

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**

VINÍCIUS DE OLIVEIRA

**SIMULAÇÕES NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE SISTEMAS DE
ARREFECIMENTO VEICULAR: UMA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

**CAXIAS DO SUL
2020**

VINÍCIUS DE OLIVEIRA

**SIMULAÇÕES NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE SISTEMAS DE
ARREFECIMENTO VEICULAR: UMA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Universidade de Caxias do Sul como requisito
parcial à obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica. Área de concentração:
Arrefecimento veicular.

Orientador: Prof. Me. Sérgio da Silva Kucera

**CAXIAS DO SUL
2020**

VINÍCIUS DE OLIVIERA

**SIMULAÇÕES NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE SISTEMAS DE
ARREFECIMENTO VEICULAR: UMA REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Universidade de Caxias do Sul como requisito
parcial à obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica. Área de concentração:
Arrefecimento veicular.

Aprovado em 19/11/2020

Banca Examinadora

Prof. Me. Sérgio da Silva Kucera
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. André Carlos Contini
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Adelair Lino Colombo
Universidade de Caxias do Sul – UCS

AGRADECIMENTOS

Agradeço, em primeiro lugar, aos meus pais e irmã, Ana, Leandro e Amanda, por acreditarem em minhas escolhas, me apoiando desde os primeiros momentos até a conclusão desta longa jornada.

À minha namorada, Allana, por sempre buscar me auxiliar em todas as decisões, tanto pessoais quanto profissionais.

Aos professores do curso de engenharia mecânica que dedicaram horas de trabalho através de inúmeros ensinamentos, para que este trabalho fosse possível. Em especial, ao orientador deste trabalho, Prof. Me. Sérgio da Silva Kucera, pelo constante direcionamento prestado na elaboração, colaborando em minhas ideias.

Aos meus colegas da Agrale, por prestarem auxílio diretamente para que fosse possível levantar os diversos dados que aqui estão presentes.

"Concentre-se naquilo que você é bom, delegue todo o resto."

Steve Jobs

RESUMO

No presente momento da indústria automobilística diversas pesquisas são realizadas com o intuito de desenvolver veículos mais seguros para seus passageiros, menos agressivos ao meio ambiente, entre outras frentes. Com todos os avanços recentes nos sistemas de propulsão, híbridos e elétricos, o sistema de arrefecimento destes automóveis deve ser capaz de desempenhar sua função da melhor forma possível. Este trabalho teve como objetivo reunir as mais avançadas metodologias para simulações experimental e numérica dos sistemas de arrefecimento de veículos automotores, visando identificar as melhores práticas. Para alcançar os objetivos mencionados, são apresentadas as principais referências já lançadas na área de pesquisa estudada, filtradas por data de publicação para que os trabalhos selecionados apresentassem as técnicas mais atualizadas se tratando de sistemas de arrefecimento. As publicações selecionadas foram inicialmente separadas em dois grupos macro: simulação numérica e simulação experimental. Referente ao primeiro grupo são abordadas e explanadas simulações numéricas uni, bi e tri dimensionais, suas principais características e a discussão sobre os resultados obtidos. Em relação às simulações experimentais, são apresentados diversos estudos, características, metodologias utilizadas e resultados obtidos relacionados a sistemas de arrefecimento veiculares. Por fim, é apresentada uma série de boas práticas envolvendo ambas as simulações, com base nas referências encontradas.

Palavras-chave: Refrigeração do motor. Arrefecimento veicular. Mecânica dos Fluidos. Simulação numérica. Simulação experimental.

ABSTRACT

At the present moment in the automobile industry, several researches are carried out in order to develop safer vehicles for its passengers, less aggressive to the environment, among other fronts. With all the recent advances in propulsion, hybrid and electric systems, the cooling system of these automobiles must be able to perform its function in the best possible way. This work aimed to gather the most advanced methodologies for experimental and numerical simulations of the cooling systems of motor vehicles, aiming to identify the best practices. In order to achieve the mentioned objectives, the main references already released in the studied research area are presented, filtered by date of publication so that the selected works present the most up-to-date techniques in the case of cooling systems. The selected publications were initially separated into two macro groups: numerical simulation and experimental simulation. Regarding the first group, uni, bi and tri-dimensional numerical simulations are approached and explained, their main characteristics and the discussion on the results obtained. In relation to the experimental simulations, several studies, characteristics, methodologies used and results obtained related to vehicle cooling systems are presented. Finally, a series of good practices is presented involving both simulations, based on the references found.

Keywords: Engine cooling. Vehicle cooling. Fluid Mechanics. Numerical simulation. Experimental simulation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Veículos Agrale Marruá (a) AM200 e (b) AM2 VTNE .	14
Figura 2 – Recipientes contendo líquido e gás.	16
Figura 3 – Comportamento de sólidos à força cisalhante F .	17
Figura 4 – Decomposição de uma força aplicada a uma área superficial.	17
Figura 5 – Método gráfico para obtenção da viscosidade dinâmica dos fluidos.	19
Figura 6 – Regime de escoamento (a) laminar, (b) transição e (c) turbulento.	20
Figura 7 – Diagrama de Moody.	22
Figura 8 – Camada limite (a) ideal e (b) real gerada no escoamento externo.	23
Figura 9 – Escoamento sobre uma placa plana.	24
Figura 10 – Número de Reynolds em regime laminar e turbulento de escoamento externo.	24
Figura 11 – Coeficiente de arrasto, CD .	26
Figura 12 – Coeficiente de sustentação, CL .	27
Figura 13 – Volume de controle em torno de um evaporador.	27
Figura 14 – Troca de calor por condução.	29
Figura 15 – Distribuição de velocidades e temperaturas na convecção.	30
Figura 16 – Convecção por (a) escoamento forçado, (b) forças de empuxo, (c) ebulição e (d) condensação.	31
Figura 17 – Troca de calor por radiação.	32
Figura 18 – Método gráfico para definição dos parâmetros adimensionais de eficiência.	35
Figura 19 – Principais meios de transferência de calor em um motor.	36
Figura 20 – Temperatura dos principais componentes de um motor.	37
Figura 21 – Exemplo de circulação do fluido de arrefecimento.	38
Figura 22 – Temperaturas envolvidas no sistema de arrefecimento.	38
Figura 23 – Distribuição de calor em um MCI.	40
Figura 24 – Componentes de um radiador.	41
Figura 25 – Malha (a) hexagonal tridimensional e (b) triangular bidimensional.	43
Figura 26 – Etapas de desenvolvimento do trabalho.	45
Figura 27 – Esquemas de simulações (a) 1D e (b) 3D de um radiador.	50
Figura 28 – Esquema de simulação para gerenciamento térmico veicular.	50
Figura 29 – Simulação térmica (a) câmara de combustão, (b) na válvula de admissão de ar da câmara e (c) na interface entre a válvula de admissão de ar e o bloco do motor.	52
Figura 30 – Radiador (a) como um todo e (b) região de análise para simulação.	53

Figura 31 – Temperaturas obtidas na (a) região sem detalhes, (b) região com recortes longitudinais, (c) região com aletas forçando a saída do ar e (d) região com aletas mistas.....	54
Figura 32 – Valores de troca térmica (a) na região com recortes longitudinais e (b) na região com aletas mistas.....	55
Figura 33 – Túnel de vento.....	56
Figura 34 – Condições de contorno do túnel de vento para validação.....	57
Figura 35 – Refinamento de malha (a) em regiões de menor interesse e (b) maior interesse na simulação.....	57
Figura 36 – Simplificação do veículo para simulação.....	58
Figura 37 – Condições de contorno para validação.....	59
Figura 38 – Malhas definidas em (a) no carro e (b) no sistema de arrefecimento e motor.....	60
Figura 39 – Temperatura do líquido de arrefecimento na entrada do radiador – veículo C.....	61
Figura 40 – Diferença de temperatura do líquido de arrefecimento do radiador – veículo C..	61
Figura 41 – Arranjos propostos.	62
Figura 42 – Malha do arranjo 3.	62
Figura 43 – Resultados obtidos de (a) queda de pressão e (b) taxa de transferência de calor em função da taxa de fluxo de massa.....	63
Figura 44 – Bancada de testes.	65
Figura 45 – Valores de massa específica para mistura de água com (a) etileno glicol e (b) polímero.	66
Figura 46 – Valores de condutividade térmica para mistura de água com (a) etileno glicol e (b) polímero.....	67
Figura 47 – Dados coletados com o radiador de motocicleta.....	68
Figura 48 – Dados coletados com o radiador de veículo de passeio.	69
Figura 49 – Posicionamento de termopares durante teste de <i>cooling</i>	70
Figura 50 – Dados obtidos experimentalmente na condição de (a) potência máxima e (b) torque máximo do motor.	71
Figura 51 – Dados de calor dissipado pelo motor via simulação numérica.	73
Figura 52 – Valores de dissipação de calor mensurados no motor e no radiador em diferentes marchas e rotações.	74
Figura 53 – Balanço energético do motor.	75

LISTA DE QUADROS E TABELAS

Quadro 1 – Principais equações de efetividade, ϵ , para os trocadores de calor.	35
Quadro 2 – Livros-texto utilizados como referência.	46
Quadro 3 – Publicações utilizadas como referência.	48
Quadro 4 – Equipamentos utilizados para realização do teste experimental.	64
Tabela 1 – Valores de Número de Reynolds, para diferentes regimes de escoamento.	21
Tabela 2 – Valores de coeficiente global de transferência de calor, U	33
Tabela 3 – Vazão das ventoinhas para cada radiador.	67

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANFAVEA	Associação nacional dos fabricantes de veículos automotores
ATB	<i>Air to boil</i>
CAC	<i>Charger air cooler</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
EUA	Estados Unidos da América
G2	Segunda Geração
Gb	<i>Gigabyte</i>
MCI	Motor de combustão interna
MCTL	<i>Maximum Coolant Temperature Limit</i>
ONU	Organização das Nações Unidas
RAM	<i>Random-access memory</i>
RANS	<i>Reynolds average Navier-Stokes</i>
SI	Sistema internacional de medidas
TTV	<i>Top Tank Differential</i>
VTNE	Veículo de transporte não especializado

