



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO  
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

PEDRO HENRIQUE ALMEIDA BRAYNER

**MELHORIA DE CONSUMO DE COMBUSTÍVEL DE UM VEÍCULO A  
COMBUSTÃO ATRAVÉS DE REDUÇÃO NA POTÊNCIA PARASÍTICA DO  
SISTEMA DE ARREFECIMENTO**

Recife

2022

PEDRO HENRIQUE ALMEIDA BRAYNER

**MELHORIA DE CONSUMO DE COMBUSTÍVEL DE UM VEÍCULO A  
COMBUSTÃO ATRAVÉS DE REDUÇÃO NA POTÊNCIA PARASÍTICA DO  
SISTEMA DE ARREFECIMENTO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia

Orientador: Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa.

Coorientador: Prof. Dr. Álvaro Antônio Ochoa Villa.

Recife

2022

Catálogo na fonte  
Bibliotecário Gabriel Luz, CRB-4 / 2222

B827m Brayner, Pedro Henrique Almeida.  
Melhoria de consumo de combustível de um veículo a combustão através de redução na potência parasítica do sistema de arrefecimento / Pedro Henrique Almeida Brayner. 2022.  
102 f: il.

Orientador: Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa.  
Coorientador: Prof. Dr. Álvaro Antônio Ochoa Villa.  
Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Recife, 2022.  
Inclui referências, apêndices e anexo.

1. Engenharia mecânica. 2. Eficiência energética. 3. Consumo de combustível. 4. Potência parasítica. 5. Sistema de arrefecimento. I. Costa, José Ângelo Peixoto da (Orientador). II. Villa, Álvaro Antônio Ochoa. III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG / 2023 - 89

PEDRO HENRIQUE ALMEIDA BRAYNER

**MELHORIA DE CONSUMO DE COMBUSTÍVEL DE UM VEÍCULO A  
COMBUSTÃO ATRAVÉS DE REDUÇÃO NA POTÊNCIA PARASÍTICA DO  
SISTEMA DE ARREFECIMENTO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Energia

Aprovada em: 29/07/2022.

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Dr. José Ângelo Peixoto da Costa (Orientador)  
Instituto Federal de Pernambuco

---

Prof. Dr. Álvaro Antônio Ochoa Villa (Coorientador)  
Instituto Federal de Pernambuco

---

Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero (Examinador Interno)  
Universidade Federal de Pernambuco

---

Prof. Dr. José Claudino de Lira Júnior (Examinador Externo)  
Universidade Federal de Pernambuco

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus, sem o qual nada realizaria.

À minha esposa, pais e irmã, que, com todo o amor e compreensão, foram o suporte fundamental para que hoje pudesse estar concluindo essa importante etapa de minha vida.

A todos os professores que fizeram parte dessa caminhada, compartilhando seus conhecimentos e experiências, em especial aos meus orientadores, José Ângelo Peixoto da Costa e Álvaro Antônio Ochoa Villa, por disporem de seu tempo e atenção.

Ao grupo Stellantis, que realiza extraordinário trabalho de desenvolvimento em engenharia automotiva no Brasil e no mundo, do qual tenho oportunidade de participar e espero oferecer crescente contribuição com o desenvolvimento de minhas capacidades técnicas.

## RESUMO

Este trabalho apresenta uma proposta de melhoria de eficiência energética através da redução das perdas parasíticas do sistema de arrefecimento motor por meio de uma nova estratégia de acionamento de uma bomba d'água de dois estágios associada a um eletroventilador variável. A análise do ganho de consumo de combustível foi realizada com base em um veículo com características médias entre os demais hatches 1.0L disponíveis no mercado brasileiro e teve foco e em condições de condução urbana. Para tal, foi implementada uma metodologia que busca minimizar a potência absorvida com a circulação forçada de água no sistema, mas com a manutenção da rejeição térmica para o ambiente através da compensação por meio de incremento na vazão de ar no radiador do veículo. Desta forma é possível obter uma redução líquida na perda parasítica, principalmente em baixa velocidade, condição típica de trajetos urbanos, ao evitar saturação na troca térmica no lado do ar do trocador de calor. Os resultados deste trabalho indicam diminuição na potência absorvida pelo sistema de arrefecimento de até 80% e melhoria do consumo de combustível da ordem de 1,2% a 1,4% quando em ciclos de condução urbana.

Palavras-chave: eficiência energética; consumo de combustível; potência parasítica; sistema de arrefecimento.

## **ABSTRACT**

This paperwork presents a proposal to improve energy efficiency through parasitic losses reduction on the engine cooling system by means of a novel cooling strategy to command a two-stage water pump system associated with a variable electric fan. The fuel consumption benefit assessment was performed on a vehicle with characteristics on the average of the other 1.0L hatches available on Brazilian market, and focused on urban driving. For that, it was implemented a methodology that seeks to minimize absorbed power related to coolant forced circulation but with the maintenance of heat sink to the environment through increased airflow in the radiator. In this way, it was possible to obtain a net reduction in parasitic losses, specially at low speeds, a typical condition of urban routes, by avoiding saturation in the thermal exchange on the air side of the heat exchanger. The result of this work indicates a reduction in the power absorbed by the cooling system of up to 80% and shows expected fuel economy improvement ranging from 1.2% to 1.4% when applied to urban driving cycles.

Keywords: energy efficiency; fuel consumption; parasitic losses; cooling system.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Motor monocilíndrico de Benz .....	18
Figura 2 – Sistema de arrefecimento do Ford Model T.....	19
Figura 3 – Motor Cadillac V8 .....	20
Figura 4 – Tendência de aumento da potência entre 1975 a 2009 .....	21
Figura 5 – Configurações <i>Downflow</i> e <i>Crossflow</i> de radiadores.....	23
Figura 6 – Configurações de circulação Simples e Dupla de radiadores .....	23
Figura 7 – Comparativo de radiadores mecânico (esquerda) e brasado (direita) .....	24
Figura 8 – Vista em secção transversal de radiador brasado.....	24
Figura 9 – Detalhes de geometrias de aletas de um radiador em corte .....	25
Figura 10 – Tubos metálicos dobrados para radiador.....	25
Figura 11 – Tubos com insertos turbilhonadores .....	26
Figura 12 – Comparativo de configurações com uma ou múltiplas fileiras de tubos .....	26
Figura 13 – Principais tipos de rotores .....	27
Figura 14 – Esquemático de uma bomba de água do tipo <i>shrouded</i> .....	28
Figura 15 – Bomba de geometria variável.....	28
Figura 16 – Gerenciamento de vazão através de válvula reguladora .....	28
Figura 17 – Principais componentes da bomba híbrida BorgWarner.....	29
Figura 18 – Tipos de acionamento de ventoinhas automotivas.....	30
Figura 19 – Configurações de geometria com pás abertas ou com anel externo.....	30
Figura 20 – Comparativo de sistemas de vedação de ventoinhas.....	31
Figura 21 – Sistema de ventoinha dupla.....	31
Figura 22 – Configuração de 4 eletroventiladores.....	32
Figura 23 – Curva de aquecimento de um motor e etapas do seu controle .....	33
Figura 24 – Válvula termostática com abertura controlada por aquecimento.....	34
Figura 25 – Sistema de <i>split-cooling</i> do motor EA211 .....	36
Figura 26 – Válvula de controle de vazão motorizada .....	36
Figura 27 – Esquemático de um arranjo clássico de um sistema de arrefecimento .....	37
Figura 28 – Aquecedor de Cabine .....	38
Figura 29 – Reservatório de Expansão .....	38
Figura 30 – Radiador de óleo .....	39
Figura 31 – Esquemático exemplo de um sistema mais complexo .....	39
Figura 32 – Teste de medição de consumo e emissões em banco.....	41

Figura 33 – Limites de tolerância .....	41
Figura 34 – Cálculo da tolerância do perfil de velocidade .....	42
Figura 35 – Ciclo FTP75 .....	44
Figura 36 – Ciclo HWFET .....	44
Figura 37 – Ciclo NEDC .....	45
Figura 38 – WLTP ( <i>Worldwide Harmonised Light Vehicles Test Procedure</i> ) .....	46
Figura 39 – Ciclo RTS95.....	47
Figura 40 – California Unified Cycle (LA92).....	48
Figura 41 – EPA New York City Cycle (NYCC) .....	48
Figura 42 – Common Artemis Driving Cycles (CADC) - Urbano.....	49
Figura 43 – Comparativo das emissões de CO <sub>2</sub> nos ciclos WLTC e NEDC em veículos com motor de combustão interna .....	51
Figura 44 – Mapa de vazão [kg/s] para diferentes cargas e rotações .....	53
Figura 45 – Temperatura ideal para consumo de combustível.....	54
Figura 46 – Condição imposta para avaliação do sistema.....	56
Figura 47 – Resultados de temperatura simulados .....	57
Figura 48 – Etapas do trabalho .....	58
Figura 49 – Fluxograma de metodologia de cálculo do modelo básico .....	59
Figura 50 – Mapa de rejeição de calor do radiador em função dos escoamentos de ar e água .....	60
Figura 51 – Saturação do radiador no lado ar exemplificado no mapa de troca térmica .....	61
Figura 52 – Simulação escoamento vão motor.....	62
Figura 53 – Mapa de velocidade média do ar através do radiador .....	63
Figura 54 – Curvas de potência mecânica absorvida pela bomba de água.....	64
Figura 55 – Esquemático de instrumentação do teste.....	65
Figura 56 – Medições de vazão na bomba de água e radiador .....	66
Figura 57 – Potência consumida pelo eletroventilador .....	67
Figura 58 – Mapa de Eficiência de um alternador de 180 Ampères .....	68
Figura 59 – Curvas de resistência do sistema e potência consumida por rotação da bomba ...	69
Figura 60 – Curvas de potência absorvida pela bomba .....	70
Figura 61 – Fluxograma de metodologia de cálculo do modelo completo .....	73
Figura 62 – Representantes do segmento de hatches compactos 1.0L no Brasil .....	74
Figura 63 – Velocidade do veículo a 1.000 rpm para cada marcha.....	75
Figura 64 – Indicador de troca de marcha no painel .....	75
Figura 65 – Razões de polia de alta e baixa vazão .....	76

Figura 66 – Mapa de Eficiência Térmica de um motor a combustão.....	78
Figura 67 – Rejeição térmica no radiador .....	82
Figura 68 – Potência parasítica do sistema de arrefecimento.....	83
Figura 69 – Potência parasítica em 3ª marcha.....	84
Figura 70 – Rejeição térmica em 3ª marcha .....	85
Figura 71 – Potencial de redução de potência consumida.....	86
Figura 72 – Estratégia de acionamento de eletroventilador .....	87
Figura 73 – Lógica de acionamento proposta para bomba e ventoinha .....	89

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Lógica de controle da bomba de água com embreagem.....	55
Tabela 2 – Características qualitativas do veículo base <i>versus</i> veículo proposto .....	58
Tabela 3 – Faixas mapeadas .....	63
Tabela 4 – Pontos de troca.....	76
Tabela 5 – Características dos combustíveis referência especificados pela ANP.....	78
Tabela 6 – Consumos Base.....	80
Tabela 7 – Faixas mapeadas .....	84
Tabela 8 – Mapa de acionamento da ventoinha em função da velocidade.....	87
Tabela 9 – Calibração base de eletroventilador.....	88
Tabela 10 – Pontos característicos.....	89
Tabela 11 – Calibração por temperatura para vazão baixa da bomba .....	89
Tabela 12 – Esquema de acionamento da bomba de água .....	90
Tabela 13 – Esquema de acionamento da ventoinha do radiador.....	90
Tabela 14 – Delta Consumo .....	91
Tabela 15 – Comparativo de resultados .....	91

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AEHC	Álcool Etílico Hidratado Combustível (Etanol)
AGS	Active Grille Shutters
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
CCV	<i>Coolant Control Valve</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CO	Monóxido de carbono
CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono
EPA	<i>United States Environmental Protection Agency</i>
E0	Gasolina pura (0% de Etanol)
E22	Gasolina + 22% de Etanol anidro
E100	100% Etanol hidratado
FTP	<i>Federal Test Procedure</i>
HC	Hidrocarboneto
ICCT	<i>International Council on Clean Transportation</i>
MDIC	Ministério do Desenvolvimento, Indústria e Comércio Exterior
MESAU	<i>Minimum Engine Speed After Upshift</i>
MT	<i>Manual Transmission</i>
NA	Normal Aspirado
NEDC	<i>New European Driving Cycle</i>
PBEV	Programa Brasileiro de Etiquetagem Veicular
PME	Pressão Média Efetiva
PSE	<i>Propulsion System Efficiency</i>
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>
RDE	<i>Real Driving Emissions</i>
UE	União Europeia
VDE	<i>Vehicle Demand Energy</i>
VSE	<i>Vehicle Spent Energy</i>
VVT	<i>Variable Valve Timing</i>
WLTC	<i>Worldwide Harmonised Light Vehicles Test Cycle</i>

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>14</b>
1.1	MOTIVAÇÃO .....	15
1.2	JUSTIFICATIVA.....	15
1.3	OBJETIVO GERAL .....	17
1.4	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	17
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>18</b>
2.1	EVOLUÇÃO DOS MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA E SISTEMAS DE ARREFECIMENTO.....	18
2.2	FLUIDO DE ARREFECIMENTO .....	21
2.3	RADIADOR.....	22
2.4	BOMBA DE ÁGUA .....	27
2.5	VENTOINHA .....	29
2.6	VÁLVULA TERMOSTÁTICA .....	33
2.7	ESQUEMÁTICO DE UM SISTEMA DE ARREFECIMENTO .....	37
2.8	POTÊNCIA PARASÍTICA DE ARREFECIMENTO .....	40
2.9	METODOLOGIA DE ENSAIO E DETERMINAÇÃO DO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL .....	40
2.10	CICLOS DE CONDUÇÃO .....	43
<b>3</b>	<b>ESTADO DA ARTE .....</b>	<b>50</b>
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>58</b>
4.1	MODELO BÁSICO .....	58
<b>4.1.1</b>	<b>Entradas.....</b>	<b>60</b>
4.1.1.1	Mapa de rejeição térmica do radiador .....	60
4.1.1.2	Mapa de vazão de ar no radiador.....	62
4.1.1.3	Pontos de operação do veículo .....	63
4.1.1.4	Mapa de potência da bomba de água.....	64
4.1.1.5	Curvas de vazão de água no sistema .....	64
4.1.1.6	Curva de potência da ventoinha.....	66
4.1.1.7	Eficiência mecânica do alternador.....	67
<b>4.1.2</b>	<b>Dados intermediários.....</b>	<b>68</b>
4.1.2.1	Velocidade do ar no radiador .....	68
4.1.2.2	Curvas de resistência do sistema .....	69

4.1.2.3	Potência elétrica demandada pela ventoinha .....	69
4.1.2.4	Velocidade da água no radiador .....	69
4.1.2.5	Potência mecânica da bomba de água .....	70
4.1.2.6	Potência mecânica da ventoinha.....	70
<b>4.1.3</b>	<b>Saídas .....</b>	<b>71</b>
4.1.3.1	Rejeição térmica no radiador .....	71
4.1.3.2	Potência mecânica absorvida para arrefecimento	71
4.2	AVALIAÇÃO DOS PONTOS DE OPERAÇÃO POSSÍVEIS	71
<b>4.2.1</b>	<b>Avaliação preliminar</b>	<b>71</b>
<b>4.2.2</b>	<b>Avaliação completa</b>	<b>72</b>
4.3	DETERMINAÇÃO DA ESTRATÉGIA DE CONTROLE	72
4.4	MODELO DE CÁLCULO DE CONSUMO EM CICLO	72
<b>4.4.1</b>	<b>Etapa 1 - cálculo dos pontos de operação</b>	<b>73</b>
4.4.1.1	Configuração do veículo em estudo	73
4.4.1.2	Ciclos de condução padrão	77
<b>4.4.2</b>	<b>Etapa 2 - cálculo do volume de combustível usado para arrefecimento</b>	<b>77</b>
4.4.2.1	Eficiência do sistema de propulsão	77
4.4.2.2	Características dos combustíveis	78
<b>4.4.3</b>	<b>Etapa 3 - cálculo do delta de consumo de combustível</b>	<b>79</b>
4.4.3.1	Consumo base de combustível	79
<b>4.4.4</b>	<b>Saídas</b>	<b>80</b>
4.4.4.1	Consumo de combustível	80
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E CONCLUSÕES</b>	<b>82</b>
5.1	AVALIAÇÃO PRELIMINAR	82
5.2	AVALIAÇÃO COMPLETA	83
5.3	SIMULAÇÃO DE DELTA DE CONSUMO	90
5.4	RECOMENDAÇÕES PARA FUTUROS TRABALHOS	92
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>93</b>
	<b>APÊNDICE A – FICHA TÉCNICA COMPARATIVA</b>	<b>99</b>
	<b>APÊNDICE B – GRÁFICOS AVALIAÇÃO COMPLETA</b>	<b>100</b>
	<b>APÊNDICE C – CICLOS DE CONDUÇÃO</b>	<b>101</b>
	<b>ANEXO A – TABELA PBEV 2020 DE HATCHES 1.0L ASPIRADOS</b>	<b>102</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Os desenvolvimentos históricos de motores a combustão, com aumento da densidade de potência, torque e mesmo da rotação de trabalho trazem consigo o aumento da rejeição térmica. Os componentes do sistema de propulsão possuem, em geral, temperaturas ideais de trabalho as quais se procura atingir rapidamente e conservar estável, a fim de manter o sistema operando de forma eficiente e segura (ROBERTS; BROOKS; SHIPWAY, 2011).

Dessa forma, busca-se evitar não apenas as altas temperaturas, que levam a problemas de detonação ou estratégias de proteção do motor, mas também as baixas temperaturas, que proporcionam maior viscosidade dos lubrificantes e conseqüentemente maiores perdas por atrito interno (DEBRUIN, 2016).

Para isso, o sistema de arrefecimento do veículo é essencial, especialmente em situações críticas onde o calor adicional poderia provocar aquecimento localizado em certos componentes, resultando em dano ao material (LIWISKI; SZRAMOWIAT, 2018). Este tipo de situação, que ocorre principalmente em condições de plena carga do motor, é em geral contornada com a circulação de fluido de arrefecimento em altas velocidades. No entanto, fora dessas condições o sistema tende a ser superdimensionado, introduzindo perdas hidráulicas elevadas quando em cargas parciais (PANG; BRACE, 2004).

Da mesma forma que os motores, os sistemas de arrefecimento também sofreram numerosas melhorias para aumentar sua capacidade de arrefecimento, de modo a compensar o aumento na rejeição térmica do motor. No entanto, tal aumento em geral associado com um nível de consumo energético elevado (PANG; BRACE, 2004).

Nesse sentido, verifica-se grande interesse da indústria automotiva em otimizar o dispêndio energético associado ao arrefecimento por meio de inúmeros estudos com foco específico na minimização da potência parasítica consumida neste processo.

Não apenas isso, mas pode-se facilmente encontrar diversas aplicações em produção que já utilizam soluções como: eletroventiladores PWM, radiadores brasados com geometria complexa e alta eficiência, válvulas termostáticas controladas, bombas de água variável, entre outros.

No entanto o custo de implementação de novas tecnologias e soluções mais complexas pode ser desafiador na indústria automotiva. Isto se torna especialmente crítico num mercado como o brasileiro, que já tem elevados custos de fabricação e concentra seus maiores volumes de produção em modelos básicos (PWC, 2019).

Nesse contexto é necessário desenvolver soluções de custo reduzido, que têm em geral menores oportunidades de otimização ou controle refinado. Este trabalho visa uma investigação da melhoria de eficiência energética de um veículo compacto 1.0L manual a partir da implementação de um sistema de bombeamento de água de duas velocidades associado a um eletroventilador PWM, com o intuito de otimizar o consumo de combustível em condições de trânsito urbano, situação comum e em geral mais crítica para o consumo de combustível.

## 1.1 MOTIVAÇÃO

De acordo com o que foi apresentado, surge a seguinte pergunta: Quais otimizações podem ser implementadas no sistema de arrefecimento de um veículo de baixo custo que possam entregar ganho de eficiência com baixo impacto econômico?

## 1.2 JUSTIFICATIVA

As montadoras vêm sendo desafiadas nos últimos anos a reduzir as emissões de escape, a fim de cumprir legislações extremamente rigorosas nos principais mercados globais. Os limites de emissões de poluentes como material particulado, NMOG, NO<sub>x</sub> e CO são impostos por regulamentações como o programa Proconve L7, estabelecido pela RESOLUÇÃO Nº 492, de 20 de dezembro de 2018 e em vigor desde o início de 2022 no Brasil (BRASIL, 24 dez. 2018).

Já o consumo de combustível ou emissões de CO<sub>2</sub>, seu equivalente, são controlados em geral de duas formas. A primeira são os programas de etiquetagem, que buscam estimular a competitividade fornecendo ao consumidor informações absolutas e/ou comparativas sobre o consumo dos veículos novos a venda no mercado. A segunda são os programas de eficiência energética, que impõem requisitos mínimos de melhoria de consumo para a frota das montadoras, usualmente aplicando penalidades para o caso de não atingimento dos objetivos estipulados e por vezes concedendo benefícios para companhias que excedam determinados objetivos (ATABANI et al., 2011).

A União Europeia, por exemplo, aprovou em 2013 duas propostas regulamentares que estabelecem metas obrigatórias para as emissões de CO<sub>2</sub> de automóveis de passageiros e veículos comerciais leves em 2020 para 95 g/km e 147 g/km, respectivamente (ICCT, 2014).

Como referência, a legislação anterior sobre emissões de dióxido de carbono na UE exigia 130 g/km para veículos de passageiros a partir de 2015 e 175 g/km para veículos

comerciais leves a partir de 2017. Isso significa que um esforço significativo para melhorar a economia de combustível do veículo e, portanto, as emissões de CO<sub>2</sub> está sendo necessário (ICCT, 2014).

O mercado brasileiro não caminha em uma direção diferente. O programa InovarAuto, criado pela Lei n° 12.715/2012 que estabeleceu uma meta mínima de melhoria de economia de combustível de 12% para a frota brasileira e esteve em vigor entre 2013 e 2017, foi cumprida com sucesso por todas as montadoras, com um resultado de melhoria de 15,46% na eficiência energética ao comparar a frota de 2017 com a frota de referência de 2012, de acordo com Avaliação de Impacto do Programa Inovar-Auto (MDIC, 2019).

As metas de economia de combustível são agora definidas pela nova legislação Rota 2030, que foi aprovada em 2018 e define um novo roteiro de melhoria da eficiência energética até o ano de 2030, conforme instituído na Lei n° 13.755 (BRASIL, 11 dez. 2018).

O resultado dessas regulamentações de emissões mais rígidas é que os veículos estão recebendo várias tecnologias focadas na eficiência energética. Nesse contexto existem dois grandes grupos de tecnologias que estão sendo estudadas e implementadas, a primeira focada na redução da demanda de energia do veículo (VDE, do inglês *Vehicle Demand Energy*) e a segunda está relacionado à eficiência do sistema de propulsão (PSE, do inglês *Propulsion System Efficiency*).

As tecnologias de VDE são relacionadas à inércia do veículo (massa) e/ou às perdas por resistência ao movimento, como resistência ao rolamento dos pneus, torque residual dos freios, arrasto aerodinâmico, etc (JHONSON, 2016). Tecnologias como pneus “verdes” (com baixa resistência ao rolamento) e implementação de aços de ultra-resistência nas estruturas do chassi como soluções para a redução de peso são exemplos de tecnologias com foco na demanda energética do veículo.

O segundo grupo foca na eficiência do trem de força em proporcionar a efetiva propulsão do veículo. Algumas tecnologias, como Stop/Start do Motor, Comandos de Válvula Variável (VVT, do inglês *Variable Valve Timing*) e Turbocompressor, são bons exemplos de tecnologias de melhoria de PSE (JHONSON, 2016).

A solução proposta nesse trabalho, portanto, se enquadra no grupo de tecnologias com foco na melhoria de eficiência e, uma vez provada sua viabilidade, pode ser uma solução técnica a contribuir com o cumprimento dos desafiantes objetivos de eficiência energética enfrentados pelo setor automotivo. Dessa forma acredita-se que a investigação dos potenciais dessa tecnologia, como será realizada nesse trabalho, é justificada.

### 1.3 OBJETIVO GERAL

Quantificar o ganho de consumo obtido através da otimização energética do sistema de arrefecimento de um veículo hatch compacto, equipado com motor 1.0L aspirado e câmbio manual de cinco marchas, a partir da implementação de um novo sistema de controle de uma bomba de água de duas velocidades e um eletroventilador PWM.

### 1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a) Desenvolver um modelo de cálculo analítico do ganho de consumo de combustível relacionado à redução na potência parasítica do sistema de arrefecimento;
- b) Realizar análise preliminar da viabilidade do sistema proposto, através da análise de pontos característicos de velocidade e marcha de uma condução urbana;
- c) Realizar mapeamento completo do sistema proposto, em todas as velocidades e marchas possíveis, visando identificar e mapear todas as oportunidades de melhoria de eficiência;
- d) Definir uma estratégia de controle de funcionamento de bomba variável e eletroventilador PWM baseada em mapas de operação;
- e) Simular a redução da perda parasítica e melhoria de consumo, nos diversos ciclos de condução estudados, com a estratégia de controle proposta;
- f) Comparar os resultados obtidos com estudos similares do Estado da Arte.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

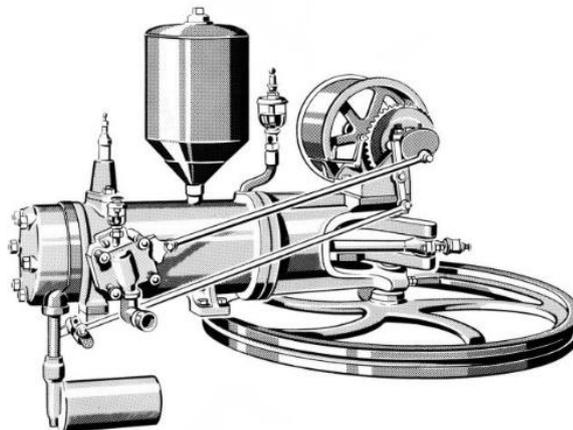
O capítulo a seguir apresenta um panorama histórico do desenvolvimento dos sistemas e componentes que impactam o estudo desenvolvido nesse trabalho, seus princípios de funcionamento e tipos existentes, sinalizando aqueles mais empregados e as últimas tendências de tecnologia.

Posteriormente é realizada uma introdução sobre o método de medição de consumo e emissões em dinamômetro e o conceito de ciclos de condução. Também serão avaliados comparativamente os ciclos de condução que foram utilizados neste trabalho e suas representatividades quanto às condições reais de uso de um veículo por parte dos clientes.

### 2.1 EVOLUÇÃO DOS MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA E SISTEMAS DE ARREFECIMENTO

O primeiro veículo automotor similar ao que conhecemos atualmente é atribuído a Carl Benz, co-fundador da Mercedes-Benz (RAȚIU, 2003). O veículo foi construído em 1885 e possuía um único assento para o motorista, três rodas, duas na traseira responsáveis pela tração e uma roda esterçante na dianteira, todas equipadas com pneus maciços de borracha. O sistema teve patente solicitada em janeiro de 1886 e utilizava um motor de combustão interna monocilíndrico de quatro tempos com deslocamento de 0,95 L movido a gasolina, atingia potência máxima de 0,75 cv a 400 rpm e tinha resfriamento por evaporação através de um tanque de água instalado acima do motor (ADLER, 2008), como ilustrado na Figura 1 a seguir.

Figura 1 – Motor monocilíndrico de Benz



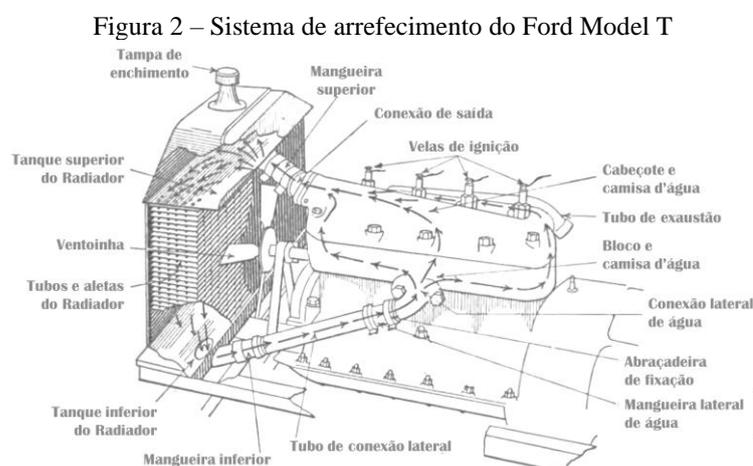
Fonte: ERNST (2008)

Como pode-se verificar, o nível de potência entregue por esse motor é da ordem de 1% da potência disponível num motor 1.0 L atual, uma vez que estes entregam potência máxima usualmente na faixa de 70 a 85 cv (considerando apenas motores aspirados). Da mesma forma, a rotação de pico de potência do motor de Benz não é utilizada em motores modernos nem em condição de marcha lenta.

Outro veículo de extrema importância para indústria automotiva foi o Ford Model T, de 1908. Esse foi o primeiro grande passo no sentido de massificação dos veículos como um bem não apenas de luxo, exclusivo a pouquíssimos afortunados, mas um item de conforto destinado a todas as classes (HISTORY.COM, 2010). Com cerca de 15 milhões de unidades produzidas até 1927, o Model T foi o veículo com produção mais longa da história da indústria automotiva mundial até 1972, quando perdeu o título para o Volkswagen Fusca (HISTORY.COM, 2009).

Diferentemente do modelo de Benz, este veículo já possuía duas fileiras de bancos para transporte de passageiros e para isso utilizava motor de quatro cilindros em linha de 2,9 L consideravelmente mais potente, com cerca de 20 cv a 1600 rpm e 113 Nm a 900 rpm. Como era de se esperar, o sistema de arrefecimento do veículo também apresenta diferença significativa, fazendo o uso de um radiador para resfriamento do fluido de arrefecimento e um ventilador mecânico, tracionado por polia e correia, para circulação forçada do ar no radiador.

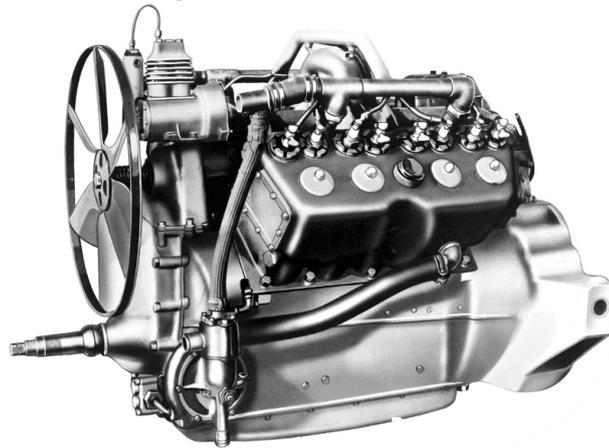
Nessa época já existiam aplicações de bombas para circulação forçada de água no sistema de arrefecimento dos veículos automotores, no entanto vale salientar que a circulação de água no sistema Ford era natural, através do efeito de termo sifão, como pode-se observar na Figura 2 a seguir. Essa era uma solução confiável e econômica, que permitia aumento da competitividade do custo do Model T (PAGÉ, 1915).



Fonte: Adaptado de PAGÉ (1915, p. 89)

Em 1914 foi lançado o Cadillac Model 51, modelo de luxo que utilizava o primeiro motor V8 da história, com 5,1 L de deslocamento, potência máxima de 70 hp (aproximadamente 71 cv) a 2400 rpm e torque máximo de 240 Nm a 1800 rpm (DYKE, 1925). Além do uso dessa configuração inédita de motor, o Cadillac se diferenciava no sistema de arrefecimento, que foi o primeiro a contar com o uso de válvulas termostáticas para o controle de temperatura ideal do motor, como podemos ver na Figura 3 a seguir (HEMMINGS CLASSIC CAR, 2005).

Figura 3 – Motor Cadillac V8

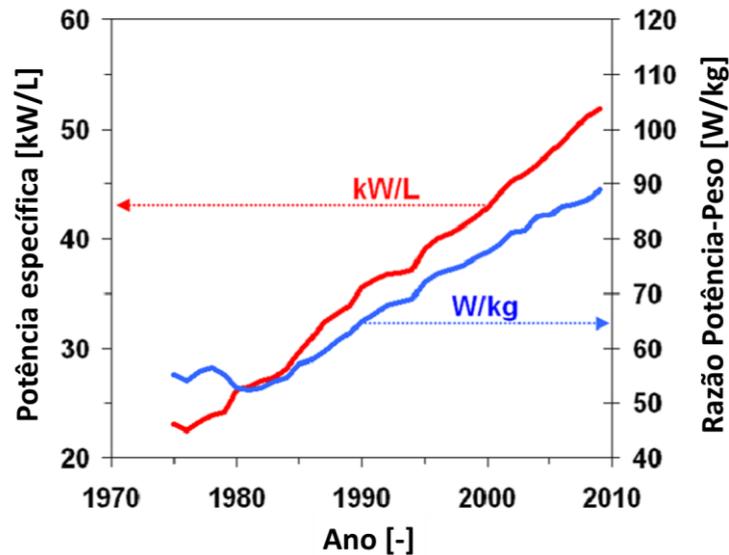


Fonte: Cadillac Pressroom

O Cadillac de 1914 foi, portanto, o primeiro veículo a contar com todos os principais componentes de um sistema de arrefecimento moderno: radiador, ventilador, bomba de água e válvula termostática. Entretanto, esses componentes sofreram evoluções significativas nos últimos 100 anos, acompanhando a escalada na densidade de potência dos motores, que era cerca de 13,7 cv/L no Model 51 e atualmente atinge valores na casa dos 90 cv/L em motores aspirados (como no Dynamic Force 2.0L de 177 cv da Toyota) e dos 140 cv/L (como no GSE T270 1.3L de 185 cv da Stellantis) em motores sobrealimentados.

