arrefecimento	53
2.7.2. Performance e controle do eletro ventilador.....	60

3.	METODOLOGIA.....	66
3.1.	Modelagem Computacional de um veículo com motor a combustão interna..	68
3.1.1.	Definição dos parâmetros de projeto do veículo com motor a combustão interna	69
3.1.2.	Condições Ambientais.....	69
3.1.3.	Ciclo de velocidades.....	70
3.1.4.	Cálculo da carga térmica do motor.....	73
3.1.5.	Parâmetros do trocador de calor	74
3.1.6.	Cálculo da temperatura do líquido de arrefecimento ao longo do ciclo simulado	92
3.2.	Simulação Computacional	97
3.3.	Estratégias de controle do eletro ventilador.....	99
3.3.1.	Controle por Lookup Table	99
3.3.2.	Controle PID.....	101
3.3.3.	Lógica baseada no princípio <i>Fuzzy</i>	104
4.	RESULTADOS	107
4.1.	Calibração do modelo	107
4.1.1.	Características do veículo testado.....	110
4.1.2.	Características do sistema de arrefecimento testado	110
4.1.3.	Resultados da calibração do modelo	111
4.2.	Comparação das estratégias de controle do eletro ventilador.....	117
4.2.1.	Definição dos parâmetros de controle	117
4.2.2.	Comparação das estratégias de controle ajustadas	122
5.	COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES.....	131
5.1.	Modelagem matemática do sistema de arrefecimento	131
5.2.	Otimização e Comparação das estratégias de controle	131
5.3.	Sugestão de trabalhos futuros	133
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	135
	Anexo A.....	143

A.1 Veículos Elétricos	143
A.1.1 Veículos elétricos a bateria	144
A.2 Modelagem computacional de um veículo elétrico	147
A.2.1 Modelagem Computacional	148
A.2.2 Estratégias de controle do eletro ventilador	158
A.2.3 Dados iniciais do veículo	160
A.2.4 Dados do motor elétrico	161
A.2.5 Dados da bateria do veículo	162
A.3 Resultados da Simulação do veículo elétrico	162
A.3.1 Testes com ambiente a 22°C	163
A.3.2 Testes com ambiente a 40°C	165
A.4 Comentários e conclusões do estudo de caso	169
Anexo B	172
B.1 Cálculo da Efetividade pelo Coeficiente Global de transferência de calor	172
Anexo C	173
C.1 Incertezas de medição	173
C.2 Cálculo das incertezas de medição dos testes experimentais	173

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1: Diagramas P-V e T-S para o ciclo Otto ideal.	34
FIGURA 2.2: Diagrama de fluxo de energia para motores de combustão interna.....	37
FIGURA 2.3: Principais Componentes do sistema de arrefecimento de um veículo.....	39
FIGURA 2.4: Eletro-ventilador do sistema de arrefecimento do motor de um veículo. 43	
FIGURA 2.5: Analogia a um PWM onde um motor é alimentado quando a chave está fechada e não alimentada quando a chave está aberta.....	44
FIGURA 2.6: Abertura e fechamento da chave em tempo controlado variam a tensão média	45
FIGURA 2.7: Relações entre vários tipos de modelos.....	46
FIGURA 2.8: Fontes de energia associadas ao motor de combustão interna.....	48
Figura 2.9: Possíveis variações das curvas de incremento de Ciclo Ativo para o controle do eletro ventilador.....	63
FIGURA 3.1: Fluxograma dos passos de inicialização dos parâmetros no modelo.....	66
FIGURA 3.2: Fluxograma do processo iterativo do modelo até a obtenção dos resultados e final da simulação	67
FIGURA 3.3: Perfil de mapa de rejeição térmica de um motor de combustão interna..	73
FIGURA 3.4: Curva de vazão da bomba utilizada no modelo em função da rotação do motor.....	80
FIGURA 3.5: Um dado eletro ventilador é capaz de entregar apenas uma vazão e uma pressão quando associado a uma dada curva de sistema.	82
FIGURA 3.6: Pontos de aumento de pressão do eletro ventilador testado e a linha de tendência utilizada no estudo.....	83
FIGURA 3.7: Pontos utilizados para a queda de pressão do radiador e sua respectiva linha de tendência como polinômio de segundo grau.....	84
FIGURA 3.8: Curva do eletro ventilador e do sistema combinadas para a estimativa do ponto de operação do eletro ventilador	85
FIGURA 3.9: Curva de potência do eletro ventilador utilizado no modelo.....	86
FIGURA 3.10: Curva da rotação do eletro ventilador em função da porcentagem de ciclo ativo	88

FIGURA 3.11: Ilustração da curva da efetividade do radiador em função da vazão de líquido e da vazão de ar no componente, desenvolvida através de testes experimentais	92
FIGURA 3.12: Possíveis variações das curvas de incremento de Duty Cycle para o controle do eletro ventilador utilizadas no modelo do presente estudo.....	102
FIGURA 3.13: Procedimento de cálculo dos valores de coeficientes angulares pelo modelo. A partir de um certo valor, é utilizada a média dos dois últimos valores para se encontrar o valor ótimo no ciclo.....	103
FIGURA 4.1: Calibração do modelo do sistema de arrefecimento em regime transiente através da comparação com um teste experimental e demonstração simplificada das principais influências das massas térmicas na calibração do modelo.	117
FIGURA A.1: Conceito básico de veículo elétrico com bateria recarregável.....	145

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 4.1: Comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento com a variação da massa térmica de líquido no motor.	113
GRÁFICO 4.2: Comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento com a variação da massa térmica de líquido no radiador.....	114
GRÁFICO 4.3: Comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento com a variação da massa térmica de líquido no reservatório de expansão.	115
GRÁFICO 4.4: Comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento com a variação da massa térmica de líquido na junção dos líquidos.	116
GRÁFICO 4.5: Comparação das energias despendidas pelo eletro ventilador através da estratégia por <i>Lookup Table</i>	119
GRÁFICO 4.6: Comparação das energias despendidas pelo eletro ventilador através da estratégia pelo controle proporcional de um controlador PID.....	120
GRÁFICO 4.7: Comparação das energias despendidas pelo eletro ventilador através da estratégia que utiliza princípios de lógica <i>Fuzzy</i>	122
GRÁFICO 4.8: Ciclo de velocidades descrito no QUADRO 4.9.	124
GRÁFICO 4.9: Comparação entre as temperaturas obtidas com as estratégias calibradas com os parâmetros iniciais de controle	125
GRÁFICO 4.10: Comparação entre o ciclo ativo obtido com cada uma das estratégias calibradas com os parâmetros iniciais de controle	125
GRÁFICO 4.11: Comparação entre as energias obtidas com as estratégias calibradas com os parâmetros iniciais de controle	127
GRÁFICO 4.12: Comparação entre as temperaturas obtidas com as estratégias calibradas com os parâmetros de controle ajustados	128
GRÁFICO 4.13: Comparação entre o ciclo ativo obtido com cada uma das estratégias calibradas com os parâmetros de controle ajustados	128
GRÁFICO 4.14: Comparação entre as energias obtidas com as estratégias calibradas com os parâmetros de controle ajustados.	129
GRÁFICO A.1: Representação do ciclo de velocidades ECE-15+EUDC, utilizado para a simulação do veículo elétrico.	162

GRÁFICO A.2: Comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento para o veículo elétrico simulado com ambiente a 22°C.	164
GRÁFICO A.3: Profundidade de descarga e estado de carga do veículo elétrico ao longo do ciclo durante a simulação com ambiente a 22°C.	165
GRÁFICO A.4: Comparativo entre as temperaturas obtidas com cada estratégia de controle ajustada, aplicadas ao veículo elétrico.	166
GRÁFICO A.5: Comparativo entre o ciclo ativo apresentado pelas estratégias de controle ajustadas aplicadas no veículo elétrico.	167
GRÁFICO A.6: Comparativo entre as energias despendidas pelo eletro ventilador aplicado ao veículo elétrico durante o ciclo simulado.	167
GRÁFICO A.7: Comparativo da profundidade de descarga obtida para cada estratégia ao longo do ciclo.	168

LISTA DE TABELAS E QUADROS

TABELA 3.1: Tabela inicial presente no veículo, definida para a simulação antes da melhoria dos parâmetros.....	100
TABELA 4.1: Tabela com os valores otimizados e ajustados para a estratégia <i>Lookup Table</i>	118
TABELA 4.2: Valores de energia despendida pelo eletro ventilador com cada um dos valores de coeficiente angular da reta de controle proporcional durante o processo de otimização do parâmetro da estratégia.	120
TABELA A.1: Tabela com os valores otimizados e ajustados para a estratégia <i>Lookup Table</i> , utilizada no controle do eletro ventilador do veículo elétrico	159
QUADRO 3.1: Principais parâmetros de dimensionamento necessários para a modelagem de um radiador.....	74
QUADRO 3.2: Primeira tabela de controle utilizando conceitos de lógica Fuzzy – tabela agressiva	106
QUADRO 4.1: Ciclos estabilizados simulados no modelo durante a calibração do mesmo	108
QUADRO 4.2: Características da câmara climática utilizada para os testes físicos....	109
QUADRO 4.3: Características dinamômetro de rolo presente na câmara, responsável pela simulação das forças do ciclo testado.....	109
QUADRO 4.4: Características do veículo testado, utilizado na calibração do modelo	110
QUADRO 4.5: Dados de desempenho do veículo testado.....	110
QUADRO 4.6: Características do radiador testado no veículo simulado no modelo ..	111
QUADRO 4.7: Comparação entre os resultados obtidos com o teste físico e a simulação computacional durante o processo de calibração do modelo.	112
QUADRO 4.8: Tabela de controle otimizada e ajustada para a estratégia de conceitos da lógica Fuzzy.....	121
QUADRO 4.9: Resumo do ciclo de velocidades utilizado na simulação do ciclo instável no veículo a combustão interna	123
QUADRO 4.10: Valores de energia total despendida pelo eletro ventilador ao final do ciclo para cada estratégia e as respectivas reduções percentuais de energia	130
QUADRO A.1: Parâmetros de desempenho definidos para o veículo elétrico.....	161

QUADRO A.2: Energia despendida no final do ciclo de velocidades e alcance do veículo obtidos com cada uma das estratégias.	169
QUADRO C.1: Balanço de incertezas do teste experimental utilizado para calibração da primeira etapa de calibração, com velocidade e temperatura estabilizados	174
QUADRO C.2: Exemplo do balanço de incertezas, para um valor medido de temperatura durante o teste experimental no ciclo utilizado	174

NOMENCLATURA

C	Capacidade Calorífica [W/K]
Ch	Consumo de combustível [kg/h]
c_v	Calor específico a volume constante [J/kg.K]
F	Força [N]
q_x''	Fluxo térmico [W/m ²]
r	Taxa de compressão [adimensional]
r_p	Razão de pressão [adimensional]
t	Tempo [s]
V	Volume [m ³]
W	Trabalho [J]
x, y, z	Coordenadas retangulares [m]
γ	Razão entre calores específicos [adimensional]
η	Eficiência [adimensional]

Parâmetros

A	Área livre de passagem do ar no radiador [m ²]
A_1	Área da superfície frontal da primeira fila de tubos [m ²]
A_2	Área da superfície frontal de todas as aletas [m ²]
A_f	Área frontal do radiador [m ²]
a_{rad}	Altura do radiador [m]
C_{10}	Capacidade da bateria a uma descarga de 10 horas [Ah]

ca	Comprimento da aleta do radiador [m]
C_{ce}	Perdas constantes do circuito eletrônico [N.m/s]
d_{rad}	Profundidade do radiador [m]
dP_{rad}	Curva da queda de pressão do ar no radiador [Pa]
ea	Espessura da aleta do radiador [m]
et	Espessura do tubo do radiador [m]
f_0	Coefficiente de ordem zero para a estimativa da força de resistência do veículo pelo procedimento de “ <i>Coast Down</i> ” [N]
f_2	Coefficiente de segunda ordem para a estimativa da força de resistência do veículo através do procedimento de “ <i>Coast Down</i> ” [N/(km/h) ²]
F_{ar}	“ <i>Ram-air effectiveness</i> ” (Fator de efetividade do para-choques em direcionar o ar para o interior do vão motor) [adimensional]
F_{vm}	Fator de eficiência do vão motor em realizar a sucção do ar [adimensional]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
i_d	Relação do diferencial [adimensional]
i_t	Relação de marcha da transmissão [adimensional]
k	Condutividade térmica [W/(m.K)]
k_c	Perda no cobre do motor elétrico [1/(N.m.s)]
k_i	Perda no ferro do motor elétrico [N.m]
k_{Pk}	Constante de Peukert [adimensional]
k_{ω}	Perdas por resistência aerodinâmica do rotor no motor elétrico [N.m.s]
L	Comprimento característico [m]
L_t	Largura dos tubos do radiador [m]
L_{rad}	Largura do radiador [m]

m	Massa [kg]
M_d	Massa molar do ar seco [gm/mol]
m_p	Coefficiente angular da reta referente à estratégia PID [1/°C]
M_v	Massa molar do vapor d'água [gm/mol]
na_f	Número total de aletas por fileira do radiador [adimensional]
$N_{cél}$	Número de células da bateria [adimensional]
n_p	Coefficiente angular da reta na estratégia de controle PID [%]
nt	Número total de tubos do radiador [adimensional]
nt_f	Número total de tubos por fila do radiador [adimensional]
P	Passo da aleta do radiador [m]
Pot_{ev}	Curva da potência do eletro ventilador [W]
P_{pt}	Passo em profundidade dos tubos do radiador [m]
P_{tt}	Passo transversal do tubo do radiador [m]
P_{amb}	Pressão ambiente [Pa]
P_{ev}	Curva do aumento de pressão do ar no eletro ventilador [Pa]
P_s	Pressão de saturação do vapor d'água [Pa]
\dot{Q}_{ger}	Curva da taxa de calor gerada no motor (devido à combustão) [W]
r_d	Raio dinâmico do pneu [m]
R	Constante universal dos gases [J/(mol . K)]
R_f''	Fator de incrustação [m ² .K/W]
$R_{int_{cél}}$	Resistência interna de cada célula da bateria [ohms]
r_r	Razão de regeneração [adimensional]
R_W	Resistência térmica na condução para paredes cilíndricas [K/W]

S_{ar}	Área da superfície de transmissão de calor do lado do ar [m ²]
S_f	Superfície de transmissão de calor do lado da água [m ²]
S_r	Área da superfície interna dos reservatórios [m ²]
S_t	Área da superfície lateral dos tubos [m ²]
S_{ta}	Área total da superfície radiante das aletas [m ²]
S_{tt}	Área total da superfície lateral dos tubos [m ²]
T_{amb}	Temperatura ambiente [°C]
T_v	Temperatura de ebulição do líquido de arrefecimento [°C]
xt	Espessura da parede do tubo do daroador [m]
ε	Curva de efetividade do trocador de calor [adimensional]
η_c	Eficiência de combustão [adimensional]
η_t	Eficiência da transmissão [adimensional]
θ	Ângulo de inclinação da pista [rad]
$\theta_{\%}$	Porcentagem de inclinação da pista [%]
μ	Viscosidade dinâmica [N.s/m ²]

Variáveis Controladas

$DelDC$	Incremento de ciclo ativo na estratégia PID [%]
N_{ev}	Rotação do eletro ventilador [Rotações por minuto (RPM)]

Variáveis dinâmicas

T	Temperatura [K] ou [°C]
-----	-------------------------

$T_{e_{liq}}$ Temperatura de entrada de líquido [$^{\circ}\text{C}$]

Variáveis de estado calculadas a cada iteração do modelo

a_v Aceleração do veículo [m/s^2]

C_{min} Taxa de capacidade calorífica mínima [W/K]

$C_{máx}$ Taxa de capacidade calorífica máxima [W/K]

c_p Calor específico a pressão constante [J/kg.K]

C_r Razão entre as taxas de capacidades caloríficas [adimensional]

CE Carga entregue à bateria [A]

CR Carga retirada da bateria [Ah]

DoD Profundidade de descarga da bateria [adimensional]

dP_{rad} Queda de pressão do ar no radiador [Pa]

E Tensão em circuito aberto da bateria [Volts]

Err Erro entre temperatura atual e temperatura objetivo [$^{\circ}\text{C}$]

F_a Força devido à inércia do veículo [N]

F_{cd} Força resistiva total do veículo em função da velocidade, estimada pelo “Coast Down” [N]

F_g Componente da força gravitacional do veículo na direção de movimento [N]

F_t Força total de resistência ao deslocamento do veículo [N]

h coeficiente de transferência de calor por convecção (coeficiente convectivo) [$\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$]

h_{ar} Coeficiente de transferência de calor lado ar [$\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$]

h_{ar} Coeficiente de transferência de calor lado ar [$\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$]

$h_{líq}$ Coeficiente de transferência de calor lado líquido [$\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$]

I	Corrente [A]
I_{regen}	Corrente regenerada pelo freio regenerativo [A]
i_t	Relação de marcha da transmissão selecionada [adimensional]
\dot{m}_{ev}	Vazão mássica do eletro ventilador [kg/s]
\dot{m}_f	Vazão mássica [kg/s]
NUT	Número de unidades de transferência [adimensional]
$PeuCap$	Capacidade de Peukert da bateria [Ah]
Pot_{ev}	Potência do eletro ventilador [W]
Pr	Número de Prandtl [adimensional]
P_{ar}	Pressão de estagnação do ar no frontal do para choques [Pa]
P_{bat}	Potência da bateria [W]
P_{emot}	Potência do motor elétrico [W]
P_{ev}	Aumento de pressão do ar no eletro ventilador [Pa]
P_{FR}	Potência do freio regenerativo [W]
P_v	Potência do veículo [W]
P_{vm}	Pressão de sucção do ar no vão motor [Pa]
q	Taxa de transferência de calor [W]
\dot{Q}_{bat}	Rejeição térmica da bateria [W]
Q_{ent}	Calor absorvido [J]
\dot{Q}_{ger}	Taxa de calor gerada no motor (devido à combustão no motor) [W]
\dot{Q}_i	Calor total inserido no motor [W]
q_{rad}	Taxa de transferência de calor no radiador [kW]
Q_{sai}	Calor rejeitado [J]

R_{int}	Resistência interna da bateria [ohms]
T_{me}	Torque no motor elétrico [N.m]
U	coeficiente Global de transferência de calor [W/(m ² .K)]
v	Velocidade [m/s]
v_{kph}	Velocidade em quilômetros por hora [km/h]
ε	Efetividade de um trocador de calor [adimensional]
η_{emot}	Eficiência do motor elétrico [adimensional]
η_g	Eficiência global da superfície aletada [adimensional]
ω	Rotação angular [rad/s]

Subscritos

s	condições na superfície
∞	condições de corrente livre
b	base de uma superfície estendida
abs	absorvido
viz	vizinhança
r	radiação refletida
n	corpo negro
mot	Motor
rad	Radiador
liq	Líquido
ar	Ar
raz	Razão
ev	Eletro ventilador

exp	Reservatório de expansão
ent	Entrada
sai	Saída
junção	Ponto do sistema de arrefecimento onde ocorrem as junções dos líquidos provenientes dos componentes incluídos no modelo
emot	Motor elétrico
bat	Bateria do veículo elétrico

As unidades utilizadas foram definidas em sua maioria seguindo Sistema Internacional de Unidades, porém devido à extensa aplicação na indústria, alguns parâmetros e variáveis tiveram suas unidades definidas de acordo com o utilizado no meio industrial. Cada variável cuja unidade foi definida diferentemente do Sistema Internacional tem suas unidades indicadas na equação à qual foi aplicada.

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

MCI	Motores de Combustão Interna
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
PME	Pressão Média Efetiva
PCI	Poder Calorífico Inferior
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>
ECU	<i>Engine Control Unit</i> (Unidade de gerenciamento eletrônico do motor)
ATB	<i>Air to boil</i>
RPM	Rotações por minuto
NUT	Número de Unidades de transferência
DC	<i>Duty Cycle</i>

RESUMO

O presente estudo propõe o desenvolvimento de um modelo transiente para simulação do sistema de arrefecimento de um motor a combustão interna de um veículo, a partir de um dado ciclo de velocidades previamente definido. De posse do modelo desenvolvido são, então estudadas três diferentes estratégias simples de controle de um eletro ventilador ativado por PWM (*Pulse Width Modulation*): *lookup table*, PID (Proporcional-Integral-Derivativo) e conceitos de lógica *Fuzzy*; a fim de auxiliar na eficiência energética do veículo, reduzindo a energia demandada do alternador. Os parâmetros de controle das estratégias estudadas são submetidos a um algoritmo de otimização com o intuito de encontrar a calibração mais eficiente para cada estratégia, mantendo a temperatura nos níveis aceitáveis de funcionamento do motor (definida no modelo dentro da faixa de 90 e 105°C), além de atingir os objetivos de eficiência energética do componente. Os resultados obtidos pelo ajuste de parâmetros de controle indicam redução da energia despendida pelo componente através da estratégia por conceitos de lógica *Fuzzy* de aproximadamente 85%, de tal forma que o nível final de energia obtido por essa estratégia se manteve abaixo do obtido pelas outras duas. A estratégia de controle por PID foi a que apresentou menor redução percentual dentre as estratégias simuladas.

Palavras Chaves: Modelagem; Sistema de arrefecimento; Controle; Eletro Ventilador; Otimização; Eficiência Energética;

ABSTRACT

The present study proposes a transient model for simulation of the cooling system of an internal combustion vehicle from a given speed cycle previously defined. With the developed model, three different simple control strategies of a PWM (Pulse Width Modulation) driven fan are studied: lookup table, PID (Proportional-Integral-Derivative) and Fuzzy logic concepts, which assists in the energy efficiency of the vehicle, reducing the energy demanded by the alternator. The control parameters of the strategies studied are subjected to an optimization algorithm in order to find the most efficient calibration for each of them, maintaining the temperature at the acceptable levels of engine operation (defined in the model between 90 and 105°C), in addition to achieving the component's energy efficiency objectives. The results obtained by the control parameters adjustment indicate an energy reduction by the component through the Fuzzy logic concept strategy of approximately 85%, whose final energy level remained below that the obtained by the other two strategies. The PID control strategy was the one with the lowest percentage reduction among the simulated strategies.

Keywords: Colling System; Modeling; Control; Electric fan; Optimization; Energy Efficiency;

1. INTRODUÇÃO

Automóveis são atualmente uma necessidade de inúmeras pessoas em todo o mundo, e seu número cresce praticamente todo ano em diversas regiões do planeta. Segundo GROSS, 2016, as projeções indicam que em 2030 haverá mais de 2 bilhões de veículos circulando nas estradas de todo o mundo, o dobro do montante observado em 2010, 1 bilhão, sendo a maioria deles ainda movidos a combustíveis fósseis. No Brasil, segundo dados da ANFAVEA, 2019, o número de veículos produzidos em 2018 foi superior a 2,8 milhões, valor superior ao produzido no ano de 2017 (aproximadamente 2,7 milhões). O estudo cita ainda uma projeção de crescimento nesse número para 2019.

Segundo FUGLESTVEDT et al., 2007, o transporte de bens de consumo e de pessoas é um dos principais responsáveis pelo aumento dos gases de efeito estufa. Ainda segundo os autores, embora as emissões de dióxido de carbono (CO₂) tenham aumentado 13% de 1990 para 2000, as emissões desse gás nas áreas de aviação e transporte rodoviário cresceram, cada um, 25%.

Devido a essa projeção de crescimento da frota de veículos automotores, e às consequências negativas que muitos desses veículos causam ao meio ambiente, bem como à preocupação desses efeitos negativos causados por muitos desses veículos, como aquecimento global, emissões de gases nocivos, etc., novas tecnologias e políticas de controle de emissão de gases vêm sendo pauta de diversos estudos e conferências realizadas por todo o mundo. Segundo GROSS, 2016, em 2000, na Europa foram introduzidos, pelas montadoras de veículos, filtros para remover partículas de Diesel, com o intuito de se atingir os restritos limites de emissões. Mesmo assim, os veículos Diesel ainda são responsáveis por emitirem mais partículas de Nitrogênio em relação aos veículos do ciclo Otto. Já no Japão, por exemplo, houve o favorecimento do desenvolvimento da tecnologia de veículos híbridos, inicialmente mais caros.

No Brasil, programas como o de controle de emissões veiculares (PROCONVE), criado em 1986, com nova atualização em 2017, têm como objetivo, reduzir e controlar a contaminação atmosférica e a emissão de ruídos por veículos automotores. O programa fixa prazos, limites máximos de emissão estabelecendo exigências tecnológicas para veículos automotores, nacionais e importados. (IBAMA, 2011), (MMA, 2013). Ainda no

Brasil, o Programa de Incentivo à Inovação Tecnológica e Adensamento da Cadeia Produtiva de Veículos Automotores (Inovar-Auto), possui o objetivo de criar condições para o aumento da competitividade no setor automotivo, produzir veículos mais econômicos e seguros, investir na cadeia de fornecedores, em engenharia, tecnologia industrial básica, pesquisa e desenvolvimento e capacitação de fornecedores. (MDIC, 2012).

Devido à constante busca por eficiência energética nos veículos produzidos após a criação dos programas citados, vários novos componentes e tecnologias foram aplicadas nos novos veículos automotores com o intuito de se obter uma maior eficiência energética nos diversos componentes e sistemas do veículo, reduzindo, assim o consumo de combustível. No caso do sistema de arrefecimento, uma das principais tecnologias, capaz de apresentar controle da temperatura do sistema e promover seu gerenciamento térmico, é o eletro ventilador controlado por PWM (*Pulse Width Modulation*). Esse componente, quando calibrado eficientemente, é capaz de melhorar o gerenciamento térmico do sistema de arrefecimento do veículo reduzindo a energia requerida do alternador e, conseqüentemente, a potência absorvida do motor, aumentando sua eficiência energética. Um dos principais desafios relacionados a esse tipo de tecnologia é sua calibração, a qual, deve garantir que o sistema atenda aos requisitos térmicos do veículo em diversas situações, e também cumpra sua função na redução da energia despendida pelo componente, aumentando sua eficiência energética (SILVA et al., 2018). Na maioria das vezes, porém, essa calibração ocorre de maneira empírica, através de simulações físicas em ambiente controlado, sendo necessária a realização de vários testes até que valores satisfatórios para os parâmetros de controle do eletro ventilador sejam encontrados, tornando esse processo oneroso e demorado.

Com o intuito de evitar a realização de testes físicos repetitivos, os quais na maioria das vezes são muito caros, a utilização de modelos matemáticos é cada vez mais uma realidade presente e necessária em diversos campos de atuação. (FONSECA, 2014). Através do modelo matemático do sistema de arrefecimento, através de equações lineares de parâmetros concentrados, por exemplo, é possível se estimar o comportamento do líquido do sistema de arrefecimento em diversas situações, sem a necessidade de custos computacionais muito grandes. A previsão do comportamento da temperatura do sistema de arrefecimento e da rejeição térmica para o líquido de arrefecimento, no motor, bem como do líquido de arrefecimento para o ambiente, no radiador, torna a calibração dos

parâmetros de controle do eletro ventilador uma tarefa menos onerosa e realizada em menor tempo.

1.1. A necessidade de novas fontes de energia

Mesmo com a recorrente procura por melhorias tecnológicas nos motores a combustão interna, e o desenvolvimento de programas e incentivos para o aumento da sua eficiência energética, a utilização de combustíveis fósseis continua sendo um problema. Mesmo com uma maior eficiência energética, o aumento do número de veículos dependentes do petróleo traz como consequência o contínuo aumento de gases de efeito estufa. Além disso, existem projeções indicando que as reservas de petróleo só serão capazes de suprir a frota de veículos, levando-se em consideração os níveis atuais, pelos próximos 40 anos. Esse cenário pode resultar em altos preços dos combustíveis provenientes de fontes como o petróleo. Outros combustíveis fósseis, como o carvão vegetal, também podem ser utilizados como fonte para produção do combustível de veículos. Porém, o combustível produzido por essa fonte é mais caro, e o carvão vegetal, embora em maior quantidade que o petróleo, ainda é um recurso finito. (LARMINIE e LOWRY, 2012).

Devido a isso e à crescente preocupação com os efeitos negativos ao meio ambiente, principalmente dos veículos movidos à gasolina e óleo diesel, várias pesquisas e incentivos estão sendo voltados para a produção de veículos elétricos. Segundo LARMINIE e LOWRY, 2012, a extinção da produção de dióxido de carbono somente será possível, caso a energia desses veículos elétricos seja proveniente de combustíveis não fósseis, como nuclear e outras energias alternativas.

Segundo HIRTENSTEIN, 2018, a frota de veículos elétricos tende a triplicar seu valor, para mais de 13 milhões, em 2020, comparado ao ano de 2017. Ainda segundo a autora, a projeção é que esses veículos aumentem seu número em 24% a cada ano até 2030, atingindo uma ordem de 126 milhões.

Veículos elétricos são uma realidade cada vez mais presente dentre os veículos automotivos, e o estudo de suas funcionalidades, bem como o desenvolvimento de novas tecnologias é cada vez mais necessário.

1.2. Objetivos

O presente estudo possui como objetivo geral o desenvolvimento de um modelo computacional de um sistema de arrefecimento água/ar, comumente aplicado em um veículo com motor a combustão interna, bem como a utilização desse modelo para a comparação da energia despendida pelo eletro ventilador através da aplicação de diferentes estratégias de controle da rotação do componente. São estudadas três estratégias de controle, cujos parâmetros são ajustados e otimizados, com a aplicação de algoritmos de otimização específicos, utilizando-se o modelo desenvolvido através do software Matlab R2010a (MATHWORKS, 1994-2019).

Para se alcançar o objetivo geral, o estudo possui os seguintes objetivos específicos:

- Modelagem do sistema de arrefecimento de um motor a combustão interna de um veículo automotor;
- Calibração e correlação do modelo com os resultados de teste físico de um veículo com características semelhantes ao veículo modelado;
- Desenvolvimento das estratégias de controle do eletro ventilador;
- Ajuste e otimização dos parâmetros de controle de cada estratégia em um ciclo pré-determinado;
- Comparação entre os valores de energia obtidos com cada parâmetro ajustado a fim de encontrar a estratégia mais eficiente;

Após o desenvolvimento do modelo do sistema de arrefecimento e ajuste das estratégias de controle do eletro ventilador, foi realizado um estudo de caso no qual o modelo do sistema de arrefecimento desenvolvido e as estratégias de controle da velocidade do eletro ventilador ajustadas são aplicados em um veículo elétrico para o controle de sua bateria e análise das possíveis consequências da aplicação do sistema de arrefecimento água/ar do veículo de combustão interna modelado em um veículo elétrico. O estudo de caso proposto está demonstrado no Anexo A.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção será abordada a fundamentação teórica necessária para o desenvolvimento do modelo térmico, o controle do eletro ventilador e sua otimização, bem como o estado da arte, com os principais trabalhos acadêmicos que embasaram o estudo proposto.

2.1. Motores de Combustão Interna

GANESAN, 1995, define os motores de combustão interna como aqueles cuja combustão acontece dentro do motor. Os dois principais tipos de motores de combustão interna são os rotativos e os alternativos. Dentre os rotativos encontram-se motores como o Wankel e turbinas a gás de ciclo aberto. Por outro lado, entre motores alternativos, existem os motores do ciclo Otto e ciclo Diesel. O presente trabalho se aprofundará apenas no estudo de motores alternativos do ciclo Otto.

2.1.1. Princípio de Funcionamento de um motor a combustão interna

Segundo GANESAN, 1995, os motores de combustão interna possuem quatro fases que acontecem dentro de seus cilindros. As fases são: admissão, compressão, expansão e exaustão.

- Admissão: momento em que o pistão se desloca do ponto morto superior - PMS (ponto em que o pistão está o mais próximo possível do cabeçote do motor) até o ponto morto inferior - PMI (ponto em que o pistão está o mais distante do cabeçote), admitindo a mistura ar/combustível para dentro do cilindro;
- Compressão: depois de admitida a mistura ar/combustível o motor comprime essa mistura, para que ela possa queimar com maior eficiência;
- Expansão: momento em que, durante a combustão, o gás se expande, deslocando o pistão e transmitindo o trabalho recebido da combustão ao eixo virabrequim;

- **Exaustão:** Após a queima da mistura ar-combustível, os produtos da combustão são expelidos para fora do motor através da pressão realizada no cilindro pelo pistão em movimento ascendente.

Em motores do ciclo Otto, a combustão ocorre por centelha, enquanto em motores do ciclo Diesel a combustão ocorre por compressão, daí a classificação desses motores como motores de ignição por centelha e motores de ignição por compressão, respectivamente.

As etapas citadas acima podem acontecer de maneira separada, em motores de quatro tempos, ou duas delas simultaneamente, em motores de dois tempos. Nos motores de quatro tempos, o ciclo se completa em duas revoluções do virabrequim, ou seja, em quatro cursos do pistão, enquanto nos motores de dois tempos ele se completa em uma revolução do mesmo, ou seja, em dois cursos do pistão. (GANESAN, 1995)

2.1.2. Motores de Ciclo Otto

O ciclo Otto, principal ciclo presente nos motores ideais à centelha, foi criado por Frenchman Beau Rochas em 1862, mas o motor recebeu o nome de Nikolaus A. Otto, que, em 1876 construiu um motor de quatro tempos usando esse ciclo. (ÇENGEL, 2006)

O ciclo é composto por duas transformações isentrópicas e duas transformações isovolumétricas. O calor entra a volume constante, no menor volume (PMS), e sai a volume constante, no maior volume (PMI). (ÇENGEL, 2006)

Os diagramas pressão por volume e temperatura por entropia do ciclo Otto ideal apresentados na FIG 2.1.

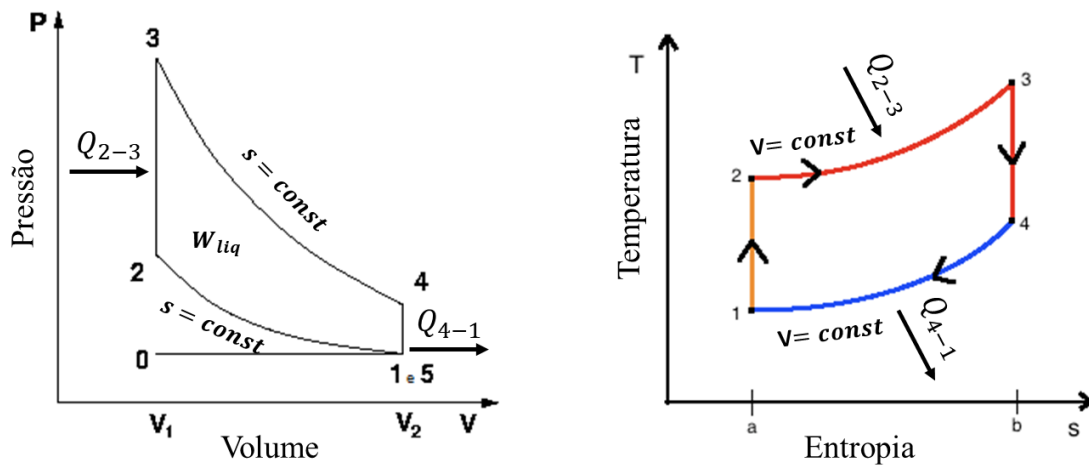


FIGURA 2.1: Diagramas P-V e T-S para o ciclo Otto ideal.

FONTE: Adaptado de OTTO, 2019

Segue uma descrição rápida dos processos existentes nesse tipo de motor.

- 1-2 Compressão isentrópica
- 2-3 Adição de calor a volume constante
- 3-4 Expansão Isentrópica
- 4-1 Rejeição de calor a volume constante

Como demonstrado na FIG 2.1, o motor passa por dois ciclos isentrópicos, e dois ciclos isovolumétricos. (ÇENGEL, 2006)

2.1.2.1. Eficiência Térmica

Segundo ÇENGEL, 2006, a eficiência térmica do motor Otto é dada segundo a EQ. (2.1):

$$\eta_{\text{Otto}} = \frac{Q_{\text{ent}} - Q_{\text{sai}}}{Q_{\text{ent}}} \quad (2.1)$$

Considerando-se os processos 2-3 e 4-1, descritos pelas EQ. (2.2) e (2.3):

$$Q_{\text{ent}} = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (2.2)$$

$$Q_{\text{sai}} = m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1) \quad (2.3)$$

Portanto a eficiência do motor é dada como na EQ. (2.4):

$$\eta_{\text{Otto}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2.4)$$

Considerando ainda os processos 1-2 e 3-4, utilizando as relações matemáticas presentes em processos isentrópicos, e definindo-se a taxa de compressão r como a razão entre os volumes V_1 e V_2 ou V_4 e V_3 , ou seja, a razão entre o PMI e o PMS. pode-se encontrar a eficiência do motor como na EQ. (2.5):

$$\eta_{\text{Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{(\gamma-1)}} \quad (2.5)$$

Onde $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$.

Os valores de eficiência encontrados para o motor Otto são relativamente baixos devido às baixas taxas de compressão que o motor trabalha (6 a 10). (GANESAN, 1995)

A partir da EQ. 2.5 percebe-se que a eficiência do motor Otto é função da razão de compressão. Devido a isso pode-se fazer uma curva analisando o comportamento da eficiência em função de alguns valores de razão de compressão para γ igual a 1,4:

2.1.2.2. Trabalho realizado

Pode-se calcular o trabalho realizado segundo a EQ. (2.6):

$$W = Q_S - Q_R \quad (2.6)$$

Outra forma de calcular o trabalho é a partir da área do gráfico P-V ideal mostrado na FIG 2.1, e descrito na EQ. 2.7,

$$W = \frac{P_3 \cdot V_3 - P_4 \cdot V_4}{\gamma - 1} - \frac{P_2 \cdot V_2 - P_1 \cdot V_1}{\gamma - 1} \quad (2.7)$$

O trabalho é dado finalmente segundo a EQ. (2.8):

$$W = \frac{P_1 \cdot V_1}{\gamma - 1} \cdot (r_p - 1) \cdot (r^{(\gamma - 1)} - 1) \quad (2.8)$$

Onde r_p é a razão de pressão, dada como a razão entre P_3 e P_2 ou P_4 e P_1 .

Um parâmetro importante presente no estudo de um motor é a Pressão Média Efetiva, a qual é definida como a pressão média e constante que poderia ser considerada atuante dentro do cilindro durante todo um ciclo. Essa pressão pode ser calculada pela EQ. (2.9):

$$PME = \frac{P_1 \cdot r \cdot (r_p - 1) \cdot (r^{(\gamma - 1)} - 1)}{(\gamma - 1) \cdot (r - 1)} \quad (2.9)$$

O principal combustível dos motores do ciclo Otto é a gasolina, que por ser um combustível relativamente volátil, sua temperatura de autoignição é alta, evitando, assim que o combustível “queime antes da hora”. A queima ocorre devido à ignição provocada por uma centelha quando o pistão está prestes a atingir o PMS. Assim, a injeção que ocorre é uma mistura de ar e combustível que será explodida com a centelha. Tal mistura é medida através de uma borboleta que propicia a entrada de certa proporção de ar e combustível. (GANESAN, 1995)

2.1.2.3. Perdas de Calor pelo Motor

Segundo GANESAN, 1995, Motores de combustão interna (ciclo Otto) transformam cerca de 25 a 35 por cento da energia química do combustível em energia mecânica. O restante é transformado em calor, perdido no espaço de combustão interna, ou dissipado pelo sistema de arrefecimento e exaustão.

Segundo BARROS, 2017, as principais perdas de calor do motor são:

- Perdas de calor para o sistema de arrefecimento
- Perdas de calor sensível pelos gases de descarga
- Perdas de calor por radiação e convecção através do bloco do motor
- Perdas de calor por combustão incompleta
- Perdas de calor por atrito das partes móveis do motor
- Perdas de energia pela movimentação de acessórios do motor

A FIG 2.2 representa o balanço térmico do motor, com as principais formas de dissipação de cada calor.

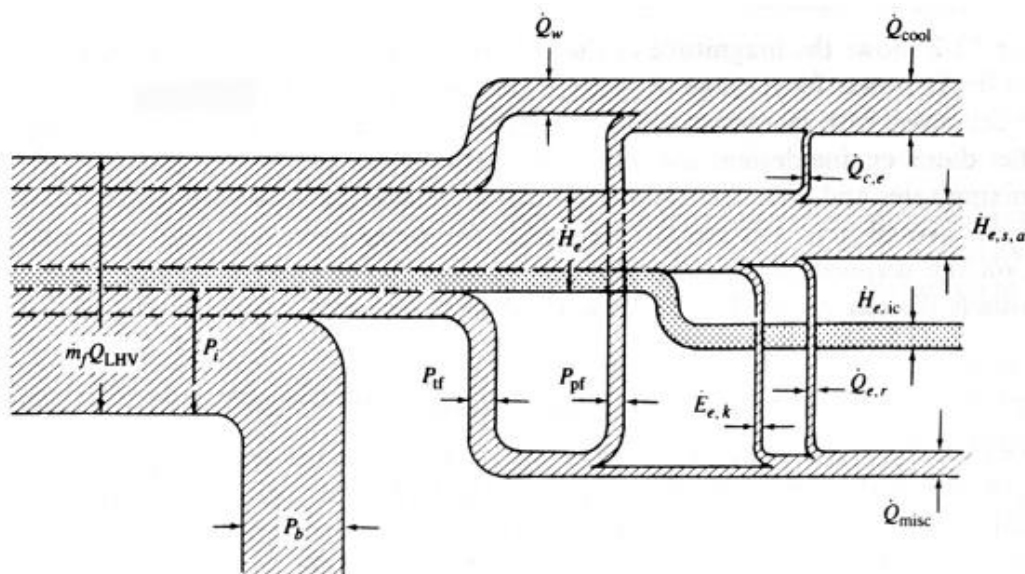


FIGURA 2.2: Diagrama de fluxo de energia para motores de combustão interna.

FONTE: HEYWOOD, 1988

Onde, $\dot{m}_f Q_{LHV}$ é a vazão mássica de combustível x valor calorífico líquido; \dot{Q}_w é a taxa de transferência de calor para a parede da câmara de combustão; \dot{H}_e é o fluxo de entalpia

do gás de exaustão; P_b é a Potência de freio; P_{tf} a potência total de atrito; P_i a potência indicada; P_{pf} a potência de atrito no pistão; \dot{Q}_{cool} a rejeição de calor para o sistema de arrefecimento; $\dot{Q}_{c,e}$ a taxa de transferência de calor do sistema de exaustão para o sistema de arrefecimento; $\dot{H}_{e,s,a}$ o fluxo de entalpia do gás de exaustão liberado para a atmosfera; $\dot{Q}_{e,r}$ o fluxo calor perdido por radiação pelo sistema de exaustão; $\dot{E}_{e,k}$ o fluxo de energia cinética do sistema de exaustão; Q_{misc} a soma dos fluxos e transferências de energia remanescentes.

Para o presente estudo, a principal fonte de perda de calor é a porcentagem de calor perdida para o sistema de arrefecimento, que, segundo HEYWOOD, 1988, equivale a aproximadamente 25% do calor introduzido no motor pela queima do combustível.

Uma maneira utilizada para se estimar o calor rejeitado por um motor de combustão interna para o fluido de arrefecimento é através de testes experimentais em dinamômetro de motor, a partir do qual estima-se o balanço de energia das diversas cargas térmicas envolvidas na operação do mesmo. (BARROS, 2017).