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO E JUSTIFICATIVA.....	13
1.2	OBJETIVOS.....	15
1.2.1	Objetivo geral.....	15
1.2.2	Objetivos específicos.....	15
2	REFERENCIAL TEÓRICO	16
2.1	MECÂNICA DOS FLUIDOS.....	16
2.1.1	Definição de fluido.....	16
2.1.2	Viscosidade.....	18
2.1.3	Tipos de escoamento.....	19
2.1.3.1	Escoamentos internos.....	21
2.1.3.2	Escoamentos externos.....	23
2.1.4	Forças de arrasto e de sustentação.....	25
2.1.5	Volumes de controle	27
2.1.6	Primeira lei da termodinâmica.....	28
2.2	TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	28
2.2.1	Condução.....	28
2.2.2	Convecção.....	29
2.2.3	Radiação	31
2.2.4	Trocadores de calor	32
2.3	ARREFECIMENTO VEICULAR	36
2.3.1	Características do sistema de arrefecimento.....	36
2.3.2	Tipos de sistema de arrefecimento.....	37
2.3.3	Principais componentes.....	38
2.4	DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL	41
2.4.1	Princípios físicos envolvidos	41
2.4.2	Malha	43
3	METODOLOGIA DE TRABALHO	44
3.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	44
3.2	ETAPAS DE DESENVOLVIMENTO	44

4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	46
4.1	CLASSIFICAÇÃO BIBLIOGRÁFICA	46
4.2	PESQUISA BIBLIOGRÁFICA	48
4.2.1	Simulação numérica	49
4.2.1.1	Simulação unidimensional.....	49
4.2.1.2	Simulação bidimensional.....	50
4.2.1.3	Simulação tridimensional	52
4.2.2	Simulação experimental e numérico-experimental	63
4.3	SIMULAÇÃO EXPERIMENTAL <i>VERSUS</i> SIMULAÇÃO NUMÉRICA	76
4.3.1	Melhores práticas	76
4.3.1.1	Simulações numéricas	77
4.3.1.2	Testes experimentais	77
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	79
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	80

1 INTRODUÇÃO

Na atual indústria automotiva, o estudo do comportamento do escoamento de fluidos é de extrema importância, pois há impactos em diversos aspectos ligados ao veículo, que podem estar ligados à aerodinâmica, ao sistema de ar condicionado, ao sistema de arrefecimento, entre outros. Podem ser citados como exemplos de cada aspecto mencionado previamente o consumo de combustível para veículos de passeio e o desempenho em pista para carros de competição, o conforto dos passageiros e, por fim, ao correto funcionamento dos componentes que compõe o sistema de arrefecimento destes veículos, respectivamente.

Este trabalho envolve uma contextualização sobre a situação problema que gerou a discussão sobre as boas práticas para desenvolver um estudo de arrefecimento veicular confiável. Para isso, inicialmente, são apresentados os princípios de mecânica dos fluidos, aerodinâmica veicular e do arrefecimento de motores. Posteriormente, há uma revisão sobre trabalhos correlatos.

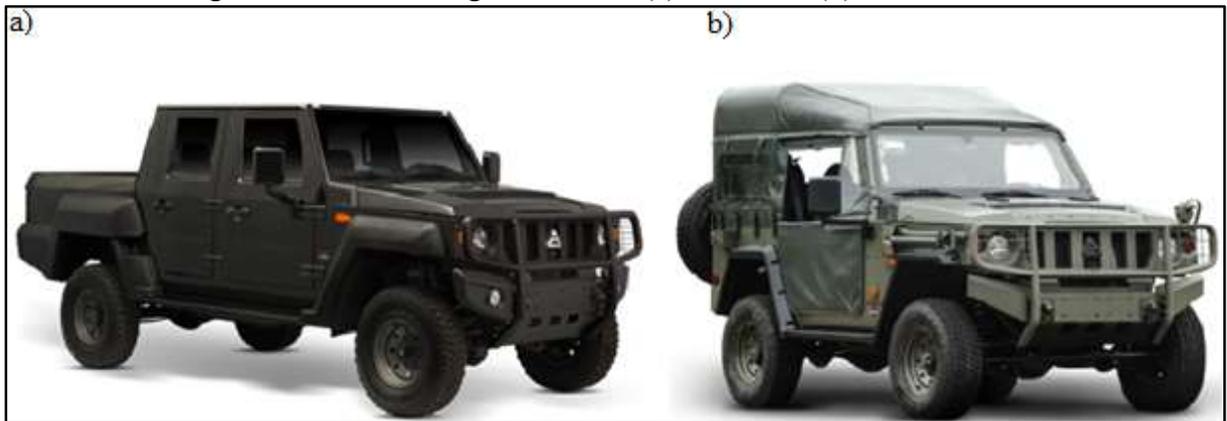
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E JUSTIFICATIVA

A empresa Agrale S.A. está situada na cidade de Caxias do Sul, Rio Grande do Sul, Brasil. Além de possuir três unidades nessa cidade, possui também outras no estado do Espírito Santo e na Argentina. Tem como principais produtos ofertados ao mercado: tratores; caminhões; chassis das linhas leve, média e pesada; motores estacionários; e veículos utilitários que atendem às linhas civis e militares, denominados Marruá.

A Figura 1a ilustra o Agrale Marruá civil, modelo AM200, que tem capacidade para transportar até 2.000 *kg* de carga, enquanto a Figura 1b demonstra o Agrale Marruá militar, modelo AM2 VTNE, que transporta até seis passageiros e tem capacidade para transportar até 500 *kg* de carga adicional, conforme Agrale (2019).

Atualmente todos os veículos Marruá são equipados com motores Cummins, modelo ISF 2.8 *L*, que geram aproximadamente 150 *cv* de potência e aproximadamente 360 *N · m* de torque, atendendo à regulamentação EURO V de emissões de poluentes. Porém o serviço de pós-vendas relata constantemente que os clientes gostariam de um motor mais potente, o que facilitaria a chegada em lugares de difícil acesso. Além dessa sugestão de melhoria, no ano de 2023 entra em vigor no Brasil o programa de controle de emissões EURO VI para veículos já em produção e, em 2022 para veículos ainda não homologados, de acordo CONAMA (2019).

Figura 1 – Veículos Agrale Marruá (a) AM200 e (b) AM2 VTNE .



Fonte: Agrale (2019).

Tendo em vista as situações-problema citadas anteriormente, a equipe de engenharia de desenvolvimento de produtos, que atua no segmento de utilitários, iniciou, no primeiro mês do ano de 2019, o estudo de viabilidade do veículo Marruá com motor Cummins, modelo ISF 3.8 L, que gera aproximadamente 162 cv de potência e aproximadamente 600 N · m de torque, atendendo à regulamentação EURO VI. Além da mudança do motor, diversos itens como caixa de transmissão, eixos dianteiros e traseiros, sistemas de freio, entre outros, também necessitaram ser substituídos para suportarem as exigências do novo motor e atenderem testes realizados para homologação do veículo. Porém, alguns componentes que haviam atendido com folga, testes de homologação no veículo com o motor anterior, acabaram não sendo substituídos, como, por exemplo, o sistema de arrefecimento.

Além da alteração do motor com mais potência e torque, surgiu à possibilidade de instalação de uma caixa de transmissão automática. Então o estudo do sistema de arrefecimento é de suma importância para o desenvolvimento deste novo projeto, pois, com os novos valores de rejeição térmica, tanto do novo motor quanto da caixa automática, o sistema de arrefecimento pode não desempenhar seu papel de forma satisfatória.

Com base nos problemas explicitados acima, avaliou-se as diferentes metodologias disponíveis na literatura referentes às simulações numéricas e experimentais do sistema de arrefecimento veicular.

1.2 OBJETIVOS

Neste subcapítulo são abordados os objetivos geral e específicos que tangem este trabalho.

1.2.1 Objetivo geral

Identificar métodos e orientações (boas práticas) para realização de estudos experimentais e numéricos envolvendo o sistema de arrefecimento veicular.

1.2.2 Objetivos específicos

- a) Apresentar os princípios físicos de mecânica dos fluidos e transferência de calor, envolvidos nos sistemas de arrefecimento;
- b) Evidenciar os principais componentes que compõem um sistema de arrefecimento veicular;
- c) Realizar revisão bibliográfica sobre os métodos numéricos e experimentais para simulação dos sistemas de arrefecimento.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

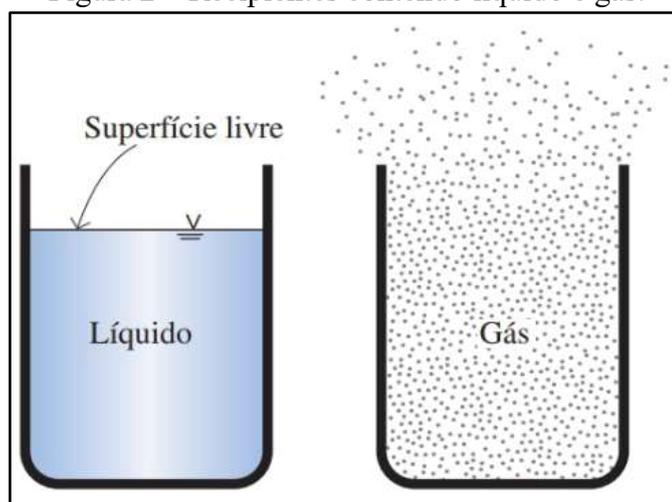
Para resolver a situação problema apresentada, é necessário o entendimento dos principais fundamentos físicos envolvidos, que estão associados a duas áreas, mecânica dos fluidos e transferência de calor.