A Figura 4 a seguir ilustra essa evolução através das linhas de tendência média histórica da densidade de potência e da razão potência-peso dos veículos entre 1975 e 2009, de acordo com dados da EPA, agência de proteção ambiental americana (DECICCO, 2010).

Figura 4 – Tendência de aumento da potência entre 1975 a 2009



Fonte: Adaptado de DECICCO (2010, p. 15)

Acompanhando a escalada de potência dos motores de combustão, os sistemas de arrefecimento também foram aprimorados, com adoção de novas tecnologias de fabricação de radiadores, geometria de bombas e ventiladores, acionamento e controle eletroeletrônico mais avançado de componentes, adição de vedações de ar, sistemas de abertura de grelha ativos, entre outros.

Os tópicos a seguir falam um pouco mais em detalhes de cada um dos principais componentes dos sistemas de arrefecimento a água, seus princípios de funcionamento, características e tecnologias disponíveis.

## 2.2 FLUIDO DE ARREFECIMENTO

O fluido de arrefecimento é o meio de troca térmica que tem como função primária transportar o calor em excesso produzido no motor para fora do sistema. Historicamente a água vem sendo utilizada por sua ampla disponibilidade e características como capacidade térmica elevada, temperatura de evaporação próxima da temperatura ideal dos motores e por ser não inflamável.

Atualmente os fluidos de arrefecimento utilizados são, em geral, uma solução de água e aditivos como o etilenoglicol, agregando também outras funções secundárias como proteção à corrosão interna do sistema e ação anticongelante em temperaturas negativas extremas, abaixo de  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Os sistemas atuais também são mantidos pressurizados com cerca de até 150 kPa,

aumentando sua temperatura de ebulição e permitindo assim que o sistema trabalhe com temperaturas acima de 100 °C com o fluido ainda em fase líquida (HERCAMP, 1999).

Existem ainda diversos estudos correntes de outros tipos de fluidos de arrefecimento avançados, com o uso por exemplo de nano partículas como TiO<sub>2</sub> (dióxido de titânio) que, com concentração volumétrica em água de apenas 1% é capaz de proporcionar aumento do coeficiente de troca em cerca de 40 a 45% em determinadas condições (BHIMANI; RATHO; SORATHIYA, 2013). Essas tecnologias avançadas proporcionam aumento da troca térmica do radiador, item que será detalhado a seguir.

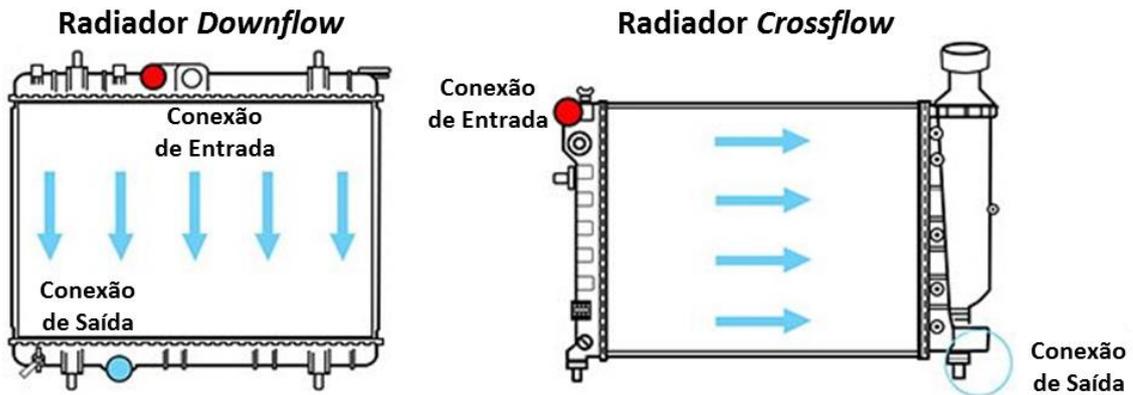
### 2.3 RADIADOR

O sistema de arrefecimento rejeita o calor contido no fluido de arrefecimento para o ambiente através de um ou mais trocadores de calor, conhecidos como radiadores. Esses trocadores de calor, apesar do que seu nome pode sugerir, têm seu funcionamento baseado principalmente na troca térmica por convecção entre o fluido de arrefecimento, que circula em tubos internamente ao trocador, e o ar que circula em corrente cruzada pela parte externa aletada do mesmo.

Os radiadores automotivos surgiram em configuração do tipo *top-down* ou *downflow*, no qual o trocador é composto por um tanque superior que recebe a água quente do motor e circula nos tubos de cima para baixo se resfriando e sendo coletado na saída por um tanque inferior que coleta a água arrefecida e destina a mesma de volta ao motor (COWELL; ACHAICHIA, 1997).

Essa configuração, amplamente utilizada nas nos primeiros veículos automotores, é especialmente interessante pelo efeito de empuxo causado pela diferença de densidade da água, à medida em que se resfria no radiador, de forma que o movimento de circulação da água é naturalmente privilegiado pelo efeito de termo sifão. No entanto essa configuração é limitada pela altura do capô do veículo, restringindo o aumento da área do radiador, ficando hoje restrito a aplicações de menor potência.

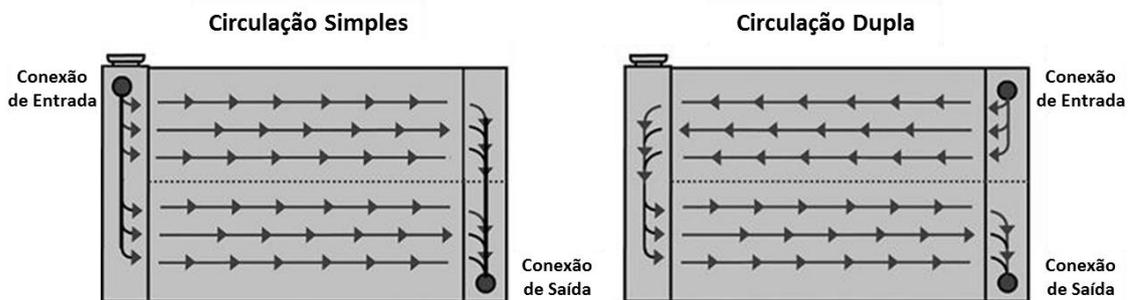
As aplicações mais atuais utilizam, em geral, radiadores de circulação lateral ou *crossflow*, onde os tanques de entrada e saída do radiador são posicionados lateralmente e a água circula, portanto, de um lado para o outro do trocador. A Figura 5 a seguir apresenta esquematicamente as configurações *downflow* (esquerda) e *crossflow* (direita) de radiadores.

Figura 5 – Configurações *Downflow* e *Crossflow* de radiadores

Fonte: Adaptado de MOTORAD

Essa configuração de circulação possibilitou ainda o surgimento de variações, como a circulação dupla ou em “C”, onde as conexões de entrada e saída são posicionadas do mesmo lado, um acima da outra, e a água circula em dois passes no radiador, aumentando a troca térmica. As configurações de circulação simples e dupla são retratadas no comparativo da Figura 6 abaixo.

Figura 6 – Configurações de circulação Simples e Dupla de radiadores



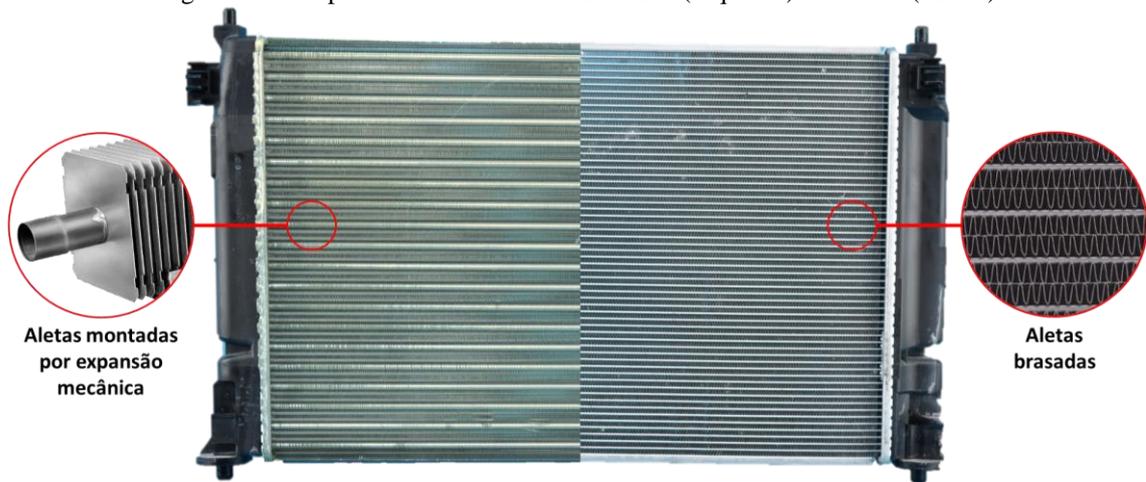
Fonte: Adaptado de LUBKEN (2021)

Quanto aos materiais de fabricação, temos duas fases principais, a primeira, que durou entre os anos os primórdios da indústria automotiva até a década de 1970, teve predominância quase absoluta do cobre e latão, em função principalmente de suas elevadas condutividades térmicas e resistência à corrosão.

Já a partir dos anos 80 tivemos início uma massificação dos radiadores de liga de alumínio, que substituíram as ligas de cobre por virtude de sua densidade menor, levando a componentes mais leves, sua facilidade de brasagem, que possibilita a fabricação de geometrias mais complexas e eficientes e também por seu menor custo, aumentando sua competitividade comercial, sem perdas significativas na eficiência de troca.

Em termos de processos de fabricação temos duas configurações principais: montagem mecânica e brasagem, como representado na Figura 7 abaixo que compara radiadores mecânicos (esquerda) e brasados (direita). A montagem mecânica do radiador consiste na fixação de aletas retas nos tubos através de expansão mecânica. Já a brasagem se utiliza de um processo térmico para realizar a junção das aletas e tubos através das características de molhabilidade do material fundido, que preenche as folgas, criando uma junta de união brasada.

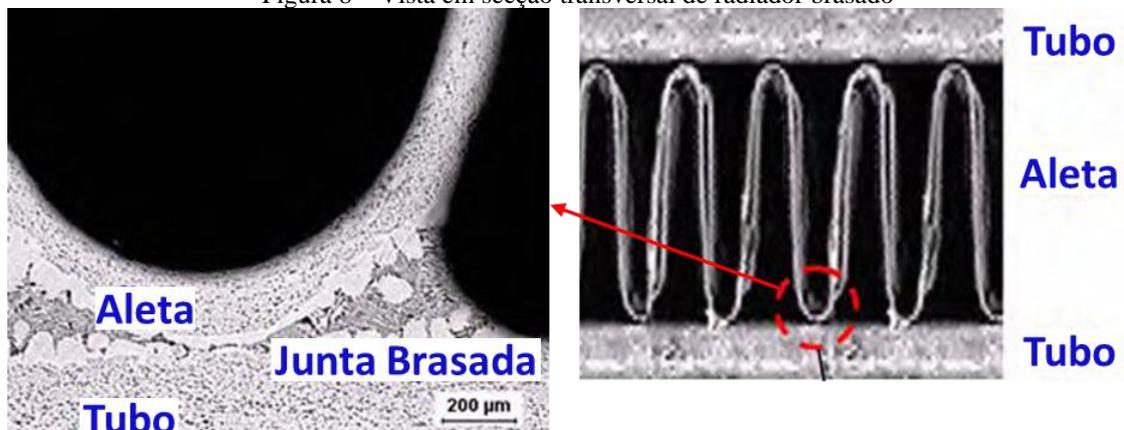
Figura 7 – Comparativo de radiadores mecânico (esquerda) e brasado (direita)



Fonte: O Autor (2022)

A fabricação de radiadores brasados proporciona maior eficiência, por ter um contato maior tubo-aleta, em comparação com os radiadores montados por expansão mecânica, através da junta brasada, apresentada em corte na Figura 8 abaixo.

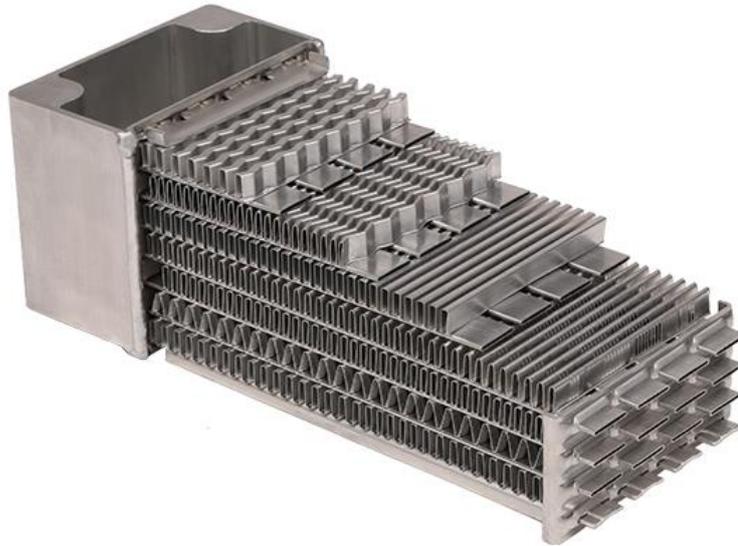
Figura 8 – Vista em secção transversal de radiador brasado



Fonte: Adaptado de KIM, Y-S.; PARK; KIM, J-G (2019)

Além disso, o processo de brasagem permite aumento das superfícies de troca térmica através de uma maior densidade de aletas, com geometrias mais complexas e eficientes. Podemos verificar na Figura 9 a seguir diversas configurações de aletas com geometrias variadas.

Figura 9 – Detalhes de geometrias de aletas de um radiador em corte



Fonte: AKG of America

Da mesma forma que acontece com as aletas, a geometria e arranjo dos tubos também pode variar, desde tubos com seções circulares ou ovais, que apresentam menor superfície de troca, até tubos em formato retangular achatado, em formato de “B” ou outras configurações, com maiores superfícies de troca. A Figura 10 retrata algumas configurações de tubos de radiadores.

Figura 10 – Tubos metálicos dobrados para radiador



Fonte: Schöler GmbH

Há ainda a possibilidade de adoção de turbilhonadores, insertos metálicos que aumentam a turbulência do escoamento interno ao tubo, aumentando os coeficientes de troca térmica e conseqüentemente a eficiência do radiador, como apresentado na Figura 11.

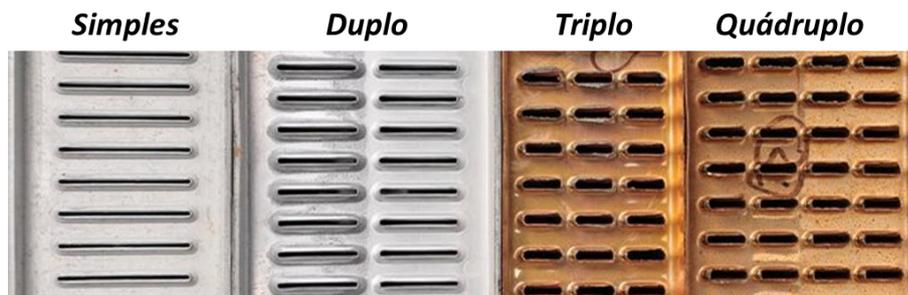
Figura 11 – Tubos com insertos turbilhonadores



Fonte: Norsk Hydro ASA

Os radiadores podem ainda apresentar múltiplas fileiras de tubos, a fim de aumentar sua capacidade de troca. As aplicações automotivas atuais apresentam usualmente uma ou duas fileiras de tubos. Existem, no entanto, aplicações de alto desempenho ou mesmo de corrida que apresentam três, quatro ou mais fileiras. A Figura 12 abaixo mostra a lateral do núcleo de radiadores de tubo retangular chatos com uma a quatro fileiras de tubos.

Figura 12 – Comparativo de configurações com uma ou múltiplas fileiras de tubos



Fonte: Adaptado de TUZSON (2017)

Os parâmetros geométricos em geral influenciam diretamente a troca térmica através da área de superfície de troca. Já a escolha do material do trocador afeta os níveis de troca por influência dos coeficientes de condução. Outro item que impacta diretamente os níveis de troca de calor no radiador é a velocidade de escoamento dos fluidos, que definem o regime de escoamento interno e externo. A circulação de água e ar no radiador é dependente da bomba e da ventoinha, respectivamente. Esses itens são apresentados em maiores detalhes nos itens 2.4 e 2.5 a seguir.

## 2.4 BOMBA DE ÁGUA

A bomba de água é responsável pela circulação forçada do fluido de arrefecimento no sistema, devendo fornecer vazão adequada para todas as condições de operação do veículo. A configuração mais usual é uma bomba centrífuga mecanicamente acoplada ao motor, com velocidade proporcional à rotação do virabrequim. Dessa forma, as bombas tradicionais são controladas passivamente pela rotação do motor, não sendo possível controle direto da vazão ideal em cada situação.

Diversas melhorias relacionadas à geometria do rotor e de sua carcaça foram sendo desenvolvidas, com grande impacto do uso da Fluidodinâmica computacional. O rotor das bombas por exemplo, que tinham configuração em geral aberta passaram a adotar configurações semiaberta ou fechada, que minimizam a recirculação interna da bomba, que tem por efeito a perda de eficiência. A Figura 13 abaixo apresenta comparativo das três configurações de rotores.



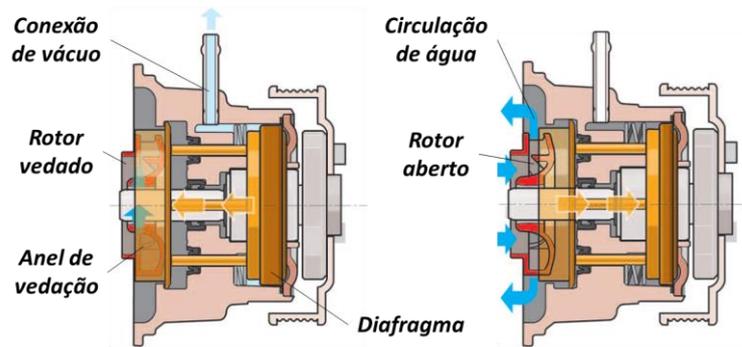
Fonte: O Autor (2022)

Montagem a partir de imagens coletadas em [mercadolivre.com.br](http://mercadolivre.com.br)

Além das bombas clássicas, que ainda são usadas na grande maioria das aplicações automotivas, existem diversas soluções de bomba de água variáveis, que podem modular mecanicamente sua vazão, além de bombas acionadas eletricamente, que atuam, portanto, de forma independente da rotação do motor ou mesmo bombas híbridas eletromecânicas, que podem funcionar com acionamento mecânico ou elétrico, através de sistema de comutação entre os dois modos.

As bombas mecânicas variáveis podem ser do tipo on/off, como bombas com embreagem, que desacoplam a polia de acionamento, ou do tipo *shrouded*, que usam um anel de vedação para fechar o rotor, impedindo a circulação de água, como apresentado na Figura 14 abaixo. Esse tipo de bomba pode variar apenas entre dois estágios, ativa e inativa.

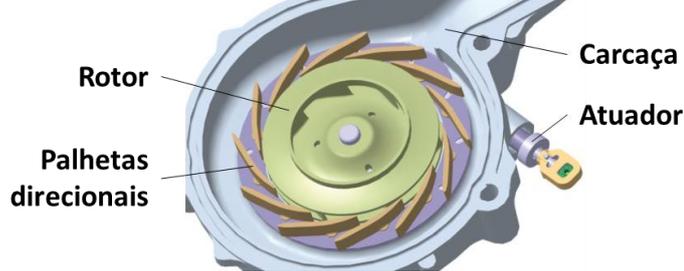
Figura 14 – Esquemático de uma bomba de água do tipo *shrouded*



Fonte: Adaptado de Volkswagen AG (2009)

Já as bombas mecânicas do tipo totalmente variável podem parcializar a vazão, com soluções do tipo geometria variável ou mesmo através de regulação da perda de carga do sistema através de válvula eletronicamente controlada. A Figura 15 apresenta uma bomba de geometria variável através de palhetas direcionais atuadas.

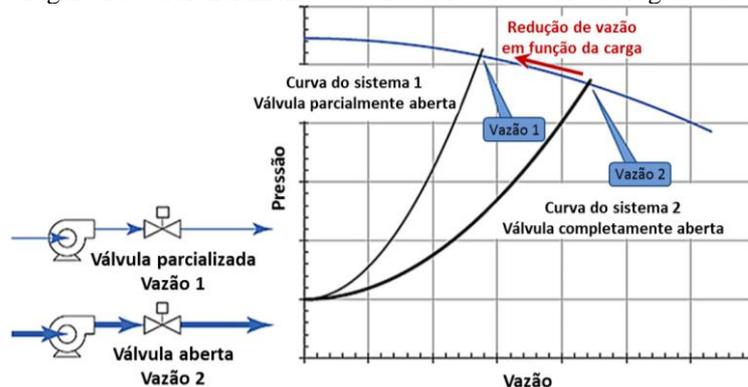
Figura 15 – Bomba de geometria variável



Fonte: Adaptado de WICKERATH et al. (2010)

As bombas de água equipadas com válvulas reguladoras se baseiam no aumento da perda de carga do sistema para regular a vazão, como podemos observar na Figura 16 abaixo.

Figura 16 – Gerenciamento de vazão através de válvula reguladora

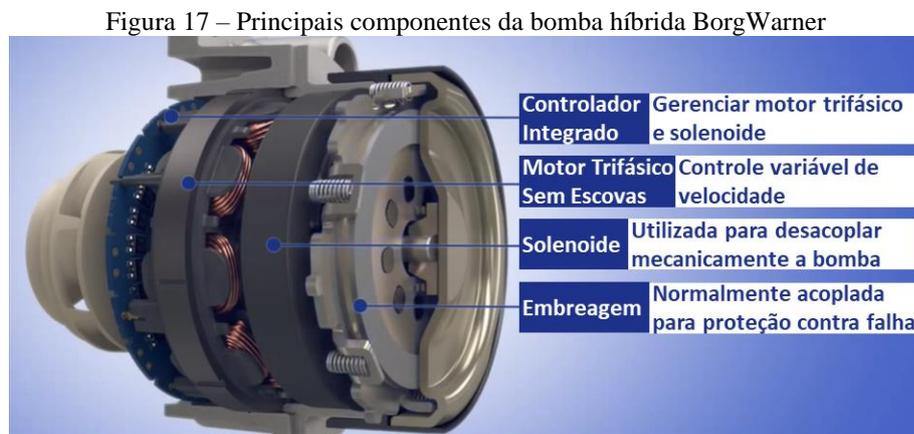


Fonte: Adaptado de Pumps & Systems (2017)

As bombas elétricas fornecem maior liberdade por seu controle de velocidade totalmente independente da rotação do motor, no entanto apresentam eficiência inferior, por conta das perdas na conversão de energia no alternador. Além disso, maiores vazões não são viáveis em arquitetura 12 V padrão, ficando em geral restritas a aplicações híbridas que já possuam sistemas elétricos de 24 ou 48V.

Dessa forma, sua maior aplicação atualmente se dá, em geral, como bomba auxiliar para intercooler, turbocooler e EGR cooler, com potências entre 20 e 250 W. Para uso no arrefecimento do motor as bombas atuais têm entre 400 W (12 V) e 950 W (48 V).

Já as bombas híbridas buscam combinar as principais vantagens das bombas mecânica e elétrica um mesmo componente. Estas podem operar com acionamento elétrico em condições de baixa demanda de vazão, otimizando o controle e consumo energético em situações “normais” de operação do veículo ou por acionamento mecânico através de embreagem, funcionando como uma bomba mecânica comum, suprindo níveis de vazão mais elevados que não são possíveis com a bomba em modo elétrico. A Figura 17 abaixo apresenta uma bomba híbrida.



Fonte: Adaptado de CAROTOGR (2014)

## 2.5 VENTONHA

As ventoinhas de arrefecimento são ventiladores axiais utilizados para fornecer ou complementar a vazão de ar frontal no radiador. A circulação de ar é naturalmente induzida pelo deslocamento do veículo, no entanto ela pode ser insuficiente em condições críticas de condução, como uma subida de serra com o veículo carregado, onde este se encontra em baixa velocidade e com alta carga do motor, ou mesmo inexistente como em trânsito intenso, onde o veículo é mantido parado por longos períodos.

Ao contrário da bomba de água, os ventiladores atuais já são, praticamente em sua totalidade, elétricos, sendo por isso também conhecidos como eletroventiladores, em contraste com os primeiros ventiladores mecânicos, acionados diretamente por correias ou acoplamentos viscosos. A Figura 18 compara uma ventoinha com acionamento mecânico através de acoplamento viscoso e uma ventoinha elétrica.

Figura 18 – Tipos de acionamento de ventoinhas automotivas

**Acionamento Mecânico**



**Acionamento elétrico**



Fonte: O Autor (2022)

Montagem a partir de imagens coletadas em mercadolibre.com.br

Assim como as bombas, as ventoinhas também foram alvo de otimizações com auxílio de CFD e túneis de vento, onde receberam modificações geométricas e adição de anel externo, que impede o movimento tangencial do ar, aumentando a eficiência do ventilador. As configurações aberta e fechada, com anel externo, são apresentadas na Figura 19.

Figura 19 – Configurações de geometria com pás abertas ou com anel externo

**Aberta**



**Anel externo**



Fonte: O Autor (2022)

Montagem a partir de imagens coletadas em mercadolibre.com.br

Outro desenvolvimento está associado à vedação lateral do eletroventilador, que minimiza a circulação de ar advindo das laterais da ventoinha e não atravessam o radiador e, portanto, não contribuem para troca térmica. Esse tipo de circulação tende a ocorrer pela menor perda de carga em relação ao escoamento através do radiador, que apresenta grande densidade de aletas e geralmente é posicionado atrás de outros trocadores de calor como o condensador e intercooler. Na Figura 20 a seguir é possível comparar configurações de vedação variadas.

Figura 20 – Comparativo de sistemas de vedação de ventoinhas



Fonte: O Autor (2022)

Montagem a partir de imagens coletadas em mercadolibre.com.br

O tipo mais comum de eletroventilador é o de duas velocidades controladas por resistores. Essa tecnologia permite um gerenciamento do acionamento em que é possível manter o ventilador desligado, na primeira ou na segunda velocidade, permitindo controle da temperatura de trabalho através da comutação entre esses estágios de acionamento.

Existem também configurações que se utilizam de dois eletroventiladores de duas velocidades, na qual cada ventoinha pode ser controlada individualmente. Dessa forma é criada uma gama maior de controle da vazão e potência do eletroventilador sem a necessidade de adotar um controlador variável, solução de custo mais elevado. A Figura 21 abaixo apresenta um sistema de ventoinha dupla.

Figura 21 – Sistema de ventoinha dupla



Fonte: Autopiter.ru

Como podemos ver na Figura 22, pode-se ainda utilizar configurações com arranjo de múltiplos eletroventiladores montados no radiador. Esse tipo de arranjo é utilizado, em geral, em aplicações mais específicas como camionetes *heavy-duty* ou carros de alta performance.

Figura 22 – Configuração de 4 eletroventiladores



Fonte: Wizard Cooling

No entanto, os eletroventiladores mais modernos que estão em crescente de aplicação no mercado automotivo, inclusive no Brasil, fazem uso da tecnologia PWM, que trabalha com a modulação de largura de pulso de tensão para regular a velocidade de rotação do eletroventilador entre 0 e 100% de maneira contínua, minimizando o consumo energético e as oscilações temperatura.

Também associado a essa tecnologia, novos sistemas de controle inteligente de temperatura baseados em sensores de temperatura adicionais e outras informações como rotação e carga já estão sendo desenvolvidos e aplicados, com o fim de otimizar o consumo energético e comportamento térmico do motor.

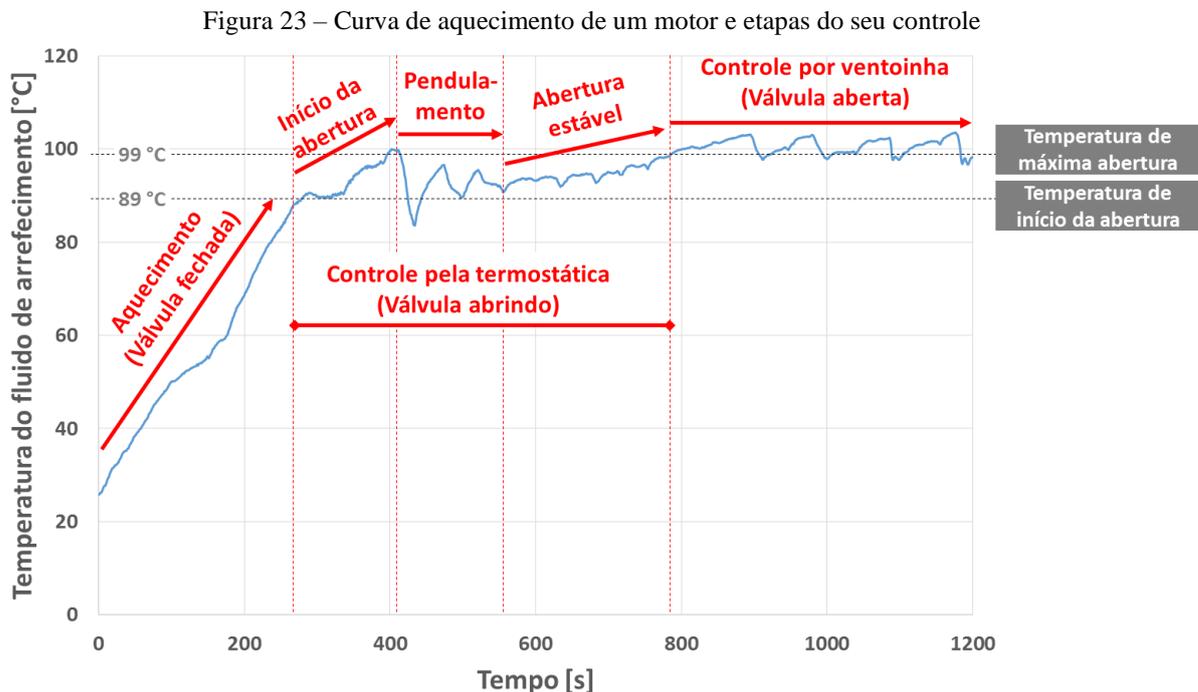
Além disso, há também a possibilidade de combinar o acionamento mais efetivo da ventoinha com a variação no controle de vazão de outros atuadores como bombas variáveis ou termostáticas controladas, item que será apresentado no tópico a seguir.

## 2.6 VÁLVULA TERMOSTÁTICA

Válvula responsável pelo controle de vazão de água através do radiador, de modo a regular a troca térmica e evitar super-resfriamento do sistema motopropulsor. A válvula realiza a interrupção do fluxo de água no radiador durante o período de aquecimento do motor ou situações de baixa rejeição térmica, minimizando o tempo de operação do motor a frio.

Dessa maneira busca-se evitar a perda de eficiência do sistema por níveis de atrito interno mais elevados, provocados pela maior viscosidade dos lubrificantes de motor e transmissão em baixas temperaturas.

A Figura 23 abaixo apresenta a curva de aquecimento do fluido de arrefecimento de um motor equipado com válvula termostática com intervalo de abertura entre 89 °C e 99 °C. Nela podemos observar a elevada taxa de aquecimento do motor durante o período em que a válvula permanece fechada (primeiros 270 segundos) e durante o início de sua abertura (270 a 410 segundos), onde ainda há vazão muito pequena.