2.1.3. Sistema de Arrefecimento de um veículo com motor a combustão interna

A maior parte da energia queimada pelo combustível em um motor de combustão interna, como um motor a gasolina, por exemplo, é transformada em calor durante o processo. Devido a isso, altas temperaturas podem ser suportadas durante o funcionamento do veículo. O sistema de arrefecimento do motor de um veículo tem o objetivo de controlar esse aumento de temperatura a fim de não se danificar os componentes do mesmo. Esse controle de temperatura deve-se à troca de calor entre um fluido e as partes quentes do motor.

Existem principalmente dois tipos de sistema de arrefecimento, a ar o que utiliza líquido de arrefecimento. Por não estar presente no veículo analisado nesse trabalho, o sistema de arrefecimento a ar não será descrito nesse trabalho, o qual se dedicará apenas a veículos com sistema de arrefecimento com a presença de líquido de arrefecimento.

2.1.3.1. Sistema de arrefecimento a com líquido de arrefecimento

É o tipo de sistema presente na maioria dos veículos. Esse tipo de sistema utiliza a circulação de líquido, geralmente água e aditivo (como por exemplo, o etileno glicol), através de mangueiras e várias partes do motor. Ao passar por essas partes quentes, o calor é transferido ao fluido, resfriando-as. A FIG 2.3 demonstra esse tipo de sistema de arrefecimento.

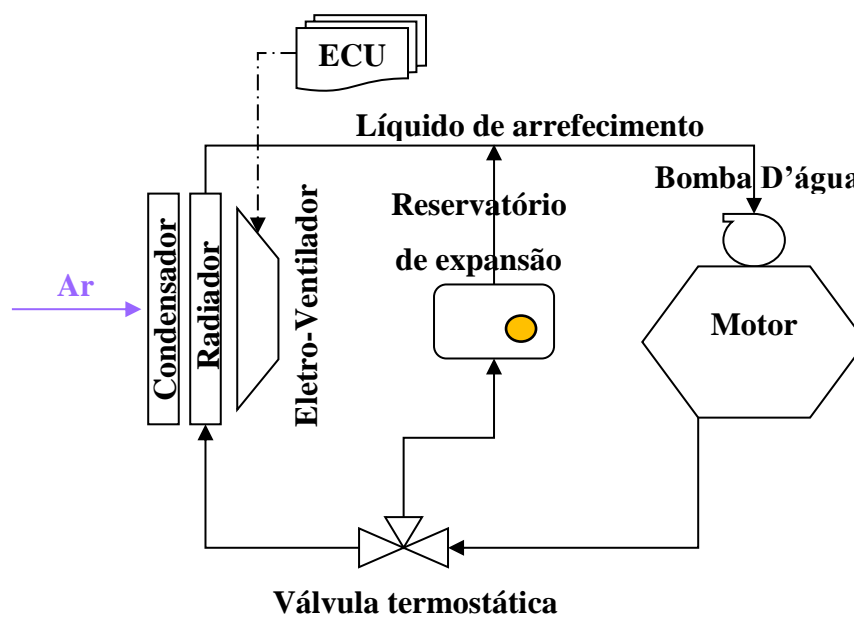


FIGURA 2.3: Principais Componentes do sistema de arrefecimento de um veículo.

FONTE: Adaptada de BARROS, 2017

Depois de sair do motor e passar pela válvula termostática (no caso em que ela esteja aberta), o líquido quente se dirige por outro componente do sistema, o radiador. Nesse componente há a retirada de uma parte do calor desse líquido por uma corrente de ar que circula pelo mesmo, essa corrente pode ser causada por pressão dinâmica ou por um ventilador.

Depois de ser resfriado no radiador, o líquido é enviado novamente para o motor, reiniciando o ciclo.

Os principais componentes desse tipo de sistema são:

- Radiador
- Ventilador (com ou sem convergedor)
- Bomba d'água
- Válvula termostática
- Reservatório de expansão
- Tubos e mangueiras

2.1.3.1.1. Bomba d'água

É uma bomba centrífuga conectada ao virabrequim, normalmente acionada por engrenagem, cuja função é forçar a circulação do líquido de arrefecimento sempre que o motor está ligado.

2.1.3.1.2. Válvula Termostática

A válvula termostática tem a função de permitir que a água que está no radiador circule pelo motor do veículo a fim de se manter a temperatura de trabalho do mesmo. A baixas temperaturas, a válvula bloqueia a passagem do fluido de arrefecimento do radiador para o motor e vice-versa, fazendo com que o líquido permaneça apenas no motor, se esquentando rapidamente até a temperatura de abertura da válvula.

Quando a válvula se abre, ela “libera” a entrada do líquido que estava no radiador para dentro do motor, permitindo também que o líquido quente que sai do motor vá para dentro do radiador, diminuindo sua temperatura. A válvula permanece aberta até que a temperatura do líquido que passa por ela seja inferior à sua temperatura de abertura.

2.1.3.1.3. Reservatório de Expansão

O reservatório de expansão é um componente que tem a propriedade de liberar o ar que está presente na tubulação de arrefecimento, a fim de evitar danos à bomba. Além disso,

ele ainda permite a variação de pressão dentro do sistema. O volume de ar do tanque de expansão deve ser grande o suficiente para absorver a expansão térmica do líquido de arrefecimento, durante o acúmulo rápido de pressão e evitar a ebulição do líquido de arrefecimento quando o motor quente é desligado. (BOSCH, 2005)

2.2. Radiador

Segundo BOSCH, 2005, o radiador é um trocador de calor responsável por retirar calor do líquido que sai do motor a alta temperatura, a fim de que ele possa continuar dissipando calor proveniente do motor. Utiliza aletas as quais facilitam a troca entre o ar e o líquido circulante.

O material mais presente utilizado para a fabricação de radiadores dos carros mais modernos é o alumínio. Eles se dividem praticamente em dois grupos:

- Radiadores Soldados
- Radiadores montados mecanicamente

2.2.1. Dimensionamento de Radiadores

- Coeficiente Global de transferência de Calor

Segundo INCROPERA et al, 2008, uma maneira de se dimensionar um trocador de calor é utilizando o Coeficiente Global de Troca de calor U ($W/m^2.K$).

O valor desse coeficiente é encontrado pela EQ. (2.10):

$$\frac{1}{U \cdot S_{ar}} = \frac{1}{\eta_0 \cdot h_{ar} \cdot S_{ar}} + R_w + \frac{R_f''}{S_f} + \frac{1}{h_f \cdot S_f} \quad (2.10)$$

Onde U é o coeficiente global de transferência de calor; S_{ar} é a superfície de troca de calor do lado do ar; S_f é a superfície de troca de calor do lado do fluido; h_{ar} é o coeficiente de

transmissão de calor do lado do ar; h_f é o coeficiente de transmissão de calor do lado do fluido; R_w é a resistência térmica na condução para paredes cilíndricas; R_f'' é o fator de incrustação (tabelado) e η_g é a eficiência global da superfície aletada.

Cada um dos parâmetros representados acima é estimado através de formulações que levam em consideração as dimensões do radiador, configurações do veículo, condições ambientais, velocidade do veículo, etc. Mais detalhes sobre modelo utilizado para a estimativa desses parâmetros e as formulações utilizadas para a modelagem do sistema de arrefecimento como um todo estão descritas na metodologia do presente estudo.

- Efetividade

O método da efetividade é um método que utiliza efetividade de um trocador de calor em transferir uma dada quantidade de calor, a fim de se estimar a temperatura de entrada e saída do fluido. (BARROS, 2017)

A efetividade de um trocador de calor é definida como:

$$\varepsilon = \frac{\text{Troca de calor real}}{\text{Troca máxima de calor}} \quad (2.11)$$

Uma vez estimada, e conhecendo-se os valores de temperatura de entrada tanto do líquido quanto do ar no radiador, além da menor dentre a capacidade térmica desses dois fluidos, a taxa de transferência de calor pode ser calculada pela expressão a seguir:

$$q = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (T_{e_{\text{liq}}} - T_{e_{\text{ar}}}) \quad (2.12)$$

Onde C_{\min} é a capacidade térmica mínima entre as capacidades térmicas do líquido e do ar; $T_{e_{\text{liq}}}$ e $T_{e_{\text{ar}}}$ são as temperaturas de entrada do líquido e do ar, respectivamente no trocador de calor.

Mais detalhes da utilização do método e modelagem do sistema de arrefecimento do veículo através da estimativa do calor rejeitado pelo trocador de calor são apresentados posteriormente na metodologia do estudo.

2.3. Eletro Ventilador

O ventilador de arrefecimento é o componente responsável pela ventilação forçada no radiador do veículo quando esse se encontra parado em funcionamento ou em baixas velocidades, uma vez que mesmo nessas condições o motor ainda precisa ser resfriado (BOSCH, 2005). A FIG 2.4 apresenta um exemplo de eletro ventilador veicular com dois conjuntos de pás e dois motores.



FIGURA 2.4: Eletro-ventilador do sistema de arrefecimento do motor de um veículo

FONTE: DUTRA e HUEBNER, 2009

O eletro ventilador, mostrado na FIG 2.4, pode ser do tipo discreto, sendo acionado em certas velocidades, dependendo da temperatura do veículo, da pressão e temperatura do sistema de ar condicionado, ou contínuo, controlando a velocidade do eletro ventilador gradativamente. A maioria dos ventiladores é feita de plástico e sua potência varia de veículo para veículo. (BOSCH, 2005). Há também veículos cujo ventilador é acionado pela rotação do motor, essa configuração acontece normalmente em carros de tração traseira e motores longitudinais.

O presente estudo se propõe a utilizar eletro ventiladores com controle contínuo de alimentação, mais especificamente o PWM (*Pulse Width Modulation*), por esses apresentarem uma melhor possibilidade de controle e um ganho de consumo de carga em relação ao eletro ventilador controlado por tensões discretas.

Segundo SILVA et al., 2018, em novos projetos automotivos, visando maior eficiência energética, há a utilização, com maior frequência, de eletro ventiladores com velocidades variáveis, controlados por PWM, o qual, segundo VASCA e LANNELLI, 2012 pode possuir diferentes formas. Além das vantagens encontradas nos eletro ventiladores convencionais, os Eletro ventiladores controlados por PWM possuem uma maior confiabilidade mecânica (PAPARRIZOS, 2003).

O controle PWM pode ser entendido com uma analogia a um circuito sendo modulado por uma chave, representado na FIG 2.5, a qual apresenta um circuito simples de um motor, alimentado quando a chave está fechada e não alimentado quando a chave está aberta.

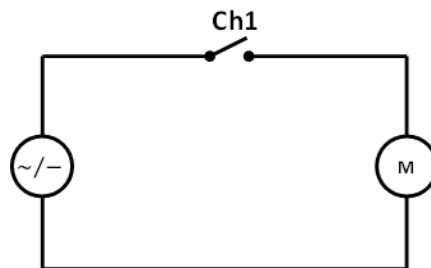


FIGURA 2.5: Analogia a um PWM onde um motor é alimentado quando a chave está fechada e não alimentada quando a chave está aberta

FONTE: Adaptado de RODRIGUES, 2015

Segundo RODRIGUES, 2015, a largura do pulso é definida a partir do tempo de permanência da chave fechada, sendo que a soma entre o tempo de chave fechada e chave aberta representa o período. A relação entre o tempo de pulso e a duração de um ciclo completo (abertura e fechamento da chave) define o ciclo ativo do pulso (também chamado de *Duty Cycle*). A FIG 2.6 apresenta a analogia do PWM com uma chave, demonstrando o fechamento (100% de tensão na carga) e abertura (0% de tensão na carga), sendo o tempo de abertura e fechamento controlado de tal forma a se obter uma tensão média.

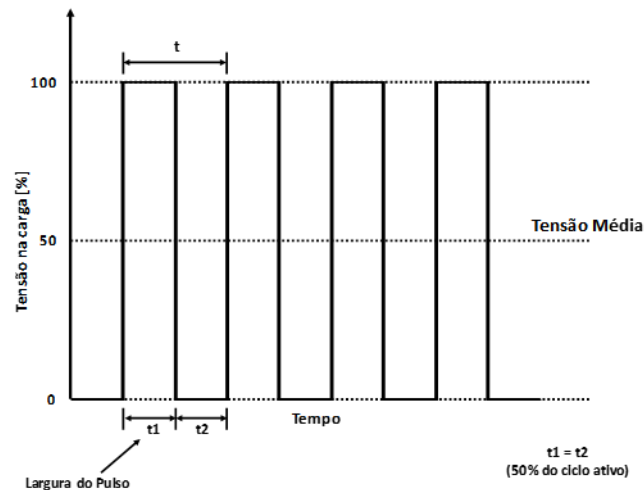


FIGURA 2.6: Abertura e fechamento da chave em tempo controlado variam a tensão média

FONTE: Adaptada de RODRIGUES, 2015

A frequência do pulso é um dos parâmetros mais importantes ao se definir um controle PWM a qual pode ser constante ou variável (VASCA e LANNELLI, 2012). Com a utilização de ciclos ativos diferentes, controla-se a potência média aplicada a uma carga. A FIG 2.6 apresenta, também, de maneira simplificada a representação da tensão média bem como o ciclo ativo de um controle por modulação de largura de pulso, o qual, medido em porcentagem, é a relação entre o tempo de 100% de tensão na carga e o tempo entre dois pulsos (t/t_1).

2.4. Modelagem de sistemas dinâmicos

O termo modelagem, segundo WELLSTEAD, 2000, pode ser interpretado de diferentes maneiras. Para um analista de controle de sistemas o termo pode ser interpretado como uma abstração matemática em termos de um conjunto de equações diferenciais; para um engenheiro responsável por protótipo, por outro lado o termo pode ser interpretado como uma réplica em escala de um determinado sistema. Em outras palavras, pode-se diferenciar esses dois tipos de modelo como aqueles desenvolvidos para análise e controle de sistemas e aqueles utilizados para investigação detalhada de propriedades fundamentais do sistema. Essa distinção é demonstrada na FIG 2.7.

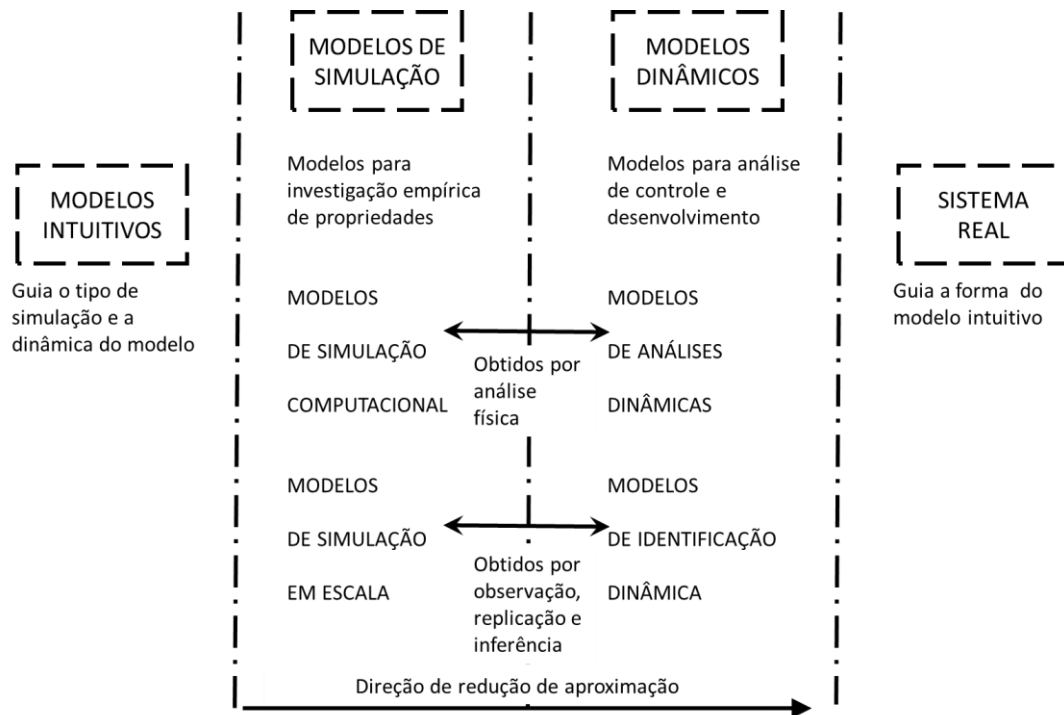


FIGURA 2.7: Relações entre vários tipos de modelos

FONTE: Adaptado de WELLSTEAD, 2000

Modelo dinâmico é o nome genérico dado para modelos matemáticos que podem ser descritos em função de equações matemáticas acopladas ou transformadas. Ele pode ser dividido, a princípio, em duas formas:

1. Modelos de análise dinâmicas: obtidos por análise do sistema físico em níveis fundamentais, envolvendo aproximações para simplificar o modelo na forma de equações diferenciais.
2. Modelos de identificação dinâmica: obtidos por inferência estatística do comportamento de sistemas físicos. Essa forma de modelamento leva a uma descrição idêntica à descrição obtida pela análise dinâmica. As diferenças estão no modo de obtenção das equações de movimento.

O modelo de simulação da FIG 2.7 é o termo utilizado para incluir todas as normas de modelos os quais possuem o objetivo de investigar características fenomenológicas básicas de um sistema ou processo. Essa classe de modelo inclui duas formas:

1. Modelos de simulações computacionais: através do qual uma análise exata e detalhada do sistema resulta em uma formulação matemática do seu

comportamento que pode ser implementada computacionalmente. Essas simulações tendem a ser extremamente complexas por natureza, envolvendo muitas complexidades que seriam omitidas em um modelo dinâmico.

2. Modelos de simulações em escala: Alguns fenômenos são tão complexos que desafiam vários tipos de análises úteis. Com o intuito de simular tais processos, é comum a construção de uma réplica física do processo em estudo com apropriada escala dimensional. Tais simulações em escala permitem uma variedade de condições físicas e operacionais a serem estudadas em um ambiente controlado frequentemente em um nível mais realista que outras formas de modelo permitiriam.

Segundo OGATA, 1998, a dinâmica de vários sistemas: mecânicos, térmicos, econômicos, biológicos, etc., pode ser descrita por equações diferenciais, as quais podem ser obtidas a partir das leis físicas que governam um sistema em particular. Ainda segundo OGATA, 1998, os modelos matemáticos podem assumir muitas formas diferentes, o uso de representações no espaço de estados para problemas de controle ótimo ou a representação através de função de transferência para a análise de resposta transitória ou de resposta de frequência de sistemas monitoráveis. Uma vez obtido o modelo matemático de um sistema, várias ferramentas analíticas e computacionais podem ser utilizadas para fins de análise e síntese. É necessário, porém atentar-se para os níveis de simplicidade versus precisão atrelados ao modelo, uma vez que a precisão de um modelo matemático aumenta junto com sua complexidade, e, geralmente quanto maior a complexidade de um modelo, maior o custo computacional necessário. Portanto, a complexidade e simplicidade do modelo deve ser coerente com o problema em consideração.

Em um modelo matemático razoavelmente simplificado, como é o caso de um modelo matemático linear de parâmetros concentrados, é necessário ignorar certas propriedades físicas inerentes ao sistema. Esse tipo de modelo linear (por parâmetros concentrados) é um tipo de modelo que emprega equações diferenciais ordinárias, será sempre preciso ignorar certa não-linearidades e a influência de parâmetros distribuídos, os quais dão origem a equações parciais e podem estar presentes no sistema físico.

O presente estudo se atem à utilização de modelos dinâmicos, mais especificamente, em modelos lineares de análise dinâmica por parâmetros concentrados cujas equações foram

modeladas em um software de simulação, o Matlab R2010a Versão acadêmica (MATHWORKS, 1994-2019).

2.5. Modelagem computacional do sistema de arrefecimento

Segundo YOO et al., 2000, de maneira simples, o sistema de arrefecimento de um veículo possui uma fonte de calor, proveniente da queima do combustível no motor, e diversas fontes de perda de energia, demonstradas de maneira geral na FIG 2.8.

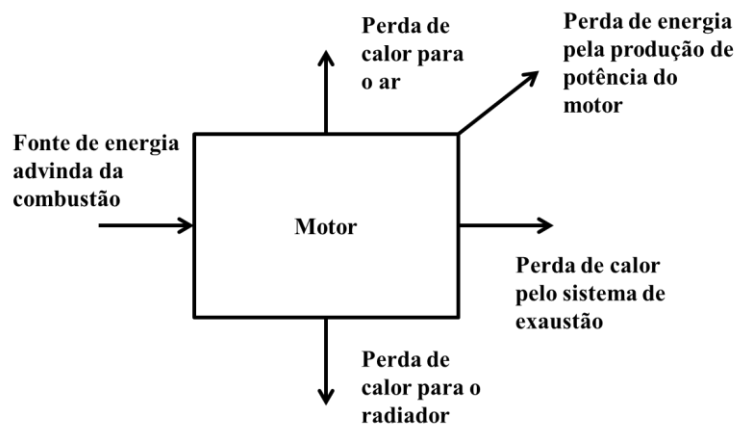


FIGURA 2.8: Fontes de energia associadas ao motor de combustão interna.

FONTE: Adaptada de YOO et al. 2000

A fonte de perda de energia tratada no presente estudo é a perda de calor para o líquido de arrefecimento. Após a combustão, parte do calor gerado dentro dos cilindros é transferida ao fluido de arrefecimento, aquecendo o mesmo. Ao sair do motor, a válvula termostática faz a distribuição deste líquido para os componentes do sistema de arrefecimento e climatização do veículo. Quando o líquido de arrefecimento apresenta temperatura maior que a de abertura da válvula termostática, parte dele se direciona ao radiador, sendo, então resfriado, YOO et al., 2000. Na maioria dos veículos de passeio, o módulo de arrefecimento é composto, além do radiador, pelo trocador de calor do sistema de ar-condicionado (condensador) e pelo eletro ventilador.

Segundo BARROS, 2017 os principais objetivos para a modelagem de trocadores de calor seriam:

- Prever a resposta no tempo das temperaturas do sistema de arrefecimento e de lubrificação, ou seja, tempo de “warm-up”
- Prever as temperaturas estabilizadas de funcionamento do sistema de arrefecimento e de lubrificação para diferentes regimes de carga no motor e velocidade do veículo
- Prever alterações no desempenho do motor devido as alterações nas temperaturas da camisa de água e do óleo
- Prever alterações nas condições de lubrificação devido alterações na temperatura do óleo

A FIG 2.3 apresentou os principais componentes a serem modelados em um sistema de arrefecimento, sendo esses componentes citados a seguir:

- Motor (gerador de potência e calor)
- Bomba (consumidor de potência e cria fluxo de água)
- Eletro-ventilador (consumidor de potência e aumenta o fluxo de ar)
- Válvula (limitador) termostática
- Radiador (trocador de calor)
- Reservatório de expansão
- Fluidos: Ar e água ou solução de glicóis
- ECU: Unidade de gerenciamento eletrônico

A formulação utilizada para representar cada um dos elementos citados e demonstrados acima está descrita na metodologia do estudo.

2.6. Desempenho Veicular

Durante a modelagem de veículos automotores, uma das principais características referentes à simulação de seu comportamento em determinada situação é a performance e dinâmica que um determinado veículo é capaz de apresentar. Segundo GILLESPIE, 1992, o assunto: dinâmica veicular, preocupa-se com movimentos ao longo de seus três

eixos, aceleração e frenagem, viradas e movimentos verticais. O presente estudo se atem ao desempenho de aceleração e velocidade constante de um veículo ao longo de um determinado ciclo.

Segundo LARMINIE e LOWRY, 2012, o primeiro passo no modelamento de um veículo é estimar o esforço de tração necessário para que o mesmo entre e permaneça em movimento, esforço esse, responsável pela propulsão do veículo ao ser transmitido ao chão pela transmissão e pelos pneus. Durante o movimento de um veículo, assim como para colocá-lo em movimento, diversas forças atuam sobre o mesmo, as principais dentre elas são:

- Arrasto Aerodinâmico
- Resistência ao rolamento
- Perdas da transmissão
- Residual de freio

Cada uma dessas forças possui maneiras de serem modeladas e estimadas, dentre as quais, algumas são tratadas em diversas referências, como GILLESPIE, 1992; LARMINIE e LOWRY, 2012; NORRBY, 2012. As forças de resistência ao movimento do veículo citadas podem também, segundo NORRBY, 2012, serem definidas como as forças necessárias para manter o veículo em velocidade constante, em marcha neutra, em uma estrada plana. Muitas montadoras de veículos utilizam um teste denominado “*Coast Down*” para determinar essa força. Ainda segundo NORRBY, 2012, o princípio básico de um teste de “*Coast Down*” é acelerar o veículo até uma pré-determinada velocidade e deixá-lo desacelerar em marcha neutra até uma outra velocidade pré-determinada, medindo o tempo desse processo. As forças de resistência ao movimento são, então calculadas da segunda lei de Newton através da velocidade e da massa do veículo, além da diferença entre as velocidades e o tempo gasto – EQ. (2.13).

$$F = m \cdot \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (2.13)$$

Após a aquisição das velocidades e tempos referentes a cada desaceleração até uma velocidade específica, e após o cálculo das forças obtidas em cada desaceleração, é

realizada uma regressão (pelo método dos mínimos quadrados, por exemplo) em um polinômio de segunda ordem, o qual representa a força de resistência ao movimento do veículo em função da velocidade do mesmo. Esse polinômio está representado na EQ. (2.14).

$$F_{cd} = f_0 + f_2 \cdot v_{kph}^2 \quad (2.14)$$

Onde F_{cd} é a força resistiva total do veículo em função da velocidade, estimadas pelo “*Coast Down*”, f_0 e f_2 são os coeficientes calculados a partir de método de regressão. f_0 é o coeficiente de ordem zero, medido em [N] e f_2 o coeficiente de ordem dois, medido em [N/(km/h)²].

Segundo LOPES, 2018, no Brasil, a norma ABNT 10312 (ABNT, 2014) define o procedimento de ensaio como a desaceleração livre do veículo em pista plana, sem inclinações significativas, partindo de uma velocidade igual a 100km/h até a velocidade de 30km/h, cujos intervalos máximos entre cada aquisição de tempo e velocidade são iguais a 10km/h.

As forças de arrasto aerodinâmico, resistência ao rolamento, perdas de transmissão, residual de freio, entre outras, são representadas pela EQ. (2.14), a qual é utilizada no presente modelo para estimar as forças de resistência ao movimento do veículo.

Além das forças citadas, e representadas pelo “*Coast Down*” veículo, outras duas forças de resistência ao movimento e não representadas pela EQ. (2.14) devem ser modeladas para serem utilizadas no modelo estudado. São elas:

- Componente do peso do veículo (caso esteja em uma rampa)

A componente do peso de um veículo de massa, m , em uma rampa de inclinação, θ , e exposto a um ambiente de gravidade, g , é calculada através da EQ. (2.15).

$$F_g = m \cdot g \cdot \text{sen}(\theta) \quad (2.15)$$

Em muitas situações, a rampa em que um veículo é exposto, θ , é expressa em porcentagem, e não em graus, sendo assim, a força de inclinação é calculada pela EQ. 2.16.

$$F_g = m \cdot g \cdot \text{sen}[\text{atan}(\theta_{\%})] \quad (2.16)$$

- Força para acelerar o veículo ou colocá-lo em movimento

Outra força que também atua em um veículo, ocorre em situações em situações de aceleração do veículo, ou seja, quando o mesmo está em repouso e necessita entrar em movimento, ou quando ele está em situação de aceleração como retomada, ultrapassagem ou outra situação de aceleração do mesmo. Essa força foi utilizada no modelo segundo a EQ. (2.17).

$$F_a = m \cdot a \quad (2.17)$$

Sendo a a aceleração do veículo, estimada no modelo segundo a EQ. (2.18).

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (2.18)$$

A modelagem da força total do veículo é representada pelo somatório de todas as forças citadas, EQ. (2.19).

$$F_t = F_{cd} + F_g + F_a \quad (2.19)$$

Ou:

$$F_t = f_0 + f_2 \cdot v_{kph}^2 + m \cdot g \cdot \text{sen}[\text{atan}(\theta_0)] + m \cdot \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (2.20)$$

2.7. Estado da arte da modelagem computacional do sistema de arrefecimento e controle do eletro ventilador

A simulação computacional está cada vez mais presente no desenvolvimento de diversos sistemas e componentes. No dimensionamento de trocadores de calor, é possível encontrar diversos estudos que utilizam técnicas de modelagem computacional. Existem também estudos experimentais referentes ao dimensionamento e influência da modificação de diversos parâmetros na performance de trocadores de calor. No que tange à influência dos eletro-ventiladores na performance do sistema e às diversas maneiras de controle desse componente visando menor energia despendida, vários estudos também podem ser encontrados.

2.7.1. Modelagem Computacional e dimensionamento do sistema de arrefecimento

Segundo MOUNIKA et al, 2016, um radiador automotivo é um trocador de fluxos cruzados, pertencente ao sistema de arrefecimento, responsável por transferir o calor de diversos pontos do motor para o ambiente.

Em seu estudo, MOUNIKA et al, 2016, além de analisarem um pequeno seguimento de um radiador em várias situações de ar se direcionando ao componente, simulando o movimento de um veículo do repouso até uma certa velocidade, os autores estimaram o coeficiente de transferência de calor do ar e do fluido de arrefecimento (etileno glicol) e o coeficiente de transferência de calor global do trocador de calor. Em seu estudo, os autores descrevem, através de equações matemáticas, a modelagem e estimativa dos parâmetros de performance de um radiador, tais eles: diâmetro hidráulico, número de Nusselt, velocidade do ar no trocador de calor, número de Reynolds, e o calor trocado no radiador. Para a modelagem e estimativa do desempenho do trocador de calor, assume-se que:

- O componente opera em condições de regime permanente;

- Não há perda ou geração de calor nas paredes do radiador nem no líquido de arrefecimento;
- Não existe troca de fase durante o fluxo do líquido de arrefecimento através do trocador de calor;
- O fluxo é distribuído uniformemente através do radiador tanto lado ar quanto lado líquido, sem a presença de estratificação de fluido, by-pass ou vazamento de fluxo;
- Mudanças de energia cinética e potencial são desprezadas

Os autores concluíram através da análise da modelagem do radiador que o Número de Nusselt do ar aumenta de 69 a 125% com o aumento do número de Reynolds do ar. Além disso, com a mudança da velocidade do ar no radiador, o coeficiente de transferência de calor do componente aumenta em 125%; e que com altas velocidades do ar no trocador de calor o número de Reynolds também é alto, porém como consequência, a eficiência das aletas se reduz levemente – como um exemplo, a eficiência das aletas é 6,1% menor quando o número de Reynolds cresce de 14000 para 71000. Outro ponto importante observado é que o coeficiente global de transferência de calor é uma função tanto do coeficiente de calor lado ar, quanto do líquido utilizado (quando o número de Reynolds lado ar cresce de 14000 para 71000, há um aumento de 91% no coeficiente global de transferência de calor). Por fim, os autores pontuam que em altas velocidades de rotação do motor do veículo com o intuito de aumentar sua velocidade, o calor gerado pelo motor também aumenta, sendo assim, em altas velocidades, o sistema de arrefecimento do veículo deve ser eficiente o bastante para dissipar esse maior calor gerado. Ou seja, mesmo em maiores velocidades, o trocador de calor deve ser dimensionado de maneira a compensar a redução na eficiência das aletas definidas para o radiador.

Diversos estudos na literatura são voltados para a modelagem e o dimensionamento dos sistemas de arrefecimento automotivo. ROSA et al, 2009 descreve de maneira esquemática as equações e métodos presentes na literatura para a modelagem e dimensionamento do sistema de arrefecimento de um veículo nas condições estabilizadas em teste de Air to Boil (ATB). A partir de um limite pré-estabelecido, Limite de ATB, o teste indica a máxima temperatura ambiente que o motor pode trabalhar, sem a ebulição do líquido de arrefecimento. O teste possui várias etapas e, em cada uma delas, uma temperatura de ATB é calculada através da EQ. (2.21).

$$ATB = T_v - T_{e_{liq}} + T_{amb} \quad (2.21)$$

Segundo SILVA et al., 2008, um dos principais testes realizados para se avaliar o desempenho de um radiador veicular é o teste de ATB, sendo um teste de fundamental importância para a garantia do perfeito funcionamento do sistema de arrefecimento nas mais variadas condições de operação. DUTRA E HUEBNER, 2009a propõem uma metodologia experimental para avaliar o perfil de velocidade do ar para calcular o índice de *air to boil* teórico do sistema. Os resultados obtidos para o cálculo do índice de ATB teórico foram posteriormente comparados aos resultados obtidos experimentalmente.

SILVA et al., 2013 estudaram a influência do passo de aleta de um radiador automotivo no desempenho do sistema de arrefecimento de um motor a combustão interna. Em seu estudo, os autores avaliam a influência no sistema de refrigeração do motor de um veículo através da variação do passo de aleta do radiador utilizando como referência o teste de ATB em câmara climática com rolo dinamômetro, com condições ambiente controladas. Os autores utilizaram dois radiadores com passo de aleta diferente para realizar a comparação do comportamento do sistema de arrefecimento do motor de um veículo, concluindo que o radiador com menor passo de aleta apresentou índices de ATB melhores em até 4°C em relação ao radiador com maior passo de aleta.

Segundo SHOME e JOSHI, 2005 em situações onde não é possível a realização de testes experimentais, devido ao tempo para construção de protótipos ou mesmo devido ao alto custo para o desenvolvimento corpos de prova, simulações baseadas em Fluidodinâmica Computacional (CFD) são cada vez mais utilizadas para caracterizar a performance térmica de radiadores.

YOO et al, 2000, consideram o sistema de arrefecimento automotivo como um sistema de reserva de energia, composto por fluido de arrefecimento, óleo motor, bloco do motor e cabeçote, de tal forma que o nível de energia do sistema é mensurado por sua temperatura. Segundo os autores, o acúmulo de energia de um motor de combustão interna é descrito através de parâmetros como calor transferido do motor para o ambiente ar ambiente, a vazão mássica de ar que entra no motor, a produção de potência e as temperaturas dos gases de exaustão. Uma vez que alguns desses parâmetros, como a temperatura dos gases de exaustão e a produção de potência pelo motor, não estão disponíveis facilmente, YOO et al 2000, utilizam o conceito de rejeição de calor para

encontrar a porção de energia proveniente do combustível e transferida para o líquido de arrefecimento. Em seu estudo, os autores utilizam dois modelos base para a modelagem do sistema de arrefecimento do veículo – o modelo da temperatura do líquido no motor e o modelo da temperatura do líquido no radiador, sendo que o líquido de arrefecimento esquenta no motor durante a fase de aquecimento do mesmo, e perde calor no radiador. O modelo de comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento no motor e no radiador são utilizados no estudo para detectar e isolar falhas no sistema de arrefecimento do veículo, sendo no artigo demonstradas quatro tipos de falhas: válvula termostática travada aberta, válvula termostática travada fechada, falha no sensor de alta temperatura e falha no sensor de baixa temperatura. No trabalho é apresentado um algoritmo para detecção de e isolamento de falhas no sistema de arrefecimento do veículo, utilizando o modelo de temperatura do líquido de arrefecimento. Finalmente, YOO et al, 2000, concluem que a utilização do algoritmo foi capaz de atingir os objetivos esperados, sem o algoritmo capaz de detectar e isolar as falhas relacionadas ao sistema de arrefecimento. Além disso, o modelo se mostrou confiável de tal forma que, com a presença de uma falha no sensor de temperatura, o mesmo pode ser utilizado como referência para a atual temperatura do sistema.

Em seu estudo SHOME e JOSHI, 2005 desenvolveram um modelo CFD para estimar os índices de ATB de um Veículo Utilitário Esportivo (SUV) movido a Diesel. Para validar o modelo, as estimativas de temperatura de ATB foram comparadas com resultados de ensaios sobre o sistema de arrefecimento ao ar livre. Os autores concluíram que o modelo desenvolvido no estudo foi capaz de estimar os índices de ATB com erros de 3-5°C ao ser utilizado em diversas operações de regime do veículo. Concluíram, também que os resultados de CFD disponibilizaram conhecimento sobre o campo de vazão e de calor no radiador, podendo ser utilizado para estudos futuros visando a otimização da performance térmica do radiador.

PIROTAIS et al, 2002 desenvolveram, em seu estudo, um modelo global para simular a temperatura do ar injetado na cabine pelo sistema de climatização, acoplado a um modelo termodinâmico que estima o comportamento térmico transiente do motor. A estimativa do coeficiente de convecção térmica nas paredes do cilindro do motor Diesel foi realizada pelo coeficiente de Hohenberg's e o cálculo da troca de calor no aquecedor da caixa de ar do veículo foi realizada através do método da efetividade-NTU. A correlação do modelo foi realizada, comparando-se os resultados da temperatura do ar da cabine e do

comportamento térmico do motor, estimados na simulação computacional, com resultados de testes experimentais. Foi utilizado o ciclo Europeu (NEDC) para a simulação da situação transiente. Os autores concluíram que o modelo global foi desenvolvido utilizando-se um método que parece apresentar a maneira correta o comportamento térmico transiente de um motor de combustão interna. Além disso, a correlação de Hohenberg foi adaptada para o modelamento do da troca de calor nas paredes do motor Diesel sem ajustes. Por fim, foi concluído que os testes experimentais realizados em túnel de vento validaram parcialmente a ferramenta de simulação global. Sendo assim, testes adicionais devem ser realizados para se entender as fontes das diferenças entre a simulação virtual e os resultados medidos.

ISKANDAR e FILHO, 2012 estudaram a aplicação de um sistema mecatrônico em substituição do sistema convencional de controle da temperatura do líquido de arrefecimento de um veículo com motor a Diesel. O modelo estudado visa proporcionar um controle mais preciso do da temperatura do motor do veículo, reduzindo emissão de poluentes e o consumo de combustível utilizando bomba d'água, eletro ventilador, e válvula termostática comandados eletronicamente, além de utilizar um algoritmo específico para seu controle. Os autores utilizaram modelos computacionais em GT-Power e Matlab/Simulink para estimar o comportamento da temperatura e dos componentes eletrônicos utilizados para seu controle. Por fim, os autores concluem que a utilização de componentes e algoritmos que ajudem a controlar a temperatura do sistema de arrefecimento de um veículo eletronicamente tendem a reduzir a energia consumida, a temperatura nas paredes do cilindro e as flutuações de temperatura, reduzindo, assim o stress térmico devido à alta variação da temperatura, além de proporcionar temperaturas mais estáveis de óleo do motor, reduzindo o atrito das partes móveis.

THOMAZ et al. 2018, propuseram a otimização do sistema de arrefecimento do veículo através de modelos virtuais correlacionados, com o intuito de reduzir o tamanho dos radiadores, e potência do eletro ventilador, o que tem impacto direto em eficiência energética, para um veículo aspirado de injeção indireta Baseados em uma metodologia de DOE (*Design of Experiments*), os autores variaram os parâmetros estudados em uma faixa específica de valores, a fim de atender normas que guiam o desenvolvimento do sistema de arrefecimento. Diferentes combinações de diferentes parâmetros foram testadas de maneira relativamente rápida quando comparados a testes experimentais.

Para realizar a análise das propostas, os autores utilizaram a ferramenta computacional Flomaster (FLOMASTER, 2019), a qual permite otimização e validação de sistemas termo fluidodinâmicos no início do desenvolvimento de projetos automotivos. O primeiro passo do estudo consistiu em construir e validar o modelo em um veículo, para, então variar dimensões de radiador e potência do eletro ventilador. Os testes de performance do sistema de arrefecimento são realizados em condições e ciclos que representam casos muito críticos de uso do veículo em sua vida útil, com a intenção de representar todos os possíveis casos que clientes poderiam enfrentar. São elas: condições de estrada plana em com velocidade alta, subidas de serra, carga máxima (100% de pedal do acelerador), regime mínimo do motor; sendo todas elas com o ar condicionado acionado e o eletro-ventilador na máxima rotação.

Segundo THOMAZ et al., 2018 o principal parâmetro observado é a entrada do radiador do veículo, sendo que seu limite é a temperatura máxima a qual não afeta a integridade do motor durante seu ciclo de vida, definido segundo normas internas nas empresas automotivas.

Para a análise e estimativa do fluxo de ar pelo trocador de calor, THOMAZ et al., 2018 utilizaram o conceito da curva de resistência do ar, a qual utiliza resultados de fluxo de ar por simulação 3D, sendo que com apenas um resultado de CFD é possível se realizar muitas simulações 1D. Outra característica desse conceito de análise de fluxo de ar, é que, caso haja a mudança de algum componente do sistema de arrefecimento, não é necessária a realização de outra análise 3D. A curva de resistência ao fluxo de ar é definida como uma taxa de fluxo de ar versus as características de queda de pressão de um veículo.

O próximo passo de THOMAZ et al., 2018 é apresentar os modelos matemáticos e os dados de entrada utilizados para a modelagem e simulação do sistema de arrefecimento do veículo. Para isso, alguns passos importantes necessitam ser seguidos, são eles:

- Entradas de performance do veículo

Esse passo é um dos mais importantes na simulação de sistemas térmicos, pois é nele onde calcula-se a rejeição térmica do motor, a qual tem impacto direto na estimativa da performance requerida por um sistema de arrefecimento. Para o cálculo da rejeição térmica, primeiramente necessita-se estimar o regime de rotação e o torque necessário do motor para cumprir o ciclo especificado, levando-se em consideração tipo do motor, peso do veículo, passageiros e a presença ou não de trailer, relação de marcha e relação do

diferencial, resistências ao movimento e pneus. Com essas informações e equações acopladas a uma caracterização térmica do motor, estima-se sua rejeição térmica.

- Modelagem do Radiador

Para a modelagem do radiador, THOMAZ et al., 2018 utilizaram o mapa de superfície 3D baseado nos números de Nusselt (Nu) e Reynolds (Re), por ser o mais indicado devido à sua versatilidade e acurácia. Além disso, indica-se o mapa de Nusselt, pois a partir de uma performance conhecida, é possível variar as dimensões do componente sem a necessidade de modificar o mapa de performance do mesmo. Os autores ainda descrevem as equações e metodologias utilizadas para o cálculo do calor rejeitado pelo radiador a partir dos valores estimados para o número de Reynolds, Nusselt e o coeficiente global de troca térmica do trocador de calor.

- Modelagem do Eletro Ventilador

Nesse tópico são demonstradas as leis dos ventiladores utilizadas para o cálculo da vazão, potência e aumento de pressão em função da rotação do eletro ventilador.

- Modelo virtual do sistema de arrefecimento

Após o cálculo dos parâmetros de entrada e a apresentação do modelo tanto do radiador quanto do eletro ventilador, THOMAZ et al., 2018 demonstram, de maneira esquemática, o funcionamento do sistema de arrefecimento do veículo como um todo, sendo a temperatura de entrada do radiador o parâmetro mais importante a ser estimado. O modelo foi construído utilizando-se o Software Flowmaster.

Após o desenvolvimento do modelo no Software descrito, THOMAZ et al., 2018 correlacionam os resultados obtidos nas simulações com resultados experimentais, para, então realizar o estudo estatístico através de um *Design of Experiments* (DOE) a fim de se encontrar as dimensões do radiador e potência do eletro ventilador ótimos para o veículo estudado. Com a metodologia descrita, os autores esperam o desenvolvimento de sistemas de arrefecimento sem sobre dimensionar ou subdimensionar os componentes, de acordo com as atribuições iniciais de projeto.