2.1 MECÂNICA DOS FLUIDOS

2.1.1 Definição de fluido

Segundo Brunetti (2008), a mecânica dos fluidos é a ciência que tem como principal objetivo estudar o comportamento físico dos fluidos, bem como todas as leis que regem este comportamento. Mas, inicialmente, é necessário saber o que caracteriza um fluido. Para Çengel e Cimbala (2007), fluido é toda a substância que se encontra no estado líquido ou gasoso, conceito este que pode ser complementado por Brunetti (2008), que diz que os fluidos não têm um formato específico, variando com o recipiente que o contém. Ainda dentro da definição de fluido, existe a distinção entre as substâncias líquidas e gasosas, Çengel e Cimbala (2007) ilustram essa diferença de forma que um gás se expande a fim de preencher todo o volume do recipiente em que está contido, enquanto o líquido preenche apenas a fração de volume do recipiente, corresponde à quantidade deste líquido, deste modo surge a superfície livre do fluido, conforme Figura 2.

Figura 2 – Recipientes contendo líquido e gás.

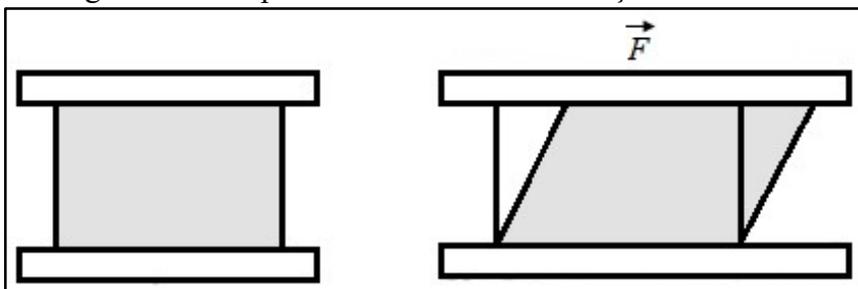


Fonte: Adaptado de Çengel e Cimbala (2007).

Outro princípio importante, dentro do que é um fluido, é a incompressibilidade. Para explicar tal fenômeno, Fox, Pritchard e McDonald (2010) afirmam que inúmeros

experimentos realizados mostram a diferença entre sólidos e fluidos. Estes experimentos consistem em uma base fixa e outra móvel, entre elas inicialmente existe um bloco sólido de uma substância qualquer e uma força cisalhante F , com determinada magnitude e sentido paralelo às placas, é aplicada de forma constante, de forma que o regime elástico deste bloco sólido seja mantido. Na Figura 3 é possível compreender o comportamento do sólido que enquanto a força cisalhante é aplicada, se deforma e, a partir do momento que é retirada, o bloco volta ao seu formato original.

Figura 3 – Comportamento de sólidos à força cisalhante F .

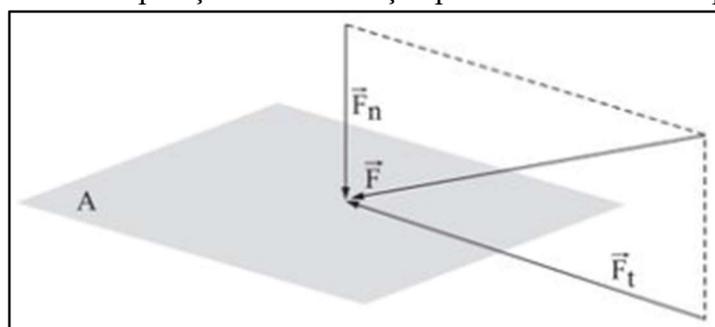


Fonte: Adaptado de Fox, Pritchard e McDonald (2010).

Ao se repetir o mesmo experimento com fluidos, é possível perceber o efeito da incompressibilidade, onde o fluido é deformado continuamente enquanto a força cisalhante F é aplicada. Além da incompressibilidade é possível visualizar a condição de não deslizamento do fluido, condição essa experimental e que afirma que os fluidos possuem a mesma velocidade da superfície que estão em contato, conforme Figura 3.

A força cisalhante F , provém da decomposição da força aplicada em determinada área. Nesta decomposição é possível obter a componente da força normal F_n e a componente da força tangencial F_t , na Figura 4 fica exemplificada a decomposição.

Figura 4 – Decomposição de uma força aplicada a uma área superficial.



Fonte: Adaptado de Brunetti (2008).

Feita a decomposição das forças sobre a área superficial (A), é possível obter a equação da tensão cisalhante sob a mesma, conforme a Equação 1.

$$\tau = \frac{F_t}{A} \quad (1)$$

Adotando as unidades do sistema internacional, SI, obtém-se N/m^2 .

Esta força de cisalhamento aplicada gera uma determinada fração de deslocamento no fluido, ou gradiente de velocidade. Este gradiente pode ser ou não dependente da variável tempo, t , denominados como regimes transiente e estacionário, respectivamente. Na Equação 2 é demonstrado o gradiente de velocidade, na forma diferencial, em regime estacionário, enquanto na Equação 3, no regime transiente.

$$v = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \quad (2)$$

$$v = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial t} \quad (3)$$

2.1.2 Viscosidade

Outra propriedade importante é a viscosidade do fluido, ou seja, fluidez, segundo Fox & McDonald (2001) quanto maior a resistência à deformação, maior é a viscosidade do fluido. Em outras palavras, quanto maior a viscosidade do fluido menos ele escoar. A viscosidade de um fluido depende se o mesmo é newtoniano ou não newtoniano. Para Fox, Pritchard e McDonald (2010) um fluido newtoniano é aquele que a tensão de cisalhamento, τ , é diretamente proporcional à taxa de deformação, dv/dy , enquanto em um fluido não newtoniano tem a tensão de cisalhamento não é diretamente proporcional à taxa de deformação, segundo os mesmos autores.

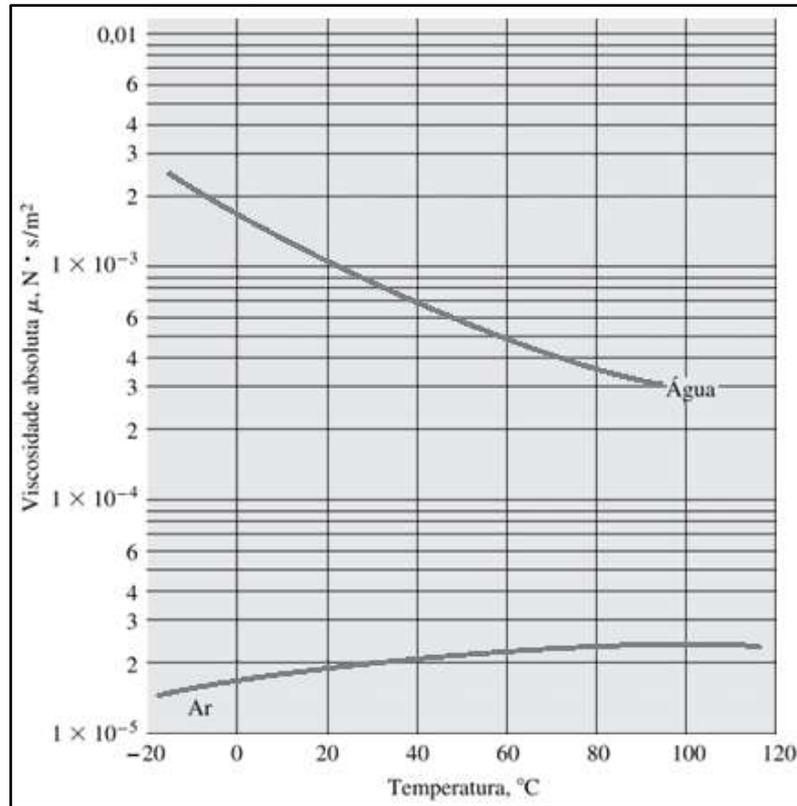
Para os fluidos newtonianos é possível obter o valor da viscosidade dinâmica, μ , analiticamente, conforme a Equação 4.

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{dv}{dy}} \quad (4)$$

Onde a unidade de medida no SI é $Pa \cdot s$.

É possível, também, utilizar método gráfico para obtenção da viscosidade dinâmica é demonstrado na Figura 5, valores estes à pressão de 1 atm.

Figura 5 – Método gráfico para obtenção da viscosidade dinâmica dos fluidos.



Fonte: Adaptado de White (2018).

Com o valor da viscosidade dinâmica, é possível obter o valor da viscosidade cinemática analiticamente, ν , de um fluido, conforme Equação 5.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (5)$$

Onde a unidade de medida no SI é m^2/s .

Já para os fluidos não newtonianos, é possível calcular a viscosidade aparente do mesmo, η , utilizando a Equação 5 demonstrada anteriormente.

2.1.3 Tipos de escoamento

Quanto ao escoamento dos fluidos, diversas características podem ser observadas como: se o fluido escoar variando ou não no tempo, transiente ou estacionário, respectivamente. Na Equações 2 e 3, demonstradas anteriormente, são apresentados os

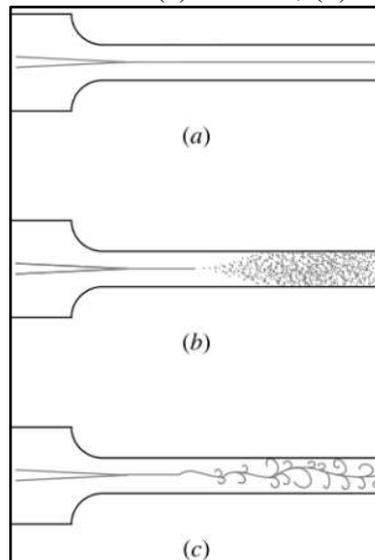
gradientes de velocidade que exemplificam os regimes transiente e estacionário de velocidade.

Em alguns problemas são assumidas algumas simplificações de forma a facilitar a resolução analiticamente, por este motivo é comum assumir que o fluido é não viscoso, ou seja, sua viscosidade dinâmica é igual à zero, $\mu = 0$.

Os fluidos podem escoar em meios internos e externos. O escoamento interno ocorre, geralmente, em tubulações de diversos equipamentos e com diversas finalidades, por exemplo, para resfriamento de equipamentos industriais, transporte de fluidos de um ponto a outro de dado sistema automotivo, entre outros. Já o escoamento externo ocorre em meios abertos, por exemplo, escoamento de ar em aletas para resfriamento de um radiador automotivo, escoamento de ar sobre uma aeronave, entre outros.