Fonte: O Autor (2022)

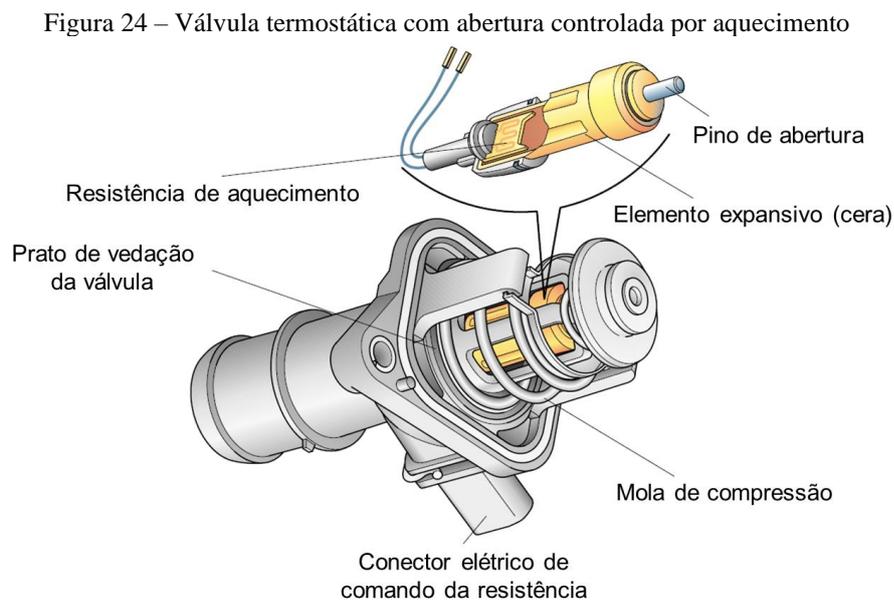
Quando a válvula começa a abrir mais efetivamente (entre 410 e 560 segundos) inicia-se um movimento cíclico de abertura e fechamento da válvula, conhecido como pendulamento térmico, que é resultado da dinâmica de mistura da porção de fluido de arrefecimento frio que se encontrava parado no radiador com a fração aquecida que estava circulando no motor.

Após a homogeneização do fluido de arrefecimento a válvula passa a operar com abertura ou fechamento estável (560 a 790 segundos), em função das condições de operação do veículo. Uma vez que a válvula termostática chega em sua abertura máxima, inicia-se o controle de temperatura por ação da ventoinha (a partir dos 790 segundos), não havendo mais influência da válvula termostática.

Em geral, válvulas termostáticas têm seu funcionamento baseado no uso de um elemento expansivo, frequentemente uma cera com expansão térmica durante sua liquefação, que proporciona que o movimento de abertura da válvula ocorra numa determinada faixa de temperatura escolhida. Essa temperatura de início de abertura é usualmente entre 80 e 95 °C e a válvula alcança abertura máxima na faixa de 10 a 15 °C acima da temperatura de início de abertura.

Dessa forma a válvula permite circulação no radiador apenas após o aquecimento do motor, quando há necessidade de iniciar a rejeição térmica para o ambiente. De maneira oposta, em condições de rejeição térmica mais baixa a válvula tende a fechar, cessando a troca térmica no radiador e evitando perda indesejada de calor para o ambiente.

Atualmente as válvulas de cera convencionais ainda representam maioria absoluta das aplicações, com diversas configurações e variações de arranjo. Uma variação interessante são as válvulas de cera aquecida, que podem ter sua abertura antecipada através do aquecimento direto da cera por meio de uma resistência comandada pela central de injeção motor, como exemplificado na Figura 24 abaixo.



Fonte: Adaptado de Volkswagen AG (1999)

Essa solução permite uma abertura mais cedo ou mais rápida em situações de maior carga do motor, que poderiam levar a aumento da detonação ou pré-ignição, perda de avanço, entre outros problemas relacionados ao aumento de temperatura em condições de alta carga.

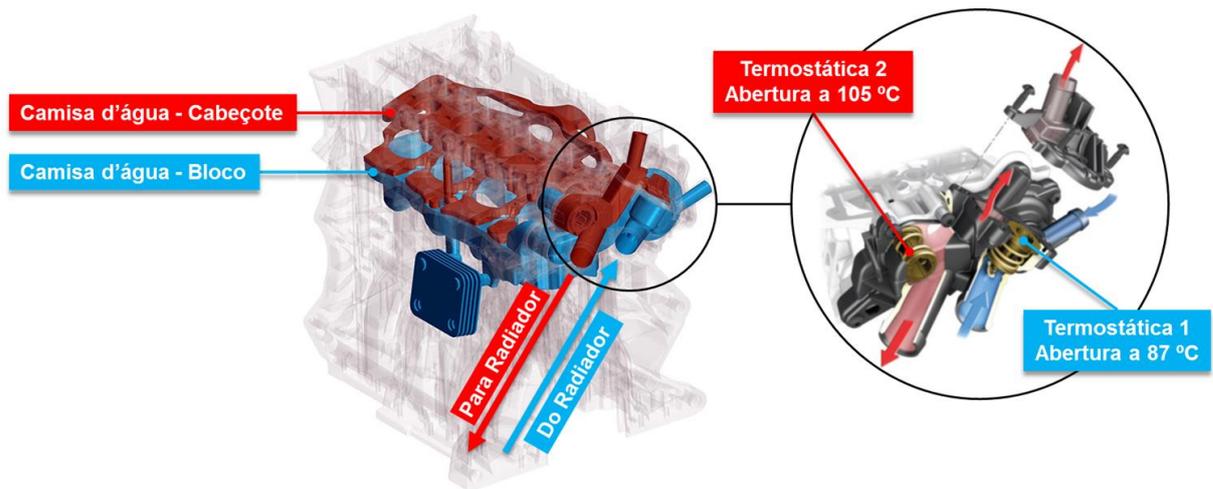
Outra possibilidade está associada à melhoria de eficiência de motores flex, já explorada pela Ford no motor RoCam Flex lançado em 2004 na versão 1.6L. Esse motor foi “o primeiro no mundo a dispor de válvula termostática eletrônica, que permite ao motor trabalhar a diferentes temperaturas com álcool, gasolina ou misturas intermediárias para reduzir o atrito e melhorar o rendimento térmico”, segundo matéria do Diário do Nordeste, que fala dos detalhes do lançamento do Fiesta modelo 2005.

Segundo a Whaler, fabricante da válvula, essa tecnologia permitia iniciar a abertura da válvula termostática aos 85 °C, quando com gasolina, através do aquecimento via resistência e postergar a abertura até os 102 °C, quando operando com etanol. Dessa forma o funcionamento com etanol puro, que é menos sensível aos efeitos de detonação, ou misturas etanol-gasolina poderia se privilegiar de temperaturas mais elevadas que produzem menor atrito interno.

Outra possibilidade que vem sendo explorada é a utilização de mais de uma válvula termostática para controle individual da temperatura em partes diferentes do motor, como cabeçote e bloco, configuração conhecida como *split-cooling*. Dessa forma é possível ao cabeçote operar em temperaturas mais baixas, com foco na redução de detonação e pontos quentes, enquanto o bloco opera em temperaturas mais elevadas, se privilegiando de uma temperatura de óleo mais elevada e consequente redução de atrito das partes móveis.

A Figura 25 a seguir retrata o sistema de *split-cooling* dos motores Volkswagen da família EA211, que utilizam duas termostáticas, sendo a primeira montada no retorno do radiador que inicia sua abertura para o arrefecimento do cabeçote a 87 °C enquanto a segunda termostática, montada na entrada do bloco permanece fechada até 105 °C, impedindo a circulação de água no bloco do motor e radiador de óleo por mais tempo.

Figura 25 – Sistema de *split-cooling* do motor EA211



Fonte: Adaptado de SEAT S.A. (2015)

Existem ainda válvulas termostáticas controladas eletronicamente, com mecanismos de controle direto da abertura, como válvulas de esfera, diafragma, compensação de pressão, etc. Diferentemente da válvula de cera aquecida, que tem flexibilidade limitada de antecipação de abertura, essas válvulas denominadas de *Coolant Control Valves* ou CCVs possuem total liberdade de abertura, podendo abrir em temperaturas mais baixas ou mais altas ou mesmo serem atuadas em função de outro sinal que não a temperatura, como pedal de acelerador ou torque e rotação do motor. A Figura 26 abaixo apresenta um exemplo de CCV operada através de motor elétrico.

Figura 26 – Válvula de controle de vazão motorizada



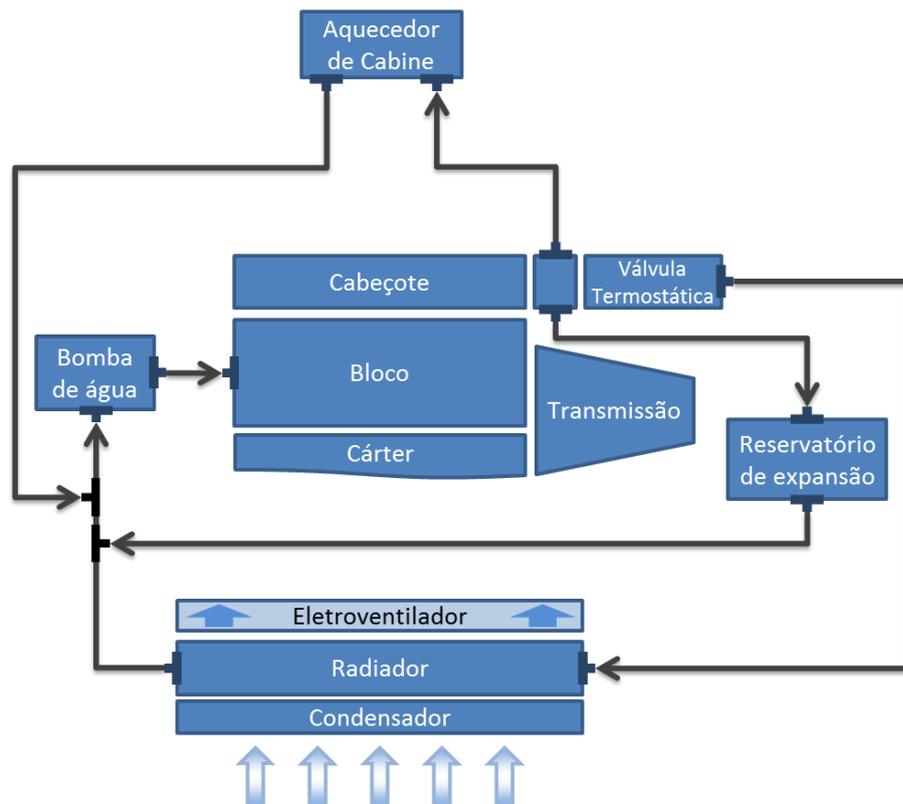
Fonte: Continental AG (2018)

Esse tipo de solução fornece oportunidade significativa de otimização no controle de temperatura da água, introduz a possibilidade de um *overshoot* controlado de temperatura durante o aquecimento inicial do motor para redução do atrito interno e têm em geral uma perda de carga significativamente menor que as termostáticas convencionais de cera. Como ponto negativo essas válvulas são significativamente mais caras, além de maiores e mais pesadas.

## 2.7 ESQUEMÁTICO DE UM SISTEMA DE ARREFECIMENTO

Todos os componentes citados se conectam de alguma forma para criar o sistema de arrefecimento, de modo que o calor em excesso seja de fato gerenciado apropriadamente. Apesar de cada carro ter suas características particulares, configurações clássicas mais básicas não devem fugir muito do representado na Figura 27 abaixo.

Figura 27 – Esquemático de um arranjo clássico de um sistema de arrefecimento



Fonte: Autor (2022)

Nessa configuração podemos verificar que a saída de água do motor com destino ao radiador é controlada pela válvula termostática, na saída do cabeçote. Há ainda um ramo de

saída de água do motor, na parte superior da figura que se conecta ao aquecedor de cabine do veículo, que também representa um *by-pass* para quando a termostática se encontra fechada.

O aquecedor de cabine é um trocador de calor, similar ao radiador, que faz a troca térmica entre a água do motor e o ar da cabine, quando a função aquecimento é acionada pelo motorista, fazendo parte do sistema de condicionamento de ar do habitáculo. A Figura 28 apresenta um aquecedor de cabine automotivo.

Figura 28 – Aquecedor de Cabine



Fonte: Mahle GmbH

Ainda no esquemático da Figura 27 podemos identificar uma terceira rota de saída, com destino ao reservatório de expansão, responsável pela remoção dos vapores possivelmente formados no motor. O reservatório, retratado na Figura 29, fica geralmente montado numa posição mais elevada, e é onde podemos inspecionar o nível de água no sistema de arrefecimento. Ele também é responsável por complementar a água na entrada da bomba, a fim de evitar cavitação. Esses três ramos se juntam novamente na entrada de bomba, montada usualmente no bloco do motor, onde a circulação de água recomeça.

Figura 29 – Reservatório de Expansão



Fonte: RT Car Import

O aumento da potência e a sobrealimentação dos motores, em geral, requerem sistemas mais complexos, que utilizam outros trocadores de calor como: resfriadores de óleo de motor e/ou transmissão (como o apresentado na Figura 30 abaixo), intercooler, turbocooler, etc.

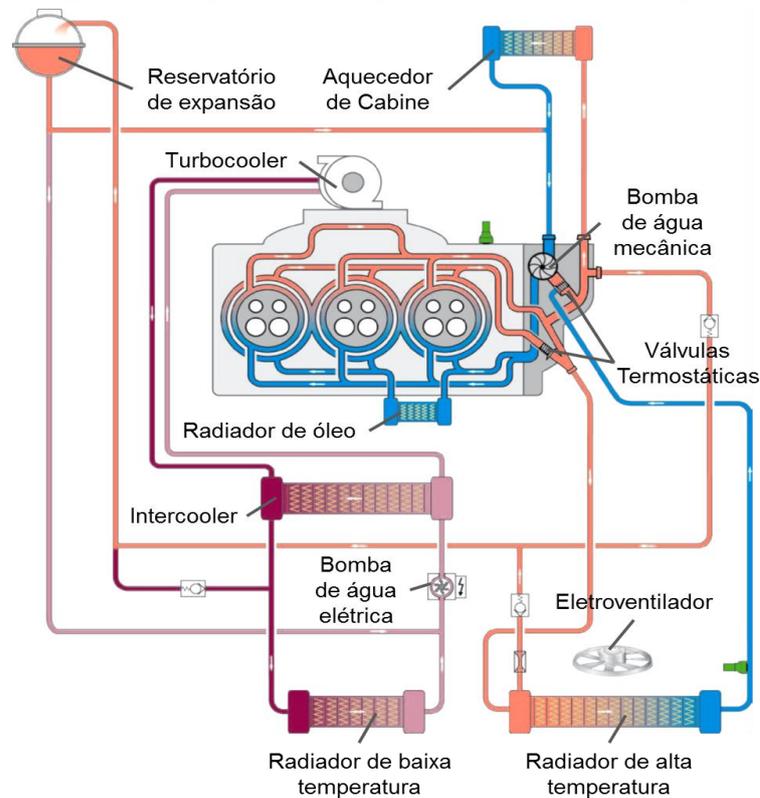
Figura 30 – Radiador de óleo



Fonte: Mahle GmbH

A Figura 31 apresenta o esquemático de um sistema mais complexo, com dois circuitos de arrefecimento separados, um de alta temperatura, responsável pelo arrefecimento do motor e aquecimento de cabine e um de baixa temperatura, responsável pelo resfriamento da turbina e do ar comprimido pelo turbocompressor.

Figura 31 – Esquemático exemplo de um sistema mais complexo



Fonte: Adaptado de Audi AG (2015)

As variações possíveis são infinitas, podendo incorporar ainda outros equipamentos como fechamento de grelha ativo (AGS), sistema de spray de água no radiador, acumuladores térmicos com materiais de mudança de fase, etc. Não temos aqui, portanto, intenção de esgotar o assunto, mas apresentar um panorama geral e configurações mais usuais.

## 2.8 POTÊNCIA PARASÍTICA DE ARREFECIMENTO

Com a introdução de tecnologias abordadas anteriormente como bombas variáveis, eletroventiladores PWM, fechamento de grelha ativo, entre outros, muitas vezes conseguimos atingir o mesmo nível de rejeição térmica com configurações diversas.

Dessa forma, diversos estudos propõem uma visão compreensiva de todas as perdas parasíticas relacionadas com o arrefecimento do sistema motopropulsor. Estas importantes metodologias são desenvolvidas com foco no gerenciamento eficiente do sistema de arrefecimento, buscando sempre o mínimo dispêndio energético para manutenção do trem de força em temperatura ótima de funcionamento, reduzindo assim o consumo de combustível, que é medido conforme explicado no item 2.9 a seguir.

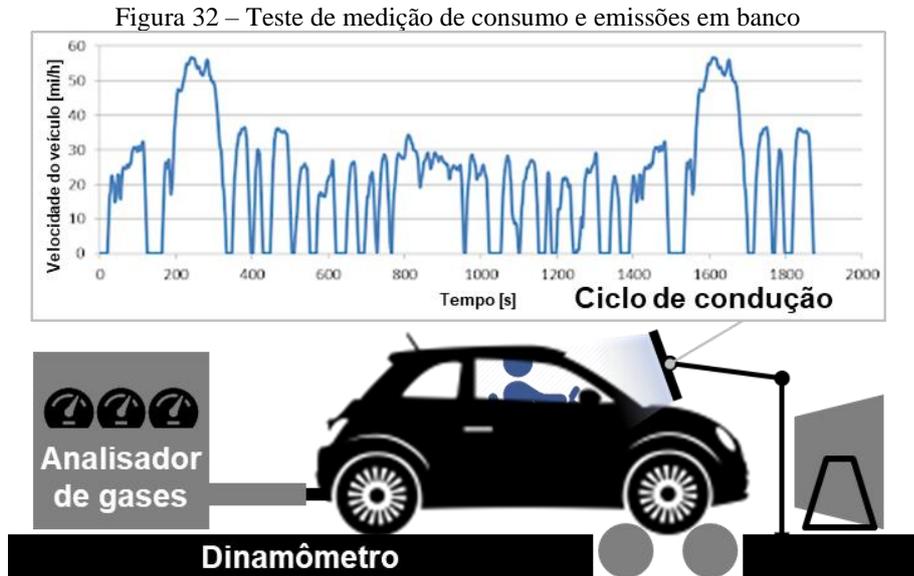
## 2.9 METODOLOGIA DE ENSAIO E DETERMINAÇÃO DO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

Os valores oficiais de consumo de um veículo, geralmente divulgados em programas de etiquetagem ao redor do mundo como o PBEV (Programa Brasileiro de Etiquetagem Veicular), são obtidos através de medições em dinamômetro de chassi. Estes equipamentos simulam as forças resistivas do carro em pista conforme NBR 10312 (ABNT, 2019) e, através da coleta e análise dos gases de exaustão emitidos pelo motor, permitem a determinação do consumo de combustível durante o ensaio por meio de cálculos de balanço de carbono.

Os testes no Brasil seguem estritamente os procedimentos contidos em norma NBR 6601 (ABNT, 2021), sendo realizados em condições controladas de temperatura ambiente entre 20 e 30 °C, exigindo inclusive período mínimo de ambientação do veículo de 12 horas e tempo máximo entre ensaios de 36 horas, de modo que o veículo esteja pré-condicionado e em temperatura ambiente ao início dos testes.

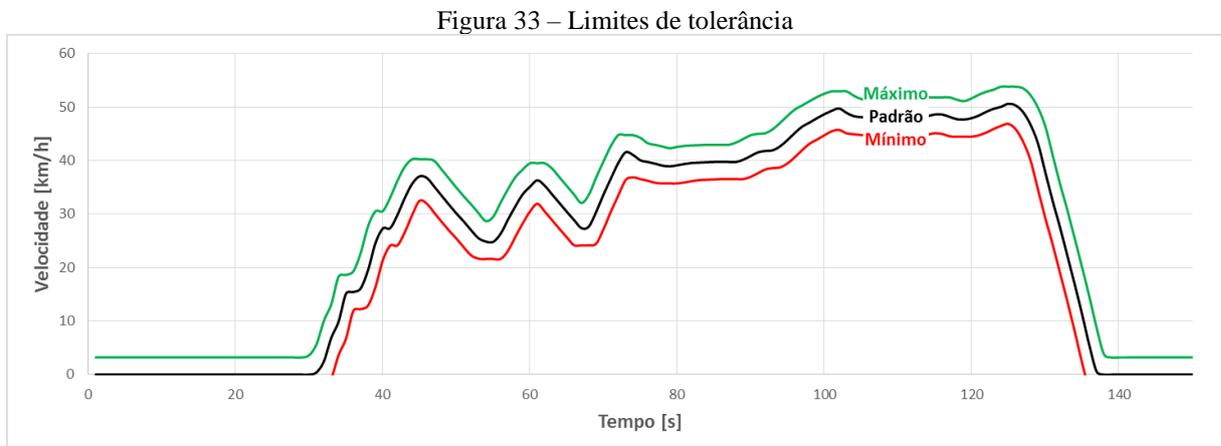
Para execução do ensaio, um motorista dirige o veículo no dinamômetro de maneira suave e com o mínimo movimento de pedal de acelerador e com as trocas de marcha realizadas conforme recomendações do requisitante do ensaio em veículos com transmissão manual.

Seguindo determinados perfis contínuos de velocidade em função do tempo, conhecidos como ciclos de condução, que constituem uma simulação padrão de condições de uso urbano e/ou estradal em via pública conforme NBR 6601 (ABNT, 2012). A Figura 32 abaixo representa esquematicamente um teste de consumo em dinamômetro.



Fonte: O Autor (2022)

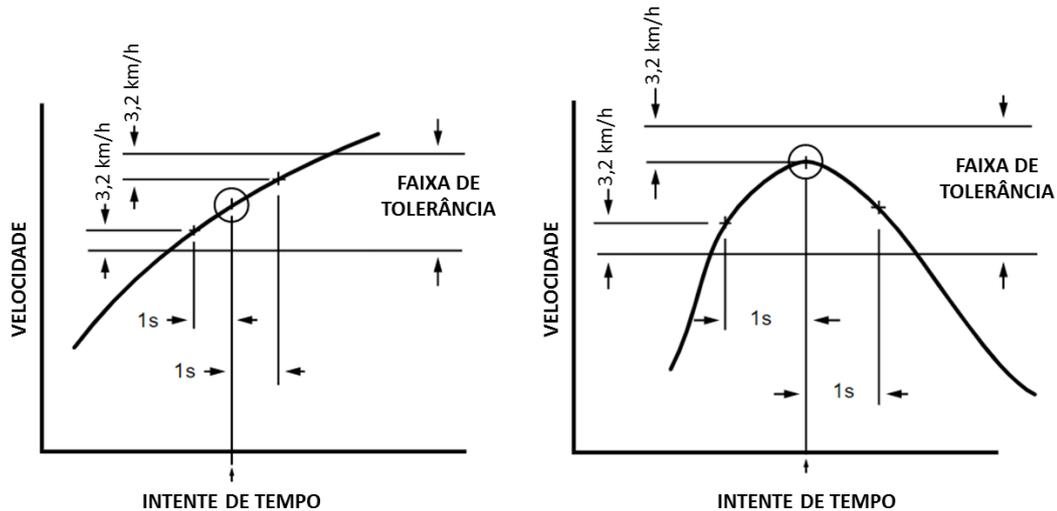
Para ser considerado válido, o perfil de velocidade obtido pelo motorista durante o teste deve estar obedecendo o ciclo de condução referência dentro de determinada faixa de tolerância, conforme exemplificado na Figura 33 abaixo. Variações fora desses limites são aceitáveis desde que se limitem a eventos com menos de 2 segundos de duração (ABNT, 2012).



Fonte: O Autor (2022)

Ainda conforme a NBR 6601 (ABNT, 2012), o limite superior é de 3,2 km/h acima do valor máximo teórico para o intervalo de  $\pm 1$  segundo em torno do instante considerado e o limite inferior de 3,2 km/h abaixo do valor mínimo teórico nesse mesmo intervalo de tempo. A Figura 34 abaixo exemplifica o cálculo dos limites de tolerância.

Figura 34 – Cálculo da tolerância do perfil de velocidade



Fonte: Adaptado de *Legal Information Institute – Cornell University*

Durante o teste, os gases de exaustão provenientes do escapamento do veículo são coletados em Balões de Amostragem (bolsas estanques) e posteriormente analisados para obtenção dos níveis de emissão de poluentes conforme NBR 6601 (ABNT, 2021) e consumo de combustível conforme NBR 7024 (ABNT, 2017). O valor do consumo (em L/100 km) é determinado através das massas de HC, CO, CO<sub>2</sub> e etanol não queimado com base no cálculo de balanço de carbono apresentado na Equação 1 abaixo.

$$C = \frac{(0,8656 \cdot m_{HC}) + (0,5214 \cdot m_{ETOH}) + (0,4288 \cdot m_{CO}) + (0,2729 \cdot m_{CO_2}) \cdot (100 + \%V_{H_2O})}{(6,4487 \cdot \%V_{gás}) + (4,1105 \cdot \%V_{ETOH})} \quad (1)$$

Onde,

$C$  – Consumo de combustível [L/100 km]

$m_{HC}$  – Massa de HC emitida [g/km]

$m_{ETOH}$  – Massa de etanol emitida [g/km]

$m_{CO}$  – Massa de CO emitida [g/km]

$m_{CO_2}$  – Massa de CO<sub>2</sub> emitida [g/km]

$\%V_{gás}$  – Porcentagem, em volume a 20 °C, de gasolina no combustível utilizado

$\%V_{ETOH}$  – Porcentagem, em volume a 20 °C, de etanol no combustível utilizado

$\%V_{H2O}$  – Porcentagem, em volume a 20 °C, de água no combustível utilizado

Entretanto, costumamos tratar sobre o consumo de combustível no Brasil em verdade pelo valor da autonomia de combustível (em km/L). Estes valores, que são oficialmente divulgados no PBEV – programa Brasileiro de Etiquetagem Veicular, são calculados em função do consumo conforme Equação 2 abaixo.

$$A = \frac{100}{C} \quad (2)$$

Onde,

$A$  – Autonomia por litro [km/L]

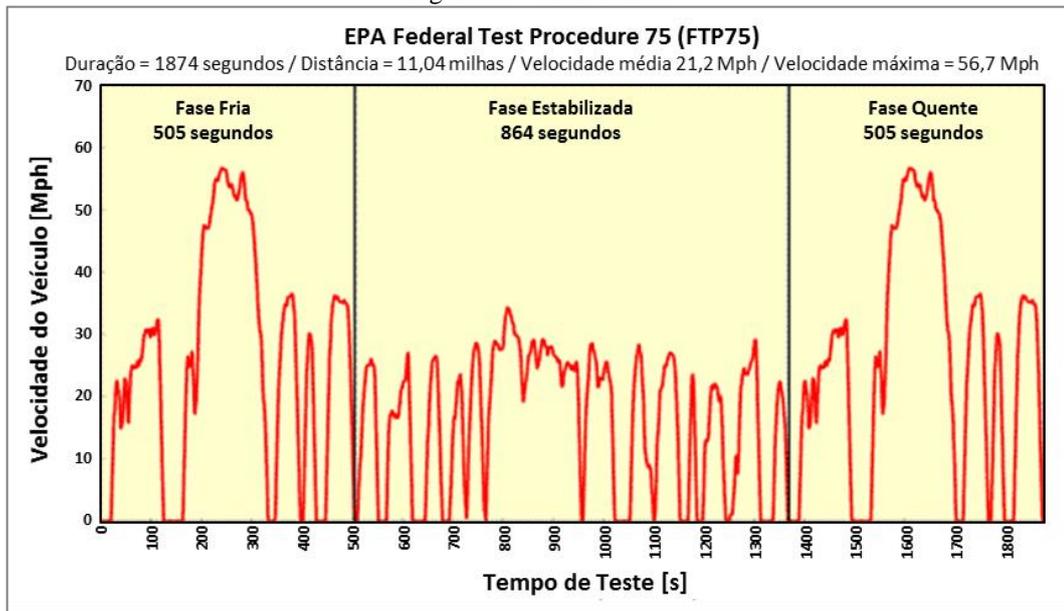
$C$  – Consumo de combustível [L/100 km]

É importante reforçar que o valor de consumo de um veículo não é único, e pode variar bastante em função do circuito percorrido e perfil de condução do motorista. Alguns dos principais fatores de influência são: velocidade, distância, diferenças de elevação, agressividade de acelerações, tempo em marcha lenta, etc. A fim de tentar reproduzir as diversas condições e particularidades, atualmente contamos com uma infinidade de ciclos de condução, alguns dos quais veremos a seguir.

## 2.10 CICLOS DE CONDUÇÃO

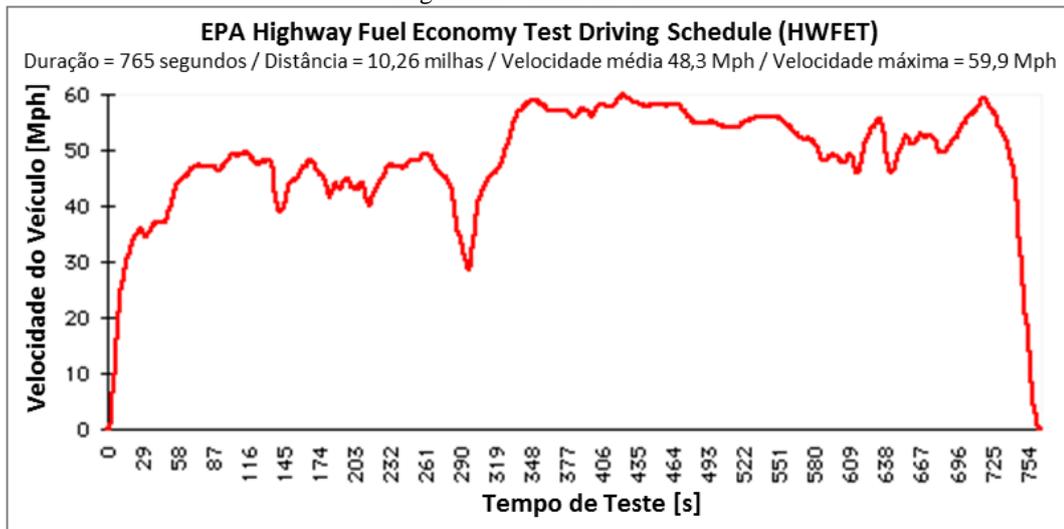
Entre os mais conhecidos perfis de condução estão os ciclos da agência de proteção ambiental norte-americana EPA (*Environmental Protection Agency*), que utiliza o ciclo FTP75 (*Federal Test Procedure*) como configuração de trânsito urbano, como retratado na Figura 35 abaixo, e o ciclo HWFET (*Highway Fuel Economy Driving Schedule*) representando condição extra urbana ou estradal e ilustrado na Figura 36. Esses ciclos são utilizados como padrão não apenas nos Estados Unidos, mas também no Brasil e em alguns outros países.

Figura 35 – Ciclo FTP75



Fonte: Adaptado de EPA

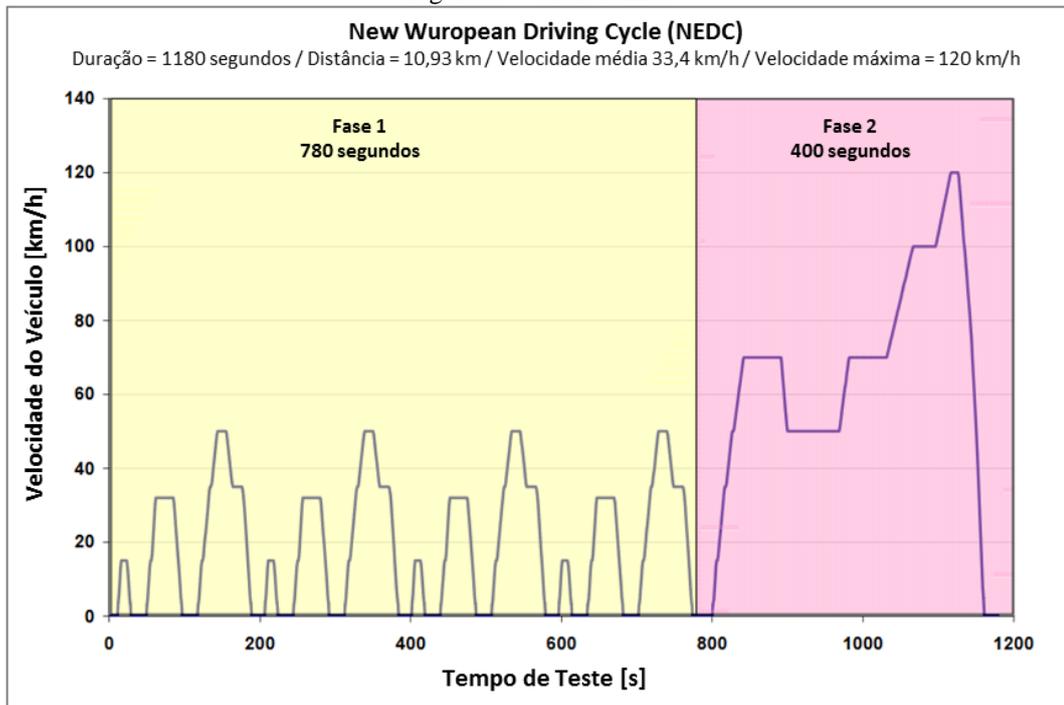
Figura 36 – Ciclo HWFET



Fonte: Adaptado de EPA

De maneira alternativa, vários países utilizam o ciclo europeu NEDC (*New European Driving Cycle*) retratado na Figura 37 abaixo. Este é um ciclo misto, composto pela Fase 1 urbana que consiste em quatro repetições do ciclo UDC (*Urban Driving Cycle*) mais uma repetição do ciclo EUDC (*Extra-Urban Driving Cycle*), Fase 2 de condução extra urbana.