2.7.2. Performance e controle do eletro ventilador

O gerenciamento térmico realizado pelo sistema de arrefecimento de um automóvel requer eletro ventiladores cada vez mais sofisticados, produzindo tanto uma vazão de ar alta quanto um alto aumento de pressão em um espaço mínimo. Um maior aumento de pressão, geralmente, requer maior carga elétrica do motor do eletro ventilador e maior calor interno do componente, sendo necessário, portanto o arrefecimento eficiente do motor elétrico do eletro ventilador do veículo. Para conseguir o arrefecimento ótimo de um motor elétrico, os novos projetos de eletro ventiladores necessitam de um entendimento maior e mais detalhado do fluxo de ar ao redor do motor elétrico (HENNER et al. 2003).

Em seu estudo, HENNER et al. 2003 descreveram e validaram uma malha flexível padrão com o intuito de simular o campo de fluxo interno em um eletro ventilador veicular. Inicialmente os autores realizaram um estudo preliminar em CFD através de um modelo simplificado para entender as características principais do fluxo interno em um eletro ventilador do sistema de arrefecimento do motor. Nesse modelo simplificado, não foram levadas em conta as hélices do eletro ventilador, substituindo o fluxo externo através das hélices por saídas de velocidades teóricas. Da mesma forma, o fluxo de ar através do motor elétrico foi simplificado. O tamanho da carcaça, o tamanho do anel externo ao motor e a altura das ranhuras foram considerados parâmetros geométricos nesse modelo, além disso, a velocidade angular também foi variada.

No primeiro estudo preliminar, HENNER et al. 2003 encontraram que os raios do anel e da carcaça devem ser similares, e que uma velocidade angular maior aumenta o fluxo de ar no motor; além disso, os autores afirmam que a presença das ranhuras é crucial para o arrefecimento do motor elétrico. O próximo passo tomado no estudo é a investigação da influência da geometria das ranhuras e o efeito da combinação entre o fluxo externo através das hélices do eletro ventilador e o fluxo interno dentro da carcaça.

Os resultados obtidos por HENNER et al. 2003 com os testes experimentais demonstraram altas diferenças de temperaturas entre o eletro ventilador de referência com ranhuras pequenas e os quatro protótipos apresentados no estudo. Mesmo assim, pequenas diferenças de temperatura foram encontradas entre os motores com ranhuras

curvas e ranhuras radiais, indicando que uma análise CFD mais detalhada do fluxo interno dentro da carcaça necessita ser realizada.

Por fim, HENNER et al. 2003 concluem que o modelo proposto para simulação do eletro ventilador foi capaz de ser estendido para um eletro ventilador completo, contemplando tanto o fluxo externo através das pás do eletro ventilador e o fluxo interno dentro da carcaça através do motor elétrico. Baseados em estudos anteriores, um novo modelo padrão automático para a configuração interior da carcaça do motor elétrico, com o intuito de cobrir várias configurações e características de ranhuras internas.

Um segundo passo também atingido durante o estudo de HENNER et al. 2003, foi o desenvolvimento de um modelo elétrico simples e realístico capaz de representar as características aerodinâmicas do motor elétrico. As simulações de fluxo de ar foram simples e rápidas o suficiente para prover uma investigação detalhada das quatro configurações de ranhuras, comparando os resultados com a configuração inicial de referência, composta por ranhuras pequenas. Foram atingidos, com as configurações testadas, ganhos de aproximadamente 25% em taxas de vazão, comparadas com a configuração de referência, confirmando a tendência observada em testes experimentais realizados em câmara climática.

Em outro estudo, DUTRA e HUEBNER, 2009b, apresentam um estudo de caso, relativo ao fluxo de ar em um eletro ventilador com e sem convergedor, bem como sua influência no desempenho do sistema de arrefecimento do motor de um veículo. Em seu estudo, os autores realizaram a caracterização radiador através de testes experimentais realizados em situação controlada de câmara climática para, então realizar um estudo de caso, comparando a velocidade do ar e vazão volumétrica no radiador, com e sem a presença de convergedor.

Além da modelagem do fluxo de ar pelo eletro ventilador, é importante também o entendimento e controle seu funcionamento e vazão em função da temperatura do líquido de arrefecimento e pressão do sistema de ar condicionado do veículo. Segundo Silva et al. 2018, novas tecnologias de acionamento e controle de eletro ventiladores é cada vez mais presente nos novos sistemas de arrefecimento automotivos, com o intuito de aumentar a eficiência do componente e a redução do consumo de combustível do veículo como um todo. Uma dessas novas tecnologias utilizadas é o eletro ventilador ativado por PWM (*Pulse Width Modulation*), o qual, reduzindo a carga no alternador, auxilia na

eficiência energética do veículo. Um dos desafios da aplicação desse tipo de tecnologia é o desenvolvimento da calibração visando cumprir os requisitos térmicos do sistema além de apresentar ganhos na eficiência energética do veículo. Essa calibração ocorre na maioria das vezes de maneira empírica, sendo realizados vários testes até que valores satisfatórios de calibração sejam atingidos.

Parte do estudo desenvolvido no presente trabalho foi também abordado em dois outros estudos: SILVA et al., 2018a e SILVA et al., 2018b. Em Silva et al., 2018a, os autores estudaram a modelagem computacional do sistema de arrefecimento e o controle do eletro ventilador através de um controle PID (proporcional, integral, derivativo), com um foco no ganho proporcional desse tipo de estratégia. Em seu estudo os autores utilizaram um algoritmo de otimização de busca unidirecional para encontrar valores mínimos de energia despendida pelo eletro ventilador até que um ótimo local seja encontrado.

O controle PID, estratégia de controle já encontrada na indústria, é um controle realizado a partir de uma temperatura de entrada do líquido de arrefecimento, comparada com uma temperatura objetivo. Nesse tipo de estratégia, o controle do eletro ventilador ocorre de maneira indireta em relação à temperatura do líquido de arrefecimento, ou seja, através do erro gerado entre a temperatura atual do sistema de arrefecimento e a temperatura objetivo, a rotação do eletro-ventilador aumenta ou diminui, com o intuito de se reduzir o erro calculado. No estudo, SILVA et al., 2018, utilizaram apenas a parte proporcional do controle PID, sendo o incremento ou decremento de ciclo ativo do eletro-ventilador calculado como uma função linear do erro. Além disso, foi definido um valor máximo e mínimo de incremento e decremento de Duty Cycle, respectivamente, de tal forma que a partir de um certo valor de erro, tanto positivo quanto negativo, não há alteração no incremento de ciclo ativo do componente. A FIG 2.9 apresenta um esquema com as curvas de incremento do ciclo ativo em função do erro, para o controle do eletro ventilador.

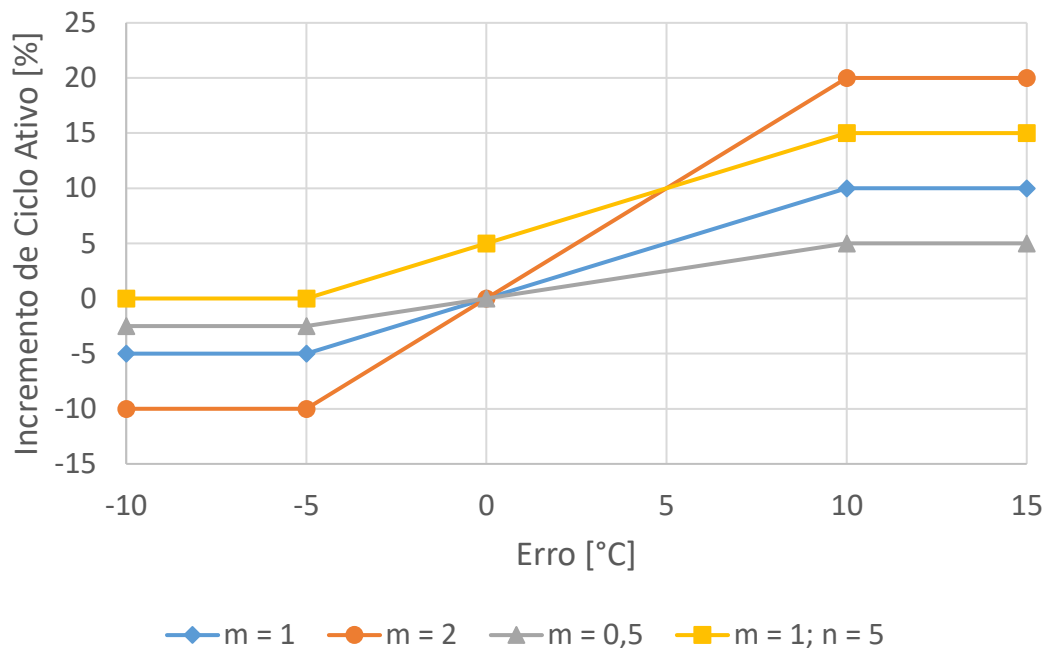


Figura 2.9: Possíveis variações das curvas de incremento de Ciclo Ativo para o controle do eletro ventilador

A partir das curvas apresentadas, o autor destaca três pontos principais que influenciam o comportamento da temperatura do sistema: o valor dos coeficientes angulares e lineares são os responsáveis por modificar a curva de Erro versus Incremento de ciclo ativo; o incremento máximo e mínimo influenciam diretamente na resposta do eletro ventilador; o valor da temperatura objetivo. Por simplificação, no estudo os autores utilizaram apenas o coeficiente angular das curvas lineares apresentadas e o coeficiente linear foi mantido nulo.

Para o controle proporcional, os autores utilizaram um algoritmo simples de otimização, com o intuito de se encontrar o valor de coeficiente angular que apresenta menor energia consumida pelo eletro ventilador. O coeficiente angular ótimo foi estimado dentre cinco valores simulados através de uma busca unidirecional simples, sendo o último o de menor energia.

A modelagem térmica do sistema de arrefecimento foi realizada através do método da efetividade, também utilizado no presente estudo e, para a validação do modelo realizado, os resultados obtidos em determinadas situações de velocidade e rejeição térmica estabilizados foram comparados com resultados obtidos em teste experimental realizado em veículo real em situação controlada. Após a correlação e calibração do modelo, o

veículo simulado foi submetido a um ciclo instável formado pela combinação de diferentes fases das etapas em regime estável.

Após a modelagem, otimização de parâmetros e simulação em situação instável SILVA et al., 2018, concluíram que o modelo em questão representou resultados condizentes com os resultados obtidos com o veículo real durante a calibração do modelo. No que se refere ao algoritmo de otimização proposto para o ganho proporcional do controle PID, ele foi capaz de apresentar um valor do parâmetro capaz de reduzir a energia despendida pelo eletro ventilador, apresentando possibilidade de ser aplicado.

Em seu segundo estudo, SILVA et al. 2018b apresentam um comparativo entre o comportamento do sistema de arrefecimento e do consumo de carga elétrica utilizando três estratégias simples de controle de um eletro ventilador veicular através de modelagem matemática e simulação computacional. Para as três estratégias os autores demonstram e simulam o comportamento do sistema de arrefecimento utilizando parâmetros iniciais para controle do eletro ventilador, previamente definidos e parâmetros ajustados, visando maior eficiência energética. As estratégias tratadas no estudo são:

- *Lookup table*

Presente em veículos na indústria automotiva, o controle por tabela ou *lookup table* é uma estratégia de controle simples que relaciona diretamente a temperatura do sistema de arrefecimento com a porcentagem de ciclo ativo do eletro ventilador (consequentemente sua rotação). Nessa estratégia de controle, valores pré-definidos de temperatura resultam em valores, também pré-definidos de rotação do eletro-ventilador (caso o valor de temperatura do sistema não esteja localizado na tabela, realiza-se uma interpolação linear entre os valores presentes). Essa estratégia de controle, apesar de simples, apresenta calibração relativamente fácil, devido à relação direta entre temperatura e ciclo ativo do eletro-ventilador (ou Duty Cycle).

- PID (proporcional, integral e derivativo)

O procedimento de controle da estratégia PID, utilizado em SILVA et al., 2018b é o mesmo apresentado anteriormente em SILVA et al., 2018a, por ser uma parte complementar do estudo anterior.

- Conceitos de lógica *Fuzzy* (desenvolvida no estudo).

Nessa estratégia, os autores utilizaram um conceito simplificado baseado em lógica Fuzzy. A temperatura utilizada para o controle do eletro ventilador foi definida como uma faixa de temperatura ao invés de um valor específico e o controle do eletro ventilador é realizado a partir, tanto da temperatura do líquido de arrefecimento quanto do nível de rejeição térmica do motor e do radiador.

A simulação computacional do estudo consiste em três etapas sendo a primeira etapa correlação do modelo com um teste experimental realizado em veículo real, em câmara climática. Tanto a simulação física quanto a simulação computacional seguiram ciclos estabilizados realizados com diversas configurações de pista. Após a correlação do modelo, os autores realizaram uma simulação computacional com as mesmas condições estabilizadas, porém por um certo intervalo de tempo, com o intuito de se entender o comportamento transiente do sistema no modelo descrito. Essa etapa de simulações computacionais foi realizada com todos os valores e estratégias de controle apresentadas. Por fim, a terceira etapa de simulações consistiu de um ciclo não estabilizado de velocidade, utilizado para a comparação entre a energia despendida pelo eletro ventilador antes e após a melhoria dos parâmetros de controle de cada uma das estratégias de controle.

Finalmente, os autores concluem que todas as estratégias de controle estudadas apresentaram oportunidade para controle do eletro ventilador e ajuste dos parâmetros calibrados utilizando-se o modelo desenvolvido no estudo, de tal maneira que a estratégia mais eficiente foi a *Lookup Table* seguida pela lógica *Fuzzy* e, por fim, a PID. Os próximos passos do trabalho consistem no desenvolvimento de algoritmos de otimização para se melhorar a calibração da lógica *Fuzzy*, uma vez que essa foi a estratégia com maior ganho percentual com o ajuste simples de parâmetros. Outro ponto importante a ser estudado, segundo os autores, é a atualização e melhora da lógica PID, à qual podem ser adicionados ganhos integrais e derivativos a fim de se obter um controle mais eficiente.

3. METODOLOGIA

O presente estudo apresenta um modelo de simulação do sistema de arrefecimento por líquido/ar, amplamente utilizado em veículos automotores, com o propósito de estimar o comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento ao longo de um ciclo de velocidades. A modelagem térmica bem como o modelo do líquido no radiador, foram desenvolvidos através da interação entre diversos estudos e formulações encontradas na literatura. Após a modelagem computacional do sistema de arrefecimento e a simulação do comportamento da temperatura do líquido ao longo de um ciclo, é realizada uma comparação entre diferentes estratégias de controle do eletro ventilador do sistema de arrefecimento visando maior eficiência energética enquanto mantém a temperatura do sistema em níveis ideais de funcionamento (entre 90 e 105°C).

O procedimento de modelagem e simulação do sistema de arrefecimento do motor do veículo a combustão interna, discutido nas próximas seções, é ilustrado nos fluxogramas apresentados na FIG 3.1 e FIG 3.2.

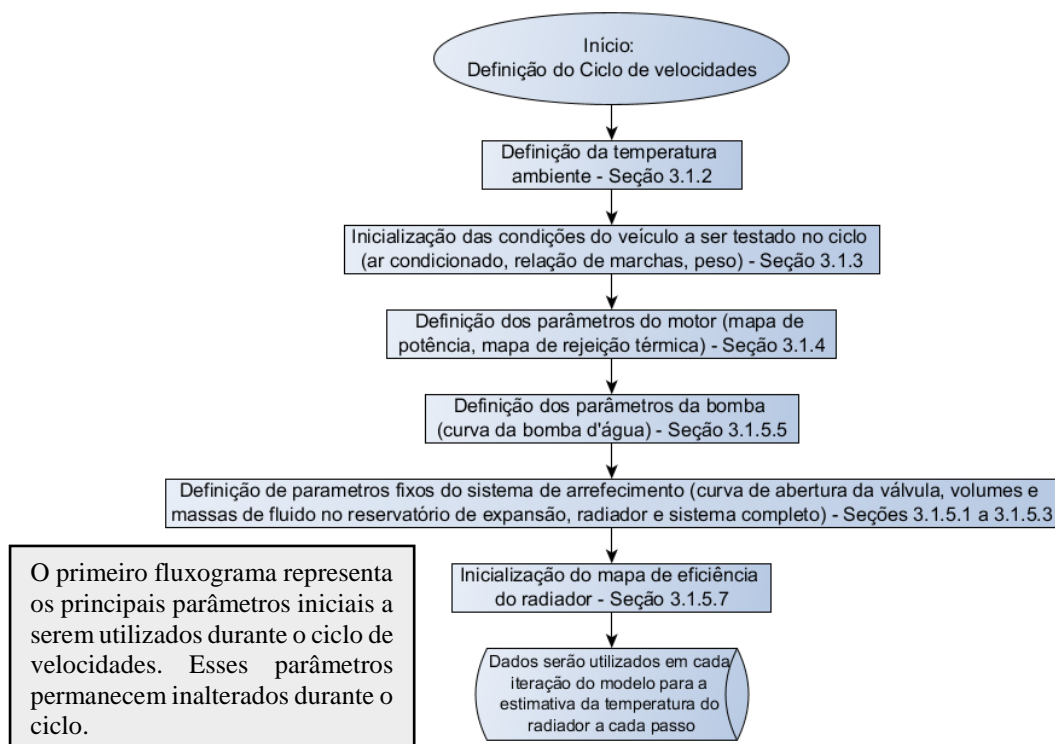


FIGURA 3.1: Fluxograma dos passos de inicialização dos parâmetros no modelo

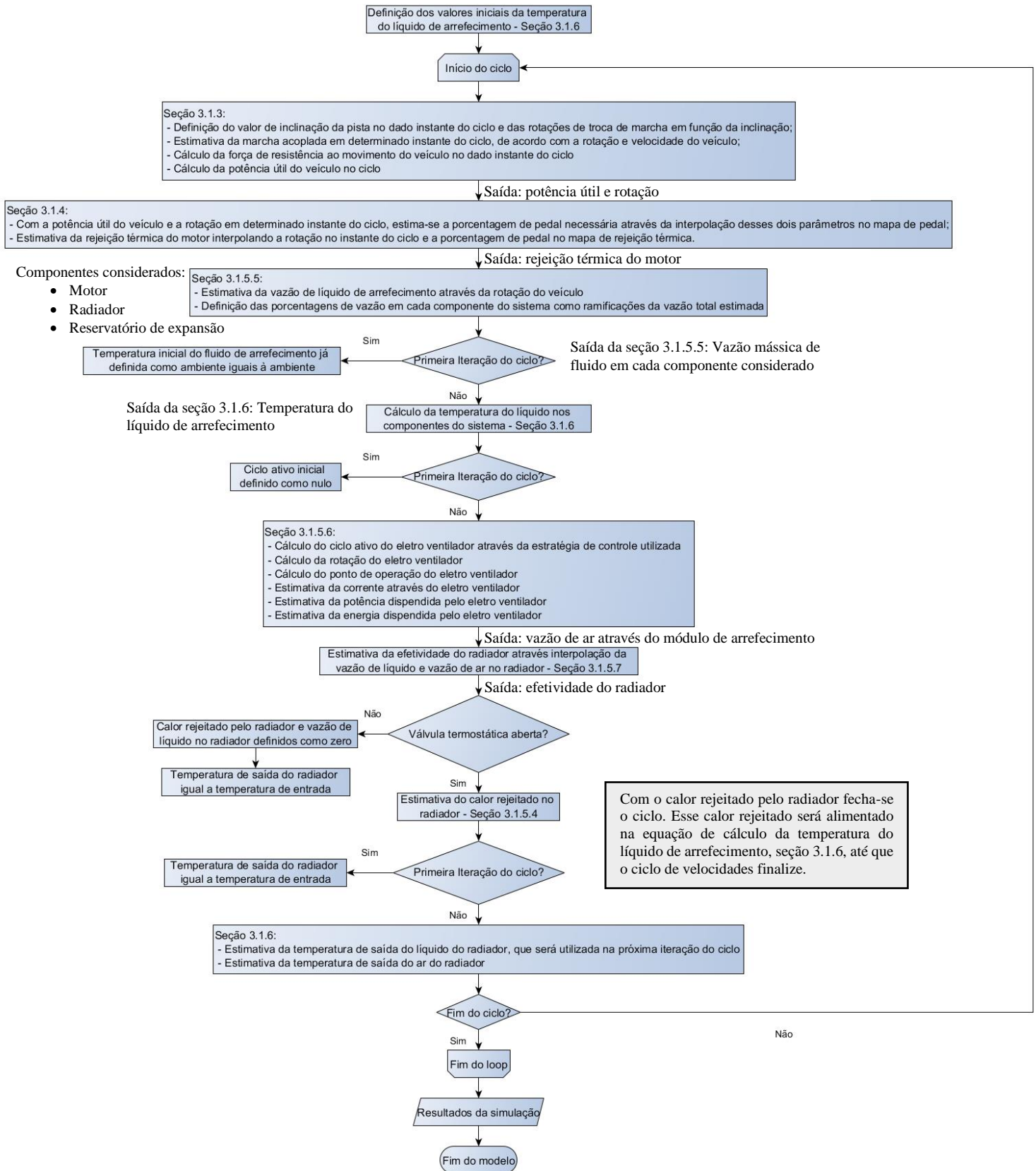


FIGURA 3.2: Fluxograma do processo iterativo do modelo até a obtenção dos resultados e final da simulação

3.1. Modelagem Computacional de um veículo com motor a combustão interna

A modelagem do sistema de arrefecimento do motor e do comportamento da temperatura da água presente no sistema, desenvolvida no presente estudo utilizou a seguinte metodologia:

- i. Definição dos parâmetros do projeto: nesta etapa são definidos os parâmetros de potência do motor, relação de marcha, peso do veículo simulado, dimensões de pneu, parâmetros de *coast down* do veículo, curva de rejeição térmica do motor versus rotação e torque, curva da bomba d'água utilizada;
- ii. Definição das condições ambientais do ciclo: nesta etapa, são definidas as condições do ambiente ao qual o veículo será simulado. A temperatura ambiente, umidade, e altitude afetam de maneira significativa a performance do sistema de arrefecimento do veículo;
- iii. Definição do ciclo a ser seguido: nesta etapa do modelo, são especificadas as condições de pista nas quais o veículo é simulado. Com as condições de ciclo estabelecidas ao longo do tempo e os parâmetros de projeto definidos anteriormente, estima-se as resistências ao movimento do veículo, bem como rotação, marcha e potência do motor necessárias a cada instante;
- iv. Cálculo da carga térmica do motor de acordo com as condições de operação: nesta etapa, a quantidade de calor a ser retirado do motor para manter as temperaturas nos valores estabelecidos é calculada. No presente trabalho, esse parâmetro é estimado através de valores provenientes de um teste físico realizado em bancada;
- v. Modelagem do trocador de calor: nesta etapa foi escolhido um radiador presente no mercado, determinadas as áreas de troca de calor e o tamanho do radiador, para a obtenção da carga térmica que ele é capaz de dissipar. Para o veículo apresentado nesse estudo, foi utilizado um radiador já dimensionado para o mesmo, afim de se modelar o comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento ao longo de um determinado ciclo, sob determinadas condições ambientais;
- vi. Cálculo da temperatura do líquido de arrefecimento ao longo do ciclo simulado: nesta etapa, a temperatura do líquido de arrefecimento ao longo do ciclo é calculada, após a estimativa de todos os parâmetros necessários, citados anteriormente.

Para os cálculos necessários foi utilizado o Software Matlab R2010a (MATHWORKS, 1994-2019), o qual proporciona uma fácil utilização das fórmulas, além de ser capaz de inicializar dados a partir de arquivos de texto, Excel, ou outros arquivos. Os detalhes das etapas citadas acima serão apresentados nas seções seguintes.

3.1.1. Definição dos parâmetros de projeto do veículo com motor a combustão interna

Nessa seção são definidos os principais parâmetros de projeto e construção do veículo além dos componentes que afetam o dimensionamento e performance do sistema de arrefecimento. São eles:

- Motor do veículo e definição do mapa de torque em função do pedal e da rotação do motor;
- Bomba d'água utilizada no veículo, a qual está diretamente ligada ao motor, e define a vazão do fluido de arrefecimento no “lado líquido”. No caso do modelo proposto, a vazão da bomba d'água foi obtida através de um teste em bancada, a qual relaciona a rotação do motor e a vazão de líquido;
- Diâmetro dos pneus do veículo;
- Peso do veículo e demais cargas a serem consideradas (passageiros, bagagem, massa do reboque);
- Relações de marcha e relação de diferencial definidos para o veículo;
- Definição do “Coast Down” do veículo, o qual, segundo NORRBY, 2012, representa a curva de resistência total ao movimento de um veículo, adquirida a partir de um teste físico em pista.

3.1.2. Condições Ambientais

Assim como os parâmetros de projeto do veículo, as condições ambientais às quais o veículo será exposto devem ser definidas, pois influenciam consideravelmente o

comportamento do sistema de arrefecimento, bem como a energia despendida por componentes desse sistema. Os parâmetros ambientais necessários são:

- Aceleração da gravidade;
- Temperatura ambiente;
- Pressão atmosférica;
- Umidade relativa do ar.

3.1.3. Ciclo de velocidades

Após a definição dos parâmetros de projeto, o próximo passo é definir um ciclo no qual o veículo será simulado. Definindo-se velocidade a ser seguida e partindo-se de um estado inicial, estima-se a aceleração necessária e, conseqüentemente, a força requerida através do Coast Down do veículo. Através da força e velocidade do mesmo, estima-se a potência requerida pelo motor, e com sua rotação, estima-se o torque requerido. Por fim, estimado o torque requerido pelo veículo, utiliza-se o mapa de pedal definido para o mesmo, e, através de um cálculo inverso, encontra-se o pedal necessário para se atingir determinado torque.

A estimativa de todos esses parâmetros é realizada a cada passo durante o ciclo, de tal forma que em cada instante diferentes valores de pedal, rotação, torque e potência são calculados para cada velocidade estabelecida. É ainda nessa etapa que é definida a presença ou não de ar condicionado durante o ciclo proposto.

A seguir é apresentado o processo de cálculo da potência requerida pelo motor a partir da velocidade especificada no ciclo.

- Passo 1: Dado de entrada: velocidade do veículo em km/h;
- Passo 2: Cálculo da velocidade do veículo em m/s;
- Passo 3: Cálculo da rotação do veículo;
- Passo 4: Cálculo da aceleração necessária pelo veículo;
- Passo 5: Cálculo da força necessária durante o ciclo;
- Passo 6: Cálculo da potência requerida durante o ciclo.

A rotação do motor do veículo depende diretamente da velocidade e da marcha acoplada em determinado instante do ciclo. Devido a isso, é comum a indicação de velocidades de troca de marcha do veículo durante o ciclo. Outro parâmetro usual para a seleção da marcha em um determinado instante é a própria rotação do motor do veículo. No modelo estudado foram determinadas rotações de troca de marcha, tanto para subir quanto para descer uma marcha. Dessa maneira, é possível especificar situações (como uma subida de serra, por exemplo) em que uma marcha mais curta (com alta relação de torque) seja mantida para manter uma alta potência em baixa velocidade. Sendo assim, são definidas, portanto, rotações de troca de marcha para ciclo com rampa e outras rotações de troca de marcha para situações de pista plana ou com declive.

$$\omega = i_t \cdot i_d \cdot \frac{v}{r_d} \quad (3.1)$$

Onde i_t é a relação de marcha da transmissão na marcha selecionada; i_d relação do diferencial; v a velocidade em $\frac{m}{s}$ e r_d o raio dinâmico do pneu do veículo em metros.

Assim,

$$\text{RPM} = \omega \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi} \quad (3.2)$$

Onde RPM é a rotação do motor do veículo em rotações por minuto. Caso a rotação por minuto seja maior que uma rotação máxima definida para troca de marcha, a próxima marcha do veículo é selecionada. Caso essa rotação seja menor que a rotação mínima definida para troca, uma marcha abaixo é selecionada. Em cada instante do ciclo, após receber o dado de entrada de velocidade e a partir da marcha engatada anteriormente, o modelo calcula a rotação do motor e caso ela se encontre dentro faixa permitida para rotação (abaixo do limite máximo para troca ou acima do limite mínimo para troca) a marcha utilizada permanece a mesma da anterior. Caso a rotação se encontre fora dessa faixa, o modelo realiza a mudança de marcha e calcula novamente a rotação até que seu valor se encontre dentro da faixa de rotação permitida sem necessidade de troca.

Outra maneira que poderia ser utilizada para a definição da troca de marcha e cálculo da rotação do veículo é a partir da análise de torque requerido e torque máximo obtido com cada marcha. Dessa maneira seria possível utilizar marchas mais longas para situações de baixo torque necessário e marchas mais curtas para situações de aceleração ou subida de serra. Esse tipo de troca de marchas foge do escopo do trabalho.

A partir do segundo loop de iteração no ciclo é possível calcular a aceleração necessária pelo veículo pela EQ. (3.3):

$$a_v^i = \frac{v^i - v^{i-1}}{dt} \quad (3.3)$$

Onde a_v^i é o valor calculado para a aceleração na i -ésima iteração; v^i é definido em m/s e dt é o valor do intervalo de tempo das aquisições.

O cálculo da força necessária durante o ciclo é realizado pela EQ. (3.4):

$$F_t^i = f_0 + f_2 \cdot v_{kph}^2 + m \cdot g \cdot \text{sen}[\text{atan}(\theta_{\%})] + m \cdot a_v^i \quad (3.4)$$

Onde F_t^i é a força de resistência total calculada no ciclo na i -ésima iteração; f_0 é o fator do “Coast Down” do veículo independente da velocidade, relacionado principalmente à resistência ao rolamento do veículo; f_2 é o fator do “Coast Down” do veículo relacionado principalmente à resistência aerodinâmica do veículo; v_{kph} é a velocidade do veículo em km/h; $\theta_{\%}$ é a inclinação da pista em porcentagem.

Por fim, o cálculo da potência requerida durante o ciclo é realizado através da EQ. (3.5):

$$P_v^i = \frac{F_t^i \cdot v}{\eta_t} \quad (3.5)$$

Onde P_v^i é a potência do veículo calculada na i -ésima iteração do ciclo e v é a velocidade do veículo com m/s; η_t é a eficiência da transmissão.

Após calculada a potência requerida pelo ciclo, estima-se a porcentagem de pedal necessária para atingir a potência requerida com a rotação previamente calculada, através de uma tabela que relaciona a potência realizada pelo motor a partir de um valor de rotação e porcentagem de pedal.

3.1.4. Cálculo da carga térmica do motor

No presente trabalho, foi utilizado um motor já conhecido, cujas características térmicas foram obtidas em teste de bancada, definindo-se um mapa de rejeição térmica em função da rotação do motor e da porcentagem de pedal imposta a qual é estimada para se atingir determinado torque necessário. Após encontrar a marcha, rotação e pedal do acelerador, é possível, portanto estimar a potência térmica rejeitada pelo motor a cada instante do ciclo proposto para o veículo. A FIG 3.3 apresenta um exemplo do perfil de rejeição térmica obtida em um teste de caracterização do motor em bancada.

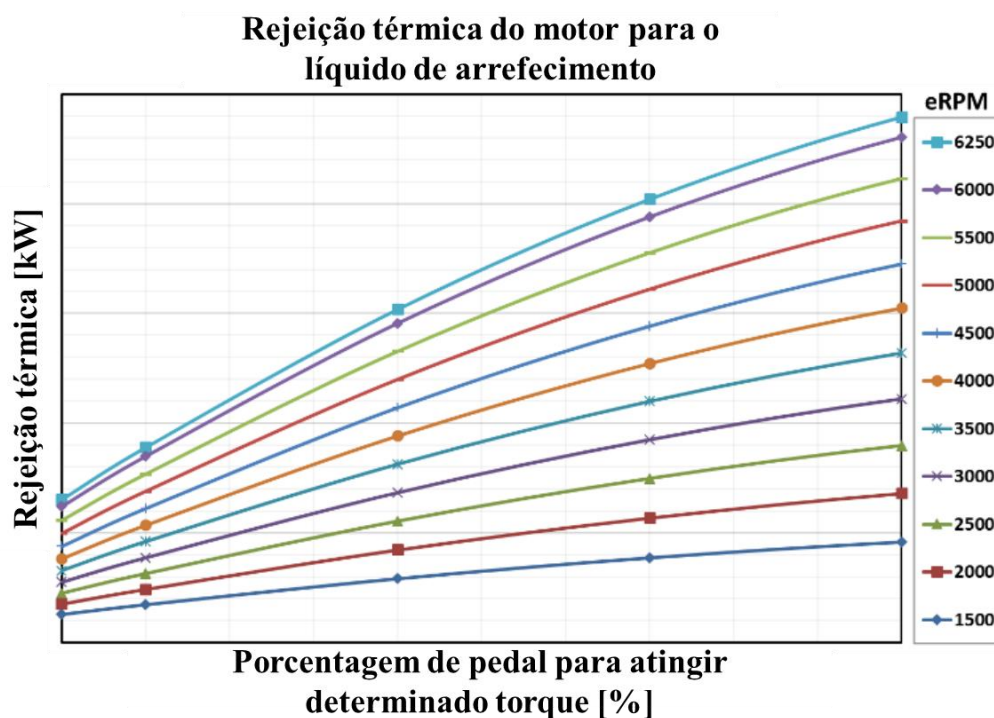


FIGURA 3.3: Perfil de mapa de rejeição térmica de um motor de combustão interna

FONTE: Adaptado de THOMAZ et al., 2018

3.1.5. Parâmetros do trocador de calor

Segundo SILVA, 2010, para o dimensionamento do radiador, é importante que sejam definidos alguns parâmetros de construção do componente. O QUADRO 3.1 apresenta os principais parâmetros necessários para o dimensionamento e modelagem do radiador de um veículo. (SILVA, 2010)

QUADRO 3.1: Principais parâmetros de dimensionamento necessários para a modelagem de um radiador

Dimensão	Descrição
ntf	número total de tubos por fila
nt	número total de tubos
naf	número total de aletas por fileira
a_{rad}	altura do radiador
L_{rad}	largura do radiador
ea	espessura da aleta
ca	comprimento da aleta
P	passo da aleta
Ptt	passo transversal do tubo
Ppt	passo em profundidade dos tubos (caso o radiador possua mais de uma fileira de tubos)
d_{rad}	profundidade do radiador
et	espessura do tubo
xt	espessura da parede do tubo
Lt	largura dos tubos

A seguir será apresentada a formulação utilizada para a modelagem do sistema de arrefecimento no presente estudo, bem como as considerações assumidas.

3.1.5.1. Área de livre passagem do ar através do radiador

A área livre de passagem do ar através do radiador é igual à área total frontal do radiador menos a área ocupada pela aleta e tubos, dada pela EQ. (3.6):

$$A = A_f - (A_1 + A_2) \quad (3.6)$$

Onde, A_f é a área frontal; A_1 é área da superfície frontal da primeira fila de tubos; A_2 é a área da superfície frontal de todas as aletas, dadas pelas EQ. (3.7) a EQ. (3.9):

$$A_f = a_{rad} \cdot L_{rad} \quad (3.7)$$

$$A_1 = e_t \cdot a_{rad} \cdot n_t \quad (3.8)$$

$$A_2 = e_a \cdot P_{tt} \cdot n_{af} \cdot (n_t - 1) \quad (3.9)$$

3.1.5.2. Superfície de troca de calor do lado ar

A área da superfície de transmissão de calor do lado do ar pode ser calculada através da soma das áreas radiantes das aletas com a dos tubos, conforme a EQ. (3.10):

$$S_{ar} = S_{ta} + S_{tt} \quad (3.10)$$

Tal que s_{ta} é a área total da superfície radiante das aletas e s_{tt} é área total da superfície lateral dos tubos, calculadas através das EQ. (3.11) e EQ. (3.12):

$$S_{ta} = 2 \cdot \left[d_{rad} \cdot \left(n_{af} + \frac{e_a}{2} \right) \right] \cdot (n_t - 1) \quad (3.11)$$

$$S_{tt} = [(a_{rad} - 65 \cdot 1 \cdot 10^{-3}) \cdot L_t + e_t \cdot a_{rad}] \cdot 2 \cdot n_t \quad (3.12)$$

3.1.5.3. Superfície de troca de calor lado fluido refrigerante

A área da superfície de transmissão de calor do lado da água, é igual à soma das áreas da superfície dos tubos e dos reservatórios, conforme a equação abaixo:

$$S_f = S_t + S_r \quad (3.13)$$

Tal que S_r é a área da superfície interna dos reservatórios; S_t é a área da superfície lateral dos tubos:

$$S_t = 2 \cdot \{[(e_t - 2 \cdot x_t) \cdot a] + [(L_t - 2 \cdot x_t) \cdot a]\} \cdot n_t \quad (3.14)$$

No estudo realizado, a troca de calor no interior dos reservatórios foi considerada desprezível, logo a área de superfície S_r não é considerada.

Nas seções seguintes, serão descritos os procedimentos e cálculos utilizados para a estimativa do comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento do modelo proposto.

3.1.5.4. Cálculo da rejeição térmica pelo trocador de calor

O método de análise de trocadores de calor pela utilização da efetividade do componente é muito utilizado quando as temperaturas de entrada ou saída do líquido de arrefecimento deve ser calculada. Esse método é baseado na efetividade do trocador de calor em transferir uma dada quantidade de calor.

A efetividade pode ser definida como:

$$\varepsilon = \frac{\text{Troca de calor real}}{\text{Troca máxima de calor}} \quad (3.15)$$

A troca de calor real pode ser computada pelo cálculo tanto da energia perdida pelo fluido quente quanto pelo fluido frio:

$$q_{\text{rad}} = (\dot{m}_{\text{liq}} \cdot c_p \cdot \Delta T)_{\text{liq}} = (\dot{m}_{\text{ar}} \cdot c_p \cdot \Delta T)_{\text{ar}} \quad (3.16)$$

A máxima troca de calor possível seria alcançada se um dos fluidos sofresse uma variação de temperatura igual à máxima diferença de temperatura presente no trocador, que é a diferença entre as temperaturas dos fluidos quente e frio. Esta máxima diferença de temperatura ocorre no fluido que tem o mínimo valor de, $\dot{m} \cdot c_p$, pelo balanço de energia. O calor recebido por um fluido deve ser igual ao calor perdido pelo outro. Desta forma, a máxima troca de calor é dada pela EQ. (3.17):

$$q_{\text{máx}} = (\dot{m} \cdot c_p)_{\text{mín}} \cdot (T_{\text{eliq}} - T_{\text{ear}}) \quad (3.17)$$

Para obter a diferença de temperatura sofrida por cada fluido, calcula-se inicialmente, a capacidade calorífica de ambos os fluidos através da EQ. (3.18) :

$$C = \dot{m} \cdot c_p \quad (3.18)$$

A efetividade do trocador de calor pode ser obtida a partir de gráficos, considerando as seguintes relações:

$$NUT = \frac{U \cdot S_{\text{ar}}}{C_{\text{mín}}} \quad (3.19)$$

$$C_r = \frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} \quad (3.20)$$

Onde C_r representa a razão entre as taxas de capacidades caloríficas, e NUT representa o número de unidades de transferência amplamente utilizado na análise de trocadores de calor.

Por definição, a efetividade, que é um parâmetro adimensional, deve estar no intervalo $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Sendo uma boa aproximação para o cálculo desta efetividade num trocador de calor, com correntes cruzadas, ambos os fluidos não misturados, a EQ. (3.21), (INCROPERA, 2008):

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) \cdot (NUT^{0,22}) \cdot \{ \exp[-C_r \cdot (NUT^{0,78})] - 1 \} \right] \quad (3.21)$$

Uma vez estimados os valores da efetividade para cada situação de operação do trocador de calor e, conhecendo-se as temperaturas de entrada do fluido refrigerante e do ar no radiador, a taxa real de transferência de calor pode ser determinada pela expressão a seguir:

$$q = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (T_{e_{liq}} - T_{e_{ar}}) \quad (3.22)$$

O próximo passo é efetuar o cálculo para as temperaturas de saída da água e do ar através do balanço de energia da EQ. (3.23):

$$\Delta T = \frac{q}{\dot{m} \cdot c_p} \quad (3.23)$$

Quando disponíveis, a efetividade do trocador de calor pode ser obtida a partir de teste de bancada no qual seu valor é calculado em função de diferentes valores da vazão de líquido refrigerante e de vazão de ar no componente. Esse método de se estimar a efetividade do trocador de calor é mais simples, relacionado ao cálculo da efetividade pelas equações citadas acima, e também utilizado em modelos computacionais do sistema de

arrefecimento. No presente estudo, o valor da efetividade é calculado a cada instante do ciclo simulado levando-se em consideração a vazão de líquido refrigerante e de ar estimados de acordo com a velocidade do veículo no dado instante do ciclo, da rotação do motor, da temperatura de arrefecimento e, conseqüentemente, da velocidade de rotação do eletro ventilador do veículo. Os passos para a estimativa dessas duas vazões estão descritos nas seções posteriores.

Ao final de todos os cálculos, serão encontradas as temperaturas na entrada e saída do radiador. Esses resultados serão comparados com os resultados experimentais retirados de uma prova realizada em campo, sendo analisados para, então, serem retiradas as devidas conclusões sobre o procedimento.

3.1.5.5. Vazão de líquido no trocador de calor

Nesta seção são descritos o procedimento e a formulação utilizados para o cálculo dos parâmetros necessários relacionados ao fluido refrigerante a fim de se estimar a efetividade do radiador e, posteriormente, a quantidade de calor rejeitada pelo trocador de calor ao longo de um determinado ciclo.

Para este cálculo é possível com a utilização de alguns métodos distintos. O primeiro, utiliza-se do balanço de energia mostrado na EQ. (3.24), considerando-se a diferença de temperatura, ΔT , do fluido como constante e igual a uma diferença de temperatura máxima pré-estabelecida, onde:

$$q_{rad} = \dot{m}_{liq} \cdot c_p \cdot \Delta T_{liq} \quad (3.24)$$

$$\dot{m}_{liq} = \frac{q_{rad}}{c_p \cdot \Delta T_{liq}} \quad (3.25)$$

Sendo \dot{m}_{liq} a vazão de fluido em kg/s; c_p o calor específico do fluido em kJ/kg °C; ΔT_{liq} a diferença de temperatura máxima do fluido; q_{rad} [kW] a carga térmica do motor em função da rotação.

Um segundo método, utiliza a curva característica da bomba (Rendimento x Vazão x Perda de carga) para determinar uma equação, onde em função da rotação do motor e da carga é possível obter o valor da vazão do fluido.

Por fim, o método utilizado no presente estudo consiste na utilização de resultados de teste em bancada no qual os valores de vazão de líquido de arrefecimento no sistema são medidos em função da rotação do motor do veículo utilizado. Esse método torna-se mais simples e eficaz de ser utilizado, pois os valores de vazão são definidos diretamente de acordo com a rotação do motor estimados durante as simulações realizadas. No presente estudo não serão considerados os valores de perda de carga pelo fluido de arrefecimento no sistema como um todo e no radiador. A FIG 3.4 apresenta a curva de vazão de líquido de arrefecimento em função da rotação do motor utilizados no modelo.