Estes escoamentos, interno e externo, podem ocorrer em diferentes regimes, laminar, transição e turbulento. A Figura 6a demonstra o regime laminar, constante e sem perturbações ou turbilhonamento. Já a Figura 6b apresenta o regime de transição, onde no início o escoamento é constante e por alguma perturbação ele torna-se turbilhonado, e por fim a Figura 6c ilustra o regime turbulento, onde o escoamento se dá totalmente desorganizado, em escoamentos internos.

Figura 6 – Regime de escoamento (a) laminar, (b) transição e (c) turbulento.



Fonte: Adaptado de White (2018).

O regime de escoamento dos fluidos é modelado pelo número de Reynolds, Re , número esse adimensional, analiticamente obtido conforme Equação 6, para escoamentos internos.

$$Re = \frac{v \cdot d_i}{\nu} \quad (6)$$

Onde v se refere à velocidade média do fluido escoando pela tubulação, d_i se refere ao diâmetro interno da tubulação e ν se refere à viscosidade cinemática do fluido.

Para diferenciar estes regimes, existem valores do número de Reynolds, conforme a Tabela 1. Além disso, White (2018) afirma que o valor crítico para o número de Reynolds, onde inicia a transição para o regime turbulento é $Re = 2300$.

Tabela 1 – Valores de Número de Reynolds, para diferentes regimes de escoamento.

$0 < Re < 1$	Movimento laminar altamente viscoso
$1 < Re < 100$	Laminar, forte dependência do número de Reynolds
$100 < Re < 10^3$	Laminar, a teoria da camada-limite é útil
$10^3 < Re < 10^4$	Transição para a turbulência
$10^4 < Re < 10^6$	Turbulento, dependência moderada do número de Reynolds
$10^6 < Re < \infty$	Turbulento, fraca dependência do número de Reynolds

Fonte: Adaptado de White (2018).

2.1.3.1 Escoamentos internos

Para escoamentos internos é necessário considerar possíveis perdas de carga causadas por atritos entre o fluido e a tubulação, acessórios instalados na tubulação como válvulas, buchas para redução de diâmetros, entre outras.

Assumindo que a velocidade se mantém constante durante todo o escoamento do fluido, logo $v_1 = v_2$, é possível isolar a perda de carga, h_p , que relaciona as diferença de alturas entre os pontos de análise, z_1 e z_2 , a diferença de pressões entre estes mesmos pontos, P_1 e P_2 , a densidade do fluido, ρ , e a aceleração da gravidade, g , conforme a Equação 7.

$$h_p = (z_1 - z_2) + \left(\frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} \right) \quad (7)$$

Onde no SI, a unidade de medida da perda de carga, h_p , é o metro, m .

De acordo com White (2018), além de obter o valor da perda de carga, h_p , partindo da Equação de Bernoulli, apresentado na Equação 7, é possível obter o valor da perda de carga pela equação apresentada pelo professor alemão Julius Weisbach. Esta equação relaciona o fator de atrito, f , o comprimento da tubulação, L , o diâmetro interno destes tubos,

d_i , a velocidade de escoamento, v e a força de gravidade, g . A Equação 8 demonstra o método analítico apresentado por Julius Weisbach.

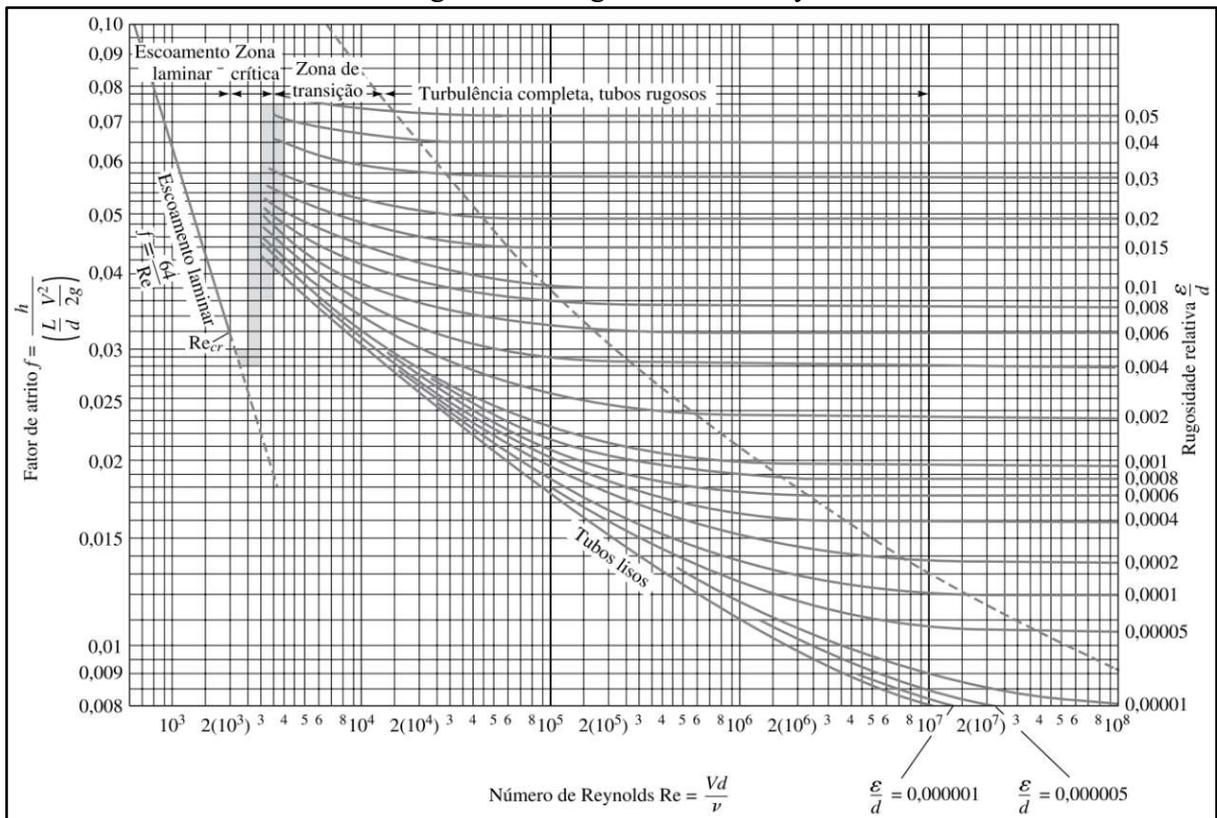
$$h_p = f \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (8)$$

Para escoamentos laminares, o fator de atrito é obtido através da Equação 9.

$$f_{lam} = 64/Re \quad (9)$$

Já para os escoamentos turbulentos, o fator de atrito pode ser obtido graficamente utilizando o diagrama de Moody. Este método relaciona o Número de Reynolds, Re , e a rugosidade relativa, ε/d_i , do tubo. A rugosidade relativa é obtida a partir da divisão do valor da rugosidade do material da tubulação, ε , e o diâmetro interno desta mesma tubulação. A Figura 7 ilustra o diagrama de Moody.

Figura 7 – Diagrama de Moody.



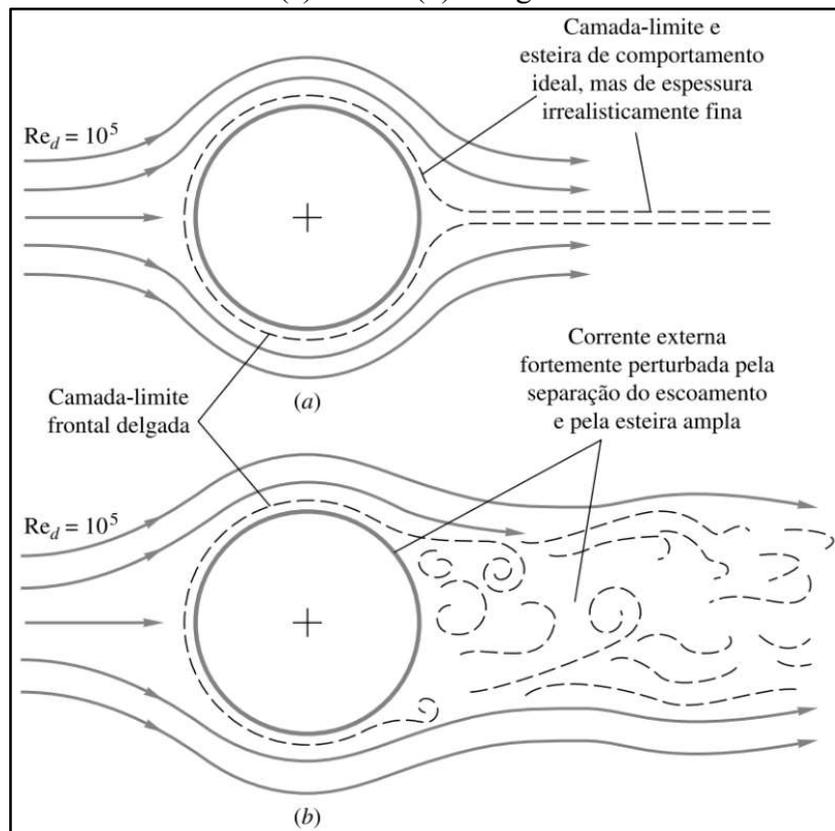
Fonte: Adaptado de White (2018).

2.1.3.2 Escoamentos externos

Já o escoamento externo de fluidos, também conhecido como escoamento ao redor de corpos imersos, é amplamente percebido em diversas situações do dia a dia como o ar escoando sob um veículo de passeio, o fluxo de ar em torno de um radiador de um automóvel, entre outros exemplos.

Quando um determinado corpo está em contato com um dado fluido é gerada a camada limite do escoamento. Esta camada limite é a região no escoamento do fluido afetada pela presença da superfície do objeto. A Figura 8a demonstra a camada limite ideal gerada ao redor de uma esfera, enquanto a Figura 8b ilustra a camada limite real gerada pela mesma esfera.