Figura 37 – Ciclo NEDC

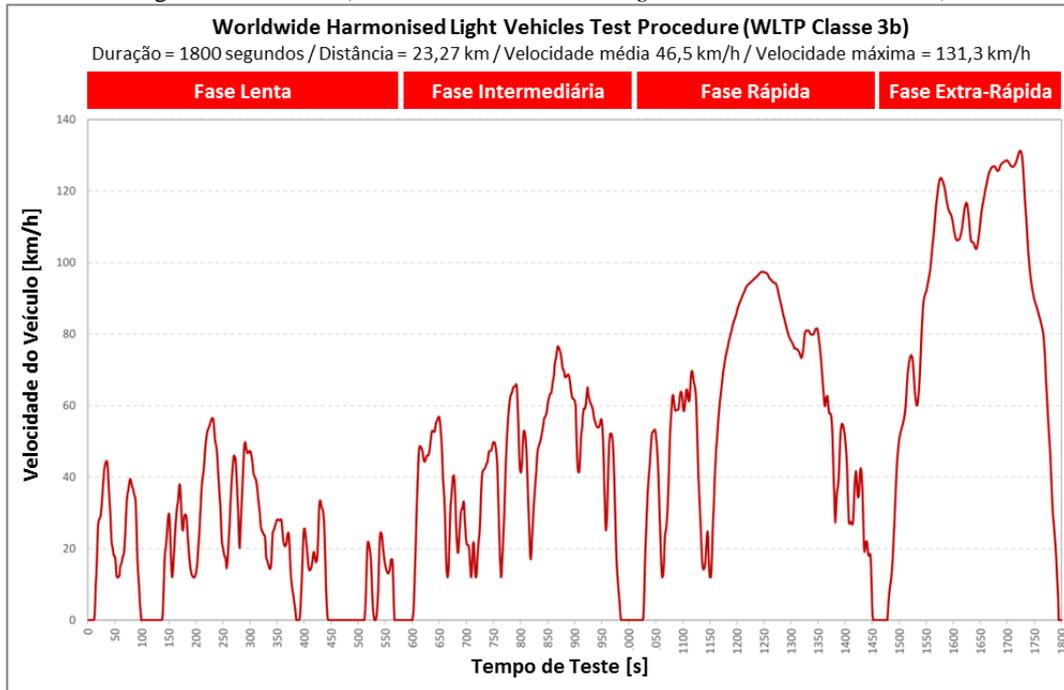


Fonte: Adaptado de Institute for Environment and Sustainability

No entanto, uma dificuldade corrente dos ensaios de consumo e emissões em laboratório está na significatividade do perfil do ciclo em comparação com a realidade de trânsito que o condutor encontra no dia-a-dia, que muitas vezes fica em níveis bem baixos.

Com o intuito de minimizar esse tipo de problema foi desenvolvido o ciclo WLTP (*Worldwide Harmonised Light Vehicles Test Procedure*), que não apresenta uma configuração clássica com fases urbana e estradal apenas, mas conta com quatro fases distintas que buscam contemplar uma gama maior de condições de uso real do cliente com o veículo. Esse ciclo, retratado na Figura 38, tem o objetivo de substituir o ciclo NEDC nos processos de homologação de emissões e consumo veicular na União Europeia.

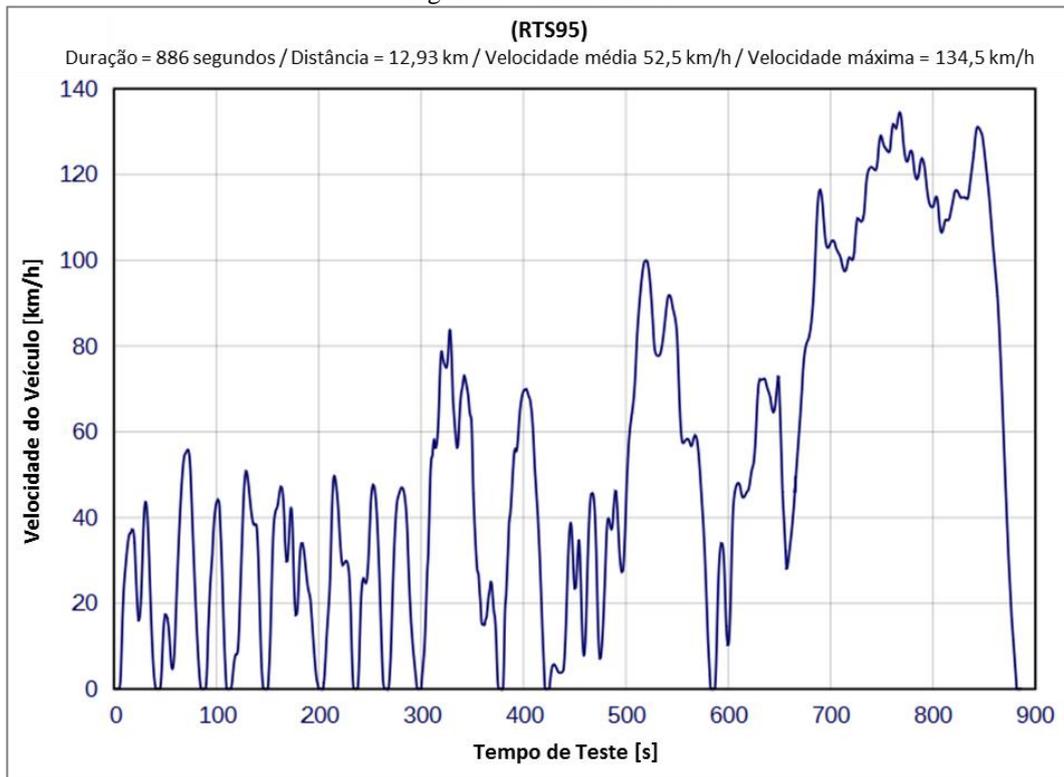
Figura 38 – WLTP (*Worldwide Harmonised Light Vehicles Test Procedure*)



Fonte: Adaptado de X-ENGINEER.ORG

De maneira similar, o ciclo RTS95 retratado na Figura 39 também conta com três regiões, urbana, rural e rodovia. Este ciclo tem perfil agressivo e têm sido utilizado como referência para desenvolvimento focado na condição RDE (*Real Driving Emissions*) por ser considerado uma boa representação das condições limites de um perfil de condução dinâmico, aproximando-se do “pior caso” para o sistema de controle de emissões do motor.

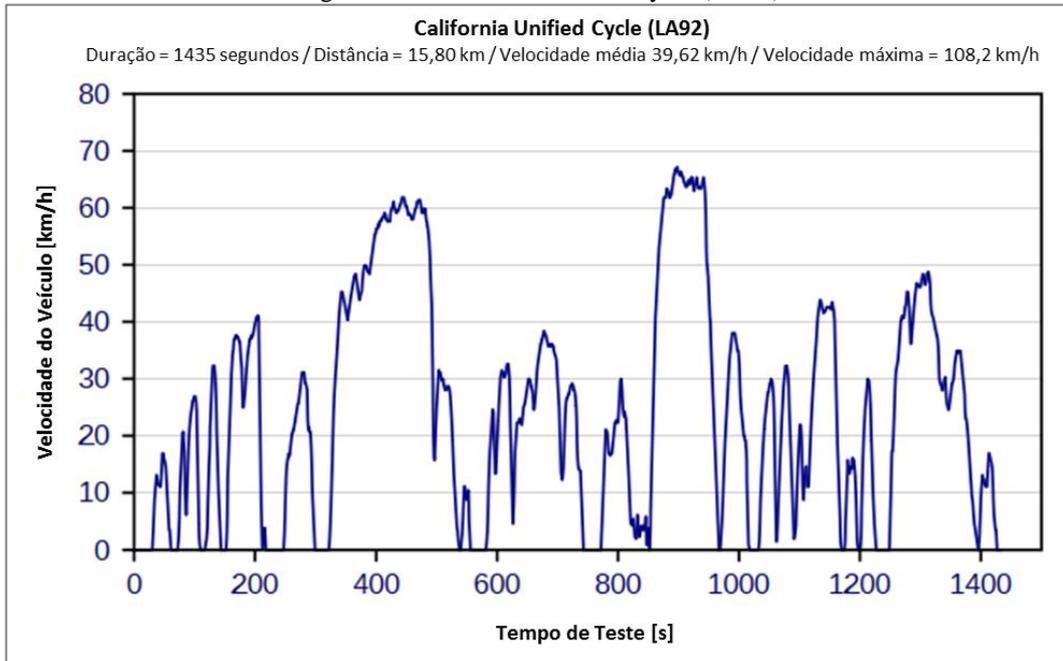
Figura 39 – Ciclo RTS95



Fonte: Adaptado de DieselNet

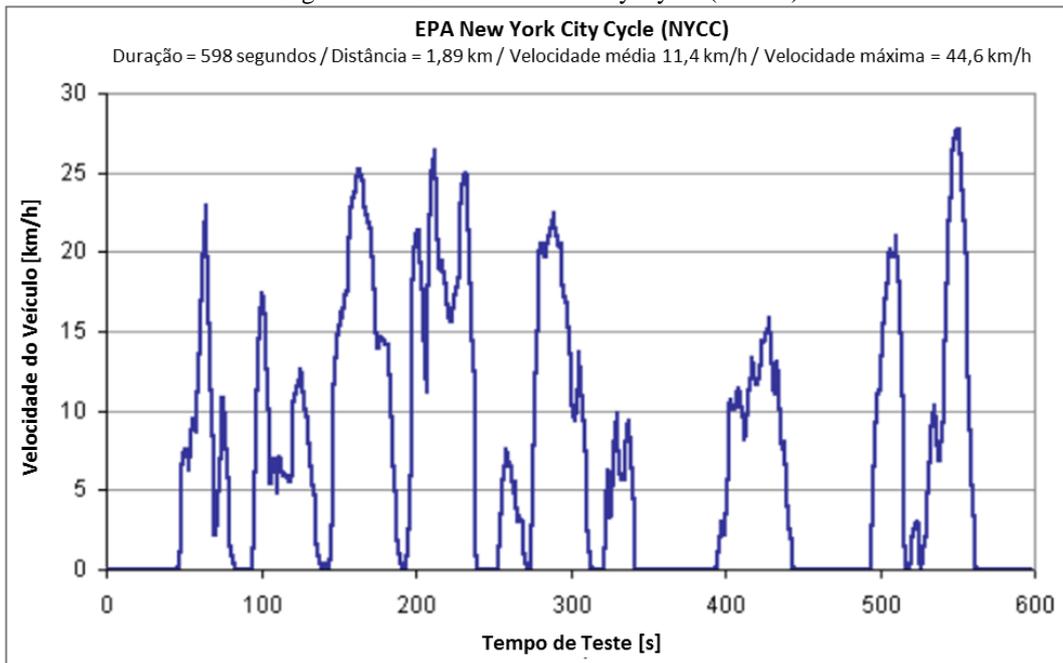
Há ainda outros perfis de condução que buscam, por exemplo, replicar mais especificamente as condições típicas de trânsito de uma determinada cidade, como é o caso dos ciclos LA92 e NYCC. O primeiro, apresentado na Figura 40 abaixo, retrata as condições da cidade de Los Angeles, na Califórnia e o segundo, grafado na Figura 41, reproduz a condição intensa de trânsito da cidade de Nova York.

Figura 40 – California Unified Cycle (LA92)



Fonte: Adaptado de DieselNet

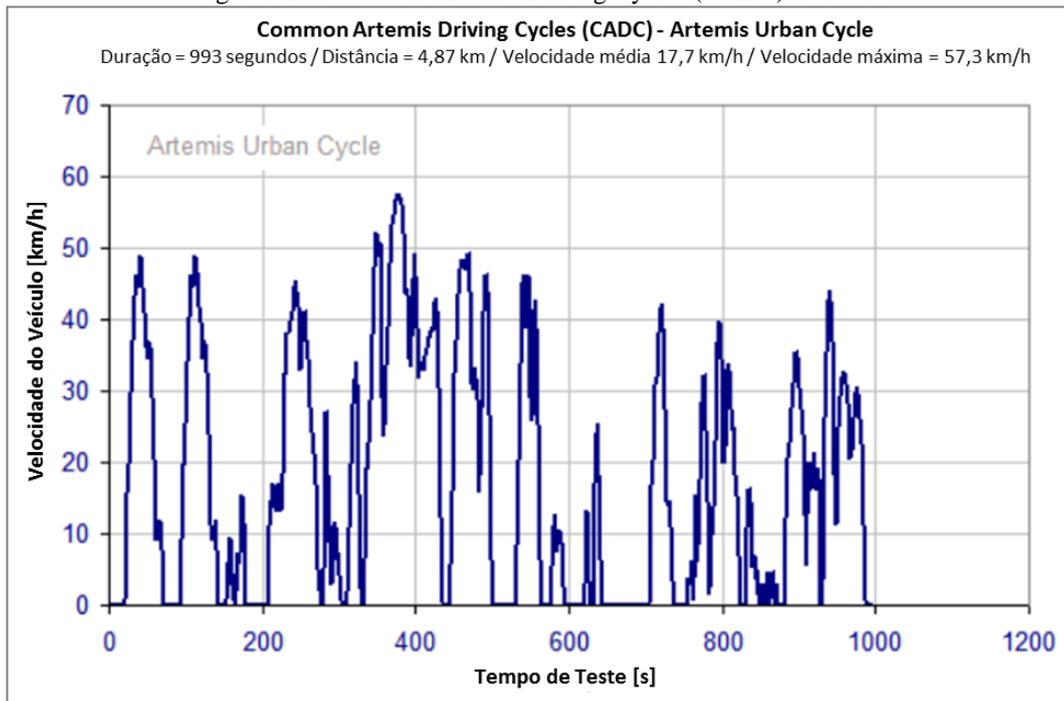
Figura 41 – EPA New York City Cycle (NYCC)



Fonte: Adaptado de DieselNet

Por fim, também foi utilizado o perfil urbano do Ciclo Artemis, que foi desenvolvido com base numa numerosa database de padrões de direção reais da Europa e apresentado na Figura 42 abaixo.

Figura 42 – Common Artemis Driving Cycles (CADC) - Urbano



Fonte: Adaptado de DieselNet

O Apêndice C apresenta um gráfico comparativo em escala dos diversos ciclos introduzidos acima. Todos os resultados a serem apresentados neste trabalho serão avaliados para cada um destes ciclos, a fim de apresentar um espectro do benefício de consumo em diferentes condições de condução.

### 3 ESTADO DA ARTE

Levando em consideração os custos das tecnologias de melhoria de consumo disponíveis no mercado automotivo atualmente, Di Battista, Mauriello, Cipollone (2015) destacam as otimizações de sistema de arrefecimento como de grande interesse, com valores competitivos da ordem de €30 a €50 por gCO<sub>2</sub> reduzido.

Entendendo os principais componentes de um sistema de arrefecimento e seus impactos na eficiência energética de um automóvel e também conhecendo a proposta de melhoria de consumo de combustível a ser estudada neste trabalho, foi realizada uma pesquisa nas publicações recentes que realizaram investigações semelhantes, do ponto de vista de que se baseassem na melhoria do consumo energético por meio de uma otimização do sistema de arrefecimento ou seu gerenciamento, como veremos ao longo deste capítulo.

Cipollone et al. (2015) se propuseram a estudar a aplicação de uma bomba de água do tipo palhetas em substituição às tradicionais bombas centrífugas aplicadas na absoluta maioria dos sistemas de arrefecimento automotivo.

O trabalho se baseou no fato de que as bombas centrífugas têm grande influência da rotação em sua eficiência, tendo seus valores máximos da ordem de 45% a 50% próximos à região típica de potência máxima do motor (altas rotações) e perdendo eficiência a níveis de cerca de 15% a 20% em condições de rotações mais baixas e correspondentes aos ciclos de homologação de consumo.

Por outro lado, os autores apontam para a maior eficiência das bombas volumétricas em regimes mais afastados do ponto de eficiência máxima e, no caso da bomba de palhetas proposta, pode ter seu funcionamento regulado pelo ajuste da excentricidade do rotor, permitindo o controle refinado do gerenciamento térmico do motor, o que não é possível com o arranjo clássico.

A análise foi realizada por meio de um modelo de simulação computacional do sistema de arrefecimento, validado através de estudos experimentais em um motor 1.4L tubo-diesel montado em um Citroen C3. Onde os autores fizeram a simulação do ciclo WLTC primeiro com a bomba centrífuga e posteriormente com a bomba de palhetas, onde ficou evidenciado a maior vazão proporcionada pela bomba proposta.

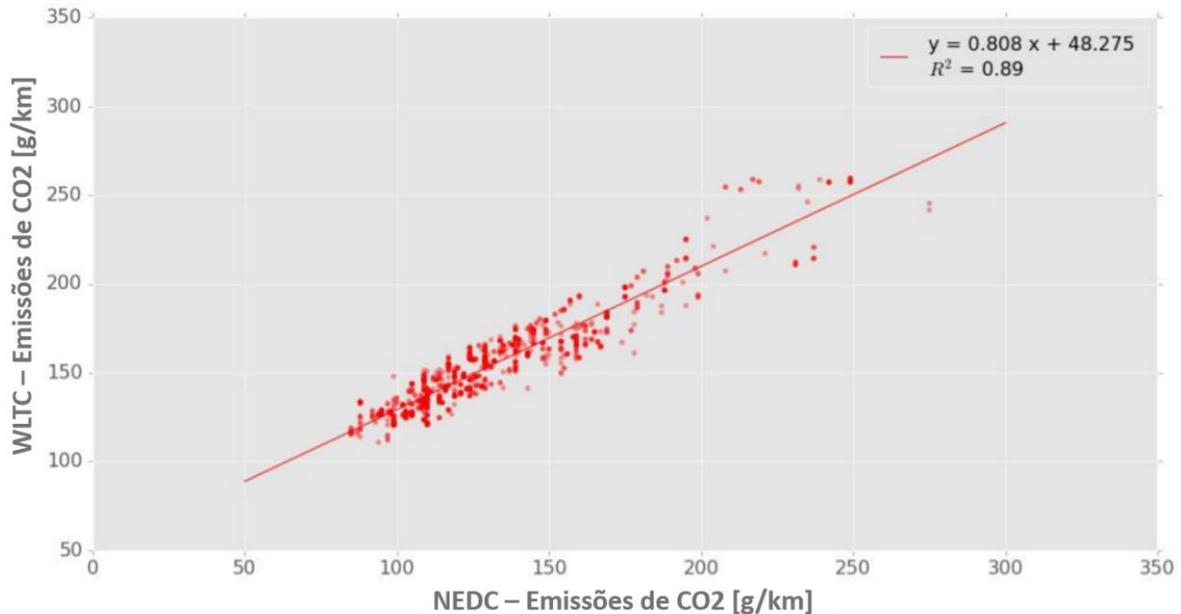
A fim de manter a vazão de água idêntica àquela encontrada no veículo originalmente, foram implementadas estratégias de regulação da geometria: em tempo real; com atraso de 5 segundos; e com atraso de 10 segundos. Tais estratégias permitem, além da redução do trabalho hidráulico, a diminuição no tempo de aquecimento inicial do motor.

Em relação à potência mecânica, o sistema proposto sem variação de excentricidade conseguiu redução da ordem de 12% graças à maior eficiência da bomba em detrimento do aumento do trabalho hidráulico decorrente da maior vazão resultante. Estes valores alcançaram 22% com a introdução da lógica de controle de geometria da bomba, que combinou a manutenção da vazão do sistema original e o aumento da eficiência da bomba volumétrica.

Em termos de emissões de CO<sub>2</sub> os autores apontam que a proposta conseguiu reduzir em até 0,5 g/km. Tendo em vista que o resultado parte de um Citroen C3 1.4L TD, obtivemos os valores declarados de CO<sub>2</sub> combinado da versão Tendance de 2014 (ciclo NEDC) de 99 g/km no portal Automotive Trade Center. Disponível em: <<https://portal.automotivetradecenter.com/portal/lots/vi-ew/1497003>>.

Através da correlação das emissões de CO<sub>2</sub> entre os ciclos WLTC e NEDC apresentada por Tsiakmakis et al. (2017) e reproduzida na Figura 43 abaixo, podemos projetar um valor equivalente de cerca de 128 g/km no ciclo WLTC, utilizado por Cipollone et al. (2015) em seus estudos. Dessa forma, a melhoria máxima obtida seria da ordem de 0,4%.

Figura 43 – Comparativo das emissões de CO<sub>2</sub> nos ciclos WLTC e NEDC em veículos com motor de combustão interna



Fonte: Adaptado de TSIKMAKIS et al. (2017)

Em trabalho similar, Fatigati, Di Battista, Cipollone (2021) realizaram a implementação de uma bomba de palhetas, desta vez num IVECO 3.0L turbo-diesel e com foco na otimização na relação de aspecto da bomba e posicionamento ideal das portas de entrada e saída do

componente, realizando o design baseado em modelo termo-fluidodinâmico integrado 1D e 0D através do melhor compromisso entre eficiências mecânica e volumétrica.

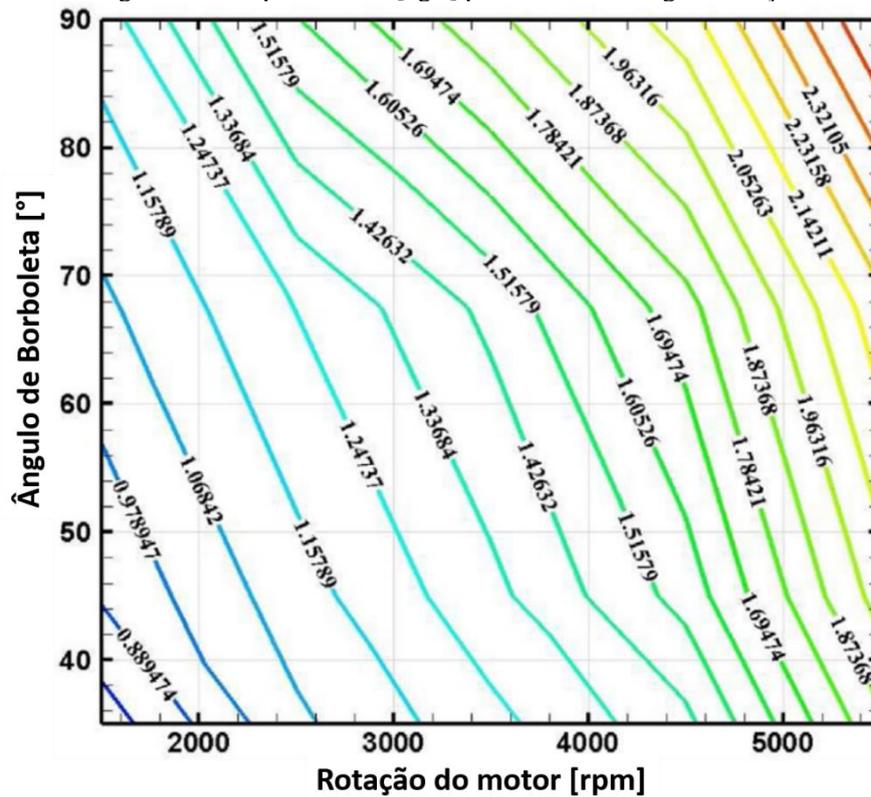
Como resultado, os autores encontraram um design com aspecto de disco (Diâmetro  $\approx$  3x Profundidade), onde o principal fator foi a redução de atrito interno no componente, onde a emissão de CO<sub>2</sub> específica foi reduzida em 0,4 g/km quando a vazão foi regulada pela excentricidade da bomba com acionamento mecânico direto do motor ou 1,4g/km quando a vazão foi regulada pela velocidade da bomba através do acionamento elétrico da bomba.

A redução máxima na potência absorvida pela bomba proposta foi de 30% em relação à bomba centrífuga original e, considerando a emissão combinada de CO<sub>2</sub> com valor declarado para o IVECO Daily 3.0L 2015 de 231 g/km para ciclo NEDC (Automotive Trade Center, 20xx), e de 235 g/km corrigido para WLTC de conforme metodologia de Tsiakmakis et al. (2017) apresentada anteriormente, a redução de consumo foi da ordem de 0,6%.

Ao contrário dos trabalhos acima, onde o foco dos esforços foi no aumento de eficiência da bomba de água com manutenção da vazão, Naderi et al. (2021) propuseram um controle inteligente de uma bomba com acionamento elétrico com base em um mapa de carga-rotação obtido através de modelo de simulação térmico conjugado do motor e sistema de arrefecimento em questão. O objetivo do trabalho foi manter o motor no limiar de temperatura admissível pelos componentes internos, reduzindo a potência absorvida pelo sistema de arrefecimento.

O sistema avaliado foi um motor 1.6L turbo a gasolina de 150 hp e 215 Nm com injeção indireta de combustível (PFI). Aqui, os valores críticos de temperatura de parede do motor foram definidos como 145 °C no bloco, 195°C no cabeçote e 285 °C no pistão. Desta forma, quando o modelo identifica que as temperaturas nos pontos críticos estão abaixo do limite, é realizada a redução da vazão e, de maneira oposta, a vazão é aumentada quando as temperaturas estão acima do limite. O mapa de vazão resultante é apresentado a seguir na Figura 44.

Figura 44 – Mapa de vazão [kg/s] para diferentes cargas e rotações



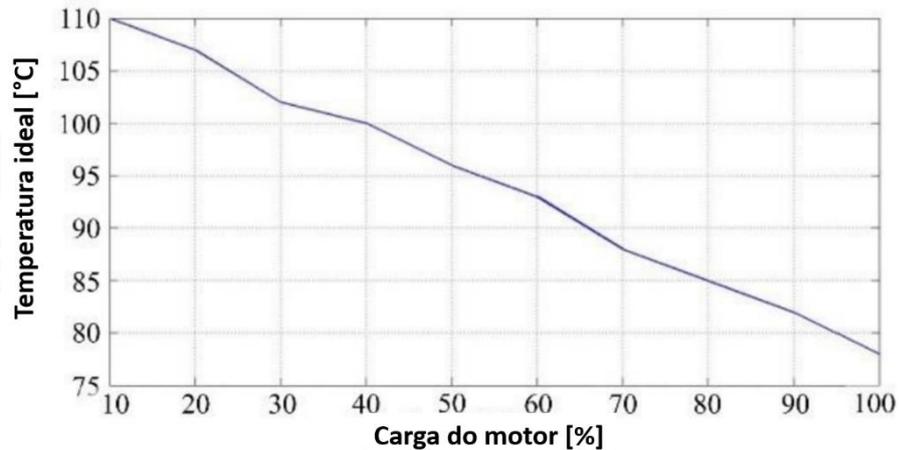
Fonte: Adaptado de NADERI, A. et al. / Energy 229 (2021)

Como resultado, os autores indicam uma redução de 44,3% na potência de acionamento da bomba e 2,1% de melhora de consumo de combustível, no entanto não há menção ao ciclo de consumo em questão ou sobre as considerações em relação à ineficiência da conversão de energia mecânica-elétrica no alternador e seu impacto negativo no ganho de consumo líquido.

Já no trabalho de Haghghat et al. (2017), foi proposto um modelo de controle inteligente do gerenciamento térmico de um motor 1.4L a gasolina (70 kW / 125 Nm) e gás natural (62 kW / 111 Nm) através da implementação de uma bomba elétrica, uma termostática aquecida e um eletroventilador de duas velocidades.

Diferentemente do trabalho anterior, o sistema de controle buscou nesse caso não o limite máximo de temperatura, mas a condição mais eficiente a cada momento em função da carga do motor. A temperatura ideal de trabalho da água em função da carga do motor foi obtida através um mapeamento experimental, com os resultados conforme Figura 45 a seguir.

Figura 45 – Temperatura ideal para consumo de combustível



Fonte: Adaptado de HAGHIGHAT, A. K. et al. / Applied Thermal Engineering (2017)

Também foram determinados experimentalmente o calor estático (parcela de calor transferida para o sistema de arrefecimento num determinado ponto de operação de carga e rotação do motor de modo a manter sua temperatura num valor específico) e o calor de histerese (quantidade de calor que deve ser transferida para variar a temperatura do sistema em um delta específico desejado) a serem removidos do sistema.

Desta forma, através de um modelo foi realizada a determinação do ponto de operação da bomba de água elétrica, momento de abertura da termostática aquecida e nível de acionamento do eletroventilador para o ciclo NEDC, onde foi observado uma redução de 1,1% no consumo de combustível. A operação da bomba neste modelo de controle resultou em até 50% de redução na energia consumida pela bomba de água em comparação ao sistema original por meio da diminuição da rotação média da bomba d'água de 1772 rpm para 1316 rpm.

Pizzonia, Castiglione e Bova (2016) propuseram em seu trabalho um modelo de rejeição de perturbação para controle preditivo do sistema de arrefecimento de um veículo com foco no gerenciamento térmico eficiente através do uso de uma bomba de água elétrica. Seu sistema se propõe a reduzir o tempo de aquecimento do motor e explorar o regime de troca térmica de ebulição nucleada, que permite a manutenção de vazões mais baixas de água no sistema.

Para tal, foi realizada a caracterização do motor 1.2L de 60 kW utilizado no trabalho e do sistema de arrefecimento, que recebeu uma bomba de água elétrica de 127 W / 15V com capacidade máxima de 2092 L/h. A estratégia de controle foi comparada utilizando o sistema sem válvula termostática, onde a diferença no tempo de aquecimento do motor fornece 1% a 3% de melhora de consumo na fase fria do motor (até 85 °C).

Já no estudo realizado por Shin et al. (2013), o intuito foi identificar os benefícios no aquecimento do motor através de duas configurações de bomba com uso de embreagens eletromagnéticas, a primeira com um sistema planetário que pode reduzir a rotação em 65% do valor da polia e a segunda que pode interromper completamente a rotação do componente.

Como o sistema proposto realiza a redução ou interrupção na vazão de água no sistema através de uma embreagem eletromagnética, todo o tempo em que a bomba opera em condição de vazão mínima, a embreagem consome cerca de 20 W de potência elétrica.

O controle da comutação da embreagem foi feito através do monitoramento da temperatura da água na camisa d'água do motor e da temperatura de óleo no cárter. Foram avaliadas duas alternativas, o Caso A com temperaturas limite para operação com a bomba em modo de baixa vazão mais baixas e o Caso B, onde esses limites foram elevados, como podemos observar na Tabela 1 abaixo.

Tabela 1 – Lógica de controle da bomba de água com embreagem

Temperatura objetivo	Lógica de controle (temp.)		Estado da embreagem	Estado da bomba d'água
	Caso A [°C]	Caso B [°C]		
Água do motor	>94	>110	Desligada	Vazão máx.
	<89	<105	Ligada	Vazão min.
Óleo do motor	>85	>101	Desligada	Vazão máx.
	<82	<98	Ligada	Vazão min.

Fonte: O Autor (2022)

Os sistemas propostos foram prototipados e avaliados experimentalmente através da medição de consumo em dinamômetro de chassi no ciclo NEDC, onde foi verificada uma redução de 7,3% e 24,7% no tempo de *warm-up* para o sistema planetário e o sistema on/off respectivamente. Em termos de consumo de combustível, os resultados do trabalho indicaram ganhos de 1,7% a 4,0% para um veículo diesel com motor 2.9L e turbo de geometria variável.

O trabalho de Lockwood, Mikhaeil-Boules, Vazquez, (2011) descreveu algumas das tecnologias tendência a serem adotadas pela indústria automotiva de forma mais recorrente como caminho viável para a melhoria de eficiência energética. Entre elas, podemos verificar o uso da tecnologia *brushless* para os acionamentos de eletroventiladores com maior eficiência, da ordem de 70%, significativamente mais alta que a eficiência do acionamento com motor com escovas ou *brushed*.

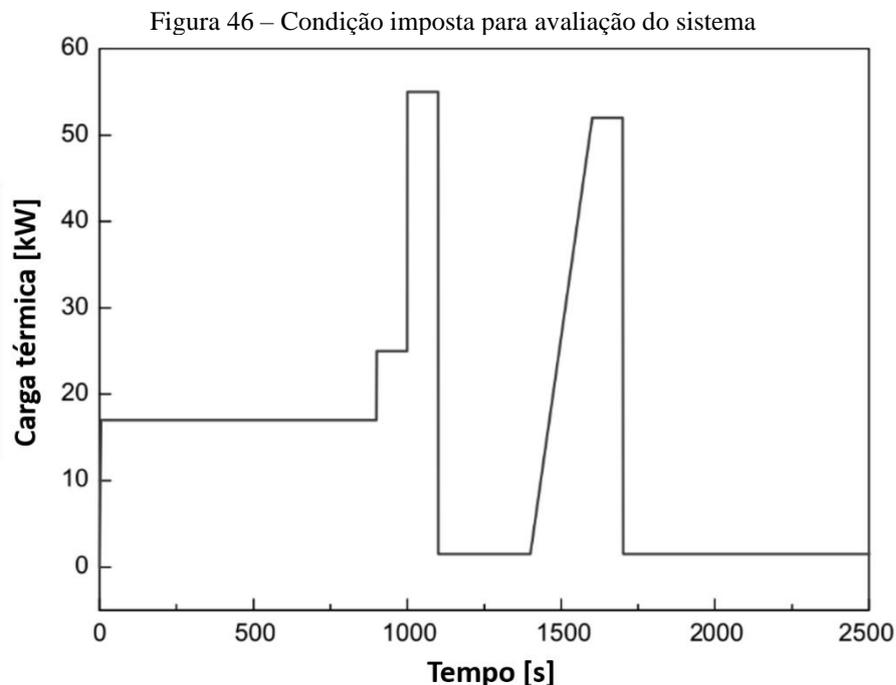
Outro ponto de melhoria nos eletroventiladores apontado pelos autores é o uso extensivo do controle por modulação de largura de pulso, que permite a variação contínua da rotação da ventoinha e minimiza a absorção de potência elétrica desnecessária e ainda apresenta perda da

ordem de 5%, bem abaixo dos cerca de 25% de perda de um eletroventilador com velocidade controlada por resistores.