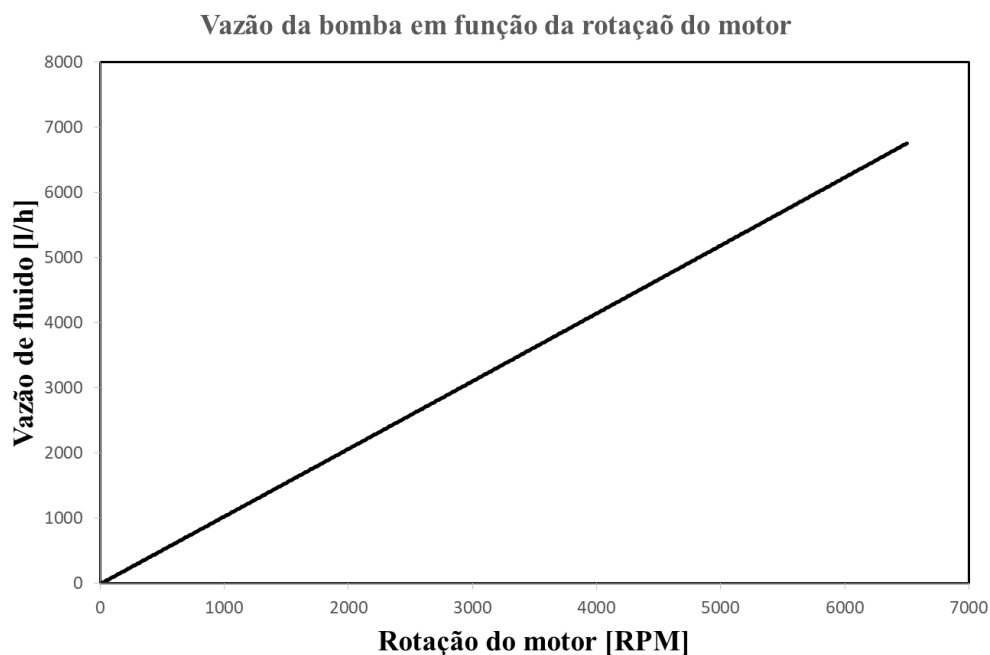


FIGURA 3.4: Curva de vazão da bomba utilizada no modelo em função da rotação do motor

FONTE: Dados de testes experimentais realizados em bancada

3.1.5.6. Vazão de ar no trocador de calor

A vazão de ar na entrada do radiador é estimada levando-se em consideração a velocidade do veículo em determinado instante do ciclo estabelecido e a rotação do eletro ventilador

do mesmo, a qual depende diretamente da temperatura do líquido de arrefecimento e, em um dos casos estudados, da rejeição térmica do motor e do radiador. A seguir está descrito o procedimento utilizado para o cálculo da vazão de ar no trocador de calor.

3.1.5.6.1. Estimativa dos coeficientes e propriedades do ar

Antes do cálculo das variáveis relacionadas à vazão de ar no veículo é necessário definir os coeficientes e propriedades do ar os quais serão utilizados para a estimativa da vazão de ar no trocador de calor. Esses parâmetros são:

- Densidade do ar (ρ_{ar});
- Viscosidade (μ);
- Coeficiente de transferência de calor (k);
- Calor específico (c_p);
- Número de Prandtl (Pr)

O parâmetro, densidade do ar, estimada a partir da EQ. 3.26, apresentada em SHELQUIST, 2016, é utilizado mais adiante para o cálculo da vazão mássica de ar, necessária para o cálculo da efetividade do radiador no modelo.

$$\rho_{ar} = \frac{[(P_{amb}-P_s) \cdot M_d + P_s \cdot M_v]}{R \cdot (T_{amb}+273,15)} \quad (3.26)$$

Onde, P_{amb} é a pressão ambiente em Pa, P_s é a pressão de saturação do vapor d'água em Pa, cujo procedimento de cálculo é demonstrado em SHELQUIST, 2016, T_{amb} é a temperatura do ar ambiente, representada em °C e transformada para Kelvin no modelo, M_d é a massa molar do ar seco, definida como 0,028964 gm/mol, M_v a massa molar do vapor d'água, definida como 0,018016 gm/mol e R é a constante universal dos gases, definida como 8,314 J/(mol.K). (SHELQUIST, 2016)

Os demais parâmetros são utilizados para o cálculo da efetividade do trocador de calor, porém, através da estimativa do coeficiente de transferência de calor do ar. Este cálculo está descrito no ANEXO B.

3.1.5.6.2. Cálculo do ponto de operação do eletro ventilador

Eletro ventiladores podem ser entendidos basicamente como bombas de ar de baixa pressão que utilizam a potência de um motor elétrico para gerar vazão volumétrica de ar a uma dada pressão. As pás do ventilador a partir do torque gerado pelo motor aumentam a pressão estática ao redor do rotor do componente e aumentam a energia cinética das partículas do ar. Os aspectos aerodinâmicos de aumento de pressão estática realizado por um ventilador é resumido na curva do componente, a qual influencia diretamente na escolha do ponto de operação do eletro ventilador. A curva de aumento de pressão de um eletro ventilador é geralmente confrontada com a curva do sistema ao qual o componente é instalado, de tal forma que o princípio que rege o dimensionamento de um eletro ventilador é que qualquer ventilador pode apenas entregar uma determinada vazão em um sistema em particular. A partir dessa interação entre aumento de pressão e sistema o ponto de operação é determinado através da interseção entre a curva de pressão estática do eletro ventilador e a curva de pressão do sistema. A FIG 3.5 apresenta uma ilustração da interação entre ventilador e sistema, demonstrando sistemas de alta e baixa resistência e um exemplo de possível ponto de operação.

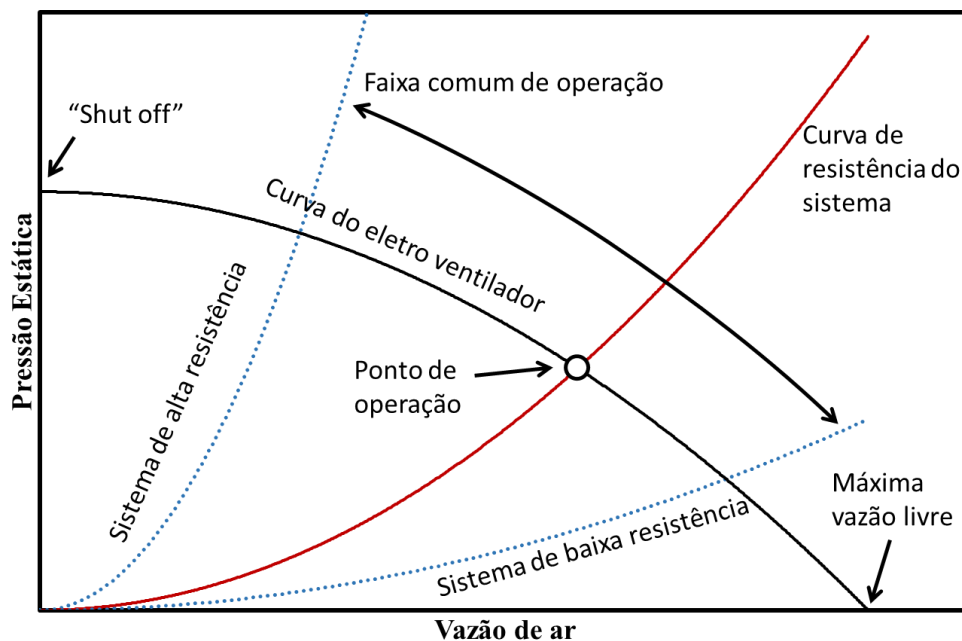


FIGURA 3.5: Um dado eletro ventilador é capaz de entregar apenas uma vazão e uma pressão quando associado a uma dada curva de sistema.

FONTE: Adaptado de TURNER e ROTRON, 2015

Para o eletro ventilador estudado, sua curva foi estimada em teste experimental realizado em bancada, resultando em valores de aumento de pressão em função da vazão mássica proveniente do ventilador. A FIG. 3.6 apresenta os pontos que representam a curva do eletro ventilador utilizado no modelo, bem como a linha de tendência como uma função do segundo grau. Percebe-se que os valores de pressão versus vazão medidos para o eletro ventilador em questão, aproximam-se da curva polinomial de segundo grau.

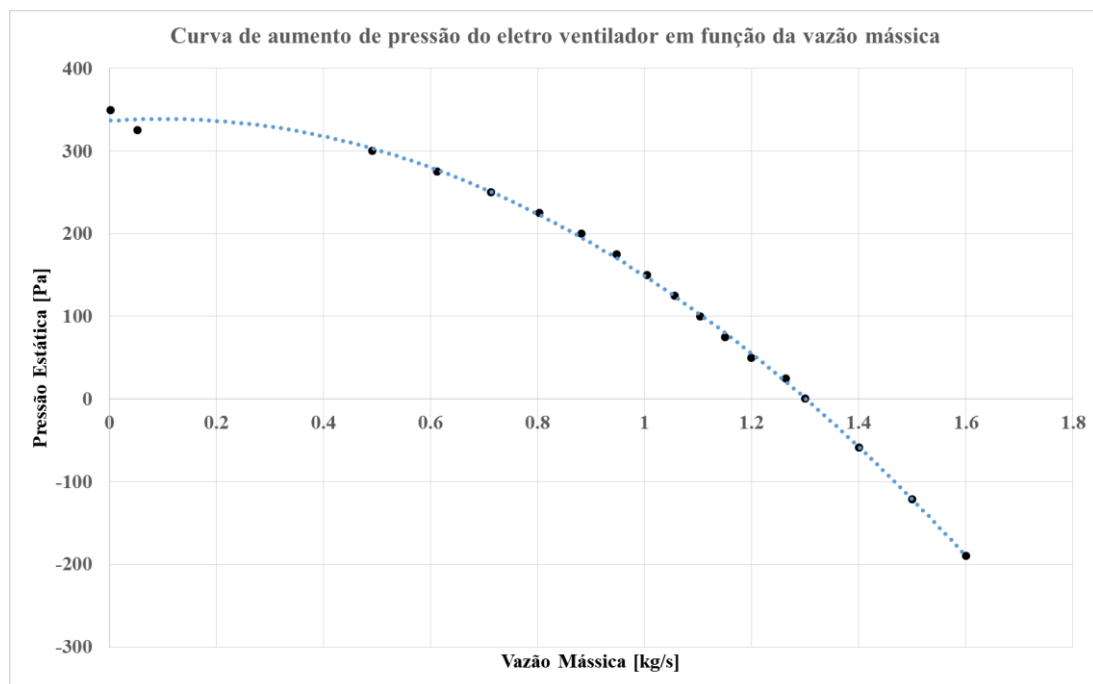


FIGURA 3.6: Pontos de aumento de pressão do eletro ventilador testado e a linha de tendência utilizada no estudo.

A curva de resistência do sistema, também é estimada a partir de dados de um teste experimental, realizado em bancada, gerando uma curva de queda de pressão no radiador em função da vazão mássica de ar. Além do radiador, o condensador do sistema de ar condicionado também é responsável por aumentar a perda de carga do ar no sistema. Porém, como esses dados não estão disponíveis durante a modelagem do sistema de arrefecimento, utilizou-se como perda de carga do condensador a mesma perda de carga definida para o radiador. Por fim, a curva de resistência total é a soma de ambas as curvas de resistência do condensador e radiador, resultando em uma maior resultante de perda de carga. A FIG 3.7 apresenta a curva de queda de pressão do radiador do veículo, a qual

possui seus valores duplicados, com o intuito de estimar a curva total de perda de carga do sistema radiador e condensador.

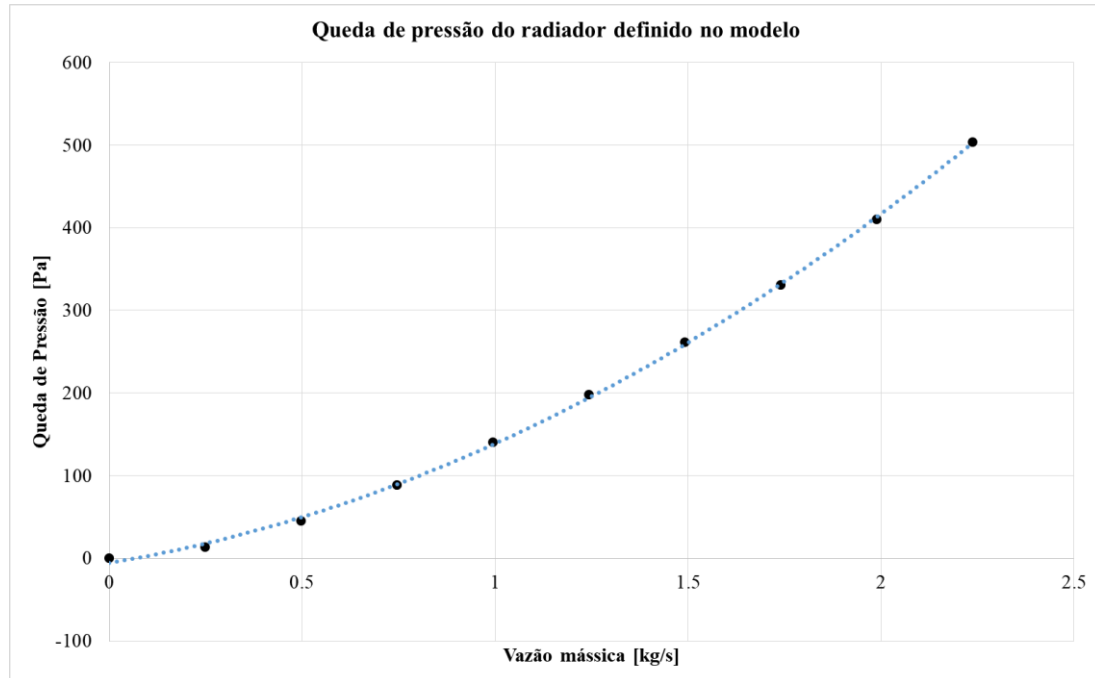


FIGURA 3.7: Pontos utilizados para a queda de pressão do radiador e sua respectiva linha de tendência como polinômio de segundo grau

Como ambas as curvas de perda de carga e aumento de pressão utilizadas para a estimativa do ponto de operação do eletro ventilador podem ser aproximadas a uma função polinomial de segundo grau, a partir das curvas do eletro ventilador demonstradas anteriormente, foram estimadas duas equações quadráticas a fim de se encontrar o ponto de interseção entre elas e, conseqüentemente, o ponto de operação do componente.

O ponto de operação do eletro-ventilador deve ser calculado tanto com o veículo parado quanto com o veículo em movimento caso o componente esteja ativado. Quando o veículo está em movimento, o ar proveniente de seu deslocamento realiza um decréscimo da pressão do sistema, de tal maneira que a curva de resistência é deslocada para baixo, aumentando-se assim, o valor de vazão de ar total calculada no ponto de operação do ventilador. O cálculo da vazão de ar pode ser estimado em três distintas situações:

a. Veículo parado com eletro ventilador girando

Nesse caso, o ponto de operação do eletro ventilador é calculado através da interseção entre a curva do sistema e a curva de aumento de pressão do eletro ventilador, sua vazão e aumento de pressão para determinada situação. A FIG 3.8 apresenta a combinação tanto da curva do sistema quanto da curva de aumento de pressão do eletro ventilador para o caso do veículo parado, na qual seu ponto de interseção é o ponto de operação do componente.

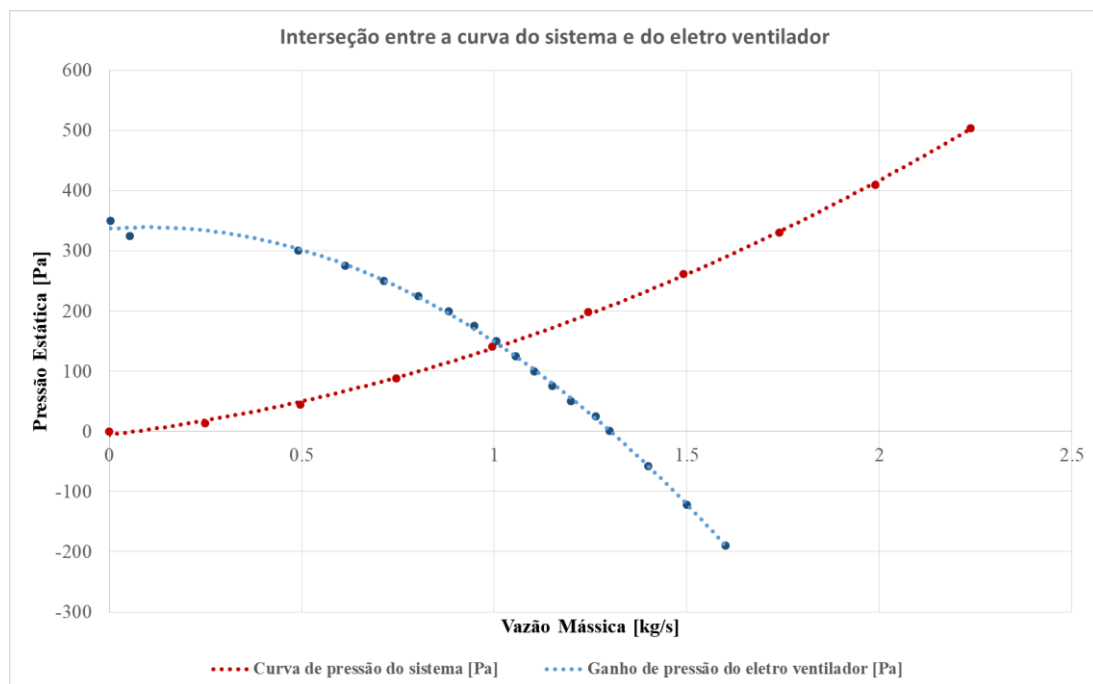


FIGURA 3.8: Curva do eletro ventilador e do sistema combinadas para a estimativa do ponto de operação do eletro ventilador

Uma vez estimado o ponto de operação do eletro ventilador, é necessária também, a estimativa da potência requerida pelo componente para disponibilizar a vazão encontrada no ponto de operação. A FIG 3.9 apresenta a curva de potência em função da vazão do eletro ventilador. A linha de tendência aproximada para esse parâmetro, devido à sua relação com a rotação, utiliza uma regressão para um polinômio de terceira ordem.

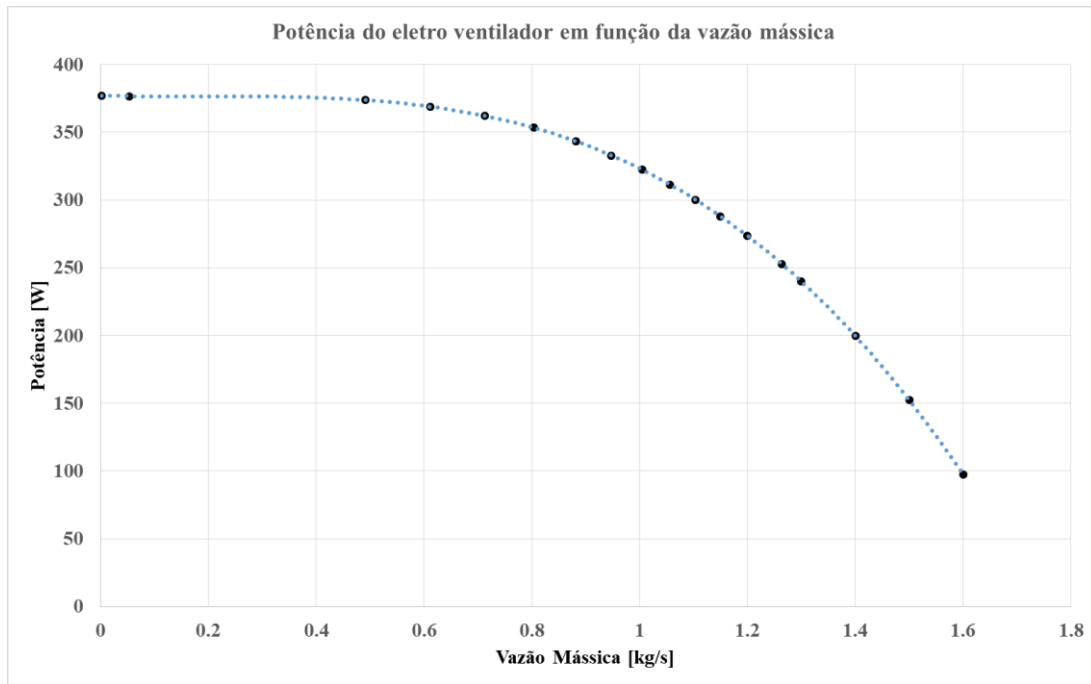


FIGURA 3.9: Curva de potência do eletro ventilador utilizado no modelo

b. Veículo em movimento e eletro ventilador parado

Em muitas situações durante o uso do veículo, devido à baixa temperatura do sistema de arrefecimento, ou condições de ciclo (alta velocidade, estrada plana e baixa carga no pedal, por exemplo), existe a possibilidade de o veículo estar em movimento e o eletro ventilador estar parado. Nesse tipo de comportamento, a vazão proveniente do ventilador é nula e o aumento de pressão causado pelo componente também é nulo. O que acontece, porém é que devido à pressão de arrasto proveniente do vento que incide no para choques do veículo em direção ao módulo de arrefecimento, há uma redução na pressão do sistema relacionada à velocidade do veículo. O fluxo de ar é estimado através do ponto de interseção entre a curva do sistema e o eixo das abscissas, uma vez que o eletro ventilador está desligado e o aumento de pressão realizado por esse componente é igual a zero. O deslocamento da curva do sistema depende da pressão de estagnação do ar no para-choques, da queda de pressão do ar devido ao para-choque e da pressão negativa realizada após o para-choque pelo vão do motor.

c. Veículo em movimento e eletro ventilador girando

A última situação de funcionamento do sistema de arrefecimento do veículo é quando o veículo se encontra em movimento e a temperatura do sistema atingiu os níveis de

ativação do ventilador. Nesse caso, ocorre a integração entre as duas formas de cálculo de vazão citadas anteriormente, ou seja, há o deslocamento da curva de pressão do sistema para baixo, correspondente à velocidade do veículo e o ponto de operação do eletro ventilador é estimado pela interseção da curva deslocada do sistema e a curva de aumento de pressão do eletro ventilador.

Por fim, após essa pequena introdução das possíveis maneiras de se obter vazão de ar no radiador do veículo, é apresentado o procedimento de cálculo utilizado para a estimativa da vazão de ar no veículo, dependendo da velocidade do mesmo e da rotação do eletro ventilador.

- i. Passo 1: Definição da rotação do eletro ventilador;
- ii. Passo 2: Estimativa da curva de aumento de pressão na rotação calculada;
- iii. Passo 3: Estimativa da curva do sistema;
- iv. Passo 4: Estimativa do ponto de operação do eletro ventilador;
- v. Passo 5: Estimativa da vazão mássica de ar

Cada um dos passos acima será tratado separadamente a seguir.

- i. Passo 1: Definição da rotação do eletro ventilador;

Através da estratégia de controle utilizada para o controle do eletro ventilador, será requisitado pela central de injeção uma porcentagem de ciclo ativo do componente, o qual está diretamente relacionado à rotação do eletro ventilador. No modelo proposto, o valor de rotação em função do ciclo ativo foi estimado através da curva característica do ventilador, obtida através de um teste em bancada. A FIG 3.10 apresenta a curva utilizada para a estimativa da rotação do eletro ventilador a partir de um valor de porcentagem de ciclo ativo do PWM.

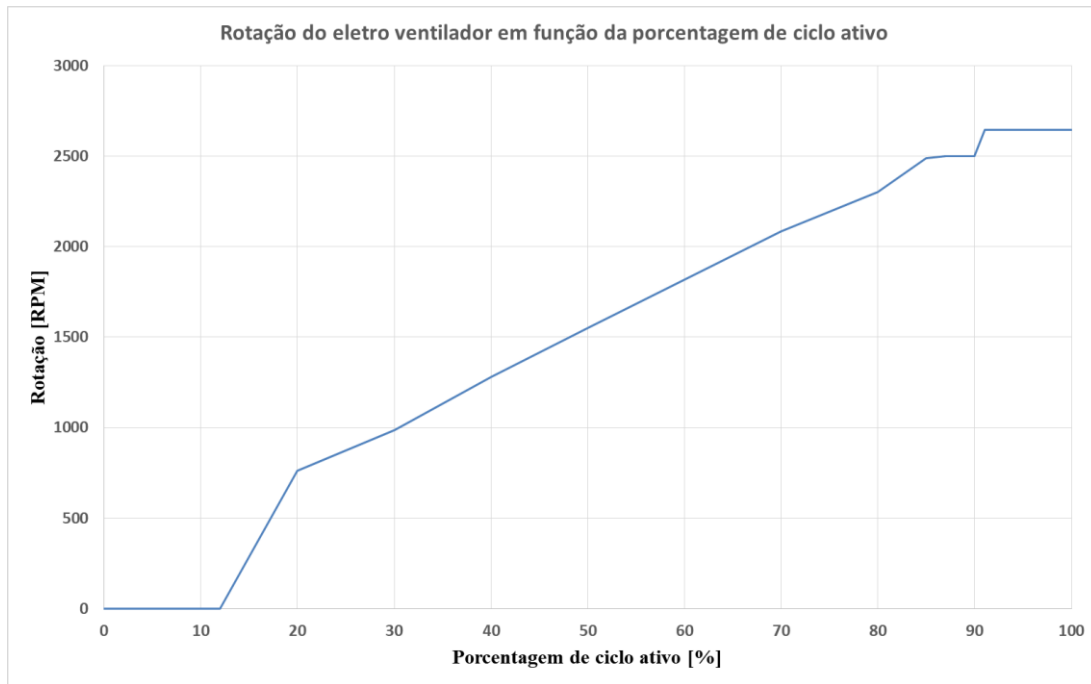


FIGURA 3.10: Curva da rotação do eletro ventilador em função da porcentagem de ciclo ativo

ii. Passo 2: Estimativa da curva de aumento de pressão na rotação calculada

Uma vez que a curva do eletro ventilador apresentada na FIG 3.6 corresponde a um teste em bancada, no qual a curva de aumento de pressão do componente foi realizada a uma mesma rotação, deve-se utilizar a lei dos ventiladores para se estimar o aumento de pressão em rotações diferentes da rotação de caracterização do ventilador utilizado. A lei dos ventiladores, apresentada em TURNER e ROTRON, 2015, dita, a partir das EQ. (3.27) a EQ. (3.29), as relações entre a vazão do ventilador sua rotação, sua pressão e sua potência, utilizadas no modelo em questão.

$$\frac{\dot{m}_{ev1}}{\dot{m}_{ev2}} = \frac{N_{ev1}}{N_{ev2}} \quad (3.27)$$

$$\left(\frac{P_{ev1}}{P_{ev2}}\right) = \left(\frac{N_{ev1}}{N_{ev2}}\right)^2 \quad (3.28)$$

$$\left(\frac{Pot_{ev1}}{Pot_{ev2}}\right) = \left(\frac{N_{ev1}}{N_{ev2}}\right)^3 \quad (3.29)$$

Onde, N_{ev_1} e N_{ev_2} são as rotações do ventilador, \dot{m}_{ev_1} e \dot{m}_{ev_2} são as vazões mássicas, P_{ev_1} e P_{ev_2} o aumento de pressão do ventilador em cada um dos casos e Pot_{ev_1} e Pot_{ev_2} são as potências elétricas requeridas pelo componente.

A partir da lei dos ventiladores, uma nova curva de aumento de pressão é estimada utilizando-se as EQ. (3.30) e EQ. (3.31).

$$\dot{m}_{ev_2} = \frac{N_{ev_2}}{N_{ev_1}} \cdot \dot{m}_{ev_1} \quad (3.30)$$

$$P_{ev_2} = \left(\frac{N_{ev_2}}{N_{ev_1}} \right)^2 \cdot P_{ev_1} \quad (3.31)$$

Esse procedimento é realizado em todos os pontos da curva de aumento de pressão, obtendo-se uma nova curva de pressão do ventilador. Um cálculo semelhante é realizado para os valores de potência do componente, também obtidos no teste de bancada.

$$Pot_{ev_2} = \left(\frac{N_{ev_2}}{N_{ev_1}} \right)^3 \cdot Pot_{ev_1} \quad (3.32)$$

Os novos valores de aumento de pressão e potência requeridas pelo componente, são aproximados a uma equação polinomial de grau dois e grau três, respectivamente, para serem utilizados mais adiante no procedimento de estimativa da vazão mássica no radiador do veículo.

iii. Passo 3: Estimativa da curva do sistema

A curva do sistema é estimada através dos valores de queda de pressão nos trocadores de calor em função da vazão mássica no componente reduzida da pressão gerada devido ao movimento do veículo. A curva de queda de pressão devido aos trocadores de calor é traçada a partir dos valores de queda de pressão apresentados na FIG 3.6.

Posteriormente, calcula-se a pressão na entrada do para-choques, gerada devido ao movimento do veículo, através da EQ. (3.33).

$$P_{ar} = F_{ar} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot v^2 \quad (3.33)$$

Onde, P_{ar} é a pressão no frontal do veículo a ser calculada; F_{ar} é um fator que representa a efetividade do para-choques em direcionar o ar para o interior do vão motor, conhecido como “*Ram-air effectiveness*”, seu valor no modelo foi calibrado e definido como aproximadamente 0.9; ρ_{ar} a densidade do ar na situação simulada e v^2 a velocidade do veículo no instante simulado.

Após passar pelo eletro ventilador, é criada uma pressão negativa pelo vão motor do veículo, a qual auxilia na sucção do ar para fora do mesmo. Essa pressão é estimada pela EQ. (3.34).

$$P_{vm} = -F_{vm} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_{ar} \cdot v^2 \quad (3.34)$$

Sendo o fator F_{vm} , o fator de eficiência do vão motor em realizar a sucção do ar e direcioná-lo para fora do mesmo e, assim como o parâmetro “*Ram-air effectiveness*”, seu valor foi definido durante a calibração e comparação dos resultados do modelo com os resultados de testes físicos. O valor que calibrado para esse parâmetro foi definido como 0,2. O valor negativo indica que essa pressão é uma pressão de sucção, após o eletro ventilador.

A pressão total realizada pela velocidade do veículo é a soma dos valores absolutos das duas pressões estimadas pelas EQ. (3.33) e EQ. (3.34). A curva do sistema, por sua vez é estimada pela subtração da pressão realizada pelo movimento do veículo da curva de queda de pressão do trocador de calor, gerando, quando há velocidade no veículo, uma curva semelhante à curva de queda de pressão no radiador, porém, paralela e deslocada para o eixo negativo das ordenadas, no valor de $P_{ar} - P_{vm}$, e calculado a cada iteração do ciclo de velocidades no modelo.

iv. Passo 4: Estimativa do ponto de operação do eletro ventilador

Cada uma das curvas, aumento de pressão do eletro ventilador e queda de pressão do sistema, são aproximadas a um polinômio de segundo grau. O ponto de operação do eletro ventilador é calculado através da interseção dessas duas curvas, ou seja:

$$P_{ev} = 2 \cdot dP_{rad} - (P_{ar} - P_{vm}) \quad (3.35)$$

Onde P_{ev} é o aumento de pressão do eletro ventilador; dP_{rad} é a queda de pressão no radiador, esse valor foi duplicado, estimando-se a queda de pressão no condensador como a mesma do radiador, uma vez que não se possuem os dados do trocador de calor do ar condicionado.

Nota-se que, quando a velocidade do veículo é nula, o ponto de operação é calculado apenas com a curva de perda de carga dos trocadores de calor. Por outro lado, quando o ventilador se encontra desligado, $P_{ev} = 0$, e, portanto a vazão mássica no trocador de calor é devida apenas à velocidade do veículo, caso ela não seja nula.

v. Passo 5: Estimativa da vazão mássica de ar

Após a estimativa do valor de aumento de pressão do eletro ventilador, encontra-se o valor de vazão mássica de ar correspondente a esse valor de pressão encontrado, finalizando, assim, o processo de estimativa da vazão de ar no trocador de calor, proveniente do eletro ventilador e da velocidade do veículo. Caso o ventilador se encontre desligado e a velocidade do veículo seja diferente de zero, a vazão mássica de ar é estimada como sendo a intercessão da curva do sistema com o eixo das abscissas, ou seja, a raiz da equação de segundo grau correspondente à curva do sistema.

3.1.5.7. Estimativa da Efetividade do Radiador

Uma vez calculados os valores de vazão de fluido e vazão de ar no trocador de calor do sistema de arrefecimento, a efetividade do componente em cada instante da simulação é estimada através de interpolação entre os valores de efetividade encontrados a partir de um teste em bancada de caracterização do radiador, em função das vazões de ar e fluido refrigerante, demonstrados na FIG 3.11.

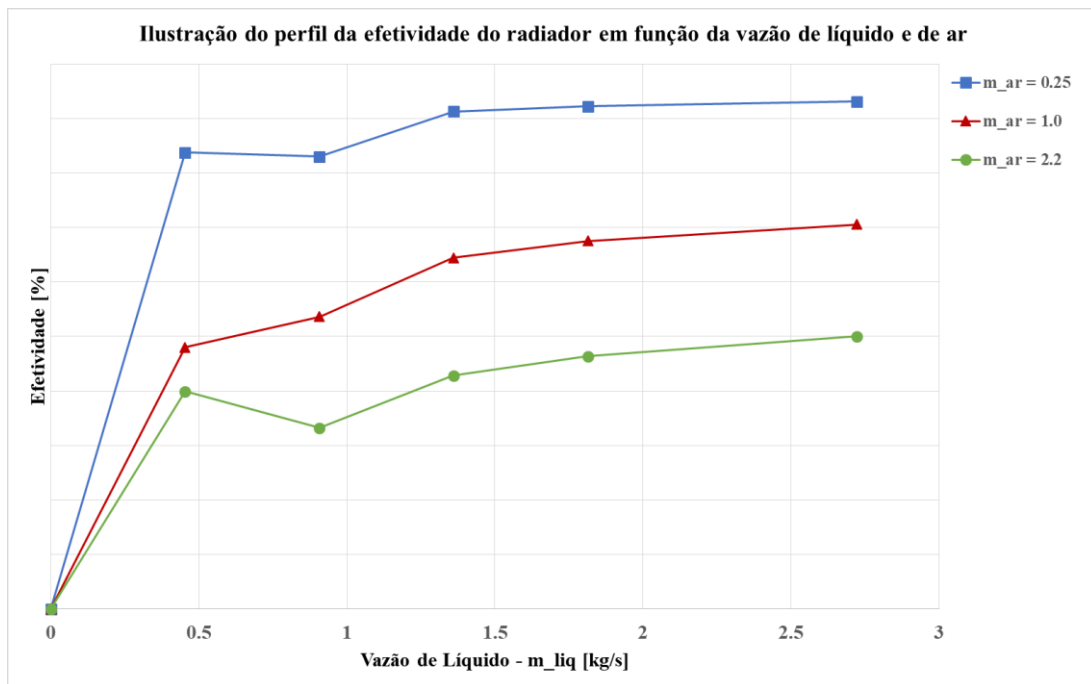


FIGURA 3.11: Ilustração da curva da efetividade do radiador em função da vazão de líquido e da vazão de ar no componente, desenvolvida através de testes experimentais

FONTE: Dados internos

Uma vez estimada a efetividade do componente em dado instante da simulação, estima-se o valor da taxa de calor no componente através da EQ. (3.22) e o valor de ΔT , tanto do ar quanto do líquido de arrefecimento no radiador, encontrado na EQ. (3.23).

A temperatura de saída do radiador, calculada a cada instante, é então considerada como temperatura de entrada no motor, onde recebe calor, sendo, posteriormente resfriada novamente no radiador.

3.1.6. Cálculo da temperatura do líquido de arrefecimento ao longo do ciclo simulado

Com a definição do ciclo a ser seguido vários dados de entrada necessários para a modelagem do sistema de arrefecimento são também definidos, os quais foram descritos nas seções anteriores. Esta seção tem o objetivo de demonstrar como os dados de entrada citados são acoplados a fim de se estimar o comportamento transiente da temperatura do líquido de arrefecimento ao longo do ciclo. O modelo em questão utiliza a modelagem

por parâmetros concentrados, desenvolvido a partir de equações diferenciais referentes à dinâmica térmica do sistema de arrefecimento, dos procedimentos e equações que regem o calor absorvido e rejeitado pelo fluido no motor e radiador, respectivamente, do ciclo a ser seguido e intervalo de tempo entre cada instante do ciclo. A partir da integração desses parâmetros no sistema de arrefecimento, o qual pode ser considerado como um sistema em malha fechada, e de um valor inicial de temperatura do líquido de arrefecimento e de outros parâmetros do motor, é possível realizar a estimativa do comportamento do sistema de arrefecimento ao longo do tempo de ciclo.

3.1.6.1. Modelagem do sistema “frio”

Durante o funcionamento do motor a frio, ou seja, antes de o motor atingir a temperatura ideal de trabalho, a válvula termostática do veículo se encontra fechada. Nesse caso, não existe vazão de líquido de arrefecimento para o radiador ou essa vazão é mínima, podendo ser desprezada. Nesse primeiro momento, o qual ocorre geralmente após o veículo ter permanecido desligado por algumas horas, a circulação do líquido de arrefecimento ocorre apenas entre motor, reservatório de expansão e aquecedor. O aquecedor é um componente que, geralmente não troca calor, exceto em casos onde o usuário do veículo necessita aquecer a cabine. Sendo assim, no modelo em questão, a troca de calor nesse componente não foi levada em consideração, mas foi definida uma vazão fixa de líquido de arrefecimento através do componente, a qual sempre retorna para o motor, mesmo com a válvula termostática fechada. A modelagem da transferência de calor nesses componentes foi realizada baseada na equação de balanço de energia demonstrado em CHEEVER, 2005, de tal maneira que em cada componente esse balanço foi modificado segundo as trocas de calor realizadas. A EQ. (3.36) representa esse balanço de energia.

$$\dot{m}_{ent} \cdot c_{pliq} \cdot (T_{ent} - T_{sai}) + \dot{Q}_{ger} = C_{liq} \cdot \frac{dT_{liq}}{dt} \quad (3.36)$$

Onde \dot{m}_{ent} é a vazão de líquido que entra no volume de controle do componente; T_{ent} e T_{sai} são as temperaturas de entrada e saída do líquido na entrada volume de controle do

componente, sendo que T_{sai} também é a temperatura na saída do componente; \dot{Q}_{ger} é o calor gerado no componente, esse termo foi considerado apenas para o motor; C_{liq} é a capacidade térmica do líquido na saída do componente; $\frac{dT_{liq}}{dt}$ é a taxa de modificação da temperatura. Na EQ. (3.36), as vazões de entrada e saída de cada componente são as mesmas e a temperatura de saída na entrada do volume de controle do componente é considerada como a temperatura no interior e na saída do mesmo. O termo da direita da equação, $C_{liq} \frac{dT_{liq}}{dt}$, é a quantidade de calor acumulado por cada componente. A temperatura em cada instante é estimada através da integração numérica deste termo em cada intervalo de tempo do ciclo.

A partir de uma temperatura inicial e de parâmetros iniciais de funcionamento do motor do veículo, considerando-se o ciclo a ser seguido, a troca de calor dentro do motor ocorre, considerando-se o motor do veículo como uma bomba de calor, a qual libera calor para o líquido de arrefecimento, e a variação da temperatura do mesmo ocorre como descrito na EQ. (3.37).

$$\dot{Q}_{liq} = \dot{Q}_{mot} + \dot{m}_{liq} \cdot c_{p_f} \cdot (T_{ent_{mot}} - T^{i-1}_{liq}) \quad (3.37)$$

Onde \dot{Q}_{liq} é a taxa de calor total rejeitada para fluido no motor; \dot{Q}_{mot} é a taxa de calor rejeitada no fluido devido à combustão do motor, estimada pela interpolação dos valores presentes na FIG 3.3; \dot{m}_{liq} é a vazão de líquido no motor; c_{p_f} é o calor específico do líquido; $T_{ent_{mot}}$ é a temperatura da água que entra no motor, calculada pelas EQ. (3.38) e EQ. (3.39); T^{i-1}_{liq} é a temperatura do líquido no instante anterior do ciclo. Na primeira iteração do ciclo, a temperatura do líquido de arrefecimento foi considerada como temperatura ambiente e os outros parâmetros são calculados normalmente.

O último termo da direita na EQ. (3.37), $\dot{m}_{liq} \cdot c_{p_f} \cdot (T_{ent_{mot}} - T^{i-1}_{liq})$, representa a taxa de transferência de calor para líquido de arrefecimento no motor, devido ao fluxo de massa de líquido para dentro do mesmo.

No veículo modelado, a entrada do motor ocorre em um ponto da tubulação onde há o encontro de todas as ramificações de líquido considerados no modelo, o líquido

proveniente do aquecedor, o líquido proveniente do reservatório de expansão e o líquido proveniente da saída do radiador. Por simplificação, não é considerada nenhuma troca de calor no aquecedor do veículo, e o valor da vazão por esse componente foi, portanto, desprezada. Durante o funcionamento do veículo a frio, não existe vazão de água advinda do radiador e nem dirigida ao mesmo, e a temperatura de entrada no motor pode ser estimada através das EQ. (3.38) e EQ. (3.39).

$$\frac{dT_{ent_{mot}}^i}{dt} = \left(\frac{T_{exp}^i \cdot \dot{m}_{liq_{exp}} - T_{liq}^{i-1} \cdot \dot{m}_{liq_{mot}}}{m_{junção}} \right) \quad (3.38)$$

$$T_{ent_{mot}}^i = T_{ent_{mot}}^{i-1} + \frac{dT_{ent_{mot}}^i}{dt} \cdot \Delta t_{ciclo} \quad (3.39)$$

Onde T_{exp}^i e $\dot{m}_{f_{exp}}$ representam a temperatura e a vazão do fluido de arrefecimento proveniente do reservatório de expansão, respectivamente, sendo T_{exp}^i estimado pela EQ. (3.41); $\dot{m}_{f_{mot}}$ é a vazão total de líquido no motor, após a junção do líquido proveniente de todos os componentes envolvidos; $m_{junção}$ é a massa de líquido onde ocorre a junção entre esses líquidos e Δt_{ciclo} é o intervalo de tempo entre cada instante do ciclo.

$$\frac{dT_{exp}^i}{dt} = \left[\frac{(T_{liq}^{i-1} - T_{exp}^{i-1}) \cdot \dot{m}_{liq_{exp}}}{m_{exp}} \right] \quad (3.40)$$

$$T_{exp}^i = \frac{dT_{exp}^i}{dt} \cdot \Delta t_{ciclo} \quad (3.41)$$

Por fim, a temperatura do líquido de arrefecimento no instante atual do ciclo é calculada pelas EQ. (3.42) e EQ. (3.43).

$$\frac{dT_{liq}^i}{dt} = \frac{\dot{Q}_{liq}}{\dot{m}_{liq} \cdot c_{pf}} \quad (3.42)$$

$$T^i_{liq} = T^{i-1}_{liq} + \frac{dT^i_{liq}}{dt} \cdot \Delta t_{ciclo} \quad (3.43)$$

A partir daí uma nova iteração é iniciada, de tal maneira que um novo valor de temperatura do líquido é estimado a cada iteração, levando em consideração a temperatura no líquido no instante anterior. Esse processo se repete até que a temperatura do líquido atinja o valor de abertura da válvula termostática, quando líquido começa a fluir pelo radiador e a vazão de líquido no mesmo deixa de ser nulo.