Figura 8 – Camada limite (a) ideal e (b) real gerada no escoamento externo.

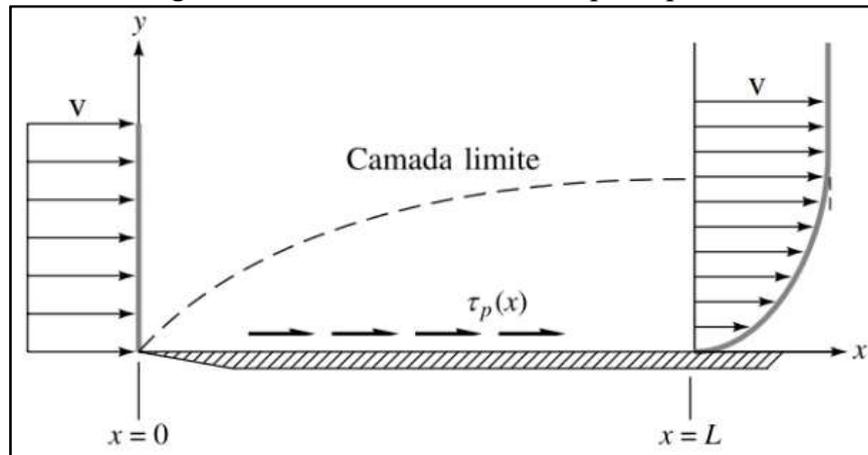


Fonte: Adaptado de White (2018).

A condição de não deslizamento afirma que a velocidade com que o fluido escoava quando entra em contato com a superfície, $v_{fluido,sup}$, é a mesma velocidade da própria superfície, v_{sup} .

A Figura 9 ilustra o escoamento sob uma placa plana, onde é possível observar as linhas de escoamento na condição inicial antes de entrar em contato com a superfície, a geração da camada limite e a própria condição de não deslizamento. É possível visualizar que com o aumento da altura da camada limite a velocidade de escoamento do fluido tende ao seu módulo original.

Figura 9 – Escoamento sobre uma placa plana.

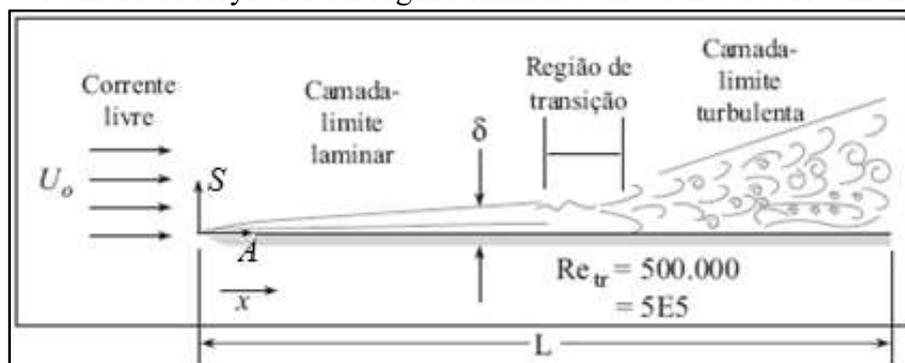


Fonte: Adaptado de White (2018).

Como apresentado anteriormente, o número de Reynolds é de extrema importância para o escoamento externo, onde se pode utilizar partir a mesma equação do escoamento interno, Equação 6, e substituindo o termo do diâmetro interno da tubulação, d_i , pelo comprimento desta superfície, indicada pelo termo X .

Os limites do número de Reynolds para escoamentos externos em regimes laminares e turbulentos são diferentes dos valores em escoamentos internos. A Figura 10 ilustra o valor do número de Reynolds na região de transição entre os regimes laminar e turbulento.

Figura 10 – Número de Reynolds em regime laminar e turbulento de escoamento externo.



Fonte: Adaptado de Elger et al. (2019).

Obtendo o valor do número de Reynolds do escoamento é possível calcular a espessura da camada limite, δ/x , para cada um dos regimes, laminar e turbulento. A Equação 10 demonstra a forma para cálculo da espessura da camada limite em regime laminar, enquanto a Equação 11 demonstra o cálculo para o regime turbulento, ambas aplicadas à placas planas.

$$\frac{\delta}{x} = \frac{5,0}{Re_x^{1/2}} \quad (10)$$

$$\frac{\delta}{x} = \frac{0,16}{Re_x^{1/7}} \quad (11)$$

A unidade de medida da espessura da camada limite é adimensional.

2.1.4 Forças de arrasto e de sustentação

De acordo com a direção que o fluido escoar em relação ao objeto que está imerso nele diferentes forças atuam sobre este corpo. São elas: força de arrasto, F_D , e a força de sustentação, F_L .

A força de arrasto, F_D , é uma força que atua paralela ao sentido do escoamento, ou seja, uma força cisalhante.

O coeficiente de atrito, C_D , está relacionado ao atrito causado, C_{Atrito} , pela força de arrasto, F_D , somado à diferença de pressão, $C_{Pressão}$, causada pela mesma força, logo, $C_D = C_{Atrit} + C_{Pressão}$.

Para obtenção aproximada do valor do coeficiente de atrito, C_D , é possível utilizar o método analítico que relaciona a força de arrasto, F_D , que pode ser mensurada via estudos práticos, a velocidade em que o fluido escoar, v , a massa específica do fluido, ρ e a área de referência, A , do objeto. A Equação 12 demonstra analiticamente como calcular a força arrasto.

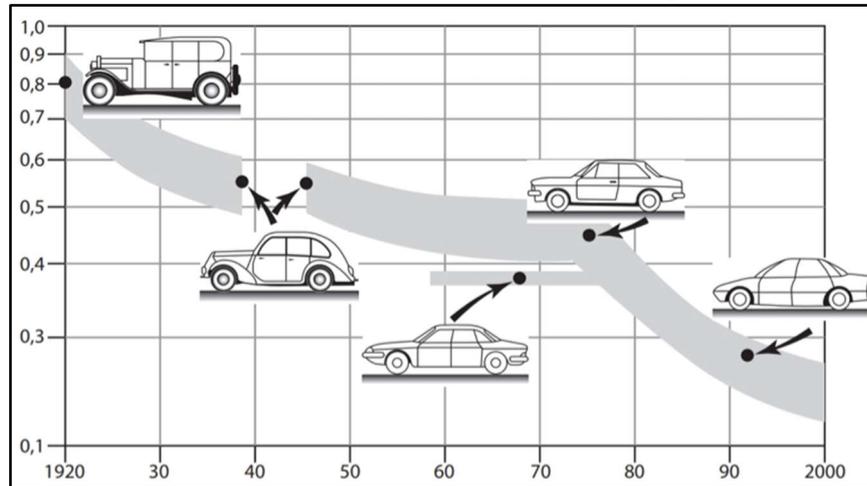
A Figura 11 ilustra alguns valores aproximados do coeficiente de arrasto, para determinados formatos de veículos, com referência à área frontal.

$$C_D = \frac{2 \cdot F_D}{\rho \cdot v^2 \cdot A} \quad (12)$$

Já a força de sustentação, F_L , é uma força que atua perpendicular ao sentido do escoamento, ou seja, uma força normal. O coeficiente de sustentação, C_L , está relacionado ao

atrito causado, C_{Atrito} , pela força de sustentação, F_L , somado à diferença pressão, $C_{Pressão}$, causada pela mesma força, logo, $C_L = C_{Atrito} + C_{Pressão}$.

Figura 11 – Coeficiente de arrasto, C_D .



Fonte: Adaptado de Bistafa (2010).

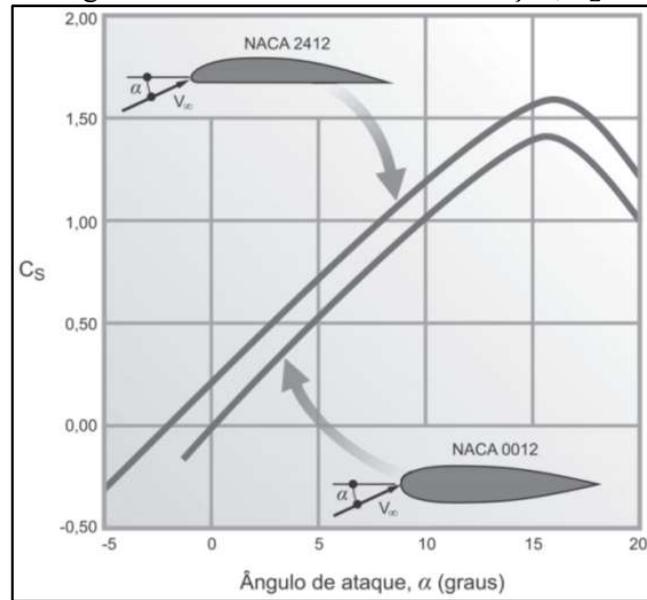
Para obtenção do valor do coeficiente de sustentação, C_L , existe a mesma dificuldade citada no coeficiente de atrito do objeto, onde é necessário um estudo prático para levantar um valor aproximado da força de sustentação que atua sobre o objeto em análise. Então pode-se utilizar o método analítico que relaciona a força de sustentação, F_L , a velocidade em que o fluido escoar, v , a massa específica do fluido, ρ e a de referência, A , do objeto. A Equação 13 demonstra analiticamente como calcular a força sustentação.

$$C_L = \frac{2 \cdot F_L}{\rho \cdot v^2 \cdot A} \quad (13)$$

Este fenômeno é comumente utilizado para projeto de aerofólios de carros de competição. A Figura 12 ilustra alguns valores de coeficiente de sustentação, com referência à área em planta.

No SI, tanto o coeficiente de sustentação, C_L , quanto o coeficiente de arrasto, C_D , são adimensionais.

Figura 12 – Coeficiente de sustentação, C_L .