Hoje, o uso combinado destas duas tecnologias já é relativamente comum na indústria automotiva em geral e é recurso fundamental para viabilizar a proposta de melhoria de eficiência estudada neste trabalho.

Kim et al. (2010) realizaram a investigação da viabilidade da redução de capacidade / volume do sistema de arrefecimento de um veículo através do uso de matérias de mudança de fase que permitam a acomodação do calor excedente resultante de uma rejeição térmica mais alta por curtos períodos de tempo, sem que a temperatura máxima admissível de trabalho seja excedida.

Essa tecnologia se baseia no uso do calor latente de liquefação de um material do tipo PCM (*Phase Change Material*), que muda de fase em temperaturas próximas ao limite desejado para o sistema de arrefecimento. No caso do estudo em questão, o limite de cerca de 125 °C foi mantido através do emprego de Eritritol, substância com ponto de liquefação próximo dos 118 °C. Foram estudados a resposta térmica de algumas configurações à carga térmica transiente descrita na Figura 46 abaixo.

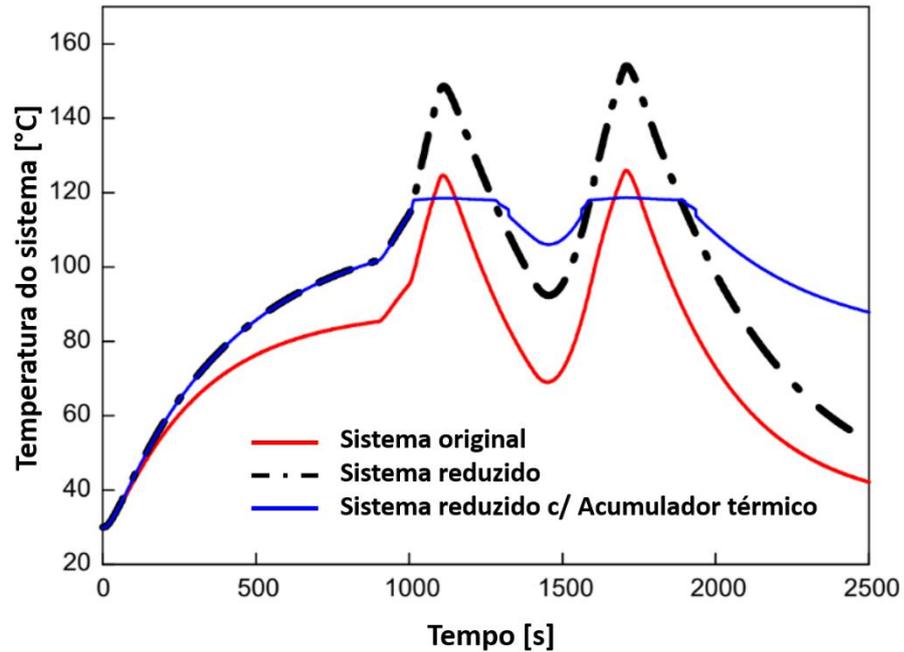


Fonte: Adaptado de KIM et al. / Energy 35 (2010)

Desta forma, os autores conseguiram reduzir o volume de fluido de arrefecimento em 30%, mantendo a performance do sistema, conforme Figura 47 a seguir, que apresenta os

valores simulados de temperatura do sistema de arrefecimento em três configurações diferentes (Original, Capacidade reduzida e Capacidade reduzida + Acumulador térmico PCM), todas partindo de 30 °C.

Figura 47 – Resultados de temperatura simulados



Fonte: Adaptado de KIM et al. / Energy 35 (2010)

Como resultado desta otimização, espera-se que o tempo de aquecimento do motor seja reduzido e o uso do eletroventilador seja minimizado, favorecendo o consumo de combustível. O autor, no entanto, não apresentou o quantitativo esperado para tais impactos.

## 4 METODOLOGIA

A proposta deste trabalho será comparada com um veículo base que possui apenas bomba de água centrífuga comum, com rotação proporcional à rotação do motor, sem nenhum tipo de mecanismo de variação de vazão controlável. A Tabela 2 abaixo apresenta as características do veículo base com paradas ao veículo proposto.

Tabela 2 – Características qualitativas do veículo base *versus* veículo proposto

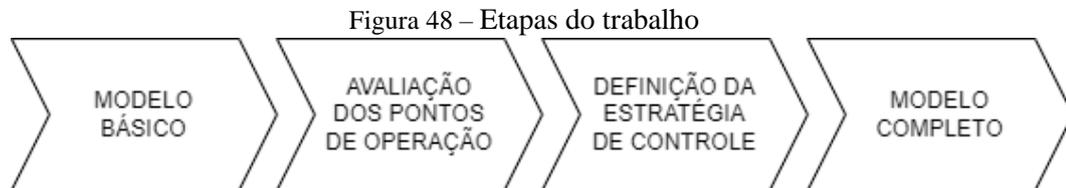
Atuador	Características	Veículo BASE	Veículo PROPOSTO
Bomba d'água	Tipo de acionamento	Mecânico	Mecânico
	Controle de velocidade	Razão fixa (X:1)	Variável de duas razões (X:1 / 2X:1)
Ventoinha	Tipo de acionamento	Elétrico	Elétrico
	Controle de velocidade	PWM	PWM

Fonte: O Autor (2022)

Primeiramente foi elaborado um modelo de cálculo da rejeição térmica e potência parasítica no sistema de arrefecimento, obtendo-se os resultados dos veículos base e proposto para os mesmos pontos de operação fixos.

Com base nesses resultados, realizou-se uma avaliação comparativa da eficiência dos dois sistemas mapeando cada ponto de operação, sendo possível definir uma proposta de estratégia de controle para o sistema de arrefecimento que otimize a eficiência energética.

Por fim, foi gerado um modelo completo de cálculo que permite o cálculo do delta de consumo de combustível para um determinado ciclo de condução quando aplicada a estratégia proposta. O fluxograma da Figura 48 abaixo ilustra as etapas desse processo.



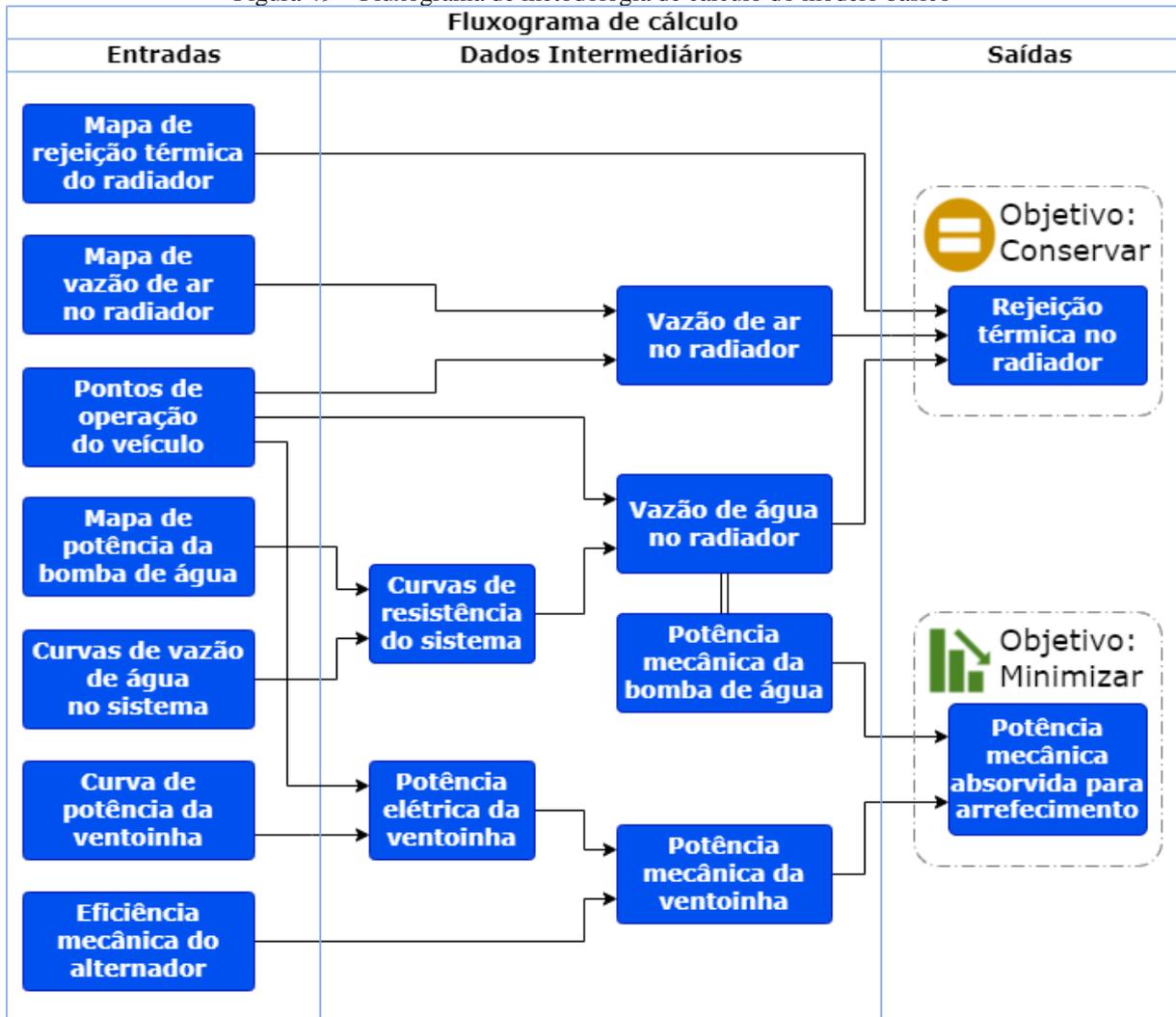
Fonte: O Autor (2022)

### 4.1 MODELO BÁSICO

Foi elaborado um modelo de cálculo analítico, conforme Figura 49 a seguir, que têm a finalidade de determinar o valor da rejeição térmica no radiador para o ambiente e a potência mecânica absorvida pelo sistema de arrefecimento.

Com base neste modelo, pode-se comparar o nível de perda parasítica do sistema base com o sistema proposto para qualquer ponto de operação imposto, fornecendo um indicativo das regiões de operação onde há potencial de melhoria da eficiência sem perda de performance térmica.

Figura 49 – Fluxograma de metodologia de cálculo do modelo básico



Fonte: O Autor (2022)

A fim de se obter as “Saídas” de rejeição térmica e potência absorvida, valores de interesse nessa etapa, utilizou-se uma série de informações do veículo em estudo, agrupadas sobre o conjunto denominado “Entradas” no fluxograma de cálculo apresentado anteriormente. Já as demais informações calculadas pelo modelo estão agrupadas ao centro como “Dados Intermediários”. Nos tópicos a 4.1.1, 4.1.2 e 4.1.3 seguir detalha-se cada um dos itens agrupados nessas três categorias.

### 4.1.1 Entradas

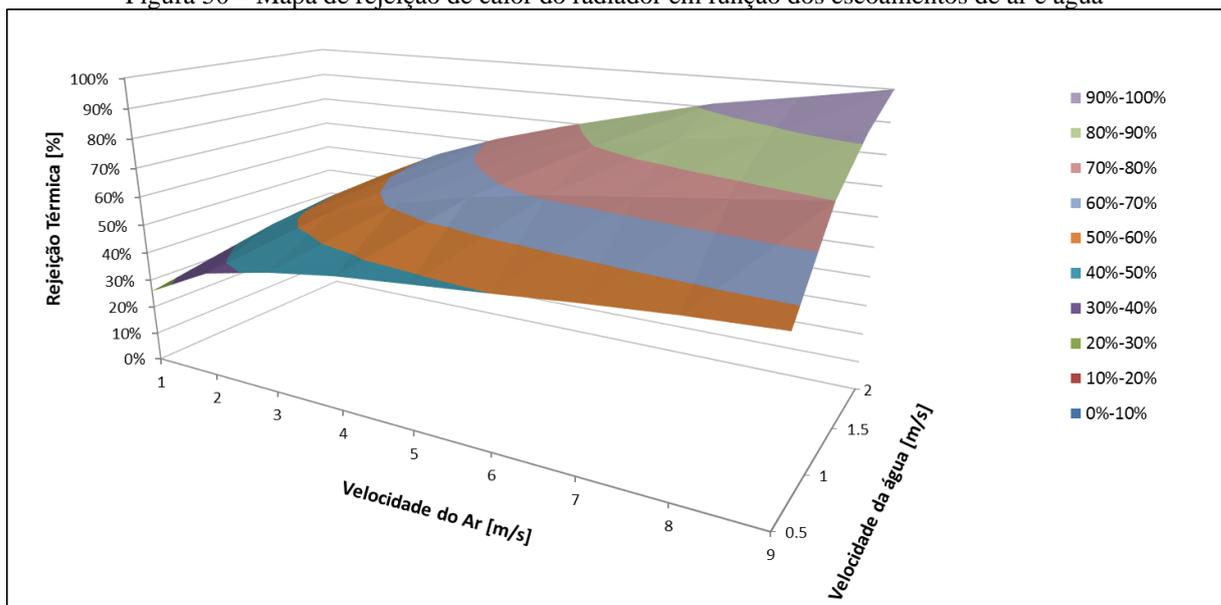
Neste grupo, tem-se todas as informações primárias do veículo em estudo em suas configurações base e proposta. Ou seja, aqui foram listadas informações que foram obtidas diretamente de *datasheets*, manuais, medições físicas, simulações virtuais ou mesmo proveniente de considerações de engenharia, mas que não sofreram nenhum tipo de manipulação do modelo. Os itens a seguir detalham cada entrada deste modelo básico.

#### 4.1.1.1 Mapa de rejeição térmica do radiador

O mapa de troca térmica do radiador mostra a potência térmica dissipada em função da velocidade dos escoamentos das correntes de ar e água através do trocador de calor. Essa é uma informação fundamental para essa análise, pois os pontos de operação do veículo nesse mapa é que vão indicar a efetividade de aumento da vazão de água ou ar no radiador.

Por se tratar de informação sensível, o mapa de troca térmica do radiador, obtido através do *datasheet* do componente junto ao fornecedor, foi normalizado. Assim, a troca térmica será apresentada como um percentual da troca térmica máxima prevista no mapa, conforme exibido na Figura 50 a seguir.

Figura 50 – Mapa de rejeição de calor do radiador em função dos escoamentos de ar e água

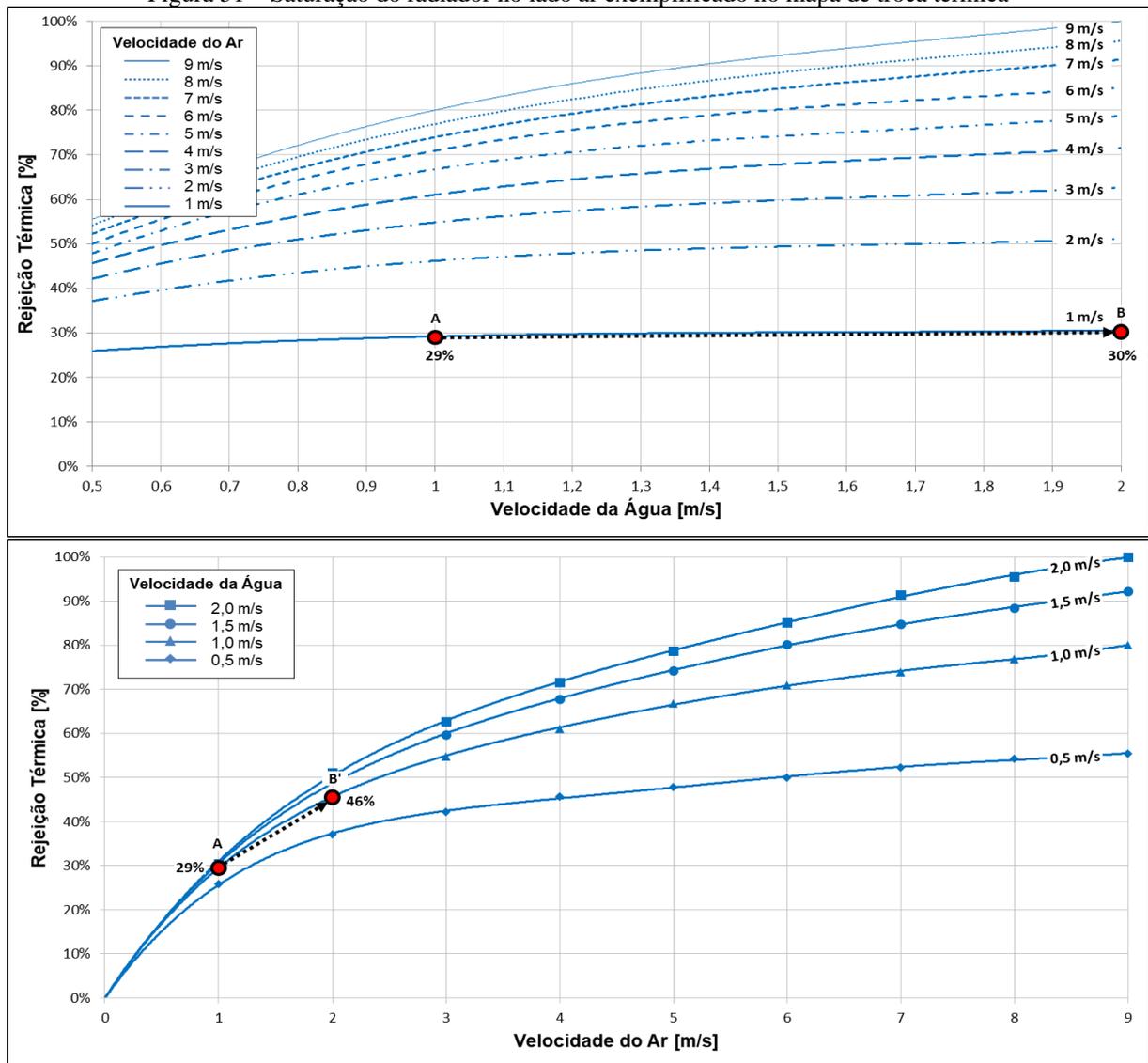


Fonte: O Autor (2022)

Através de uma análise do mapa, verifica-se que o aumento na vazão de ar em condições de baixa velocidade deste, situação compatível com baixas velocidades do veículo, pode ser muito mais efetivo que o aumento da vazão de água. Isto se dá pois a inclinação da curva nessa região é mais acentuada na direção de um diferencial na velocidade de ar que na direção de um diferencial na velocidade de água.

Os gráficos da Figura 51 abaixo mostram que, ao dobrar a vazão de água de 1 m/s para 2 m/s com vazão de ar constante de 1 m/s apenas eleva-se a troca térmica de 29% para 30%. No entanto, ao dobrar a vazão de ar de 1 m/s para 2 m/s, mantendo a mesma vazão de água, aumenta-se a troca de 29% para 46%, mostrando que o trocador de calor opera com maior saturação no lado do ar nessa região do mapa.

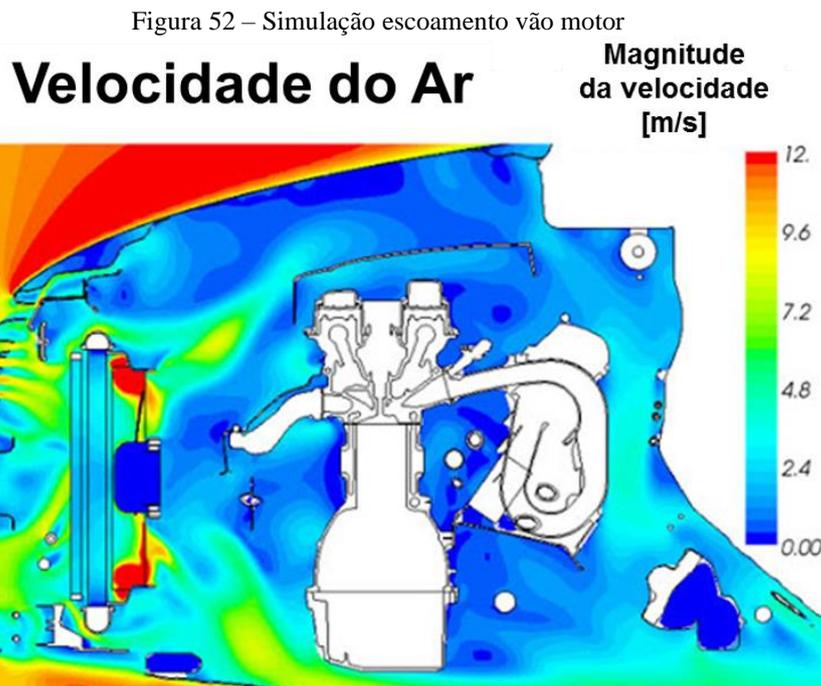
Figura 51 – Saturação do radiador no lado ar exemplificado no mapa de troca térmica



O princípio de melhoria da potência parasítica proposto com o sistema de bomba variável de dois estágios e eletroventilador PWM se dá através da expectativa de que uma redução significativa da vazão de água nessa região do mapa possa ser compensada com um aumento sutil na vazão de ar, com economia líquida de energia.

#### 4.1.1.2 Mapa de vazão de ar no radiador

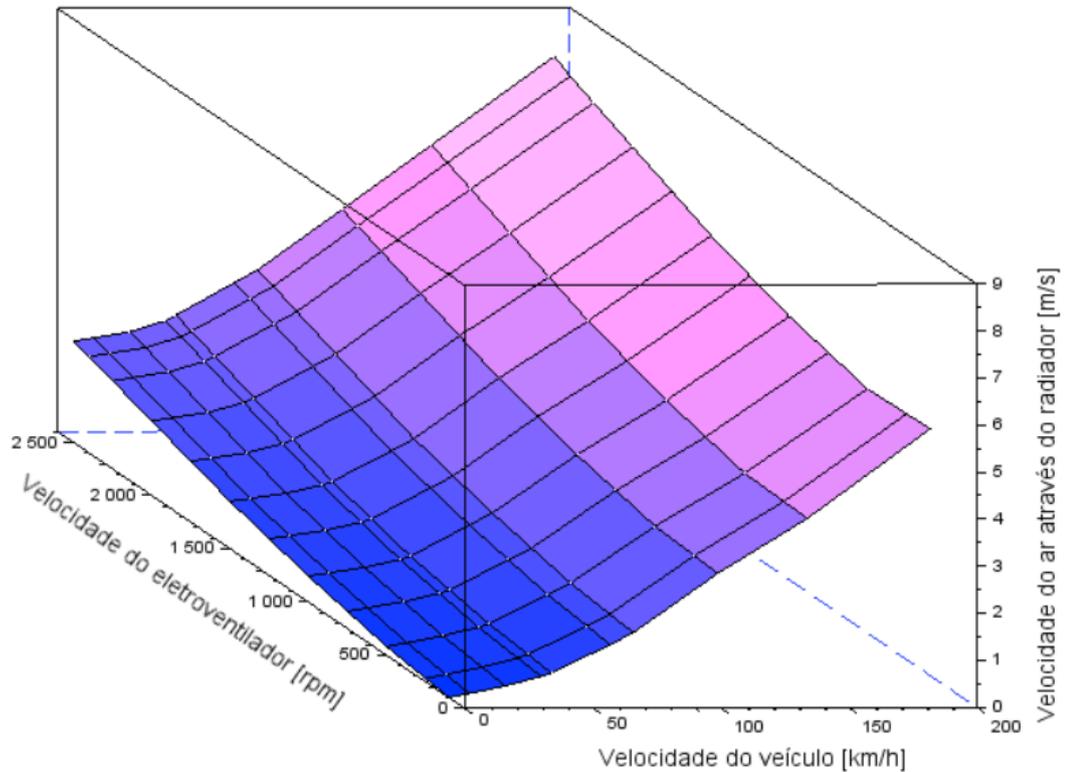
Foram utilizados dados provenientes de simulação computacional CFD 3D do escoamento de ar no vão motor, de um modelo Stellantis pré-existente, que contempla toda a parte frontal do veículo, trocadores de calor e demais elementos presentes no cofre motor, como ilustrado na Figura 52 abaixo.



Fonte: Adaptado de R-Tech Fluid Dynamics

Os resultados são obtidos no formato de mapa de velocidade média do ar através de cada um dos trocadores de calor do pacote frontal do veículo, em função da velocidade de deslocamento do veículo e rotação do eletroventilador, da forma como é apresentado na Figura 53 a seguir.

Figura 53 – Mapa de velocidade média do ar através do radiador



Fonte: O Autor (2022)

#### 4.1.1.3 Pontos de operação do veículo

Para o modelo básico, os pontos de operação foram impostos, e representam todas as combinações possíveis de marcha, velocidade do veículo, em intervalos de 1 km/h, e rotação da ventoinha, em intervalos de 250 rpm, conforme Tabela 3 abaixo. Para cada ponto de operação tem-se também suas respectivas rotações de motor e bomba d'água.

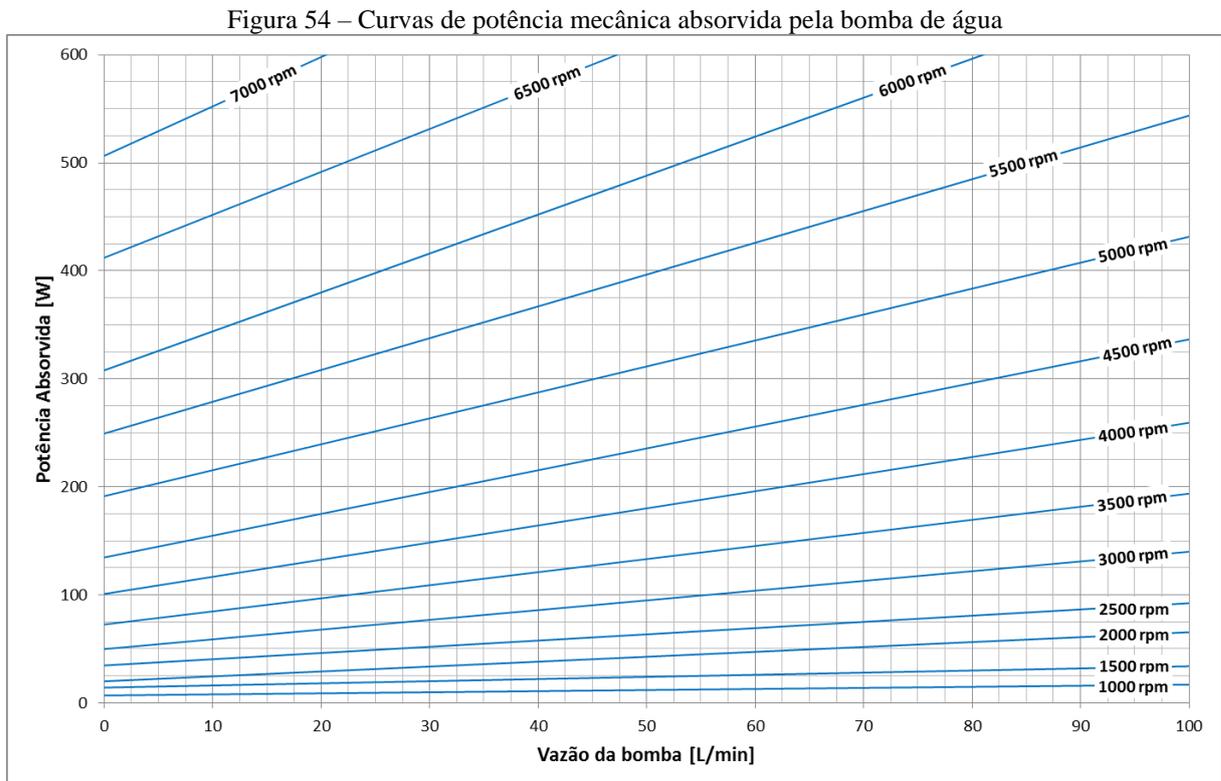
Tabela 3 – Faixas mapeadas

<b>Marcha</b>	<b>Velocidade</b>	<b>Rotação Ventoinha</b>
1ª marcha	10 a 40 km/h	0 a 2500 rpm
2ª marcha	15 a 70 km/h	0 a 2500 rpm
3ª marcha	25 a 100 km/h	0 a 2500 rpm
4ª marcha	35 a 160 km/h	0 a 2500 rpm
5ª marcha	40 a 160 km/h	0 a 2500 rpm

Fonte: O Autor (2022)

#### 4.1.1.4 Mapa de potência da bomba de água

As curvas de potência absorvida pela bomba d'água em função de sua rotação e da vazão de total de água do sistema, provenientes de medições realizadas pelo fabricante do componente, foram simplificados por regressões lineares, como pode ser observado na Figura 54 a seguir. As curvas possuem coeficientes de regressão entre 0,9940 e 0,9998, possuindo, portanto, utilidade ao nível de significância 5%.



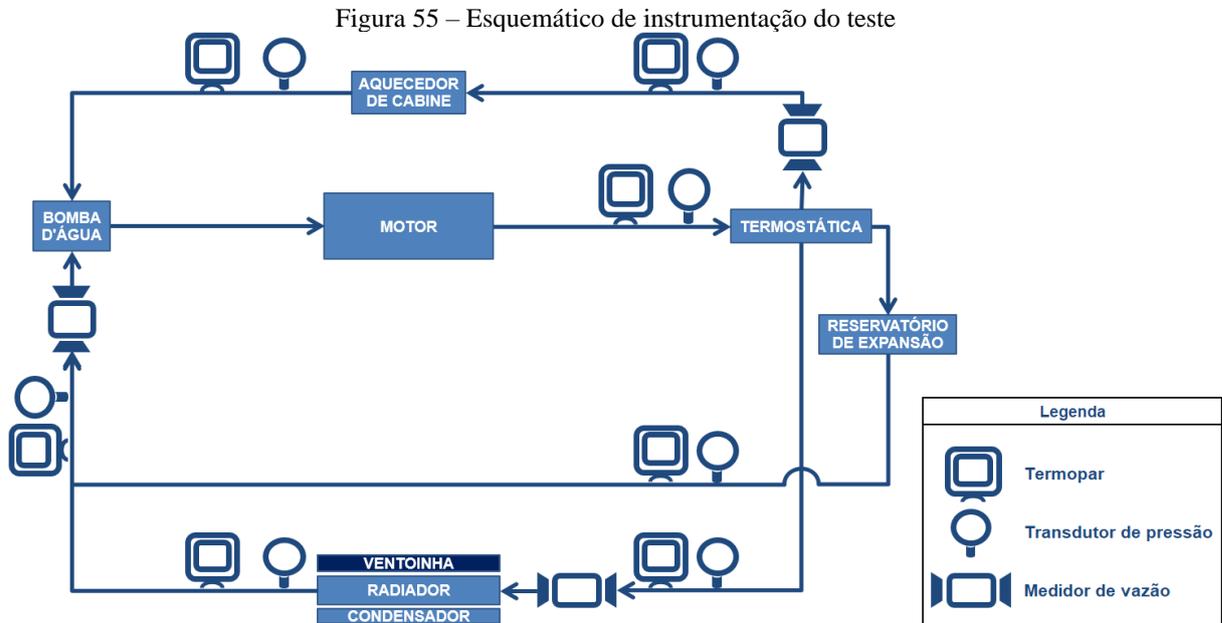
Fonte: O Autor (2022)

#### 4.1.1.5 Curvas de vazão de água no sistema

Com o intuito de identificar os pontos de operação do sistema de água, foram realizados testes de medição de vazão no sistema de arrefecimento de um veículo desse segmento, que utiliza o radiador, bomba d'água e eletroventilador utilizados como referência para este trabalho. Foram efetivadas duas séries medições, uma com a válvula termostática completamente fechada e outra com a válvula travada em sua abertura máxima.