3.1.6.2. Modelagem do sistema “quente”

Após a abertura da válvula termostática, pode-se considerar o sistema como quente, ou seja, a temperatura do motor atingiu valores ideais para o funcionamento do motor, viscosidade e lubrificação do óleo, bem como uma queima mais eficiente no motor.

Nessa situação, o processo de aumento de temperatura do líquido de arrefecimento é semelhante ao que ocorre com o veículo frio, porém existe, na entrada do motor, a inclusão da ramificação do líquido proveniente do trocador de calor, a qual se encontra com o líquido proveniente do reservatório de expansão. A equação utilizada para o cálculo Da temperatura do líquido de arrefecimento na entrada do motor fica como expreso na EQ. (3.44).

$$\frac{dT_{entmot}}{dt} = \left(\frac{T^{i-1}_{exp} \cdot \dot{m}_{liqexp} + T_{sai_{rad}liq} \cdot \dot{m}_{liqrad} - T^{i-1}_{liq} \cdot \dot{m}_{liqmot}}{m_{junção}} \right) \quad (3.44)$$

Onde T^{i-1}_{rad} e \dot{m}_{liqrad} representam a temperatura e vazão do líquido proveniente no radiador e são os novos termos incluídos na EQ. (3.38), os quais são levados em consideração apenas com o veículo quente quando a abertura da válvula termostática deixa de ser zero, permitindo vazão de líquido para o radiador. O procedimento de estimativa da vazão proveniente desse componente foi demonstrado na seção 3.2.5.5, e a diferença de temperatura entre entrada e saída desse componente é estimada através da

EQ. (3.23), apresentada na seção 3.2.5.4, de tal maneira que, uma vez estimado o ΔT encontrado no radiador em determinado instante, através da estimativa do calor rejeitado pelo componente, a temperatura de saída do radiador é calculada pela EQ. (3.45).

$$T_{sai_{rad_{liq}}} = T_{ent_{rad_{liq}}} - \Delta T_{rad_{liq}} \quad (3.45)$$

Similarmente, a temperatura de saída do ar do radiador é calculada pela EQ. (3.46).

$$T_{sai_{rad_{ar}}} = T_{ent_{rad_{ar}}} + \Delta T_{rad_{ar}} \quad (3.46)$$

De maneira semelhante ao procedimento adotado durante o aquecimento do veículo, a taxa de calor absorvido pelo líquido de arrefecimento no motor continua estimado pela EQ. (3.37) e a temperatura do líquido de arrefecimento em determinado instante do ciclo é calculada pelas EQ. (3.42) e EQ. (3.43), apresentadas anteriormente.

3.2. Simulação Computacional

A modelagem computacional do presente estudo é realizada através de *Script* no Software Matlab R2010a (MATHWORKS, 1994-2019), versão acadêmica. Todas as equações descritas no estudo foram acopladas através do software e em cada iteração do ciclo realiza-se o cálculo sequencial e simulação do sistema de arrefecimento do motor do veículo como demonstrado nos fluxogramas das FIG 3.1 e 3.2. Ao longo da simulação o modelo possui equações consideradas dinâmicas – EQ. (3.40), EQ. (3.42), EQ. (3.44) – as quais são escritas como taxas de alteração da temperatura no tempo, sendo integradas no tempo de aquisição do ciclo para estimar seu comportamento ao longo do mesmo.

Existem, porém, equações que representam o estado de uma variável em determinado instante, em função do estado de outras variáveis que se modificam ao longo do ciclo. Essas variáveis, mesmo não sendo variáveis dinâmicas e não possuírem relação direta com o tempo de simulação, são atualizadas a cada instante do ciclo. Esse fato ocorre, por exemplo nas EQ. (3.42) e EQ. (3.37), referentes à estimativa da temperatura ao longo do

ciclo e o calor rejeitado pelo motor, respectivamente. A temperatura do líquido de arrefecimento é uma equação dinâmica que depende do valor do calor rejeitado pelo motor, a qual é calculada a cada iteração do ciclo de velocidades, não possuindo relação com o tempo, mas sim com o valor da rotação e torque do motor do veículo no dado instante do ciclo de velocidades. Ao ser calculada em uma iteração, o valor do calor rejeitado pelo motor permanece constante até que o valor da rotação e torque seja atualizado no próximo instante do ciclo, alimentando novamente as equações para o cálculo da temperatura do líquido de arrefecimento. Esse procedimento ocorre também com outras variáveis ao longo do modelo, e, faz com que, mesmo não possuindo todas as equações na forma de equações dinâmicas, o modelo como um todo seja um modelo dinâmico, pois as variáveis dinâmicas são calculadas a partir de valores atualizados a cada iteração, e além disso, o tempo de aquisição entre duas iterações seguidas é curto, tornando as mudanças entre dois estados das variáveis não dinâmicas relativamente pequenas.

As variáveis dinâmicas e de estado citadas, compõem um grupo de quatro principais parâmetros e variáveis principais presentes na modelagem computacional utilizada: os parâmetros, as variáveis controladas, as variáveis de estado calculadas a cada iteração do ciclo e as variáveis dinâmicas. Dentre os parâmetros estão as tabelas, curvas e valores definidos ao longo do modelo referentes a um veículo em questão. Esses valores não sofrem alteração durante o ciclo completo, por definirem parâmetros de construção, projeto do veículo e componentes de diversos sistemas, tabelas e curvas referentes a componentes do sistema de arrefecimento, etc. As variáveis controladas são variáveis cujos valores são uma função dos parâmetros definidos e, posteriormente otimizados, a fim de se manter determinada variável calculada nos níveis definidos. No modelo em questão as variáveis controladas são a porcentagem de ciclo ativo do eletro ventilador e, conseqüentemente sua rotação e vazão de ar proveniente do mesmo. As variáveis de estado, bem como as variáveis dinâmicas são variáveis cujos valores são dependentes tanto dos parâmetros quanto das variáveis controladas. Seu valor é calculado ao pelo modelo ao longo do ciclo. Uma listagem mais específica de todas os parâmetros e variáveis presentes no modelo pode ser encontrada no Anexo B.

3.3. Estratégias de controle do eletro ventilador

Através de um modelo computacional capaz de simular a temperatura do líquido de arrefecimento de um veículo, é possível realizar o estudo de diferentes estratégias de controle da velocidade do eletro ventilador, em função da temperatura de arrefecimento do mesmo. Modificando-se os parâmetros de controle de cada uma delas pode-se comparar a energia demandada pelo eletro ventilador em cada uma das estratégias, podendo-se assim ajustar os parâmetros em busca de uma maior eficiência energética. Cada uma delas será apresentada de duas maneiras, sendo a primeira a partir da utilização de parâmetros iniciais de controle, sem se atentar à energia despendida pelo componente controlado. Na segunda etapa, esses parâmetros iniciais serão ajustados através algoritmos de otimização específicos para cada estratégia, com o intuito de se encontrar parâmetros capazes de controlar o eletro ventilador com a menor energia possível, visando maior eficiência energética, porém garantindo que o nível de temperatura do veículo se mantenha em nos níveis ideais, sem apresentar danos ao sistema.

As seções a seguir apresentam uma descrição de cada uma das estratégias utilizadas para o controle do eletro ventilador no modelo estudado e serão, também, discutidos os respectivos ajustes possíveis, visando uma menor energia despendida pelo eletro ventilador. Os resultados dos processos de otimização dos parâmetros de controle de cada uma das estratégias serão discutidos na Seção 4.2.

3.3.1. Controle por Lookup Table

O controle por *Lookup Table*, ou controle por tabela (presente em diversos veículos na indústria automotiva) possui valores já definidos de porcentagem de ciclo ativo de acordo com a temperatura do líquido do sistema de arrefecimento. A temperatura do líquido do sistema de arrefecimento do veículo é interpretada pelo modelo, relacionada diretamente ao valor de ciclo ativo do eletro ventilador correspondente, de acordo com os valores definidos na estratégia. Cada um dos valores pré-definidos na tabela de controle é definido como *breakpoint* (*breakpoint* de temperatura e de ciclo ativo). Caso o valor de temperatura esteja entre dois *breakpoints*, o valor correspondente de porcentagem de ciclo

ativo é encontrado através da interpolação linear entre os valores adjacentes, presentes na tabela (primeiro maior valor e primeiro menor valor, tanto de temperatura quanto de ciclo ativo). As TAB 3.1 e 3.2 representam os valores utilizados para realizar o controle do eletro ventilador por *lookup table* no presente estudo, sendo a primeira coluna a de temperatura do líquido de arrefecimento e a segunda coluna a porcentagem de ciclo ativo para cada valor de temperatura. Esse tipo de controle, apesar de simples, é muito utilizado, devido à sua fácil implementação e à relação direta entre os valores desejados de ciclo ativo para cada valor de temperatura, deixando a calibração do sistema mais intuitiva.

A TAB 3.1 apresenta a calibração inicial do veículo, antes do ajuste nos valores para se obter uma menor quantidade de energia despendida pelo eletro ventilador.

TABELA 3.1: Tabela inicial presente no veículo, definida para a simulação antes da melhoria dos parâmetros

Temperatura [°C]	Porcentagem de Ciclo Ativo [%]
0	0
90	0
91	15
93	25
95	35
97	50
99	60
101	75
103	90
105	100

3.3.1.1. Otimização dos parâmetros da estratégia *Lookup Table*

Após a simulação do ciclo de velocidades com os parâmetros iniciais definidos para a estratégia por *lookup table*, foi realizado o processo de otimização dos parâmetros da tabela de controle dessa estratégia. Definiu-se que apenas a segunda coluna, referente aos parâmetros de ciclo ativo (conhecidos como *breakpoints* de ciclo ativo) seriam

submetidos ao processo de otimização, sendo os parâmetros de temperatura, da primeira coluna, mantidos inalterados. A otimização dos parâmetros foi realizada com auxílio do software Matlab R2010a (MATHWORKS, 1994-2019), através da função *fminsearch* presente no mesmo. A otimização realizada consiste no seguinte algoritmo:

- Minimizar a energia despendida pelo eletro ventilador, conhecendo: a temperatura do líquido de arrefecimento do veículo, a porcentagem de ciclo ativo em função da temperatura do líquido de arrefecimento, a potência do eletro ventilador em função do ciclo ativo;
- Determinar: a os valores dos parâmetros de ciclo ativo em função da temperatura que minimize a energia despendida pelo eletro ventilador do veículo durante determinado ciclo;
- Variáveis: *breakpoints* de ciclo ativo da tabela de controle;
- Sujeito a: temperatura do líquido de arrefecimento não pode ultrapassar um limite pré-estabelecido; um certo *breakpoint* de ciclo ativo não pode ser maior que o próximo *breakpoint* na tabela.

3.3.2. Controle PID

Outro controle do eletro-ventilado, também utilizado na indústria, é o Controle PID, o qual necessita de uma temperatura de entrada do líquido de arrefecimento e de uma temperatura objetivo. Como o controle do eletro ventilador atua indiretamente no controle da temperatura do sistema de arrefecimento, a quantidade de vazão de ar disponibilizada pelo eletro ventilador deve aumentar ou reduzir segundo a temperatura do sistema. O modelo compara a temperatura atual com a temperatura objetivo do sistema de arrefecimento e, de acordo com esse erro, incrementa positiva ou negativamente o *Duty Cycle* do eletro ventilador (porcentagem de pulsos do PWM). No presente estudo, o controlador PID foi utilizado de maneira simples, sendo o valor de incremento de Ciclo Ativo do eletro ventilador calculado como uma função linear do erro, EQ. (3.47).

$$DelDC(Err) = m_p \cdot Err + n_p \quad (3.47)$$

Onde, ΔDC é o incremento de ciclo ativo (ou *Duty Cycle* - DC) no eletro ventilador em função do erro, medido em porcentagem; Err é o erro medido em grau Celsius, estimado como a diferença entre a temperatura atual e a temperatura objetivo, definida para o líquido do sistema de arrefecimento; m é o coeficiente angular da reta de controle ou ganho proporcional do PID (parâmetro a ser ajustado pelo modelo na simulação computacional do ciclo não estabilizado); n é o coeficiente linear da reta (não avaliado no presente trabalho).

Além de se definir a porcentagem de Ciclo Ativo com uma função linear do erro, define-se também um valor de incremento de Ciclo Ativo mínimo e máximo, de tal forma que a partir de um certo valor de erro, tanto negativo quanto positivo, o valor reduzido e aumentado de porcentagem de pulsação do PWM permanece o mesmo. A FIG 3.12 apresenta um esquema do controle realizado por essa estratégia. Pode-se notar três pontos principais que influenciam o comportamento da temperatura do sistema, podendo, portanto, serem controladas:

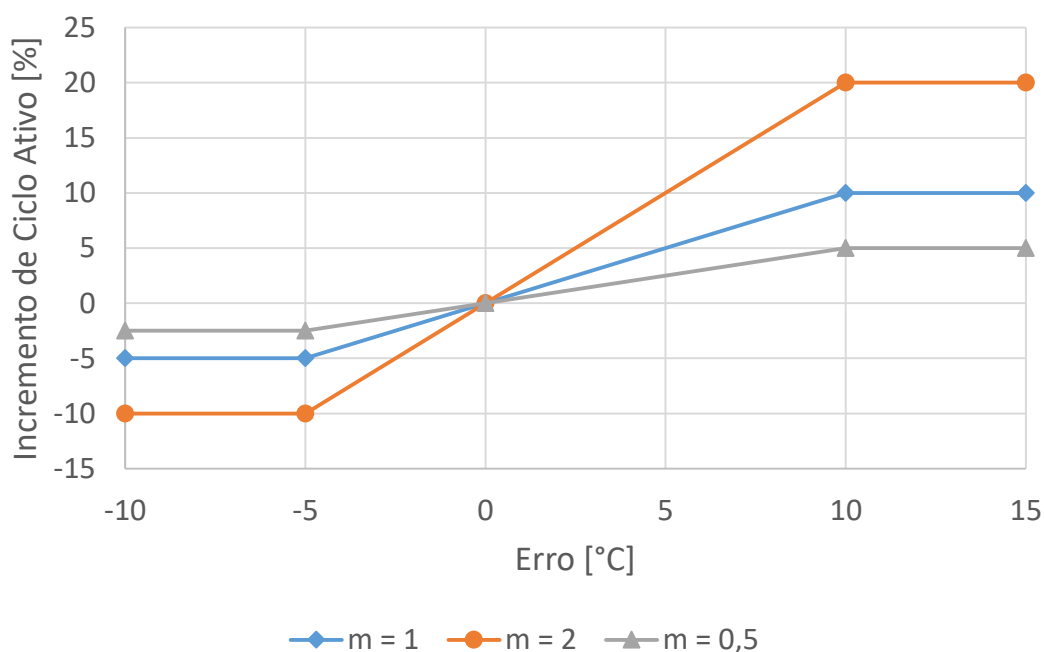


FIGURA 3.12: Possíveis variações das curvas de incremento de Duty Cycle para o controle do eletro ventilador utilizadas no modelo do presente estudo

- Coeficientes angulares;
- Incremento máximo e mínimo;
- Temperatura objetivo

3.3.2.1. Otimização dos parâmetros de controle da estratégia PID

Por simplificação, o algoritmo de otimização da estratégia utilizará apenas o coeficiente angular – m_p – da curva linear demonstrada na FIG 3.12. O valor do coeficiente linear permanece zero e os valores de incremento de *Duty Cycle* mínimo e máximo são definidos como -5 e 10, respectivamente. O controle PID utiliza como parâmetro inicial nos ciclos rodados no modelo, os valores de coeficiente angular, $m_p = 0,5$ e o segundo valor definido como um. O coeficiente de ganho proporcional é, então, ajustado no ciclo não estabilizado, para, enfim encontrar o valor de coeficiente angular que apresenta menor energia requerida pelo eletro ventilador neste ciclo. Esse coeficiente é calculado através de uma busca simples, sendo que um novo valor de coeficiente é o valor do coeficiente inicial multiplicado por dois. Em seguida, calcula-se um próximo valor, multiplicando-se o valor anterior por dois, e assim por diante. Caso o valor de energia encontrado com o próximo coeficiente angular seja maior que a energia encontrada anteriormente, esse coeficiente é substituído pela média entre os valores de “ m_p ” anterior e o atual, até que se possa encontrar um valor menor de energia.

Definiu-se o primeiro valor de coeficiente angular da reta ($m_p = 0,5$) como único valor menor que a unidade, apesar de apresentarem uma baixa quantidade de energia despendida pelo eletro ventilador, valores de “ m_p ” menores que um resultam, também, em um alto valor de temperatura máxima do líquido de arrefecimento no ciclo. Esse fato é indesejável, pois é necessário reduzir a energia do eletro ventilador, porém mantendo a temperatura do líquido de arrefecimento em níveis aceitáveis. A FIG 3.13 apresenta o procedimento descrito.

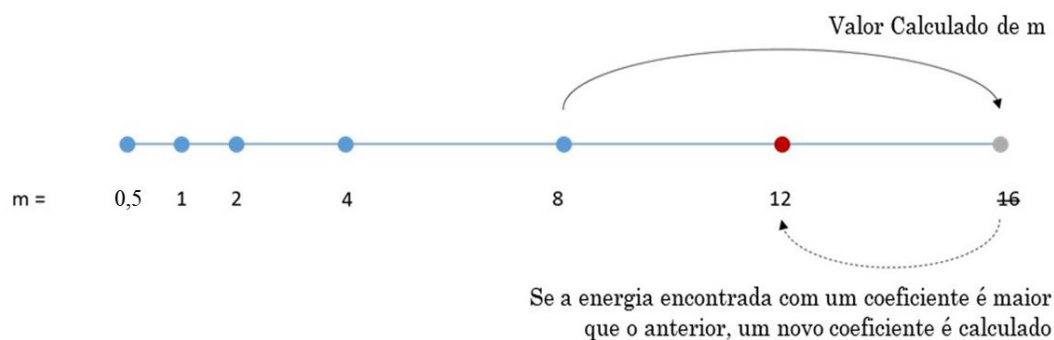


FIGURA 3.13: Procedimento de cálculo dos valores de coeficientes angulares pelo modelo. A partir de um certo valor, é utilizada a média dos dois últimos valores para se encontrar o valor ótimo no ciclo.

Por fim, a otimização realizada consiste no seguinte algoritmo:

- Minimizar a energia despendida pelo eletro ventilador, conhecendo: a temperatura do líquido de arrefecimento do veículo, a temperatura objetivo do líquido de arrefecimento, conseqüentemente, o erro entre as duas temperaturas, e a inclinação da reta de controle proporcional, a potência do eletro ventilador em função do ciclo ativo;
- Determinar: a o valor de coeficiente angular da reta de controle descrita na FIG. 3.12 que minimize a energia despendida pelo eletro ventilador ao longo do ciclo de velocidades;
- Variáveis: inclinação da reta de incremento de ciclo ativo em função do erro, m_p ;
- Sujeito a: temperatura do líquido de arrefecimento não pode ultrapassar um limite pré-estabelecido; existe um incremento de ciclo ativo máximo e mínimo, descritos na FIG. 3.12.

São calculados 10 valores de coeficiente angular, escolhendo-se o coeficiente que apresenta a menor quantidade de energia despendida pelo eletro ventilador.

3.3.3. Lógica baseada no princípio *Fuzzy*

A última estratégia estudada utiliza um conceito simplificado, baseado na lógica *Fuzzy*, de tal forma que, a temperatura objetivo não é mais um único valor definido, mas sim uma faixa de valores. Além disso, o incremento de Ciclo Ativo do eletro ventilador depende, tanto de uma faixa em que a temperatura se encontra, quanto da rejeição térmica do motor e do radiador. Para a realização do controle, o QUADRO 3.2 foi utilizado como tabela de parâmetros iniciais. Nele, os valores da primeira coluna à esquerda, se referem à atual temperatura de entrada do líquido do radiador, a qual pode se encontrar em uma determinada faixa de valores, sendo eles definidos como:

- Baixo: o veículo pode ser considerado como “frio” e o líquido de arrefecimento não atingiu temperatura de abertura da válvula termostática;
- Aquecido: líquido de arrefecimento atinge a temperatura de início de abertura da válvula termostática. Veículo já passou pela fase de aquecimento;
- Ideal: temperatura ideal de funcionamento do veículo, definida para cada veículo;

- Atenção: temperatura do veículo ultrapassou a faixa ideal de funcionamento, podendo ser considerado um ponto de atenção, porém ainda não é uma situação crítica;
- Crítico: temperatura do líquido de arrefecimento ultrapassou níveis aceitáveis. Temperaturas acima desse valor podem ser perceptíveis pelo cliente, pois o ponteiro de temperatura, presente em alguns veículos, pode começar a demonstrar sinais de alta temperatura do líquido de arrefecimento.

Os valores iniciais, calibrados para o veículo modelado no presente estudo estão descritos a seguir:

- Baixo: temperatura abaixo de 80°C;
- Aquecido: acima de 80°C e abaixo de 90°C;
- Ideal: acima de 90°C e abaixo de 105°C;
- Atenção: acima de 105°C e abaixo de 110°C;
- Crítico: acima de 110°C.

De maneira similar, a primeira linha da tabela se refere a valores da diferença entre o calor rejeitado pelo motor e o calor rejeitado pelo radiador do veículo. Sendo eles definidos como:

- Muito positivo: a diferença é maior que um décimo do calor rejeitado pelo motor;
- Ideal: o módulo da diferença é menor que um décimo do calor rejeitado pelo motor;
- Muito negativo: o calor rejeitado pelo radiador é pelo menos um décimo maior que o calor rejeitado pelo motor.

Os demais valores da tabela se referem ao incremento de *Duty Cycle* do eletro ventilador, em função da situação da temperatura do líquido de arrefecimento e da diferença entre o calor rejeitado pelo motor e pelo radiador. A tabela com os parâmetros iniciais de controle através da estratégia de conceitos de lógica *Fuzzy* são demonstrados no QUADRO 3.2.

QUADRO 3.2: Primeira tabela de controle utilizando conceitos de lógica Fuzzy – tabela agressiva

	Muito Positiva	Ideal	Muito Negativa
Baixa	-10	-10	-10
Aquecida	5	0	-5
Ideal	10	0	-10
Atenção	15	5	-1
Crítica	20	10	0

3.3.3.1. Otimização dos parâmetros da estratégia por princípios *Fuzzy*

A otimização realizada consiste no seguinte algoritmo:

- Minimizar a energia despendida pelo eletro ventilador, conhecendo: a temperatura do líquido de arrefecimento do veículo, a rejeição térmica do motor, a rejeição térmica do radiador, a quantidade de incremento de ciclo ativo em função da temperatura do líquido de arrefecimento e da diferença entre a rejeição térmica do motor e do radiador, a potência do eletro ventilador em função do ciclo ativo;
- Determinar: a os valores de incremento de ciclo ativo do QUADRO 3.2 que minimizem a energia despendida pelo eletro ventilador do veículo durante determinado ciclo;
- Variáveis: valores de incremento de ciclo ativo;
- Sujeito a: temperatura do líquido de arrefecimento não pode ultrapassar um limite pré-estabelecido.

4. RESULTADOS

A seguir são apresentados os resultados da simulação do comportamento do sistema de arrefecimento dos veículos estudados neste trabalho, utilizando o modelo proposto. Primeiramente é discutida a calibração do modelo, a qual foi realizada em duas etapas: a partir de fases estabilizadas, com velocidade constante e sistema de arrefecimento configurado com válvula termostática totalmente aberta, e eletro ventilador acionado na máxima velocidade e veículo com configuração normal do sistema de arrefecimento, submetido a etapas de velocidade constante semelhantes às da primeira etapa. Posteriormente, são demonstrados os resultados do comportamento do sistema de arrefecimento do veículo com cada uma das lógicas de controle apresentadas na Seção 3.3, com o intuito de comparar a energia despendida pelo eletro ventilador em cada uma delas. É também discutida a redução efetiva de energia durante um ciclo não estabilizado, bem como o potencial de cada uma das estratégias a trabalhada para se obter menor energia despendida pelo componente.

SILVA et al, 2018, utilizou um modelo semelhante ao discutido no presente estudo para a simulação do comportamento do sistema de arrefecimento. A principal diferença entre os dois modelos é a maneira como o comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento é modelada. Porém, ambos os trabalhos apresentam um modelo que simula o comportamento do sistema de arrefecimento em regime transiente, a fim de se estudar diferentes estratégias de controle do eletro ventilador, com foco em redução da energia elétrica despendida pelo componente.

4.1. Calibração do modelo

Para a calibração do modelo proposto, foram utilizados testes experimentais realizados em um veículo de passeio, sob condições ambientais estabilizadas. A calibração do modelo é realizada em duas etapas:

- Etapa 1: Veículo submetido a velocidade constante, durante um intervalo indeterminado de tempo e sistema de arrefecimento configurado de maneira a dissipar a maior quantidade possível de calor, ou seja, com válvula termostática totalmente aberta e eletro ventilador acionado na máxima velocidade. Essa configuração, além de avaliar o sistema de arrefecimento do veículo em condições extremas, evita variações bruscas de temperatura durante o teste realizado, a fim de se aproximar a situação testada a uma situação de regime permanente. Sendo assim, a temperatura do líquido de arrefecimento tende a se estabilizar em um ponto, possibilitando a calibração do modelo computacional.
- Etapa 2: O veículo é submetido a fases com velocidade estabilizada, semelhantes à primeira etapa, porém não sendo mais considerado o regime permanente de funcionamento. Tanto a válvula termostática quando o eletro ventilador do veículo são configurados de maneira a representar situação normal de uso do veículo, e o objetivo dessa etapa é a calibração do comportamento transiente da temperatura do sistema de arrefecimento do veículo testado, sob condições normais de uso.

QUADRO 4.1: Ciclos estabilizados simulados no modelo durante a calibração do mesmo

	Velocidade [km/h]	Tempo	Inclinação da pista [%]	Ambiente [°C]	Ar Condicionado	Trailer Presente
Etapa 1: Ciclo estabilizado	23	NA	9	30	Desligado	Sim
	42		6	30	Desligado	Sim
	42		6	30	Ligado	Sim
	42		9	30	Desligado	Não
	42		9	30	Ligado	Não
	140		Max	30	Ligado	Não
	0		NA	30	Ligado	NA

Os testes foram realizados em câmara climática com rolo dinamômetro, contendo as seguintes especificações:

A câmara utilizada para os testes possui também um ventilador instalado, capaz de gerar o vento de acordo com a velocidade do veículo, e rolo dinamômetro, com características descritas nos QUADROS 4.2 e 4.3.

QUADRO 4.2: Características da câmara climática utilizada para os testes físicos

Características da Câmara Climática	
Comprimento	10,8m
Largura	6,5m
Altura	3,5m
Faixa de controle de irradiação solar	Entre 0 e 1200W/m ²
Faixa de controle de temperatura	Entre -30°C e +50°C
Controle de Umidade Relativa	Entre 20 e 90%
Potência de Refrigeração	226hp

QUADRO 4.3: Características dinamômetro de rolo presente na câmara, responsável pela simulação das forças do ciclo testado

Características do Rolo Dinamômetro	
Faixa de controle de força	Entre 0 e 10000N
Potência Máxima	204hp
Faixa de controle de velocidade	Entre 0 e 200km/h

Além desses equipamentos foi utilizada, também uma fonte de tensão para alimentação externa para acionar eletro ventilador do veículo na máxima velocidade.

A medição da temperatura do líquido do sistema de arrefecimento foi realizada utilizando-se termopares do tipo “K”, cuja faixa de medição é definida entre -50°C e 1260°C, com precisão de 2,2°C ou 75% do valor medido, com incerteza máxima de $\pm 1^\circ\text{C}$. O equipamento utilizado para aquisição é da marca Ipetronik, modelo M-Thermo 16.

4.1.1. Características do veículo testado

Para a calibração do modelo, utilizou-se testes experimentais realizados em um veículo com as características apresentadas no QUADRO 4.4:

QUADRO 4.4: Características do veículo testado, utilizado na calibração do modelo

Segmento	Veículo de passeio
Combustível utilizado	Gasolina
Cilindradas do motor	1300cc
Número de tempos do motor	4 tempos
Válvulas por cilindro	4 válvulas
Sistema de ar condicionado	Presente

Os dados de desempenho do veículo estão apresentados no QUADRO 4.5.

QUADRO 4.5: Dados de desempenho do veículo testado

Dados de Coast Down	f_0 [N]	120
	f_2 [N/(km/h) ²]	0.04
Dados da Massa do Veículo [kg]	Veículo Vazio	1120
	Capacidade de Carga	400
	Capacidade de Reboque	400

4.1.2. Características do sistema de arrefecimento testado

Para o modelo em questão, foi utilizado um radiador comercial de alumínio, e com as características apresentadas no QUADRO 4.6. Foram, também, utilizados os dados de caracterização do trocador de calor em bancada, demonstrados na Seção 3.2.5.

QUADRO 4.6: Características do radiador testado no veículo simulado no modelo

CARACTERISTICAS DO RADIADOR TESTADO	
Largura	540 mm
Altura	395,4 mm
Profundidade	16 mm
Número de Tubos	51
Comprimento dos Tubos	620 mm
Espessura dos Tubos	0,225 mm
Passo dos Tubos	6,4 mm
Número de Aletas	242
Espessura das Aletas	0,075 mm
Passo de Aleta	2,5 mm

4.1.3. Resultados da calibração do modelo

As seções a seguir apresentam os resultados de cada uma das etapas de calibração do modelo.

4.1.3.1. Etapa 1: Ciclos Estabilizados

Durante a calibração do modelo nos ciclos estabilizados, o objetivo principal é a correlação entre o teste físico e a simulação computacional, no que se refere à temperatura final do líquido do sistema de arrefecimento após essa atingir o nível em regime permanente. O QUADRO 4.7 apresenta a comparação entre os resultados obtidos com ambos os testes, físico e computacional, para a primeira etapa de calibração do modelo.

QUADRO 4.7: Comparação entre os resultados obtidos com o teste físico e a simulação computacional durante o processo de calibração do modelo.

	Velocidade [km/h]	Inclinação da pista [%]	Ar Condicionado	Temperatura Medida [°C]	Temperatura Simulada [°C]	Erro percentual $\left[\frac{(TM-TS)}{TM}\right]$
Etapa 1: Resultados do teste estabilizado	23	9	Desligado	65,9	65,6	0,45%
	42	6	Desligado	66,0	67,4	-2,12%
	42	6	Ligado	70,5	74,0	-4,96%
	42	9	Desligado	67,8	69,6	-2,65%
	42	9	Ligado	72,5	76,1	-4,96%
	140	0	Ligado	70,7	73,2	-3,54%
	0	NA	Ligado	53,7	55,5	-3,35%

Além dos resultados do teste físico, foram utilizados resultados de um teste virtual, realizado em Software comercial – Flomaster (FLOMASTER, 2019), utilizado na indústria automotiva. O teste virtual realizado com o software em questão foi utilizado para a calibração e correlação dos dados de vazão de líquido de arrefecimento e vazão de ar, os quais não são disponíveis no teste físico realizado com o veículo real. Essa correlação poderia ter sido realizada a partir de resultados experimentais coletados de testes em bancada, ou mesmo a partir de testes realizados diretamente no veículo, caso este possuía a instrumentação e os equipamentos de aquisição necessários. Esse tipo de calibração e correlação foge ao escopo do presente trabalho, pois pode ser realizada de diferentes maneiras, portanto, não será detalhada.

4.1.3.2. Etapa 2: Ciclos com velocidades estabilizadas – regime transiente

A calibração do modelo nessa etapa consiste na correlação do comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento do veículo entre modelo computacional e um teste experimental ao longo do tempo, realizado com um veículo real em situação controlada de câmara climática. O objetivo dessa fase da calibração é o ajuste das massas térmicas que influenciam na inércia térmica do fluido de arrefecimento ao longo de seu funcionamento no tempo em regime transiente. Nessa etapa da calibração a válvula

termostática é modelada de maneira a funcionar de maneira normal, ou seja, permanece fechada abaixo de uma certa temperatura e começa a se abrir acima da temperatura definida. Além disso, o eletro ventilador é calibrado com a lógica semelhante à lógica presente no veículo utilizado para a correlação dos testes.

A partir da calibração do modelo, alguns pontos importantes em relação aos parâmetros calibrados foram notados. O primeiro parâmetro calibrado foi a massa térmica do motor. Esse parâmetro influencia principalmente no aquecimento do motor e em situações em que a válvula termostática do veículo ainda se encontra fechada. Sua influência é tal que quanto maior seu valor, maior a inércia térmica do motor, e mais tempo o líquido de arrefecimento do sistema necessita para atingir determinada temperatura. Esse parâmetro influencia também o comportamento do sistema após a abertura da válvula termostática, dificultando o aquecimento do veículo e deslocando a curva de aumento de temperatura para a direita. O GRA 4.1 apresenta uma comparação entre valores diferentes para a massa térmica de líquido no motor, apresentando a diferença do comportamento da temperatura do líquido com a variação desse parâmetro.

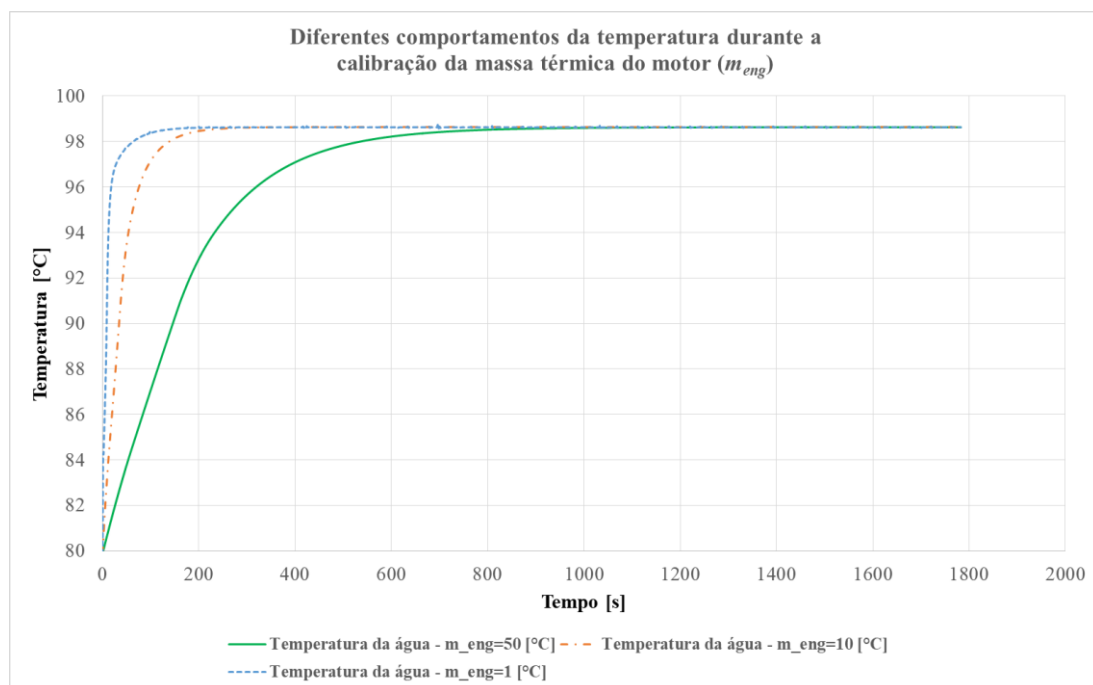


GRÁFICO 4.1: Comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento com a variação da massa térmica de líquido no motor.

Após a abertura da válvula termostática existe a influência das massas do radiador, reservatório de expansão e junção dos líquidos. De maneira simplificada, pode-se considerar que a massa térmica do radiador atua no comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento como um todo após a abertura da válvula termostática. Maiores valores calibrados para a massa térmica do radiador tendem a suavizar o aumento de temperatura do sistema, porém, não modifica o valor máximo atingido em regime permanente. O GRA 4.2 apresenta uma comparação entre valores diferentes para a massa térmica de líquido no radiador, apresentando a diferença do comportamento da temperatura do líquido com a variação desse parâmetro.

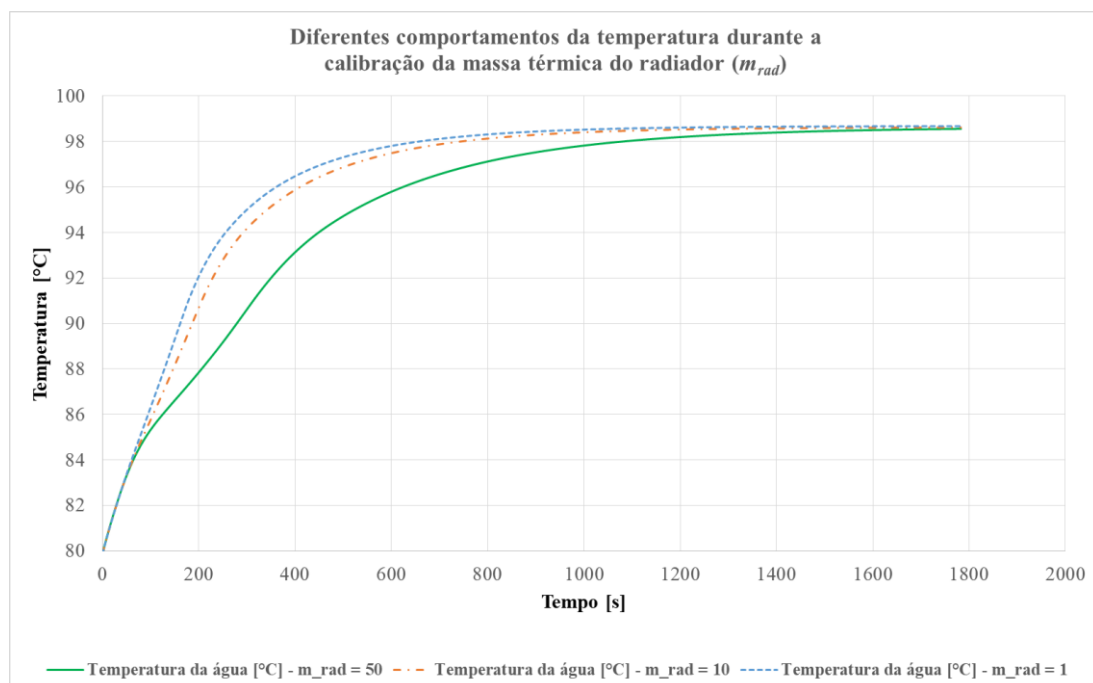


GRÁFICO 4.2: Comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento com a variação da massa térmica de líquido no radiador.

O reservatório de expansão, por sua vez, tem influência similar à massa térmica de líquido no radiador. Modificações nos valores desse parâmetro influenciam na inclinação da curva de temperatura do líquido de arrefecimento logo após o início da abertura da válvula termostática, e antes do início da influência da massa térmica do radiador, até próximo à temperatura de estabilização em regime permanente. É possível, também, notar um ponto de inflexão próximo à temperatura onde há abertura considerável da válvula termostática à medida que esse parâmetro aumenta, porém, sem influenciar significativamente na

inclinação do aquecimento do líquido, até a temperatura de 94°C. Após esse valor, o parâmetro também influencia na velocidade em que a temperatura do líquido atinge o regime permanente, ou seja, a taxa de variação da temperatura até atingir uma temperatura constante, quando o sistema está em situação estável. O GRA 4.3 apresenta uma comparação entre valores diferentes para a massa térmica de líquido no reservatório de expansão, apresentando a diferença do comportamento da temperatura do líquido com a variação desse parâmetro.

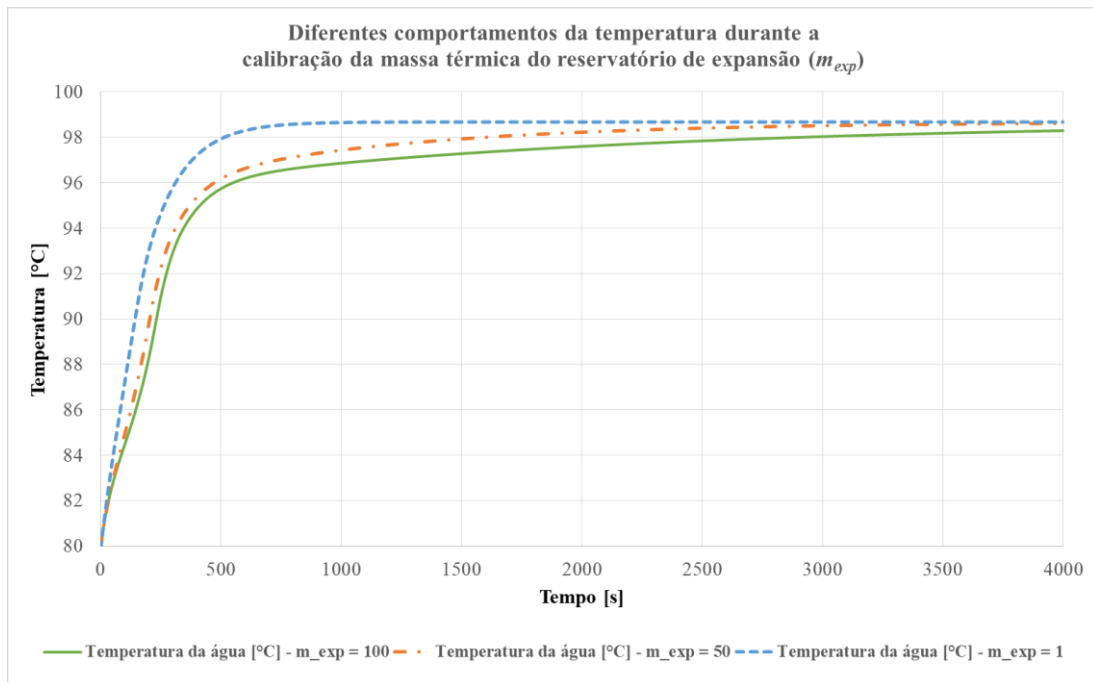


GRÁFICO 4.3: Comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento com a variação da massa térmica de líquido no reservatório de expansão.

Por fim, a massa da junção dos líquidos possui influência na inclinação da curva próximo à temperatura de abertura da válvula termostática, semelhante à massa térmica do líquido no reservatório de expansão. É possível notar que, quanto maior o valor desse parâmetro, menor a inclinação da curva de aquecimento do motor, ou seja, menor a taxa de crescimento da temperatura a partir de um ponto próximo à abertura da válvula termostática. O GRA 4.4 apresenta uma comparação entre valores diferentes para a massa térmica de líquido na junção entre os componentes modelados, apresentando a diferença do comportamento da temperatura do líquido com a variação desse parâmetro.