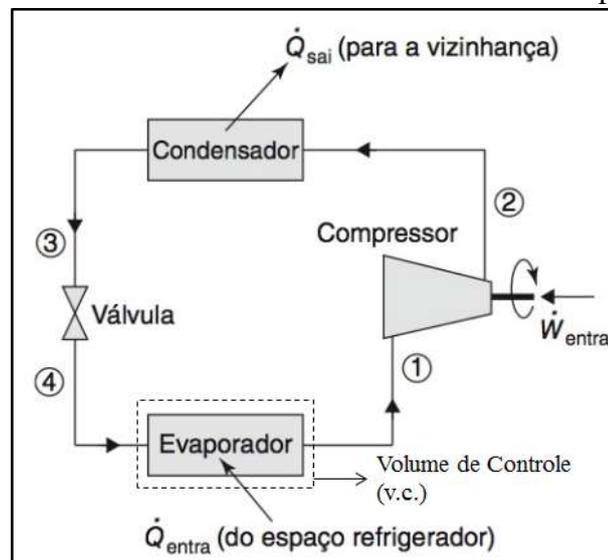


Fonte: Adaptado de Bistafa (2010).

2.1.5 Volumes de controle

Por fim para resolver problemas de engenharia envolvendo transferência de calor e massa, termodinâmica, máquinas térmicas, entre outras áreas, é comum fazer uma simplificação em uma determinada região que está sendo analisada. Esta técnica é denominada de definição de um volume de controle. Na Figura 13, ilustrado por Kroos e Potter (2015) é demonstrado um sistema de resfriamento onde o volume de controle foi definido para análise do evaporador do sistema.

Figura 13 – Volume de controle em torno de um evaporador.



Fonte: Adaptado de Kroos e Potter (2015).

Para análise do volume de controle é assumida a lei de conservação de massa, onde o somatório das massas que entram no volume de controle é igual ao somatório das massas que saem do mesmo. A Equação 14 demonstra a lei de conservação de massa, em função de taxa.

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (14)$$

2.1.6 Primeira lei da termodinâmica

Ainda para solução de problemas envolvendo volumes de controle, Kroos e Potter (2015) citam a existência do enunciado da Primeira Lei da Termodinâmica, 1ª L.T., que afirma a conservação de energia em um sistema, onde o calor no sistema, Q , subtraído do trabalho, W , é igual à energia do sistema. A Equação 15 demonstra a 1ª L.T. no seu formato de taxa em função do tempo.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dE}{dt} \quad (15)$$

2.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Além do estudo da mecânica dos fluidos, é imprescindível o estudo da transferência de calor e seus fenômenos que estão associados ao arrefecimento veicular. Nesta seção serão abordados temas como os princípios da transferência de calor, as três principais formas de transferência de calor, condução, convecção e radiação, além de abordar os principais tópicos sobre trocadores de calor.

Segundo Incropera et al. (2007) transferência de calor é energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperaturas no espaço, ou seja, sempre que existir uma diferença de temperaturas em um ou mais meios, necessariamente havia a transferência de calor.

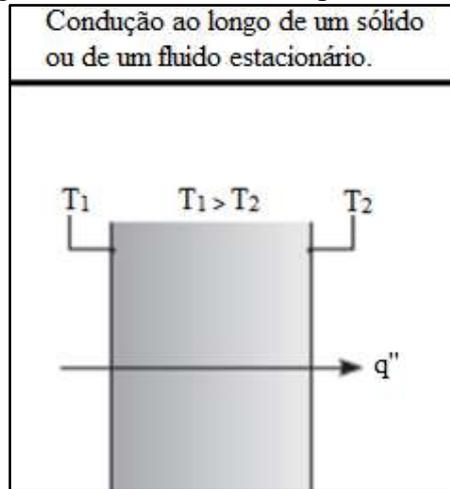
2.2.1 Condução

A primeira forma de transferência de calor apresentada será a condução, onde, de forma simples, ocorre à troca de calor entre fluidos ou sólidos estacionários sempre do ponto de maior temperatura para o de menor temperatura, conforme ilustrado na Figura 14.

Na T_1 condução a transferência do calor se dá nos níveis moleculares das substâncias que estão envolvidas, logo a energia migra de partículas mais energéticas para as menos energéticas. Um bom exemplo para a correta compreensão do conceito de condução é em um ponto qualquer do capô de um automóvel a temperatura é de $80\text{ }^\circ\text{C}$ e no restante é de $45\text{ }^\circ\text{C}$.

De forma com que o tempo passa todo o capô tende a ficar com a mesma temperatura do ponto onde a temperatura era inicialmente maior.

Figura 14 – Troca de calor por condução.



Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2007).

Para quantificar a quantidade de energia transferida durante o processo da condução, se utiliza a *lei de Fourier*, que relaciona a diferença de temperaturas, o comprimento da parede unidimensional, em coordenadas cartesianas, e a condutividade térmica, propriedade essa relacionado ao material da parede. O fluxo térmico é descrito pela Equação 16.

$$q_x'' = -k \cdot \frac{dT}{dx}$$

$$q_x'' = -k \cdot \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (16)$$

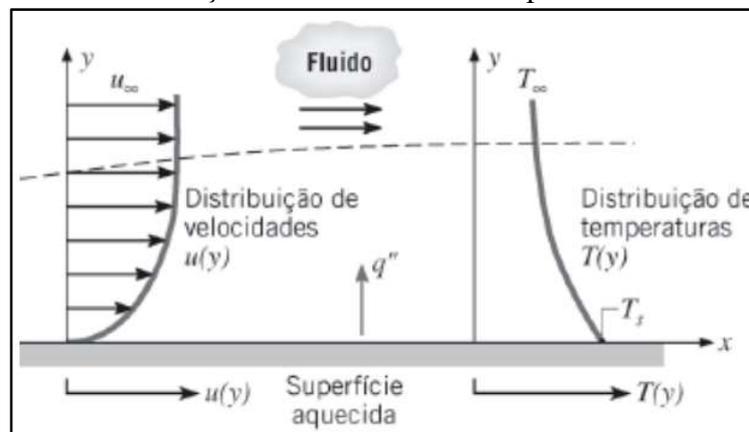
Adotando as unidades do sistema internacional, SI, para as temperaturas obtém-se Kelvin (K), para o comprimento da parede o metro (m), para condutividade térmica do material da parede obtém-se ($W/(m \cdot K)$) e para o fluxo térmico, q_x'' , obtém-se W/m^2 .

2.2.2 Convecção

A segunda forma de transferência de calor é pelo fenômeno da convecção, neste fenômeno o calor é trocado graças ao movimento dos fluidos em relação a uma superfície. Pode ocorrer de duas formas moleculares, pelo movimento molecular aleatório, conhecido como difusão, ou através do movimento global das partículas.

No fenômeno da convecção a troca de calor ocorre da superfície quente para o fluido que está em movimento, estando ambos com diferentes temperaturas. Este contato entre superfície e fluido em movimento gera uma distribuição de velocidades do fluido, onde a velocidade do fluido é nula no ponto de contato com a superfície e aumenta gradativamente de forma finita, neste ponto máximo há a camada limite hidrodinâmica do fluido. Além da distribuição de velocidades há a distribuição de temperaturas, que varia da temperatura da superfície, T_s , até a temperatura do fluido, T_∞ . A Figura 15 ilustra as distribuições citadas anteriormente.

Figura 15 – Distribuição de velocidades e temperaturas na convecção.



Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2007).

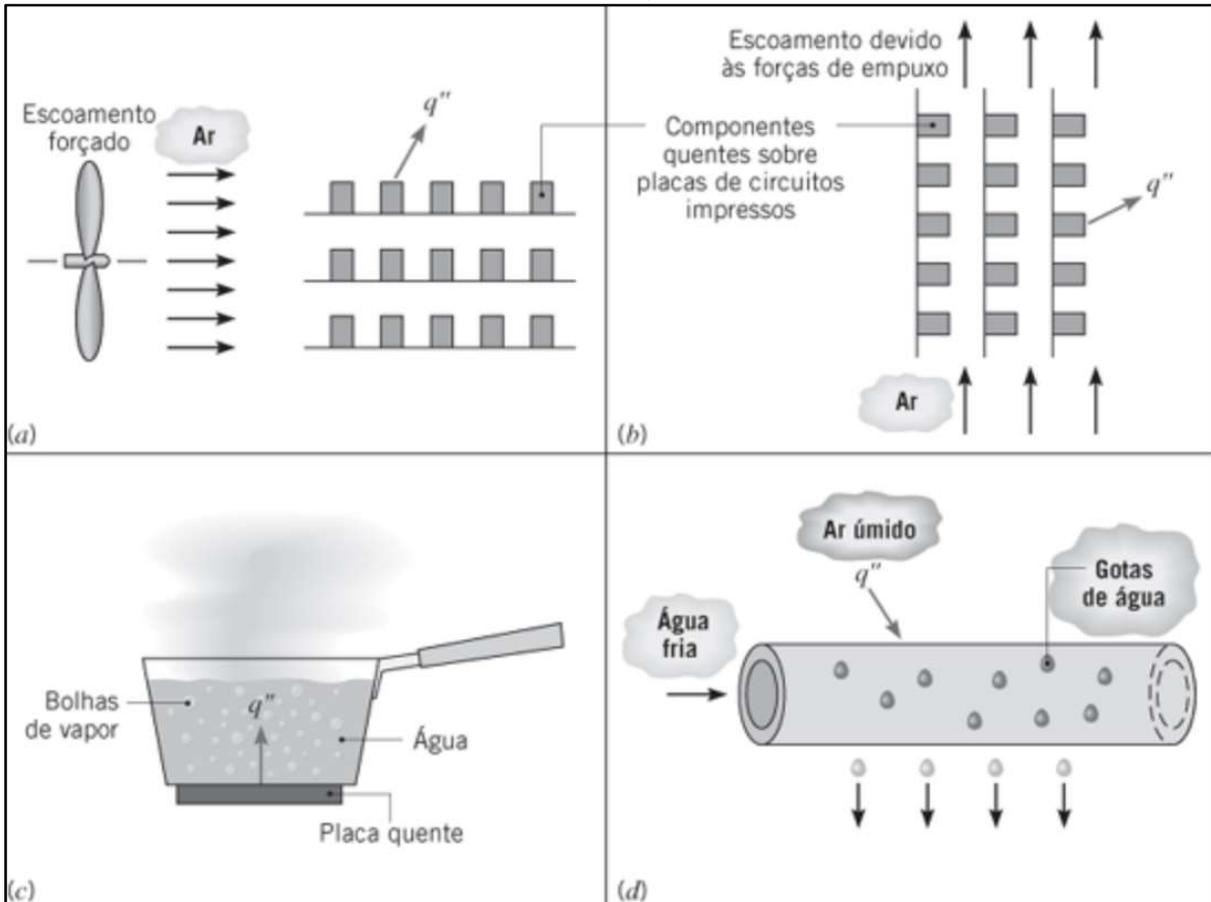
A convecção pode acontecer por quatro distintas formas, por escoamento forçado, por escoamento proveniente de forças de empuxo, por ebulição e por condensação.