Para os testes, foi realizada a instrumentação apresentada na Figura 55 que, entre os outros itens, conta com dois medidores de vazão do tipo turbina, um na bomba d'água e outro

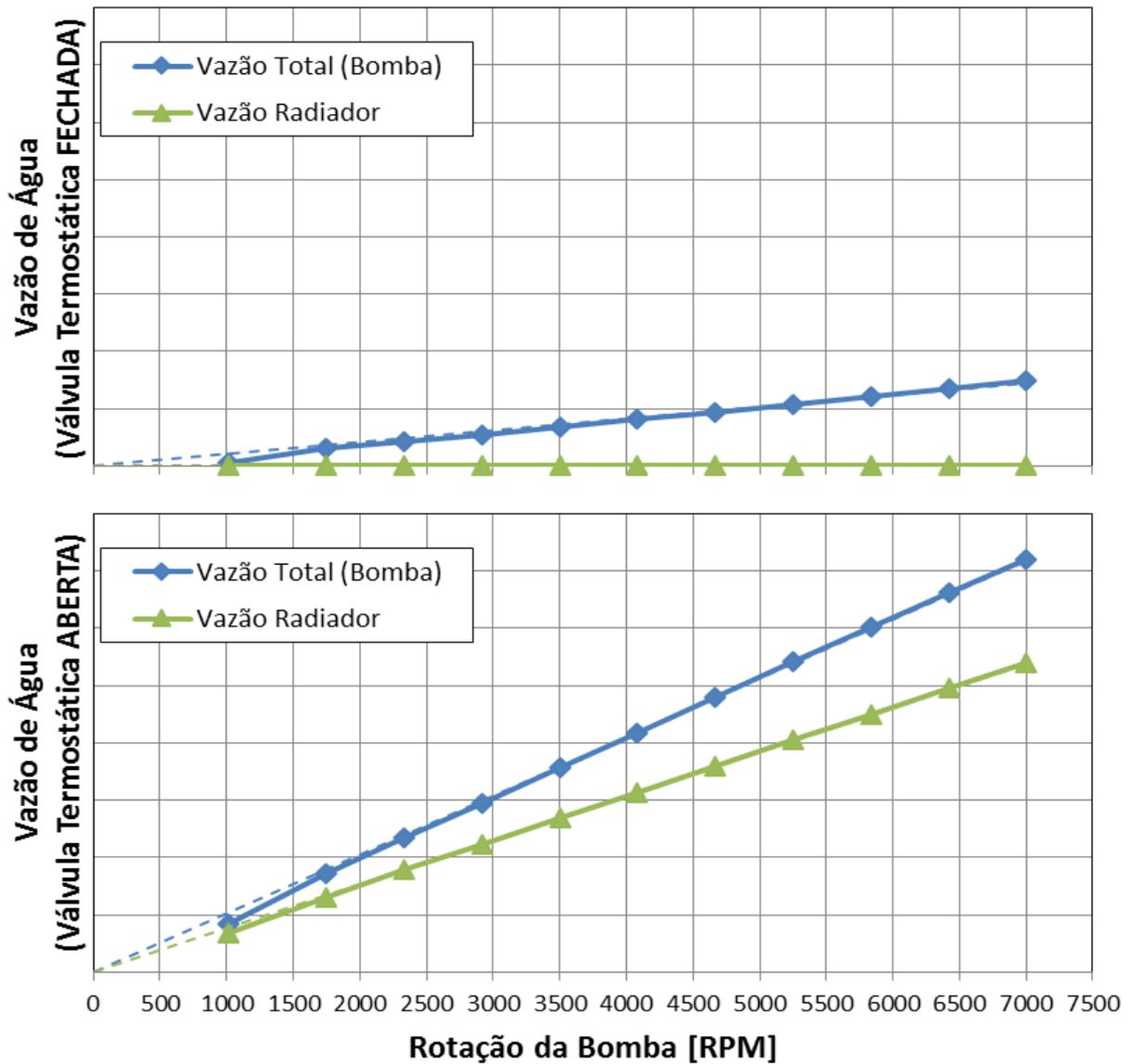
no radiador, a fim de obter os valores de vazão de água no sistema. Os testes varreram as rotações da bomba de 1000 rpm até 7000 rpm, totalizando 11 pontos de medição (rotações) estabilizada com 1 minuto de duração cada, e com um total de três repetições para cada ponto.



Fonte: O Autor (2022)

As médias dos resultados obtidos nos testes e corrigidos para temperatura de 90 °C são apresentados nos gráficos da Figura 56 a seguir, com supressão dos valores de vazão, que são mantidos em mesma escala nos dois gráficos, para efeito de comparação. No gráfico superior são apresentadas as vazões do sistema medido com a válvula termostática fechada e no gráfico inferior valores obtidos com a válvula termostática completamente aberta.

Figura 56 – Medições de vazão na bomba de água e radiador



Fonte: O Autor (2022)

Conforme esperado, os valores de vazão obtidos são diretamente proporcionais à rotação da bomba. Podemos identificar um leve desvio desse comportamento linear em rotações mais baixas, uma vez que as vazões são menores e se encontram mais próximas do limite inferior da faixa de medição calibrada dos medidores de vazão.

#### 4.1.1.6 Curva de potência da ventoinha

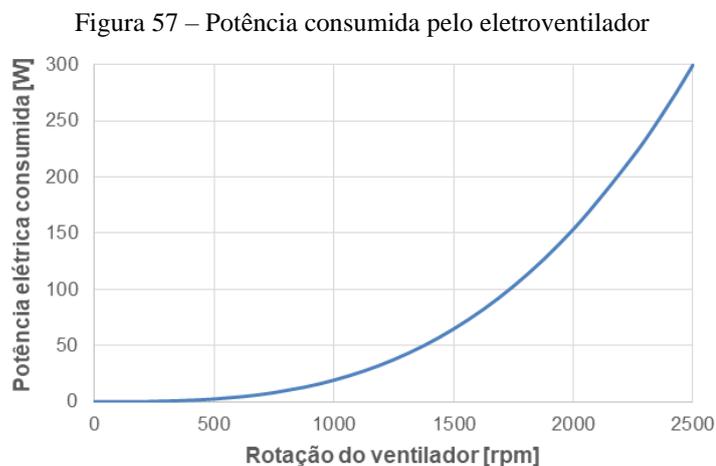
O eletroventilador utilizado como referência para este trabalho tem potência nominal de 300 W e acionamento por comando PWM, que permite total controle de rotação entre 0 e 2500 rpm, conforme *datasheet* fornecido pelo fabricante.

A fim de se obter a potência do eletroventilador em cada rotação, utilizou-se uma estimativa baseada em uma das equações das leis dos ventiladores, que são provenientes da aplicação da teoria da similaridade às máquinas de fluxo (BARBOSA, 2010).

A Equação 3 abaixo relaciona a potência ( $P$ ) de um ventilador a partir da potência de um outro ventilador geometricamente semelhante, com variação da rotação ( $n$ ), diâmetro ( $D$ ) ou da densidade do gás de trabalho ( $\rho$ ).

$$P_2 = P_1 \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^3 \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5 \left( \frac{\rho_2}{\rho_1} \right) \quad (3)$$

Como se trata apenas de alteração da rotação de um mesmo eletroventilador, não há variação no diâmetro da ventoinha. Já a densidade do fluido de trabalho foi considerada constante, uma vez que os ensaios de consumo são realizados em ambiente com temperatura controlada. Desta forma, obteve-se uma curva cúbica de potência elétrica em função da rotação de trabalho, conforme Figura 57.

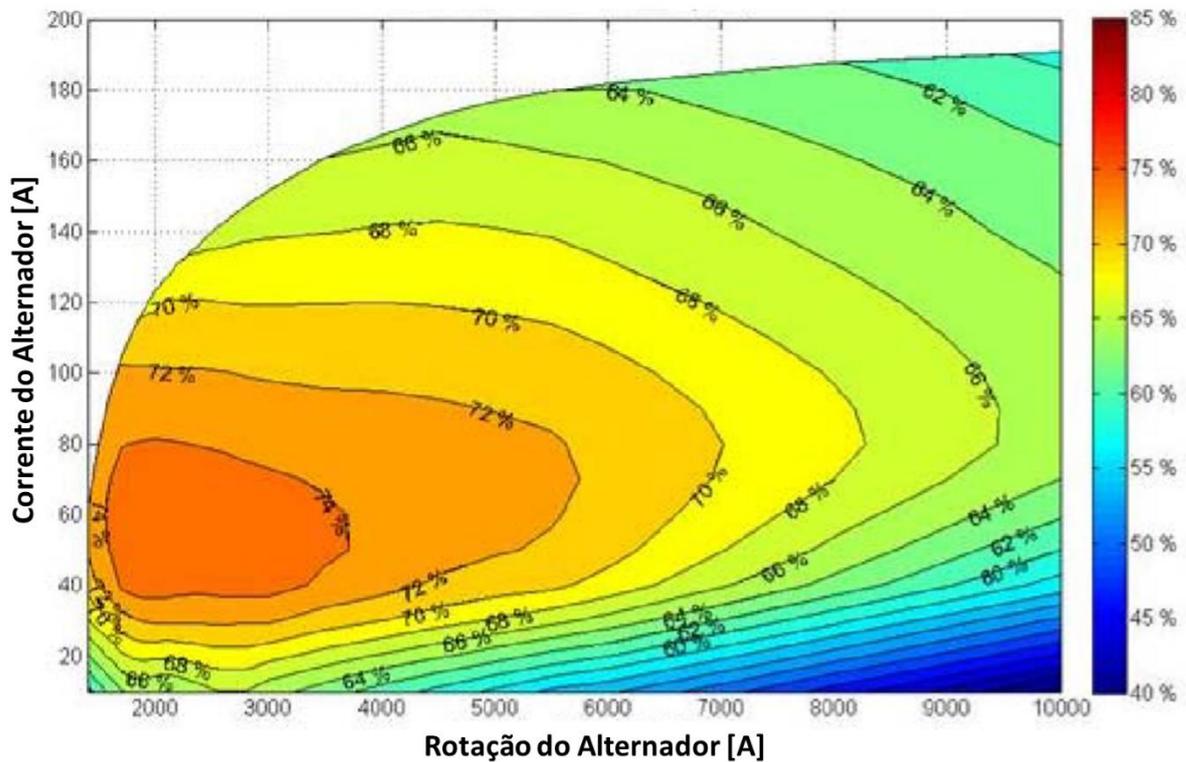


Fonte: O Autor (2022)

#### 4.1.1.7 Eficiência mecânica do alternador

Conhecer a eficiência do alternador é importante na conversão da potência elétrica do eletroventilador em potência mecânica líquida absorvida. No entanto, a eficiência dessas máquinas elétricas não é uma característica constante, sendo necessário um mapa em função da corrente e rotação de trabalho do alternador, como exemplificado no mapa da Figura 58 abaixo.

Figura 58 – Mapa de Eficiência de um alternador de 180 Ampères



Fonte: Adaptado de DOFFE; KADIRI (2010)

Alternadores atuais possuem eficiência média típica na ordem de 70% e seus mapas apresentam valores variando em geral entre 50% e 75%, a depender do ponto de operação (DOFFE; KADIRI, 2010). No entanto, para efeitos de cálculo, foi adotada uma eficiência constante de 60% neste trabalho.

#### 4.1.2 Dados intermediários

No grupo de dados intermediários tem-se todas as informações obtidas através de cálculo em etapas anteriores e necessárias ao cálculo das variáveis de interesse. Os itens a seguir relatam os tipos de informação e seus métodos de obtenção.

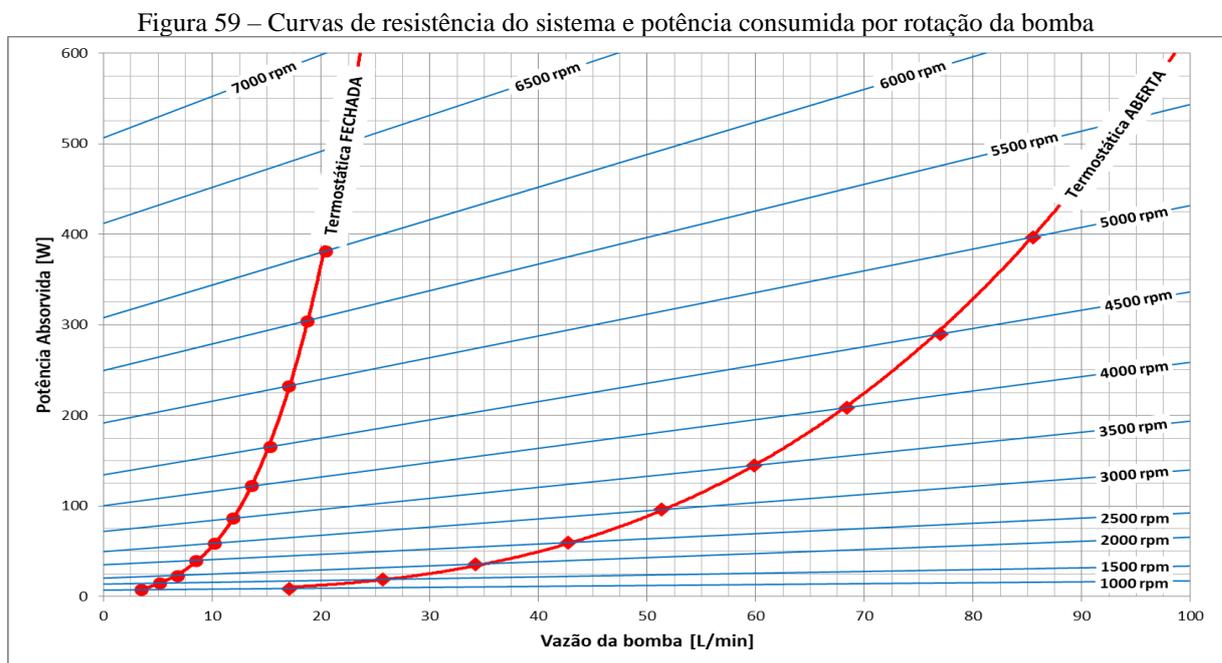
##### 4.1.2.1 Velocidade do ar no radiador

A velocidade média instantânea do escoamento de ar através do radiador pode ser obtida diretamente a partir da localização dos pontos de operação do veículo (Item 4.1.1.3) no mapa de vazão de ar no radiador (Item 4.1.1.2).

#### 4.1.2.2 Curvas de resistência do sistema

As curvas de resistência do sistema são as condições de operação da bomba possíveis para o sistema de arrefecimento em que está sendo aplicado. Estas são obtidas através da localização dos pontos das curvas de vazão total na bomba de água do item 4.1.1.5 no mapa de potência da bomba d'água do item 4.1.1.4.

Dessa forma obteve-se a potência mecânica absorvida pela bomba para qualquer rotação do motor, nas condições de válvula termostática aberta ou fechada, conforme Figura 59.



Fonte: O Autor (2022)

#### 4.1.2.3 Potência elétrica demandada pela ventoinha

Com base na curva de potência do eletroventilador (item 4.1.1.6) e nos pontos de operação do veículo (item 4.1.1.3), pode-se identificar o nível de potência elétrica absorvida pela ventoinha, destinada ao arrefecimento do veículo.

#### 4.1.2.4 Velocidade da água no radiador

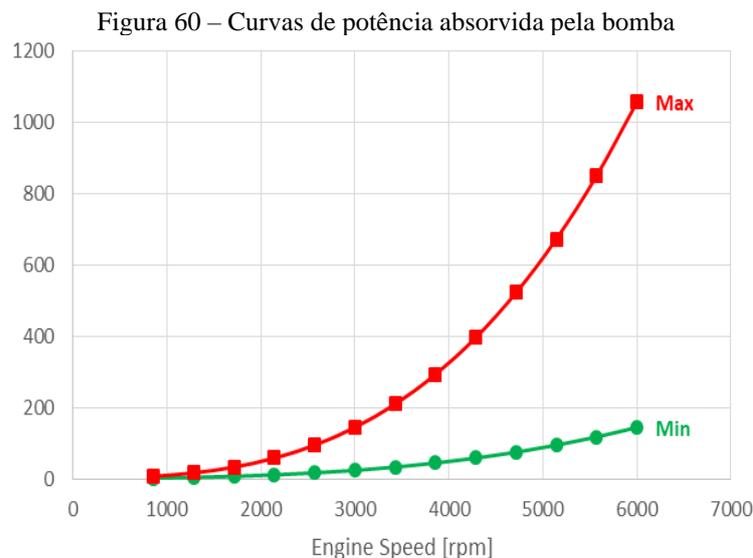
De maneira similar ao tópico anterior, a vazão do escoamento de água no sistema de arrefecimento é obtida a partir dos pontos de operação do veículo aplicados às curvas de resistência do sistema apresentadas em 4.1.2.4

Aqui os valores de vazão volumétrica através do radiador foram convertidos em velocidade média do escoamento de água dentro do trocador de calor através da área de secção transversal dos tubos, valor constante também obtido no *datasheet* do componente.

#### 4.1.2.5 Potência mecânica da bomba de água

Juntamente com a informação de vazão, obtemos também do cruzamento dos pontos de operação do veículo com as curvas de resistência do sistema a potência mecânica absorvida pela bomba de água no trabalho de bombeamento.

Na Figura 60 abaixo verificam-se as duas curvas de potência mecânica (valores suprimidos) absorvida pela bomba no trabalho de bombeamento do fluido de arrefecimento em função da rotação do motor para a termostática aberta. Em verde a curva com a bomba operando em modo de baixa vazão e em vermelho em modo de alta vazão. Observa-se uma significativa redução de 63% a 86% na potência mecânica absorvida, a depender da rotação do motor.



Fonte: O Autor (2022)

#### 4.1.2.6 Potência mecânica da ventoinha

A potência mecânica de eixo absorvida pela ventoinha foi obtida aplicando-se a eficiência ( $\eta_{alt}$ ) do alternador (item 4.1.1.7) na conversão de potência mecânica ( $P_{mec}$ ) em elétrica ( $P_{ele}$ ) demandada pelo componente (item 4.1.2.3), conforme Equação 4 abaixo.

$$P_{mec} = \frac{P_{ele}}{\eta_{alt}} \quad (4)$$

### 4.1.3 Saídas

No grupo de saídas tem-se as variáveis de interesse. Para esse modelo básico, o interesse é na rejeição térmica no radiador e na potência mecânica total absorvida para arrefecimento, conforme relatado nos itens a seguir.

#### 4.1.3.1 Rejeição térmica no radiador

Através dos dados de velocidade do escoamento de ar (item 4.1.2.1) e água (item 4.1.2.4) no radiador e do mapa de rejeição térmica do radiador (item 4.1.1.1), pode-se determinar a rejeição térmica instantânea para o ambiente. Como critério de equivalência, foi assumido que a rejeição térmica média tem que ser mantida constante entre a condição *baseline* e a proposta de bomba variável, garantindo que a performance do sistema não seja afetada.

#### 4.1.3.2 Potência mecânica absorvida para arrefecimento

A potência parasítica do sistema de arrefecimento é a medida da potência mecânica total obtida através do somatório das potências mecânicas relacionadas ao bombeamento de água (item 4.1.2.5) e deslocamento de ar pela ventoinha (item 4.1.2.6).

Esse parâmetro permitirá o cálculo da quantidade de energia economizada com a utilização do sistema de bomba variável e a determinação da melhor condição de operação do sistema de arrefecimento para cada ponto de operação possível, conforme avaliação realizada no item a seguir.

## 4.2 AVALIAÇÃO DOS PONTOS DE OPERAÇÃO POSSÍVEIS

Em posse dos resultados de rejeição térmica e potência parasítica obtidos com o modelo básico, foi realizada a avaliação e mapeamento das condições ótimas de funcionamento do sistema de arrefecimento proposto, com foco na eficiência energética.

### 4.2.1 Avaliação preliminar

De modo a realizar uma análise rápida da viabilidade do conceito de melhoria de eficiência proposto neste trabalho, foi realizado uma verificação de pontos característicos do

funcionamento normal de um veículo em condução urbana. Os pontos adotados foram 15 km/h em 1ª marcha, 30 km/h em 2ª marcha e 50 km/h em 3ª marcha.

A verificação desses pontos teve o objetivo de entender se um aumento de vazão de ar proporcionado pelo acionamento do eletroventilador do sistema de arrefecimento pode compensar a perda de troca térmica no radiador com uma redução líquida de potência parasítica consumida. Uma vez identificada a viabilidade preliminar, propõe-se uma avaliação completa de todos os pontos de operação, como apresentado a seguir.

#### **4.2.2 Avaliação completa**

A fim de identificar as melhores estratégias de gerenciamento de vazão de água e ar, foi realizado o levantamento completo de todos os pontos de operações possíveis em cada uma das marchas. Dessa forma pôde-se identificar as tendências de melhoria de eficiência, requisitos de acionamento de ventoinha e pontos ideais de comutação entre baixa e alta vazão da bomba d'água.

Com base nos dados obtidos na avaliação completa pode-se propor uma estratégia de controle do acionamento do eletroventilador e bomba d'água em função das condições de operação do veículo, conforme descrito a seguir.

### **4.3 DETERMINAÇÃO DA ESTRATÉGIA DE CONTROLE**

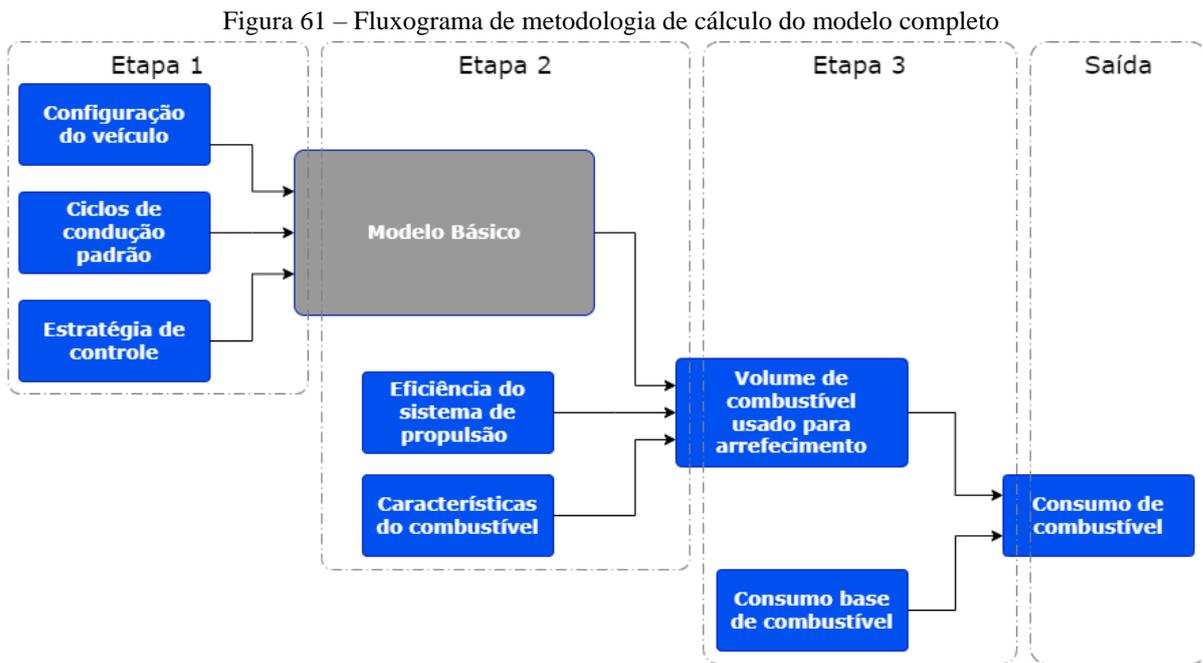
A partir da massa de dados levantada na avaliação completa, será determinada uma estratégia de gestão do sistema de arrefecimento com foco na eficiência energética. Esta estratégia será então aplicada a um modelo completo do veículo proposto, conforme descrito nos itens a seguir, capaz de determinar o ganho de consumo obtido pela redução da potência parasítica do sistema de arrefecimento.

### **4.4 MODELO DE CÁLCULO DE CONSUMO EM CICLO**

Nesta etapa, o modelo básico foi expandido para não apenas calcular a rejeição térmica e potência parasítica para pontos de operação fixos, mas determinar o consumo de combustível do veículo proposto. Agora o cálculo é realizado com base nos pontos de operação do veículo

com a estratégia proposta, durante a condução nos ciclos apresentados na fundamentação teórica.

O fluxograma da Figura 61 abaixo apresenta o modelo completo de cálculo, onde pode-se observar a inclusão de novos dados de entrada e intermediários, além da saída agora ser o consumo de combustível.



Fonte: O Autor (2022)

No modelo completo, a variável de saída é o consumo de combustível e o cálculo é realizado em três etapas, como será apresentado a seguir.

#### 4.4.1 Etapa 1 - cálculo dos pontos de operação

A primeira etapa de cálculo do modelo completo é a determinação dos pontos de operação do veículo proposto num determinado ciclo de condução com base na estratégia de controle proposta para o sistema de arrefecimento. Assim, faz-se necessário novas informações de entrada, conforme itens a seguir.

##### 4.4.1.1 Configuração do veículo em estudo

O veículo utilizado como base para os cálculos de viabilidade da proposta é um modelo genérico da categoria de Hatches compactos, segmento retratado na Figura 62. No momento da elaboração deste trabalho, este segmento é composto pelos veículos: Volkswagen Gol, Nissan March, Ford Ka, Renault Sandero, Hyundai HB20, Fiat Argo e Chevrolet Onix Joy.

Figura 62 – Representantes do segmento de hatches compactos 1.0L no Brasil



Fonte: O Autor (2022)

Montagem a partir de imagens coletadas nos sites [vw.com.br](http://vw.com.br), [nissan.com.br](http://nissan.com.br), [ford.com.br](http://ford.com.br), [renault.com.br](http://renault.com.br), [hyundai.com.br](http://hyundai.com.br), [fiat.com.br](http://fiat.com.br) e [chevrolet.com.br](http://chevrolet.com.br). Acesso em 12 mar. 2021.

A ideia é utilizar para o estudo um veículo hipotético, com características medianas aos demais integrantes do segmento, com o intuito de avaliar a factibilidade da proposta como ganho relevante para qualquer veículo do segmento, e não apenas para uma aplicação em específico.

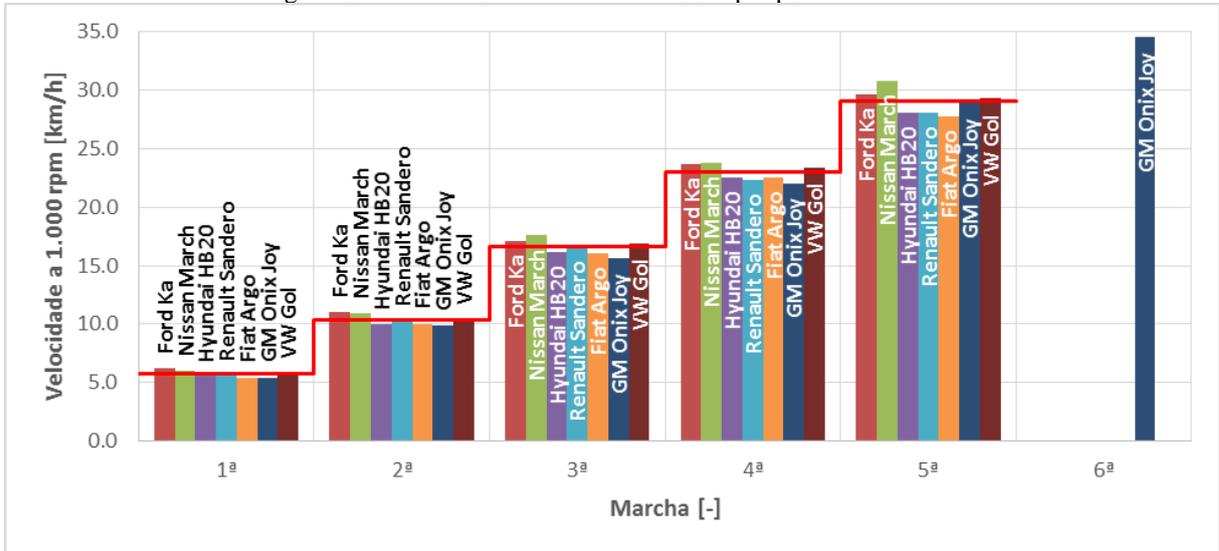
Em média, o veículo desse segmento pesa 1007 kg em ordem de marcha. Já em relação ao motor, o usual é a aplicação de bloco com 3 cilindros em linha e um cabeçote com um total de 12 válvulas, dotado de sistema de aspiração natural, entregando potência máxima da ordem de 77 (gasolina) a 81 cv (etanol) e pico de torque na faixa 97 a 102 Nm (gasolina e etanol respectivamente).

Analisando o segmento pode-se também identificar que a maioria absoluta utiliza transmissão manual de cinco velocidades, com exceção do modelo Chevrolet, que utiliza uma caixa de seis relações de marcha à frente. O veículo referência para esse trabalho utilizará uma caixa de cinco marchas tanto por essa ser a configuração mais usual no segmento quanto pelo fato que o uma sexta marcha tem pouca ou nenhuma aplicação em trechos urbanos, que é o foco da melhoria proposta nesse trabalho.

Os pneus foram adotados com medida 175-70 R14, por ter raio dinâmico mais próximo da média dos concorrentes analisados. De forma similar, as relações de marcha, que definem o regime de operação do motor em função da velocidade de condução, foram propostas como uma configuração média entre as relações adotadas pelos demais veículos do segmento, resultando no seguinte arranjo: (Diferencial: 4,792 / 1<sup>a</sup>: 4,018 / 2<sup>a</sup>: 2,214 / 3<sup>a</sup>: 1,383 / 4<sup>a</sup>: 1,000

/ 5ª: 0,792). A Figura 63 a seguir apresenta as velocidades a 1.000 rpm por marcha de cada um dos competidores analisados no formato de barras verticais e as velocidades do veículo proposto no formato de linha vermelha.

Figura 63 – Velocidade do veículo a 1.000 rpm para cada marcha



Fonte: O Autor (2022)

Também é necessário definir uma estratégia de troca de marcha, a fim de encontrar os pontos de operação do veículo e motor para um determinado ciclo de condução.

Diversos fabricantes indicam no manual do usuário as velocidades de troca de marcha recomendadas para o veículo, geralmente estratificando em condições de uso de motor a quente ou a frio e uso em condução urbana ou estradal. Por outro lado, alguns veículos já contam com um sistema de indicação de troca de marcha ideal no painel, similar ao exemplo da Figura 64, conhecido como GSI, sigla em inglês que pode ser traduzida por Indicador de Troca de Marcha.

Figura 64 – Indicador de troca de marcha no painel



Fonte: Adaptado de FIAT

Como o GSI tem pontos de troca de marcha que variam em função de velocidade, rotação e torque solicitado pelo motorista, e possui calibração individual para cada aplicação, optamos por selecionar pontos de troca fixos. Estes foram definidos novamente com base na média dos valores indicados pelos fabricantes nos manuais dos veículos pesquisados. Os pontos de troca considerados nesse trabalho ficaram definidos conforme Tabela 4 abaixo.

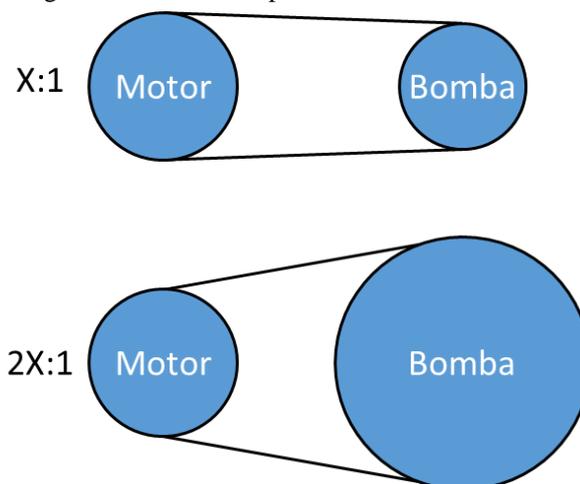
Tabela 4 – Pontos de troca

Troca	Velocidade
(1 <sup>a</sup> – 2 <sup>a</sup> marcha)	20 km/h
(2 <sup>a</sup> – 3 <sup>a</sup> marcha)	33 km/h
(3 <sup>a</sup> – 4 <sup>a</sup> marcha)	56 km/h
(4 <sup>a</sup> – 5 <sup>a</sup> marcha)	69 km/h

Fonte: O Autor (2022)

Em relação ao sistema de bomba variável de dois estágios proposto, utilizaremos um conjunto com duas razões de polia, uma de vazão máxima com mesma relação de transmissão do veículo base (X:1) e outra, de baixa vazão, com diâmetro da polia da bomba dobrado, levando a uma razão também dobrada (2X:1). Isto quer dizer que, quando em modo de baixa vazão, a bomba entrega metade da rotação que entregaria em sua condição original ou de alta vazão. A Figura 65 a seguir exemplifica as condições de alta e baixa velocidade da bomba proposta.

Figura 65 – Razões de polia de alta e baixa vazão



Fonte: O Autor (2022)

Além das características do veículo, os pontos de operação do veículo também são determinados pelo ciclo de condução a ser seguido, conforme item a seguir.

#### 4.4.1.2 Ciclos de condução padrão

Assim como relatado na revisão teórica, os ciclos de condução padrão são utilizados nas medições oficiais de consumo de combustível em laboratório, com a finalidade de garantir uma equivalência de condições de ensaio e consequente comparabilidade dos resultados obtidos pelos diversos fabricantes automotivos.