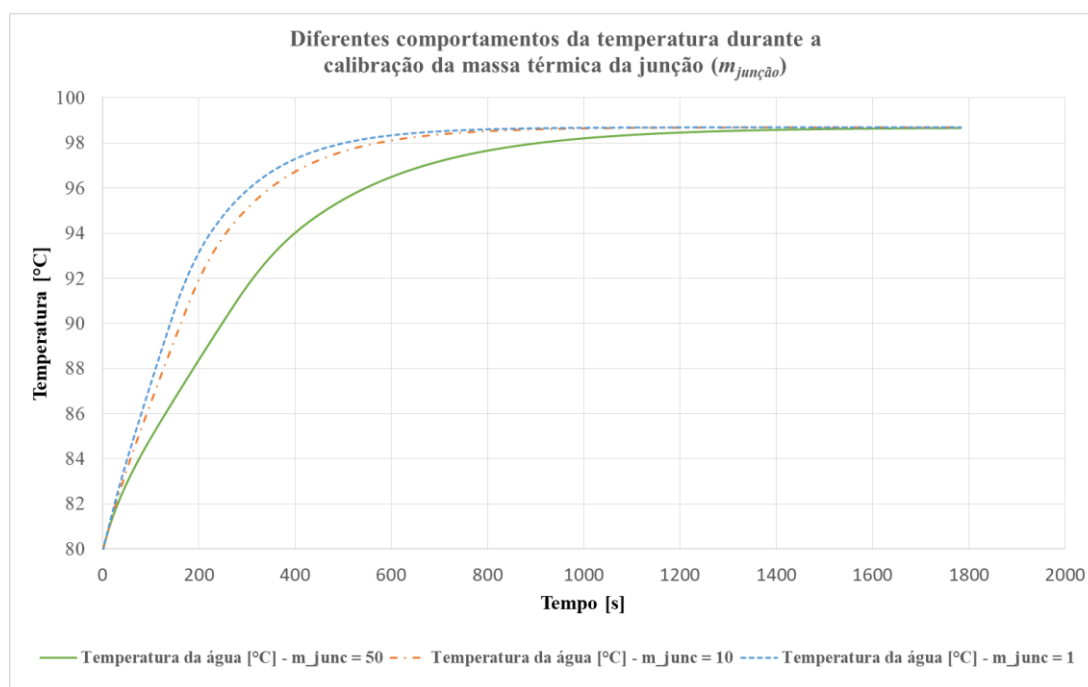


GRÁFICO 4.4: Comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento com a variação da massa térmica de líquido na junção dos líquidos.

Por fim, vale salientar que os valores definidos para as massas térmicas demonstradas nos GRA 4.1 a GRA 4.4 são apenas para o entendimento do comportamento da temperatura com a modificação desses parâmetros. A calibração final dos valores das massas térmicas foi realizada em um ciclo com velocidade instável, a fim de utilizar uma situação com alta variação de rejeição térmica e ciclo ativo do eletro ventilador. O ciclo de velocidades utilizado para a calibração dos parâmetros aqui tratados, foi baseado no ciclo urbano utilizado para análise de emissões dos gases de descarga, ciclo FTP75, em situação de inclinação zero e sem a presença de ar condicionado.

A FIG 4.1 apresenta uma demonstração simplificada da calibração definida para o modelo no ciclo não estável, bem como de alguns pontos importantes influenciados pelas massas térmicas calibradas além da velocidade do veículo.

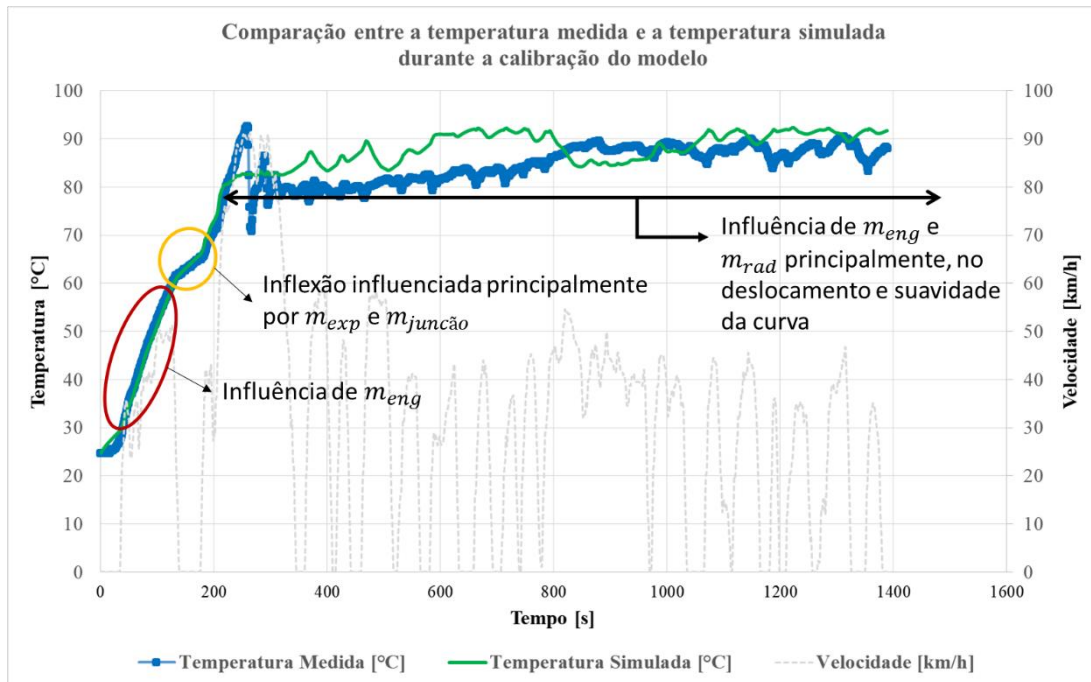


FIGURA 4.1: Calibração do modelo do sistema de arrefecimento em regime transiente através da comparação com um teste experimental e demonstração simplificada das principais influências das massas térmicas na calibração do modelo.

4.2. Comparação das estratégias de controle do eletro ventilador

O próximo passo do trabalho é a utilização do modelo para a comparação das estratégias de controle do eletro ventilador do veículo em um ciclo pré-estabelecido, composto pela combinação dos ciclos estabilizados demonstrados na primeira etapa da calibração do modelo. As estratégias serão simuladas de duas maneiras: a primeira, a partir de parâmetros iniciais, previamente definidos sem considerar a energia despendida pelo eletro ventilador; a segunda, após o ajuste dos parâmetros de controle do eletro ventilador visando reduzir a energia despendida pelo componente, e ao mesmo tempo manter a temperatura do líquido do sistema em níveis aceitáveis.

4.2.1. Definição dos parâmetros de controle

Para cada uma das três estratégias testadas, foram utilizados vários grupos de parâmetros de controle, de tal forma que os ajustes realizados em cada grupo de parâmetro visavam

a redução na energia despendida pelo eletro ventilador. Ao mesmo tempo, a temperatura do sistema de arrefecimento deve ser mantida em níveis aceitáveis, tanto para manter as propriedades do fluido e evitar danos aos componentes do sistema quanto para evitar possíveis alertas ao usuário do veículo sem necessidade, causados pela má gestão térmica do sistema. As próximas seções descrevem processo de ajuste de cada uma das estratégias de controle, bem como os parâmetros utilizados antes e depois desse processo.

4.2.1.1. *Lookup Table*

O controle por *Lookup Table* foi submetido a um processo de otimização de seus *breakpoints* de temperatura, a fim de se encontrar uma combinação de valores capaz de despende menor quantidade de energia, comparada à primeira calibração previamente definida para a estratégia em questão. A TAB 4.1 apresenta os novos valores definidos para o controle do eletro ventilador através da estratégia *Lookup Table*, ajustados através do processo de otimização.

TABELA 4.1: Tabela com os valores otimizados e ajustados para a estratégia *Lookup Table*

Temperatura [°C]	Porcentagem de Ciclo Ativo [%]
0	0
90	0
91	22
93	22
95	22
97	25
99	31
101	31
103	58
105	100

O processo de otimização consta na implementação em Matlab do modelo do sistema de arrefecimento, e os valores de ciclo ativo da tabela de controle submetidos à função “*fminsearch*” presente no software Matlab R2010a (MATHWORKS, 1994-2019). Os valores de temperatura da tabela de controle permaneceram inalterados durante a otimização desta estratégia.

Segue ainda, o GRA 4.5 referente às energias despendidas pelo eletro ventilador antes e depois do ajuste dos valores de controle da estratégia *Lookup Table*.

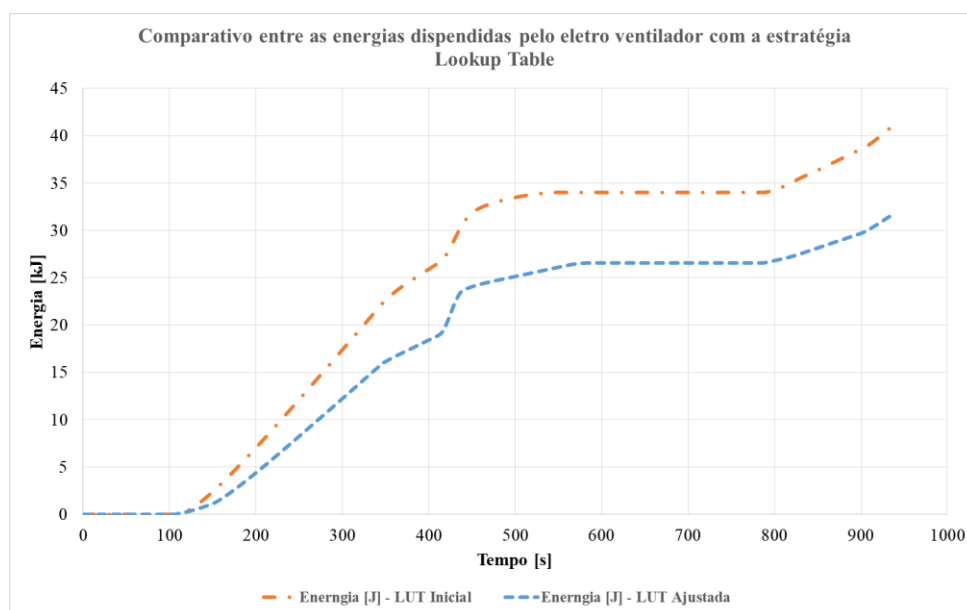


GRÁFICO 4.5: Comparação das energias despendidas pelo eletro ventilador através da estratégia por *Lookup Table*.

O GRA 4.5 indica a diferença entre a energia despendida com cada um dos parâmetros calibrados para a estratégia por *Lookup Table*. A estratégia com os valores ajustados apresentou uma redução de energia de aproximadamente 23% em relação à energia despendida pelo componente na calibração inicial definida para a estratégia.

4.2.1.2. Controle Proporcional

A otimização do controle proporcional, foi realizado a partir do procedimento citado na Seção 3.4.2. Com esse processo de otimização foram gerados dez valores de coeficiente

angular a fim de se encontrar um valor satisfatório de energia despendida pelo eletro ventilador com a estratégia PID. Através do algoritmo de otimização proposto, é possível notar que existem mínimos locais encontrados com diversos valores de coeficiente angular, devido a isso, após o teste dos dez coeficientes angulares no ciclo proposto no presente estudo, escolheu-se o que apresentou menor energia do ventilador. A TAB 4.2 apresenta os valores de coeficiente linear encontrados pelo algoritmo, bem como a energia despendida por eles.

TABELA 4.2: Valores de energia despendida pelo eletro ventilador com cada um dos valores de coeficiente angular da reta de controle proporcional durante o processo de otimização do parâmetro da estratégia.

Coeficiente Angular	0,5	1	2	3	3,09	4,64	4,66	4,67	4,96	5,11	5,27
Energia [kJ]	72,1	63,5	63,4	63,3	63,7	62,7	62,9	63,1	63,6	63,9	64,2

Sendo assim, o valor ótimo do coeficiente angular da reta que representa o controle proporcional é $m_p = 4,64$. O GRA 4.6 é referente às energias despendidas pelo eletro ventilador antes e depois do ajuste dos valores de controle da estratégia PID com controle proporcional.

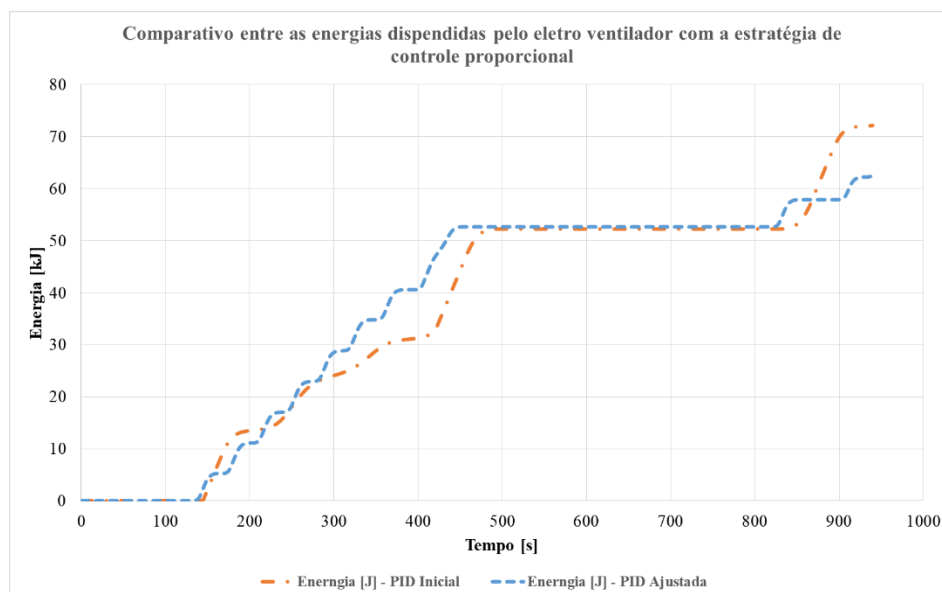


GRÁFICO 4.6: Comparação das energias despendidas pelo eletro ventilador através da estratégia pelo controle proporcional de um controlador PID.

É possível notar uma redução de energia entre as energias despendidas pelo eletro ventilador utilizando-se os dois parâmetros de controle definidos para o ganho proporcional. Esse valor de redução de energia máxima despendida ao final do ciclo, porém, é menor que o valor obtido com a estratégia por *Lookup Table*, representando uma redução de aproximadamente 13% em relação ao coeficiente angular utilizado inicialmente.

4.2.1.3. Estratégia baseada na lógica *Fuzzy*

A última estratégia testada pelo modelo e que obteve seus valores ajustados foi a estratégia que utiliza princípios baseados em lógica *Fuzzy*, na qual o controle do eletro ventilador não é mais avaliado apenas através da temperatura do líquido de arrefecimento, mas também através do calor rejeitado tanto pelo motor quanto pelo radiador do veículo. Para a estratégia em questão, foi selecionada a otimização dos parâmetros de incremento do ciclo ativo, mantendo-se inalteradas as faixas nas quais a temperatura do líquido de arrefecimento é considerada como baixa, aquecida, ideal, ponto de atenção ou crítica. O processo de otimização mais uma vez foi realizado através da função “*fminsearch*” do software Matlab R2010a (MATHWORKS, 1994-2019), porém o algoritmo que utiliza essa função foi modificado para ajustar e analisar os resultados obtidos com a modificação dos valores de incremento de ciclo ativo do eletro ventilador. Após o processo de otimização e a devida análise realizada pelo algoritmo, os valores ajustados da tabela de incremento de ciclo ativo estão apresentados no QUADRO 4.8.

QUADRO 4.8: Tabela de controle otimizada e ajustada para a estratégia de conceitos da lógica *Fuzzy*

	Muito Positiva	Ideal	Muito Negativa
Baixa	-9,06	-8,64	-9,05
Aquecida	-0,22	-1,74	-4,25
Ideal	0,7391	-0,4921	-10,34
Atenção	2,51	1,33	-1,58
Crítica	10,33	3,37	-2,45

O GRA 4.7 apresenta as energias despendidas pelo eletro ventilador antes e depois do ajuste dos valores dos parâmetros de controle da estratégia baseada em princípios de lógica Fuzzy.

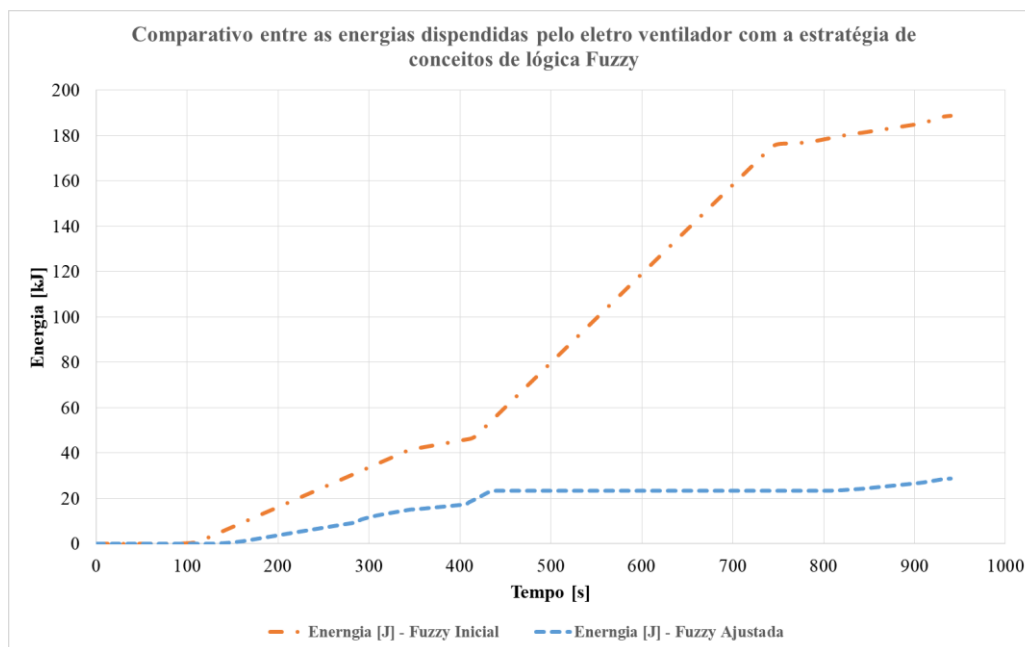


GRÁFICO 4.7: Comparação das energias despendidas pelo eletro ventilador através da estratégia que utiliza princípios de lógica *Fuzzy*.

A última estratégia citada, a qual utiliza além da temperatura do líquido de arrefecimento, o calor rejeitado tanto pelo radiador quanto pelo líquido de arrefecimento para realizar o controle da velocidade do eletro ventilador foi a que mais apresentou redução de energia em relação aos parâmetros iniciais calibrados, dentre as três estratégias estudadas. Foi possível obter uma redução de aproximadamente 85% através do ajuste apenas dos valores de incremento de ciclo ativo da tabela de controle.

4.2.2. Comparação das estratégias de controle ajustadas

Após o ajuste dos parâmetros de controle utilizados nas estratégias descritas, foi realizada a comparação entre as energias despendidas pelo eletro ventilador antes e depois desse ajuste, a fim de se entender as melhorias obtidas com os algoritmos de otimização

estudados. O ciclo utilizado para o ajuste e comparação das estratégias foi o descrito no QUADRO 4.9 e no GRA 4.8, o qual é composto pela combinação de vários dos ciclos estabilizados, simulados durante a calibração do modelo.

QUADRO 4.9: Resumo do ciclo de velocidades utilizado na simulação do ciclo instável no veículo a combustão interna

Ciclo Testado	Velocidade [km/h]	Tempo	Rampa [%]	Temperatura Ambiente [°C]	Ar Condicionado
Ciclo não estabilizado	0 - 23	5 segundos	6%	40	Ligado
	23	30 segundos			
	23 - 40	10 segundos			
	40	5 minutos			
	40 - 23	5 segundos			
	23	60 segundos			
	23 - 140	30 segundos			
	140	5 minutos			
	140 - 23	30 segundos			
	23	60 segundos			
	23 - 0	10 segundos			
	0	60 segundos			
	23	25 segundos			
	23 - 0	10 segundos			

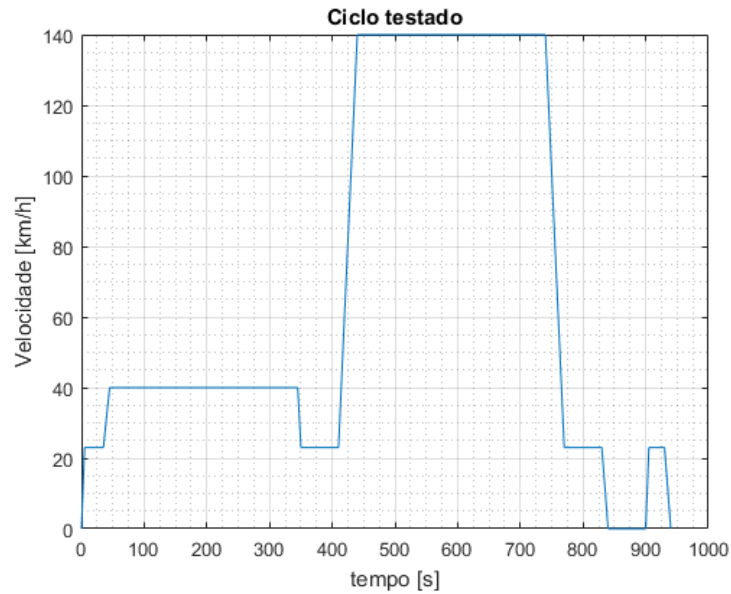


GRÁFICO 4.8: Ciclo de velocidades descrito no QUADRO 4.9.

4.2.2.1. Resultados obtidos antes do ajuste dos parâmetros de controle

Os primeiros resultados apresentados, utilizaram a calibração do eletro ventilador com os parâmetros previamente definidos, antes de sofrerem os processos de otimização e ajuste. O GRA 4.9 apresenta o comportamento da temperatura para todas as estratégias de controle no ciclo simulado, obtidos com os parâmetros iniciais calibrados.

Todas as estratégias de controle foram capazes de manter a temperatura do sistema de arrefecimento dentro de limites aceitáveis, sendo a estratégia por PID a que apresentou maior temperatura durante o ciclo e a estratégia que utiliza conceitos de lógica *Fuzzy* a que apresentou menor temperatura. A estratégia por *Lookup Table*, por sua vez, se manteve entre as duas estratégias, apresentando uma temperatura mais estável durante todo o ciclo.

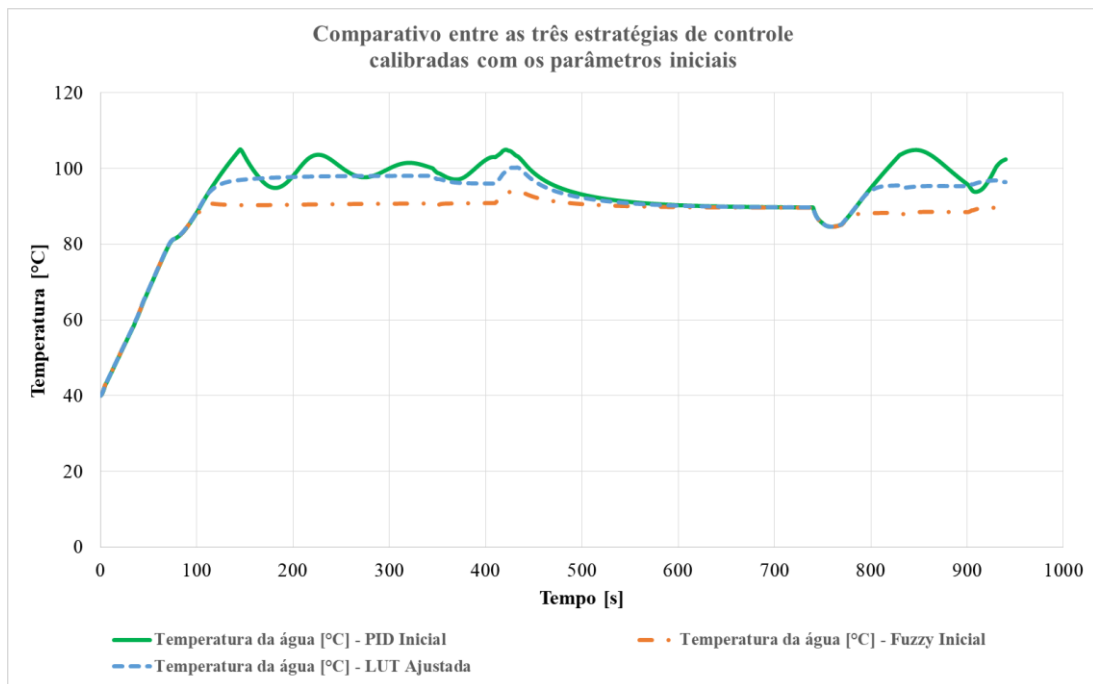


GRÁFICO 4.9: Comparação entre as temperaturas obtidas com as estratégias calibradas com os parâmetros iniciais de controle

O GRA 4.10, apresenta a porcentagem de ciclo ativo do eletro ventilador com a calibração inicial.

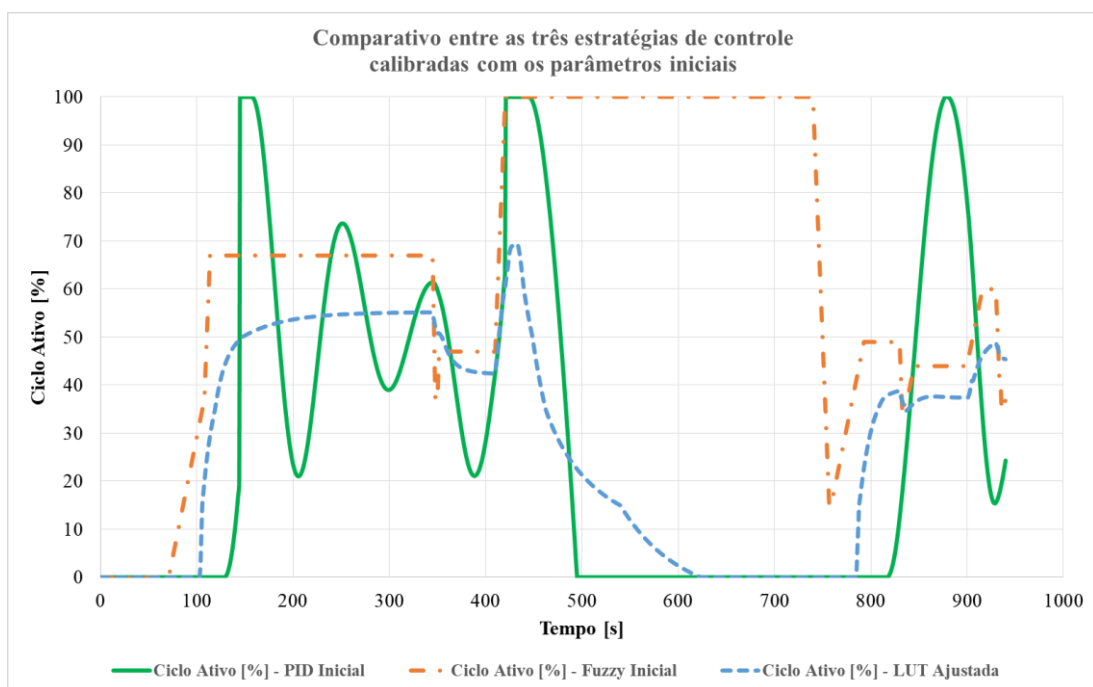


GRÁFICO 4.10: Comparação entre o ciclo ativo obtido com cada uma das estratégias calibradas com os parâmetros iniciais de controle

A variável controlada, Ciclo Ativo do eletro ventilador, o qual está diretamente ligado à rotação do mesmo depende da temperatura do líquido de arrefecimento para as estratégias por *Lookup Table* e PID, e depende também da rejeição térmica do radiador e motor na estratégia por conceitos de lógica *Fuzzy*. No caso da estratégia por PID, essa tem o objetivo de manter a temperatura do eletro ventilador sempre na temperatura objetivo definida, no caso do modelo em questão a temperatura objetivo é igual a 100°C. Como o controle possui apenas o ganho proporcional definido, é possível notar oscilação da porcentagem de ciclo ativo do eletro ventilador durante praticamente todo o ciclo, enquanto a temperatura se mantém próxima a 100°C.

Durante a fase do ciclo em que a velocidade é igual a 140km/h, porém, é possível notar que todas a presença do eletro ventilador não influencia na temperatura obtida. Isso é possível ser percebido, pois tanto a estratégia por PID quanto a estratégia por *Lookup Table* mantêm a porcentagem de ciclo ativo igual a zero durante essa fase do ciclo e a estratégia por conceitos de lógica *Fuzzy* mantém o eletro ventilador na sua velocidade máxima. Porém, mesmo com essa diferença de ciclo ativo do eletro ventilador, o valor da temperatura para todas as estratégias permanece praticamente o mesmo. Esse fato demonstra que os primeiros valores calibrados para estratégia por conceitos *Fuzzy* não realizam um controle eficiente, ativando o eletro ventilador em momentos onde esse não é necessário.

Por fim, o GRA 4.11 apresenta as curvas de energia despendida pelo eletro ventilador durante o ciclo, com as estratégias de controle calibradas com seus parâmetros iniciais, antes do processo de otimização. Devido à ineficiência da primeira calibração definida para o controle por lógica *Fuzzy*, essa estratégia foi a que apresentou maior valor de energia despendida pelo eletro ventilador no final do ciclo testado. Essa estratégia, também, foi a que manteve a temperatura do líquido de arrefecimento em nível mais baixo. As estratégias por PID e *Lookup Table* foram as que apresentaram menores níveis de energia durante o ciclo, porém, devido à maior estabilidade do ciclo ativo do eletro ventilador e da temperatura obtida pela estratégia por *Lookup Table*, essa foi a que apresentou menor energia despendida pelo componente ao final do ciclo de velocidades simulado.

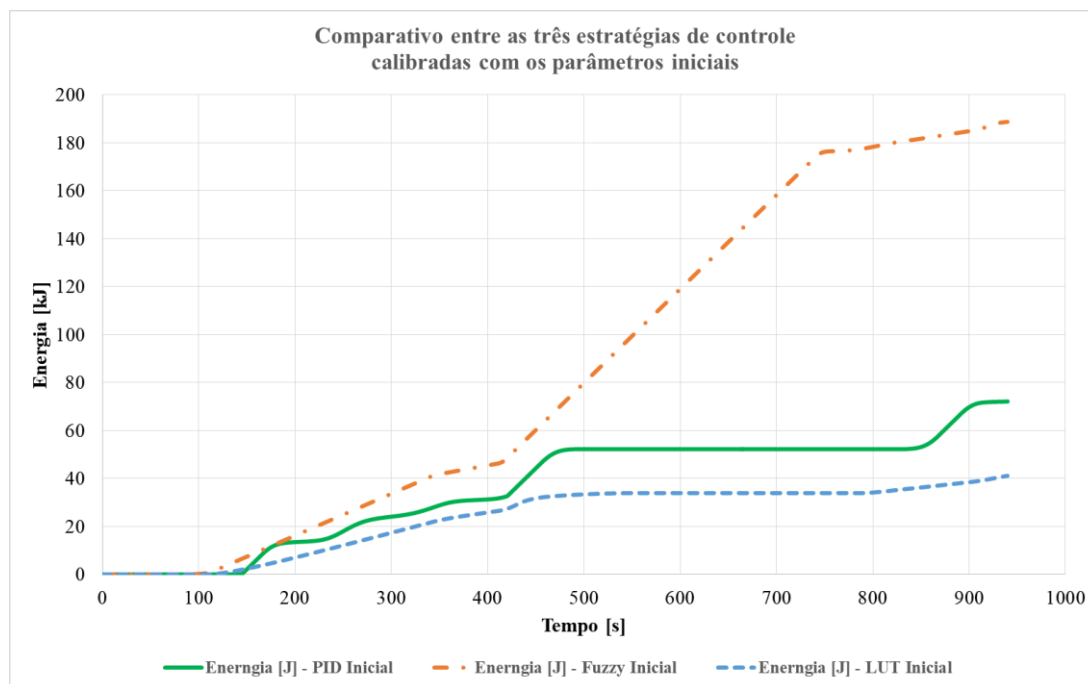


GRÁFICO 4.11: Comparação entre as energias obtidas com as estratégias calibradas com os parâmetros iniciais de controle

4.2.2.2. Resultados obtidos após o ajuste dos parâmetros de controle

Após os primeiros testes simulados, realiza-se o mesmo loop de simulações, porém com os parâmetros ajustados a fim de se obter um melhor gerenciamento térmico. O GRA 4.12 apresenta o comportamento da temperatura líquido de arrefecimento do veículo simulado ao longo do ciclo com as estratégias de controle estudadas.

Diferentemente do gráfico de temperatura apresentado para os parâmetros iniciais de controle ajustados para cada estratégia, após a otimização e ajuste dos parâmetros, a temperatura do líquido de arrefecimento com as estratégias por *Lookup Table* e por conceitos de lógica *Fuzzy* se mantiveram a níveis mais altos. A temperatura obtida com a estratégia por PID, porém, apresentou menor nível de oscilação de sua temperatura, se mantendo mais próxima da temperatura objetivo durante o ciclo. Isso se deve ao controle do eletro ventilador e comportamento da porcentagem de ciclo ativo do componente ao longo do ciclo de velocidades simulado com as estratégias ajustadas, apresentado no GRA 4.13.

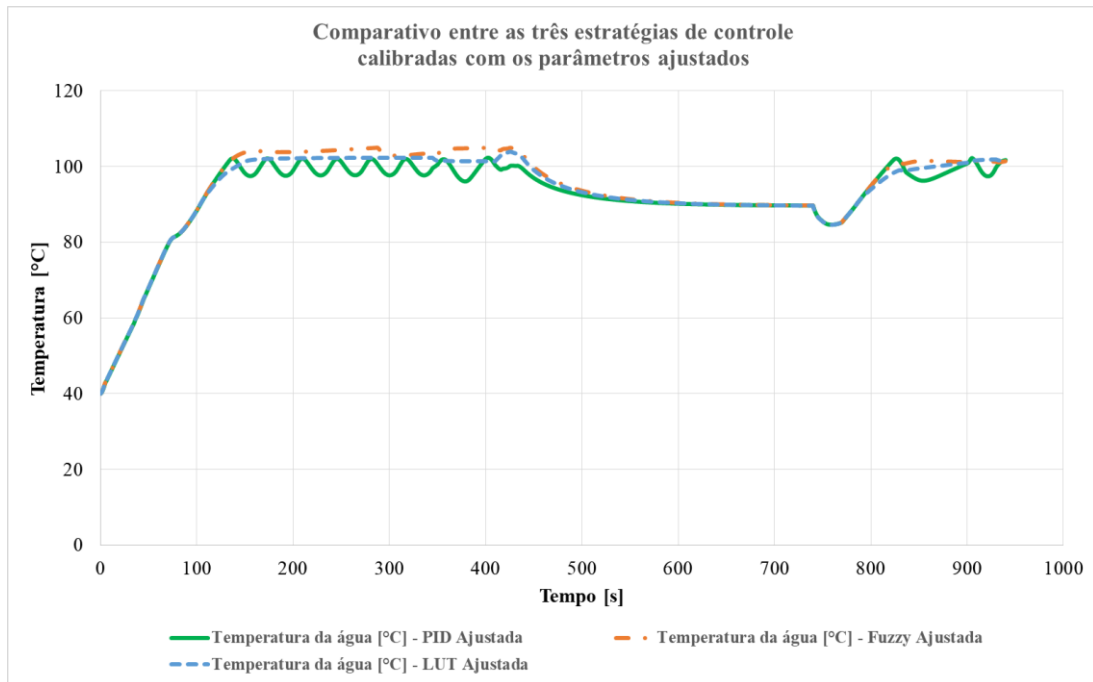


GRÁFICO 4.12: Comparação entre as temperaturas obtidas com as estratégias calibradas com os parâmetros de controle ajustados

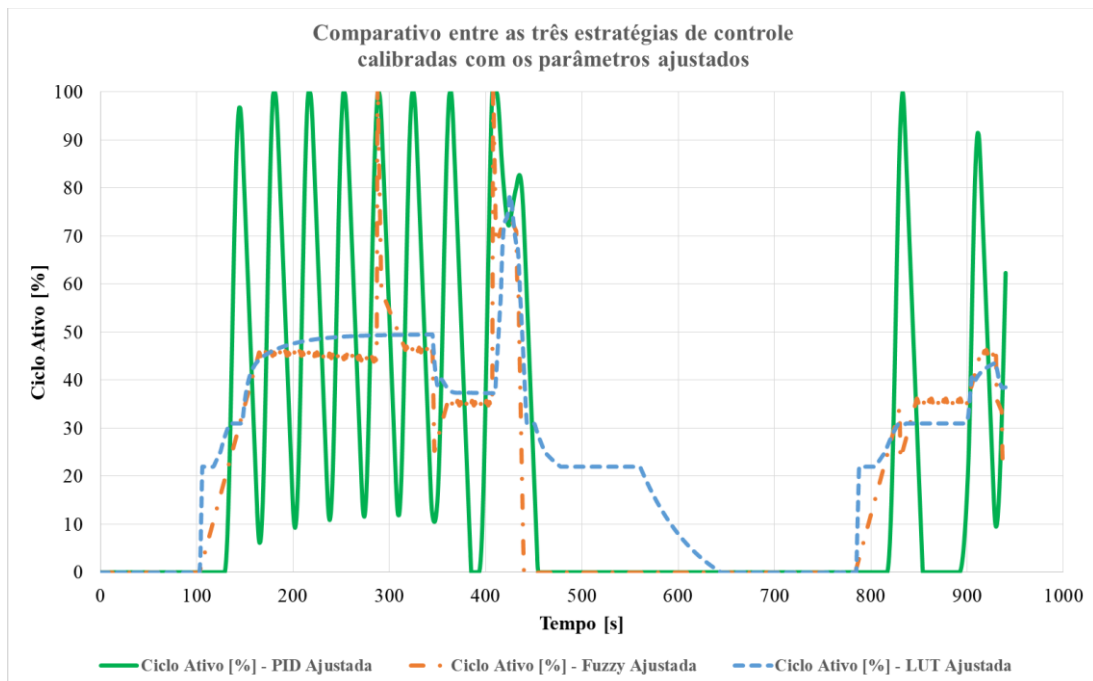


GRÁFICO 4.13: Comparação entre o ciclo ativo obtido com cada uma das estratégias calibradas com os parâmetros de controle ajustados

Após o ajuste dos parâmetros de controle, tanto a estratégia de controle por *Lookup Table* quanto a que utiliza lógica *Fuzzy* apresentaram menores níveis percentagem de ciclo ativo

do eletro ao longo do ciclo, comparados com o obtido antes do ajuste dos parâmetros. A estratégia por lógica *Fuzzy*, por exemplo, em situações onde o componente apresentou 100% de *Duty Cycle* antes do ajuste, após passar pelo processo de otimização da tabela de incremento de ciclo ativo, seu valor caiu para 0%. Um exemplo é na fase do ciclo com velocidade a 140km/h, no qual o controle por lógica *Fuzzy* apresentou controle ineficiente antes do processo de ajuste. A estratégia por PID, por sua vez, apresentou uma menor amplitude de oscilações, porém, o comportamento oscilatório do ciclo ativo do eletro ventilador ainda foi presente durante todo o ciclo. Já a estratégia de controle por tabela manteve um comportamento estável ao longo do ciclo, assim como anteriormente, reduzindo a quantidade de energia permitindo que a temperatura atinja valores um pouco mais altos que os obtidos com os parâmetros iniciais.

Por fim, o GRA 4.14 apresenta a energia total dissipada por cada estratégia estudada ao longo do ciclo.

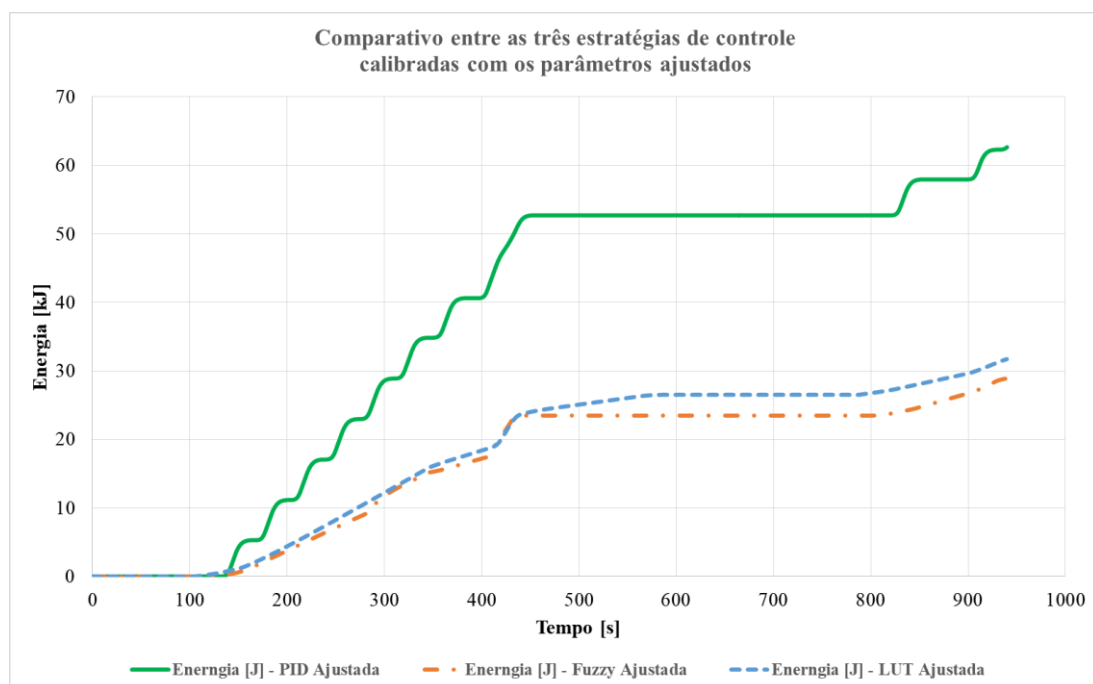


GRÁFICO 4.14: Comparação entre as energias obtidas com as estratégias calibradas com os parâmetros de controle ajustados.

As duas estratégias que apresentaram menor quantidade de energia total despendida ao final do ciclo, apresentaram, também, um comportamento muito semelhante da curva de

energia despendida pelo eletro ventilador ao longo do ciclo. Já o controle proporcional manteve níveis mais altos de energia comparados às duas estratégias citadas devido, principalmente à instabilidade do ciclo ativo do eletro ventilador no ciclo testado e suas oscilações constantes.

Por fim, o QUADRO 4.10 apresenta os resultados de energia máxima despendida pelo componente no ciclo simulado para todas as estratégias de controle antes e após o ajuste dos parâmetros.

QUADRO 4.10: Valores de energia total despendida pelo eletro ventilador ao final do ciclo para cada estratégia e as respectivas reduções percentuais de energia

Energia despendida pelo eletro ventilador no ciclo não estabilizado	Forma de Controle	Parâmetros Iniciais [J]	Parâmetros Ajustados [J]	Redução Percentual $\left(1 - \frac{PA}{PI}\right)$ [%]
	<i>Lookup table</i>	41.212	31.768	23%
	Proporcional	72.151	62.669	13%
	Conceitos de <i>Fuzzy</i>	188.733	28.853	85%

A estratégia que apresentou menor energia despendida ao final do ciclo e também a maior porcentagem de redução de energia com a otimização dos parâmetros de controle foi a estratégia que utiliza princípios de lógica *Fuzzy*, a qual possui um controle mais complexo dentre as três estratégias estudadas, pois leva em consideração dois parâmetros relacionados direta e indiretamente com a temperatura do líquido de arrefecimento.

5. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

No presente estudo foram tratados de dois assuntos principais:

- i. A modelagem matemática do sistema de arrefecimento de um veículo em situação transiente de maneira relativamente rápida, com baixo custo computacional;
- ii. A utilização de diferentes estratégias de controle do eletro ventilador e a otimização de seus parâmetros de controle com o intuito de reduzir a energia despendida pelo componente, enquanto mantendo a temperatura do líquido do sistema de arrefecimento em níveis aceitáveis;

5.1. Modelagem matemática do sistema de arrefecimento

O modelo desenvolvido foi capaz de representar o comportamento da temperatura do sistema de arrefecimento de um veículo com motor a combustão interna com certa confiabilidade, por ter sido comparado e calibrado a partir de testes experimentais. O gasto computacional do modelo é relativamente pequeno, necessitando de pouco mais de um minuto (64 segundos) para simular um ciclo de 941 segundos (15 minutos), no caso do veículo com motor a combustão interna. As simulações foram realizadas em um computador com sistema operacional Windows 10 de 64 bits; processador Intel® Core™ i5-5200 CPU @ 2,20GHz com base em x64; memória instalada (RAM) de 8,00 GB.

5.2. Otimização e Comparação das estratégias de controle

Todas as estratégias de controle utilizadas puderam passar pelo processo de otimização e ajuste de seus parâmetros tanto através da função “*fminsearch*” do software Matlab R2010a (MATHWORKS, 1994-2019), quanto, no caso da lógica PID, através da busca unidirecional proposta no estudo. As lógicas de controle *Lookp Table* e *Fuzzy* foram as que apresentaram menor energia despendida após o ajuste dos parâmetros de controle do

eletro ventilador. É possível perceber que mesmo a lógica de controle por *Lookup Table* sendo a mais simples apresentou o melhor resultado antes do processo de otimização de seus parâmetros e resultado semelhante aos obtidos com a lógica *Fuzzy*, a qual apresentou menor valor de energia despendida pelo eletro ventilador, após a otimização dos parâmetros. Outro ponto importante percebido sobre a lógica de controle por *Lookup Table* é que valores ainda menores de energia despendida pelo eletro ventilador poderiam ser encontrados caso se modificasse os valores de *breakpoints* de temperatura da tabela de controle dessa estratégia. Em contrapartida, aumentar os parâmetros de temperatura da tabela de controle pode resultar em uma temperatura muito alta do líquido do sistema de arrefecimento, fato também não desejado.

A estratégia que utiliza conceitos nebulosos para controle do eletro ventilador foi a que apresentou menor valor de energia despendida pelo eletro ventilador após a otimização dos incrementos de ciclo ativo de sua tabela, para o veículo a combustão interna modelado. Um ponto importante dessa estratégia proposta é que o controle não é realizado apenas pela temperatura do líquido de arrefecimento, mas também a partir das rejeições térmicas do motor e radiador. Além disso, ela não utiliza apenas valores pontuais para o controle do eletro ventilador, mas sim, faixas de valores, caracterizando-a como um “*Lookup Table* melhorado”. Outro ponto a se notar sobre a estratégia por conceitos de lógica *Fuzzy* é o fato dela ter apresentado a maior redução percentual de energia despendida pelo ventilador do veículo ao se comparar a energia antes e depois da otimização de seus parâmetros de controle. Isso demonstra que a estratégia possui um potencial de otimização considerável, pois foram realizadas modificações apenas em seus valores de incremento de Ciclo Ativo, resultando na maior redução percentual dentre as três estratégias testadas. Ajustes nas faixas de temperatura da tabela de controle da estratégia por lógica *Fuzzy* bem como ajustes no controle referente às rejeições térmicas do motor e do radiador, poderiam gerar valores ainda menores de energia despendida pelo componente controlado.

Por fim, a estratégia de controle por PID foi a que apresentou maior energia despendida pelo eletro ventilador após a otimização de seus parâmetros. Por apresentar apenas o ganho proporcional, o controle realizado pela estratégia não é preciso o bastante para atingir a temperatura objetivo sem a presença de sobressinais ou de maneira tão rápida como as outras estratégias. Antes da otimização dos parâmetros ela apresentou melhores resultados que a lógica *Fuzzy*, porém, sua redução percentual de energia despendida não

foi alta o bastante para mantê-la nos níveis de energia das demais lógicas de controle. Essa estratégia pode ser melhorada, adicionando-se o ganho integral e derivativo, a fim de se controlar melhor a resposta ao erro, reduzindo, assim, o tempo de alcance da temperatura objetivo.

5.3. Sugestão de trabalhos futuros

Após a modelagem do sistema de arrefecimento do veículo, sua calibração e aplicação em um veículo com motor a combustão interna; utilização de estratégias de controle do eletro ventilador bem como otimização e ajuste dos parâmetros de controle dessas estratégias, algumas sugestões para trabalhos futuros podem ser abordadas:

- i. A complexidade do modelo do sistema de arrefecimento pode ser aumentada, incluindo outros parâmetros e componentes como por exemplo, aquecedor do ar da cabine, bem como modelagem de sua rejeição térmica; inclusão da perda de carga do lado líquido, a fim de aumentar a correlação com a realidade. Ainda é possível realizar maiores estudos voltados para a determinação das massas térmicas, bem como a inclusão da análise da temperatura do motor, influenciado diretamente e controlado pela temperatura do líquido de arrefecimento.
- ii. Em relação às estratégias de controle é possível utilizar novos parâmetros para melhorar o controle da temperatura e a resposta do componente. Na estratégia PID, por exemplo, é possível a inclusão dos ganhos integral e derivativo, a fim de melhorar a velocidade de resposta do componente controlado, bem como reduzir as oscilações presentes durante o controle do componente.

Para a estratégia que utiliza conceitos de lógica *Fuzzy*, é possível aumentar sua complexidade, incluindo novos parâmetros de entrada a fim de deixar o controle ainda mais versátil, sendo capaz de reduzir ainda mais a energia despendida pelo componente, de maneira mais suave e menos instável. Outro ponto de melhoria para a estratégia por lógica *Fuzzy* é a otimização também de seus parâmetros de temperatura, os quais foram mantidos inalterados no presente estudo. Modificando-se esses parâmetros, valores ainda menores de energia poderiam ser

encontrados, porém, deve-se atentar para a temperatura do líquido do sistema de arrefecimento, a qual não pode ultrapassar certos valores

Por fim, a estratégia por *Lookup Table* também pode ser melhorada de maneira semelhante à estratégia por princípios *Fuzzy*, incluído no algoritmo de otimização, o ajuste de seus parâmetros de temperatura, os quais também se mantiveram inalterados. A mesma consideração da temperatura do líquido de arrefecimento faz-se necessária, para que valores indesejados de temperatura sejam alcançados, além de ser necessário evitar que danos ao motor sejam causados.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ABNT NBR 10312. **Veículos rodoviários automotores leves** - Determinação da resistência ao deslocamento por desaceleração livre em pista de rolamento e simulação em dinamômetro. 2014.
2. ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS FABRICANTES DE VEÍCULOS AUTOMOTORES (ANFAVEA). Anfavea revela balanço de 2018 e projeções para esse ano. São Paulo, 2019. Disponível em: <http://www.anfavea.com.br/docs/07.01.19_Press_Resultados_2018_V2.pdf>. Acesso em 28 de janeiro de 2019.
3. BARROS, J. E. M. *Roteiro de aulas práticas*. 2017. Laboratório de térmica, Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil. Disponível em: http://www.mautone.eng.br/lectures_notes.htm>. Acesso em 28 de junho de 2018.
4. BOSCH, R., **Manual de Tecnologia Automotiva**; Tradução Helga Madjderey, Günter W.Prokesch, Euryale de Jesus Zerbini, Suely Pfeferman – São Paulo: Edgard Blücher, 2005.
5. ÇENGEL, Y. A., BOLES M. A., **Thermodynamics: An Engineering Approach**, 5. ed, McGraw-Hill, 2006.
6. CHEEVER, E. A., **Mathematical Models of Thermal Systems**, Swarthmore College, 2005. Disponível em: <<http://lpsa.swarthmore.edu/Systems/Thermal/SysThermalModel.html>>. Acesso em 15 de julho de 2018.
7. DUTRA, G. G., HUEBNER, R. **Análise da distribuição do escoamento de ar em um trocador de calor automotivo para o cálculo do índice de Air-to-Boil**.

- Society of Automotive Engineers, SAE Technical Paper. SAE Technical Paper 2009-36-0315. 2009a.
8. DUTRA, G. G., HUEBNER, R. **Analysis of the effect of the use of a converger in an automotive heat exchanger performance.** In: INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING (COBEM), 20., 2009b.
 9. FLOMASTER, Software Flomaster. Disponível em: <<https://www.mentor.com/products/mechanical/flomaster/flomaster/>>. Acesso em: 19 abr 2019.
 10. FONSECA, L. G. **Caracterização do escoamento de ar em um motor de combustão interna utilizando mecânica dos fluidos computacional.** 2014. 132fls. Dissertação de mestrado, UFMG, Belo Horizonte, 2014.
 11. FUGLESTVEDT, J., BERNTSEN, T., MYHRE, G., RYPDAL, K., RAGNHILD, B. S., Climate forcing from the transport sectors. **Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America (PNAS).** 15 Jan. 2008. Disponível em: < <https://doi.org/10.1073/pnas.0702958104>>. Acesso em: 23 set. 2018.
 12. GANESAN, V, **Internal Combustion Engines**, 2. ed., Tata McGraw-Hill, 1995.
 13. GIAKOUMIS, E. G. **Driving and Engine Cycles**, Springer International Publishing, 2017, DOI 10.1007/978-3-319-49034-2_2.
 14. GILLESPIE, T. D., **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, 4. ed., Society of Automotive Engineers, 1992.
 15. GROSS, M., **A planet with two billion cars**, Current Biology, volume 26, issue 8, PR307-R310, april 25, 2016. Disponível em:<[https://www.cell.com/current-biology/fulltext/S0960-9822\(16\)30341-4?_returnURL=https%3A%2F%2Flinkinghub.elsevier.com%2Fretrieve%2Fpii%2FS0960982216303414%3Fshowall%3Dtrue](https://www.cell.com/current-biology/fulltext/S0960-9822(16)30341-4?_returnURL=https%3A%2F%2Flinkinghub.elsevier.com%2Fretrieve%2Fpii%2FS0960982216303414%3Fshowall%3Dtrue)>. Acesso em 7 de julho de 2018.

16. HENNER, H, LEVASSEUR, A., MOREAU, S, **Detailed CFD Modeling of Engine Cooling Fan Systems Airflow**, Society of Automotive Engineers, SAE paper 2003-01-0615, 2003.
17. HEYWOOD, J. B., **Internal Combustion Engine Fundamentals**, 1. ed. McGraw-Hill, 1988.
18. HIRTENSTEIN, A., Electric Vehicles on the Road Are Set to Triple in Two Years, **Bloomberg**, 30 mai. 2018. Disponível em: <<https://www.bloomberg.com/news/articles/2018-05-30/electric-vehicles-on-the-road-are-set-to-triple-in-two-years>>. Acesso em 06 de novembro de 2018.
19. **HOW does internal resistance affect performance?**, Battery University, 2010. Disponível em: <https://batteryuniversity.com/learn/archive/how_does_internal_resistance_affect_performance>. Acesso em 06 de dezembro de 2018.
20. **HOW temperature affects your car battery performance**. [ca. 2018] Disponível em: <<https://info.kaltire.com/how-temperature-affects-your-car-battery-performance/>>. Acesso em 14 de novembro de 2018.
21. INCROPERA, F. P., DEWITT. D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A. S., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, Rio de Janeiro: LTC, 2008.
22. INSTITUTO BRASILEIRO DO MEIO AMBIENTE E DOS RECURSOS NATURAIS RENOVÁVEIS (IBAMA). **Programa de controle da poluição do ar por veículos automotores – Proconve/Promot**. 3. ed. Brasília: Ibama, 2011. 584 p. (Coleção Meio Ambiente. Série Diretrizes – Gestão Ambiental, n.º 3). Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/images/arquivo/80060/manual%20proconve%20promot.pdf>>. Acesso em 9 de agosto de 2018.

23. INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA (INMETRO). **Avaliação de dados de medição: Guia para a expressão de incerteza de medição – GUM 2008**. Duque de Caxias, RJ: INMETRO/CICMA/SEPIN, 2012. Primeira edição brasileira da 1ª edição do BIPM de 2008. Disponível em: http://www.inmetro.gov.br/inovacao/publicacoes/gum_final.pdf>. Acesso em 16 de dezembro de 2018.
24. ISKANDAR, M. A., FILHO, A. A. **Design and analysis of a cooling control system of a diesel engine, to reduce emissions and fuel consumption**, ABCM Symposium Series in Mechatronics - Vol. 5, Section II – Control Systems. Page 39 – 48, 2012.
25. LARMINIE, J. e LOWRY, J. **Electric Vehicle Technology Explained**. 2. ed., John Wiley & Sons, 2012.
26. LOPES, R. S., **Estudo das tecnologias de eficiência energética para redução de consumo de combustível automotivo com ênfase nas interações entre tecnologias com aplicação da metodologia DOE**. 2018. 120fls, Dissertação de mestrado, UFMG, Belo Horizonte, 2018.
27. MATHWORKS, Matlab. Version R2010a Academic. 1994-2019 The MathWorks.
28. MENDONÇA, A., ARGUETA, J. **Performance Characterization: GM EV1**. Eletronic Transportation Division, Southern California Edison. Abr 2000.
29. MINISTÉRIO DA INDÚSTRIA, COMÉRCIO EXTERIOR E SERVIÇOS (MDIC). **Conheça o Inovar Auto**. 17 Set. 2012. Disponível em: <http://inovarauto.mdic.gov.br/InovarAuto/public/inovar.aspx;jsessionid=1JhKc9LTn9L4fs7nNsBgP43z6xZJdKlxTjr6FmyxyXTQzjDJHTgb!-580450235?_adf.ctrl-state=17z5174cg7_4>. Acesso em 6 de agosto de 2018.

30. MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA), **Proconve: Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores**. Atualizado em 2013. Disponível em: <http://www.mma.gov.br/images/arquivo/80060/Arquivos/PROCONVE_atualiza%20em%2021nov13.pdf>. Acesso em 15 de agosto de 2018.
31. MOUNIKA, P., SHARMA, R. K., KISHORE, P. S. **Performance Analysis of Automobile Radiator**, International Journal on Recent Technologies in: Mechanical and Electrical Engineering (IJRMEE), 3(5). Mai 2016. ISSN: 2349 - 7947.
32. NORRBY, P.. **Prediction of coast-down test results: A statistical study of environmental influences**. Master of Science Thesis, Chalmers University of Technology, 2012.
33. OGATA, K.. **Engenharia de Controle Moderno**, 3^a. ed., Prentice-Hall, 1998.
34. **OTTO cycle**, In: Wikipédia a enciclopédia livre. Disponível em: <https://en.wikipedia.org/wiki/Otto_cycle>. Acesso em: 14 abr 2019.
35. PAPARRIZOS, G. **An Integrated Fan Speed Control Solution Can Lower System Costs, Reduce Acoustic Noise, Power Consumption and Enhance System Reliability**, Microchip Technology Incorporated, 2003. Disponível em: <<http://educyclopedia.karadimov.info/library/tb063a.pdf>>. Acesso em 05 de julho de 2018.
36. PAVLOV, D., **Lead-Acid Batteries: Science and Technology A Handbook of Lead-Acid Battery Technology and its Influence on the Product**, Elsevier, 2011.
37. PESARAN, A. A. **Battery thermal models for hybrid vehicle simulations**, Journal of Power Sources. Elsevier Science, 110, p. 377-382, 2002.

38. PIROTAIS, F, BELLETTRE, J, LE CORRE, O., TAZEROUT, M. et al., **A Diesel Engine Thermal Transiente Simulation: Coupling Between a Combustion Model and a Thermal Model**, Society of Automotive Engineers, SAE Technical Paper, 2003-01-0224, 2003.
39. RODRIGUES, I. Z. **Eletrônica Digital**. Instituto Estadual Cecy Leite Costa – Curso Técnico em Eletrônica. 01 mar 2015. Disponível em <<https://sites.google.com/site/isaczilli/home/eletrnica/ii-nvel>>. pp. 98. Acesso em 04 de junho de 2018.
40. ROSA, G. D. S., LUSA, D., ALTAFINI, C. R., WANDER, P. R., **Dimensioning Procedure Of Coolant Radiators For Trucks And Buses**, International Congress of Mechanical Engineering (COBEM), 2009.
41. SHABANI, B., BIJU, M., **Theoretical Modelling Methods for Thermal Management of Batteries**. Energies 2015, 8(9), 10153-10177, ISSN 1996-1073. 17 set 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.3390/en80910153>>. Acesso em 25 de julho de 2018.
42. SHELQUIST, R., **An Introduction to Air Density and Density Altitude Calculations**, Shelquist Engineering, 2016. Disponível em: <https://wahiduddin.net/calc/density_altitude.htm> Acesso em 04 de junho de 2018.
43. SHOMI, B., JOSHI, R., **CFD Based Air-to-Boil Temperature Prediction for Sport Utility Vehicle Radiator**, Society of Automotive Engineers, SAE paper, 2006-01-3266, 2006.
44. SILVA, F. A. R. D., SALAZAR, C. C. P., SILVA, C. D. D., FERRAZ, S. S. **Influência do passo de aleta do radiador sobre o desempenho do sistema de arrefecimento veicular**. Congreso Iberoamericano de Ingenieri-a Mecanica (CIBIM), 2013.

45. SILVA, F. A. R. D., CARDOSO, H. C. C., FERREIRA, R. P. M., COSTA, T. D. O., **Cálculo De Parâmetros De Controle Otimizados Para Diferentes Estratégias De Controle Aplicados Em Um Eletro Ventilador Veicular Visando Maior Eficiência Energética**, Society of Automotive Engineers, SAE Technical Paper, 2018-36-0221, 2018 B.
46. SILVA, F. A. R. D., **Modelagem do trocador de calor do sistema de arrefecimento de um veículo**. Trabalho de graduação. Belo Horizonte: UFMG, 2010.
47. SILVA, F. A. R. D., CARDOSO, H. C. C., FERREIRA, R. P. M., COSTA, T. D. O., **Optimization Of The Control Parameters Of A Vehicle's Electric Fan Activated By Pwm**. Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering (ENCIT), 2018-0440, 2018 A.
48. SILVA, F. V. L., MAIA, C. B., MAIA, G. F. F., PEREIRA, L. V. M., ROCHA, M. C. **Estudo Numérico e experimental do sistema de arrefecimento em prova de ATB**. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM), 2008 Bahia, p. 1-2.
49. THOMAZ, F., CHAMONE, C. S. F., MAIA, G. F. D. F., **Automotive Cooling System Thermal Management Optimization**, Society of Automotive Engineers, SAE Technical Paper, 2018-36-0243, 2018.
50. TURNER, M., ROTRON, C., **All You Need To Know About Fans**, Electronics Cooling, Número 3, Volume 21, 2015. Disponível Em: <<https://Www.Electronics-Cooling.Com/2015/09/All-You-Need-To-Know-About-Fans-2/#>>. Acesso Em: 10 De Janeiro De 2019.
51. VASCA, F., IANNELLI L. (eds.), **Dynamics and Control of Switched Electronic Systems**, Advances in Industrial Control, Springer-Verlag London Limited, 2012.

52. WELLSTEAD, P. E. **Introduction to physical modelling**, Laser Words, 2000.
Disponível em:<<http://www.control-systems-principles.co.uk/>>. Acesso em 15 de dezembro de 2018.

53. YOO, I. K., SIMPSON, K., BELL, M., MAJKOWSKI, S., **An Engine Coolant Temperature Model and Application for Cooling System Diagnosis**, Society of Automotive Engineers, SAE Technical Paper 2000-01-0939, 2000.

ANEXO A

A.1 Veículos Elétricos

Segundo LARMINIE e LOWRY, 2012, veículos elétricos estão se tornando cada vez mais importantes não apenas por possuírem menores níveis de ruído e poluição, mas também por poderem ser utilizados para reduzir a dependência de combustíveis derivados do petróleo, além de reduzir os níveis de emissão de óxidos de carbono no ambiente.

Os primeiros veículos elétricos foram construídos nos anos de 1830 seguindo o trabalho desenvolvido por Michael Faraday. Durante o século XIX e no início do século XX, diversos meios de transporte foram desenvolvidos utilizando o conceito de motores elétricos e alimentados por cabos elétricos ou até mesmo baterias. No século XX, porém, com o desenvolvimento de motores de combustão interna e à ampla facilidade de encontrar petróleo a baixo custo, esses tipos de veículos foram substituídos por uma opção mais atrativa de meio de transporte, os veículos movidos a motor de combustão interna. Alguns fatores foram definitivos para a predominância de veículos com motores a combustão interna em relação aos veículos elétricos no início dos anos 90, são eles:

- Os baixos custos do petróleo
- A alta energia específica do petróleo, comparada com a energia específica de uma bateria. Como um exemplo, a energia específica dos veículos a combustão interna gira em torno de 9000 Wh/kg, enquanto a energia específica de uma bateria de chumbo ácido é de aproximadamente 30Wh/kg. Esse fator traz consigo ponto negativo: o alcance de 50 km para um veículo com motor de combustão interna pode ser atingido abastecendo-o com aproximadamente 4,5 litros de gasolina, o que corresponde a uma massa de aproximadamente 4kg. No caso do veículo elétrico, o mesmo alcance necessita de uma massa de bateria chumbo-ácido de aproximadamente 270kg;
- O longo tempo para carregamento de uma bateria de um veículo elétrico comparado ao tempo de abastecimento de um veículo a combustão interna;
- O custo de uma bateria de um veículo elétrico é considerado como um custo alto;

- As baterias de veículos elétricos possuem uma vida útil relativamente curta (aproximadamente 5 anos). O que faria com que o custo alto de uma bateria se repetisse ao longo da vida do veículo.

Devido a essas razões, os veículos movidos a motor de combustão interna foram predominantes sobre os veículos elétricos ao longo do século XX.

Com as novas políticas e incentivos voltados à redução de consumo de combustível e à utilização de energias renováveis como elétrica, nuclear, etc.; e devido aos diversos estudos relacionados aos veículos elétricos e baterias elétricas mais eficientes, os veículos puramente elétricos e os veículos Híbridos estão ganhando cada vez mais espaço na frota de veículos atuais. Dentre os veículos elétricos pode-se citar (LARMINIE e LOWRY, 2012):

- Veículos elétricos a bateria
- Veículos com motor a combustão interna e motor elétrico (Híbridos)
- Veículos elétricos com células de carga
- Veículos elétricos que utilizam linhas para suprimento de eletricidade
- Motores elétricos que utilizam volantes inerciais ou supercapacitores
- Veículos movidos a energia solar
- Veículos que utilizam motores lineares

Nesse estudo de caso é apresentada a modelagem de veículos puramente elétricos a bateria.

A.1.1 Veículos elétricos a bateria

O conceito de motor elétrico a bateria, demonstrado na FIG. A.1, é essencialmente simples, sendo que o veículo em uma bateria elétrica para reserva de energia, um motor elétrico e um controlador. A bateria do veículo é normalmente recarregável através de vias elétricas comuns ligada a uma tomada e o carregador da bateria o qual pode ser carregado no veículo ou deixado no local de recarga. O controlador normalmente controla a potência entregue ao motor e, conseqüentemente, a velocidade do veículo em ambos os sentidos, frente e ré (esse tipo de controlador é conhecido como “controlador de dois

quadrantes” – para frente e para trás). No caso de veículos com freio regenerativo, o controlador permite ainda esse tipo tecnologia enquanto o veículo se move para frente ou no sentido contrário. Esse tipo de controlador é conhecido por “controlador de quatro quadrantes” (LARMINIE e LOWRY, 2012).

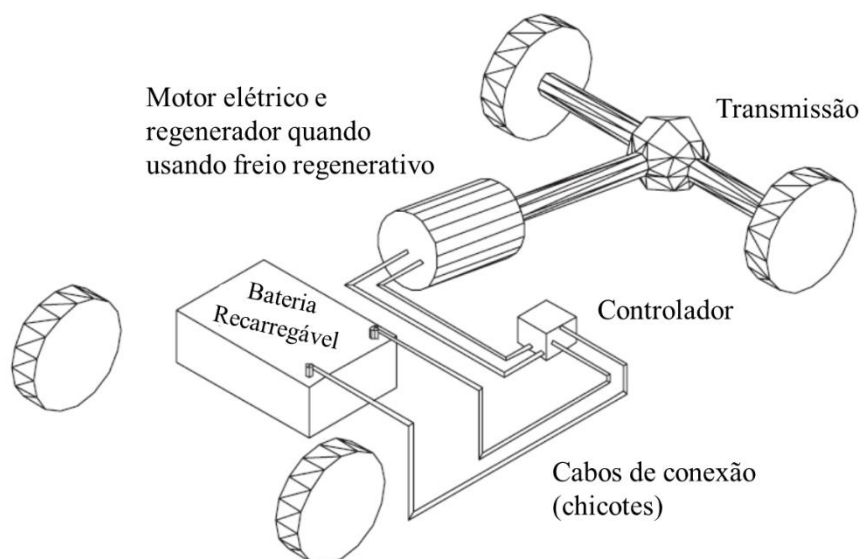


FIGURA A.1: Conceito básico de veículo elétrico com bateria recarregável

FONTE: Adaptado de LARMINIE e LOWRY, 2012

A.1.1.1 Baterias de veículos elétricos

Existem muitos tipos e tamanhos dentre os quais a bateria é um componente de bastante importância em praticamente todos. Nos veículos puramente elétricos clássicos, a bateria é a única reserva de energia e o componente mais caro, pesado e com maior volume no veículo. Uma bateria consiste em duas ou mais células elétricas conectadas, as quais convertem energia química em energia elétrica. As células consistem em dois eletrodos, positivo e negativo, imersos em um eletrólito, sendo que a reação química entre eletrodo e eletrólito gera uma corrente contínua. No caso de baterias recarregáveis, as reações químicas podem ocorrer no sentido inverso, revertendo o sentido da corrente, e recarregando a bateria. (LARMINIE e LOWRY, 2012)

O tipo tradicional de baterias encontrado nos veículos elétricos é a bateria de chumbo-ácido, porém, existem ainda outros tipos de baterias que foram desenvolvidas como baterias comerciais recarregáveis, possíveis de serem utilizadas em veículos elétricos, são elas:

- Chumbo-ácido
- Níquel-ferro
- Níquel-cádmio
- Níquel-hidreto metálico (Hidreto Metálico de Níquel)
- Polímero de Lítio
- Lítio-ferro
- Ácido sulfúrico
- Cloreto de sódio

O presente trabalho apresenta a modelagem de um veículo elétrico com bateria chumbo-ácido, cujas propriedades e características, bem como as equações utilizadas para seu modelamento estão apresentadas mais adiante na metodologia do estudo.

A.1.1.2 Efeitos da temperatura na bateria de veículos elétricos

De maneira similar a um veículo de combustão interna, a temperatura da bateria é um fator muito importante, a diferença é que o desempenho de veículos elétricos, segundo PESARAN, 2002, depende fortemente da performance das baterias. Aspectos como operação do sistema eletroquímico; eficiência de descarga; aceitação de carga; capacidade de potência e energia; confiabilidade; vida e custo de ciclo de vida, relacionados a baterias de veículos elétricos, são afetados pela temperatura das mesmas. Ou seja, segundo o autor, a temperatura da bateria impacta na performance, confiabilidade e custo de ciclo de vida do veículo.

Em outro estudo, SHABANI e BIJU, 2015 discutem sobre a temperatura de operação de baterias e suas consequências na sua capacidade e seu ciclo de vida. Os autores citam que em baterias de Li-ion, a capacidade de carga pode reduzir cerca de 95% quando o componente está funcionando a -10°C , comparando-se com sua capacidade de carga a 20°C . Segundo HOW, 2018, a baixas temperaturas a habilidade das baterias de entregar

potência suficiente para iniciar e mover um veículo é reduzida. Devido a isso, o site cita que as baterias são classificadas por um teste denominado “*Cold-Crancking-Amperage*” (CCA), o qual representa a quantidade de corrente que uma bateria pode disponibilizar por 30 segundos a -18°C , sem cair para uma tensão específica. Quanto maior a nota no teste, melhor a bateria. Outra informação importante disponibilizada em HOW, 2018, é que, embora as baterias totalmente recarregadas possam sobreviver em temperaturas da ordem de -50°C , baterias com baixo estado de carga podem congelar a temperaturas de -1°C , causando danos irreparáveis para as células.

Por outro lado, altas temperaturas também afetam negativamente o funcionamento e vida das baterias. Segundo SHABANI e BIJU, 2015, cada aumento na temperatura da célula em 1°C , quando essa opera em uma faixa de temperatura de 30 a 40°C , reduz aproximadamente dois meses do ciclo de vida total de uma bateria de Li-ion. Em geral, quanto menor a temperatura da bateria, menor sua capacidade de carga e quanto maior sua temperatura, menor seu ciclo de vida. Segundo PAVLOV, 2011, a temperatura máxima de operação normal de uma bateria chumbo-ácido é de 60°C . Acima dessa temperatura as taxas de decomposição no polo negativo e a corrosão no polo positivo aumentam significativamente. A evaporação de água da célula também é acelerada.

Devido a isso, o presente estudo se dispõe a apresentar uma abordagem inicial da utilização do modelo do sistema de arrefecimento de um veículo de combustão interna, aplicado a um veículo elétrico, porém com o intuito de resfriar e controlar a temperatura da bateria. Além disso, é apresentada uma comparação da energia despendida pelo eletroventilador em um ciclo utilizado para avaliação de consumo de energia e alcance de veículos elétricos.

A.2 Modelagem computacional de um veículo elétrico

Veículos elétricos são uma realidade cada vez mais presente na frota de veículos automotivos nos dias atuais, principalmente devido à crescente preocupação com o meio ambiente, particularmente ruído e emissões de gases de exaustão, juntamente com novas tecnologias de baterias e células de combustível sendo desenvolvidas (LARMINIE e LOWRY, 2012). Devido a essa tendência de crescimento de mercado e à possibilidade

de novos estudos referentes ao sistema de arrefecimento de veículos de passeio, foi estudada a aplicação do modelo de simulação do sistema de arrefecimento em um veículo com motor a combustão interna, estudado nas seções anteriores, em um veículo elétrico.

A.2.1 Modelagem Computacional

Assim como demonstrado na Seção 3.1, é necessário, primeiramente realizar a modelagem do desempenho do veículo quando esse é exposto a um ciclo de velocidades, de maneira similar ao que foi desenvolvido para o veículo com motor de combustão interna. Assim como no caso anterior, é necessário, primeiramente definir as condições iniciais do veículo a ser testado como relação de marcha, massa do veículo, tipo da bateria, número de células, capacidade e demais propriedades do componente. É necessário, também a inicialização no modelo dos parâmetros de resistência ao rolamento do veículo, utilizados para o cálculo das forças e resistência ao movimento do mesmo, bem como a definição de motor e torque associados ao veículo, os quais serão responsáveis pelo movimento do mesmo. Após a definição e inicialização dos parâmetros para movimentação do veículo, foram definidos os parâmetros de rejeição térmica da bateria para a utilização do modelo de sistema de arrefecimento do veículo. A abordagem de veículo elétrico utilizada no presente estudo considerou um veículo com características semelhantes ao veículo de motor a combustão interna, porém montado com um motor elétrico, uma célula de baterias e o mesmo sistema de arrefecimento utilizado anteriormente. O intuito principal dessa desse estudo é entender o comportamento e performance quando o sistema de arrefecimento utilizado em um veículo convencional é aplicado em um veículo elétrico.

A.2.1.1 Definição dos parâmetros de projeto do veículo

Semelhante à modelagem realizada em veículo com motor a combustão interna, realiza-se, primeiramente, a definição dos parâmetros de projeto e construção do veículo, os quais serão responsáveis pelo movimento e característica do mesmo ao longo de seu ciclo de vida. No modelo elétrico do presente estudo esses parâmetros podem ser descritos como:

- Motor do veículo e definição do torque ou potência máxima em função da rotação do motor: segundo LARMINIE e LOWRY, 2012, por segurança, o torque máximo de um motor elétrico se mantém constante até determinado valor de rotação do motor, denominada rotação crítica. A partir desse valor, o torque máximo reduz como uma função linear da rotação do motor, em alguns casos essa queda de torque ocorre de tal maneira que a potência do motor permanece constante;
- Bomba d'água: a modelagem do motor elétrico utilizou duas bombas d'água, uma bomba ligada diretamente ao eixo do motor do veículo, disponibilizando a vazão de maneira semelhante ao veículo de motor a combustão interna. Para sua modelagem foi utilizada uma relação linear entre a máxima rotação de ambos os motores, de tal forma que a vazão nula ocorre quando a rotação é nula e a máxima vazão ocorre na máxima rotação de cada um deles. Além dessa bomba mecânica, dependente da rotação do motor, foi adicionada uma outra bomba elétrica paralela à bomba mecânica, a qual possui vazão constante, e seu acionamento depende da temperatura da bateria do veículo;
- Diâmetro dos pneus do veículo
- Peso do veículo e demais cargas a serem consideradas (passageiros, bagagem, massa do reboque), as quais foram definidas como semelhantes às do veículo com motor a combustão interna
- Relações de marcha e relação de diferencial definidos para o veículo: no caso do veículo elétrico representado no modelo, não foi definida uma caixa de marchas com várias reduções de torque e vários números de marchas. O veículo modelado, semelhante ao que é apresentado em LARMINIE e LOWRY, 2012, possui uma única relação final de marcha.
- Definição do “*Coast Down*” do veículo para o cálculo das resistências ao movimento durante o ciclo simulado: foi definido o mesmo valor de “*Coast Down*” utilizado no veículo a combustão interna.

A.2.1.2 Condições Ambientais

De maneira semelhante ao motor de combustão interna, as condições ambientais às quais o veículo está exposto também são definidas, pois influenciam fortemente no comportamento da temperatura da bateria do veículo e do desempenho do mesmo ao longo do ciclo simulado. Os parâmetros ambientais necessários são:

- Aceleração da gravidade;
- Temperatura ambiente;
- Pressão Atmosférica;
- Umidade Relativa do ar.

É importante salientar que a temperatura ambiente é um fator determinante no desempenho e comportamento da bateria do veículo, pois em ambientes muito frios a capacidade de carga do componente pode ser comprometida e, por outro lado, em ambientes muito quentes, a vida útil da bateria pode ser reduzida.

A.2.1.3 Ciclo de velocidades

O ciclo de velocidades utilizado para o veículo elétrico é um ciclo específico, retirado de LERMINIE e LOWRY, 2012. Novamente, através do ciclo de velocidades a ser seguido e partindo-se de um estado inicial, estima-se a aceleração, força requerida através do Coast Down do veículo, a potência requerida pelo motor, e o torque requerido. Caso o torque requerido seja maior que o torque máximo disponível pelo motor elétrico, define-se como torque real o torque máximo disponível.

A estimativa de todos esses parâmetros é realizada a cada passo durante o ciclo, de tal forma que em cada instante diferentes valores de rotação, torque e potência são calculados para cada velocidade estabelecida. É ainda nessa etapa que é definida a presença ou não de ar condicionado durante o ciclo proposto.

Portanto, de maneira similar ao calculado para o motor de combustão interna, o processo a seguir apresenta o passo a passo até o cálculo da potência real do motor elétrico.

- Passo 1: dado de entrada do ciclo;

- Passo 2: cálculo da velocidade do veículo em m/s;
- Passo 3: cálculo da rotação do veículo;
- Passo 4: estimativa da aceleração necessária pelo veículo;
- Passo 5: cálculo da força necessária durante o ciclo;
- Passo 6: cálculo da potência requerida durante o ciclo;
- Passo 7: cálculo da potência de freio regenerativo;
- Passo 8: cálculo da potência real no motor;
- Passo 9: cálculo da potência de alimentação do motor.

A seguir os passos listados acima são discutidos com mais detalhes:

- Passo 1: dado de entrada do ciclo: velocidade do veículo em km/h;
- Passo 2: cálculo da velocidade do veículo em m/s;
- Passo 3: cálculo da rotação do veículo, EQ. (A.1):

$$\omega = i_t \cdot \frac{v}{r_d} \quad (\text{A.1})$$

Onde i_t é a relação de marchas do veículo, v a velocidade em m/s e r_d o raio dinâmico do pneu do veículo em metros.

Assim,

$$\text{RPM} = \omega \cdot \frac{60}{2 \cdot \pi} \quad (\text{A.2})$$

Onde RPM é a rotação do motor do veículo em rotações por minuto.

- Passo 4: a partir do segundo loop de iteração no ciclo é possível calcular a aceleração necessária pelo veículo:

$$a_v^i = \frac{v^i - v^{i-1}}{dt} \quad (\text{A.3})$$

Onde a é o valor calculado para a aceleração na i -ésima iteração e dt é o valor do intervalo de tempo das aquisições.

- Passo 5: cálculo da força necessária durante o ciclo

$$F_t^i = f_0 + f_2 \cdot v_{kph}^2 + m \cdot g \cdot \text{sen}[\text{atan}(\theta_{\%})] + m \cdot a_v^i \quad (\text{A.4})$$

Onde F^i é a força calculada no ciclo na i -ésima iteração; f_0 é o fator do “*Coast Down*” do veículo independente da velocidade, relacionado principalmente à resistência ao rolamento do veículo; f_2 é o fator do “*Coast Down*” do veículo relacionado principalmente à resistência aerodinâmica do veículo; v é a velocidade do veículo em km/h; $\theta_{\%}$ é a porcentagem de inclinação da pista.

- Passo 6: cálculo da potência requerida durante o ciclo

$$P_v^i = F^i \cdot v \quad (\text{A.5})$$

Onde P_v^i é a potência do veículo calculada na i -ésima iteração do ciclo e v é a velocidade do veículo com m/s.

- Passo 7: cálculo da potência de freio regenerativo

Caso o motor do veículo possua rotação não nula, pode-se considerar que ele está em movimento, uma vez que não existe embreagem. Se ele está em movimento, porém a potência for menor que zero, o veículo encontra-se em processo de desaceleração, e, portanto, o freio regenerativo atua no mesmo. Nesse caso, a potência realizada pelo ciclo no motor é menor, por não ser totalmente proveniente do motor.

$$P_{FR}^i = P_v^i \cdot r_r \quad (\text{A.6})$$

Onde P_{FR}^i é a potência do ciclo utilizada para o freio regenerativo; r_r é a razão de regeneração da potência que será utilizada para regenerar a carga na bateria.

- Passo 8: cálculo da potência real no motor

O próximo passo é calcular a potência realizada efetivamente pelo motor para ser capaz de seguir o ciclo, após passar pela transmissão. Ela é calculada pela equação EQ. (A.7) quando a potência requerida é maior que zero, e pela EQ. (A.8) caso a potência seja menor que zero.

$$P_{emot}^i = \frac{P_v^i}{\eta_t} \quad (A.7)$$

$$P_{emot}^i = P_v^i \cdot \eta_t \quad (A.8)$$

Onde P_{emot}^i é a potência real do motor elétrico; η_t é a eficiência da transmissão. Caso o valor da potência calculada nesse passo seja maior que a potência máxima permitida pelo motor elétrico, considera-se a potência máxima como potência real.

Ou seja, a potência real no motor elétrico é maior que a potência requisitada pelo ciclo, caso essa seja positiva e menor, caso o veículo esteja em desaceleração. Isso ocorre devido à eficiência da transmissão do mesmo.

- Passo 9: cálculo da potência de alimentação do motor

Por fim, é necessário calcular qual a potência necessária pela bateria para alimentar o motor quando ele é exposto ao ciclo determinado. A potência de alimentação pode ser calculada pela EQ. (A.9) quando a potência do ciclo é positiva e pela EQ. (A.10) quando o veículo se encontra em desaceleração.

$$P_{bat}^i = \frac{P_{emot}^i}{\eta_{emot}} \quad (A.9)$$

$$P_{bat}^i = P_{mot}^i \cdot \eta_{emot} \quad (A.10)$$

Onde P_{bat}^i é a potência de alimentação pela bateria e η_{emot} é a eficiência do motor elétrico, estimada pela EQ. (A.11).

$$\eta_{emot} = \frac{T_{emot} \cdot \omega}{\omega \cdot T_{emot} + k_c \cdot T_{emot}^2 + k_i \cdot \omega + k_\omega \cdot \omega^3 + C_{ce}} \quad (A.11)$$

Onde k_c , k_i , k_ω e C_{ce} são perdas no cobre, no ferro, perdas por resistência aerodinâmica do rotor e perdas constantes do circuito eletrônico, respectivamente. Caso o veículo esteja desacelerando, a eficiência do motor é calculada como na EQ. (A.12).

$$\eta_{emot} = \frac{-T_{emot} \cdot \omega}{-\omega \cdot T_{emot} + k_c \cdot T_{emot}^2 + k_i \cdot \omega + k_\omega \cdot \omega^3 + C_{ce}} \quad (A.12)$$

A.2.1.4 Cálculo da carga térmica da bateria

Segundo SHABANI e BIJU, 2015, uma aproximação para a rejeição térmica de uma bateria, a qual ocorre por efeito Joule, pode ser calculada pela EQ. (A.13).

$$\dot{Q}_{bat} = R_{int} \cdot I^2 \quad (A.13)$$

Onde \dot{Q}_{bat} é a rejeição térmica da bateria em Watts, R_{int} é a resistência interna da bateria; I é a corrente de descarga ou recarga da bateria. Esses valores são estimados através de equações e modelos apresentados em LARMINIE e LOWRY, 2012.

- Cálculo da Resistência Interna

O valor de resistência interna de uma bateria depende do tipo de bateria que está sendo usada. No caso do veículo elétrico modelado nesse estudo, a bateria é do tipo chumbo-ácido, e o valor da resistência interna de uma célula é estimada de maneira simplificada, como um valor constante, definido em LARMINIE e LOWRY, 2012.

$$R_{int_{cél}} = 0,022 \text{ ohms} \quad (\text{A.14})$$

O cálculo da resistência interna da bateria como um todo é realizado pela divisão entre a resistência interna de uma célula pela capacidade da bateria, multiplicado pelo número de células da mesma, EQ. (A.15).

$$R_{int} = \frac{R_{int_{cél}}}{C_{10}} \cdot N_{cél} \quad (\text{A.15})$$

Onde C_{10} é a capacidade da bateria a uma descarga de 10 horas; $N_{cél}$ é o número de células.

- Cálculo da corrente

Ainda segundo LARMINIE e LOWRY, 2012 a corrente proveniente da bateria, caso o veículo esteja se movendo em aceleração positiva ou em velocidade constante, pode ser estimada através das EQ. (A.16).

$$I = \frac{E - \sqrt{E^2 - 4 \cdot R_{int} \cdot P_{bat}}}{2 \cdot R_{int}} \quad (\text{A.16})$$

Onde E é a tensão em circuito aberto da bateria, estimada mais adiante pela EQ. (A.17), R_{int} é a resistência interna, estimada anteriormente nesta seção e P_{bat} é a potência da bateria, estimada na seção anterior pelas EQ. (A.9) e (A.10).