Na convecção forçada, um ventilador ou uma bomba causam o escoamento do fluido sobre a superfície quente.

Na convecção natural, o escoamento se dá por forças de empuxo, provenientes da diferença de densidades do fluido, graças à variação de temperatura dos diferentes pontos da superfície que está trocando calor com o fluido. Um exemplo de convecção natural é o arranjo de componentes eletrônicos instalados verticalmente onde o fluido escoava verticalmente de baixo para cima.

Existe também a convecção por condensação, que ocorre pela diferença de temperatura entre o fluido contido em um recipiente e o ambiente externo ao recipiente, pode-se citar como exemplo a criação de vapor de água no lado externo de uma tubulação, por onde escoava um fluido frio. Na Figura 16 são demonstrados os quatro tipos de convecção.

Figura 16 – Convecção por (a) escoamento forçado, (b) forças de empuxo, (c) ebulição e (d) condensação.



Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2007).

Para mensurar a quantidade de fluxo de calor por convecção, q'' , é utilizada a lei do resfriamento de Newton, que envolve as temperaturas do fluido (T_∞) e da superfície (T_s), além do coeficiente de transferência de calor por convecção, h , conforme a Equação 17.

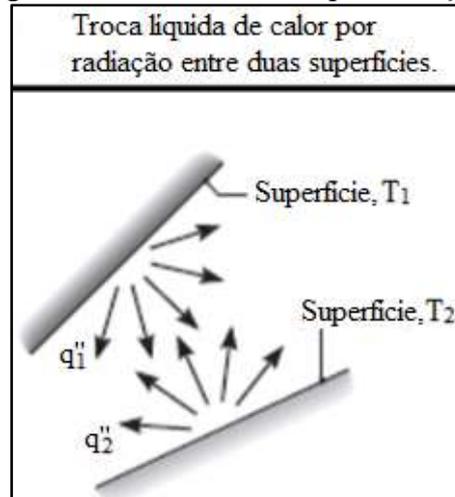
$$q'' = h \cdot (T_s - T_\infty) \quad (17)$$

Adotando as unidades do sistema internacional (SI), obtêm-se as seguintes unidades, para as temperaturas T_s e T_∞ , Kelvin (K), para o coeficiente de transferência de calor por convecção h , ($W/(m^2 \cdot K)$) e para o fluxo de calor por convecção, q'' , obtém-se W/m^2 .

2.2.3 Radiação

Diferente da condução e convecção, a radiação não necessita de um meio físico para que ocorra a transferência de calor, pois este fenômeno ocorre por ondas eletromagnéticas e seu efeito é mais eficiente no vácuo. Na Figura 17, é ilustrado o processo de radiação.

Figura 17 – Troca de calor por radiação.



Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2007).

2.2.4 Trocadores de calor

Os fenômenos de transferência térmica citados anteriormente regem inúmeros equipamentos e sistemas que necessitam trocar calor, podem ser indicados como exemplos sistema de arrefecimento de um veículo, sistema de ar condicionado de automóveis, entre outros.

Os principais trocadores de calor existentes são os trocadores de tubos concêntricos, os trocadores de calor casco e tubo e os trocadores com escoamento cruzado, estes podem ser com aletas e sem mistura dos fluidos ou sem aletas com a mistura dos fluidos. A fabricante dos veículos Marruá, Agrale, utiliza o trocador de calor com escoamento cruzado, com aletas e sem a mistura dos fluidos, ou popularmente conhecidos como radiadores.

Para que estes trocadores de calor desempenhem sua função da melhor maneira possível é necessário considerar algumas constantes e equações. Como neste estudo o tipo de trocador de calor utilizado será do tipo com escoamento cruzado, com aletas e os fluidos não se misturam. Neste caso, existem dois tipos de fluidos um frio e outro quente, o ar proveniente do exterior do veículo e o fluido de refrigeração proveniente do motor, respectivamente.

O cálculo para encontrar o valor da taxa total de transferência de calor, \dot{Q} , entre os fluidos difere para cada um, frio e quente conforme apresentado nas Equações 18 e 19, respectivamente.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \cdot C_{p,f} \cdot (T_{f,sai} - T_{f,entra}) \quad (18)$$

$$\dot{Q}_q = \dot{m}_q \cdot C_{p,q} \cdot (T_{q,entra} - T_{q,sai}) \quad (19)$$

Onde \dot{m} se refere à vazão do fluido, C_p se refere ao calor específico do fluido e T se refere às temperaturas de entrada e saída dos fluidos. Então se faz uso da técnica DTML, para calcular a taxa total de transferência de calor, abrangendo ambos os fluidos envolvidos, conforme Equação 20.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (20)$$

Ao utilizar o método DTML, é inserido o termo U , termo esse referente ao coeficiente global de transferência de calor do trocador, no SI sua unidade de medida é $W/m^2 \cdot K$. Esse termo leva em consideração as trocas de calor por condução e convecção associadas aos tubos que estão em contato com o fluido frio e quente e suas resistências térmicas envolvidas. Na Tabela 2 são ilustrados os principais valores de coeficiente global de transferência de calor.

Tabela 2 – Valores de coeficiente global de transferência de calor, U .

Tipo de trocador de calor	$U [W/m^2 \cdot K]$
Água-ar em tubos aletados (água nos tubos)	400-850

Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012).

Já o termo A , se refere à área de contato que ocorre a troca de calor e por fim o termo ΔT_{ml} , que se refere à diferença logarítmica das temperaturas, conforme Equação 21.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} \quad (21)$$

Os termos ΔT_1 e ΔT_2 são descritos pelas Equações 22 e 23.

$$\Delta T_1 = T_{q,1} - T_{f,1} = T_{q,ent} - T_{f,ent} \quad (22)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,2} - T_{f,2} = T_{q,sai} - T_{f,sai} \quad (23)$$

Além do método DTML é possível calcular o valor da taxa total de transferência de calor pelo método da efetividade-NUT, $\varepsilon - NUT$. Este método consiste em adimensionalizar os valores das taxas de transferência de calor para obter a efetividade do trocador de calor. A Equação 24 demonstra a fórmula para o cálculo da efetividade.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (24)$$

Onde o termo \dot{Q} , se refere à taxa de calor real e o termo \dot{Q}_{max} é referente à taxa máxima de calor possível. Utilizando as Equações 18 e 20, demonstradas anteriormente, é possível calcular o valor de \dot{Q} , onde realizando a multiplicação entre os termos de fluxo de massa, \dot{m} , e calor específico, C_p , é possível obter o termo de capacidade térmica, C_f e C_q , de cada fluido, conforme demonstrado nas Equações 25 e 26.

$$\dot{Q}_f = C_f \cdot (T_{f,sai} - T_{f,entra}) \quad (25)$$

$$\dot{Q}_q = C_q \cdot (T_{q,entra} - T_{q,sai}) \quad (26)$$

Já o termo \dot{Q}_{max} , se obtém a partir da Equação 27.

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot \Delta T_{max} \quad (27)$$

O termo C_{min} se refere ao menor valor de capacidade térmica entre o fluido frio e quente, já o termo ΔT_{max} é referente à maior diferença de temperatura, conforme apresentado na Equação 28.

$$\Delta T_{max} = T_{q,entra} - T_{f,entra} \quad (28)$$

O número de unidades de transferência, NUT, também é adimensionalizado e pode ser obtido a partir da Equação 29.

$$NUT = \frac{U \cdot A_S}{C_{min}} \quad (29)$$

Onde o termo U é referente ao coeficiente global de transferência de calor do trocador, o termo A_S é referente à área superficial de troca térmica e o termo C_{min} é a menor capacidade térmica, todos os termos previamente apresentados.

É possível calcular também a razão de capacidades, termo também adimensional, conforme Equação 30.

$$c = C_{min}/C_{max} \quad (30)$$

Além do método analítico apresentado, pode-se calcular o valor da efetividade, ε , conforme a geometria e o tipo de escoamento do trocador de calor. O Quadro 1 ilustra cada equação de efetividade em relação ao tipo de trocador e escoamento dos fluidos.

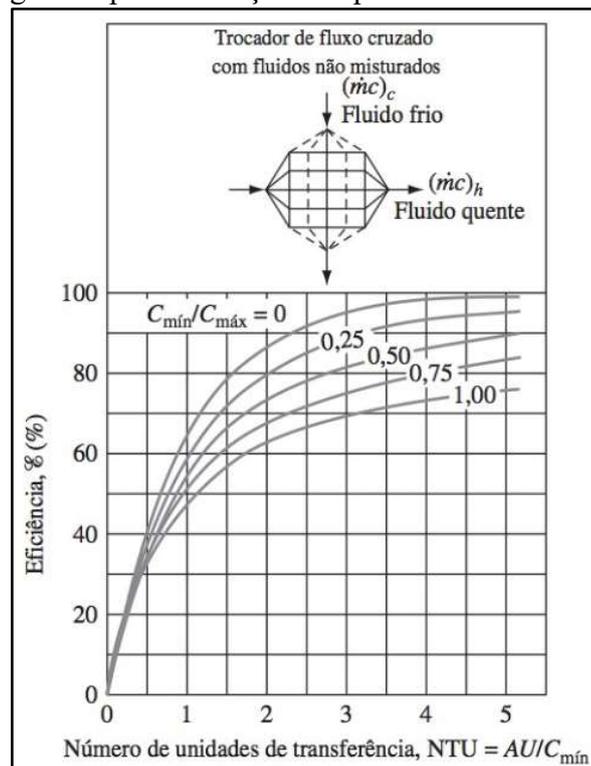
Quadro 1 – Principais equações de efetividade, ε , para os trocadores de calor.