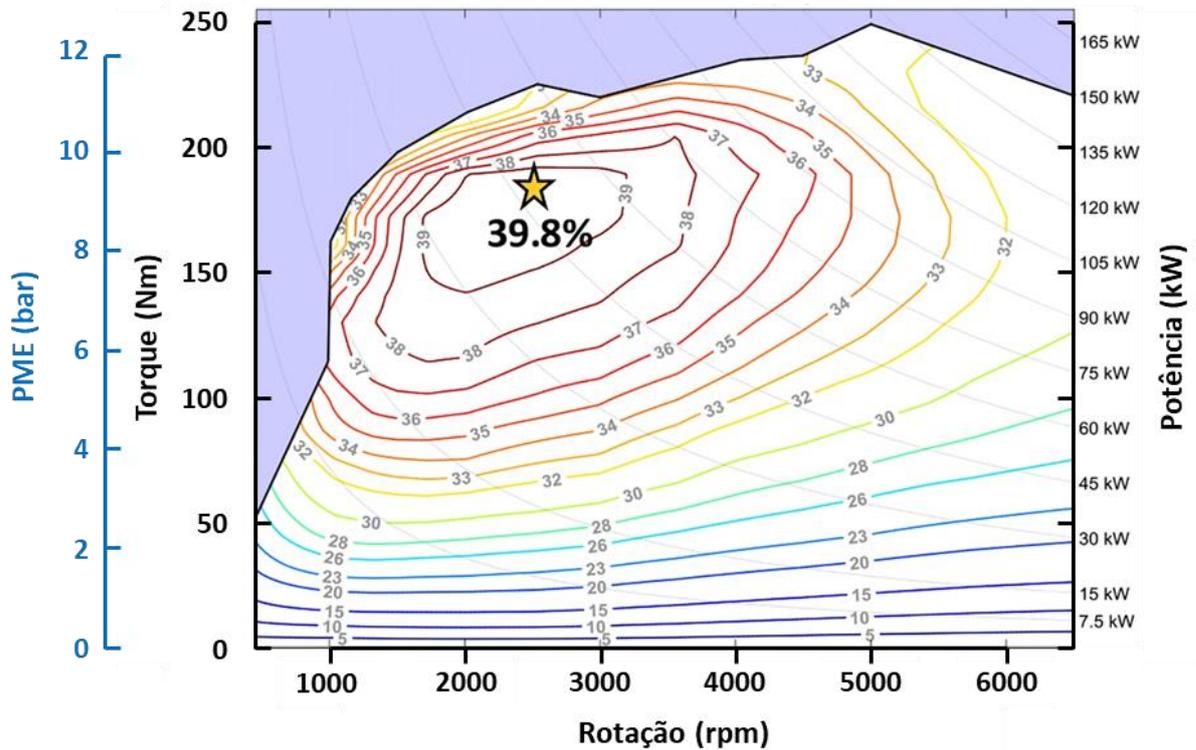
### **4.4.2 Etapa 2 - cálculo do volume de combustível usado para arrefecimento**

A segunda etapa de cálculo do modelo completo é a determinação do volume de combustível queimado correspondente ao montante de energia demandado pelo sistema de arrefecimento. Para este cálculo, utiliza-se uma das saídas do modelo básico, que é a potência mecânica absorvida pelo sistema, e mais duas novas entradas, relatadas nos itens a seguir.

#### 4.4.2.1 Eficiência do sistema de propulsão

A eficiência de um motor a combustão interna com aspiração natural e combustão por centelha, como proposto neste trabalho, é uma função de numerosos fatores como: carga, rotação, estequiometria, temperatura, pressão, combustível, etc. A Figura 66 abaixo apresenta um mapa de eficiência térmica de um motor moderno, que chega a apresentar níveis máximos da ordem de 40%. No entanto, durante sua operação o motor transita entre diversas regiões de operação, com valores típicos de eficiência média em torno de 25%, valor percentual médio adotado nesse trabalho.

Figura 66 – Mapa de Eficiência Térmica de um motor a combustão



Fonte: Adaptado de KARGUL et al. (2020)

#### 4.4.2.2 Características dos combustíveis

Para o cálculo do valor médio de consumo energético em MJ/km foram utilizados os valores de densidade do Gasool A22, que é a mistura de 78% em volume Gasolina pura com 22% em volume de Etanol anidro, também designado por E22. Este é o combustível padrão adotado para ensaios de consumo com gasolina no Brasil, conforme especificado na norma NBR 8689 (ABNT, 2012).

As características padrão dos combustíveis brasileiros, regulamentados pelo INMETRO (2008) através da Portaria n.º 391, de 04 de novembro de 2008, são apresentadas na Tabela 5 abaixo e foram utilizadas para cálculo do consumo energético médio do segmento em estudo.

Tabela 5 – Características dos combustíveis referência especificados pela ANP

		E00	E22	E100 (AEHC)		GNV
Poder Calorífico	MJ/kg	43,06	38,92	24,80	MJ/kg	48,74
Densidade	Kg/L	0,735	0,745	0,810	Kg/Nm <sup>3</sup>	0,723
Densidade energética	MJ/L	31,65	28,99	20,09	MJ/Nm <sup>3</sup>	35,24

Fonte: INMETRO (2008)

### 4.4.3 Etapa 3 - cálculo do delta de consumo de combustível

Já na última etapa de cálculo do modelo completo, determina-se a diferença na autonomia do veículo com base na diferença de volume de combustível queimado na condição base e proposta e na quantidade de combustível total queimado para este mesmo ciclo na configuração base, conforme Equação 5 abaixo.

$$E_{comb} = \frac{\int P_{mecânica}}{\eta_{propulsão} \cdot PCI} \quad (5)$$

#### 4.4.3.1 Consumo base de combustível

Em relação aos valores de consumo de combustível para hatches 1.0L com motor aspirado e transmissão manual, consultamos os dados do Programa Brasileiro de Etiquetagem Veicular (PBEV), como pode ser verificado no Anexo 1. Foi considerado para efeito de cálculo a média de consumo de todos os veículos do segmento listados pelo programa. Os valores médios de consumo declarado ficaram em 13,3 km/L em ciclo urbano e 14,8 km/L em condução estradal, sempre com gasolina, combustível utilizado em todas as análises desse trabalho.

Contudo, em condições reais de uso do veículo, diversos fatores influenciam o consumo percebido pelo motorista, podendo apresentar consideráveis variações em relação àqueles obtidos nas medições laboratoriais nas condições-padrão. Para aproximar os valores de referência àqueles percebidos pelos motoristas em seu uso real, mantendo a comparação relativa entre os veículos, o Inmetro decidiu adotar fatores de ajuste para o Programa de 2010, a exemplo da evolução deste tema nos EUA conduzida pela Agência de Proteção Ambiental (EPA). (INMETRO, 2009).

Portanto, os valores de consumo em km/L apresentados na consulta ao PBEV, que constam na etiqueta de eficiência energética emitida pelo CONPET (Programa Nacional da Racionalização do uso dos Derivados de Petróleo e do Gás Natural) são valores ajustados pelas Equações 6 e 7 para refletir o uso cotidiano, segundo Portaria n.º 10 do INMETRO de 11 de janeiro de 2012 (INMETRO, 2012).

$$Cr_u = \frac{1}{0,00767212 + \frac{1,18053}{Ct_u}} \quad (6)$$

Onde,

$Cr_u$  – Consumo Real Urbano [km/L]

$Ct_u$  – Consumo Teste Urbano [km/L]

$$Cr_e = \frac{1}{0,0032389 + \frac{1,3466}{Ct_e}} \quad (7)$$

Onde,

$Cr_u$  – Consumo Real Estradal [km/L]

$Ct_u$  – Consumo Teste Estradal [km/L]

Aplicamos as correções de maneira inversa, a fim de obter os valores reais medidos nos testes de laboratório, que resultam em 17,4 km/L para o ciclo FTP75 urbano e 20,9 km/L para o HWFET (estradal). Os consumos base para cada ciclo de condução foram então obtidos utilizando ferramenta interna Stellantis de simulação através de modelo 0D correlacionado com os dados de consumo médio dos veículos do segmento nos ciclos EPA (FTP75 e HWFET), conforme detalhado na Tabela 6 a seguir.

Tabela 6 – Consumos Base

<b>Ciclo</b>	<b>Consumo [km/L]</b>
FTP75	17,4
HWFET	20,7
NEDC	16,7
WLTP	16,6
LA	16,1
NY	9,3
ARTEMIS	12,5
RTS95	13,4

Fonte: O Autor (2022)

#### 4.4.4 Saídas

Neste modelo, o valor de interesse de saída é o consumo de combustível obtido com a utilização da proposta de controle de arrefecimento, conforme apresentado a seguir.

##### 4.4.4.1 Consumo de combustível

Já para a condição proposta, o consumo de combustível foi calculado pela conversão do delta energia química entre o veículo base e proposta, pela diferença na quantidade de energia requerida na configuração original e na proposta, em delta energia química do combustível, resultando numa redução da massa de combustível queimada, conforme Equação 8.

$$CONS_2 = \frac{PCI \cdot dist}{\frac{PCI \cdot dist}{CONS_1} + (E_2 - E_1)} \quad (8)$$

Onde,

$CONS_1$  – Consumo Energético original [km/L]

$CONS_2$  – Consumo Energético proposta [km/L]

$PCI$  – Poder Calorífico Inferior do combustível [MJ/L]

$dist$  – Distância percorrida durante o teste [km]

$E_1$  – Energia química original [MJ]

$E_2$  – Energia química proposta [MJ]

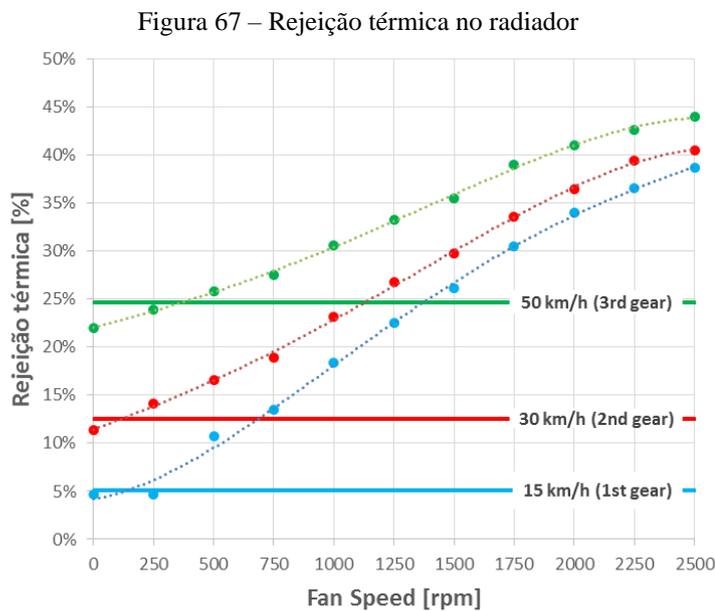
Através da metodologia de cálculo descrita, pode-se quantificar o potencial da proposta de melhoria de consumo conforme os resultados discutidos no capítulo a seguir.

## 5 RESULTADOS E CONCLUSÕES

Neste capítulo são relatados os resultados obtidos a partir dos cálculos desenvolvidos conforme metodologia descrita no capítulo 4, assim como os comentários, conclusões do trabalho e recomendações para futuros estudos.

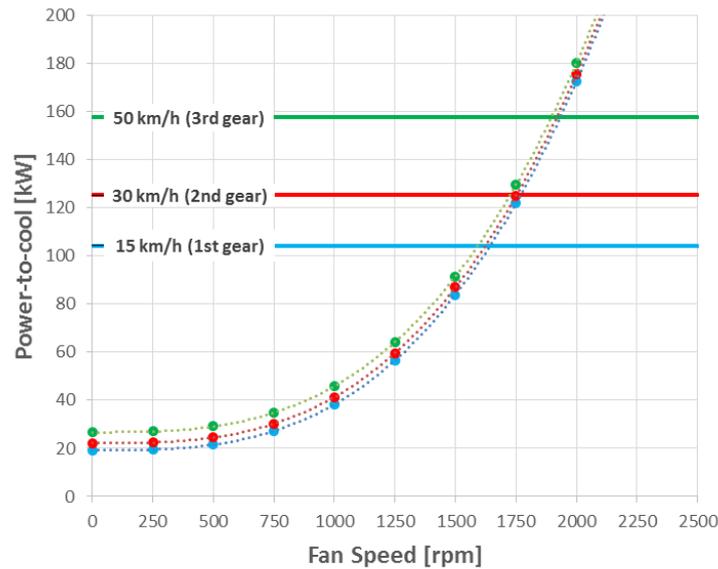
### 5.1 AVALIAÇÃO PRELIMINAR

Conforme indicado anteriormente, foi realizado uma verificação de pontos característicos do funcionamento de 15 km/h (1ª marcha), 30 km/h (2ª marcha) e 50 km/h (3ª marcha) e avaliação da viabilidade e potencial de ganho de eficiência. Os gráficos das Figuras 67 e 68 a seguir apresentam os valores de rejeição térmica no radiador e de potência parasítica do sistema de arrefecimento em função da rotação do eletroventilador quando operando com vazão da bomba na condição de baixo fluxo (linhas pontilhadas) e os comparam com a condição padrão de vazão de ar com eletroventilador desligado (linhas contínuas).



Fonte: O Autor (2022)

Figura 68 – Potência parasítica do sistema de arrefecimento



Fonte: O Autor (2022)

Podemos observar do primeiro gráfico que, para as condições de 15 e 30 km/h, um acionamento da ventoinha da ordem de 250 rpm já é capaz de compensar a perda de rejeição térmica resultante da vazão de água reduzida. De forma similar, a condição de 50 km/h tem rejeição superior à condição atual com acionamento de cerca de 500 rpm. Esse acionamento exige potência elétrica inferior a 2,5 W para atuar a ventoinha.

Já no segundo gráfico nota-se uma redução drástica na potência parasítica consumida pelo sistema de arrefecimento, que permanece em níveis inferiores aos observados nas condições atuais até pouco acima de 1750 rpm, a partir do qual a redução de vazão na bomba não se justifica do ponto de vista energético, uma vez que o consumo de potência do eletroventilador induz um nível de consumo energético maior que a condição inicial.

Em todos os três pontos da análise foi possível, portanto, uma redução líquida da potência mecânica superior a 80%, o que indica um interessante potencial de ganho em ciclos de condução urbana, fazendo sentido prosseguir com o mapeamento completo do sistema conforme apresentado no item a seguir.

## 5.2 AVALIAÇÃO COMPLETA

Seguindo a sequência descrita na metodologia, foi realizado o mapeamento completo dos pontos de operação possíveis em intervalos de 1 km/h, para cada marcha, conforme Tabela 7 abaixo.

Tabela 7 – Faixas mapeadas

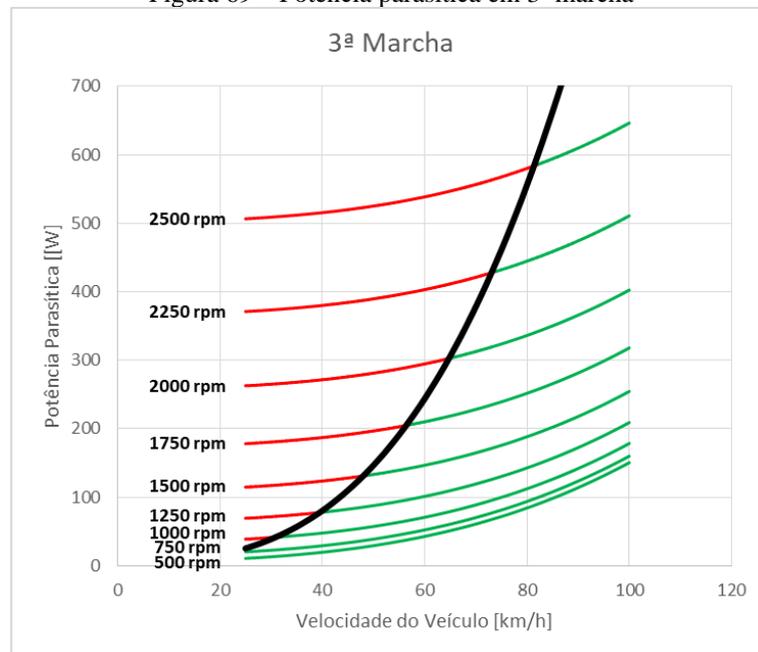
<b>Marcha</b>	<b>Velocidade</b>
1ª marcha	10 a 40 km/h
2ª marcha	15 a 70 km/h
3ª marcha	25 a 100 km/h
4ª marcha	35 a 160 km/h
5ª marcha	40 a 160 km/h

Fonte: O Autor (2022)

Para cada ponto de operação foram calculados a rejeição térmica e a potência parasítica em cada um dos níveis de acionamento do eletroventilador variando entre 250 e 2500 rpm em intervalos de 250 rpm, e comparados com os valores obtidos na configuração base do veículo.

No gráfico da Figura 69 abaixo apresentamos como exemplo o comportamento da potência mecânica necessária em 3ª marcha da condição de bomba de água com razão de polia maior (alta vazão), representada pela linha preta mais grossa versus a condição de razão de polia menor (baixa vazão) com múltiplos acionamentos de eletroventilador entre 500 e 2500 rpm, linhas mais finas grafadas em verde nas regiões onde a potência é menor que o valor base e em vermelho quando maior.

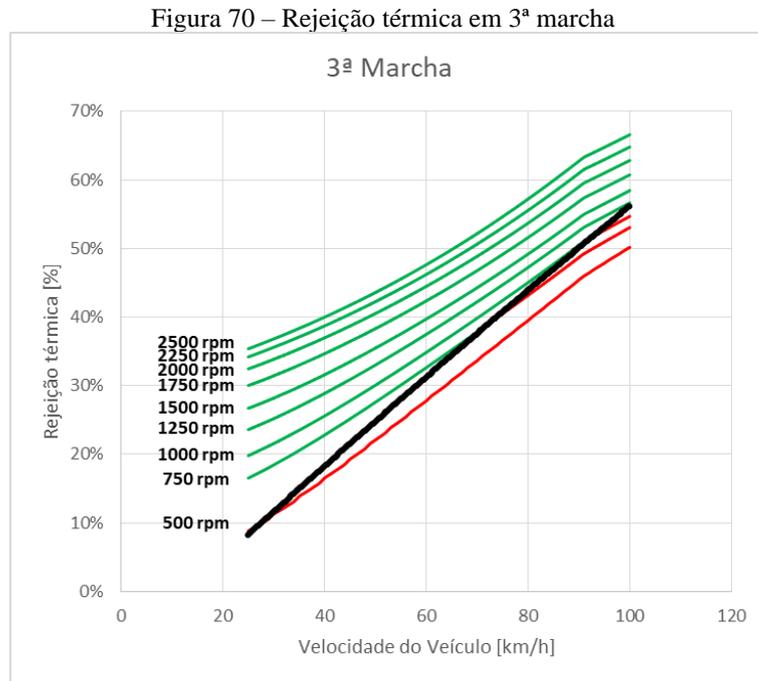
Figura 69 – Potência parasítica em 3ª marcha



Fonte: O Autor (2022)

De maneira similar, apresentamos no gráfico da Figura 70 abaixo o comportamento da rejeição térmica no radiador em 3ª marcha. Novamente indicamos a condição de bomba de água

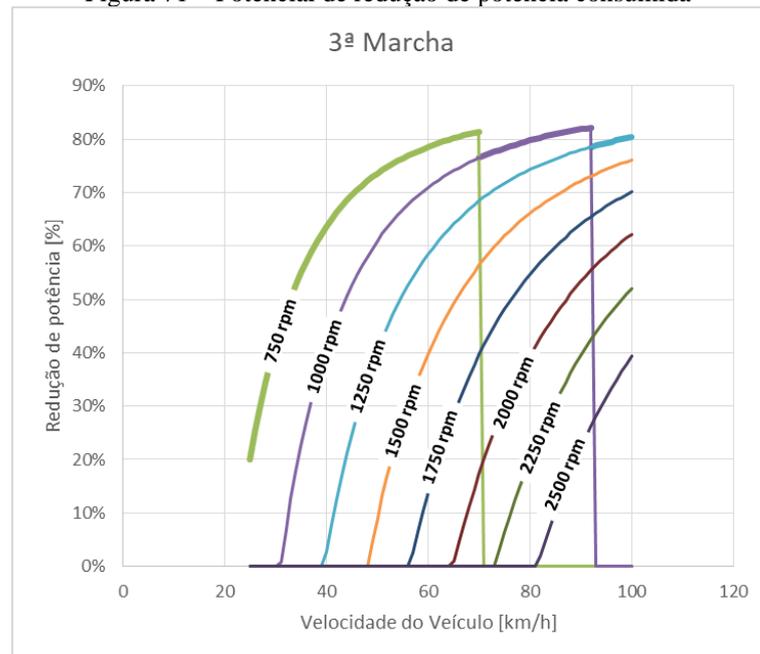
com razão de polia maior (alta vazão) com a linha preta mais grossa e comparamos com a condição de razão de polia menor (baixa vazão) em linhas mais finas, aqui grafadas em verde nas regiões onde a rejeição térmica é maior que o valor base e em vermelho quando menor.



Fonte: O Autor (2022)

As regiões vermelhas dos dois gráficos anteriores são situações em que não é possível e/ou viável operar com a bomba em baixa vazão. Dessa forma a Figura 71 a seguir sumariza as condições em que pode ser interessante a operação em modo de baixa vazão e a redução de potência obtida para cada rotação de ventoinha.

Figura 71 – Potencial de redução de potência consumida



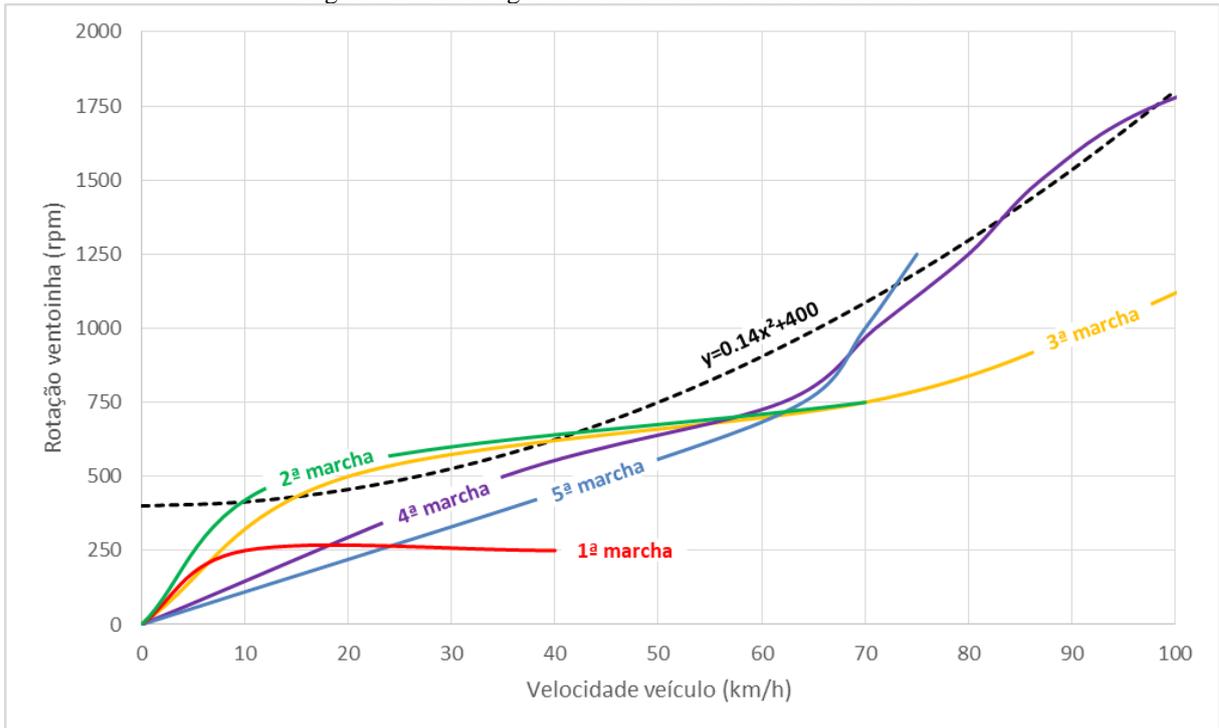
Fonte: O Autor (2022)

Observando que, quanto menor o acionamento do eletroventilador, menor o dispêndio energético, podemos concluir que, em 3ª marcha, operando desde 25 km/h até 100 km/h é possível reduzir o nível de potência parasítica consumida no arrefecimento através da redução da vazão da bomba de água com acionamento complementar do eletroventilador em 750 rpm entre 25 e 70 km/h, 1000 rpm entre 70 e 92 km/h e 1250 rpm entre 92 e 100 km/h. A redução de potência parasítica varia nessa marcha varia entre 20% e 82%.

Os gráficos do Apêndice B apresentam a análise completa de rejeição térmica e potência parasítica para as demais marchas e velocidades avaliadas, que serviram de base para a definição da estratégia de acionamento do eletroventilador em condição de baixa vazão de água.

A partir dessas informações, foi gerada uma função polinomial de segundo grau que determina a velocidade ideal de rotação do eletroventilador em função da velocidade do veículo, fixando a rotação mínima em 400 rpm (16% de acionamento). A curva proposta e as curvas de rotação ideal por marcha são comparadas no gráfico da Figura 72 abaixo.

Figura 72 – Estratégia de acionamento de eletroventilador



Fonte: O Autor (2022)

A função proposta determina, portanto, o acionamento do eletroventilador de maneira contínua em função da velocidade, com rotações entre 400 e 1296 rpm na faixa de 0 a 80 km/h, com potência máxima de acionamento do eletroventilador (FAN) de até 41.8 W, equivalente a 52% de acionamento (*Duty Cycle*). A Tabela 8 a seguir apresenta os valores utilizados na criação do mapa de rotação do ventilador em função da velocidade do veículo.

Tabela 8 – Mapa de acionamento da ventoinha em função da velocidade

Mapa da ventoinha em função da velocidade do veículo (Bomba em modo de baixa vazão)												
Velocidade	[km/h]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Duty Cycle FAN	[%]	16	17	18	21	25	30	36	43	52	61.36	72
Rotação FAN	[rpm]	400	414	456	526	624	750	904	1086	1296	1534	1800
Potência FAN	[W]	1.2	1.4	1.8	2.8	4.7	8.1	14.2	24.6	41.8	69.3	112.0

Fonte: O Autor (2022)

Esse acionamento de eletroventilador deve ser aplicado apenas quando o motor esteja com a válvula termostática completamente aberta ou próximo disso, uma vez que estaremos usando a vazão de água do sistema em sua capacidade máxima, atingindo níveis altos de saturação da troca térmica pelo lado ar do radiador. Outro ponto importante é que não há necessidade de arrefecimento do motor em temperaturas mais baixas, não fazendo sentido aumentar o dispêndio energético com a ventoinha nessas situações.

Vale ressaltar que, no entanto, em situações de temperatura do fluido de arrefecimento levemente mais baixas que a temperatura de início de abertura da válvula termostática, pode haver uma criticidade na operação da bomba em sua posição de baixa velocidade, uma vez que a vazão mais baixa pode propiciar regiões de maior estagnação do fluido de arrefecimento e, estando o motor em alta carga, pode-se observar pontos localizados de temperatura elevada ou *hot spots*.

Esses pontos podem ter diversos efeitos nocivos, desde a indução de pré-ignição na câmara de combustão até a nucleação de bolhas e filmes de vapor nesses pontos quentes, com sérios riscos de dano irreversível ou mesmo quebra do motor. A fim de evitar esse tipo de problema foi estabelecida uma estratégia de comutação entre as posições de baixa e alta vazão em função da carga solicitada pelo motorista. Neste trabalho foi adotado o valor limite de 70% de carga para funcionamento com vazão reduzida.

Assumindo que a válvula termostática desse motor opera entre 85 e 95 °C, essa deve ser a região nominal de operação onde a válvula realiza o controle da temperatura. A Tabela 9 a seguir retrata uma condição exemplo base de acionamento da ventoinha considerando seu acionamento a partir de 96°C, que seria o início da faixa nominal de temperatura onde o eletroventilador realiza o controle da temperatura, uma vez que a termostática seguramente já se encontra aberta ao máximo. Essa tabela de acionamento será mantida para a condição de acionamento da ventoinha por temperatura em pontos de operação em que a bomba esteja no modo de alta vazão, uma vez que não pretendemos alterar a condição de rejeição térmica.

Tabela 9 – Calibração base de eletroventilador

Mapa base da ventoinha												
Temp. Água	[°C]	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105
Duty Cycle FAN	[%]	0	20	30	40	50	60	70	80	90	100	100
Rotação FAN	[rpm]	0	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2500
Potência FAN	[W]	0.0	2.4	8.1	19.2	37.5	64.8	102.9	153.6	218.7	300.0	300.0

Fonte: O Autor (2022)

A fim de garantir que, na condição de temperatura onde o carro atual já solicitaria acionamento do eletro, o carro não tenha perda de rejeição térmica, foi feita a análise de qual deveria ser o incremento de rotação da ventoinha para conservar o potencial de rejeição térmica. Para isso foram simulados os pontos característicos da Tabela 10 na configuração atual e identificado qual o requisito mínimo de eletroventilador para, com vazão de água reduzida, manter capacidade igual ou superior.

Tabela 10 – Pontos característicos

<b>Marcha</b>	<b>Velocidade</b>
1ª marcha	15 km/h
2ª marcha	30 km/h
3ª marcha	50 km/h
4ª marcha	65 km/h
5ª marcha	80 km/h

Fonte: O Autor (2022)

Foi verificado que, na média, a rotação da ventoinha deve ser acrescida de 750 rpm para garantir mesma performance do radiador e que a temperatura máxima que permite operar com vazão reduzida na bomba deve ser de 98 °C, acima disso não é possível manter a performance de arrefecimento, sendo indicado operar sempre com a bomba na vazão máxima. Os resultados obtidos foram utilizados para gerar a Tabela 11 a seguir de acionamento do eletroventilador por temperatura.

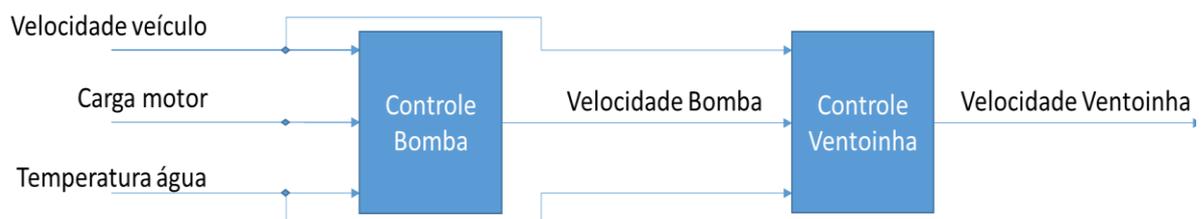
Tabela 11 – Calibração por temperatura para vazão baixa da bomba

Mapa da ventoinha em função da temperatura da água (Bomba em modo de baixa vazão)												
<b>Temp. Água</b>	<b>[°C]</b>	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105
<b>Duty Cycle FAN</b>	<b>[%]</b>	0	50	60	70	100	100	100	100	100	100	100
<b>Rotação FAN</b>	<b>[rpm]</b>	0	1250	1500	1750	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500
<b>Potência FAN</b>	<b>[W]</b>	0.0	37.5	64.8	102.9	300.0	300.0	300.0	300.0	300.0	300.0	300.0

Fonte: O Autor (2022)

Como podemos observar nas Tabelas 10 e 11 acima, uma vez que a temperatura exceda os 95 °C o acionamento de eletro requisitado por temperatura sempre será maior que o acionamento requisitado por velocidade. Dessa forma podemos representar esquematicamente os controles de bomba e ventoinha conforme Figura 73 abaixo.

Figura 73 – Lógica de acionamento proposta para bomba e ventoinha



Fonte: O Autor (2022)

As Tabelas 12 e 13 abaixo detalham a lógica de controle proposta para a bomba e ventoinha respectivamente, representadas pelos blocos azuis na Figura 73.

Tabela 12 – Esquema de acionamento da bomba de água

LÓGICA CONTROLE BOMBA		FRIO	MORNO	NOMINAL (Controle Termostática)	NOMINAL (Controle Ventoinha)	QUENTE	
		T ≤ 70 °C	70 °C < T ≤ 85 °C	85 °C < T ≤ 95 °C	95 °C < T ≤ 98 °C	T > 98 °C	
Baixa Velocidade (<80 km/h)	Carga do motor ≤ 70%	Vazão Baixa	Vazão Baixa			Vazão Alta	
	Carga do motor > 70%		Vazão Alta				
Alta Velocidade (≥80 km/h)	Carga do motor ≤ 70%		Vazão Baixa	Vazão Alta			
	Carga do motor > 70%		Vazão Alta				

Fonte: O Autor (2022)

Tabela 13 – Esquema de acionamento da ventoinha do radiador

LÓGICA CONTROLE VENTONHA		FRIO	MORNO	NOMINAL (Controle Termostática)	NOMINAL (Controle Ventoinha)	QUENTE
		T ≤ 70 °C	70 °C < T ≤ 85 °C	85 °C < T ≤ 95 °C	95 °C < T ≤ 98 °C	T > 98 °C
BOMBA Vazão Baixa	OFF	x	x			
	Mapa Velocidade			x		
	Mapa Temperatura				x	
BOMBA Vazão Alta	Mapa Temperatura				x	x

Fonte: O Autor (2022)

As estratégias apresentadas foram utilizadas para calcular o delta de consumo potencial da tecnologia proposta através de uma planilha de cálculo, como será detalhado no item a seguir.