A tensão em circuito aberto da bateria pode ser estimada para uma bateria de chumbo-ácido pela EQ. (A.17).

$$E = \{2,15 - [(2,15 - 2,00) \cdot DoD]\} \cdot N_{cél} \quad (\text{A.17})$$

Onde o parâmetro DoD conhecido como *Depth of discharge* (profundidade de descarga) é um valor utilizado para indicar indiretamente o estado de carga da bateria. Esse parâmetro é o complemento do estado de carga – SoC (*State of charge*) – o qual indica diretamente o estado de carga do componente, medido em porcentagem. Como a profundidade de descarga é a relação entre a carga total removida da bateria e sua carga total original, a profundidade de descarga, DoD , é estimada através da EQ. (A.18).

$$DoD = \frac{CR}{PeuCap} \quad (A.18)$$

Onde CR é a carga removida da bateria, atualizada a cada iteração no ciclo, estimada através da EQ. (A.19):

$$CR = dt \cdot k_p \quad (A.19)$$

Sendo dt o intervalo entre as iterações do ciclo; I a corrente e k_p uma constante, denominada Constante de Peukert, cujo valor pode ser aproximado a 1,2 em uma bateria de chumbo-ácido.

A variável $PeuCap$ é a capacidade de Peukert da bateria, calculada pela EQ. (A.20):

$$PeuCap = \left[\left(\frac{C_{10}}{10} \right)^{k_p} \right] \cdot 10 \quad (A.20)$$

Como CR é uma variável que atualiza ao longo do ciclo, caso esse se encontre na i -ésima iteração, o valor final do consumo de carga na bateria deve ser atualizado, como na EQ. (A.21).

$$CR^{i+1} = CR^i + dt \cdot I^{k_p} \quad (A.21)$$

No caso do tempo de iteração entre as aquisições do ciclo seja estipulado em segundos, o segundo termo da direita na EQ. (A.22) deve ser dividido por 3600 para que a unidade de CR seja em Ampér-hora. Ou seja,

$$CR^{i+1} = CR^i + \frac{dt \cdot I^{kp}}{3600} \quad (\text{A.22})$$

As EQUAÇÕES (A.14) a (A.22) são suficientes para o cálculo da rejeição térmica da bateria a partir da EQ. (A.13), caso o veículo esteja se movendo no sentido positivo com aceleração positiva ou nula.

No caso do veículo em desaceleração, o freio regenerativo atua, a o cálculo da rejeição térmica da bateria é realizado de maneira semelhante, de tal forma que algumas equações sofrem modificações. As equações modificadas para o caso do veículo com freio regenerativo atuante estão apresentadas a seguir.

$$I_{regen} = \frac{-E + \sqrt{E^2 + 4 \cdot R_{int} \cdot P_{bat}}}{2 \cdot R_{int}} \quad (\text{A.23})$$

O valor da resistência interna quando a bateria está carregando é diferente do valor quando ela está descarregando, LARMINIE e LOWRY, 2012, indicam como uma boa aproximação um valor de resistência interna como o dobro da resistência calculada com o veículo sendo descarregado.

Além do valor da corrente, deve-se atentar para o cálculo da carga retirada da bateria, pois no caso do freio regenerativo, uma quantidade de carga é na verdade entregue ao componente, porém, devido às reações de auto descarregamento que ocorrem dentro da bateria, o valor da carga entregue à bateria é menor que a carga retirada da mesma, sua estimativa pode ser realizada pela EQ. (A.24).

$$CE = \frac{dt \cdot I_{regen}}{3600} \quad (\text{A.24})$$

Onde CE é a carga entregue à bateria, já calculada em Ampér-hora. Por fim, a carga total retirada da bateria durante o ciclo pode ser estimada pela EQ. (A.25), quando em determinado instante o veículo estiver em processo de frenagem.

$$CR^{i+1} = CR^i - \frac{dt \cdot I_{regen}}{3600} \quad (A.25)$$

Por fim, o SoC é estimado pela EQ. (A.26):

$$SoC = 1 - DoD \quad (A.26)$$

De posse das equações necessárias para a estimativa da rejeição térmica da bateria, \dot{Q}_{bat} , a EQ. (A.13) pode ser utilizada e a carga térmica do componente calculado para ser utilizada nos próximos passos da estimativa da temperatura da bateria ao longo de um ciclo. Para os demais procedimentos de cálculo, as seções 3.2.5 e 3.2.6, referentes ao cálculo da temperatura do líquido de arrefecimento de um veículo a combustão interna, descritas anteriormente, podem ser utilizadas de maneira semelhante para a estimativa da temperatura da bateria de um veículo elétrico. Nesse caso, a rejeição térmica do motor a combustão interna, utilizada anteriormente é substituída pela rejeição térmica da bateria. Além disso, assim como no motor a combustão interna, como hipótese simplificadora considera-se que a temperatura do motor é uniforme e igual à temperatura do líquido de arrefecimento durante todo o ciclo, considera-se, de maneira semelhante que a bateria possui temperatura uniforme e com o mesmo valor da temperatura do líquido de arrefecimento no veículo elétrico.

A.2.2 Estratégias de controle do eletro ventilador

Como a temperatura da bateria deve permanecer em níveis mais baixos que a temperatura do motor a combustão interna, os parâmetros de calibração das estratégias de controle devem ser coerentes com as faixas de temperatura da mesma. Devido a isso, os valores

estabelecidos para as temperaturas nas quais o eletro ventilador é controlado, definidos em cada uma das estratégias, foram modificados para satisfazer as faixas de operação ideais do componente. Os valores de incremento de ciclo ativo, ajustados para o veículo com motor a combustão interna foram utilizados no veículo elétrico. Os valores de temperatura e as tabelas de calibração do eletro ventilador definidas para o veículo elétrico, para cada uma das estratégias, estão demonstradas a seguir.

A.2.2.1 Controle por *Lookup Table*

Para o controle por *Lookup Table*, modificou-se apenas os valores de temperatura de acionamento do eletro ventilador, a fim de deixá-los coerentes com a faixa de operação da bateria do veículo elétrico. Os valores encontrados através do processo de otimização, citado na TAB 4.1 da Seção 4.2.1 foram ajustados para satisfazer as faixas de funcionamento ideal da bateria e estão demonstrados na TAB A.1. Vale salientar que os valores de ciclo ativo ótimos encontrados pelo processo de otimização não foram alterados, apenas a temperatura na qual o eletro ventilador é ativado.

TABELA A.1: Tabela com os valores otimizados e ajustados para a estratégia *Lookup Table*, utilizada no controle do eletro ventilador do veículo elétrico

Temperatura [°C]	Porcentagem de Ciclo Ativo [%]
0	0
30	0
31	22
33	22
35	22
37	25
39	31
41	31
43	58
45	100

A.2.2.2 Controle PID

Assim como no veículo com motor a combustão interna, o valor de ganho proporcional utilizado para o controle do eletro ventilador na lógica PID é $m_p = 4,64$. O valor de temperatura objetivo para o controle PID foi definido como 35°C, por estar dentro da faixa ideal de funcionamento da bateria.

A.2.2.3 Lógica baseada no princípio *Fuzzy*

Por fim, assim como para a estratégia por *Lookup Table*, os valores de temperatura da estratégia baseada em princípios de lógica *Fuzzy* sofreram modificações para se adequar às faixas de temperatura ideais de funcionamento da bateria (entre 30°C e 40°C), sendo ajustados da seguinte maneira:

- Baixo: Temperatura abaixo de 30°C
- Aquecido: Acima de 30°C e abaixo de 35°C
- Ideal: Acima de 35°C e abaixo de 40°C
- Atenção: Acima de 40°C e abaixo de 50°C
- Crítico: Acima de 50°C

Os valores definidos para incremento de ciclo ativo do eletro ventilador, utilizados no veículo elétrico, permaneceram os mesmos do QUADRO 4.8 da seção 4.2.1.

A.2.3 Dados iniciais do veículo

Assim como em um veículo a combustão interna, alguns parâmetros importantes do veículo elétrico devem ser definidos inicialmente, os quais serão utilizados como parâmetro de entrada para a modelagem e simulação do veículo como um todo. O primeiro parâmetro definido no modelo foi o ar condicionado do veículo, o qual foi definido de maneira semelhante ao que foi definido anteriormente para o veículo a combustão interna, de acordo com o ciclo a ser seguido. Como foi estabelecido inicialmente que o veículo elétrico testado possuiria características semelhantes ao

veículo a combustão interna modelado, os parâmetros iniciais de massa do veículo e capacidade de carga foram definidos como os mesmos do veículo a combustão interna. Em relação à capacidade de trailer, definiu-se que o veículo elétrico não possuirá capacidade de reboque, sendo, portanto, considerada a massa do trailer como nula. O QUADRO A.1 apresenta um resumo dos parâmetros de desempenho definidos para o veículo elétrico.

QUADRO A.1: Parâmetros de desempenho definidos para o veículo elétrico

Dados de Coast Down	f_0 [N]	120
	f_2 [N/(km/h) ²]	0.04
Dados da Massa do Veículo [kg]	Veículo Vazio	1120
	Capacidade de Carga	400
	Capacidade de Reboque	0

A.2.4 Dados do motor elétrico

O motor elétrico utilizado como base para a modelagem no presente estudo é o aplicado no veículo GM EV1, cujas características são apresentadas por LARMINIE e LOWRY, 2012. O veículo possui uma relação de transmissão de 11:1 e um raio de pneu de 0,30m. Diferentemente do veículo a combustão interna modelado, o veículo elétrico não possui marchas escalonadas discretamente. Assim, o aumento de torque é realizado apenas pela relação final de 11:1 e as diferentes rotações alcançadas para várias velocidades são atingidas devido à larga faixa de rotação do motor, o qual possui rotação máxima de 11000 rotações por minuto. Seus coeficientes de perda são: $k_c = 0,3$; $k_i = 0,01$; $k_\omega = 0,000005$; $C_{ce} = 600$.

O torque máximo do veículo é de 140Nm e sua rotação crítica é de 733rad/s, ou seja, o veículo possui um torque máximo de 140Nm até uma velocidade de 19,8m/s ou 71,3km/h, após essa velocidade, o veículo opera a uma potência máxima de 102 kW. Além disso, a eficiência de transmissão definida para o veículo é de 95%.

A.2.5 Dados da bateria do veículo

A bateria do veículo elétrico simulado é uma bateria de chumbo-ácido com capacidade de 60Ah, sendo essa capacidade definida como a capacidade de descarregamento em 10 horas; 26 conjuntos de 6 células de 12 Volts, totalizando em 156 células. O coeficiente de Peukert foi definido como $k_p = 1,12$ e a razão de regeneração da bateria foi definida como 0,5.

A.3 Resultados da Simulação do veículo elétrico

A simulação do veículo elétrico foi realizada segundo um ciclo específico, também utilizado para a estimativa do alcance de veículos elétricos, segundo GIAKOUMIS, 2017. O ciclo em questão é denominado ECE-15 ou ECE (também conhecido como UDC – *Urban Driving Cycle*) e foi combinado com o ciclo EUDC (*Extra Urban Driving Cycle*), o qual representa um ciclo extra urbano com velocidade relativamente alta. Ambos os ciclos também são citados em LARMINE e LOWRY, 2012 como ciclos de análise do alcance de veículos elétricos. O GRA A.1 esboça o perfil de velocidades do ciclo utilizado para o veículo elétrico.

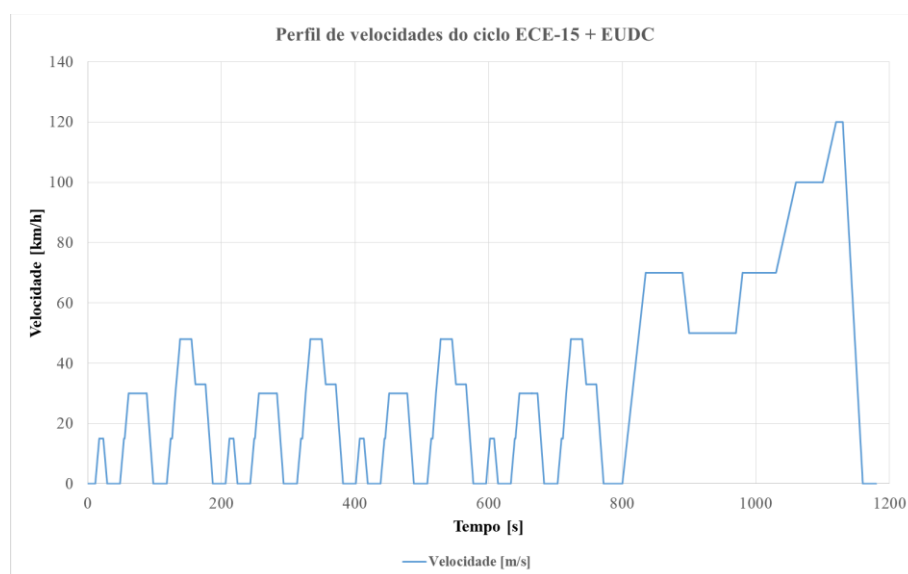


GRÁFICO A.1: Representação do ciclo de velocidades ECE-15+EUDC, utilizado para a simulação do veículo elétrico.

Foram realizadas as simulações para o veículo elétrico com cada uma das estratégias de controle e com ambos os parâmetros calibrados, antes e após o processo de ajuste e otimização pelo software Matlab R2010a (MATHWORKS, 1994-2019). O intuito do estudo é demonstrar o comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento ao longo do ciclo e ainda discutir sobre o efeito das diferentes estratégias de controle e parâmetros calibrados em cada estratégia no descarregamento da bateria e no alcance do veículo elétrico. A fim de abranger ambas as situações a serem estudadas, a simulação do veículo elétrico foi realizada no ciclo proposto em duas temperaturas ambientes, 22°C – temperatura dentro da faixa indicada pelas normas de ciclos de emissões, 20°C a 30°C (GIAKOUMIS, 2017). Para o segundo teste é definida a temperatura ambiente de 40°C a fim de se analisar o comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento no veículo elétrico em situação de alta temperatura ambiente, presente em países de clima tropical, como o Brasil, por exemplo.

A.3.1 Testes com ambiente a 22°C

Nessa etapa da modelagem não houve necessidade de acionamento do eletro ventilador do veículo para manter a temperatura dentro dos níveis estabelecidos com nenhuma das estratégias, principalmente devido à baixa temperatura ambiente e pela temperatura da bateria se estabilizar em um ponto abaixo da temperatura de acionamento do eletro ventilador. É importante salientar também que, para que a temperatura da bateria não permaneça baixa em ambientes frios, a válvula termostática do veículo elétrico permanece fechada até 28°C, e, a partir dessa temperatura inicia sua abertura com perfil semelhante ao da válvula do veículo com combustão interna. O ciclo foi simulado na temperatura de 22°C com todas as estratégias de controle, modificadas segundo especificado na Seção A.2.2. Os resultados a seguir apresentam os resultados obtidos com o veículo elétrico no ciclo ECE-15+EUDC com temperatura ambiente de 22°C.

Para a temperatura do líquido de arrefecimento do veículo elétrico, todas as estratégias de controle estudadas apresentaram o mesmo comportamento, demonstrado no GRA A.2.

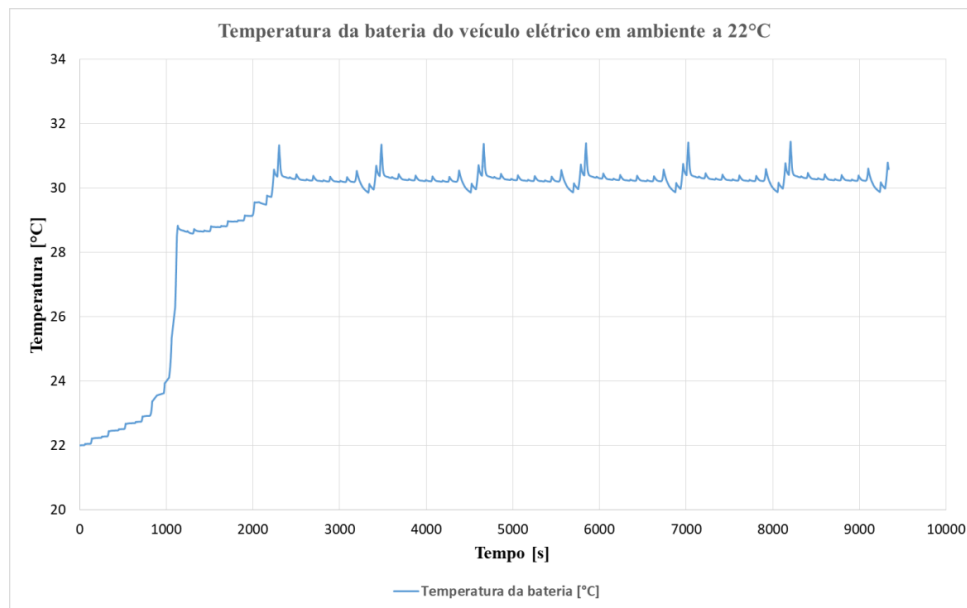


GRÁFICO A.2: Comportamento da temperatura do líquido de arrefecimento para o veículo elétrico simulado com ambiente a 22°C.

Pode-se perceber que a partir do terceiro loop do ciclo, a temperatura da bateria entrou em regime, os valores correspondentes a cada instante do ciclo se repetiram pelos próximos loops rodados a uma temperatura na faixa de 30°C e 31°C, temperatura em que a válvula termostática já permitia vazão pelo radiador. Outro ponto importante é que a temperatura não atingiu o ponto de acionamento do eletro ventilador, ou seja, a própria vazão de líquido no radiador e a vazão de ar devido à velocidade do veículo foram capazes de manter a temperatura da bateria em regime, dentro da faixa aceitável.

O alcance do veículo no ciclo proposto foi de aproximadamente 85km, valor coerente com a faixa especificada pelo fabricante, indicada em MENDONÇA e ARGUETA, 2000, de 88 a 152km. As curvas de profundidade de descarga e estado de carga da bateria estão apresentadas no GRA A.3, em função da distância percorrida pelo veículo na simulação.

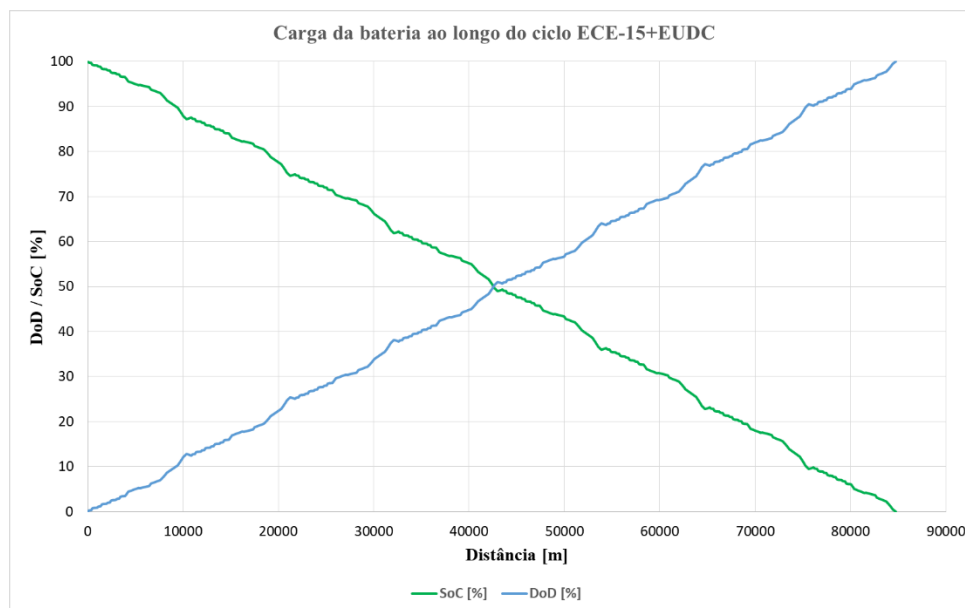


GRÁFICO A.3: Profundidade de descarga e estado de carga do veículo elétrico ao longo do ciclo durante a simulação com ambiente a 22°C.

O veículo citado, GM EV1, foi definido apenas como uma referência de veículo elétrico, do qual utilizou-se as características de motor e bateria, aplicando-as diretamente no veículo hipotético, criado a partir do veículo com motor a combustão interna simulado anteriormente. Ou seja, substituindo-se o sistema moto propulsor do motor a combustão interna pelo do motor elétrico e incluindo-se as baterias. Como o veículo simulado possui valores de “*Coast Down*” e características de performance diferentes do veículo elétrico utilizado como base, as diferenças entre os alcances dos veículos era esperada.

A.3.2 Testes com ambiente a 40°C

Diferentemente dos testes realizados à temperatura ambiente de 25°C, os testes com ambiente a 40°C apresentaram ativação do eletro ventilador em praticamente todo o ciclo de velocidades, para todas as estratégias. Os resultados a seguir apresentam a análise comparativa entre as três estratégias, no que se refere a temperatura do líquido de arrefecimento, energia despendida pelo eletro ventilador, profundidade de descarga da bateria e alcance com cada uma das estratégias.

O GRA A.4 apresenta o comparativo da temperatura da bateria ao longo do ciclo até o final de sua carga. Devido à diferença de energia despendida pelo eletro ventilador entre

elas, o alcance de cada estratégia é diferente entre si, resultando em curvas com menor duração que outras. A curva referente ao controle PID, por exemplo, finaliza-se em um tempo aproximado de 4000 segundos, praticamente a metade do tempo de simulação das outras estratégias. Isso ocorre, devido à temperatura objetivo calibrada para a lógica PID ser menor que a temperatura ambiente do teste, diferentemente do funcionamento das outras estratégias.

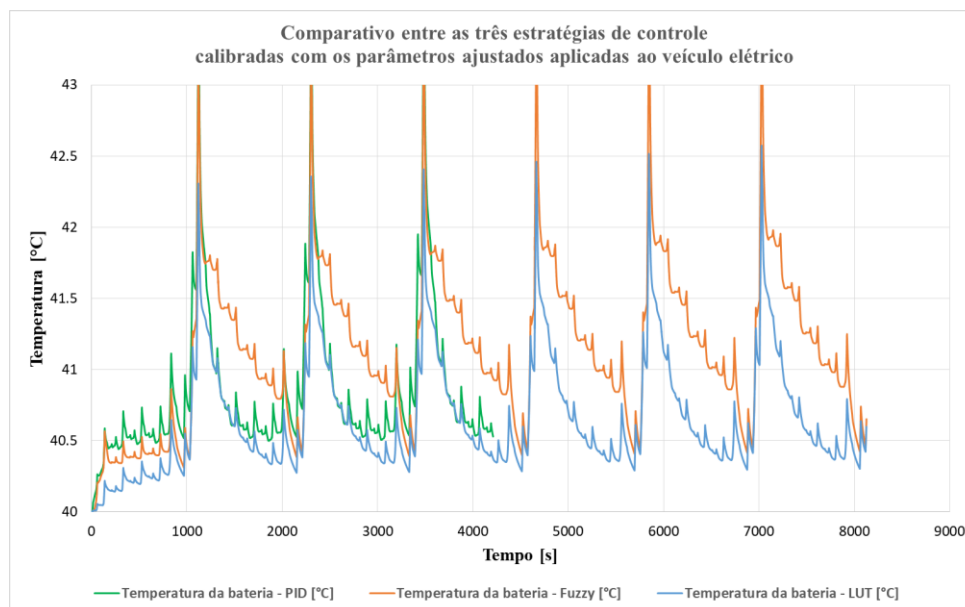


GRÁFICO A.4: Comparativo entre as temperaturas obtidas com cada estratégia de controle ajustada, aplicadas ao veículo elétrico

Como a lógica PID compara a temperatura atual do líquido de arrefecimento com a temperatura objetivo, a qual não é factível de ser atingida, pois é menor que a temperatura ambiente, o eletro ventilador permanece ativado na sua velocidade máxima durante todo o ciclo, esse comportamento pode ser notado no GRA A.5. Diferentemente da estratégia PID, o controle por *Lookup Table*, por utilizar valores de ciclo ativo relacionados diretamente à temperatura do líquido, é capaz de manter a rotação do eletro ventilador em um nível estável, devido ao valor calibrado de ciclo ativo para essa temperatura, mantendo o ciclo ativo com pequena variação durante o ciclo de velocidades. A lógica baseada em princípios *Fuzzy*, por sua vez, apresenta um comportamento mais instável durante o ciclo, principalmente por relacionar não apenas a temperatura do sistema de arrefecimento ao ciclo ativo do eletro ventilador, mas também os níveis de rejeição térmica tanto do radiador quanto da bateria.

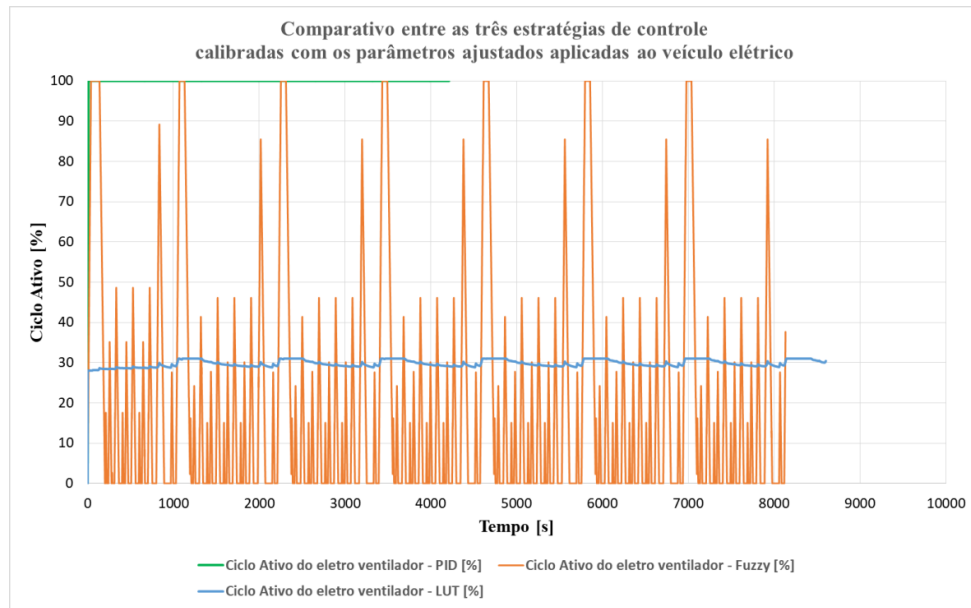


GRÁFICO A.5: Comparativo entre o ciclo ativo apresentado pelas estratégias de controle ajustadas aplicadas no veículo elétrico.

O próximo passo é analisar a energia despendida pelo eletro ventilador por cada uma das estratégias comparando entre si o comportamento da curva ao longo do ciclo, apresentado pelo GRA A.6.

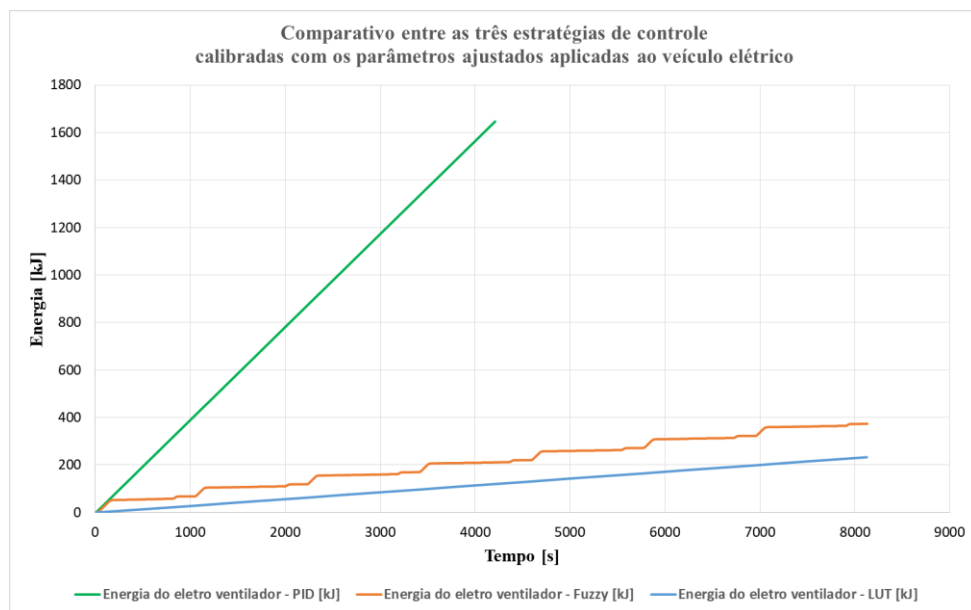


GRÁFICO A.6: Comparativo entre as energias despendidas pelo eletro ventilador aplicado ao veículo elétrico durante o ciclo simulado.

O GRA A.6 demonstra a energia de todas as estratégias ao longo do ciclo testado e é possível notar que, por não ter se submetido a um novo processo de otimização, o controle que utiliza os conceitos de lógica *Fuzzy* não apresenta menor valor de energia despendida pelo ventilador, sendo o controle por *Lookup Table*, o de menor energia despendida pelo eletro ventilador. E por fim, a pior estratégia, referente ao valor de energia despendida pelo eletro ventilador é a PID, pois mantém o componente acionado durante todo o ciclo de velocidades. Devido à diferença de energia, as estratégias de controle obtiveram diferentes valores de alcance no ciclo, sendo o menor alcance de todos observado com a estratégia PID. O GRA A.7, por sua vez, apresenta a profundidade de descarga da bateria para cada uma das estratégias ao longo do ciclo, em função da distância percorrida, indicando, assim, o alcance de cada uma delas.

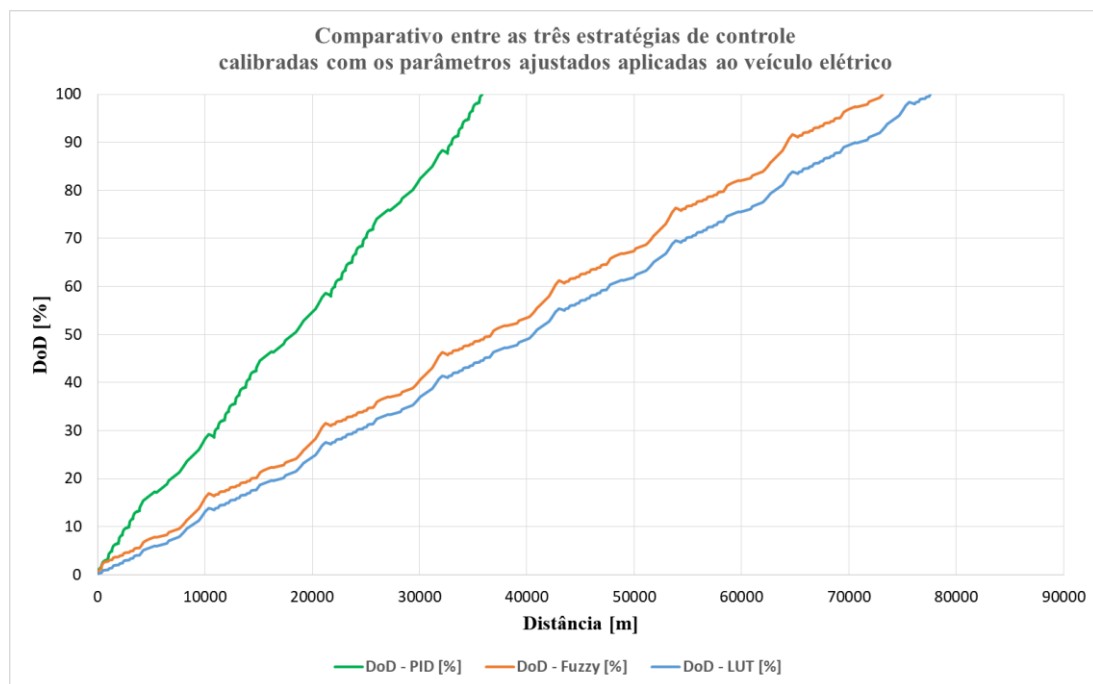


GRÁFICO A.7: Comparativo da profundidade de descarga obtida para cada estratégia ao longo do ciclo.

Por fim, segue o QUADRO A.2 com os valores de energia máxima despendida no ciclo e o alcance do veículo elétrico para cada uma das estratégias.

QUADRO A.2: Energia despendida no final do ciclo de velocidades e alcance do veículo obtidos com cada uma das estratégias.

Estratégia de Controle	Energia Despendida [kJ]	Alcance [km]
<i>Lookup table</i>	247,0	77,6
Proporcional	1.646,6	35,8
Conceitos de <i>Fuzzy</i>	373,6	73,2

É interessante notar que, diferentemente do resultado obtido para a comparação entre as energias despendidas pelas estratégias no veículo a combustão interna, a estratégia por conceitos de lógica *Fuzzy*, apresentou maior energia despendida pelo eletro ventilador que a estratégia por *Lookup Table* e, como consequência, o alcance apresentado pelo veículo simulado foi inversamente proporcional, sendo menor para a estratégia por conceitos *Fuzzy*. Um possível motivo para a resultado é devido à instabilidade do funcionamento do eletro ventilador no ciclo ao ser controlado pela lógica *Fuzzy*, diferentemente do controle por *Lookup Table*, no qual o eletro ventilador apresenta uma variação pequena do ciclo ativo durante todo o ciclo.

A.4 Comentários e conclusões do estudo de caso

Em uma primeira abordagem, a aplicação do modelo do sistema de arrefecimento em um veículo elétrico, uma vez que se conhece a carga térmica da bateria, apresentou bons resultados, indicando que o modelo pode ser utilizado para esse fim. A partir do modelo utilizado e dos resultados encontrados para a simulação do veículo elétrico, pôde-se notar uma forte relação entre a quantidade de energia despendida pelo eletro ventilador e, conseqüentemente, pelos demais sistemas elétricos do veículo, no seu alcance em um determinado ciclo. Porém, mesmo que o valor de energia despendida por um determinado componente seja pequeno, dependendo da maneira que ele se comporta em determinado ciclo, o alcance do veículo pode ser afetado de maneira negativa.

Por outro lado, a utilização de um sistema de arrefecimento água/ar, cuja fonte fria é o próprio ambiente pode ser limitante quando o veículo é exposto a um ambiente com temperaturas críticas, da ordem de 40°C a 50°C, visto que a temperatura da bateria necessita permanecer entre uma faixa menor de temperatura. Em ambientes tão quentes quanto 50°C e com a presença de rampas ou aclives, essa temperatura poderia ultrapassar os 60°C, valor citado como limite para a temperatura de uma bateria, reduzindo, portanto, seu ciclo de vida de maneira drástica. Uma maneira de reduzir essas consequências negativas provenientes do ambiente ao qual o veículo é inserido, é a utilização de uma fonte mais fria que ele, presente em algum sistema do veículo. Em alguns veículos elétricos, por exemplo, o resfriamento da bateria é realizado através do sistema de ar condicionado, o qual possui uma ramificação no lado de baixa pressão, que se dirige à bateria com o intuito de resfria-la.

Levando-se em consideração, porém, os resultados obtidos em ambientes razoavelmente mais frios, o conceito de sistema de arrefecimento estudado apresentou resultados satisfatórios, sendo capaz de manter a temperatura da bateria nos níveis desejados. Devido à presença de uma válvula termostática, a temperatura do líquido de arrefecimento tende a se aquecer até atingir o valor de abertura da mesma, mantendo o líquido de arrefecimento, e, conseqüentemente a temperatura da bateria em níveis definidos para a válvula.

Por fim, outro ponto importante do estudo, o qual foi possível ser aplicado e analisado no veículo elétrico, foi a comparação da energia despendida pelo eletro ventilador com cada uma das estratégias propostas. Os parâmetros de controle ajustados e calibrados no veículo a combustão interna foram aplicados também no veículo elétrico de maneira satisfatória, demonstrando resultados coerentes com os obtidos no veículo a combustão interna. Foi possível perceber ainda, a influência de cada uma das estratégias no alcance do veículo em determinado ciclo, principalmente quando simulado no ambiente a 40°C.

Para o caso da modelagem do veículo elétrico, alguns fatores poderiam melhorar ainda mais a resposta obtida, bem como o modelo realizado. Caso seja possível a utilização de dados experimentais par a correlação do modelo, bem como ajustes de parâmetros, deixaria a modelagem ainda mais confiável. Sendo assim, para trabalhos futuros, seria interessante a utilização de testes físicos com o intuito de correlacionar e ajustar os parâmetros modelados, como por exemplo, carga da bateria, temperatura da bateria, etc.

Outro fator interessante a ser incluído na modelagem do veículo elétrico seria utilização de outras baterias, como íon de Lítio, por exemplo, a qual é cada vez mais presente em diversas áreas tanto automotiva quanto, por exemplo, eletrônica.

Um importante fator não modelado para a bateria no presente trabalho, foi a influência de sua resistência interna com sua temperatura e seu estado de carga. Segundo, HOW, 2010, sua resistência interna tende a aumentar com a redução de seu estado de carga. O artigo apresenta também uma relação entre a resistência interna de uma bateria de íons de Lítio em função da temperatura.

Por fim, como em alguns veículos elétricos há a utilização do sistema de ar-condicionado do mesmo para o controle da temperatura da bateria, um modelo que leva em consideração esse tipo de sistema para o controle da bateria pode ser uma sugestão para novos trabalhos. Esse tipo de controle de temperatura seria interessante, principalmente, em países cuja temperatura ambiente ultrapassa os 40°C, temperatura a qual já ultrapassa a faixa de temperatura citada como ideal para o funcionamento de uma bateria.

ANEXO B

B.1 Cálculo da Efetividade pelo Coeficiente Global de transferência de calor

Os resultados da transferência de calor podem ser relacionados em termos do fator j_c de Colburn, ($j_c = S_t \cdot \text{Pr}^{2/3}$), o número de Stanton, ($St = h / G \cdot c_p$), e o número de Reynolds ($\text{Re} = G \cdot D_H / \mu$) baseados na velocidade mássica.

$$G = \rho \cdot V_{\text{máx}} = \frac{\dot{m}_{ar}}{A} \quad (\text{B.1})$$

Onde, A é a área transversalmente mínima do escoamento livre, e \dot{m}_{ar} , a vazão de ar.

O valor do coeficiente global de transferência de calor pode ser calculado como:

$$\frac{1}{U \cdot S_{ar}} = \frac{1}{\eta_o \cdot h_{ar} \cdot S_{ar}} + R_W + \frac{R_f''}{S_f} + \frac{1}{h_f \cdot S_f} \quad (\text{B.2})$$

Onde U é o coeficiente global de transferência de calor; S_{ar} a superfície de troca de calor do lado do ar; S_f a superfície de troca de calor do lado do fluido; h_{ar} o coeficiente de transmissão de calor do lado do ar; h_f o coeficiente de transmissão de calor do lado do fluido; R_W a resistência térmica na condução para paredes cilíndricas; R_f'' o fator de incrustação (tabelado); η_f a eficiência global da superfície;

Como a espessura da parede do tubo é muito pequena, despreza-se a resistência (R_W) por condução na parede do tubo.

ANEXO C

C.1 Incertezas de medição

Segundo INMETRO, 2008, quando se relata o resultado de medição de uma grandeza física, é sempre necessário indicar quantitativamente a qualidade do resultado, de forma que aqueles que o utilizam podem avaliar sua qualidade. É amplamente reconhecido que, quando todos os componentes de erro conhecidos ou presumidos tenham sido avaliados, bem como as correções adequadas tenham sido aplicadas, ainda existe uma incerteza sobre o quão correto é o resultado da medição declarada.

C.2 Cálculo das incertezas de medição dos testes experimentais

A incerteza de medição foi estimada para as medições realizadas no teste experimental, utilizadas para a calibração do modelo. Como a primeira etapa de calibração citada utilizou resultados de um teste experimental estabilizado, foi disponibilizado apenas o valor da temperatura final de teste, não sendo possível o cálculo do desvio padrão de cada medição. O teste realizado, porém, especifica que o desvio máximo para se considerar a temperatura como estabilizada é de 0,5°C, sendo, portanto, 0,25°C o valor utilizado para o desvio padrão das 300 medições (5 minutos de teste).

Portanto, o resultado da medição apresentada pode ser considerado como na EQ. (C.1).

$$RM = MI - Td_c \pm u_c \cdot t_{95,45\%} \quad (C.1)$$

Onde, RM é o resultado da medição em °C; Td_c é a tendência do erro sistemático da medição; u_c são as incertezas padronizadas; $t_{95,45\%}$ é o fator de t-Student com um intervalo de confiança de 95,45%, dependendo do fator de abrangência k , que no caso do presente estudo, foi considerado $k = 2$.

O QUADRO C.1 apresenta o exemplo de cálculo da incerteza da medição para uma das etapas de calibração.

QUADRO C.1: Balanço de incertezas do teste experimental utilizado para calibração da primeira etapa de calibração, com velocidade e temperatura estabilizados

Descrição	Tendência [°C]	Valor bruto [°C]	Abrangência	Distribuição	Fator de redução	u [°C]	v
Valor Indicado	0	0,25	68%	normal	1	0,01443376	299
Resolução (Fabricante)	0	1	100%	retangular	$\sqrt{3}$	0,57735027	∞
Parâmetros combinados	0					0,57753066	∞
	T_{dc}					u_c	v_{ef}
Incerteza Expandida						1,2	
						$U_{95,45}$	

Para a etapa de teste com o veículo a 23 km/h, o resultado da temperatura medida pode ser expresso segundo a EQ. (C.2).

$$RM = (65,9 \pm 1,2)[^{\circ}C] \quad (C.2)$$

A segunda etapa da calibração do modelo, a qual também utiliza testes experimentais, possui variação da temperatura durante toda a prova. Nesse caso, o cálculo da incerteza é considerado para cada temperatura medida, e a repetitividade pode ser estimada por 0,75% do valor medido. Foi escolhido um valor de exemplo de 90°C, sendo assim, o balanço de incertezas é demonstrado no QUADRO C.2.:

QUADRO C.2: Exemplo do balanço de incertezas, para um valor medido de temperatura durante o teste experimental no ciclo utilizado

Descrição	Tendência [°C]	Valor bruto [°C]	Abrangência	Distribuição	Fator de redução	u [°C]	v
Valor Indicado	0	0,675	68%	normal	1	0,675	0
Resolução (Fabricante)	0	1	100%	retangular	$\sqrt{3}$	0,57735027	∞
Parâmetros combinados	0					0,88823327	∞
	T_{dc}					u_c	v_{ef}
Incerteza Expandida						1,8	
						$U_{95,45}$	

Por fim, o cálculo da incerteza do valor de 90°C, escolhido como exemplo, pode ser demonstrado pelas EQ. (C.3) e EQ. (C.4). A cada um dos valores medidos deve ser aplicado o balanço de incertezas demonstrado, a fim de se traçar a curva com os limites superiores e inferiores, para o resultado da medição.

$$RM = VI - Td_c \pm u_c \cdot t_{95,45\%} [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{C.3})$$

$$RM = VI \pm 1,8 [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{C.4})$$

Onde, VI é o valor medido em um determinado instante do ciclo.

A cada um dos valores medidos deve ser aplicado o balanço de incertezas demonstrado, a fim de se traçar a curva com os limites superiores e inferiores, para o resultado da medição.