### 5.3 SIMULAÇÃO DE DELTA DE CONSUMO

Finalmente, foi realizada a implementação das estratégias de controle desenvolvidas numa planilha de cálculo que recebia como entrada as informações de consumo base e pontos de operação obtidos através de software de propriedade da Stellantis, utilizado extensivamente durante o desenvolvimento de veículos pelo grupo e com níveis de correlação com os valores medidos em banco de emissões com margem de erro da ordem de 0,2% de consumo.

Conforme apresentado na Tabela 14 a seguir, pudemos auferir 1,0% de melhoria de consumo em média para os ciclos avaliados, com 1,2% a 1,5% em ciclos estritamente urbanos e na ordem de 0,3% a 0,5% em ciclos estradais ou de condução agressiva, como o HWFET e o RTS95.

Tabela 14 – Delta Consumo

<b>Ciclo</b>	<b>Delta Consumo [%]</b>
FTP75	1,23
HWFET	0,27
NEDC	1,18
WLTP	0,78
LA	0,91
NY	1,43
ARTEMIS	1,49
RTS95	0,52

Fonte: O Autor (2022)

Entendemos que os resultados obtidos evidenciam o potencial proposto por este trabalho, e corroboram o indicativo inicial do autor que previa impacto maior em ciclos urbanos, de mais baixa velocidade. Para esses ciclos, valores de melhoria de consumo da ordem de 1,2 a 1,4% puramente obtidos em função da redução na potência parasítica da bomba de água podem ser considerados interessantes.

Quando comparamos os valores obtidos para os ciclos WLTC e NEDC neste trabalho com os resultados dos estudos similares discutidos no capítulo 3, conforme Tabela 15 a seguir, percebemos que os valores tanto de redução de potência quanto de consumo estão entre os maiores, com exceção dos resultados de consumo obtidos por Naderi et al. (2021), que não cita detalhes do ciclo utilizado para em seu trabalho.

Tabela 15 – Comparativo de resultados

<b>Trabalho</b>	<b>Resultados</b>		
	<b>Redução de Potência</b>	<b>Melhoria de Consumo</b>	<b>Ciclo de consumo</b>
Este trabalho	40%	0,73%	WLTC
	53%	1,18%	NEDC
Cipollone et al. (2015)	12% - 22%	Até 0,4%	WLTC
Fatigatti et al. (2021)	30,0%	0,6%	WLTC
Naderi et al. (2021)	44,3%	2,1%	Não informado
Haghighat et al. (2017)	50,0%	1,1%	NEDC

Fonte: O Autor (2022)

Concluimos que o sistema proposto apresenta viabilidade técnica teórica para aplicação efetiva como tecnologia de consumo de combustível, além das melhorias potenciais que ainda

podem ser avaliadas e implementadas com esse mesmo sistema, como veremos nas recomendações para futuros trabalhos a seguir.

#### 5.4 RECOMENDAÇÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Recomendamos realizar o acoplamento de um modelo térmico do sistema de arrefecimento do veículo ao cálculo de potência parasítica, a fim de se avaliar os impactos da circulação de água reduzida durante o aquecimento inicial do motor, com provável melhoria na taxa de aquecimento e consequente redução do atrito interno durante partidas a frio, similar ao observado por Shin, Kim, S. C., Kim, M. S. (2013) com a bomba com engrenagens planetárias. Acreditamos que há bom potencial de melhora de consumo adicional àquele já apresentado neste trabalho.

Também é cabível em estudo futuro a otimização do acionamento da bomba em função do funcionamento do ar-condicionado, que por vezes solicita níveis de funcionamento do eletroventilador bem superiores ao exigido para arrefecimento do motor e consequentemente abaixa a temperatura deste em cerca de até 10 °C. Aqui podemos esperar um uso ainda mais extensivo da bomba em vazão baixa e aumento da temperatura média do fluido de arrefecimento, favorecendo uma redução nas perdas por atrito interno.

Pode-se ainda avaliar a oportunidade de otimização das razões de polia mínima e máxima da bomba de água variável através de metodologia específica de otimização, e ponderar sobre a introdução de um mecanismo multiestágio ou mesmo continuamente variável. Em condições em que seja mandatário o uso em modo de alta velocidade, um sistema com várias velocidades pode operar em velocidade ainda inferior à máxima, reduzindo a potência consumida pela bomba.

Por outro lado, é possível ainda que um sistema com vazão levemente aumentada na velocidade máxima possa, em contraste com o estudado neste trabalho, fornecer uma melhoria em condição de condução estradal, reduzindo a necessidade de acionamento de eletroventilador através do aumento da vazão de água quando em alta velocidade, onde a água opera com maior saturação.

## REFERÊNCIAS

ADLER, D. **Mercedes-Benz**. Motorbooks, 2008.

AKG of America. **Radiators**. Disponível em: <https://www.akg-america.com/products/radiators/>. Acesso em: 15 out. 2021.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10312**: Veículos rodoviários automotores leves – Determinação da resistência ao deslocamento por desaceleração livre em pista de rolamento e simulação em dinamômetro. Rio de Janeiro: ABNT, 2019.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6601**: Veículos rodoviários automotores leves – Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de carbono e material particulado no gás de escapamento. Rio de Janeiro: ABNT, 2021.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 7024**: Veículos rodoviários automotores leves – Medição do consumo de combustível – Método de ensaio. Rio de Janeiro: ABNT, 2017.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8689**: Veículos rodoviários automotores leves – Combustíveis para ensaio – Requisitos. Rio de Janeiro: ABNT, 2012.

ATABANI, A. E.; BADRUDDIN, I. A.; MEKHILEF, S.; SILITONGA, A. S. A review on global fuel economy standards, labels and technologies in the transportation sector. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.5, p.4586-4610, 2011.

Audi AG. **Audi 1.0l 3-cylinder TFSI engine EA211 series**. Ingolstadt, 2015.

Automotive Trade Center. **CITROEN C3 1.4 HDiF Tendance**. Disponível em: <https://portal.automotivetradercenter.com/portal/lots/view/1497003>. Acesso em: 05 out. 2021.

Automotive Trade Center. **IVECO Daily 50C17V 3.0 352 H3 L (Bestel)**. Disponível em: <https://portal.automotivetradercenter.com/portal/lots/view/1745855>. Acesso em: 05 out. 2021.

Autopiter.ru. **Mitsubishi 1355A266**. Disponível em: <https://autopiter.ru/goods/1355a266/mitsubishi/id48619497>. Acesso em: 05 out. 2021.

BARBOSA, J. R. **Máquinas de Fluxo**. São José dos Campos: ITA, 2010.

BHIMANI, V.; RATHO, P.; SORATHIYA, A. Experimental study of heat transfer enhancement using water based nanofluids as a new coolant for car radiators. **International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering**, v.3, p.295-302, 2013.

BRASIL. **Lei nº 13.755**, de 10 de dezembro de 2018. Estabelece requisitos obrigatórios para a comercialização de veículos no Brasil; institui o Programa Rota 2030. Diário Oficial [da] República Federativa do Brasil. Brasília, DF, n.237, p.21, 11 dez. 2018. Seção 1, pt.1.

BRASIL. **Resolução Nº 492**, de 20 de dezembro de 2018. Diário Oficial da União, Brasília, DF, 24 dez. 2018. Edição 246, Seção 1, p.141.

Cadillac Pressroom. **Viewing Gallery: Cadillac Historical**. Disponível em: [https://media.gm.com/media/us/en/cadillac/photos.detail.html/content/Pages/galleries/us/en/history/cadillac\\_historical.html](https://media.gm.com/media/us/en/cadillac/photos.detail.html/content/Pages/galleries/us/en/history/cadillac_historical.html). Acesso em: 15 out. 2021.

CAROTOGR. **Dual Mode Coolant Pump DMCP HD**. YouTube, 2014. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=kL1RVAQWA7o>. Acesso em: 04 de julho de 2022.

CIPOLLONE, R.; BIANCHI G.; DI BATTISTA, D.; FATIGATI, F. Fuel economy benefits of a new engine cooling pump based on sliding vane technology with variable eccentricity. **Energy Procedia**, v.82, p.265-272, 2015.

Continental AG. **Vehicles with Continental Thermal Management offer a more efficient ride, they go further and charge faster**. Hanover, 2018. Disponível em: <https://www.continental.com/en/press/press-releases/2018-09-20-thermomanagement-focus-145864>. Acesso em: 15 out. 2021.

COWELL, T.; ACHAICHIA, N. Compact Heat Exchangers in the Automobile industry. **Compact Heat Exchangers for the process industries**, p.11-28, 1997.

DEBRUIN, L. A. **Modeling and Control for Advanced Automotive Thermal Management System**. Ohio State University, 2016.

DECICCO, J. **A Fuel Efficiency Horizon for U.S. Automobiles**. The Energy Foundation, 2010.

DI BATTISTA, D.; MAURIELLO, M.; CIPOLLONE, R. **Waste heat recovery of an ORC-based power unit in a turbocharged diesel engine propelling a light duty vehicle**. Applied Energy, vol.152, p.109-120, 2015.

DIÁRIO DO NORDESTE. **Design inovador**. 02 out. 2004. Disponível em: <https://diariodonordeste.verdesmares.com.br/projetos/auto/design-inovador-1.434389>. Acesso em: 12 dez. 2021.

DieselNet. **Emission Test Cycles**: Worldwide engine and vehicle test cycles. Disponível em: <https://dieselnet.com/standards/cycles/index.php#us-ld>. Acesso em: 12 mar. 2021.

DOFFE, L.; KADIRI, M. **Alternator Contribution to CO2 Emission Reduction Policies**. Roma: International Conference on Electrical Machines – ICEM, 2010.

DYKE, A. L. **Dyke's Automobile and Gasoline Engine Encyclopedia**. Goodheart-Willcox, 1925.

ERNST, J. **Carl Benz and the high-speed four-stroke engine**. Stuttgart: Daimler AG, 2008. Disponível em: <https://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/Carl-Benz-and-the-high-speed-four-stroke-engine.xhtml?oid=9361503>. Acesso em: 15 out. 2021.

FATIGATI, F.; DI BATTISTA, D.; CIPOLLONE, R. Design improvement of volumetric pump for engine cooling in the transportation sector. **Energy**, vol.231, artigo 120936, 2021.

FIAT. **Indicador de troca de marchas**. Disponível em: <https://mobi.fiat.com.br/>. Acesso em: 12 mar. 2021.

HAGHIGHAT, A. K.; ROUMI, S.; MADANI, N.; BAHMANPOUR, D.; OLSEN, M. G. An intelligent cooling system and control model for improved engine thermal management. **Applied Thermal Engineering**, 2017.

HEMMINGS CLASSIC CAR. **Some Like It Hot - The Automotive Engine Coolant Thermostat**. Hemmings Motor News, 2005. Disponível em: <https://www.hemmings.com/stories/article/some-like-it-hot>. Acesso em: 03 de janeiro de 2022.

HERCAMP, R. D. **Use of Fully Formulated Heavy Duty Antifreeze/Coolant in Hot Climates Instead of Treated Water Reduces Cooling System Problems**. SAE Transactions, vol.108, p.234-242, SAE International, 1999.

HISTORY.COM. **Beetle overtakes Model T as world's best-selling car**. A&E Television Networks, 2009. Disponível em: <https://www.history.com/this-day-in-history/beetle-overtakes-model-t-as-worlds-best-selling-car>. Acesso em: 03 de jan. de 2022.

HISTORY.COM. **Model T**. A&E Television Networks, 2010. Disponível em: <https://www.history.com/topics/inventions/model-t>. Acesso em: 03 de jan. de 2022.

Institute for Environment and Sustainability. **Regulated emissions of a Euro 5 passenger car measured over different driving cycles**. Disponível em: <http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2010/wp29grpe/WLTP-DHC-04-03e.pdf>. Acesso em: 12 mar. 2021.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA. **Metodologia para divulgação de dados de consumo veicular**. Brasília: INMETRO, 2009.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA. **Portaria n.º 10, de 11 de janeiro de 2012**. Estabelece que, quando disponibilizadas, as Declarações de Informações de Consumo de Combustível em Veículos Leves de Passageiros e Comerciais Leves comercializados no País, divulgadas em manuais de utilização, pontos de venda, informativos publicitários e em quaisquer outros meios de comunicação, deverão ter sua base de cálculos e procedimentos de acordo com os critérios da norma técnica ABNT NBR 7024 - Veículos rodoviários automotores leves - Medição do consumo de combustível, na sua versão mais atual, sendo os valores obtidos reajustados de acordo com os critérios relacionados. Brasília: INMETRO, 2012.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA. **Portaria n.º 391, de 04 de novembro de 2008**. Aprovar o Regulamento de Avaliação da Conformidade para Etiquetagem de Veículos Leves de Passageiros e Comerciais Leves com Motores do Ciclo Otto. Brasília: INMETRO, 2008.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA. **Tabelas de Consumo/Eficiência Energética Veículos Automotores Leves**. Brasília: INMETRO, 2020. Disponível em: [http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/veiculos\\_leves\\_2020.pdf](http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/veiculos_leves_2020.pdf). Acesso em: 03 jan. 2021.

INTERNATIONAL COUNCIL ON CLEAN TRANSPORTATION. **EU CO<sub>2</sub> emission standards for passenger cars and light-commercial vehicles**. Washington: ICCT, 2014. Disponível em: [https://theicct.org/sites/default/files/publications/ICCTupdate\\_EU-95gram\\_jan2014.pdf](https://theicct.org/sites/default/files/publications/ICCTupdate_EU-95gram_jan2014.pdf) Acesso em: 05 out. 2021.

JOHNSON, T. Vehicular Emissions in Review. **SAE International Journal of Engines**, 2016.

KARGUL, J.; STUHLREHER, M.; BARBA, D.; SCHENK, C.; BOHAC, S.; MCDONALD, J.; DEKRAKER, P. Benchmarking a 2018 Toyota Camry 2.5-liter Atkinson Cycle Engine with Cooled-EGR. **SAE International journal of advances and current practices in mobility**, v.1(2), p.601-638, 2019.

KIM, K.-B.; CHOI, K.-W.; KIM, Y.-J.; LEE, K.-H.; LEE, K.-S. Feasibility study on a novel cooling technique using a phase change material in an automotive engine. **Energy**, v.35, p.478-484, 2010.

KIM, Y.-S.; PARK, I.-J.; KIM, J.-G. Simulation Approach for Cathodic Protection Prediction of Aluminum Fin-Tube Heat Exchanger Using Boundary Element Method. **Metals** **9**, v.3, 376, 2019.

Legal Information Institute – Cornell University. **EPA dynamometer driving schedules**. Disponível em: <https://www.law.cornell.edu/cfr/text/40/86.115-78>. Acesso em: 15 out. 2021.

LIWISKI, K; SZRAMOWIAT, M. **Development of cooling systems for internal combustion engines in the light of the requirements of modern drive systems**. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2018

LOCKWOOD, T. K.; MIKHAEIL-BOULES, N.; VAZQUEZ, F. **Road Map and Technology Trends for Vehicle Engine Cooling Fan Speed Control**. SAE International, 2011.

LUBKEN, J. **Single Pass, Double Pass, Triple Pass Radiators; What's The Difference?** SpeedWay Motors, 2021. Disponível em: <https://www.carid.com/motorad/info/tech-education.html>. Acesso em: 15 out. 2021.

Mahle GmbH. **Thermal management products for all types of drives**. Disponível em: <https://www.mahle-aftermarket.com/ap/en/products/engine-cooling-and-air-conditioning/>. Acesso em: 15 out. 2021.

Ministério do Desenvolvimento, Indústria, Comércio e Serviços **Avaliação de Impacto do Programa Inovar-Auto**. MDIC, 2019.

MOTORAD. **Tech Education: Cooling System**. Disponível em: <https://www.carid.com/motorad/info/tech-education.html>. Acesso em: 15 out. 2021.

NADERI, A.; QASEMIAN, A.; SHOJAEEFARD, M. H.; SAMIEZADEH, S. YOUNESI, M.; SOHANI, A.; HOSEINZADEH, S. A smart load-speed sensitive cooling map to have a high- performance thermal management system in an internal combustion engine. **Energy**, vol.229, artigo 120667, 2021.

Norsk Hydro ASA. **Tubes with inserted turbulators: charge air coolers and oil coolers.** Disponível em: <https://www.hydro.com/en/products-and-services/welded-tubes/tubes-with-inserted-turbulators/>. Acesso em: 15 out. 2021.

PAGÉ, V. W. **The Model T Ford Car, Its Construction, Operation and Repair.** Nova York, 1915.

PANG, H. H.; BRACE, C. J. **Review of engine cooling technologies for modern engines.** Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 218(11), p.1209–1215, 2004.

PIZZONIA, F.; CASTIGLIONE, T.; BOVA, S. Robust Model Predictive Control for efficient thermal management of internal combustion engines. **Applied Energy**, v.196, p.555-566, 2016.

Pumps & Systems. **Throttling Valves & Pump Corrosion Issues.** Hydraulic Institute, 2017. Disponível em: <https://www.pumpsandsystems.com/pumps/throttling-valves-pump-corrosion-issues>. Acesso em: 15 out. 2021.

PWC. **Estudo comparativo da competitividade dos mercados automotivos do Brasil e México.** São Paulo, 2019.

RAȚIU, S. **The history of the internal combustion engine.** Hunedoara, 2003.

ROBERTS, A.; BROOKS, R.; SHIPWAY, P. Internal combustion engine cold-start efficiency: A review of the problem, causes and potential solutions. **Energy Conversion and Management**, v.82, p.327-350, 2014.

RT Car Import. **Reservatório Água Radiador Volkswagen Fusca 2012 – 2016.** Disponível em: <https://www.rtcimport.com.br/reservatorio-agua-radiador-volkswagen-fusca-p3453>. Acesso em: 15 out. 2021.

R-Tech Fluid Dynamics. **Vehicle level simulations.** Disponível em: <http://r-techfluidynamics.com/vehicle-level-simulations.aspx>. Acesso em: 12 mar. 2021.

Schöler GmbH. **Tube Production.** Disponível em: <https://www.schoeler.de/index.php/tube-production.html>. Acesso em: 15 out. 2021.

SEAT S.A. **EA211 and EA888 Family Engine.** Barcelona, 2015.

SHIN, Y. H.; KIM, S. C.; KIM, M. S. Use of electromagnetic clutch water pumps in vehicle engine cooling systems to reduce fuel consumption. **Energy**, v.57, p.624-631, 2013.

TSIAKMAKIS, S; CIUFFO, B; FONTARAS, G; CUBITO, C; PAVLOVIC, J; ANAGNOSTOPOULOS, K. **From NEDC to WLTP: effect on the type-approval CO2 emissions of light-duty vehicles**. Luxemburgo, 2017.

TUZSON, P. **Upgraded cooling systems for street machines - tech torque**. WhichCar, 2017. Disponível em: <https://www.whichcar.com.au/features/upgraded-cooling-systems-for-street-machines-tech-torque>. Acesso em: 15 out. 2021.

United States Environmental Protection Agency. **Dynamometer Drive Schedules**. Washington: EPA. Disponível em: <https://www.epa.gov/vehicle-and-fuel-emissions-testing/dynamometer-drive-schedules>. Acesso em: 12 mar. 2021.

Volkswagen AG. **Electronically Mapped Cooling System**. Wolfsburg, 1999.

Volkswagen AG. **The 1.2l 77kW TSI engine with turbocharger: Design and Function**. Wolfsburg, 2009.

WICKERATH, B.; FOURNIER, A.; DURAND, J.-M.; BRÖMMEL, A. **Fully variable mechanical coolant pump for commercial vehicles**. MTZ Worldwide, v.72(1), p.28–33, 2010.

Wizard Cooling. **1966-1969 22" Core (V8) Mopar Applications Aluminum Radiator & QUAD Fan Package - 1650-109LP**. Disponível em: <https://wizardcooling.com/i-30501634-wizard-cooling-1966-1969-22-core-v8-mopar-applications-aluminum-radiator-quad-fan-package-1650-109lp.html>. Acesso em: 15 out. 2021.

X-ENGINEER.ORG. **EV design – energy consumption**. Disponível em: <https://x-engineer.org/ev-design-energy-consumption/>. Acesso em: 12 mar. 2021.

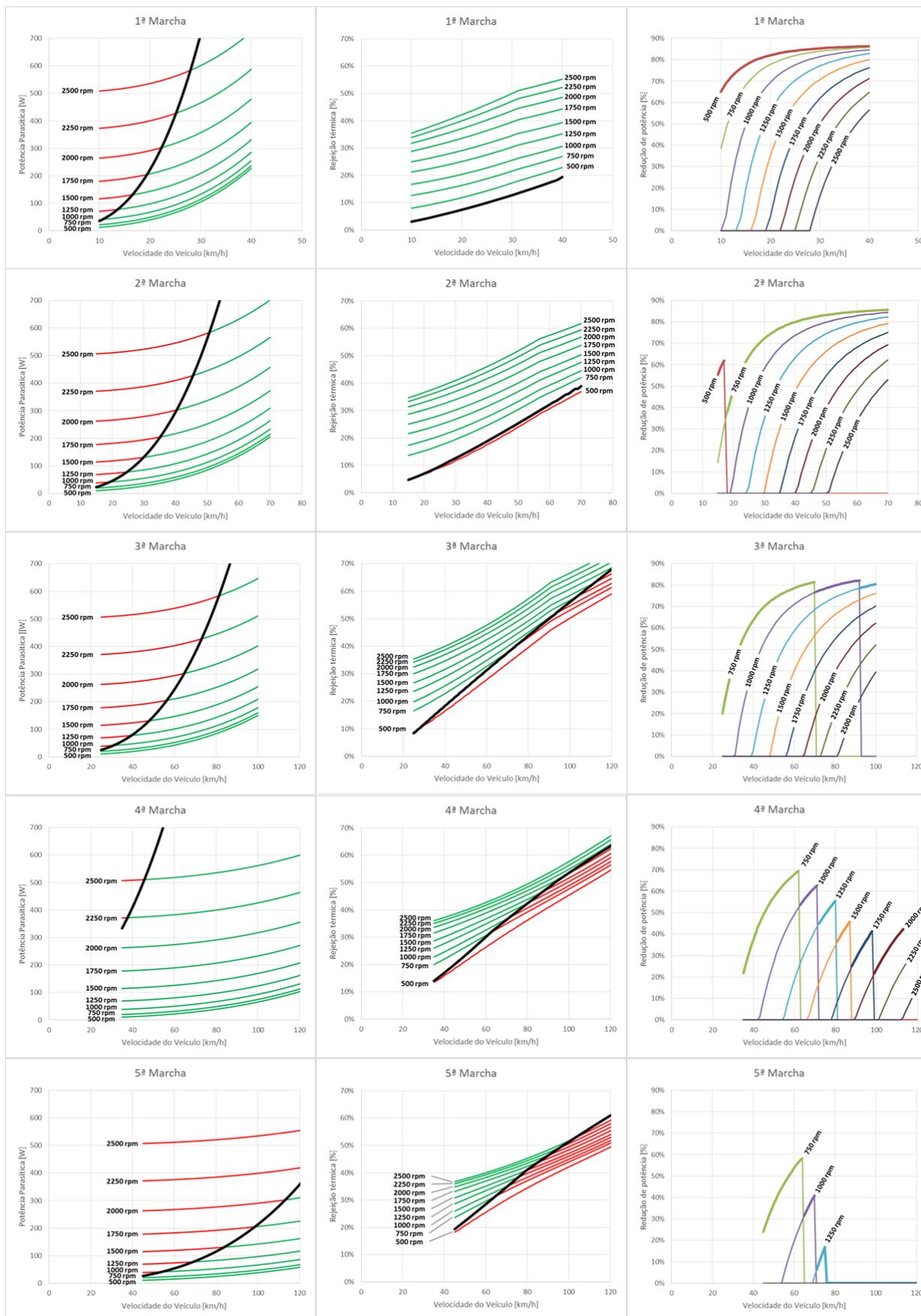
## APÊNDICE A – FICHA TÉCNICA COMPARATIVA



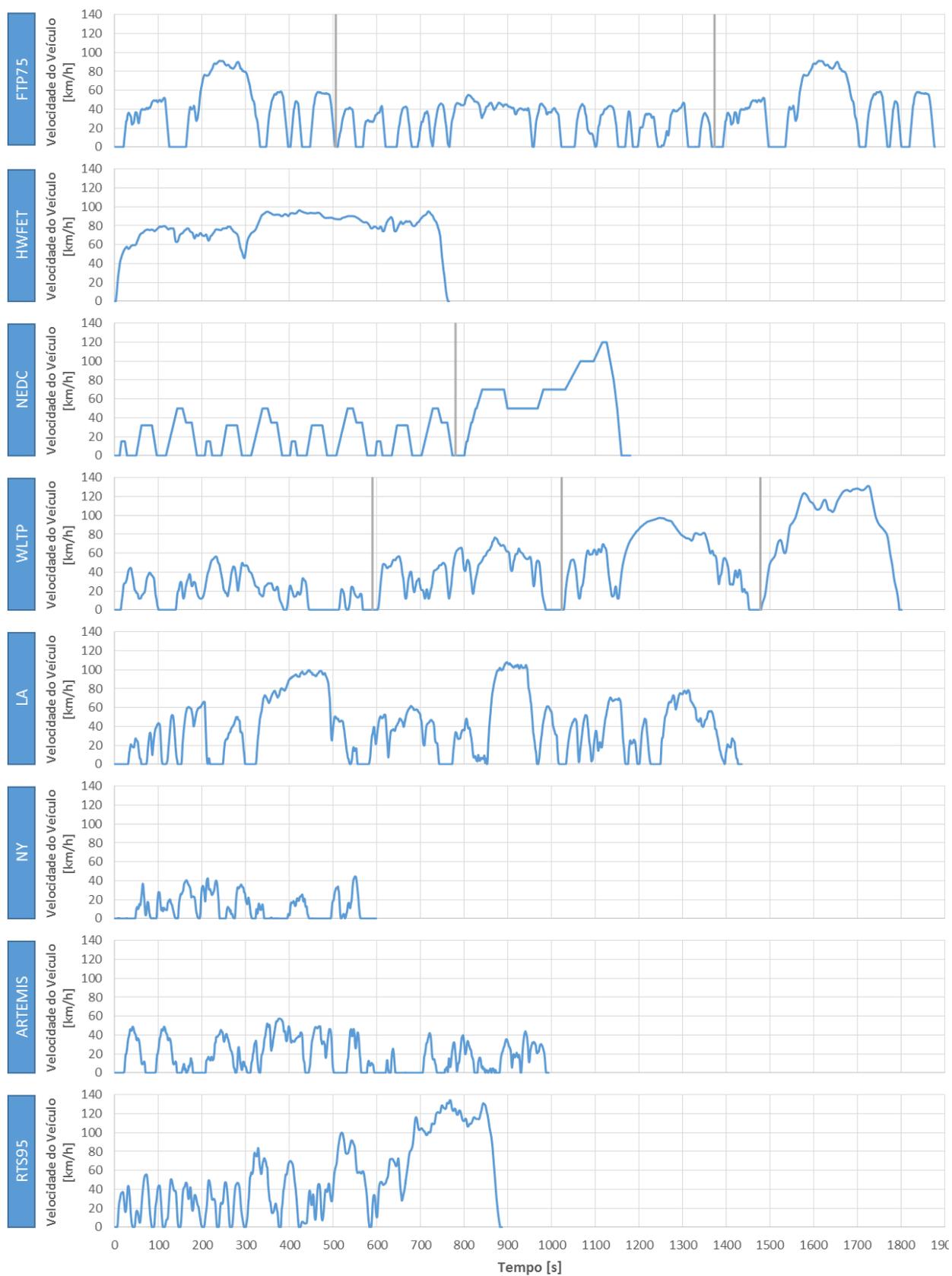
	Veículo Proposto	Chevrolet Onix Jox	Fiat Argo	Ford Ka	Hyundai HB20	Nissan March	Renault Sandero	Volkswagen Gol
Versão	-	Joy 2020	Drive 2020	SE 2019	Sense 2020	SV 2020	Zen 2020	2021
Peso [kg]	1007	1028	1083	1007	989	964	1024	976
Pneus	175/70 R14	185/70 R14	175/65 R14	175/65 R14	175/70 R14	185/60 R15	185/65 R15	185/65 R14
Motor	1.0L 3 cil. 12V	1.0L 4 cil. 8V	1.0L 3 cil. 6V	1.0L 3 cil. 12V				
Potência [cv] (Etanol / Gasolina)	81 / 77	80 / 78	77 / 72	85 / 80	80 / 75	77 / 77	82 / 79	84 / 75
Torque [Nm] (Etanol / Gasolina)	102 / 97	96 / 93	107 / 102	105 / 100	100 / 92	98 / 98	103 / 100	102 / 95
Marcha Lenta [rpm]	850	800	860	860	800	825	950	950
Corte de Giro [rpm]	6500	6800	6500	6900	ND	6800	6500	6500
Vel. Máxima [km/h]	160	167	162	166	161	154	163	167
Transmissão	MT-5	MT-6	MT-5	MT-5	MT-5	MT-5	MT-5	MT-5
<b>Relações de Transmissão</b>								
Diferencial	4,792	4,870	4,600	4,643	5,071	4,500	4,930	ND
1ª Marcha	4,018	4,270	4,273	3,727	3,909	4,091	4,090	ND
2ª Marcha	2,214	2,350	2,316	2,095	2,167	2,238	2,240	ND
3ª Marcha	1,383	1,480	1,444	1,345	1,346	1,393	1,390	ND
4ª Marcha	1,000	1,050	1,029	0,971	0,964	1,029	1,030	ND
5ª Marcha	0,792	0,800	0,838	0,775	0,774	0,795	0,820	ND
6ª Marcha	-	0,670	-	-	-	-	-	-
<b>Pontos de Troca de Marcha</b>								
Troca (1 -2) [km/h]	20	23	GSI	20	18	18	GSI	GSI
Troca (2 -3) [km/h]	33	37		35	28	30		
Troca (3 -4) [km/h]	56	58		60	55	50		
Troca (4 -5) [km/h]	69	70		75	65	65		
Troca (5 -6) [km/h]	-	76	-	-	-	-	-	-
<b>Consumo de Combustível</b>								
Consumo Cidade [km/L] (Etanol / Gasolina)	9,2 / 13,3	8,8 / 12,8	9,3 / 13,2	9,3 / 13,3	9,1 / 12,8	8,8 / 12,9	9,5 / 14,2	9,1 / 13,3
Consumo Estrada [km/L] (Etanol / Gasolina)	10,3 / 14,8	10,3 / 14,7	10,0 / 14,2	10,8 / 15,6	10,1 / 14,6	10,4 / 15,0	9,6 / 14,1	10,1 / 14,4

Fonte: O Autor (2022)

## APÊNDICE B – GRÁFICOS AVALIAÇÃO COMPLETA



## APÊNDICE C – CICLOS DE CONDUÇÃO



Fonte: O Autor (2022)

## ANEXO A – TABELA PBEV 2020 DE HATCHES 1.0L ASPIRADOS

Marca <sup>(?)</sup>	Modelo <sup>(?)</sup>	Motor	Transmissão Velocidades (nº) Manual (M)  Automática (A)  Automática Dupla Embreagem (DCT)  Automatizada (MTA)	Emissões no Escapamento						Quilometragem por Litro <sup>(?)</sup>				Consumo Energético (MJ/km)	Classificação PBE		Selo CONPET de Eficiência Energética
				Poluentes <sup>(?)</sup>				Gás Efeito Estufa <sup>(?)</sup>		Etanol		Gasolina / Diesel			Comparação Relativa na Categoria	Comparação Absoluta Geral	
				NMHC (g/km)	CO (g/km)	Nox (g/km)	Redução Relativa ao Limite	Etanol	Gasolina / Diesel	Cidade (km/l)	Estrada (km/l)	Cidade (km/l)	Estrada (km/l)				
								CO <sub>2</sub> fóssil (g/km)	CO <sub>2</sub> fóssil (g/km)								
				NISSAN	New March	1.0- 12V	M- 5	0,023	0,559	0,003	B	0	96				
FORD	Ka Hatch	1.0- 12V	M- 5	0,021	0,446	0,017	B	0	92	9,3	10,8	13,3	15,6	1,49	A	B	SIM
RENAULT	Sandero	1.0- 12V	M- 5	0,021	0,163	0,045	B	0	93	9,5	9,6	14,2	14,1	1,52	A	B	SIM
HYUNDAI	HB20	1.0- 12V	M- 5	0,014	0,593	0,026	B	0	97	9,1	10,1	12,8	14,6	1,57	A	B	SIM
VW	Gol	1.0- 12V	M- 5	0,028	0,260	0,020	B	0	96	9,1	10,1	13,3	14,4	1,56	A	B	SIM
FIAT	Argo	1.0- 6V	M- 5	0,022	0,393	0,021	B	0	97	9,3	10,0	13,2	14,2	1,56	A	B	SIM
CHEVROLET	Onix Joy	1.0- 8V	M- 6	0,035	0,680	0,017	B	0	98	8,8	10,3	12,8	14,7	1,58	A	B	SIM

Fonte: Adaptado de INMETRO (2020)