Tipos de trocador de calor	Relação de efetividade (ε)
Escoamento cruzado, sem mistura de fluidos	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NUT^{0,22}}{c} \cdot [\exp(-c \cdot NUT^{0,78}) - 1] \right\}$
c_{min} sem mistura	$\varepsilon = \frac{1}{c} \cdot (1 - \exp \{-c[1 - \exp(-NUT)]\})$
c_{max} sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} \cdot [1 - \exp(-c \cdot NUT)] \right\}$
Todos os trocadores de calor com $c = 0$	$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$

Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012).

Por fim, é possível relacionar as três grandezas adimensionais citadas anteriormente ε , NUT e c , graficamente. Este método consiste em definir o terceiro parâmetro adimensional partindo dos outros dois já definidos, cada gráfico está relacionado com o tipo de trocador e escoamento. Na Figura 18 é demonstrado o gráfico para o trocador de calor em estudo.

Figura 18 – Método gráfico para definição dos parâmetros adimensionais de eficiência.



Fonte: Adaptado de Kreith, Manglik e Bohn (2014).

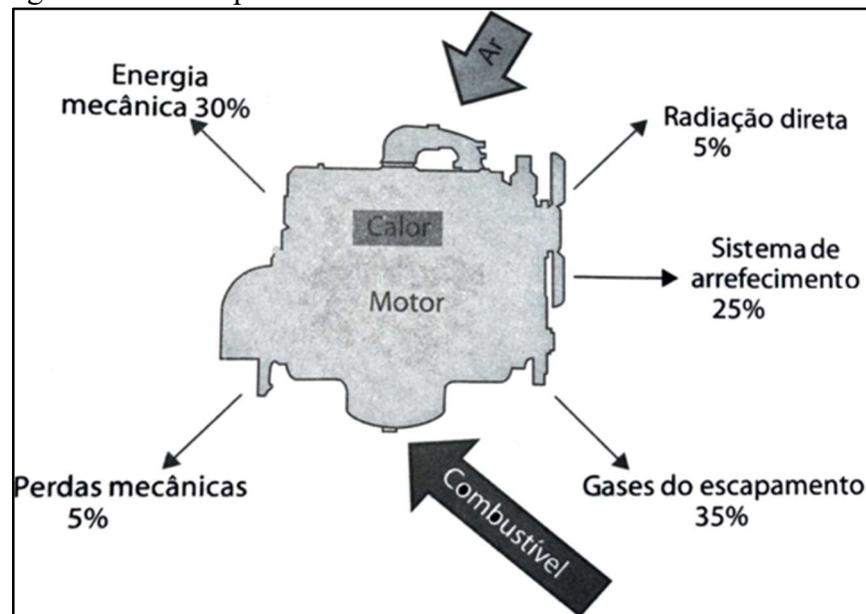
2.3 ARREFECIMENTO VEICULAR

O sistema de arrefecimento de um veículo é de suma importância, pois é o responsável por manter diversos componentes trabalhando na temperatura para qual foram projetados.

2.3.1 Características do sistema de arrefecimento

Como é possível analisar na Figura 19, o sistema de arrefecimento é um dos principais meios de transferência de calor de um motor, por isso deve ser bem dimensionado.

Figura 19 – Principais meios de transferência de calor em um motor.



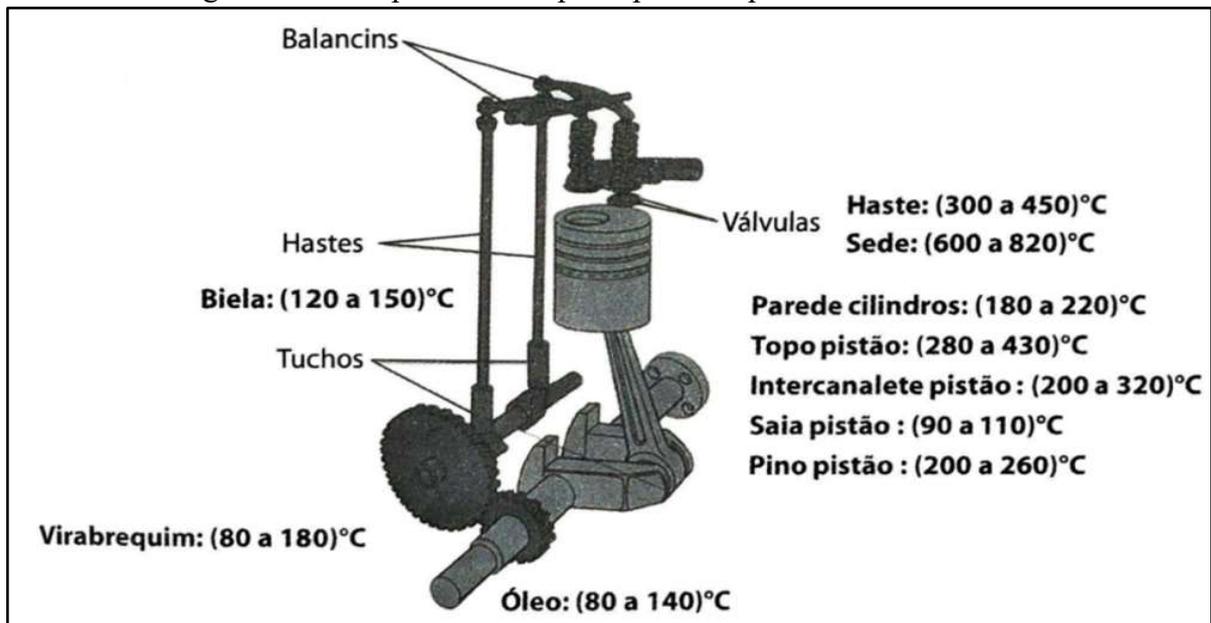
Fonte: Adaptado de Brunetti (2018).

Caso o motor não opere nas condições adequadas, diversas avarias podem acontecer nos sistemas correlacionados, por exemplo, caso o motor trabalhe em uma temperatura menor do que a especificada como adequada, a combustão nos cilindros será incompleta e acabará acarretando em um consumo maior de combustível. Outro exemplo que pode ser mencionado é quando o motor trabalhar em temperaturas maiores que as projetadas, onde diversos danos podem ocorrer, como amolecimento de peças plásticas e mangueiras de borracha além da oxidação de componentes feitos de materiais ferrosos, fatores esses que podem interferir no índice de emissões de poluentes entre outras avarias no sistema.

Para o correto dimensionamento do sistema de arrefecimento, é importante saber quais as temperaturas médias dos principais componentes de um motor de combustão interna,

MCI, que estão envolvidas. Para os cilindros a temperatura varia de acordo com o material que é fabricado, se em ferro fundido a temperatura média é de 400 °C, em alumínio é 300 °C, conforme Brunetti (2018). Na Figura 20 são demonstradas as temperaturas de operação de outros componentes que compõe o sistema.

Figura 20 – Temperatura dos principais componentes de um motor.



Fonte: Adaptado de Brunetti (2018).

2.3.2 Tipos de sistema de arrefecimento

Segundo Brunetti (2018), atualmente existem três processos para remoção de calor dos MCI: por circulação de água, por circulação de ar e por circulação de óleo.

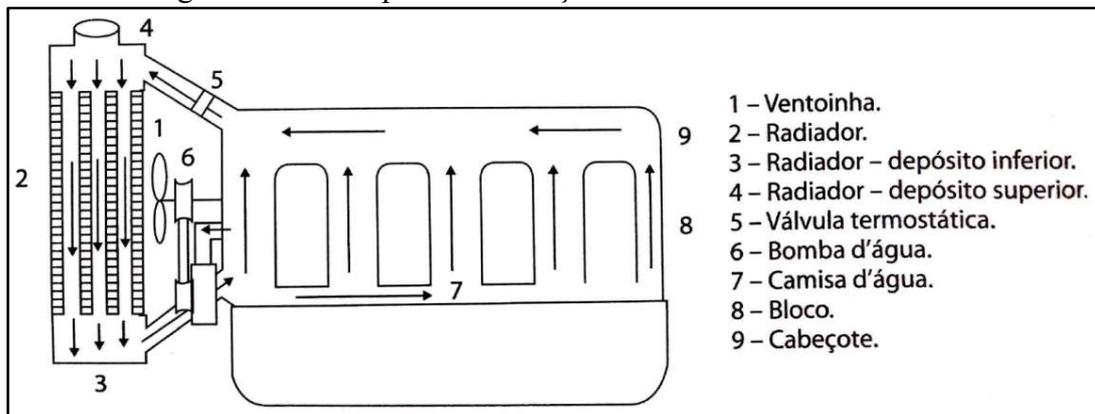
O processo por circulação de água é o mais utilizado nos veículos atualmente. Pode ser de diferentes tipos como: circulação fechada, circulação aberta com reservatório, termossifão ou por circulação forçada, sendo este último o mais usual na indústria automotiva e também utilizado nos veículos Agrale Marruá. A principal vantagem na utilização deste processo é o controle de temperatura média dos componentes que são mais exigidos. Para Brunetti (2018), a temperatura ideal da água deve ser mantida em torno dos 90 °C para todos os regimes de trabalho do MCI e deve ser alcançada o mais rápido possível.

Por ser o tipo de resfriamento mais utilizado na indústria automotiva, é necessário entender o funcionamento do resfriamento por circulação forçada de água. Uma bomba centrífuga acoplada ao motor gera uma determinada vazão no sistema e faz com que a água circule pelo interior do trocador de calor (radiador), onde a transferência ocorre pela

convecção com o ar. O fluido refrigerante permanece no depósito inferior do radiador antes de voltar a percorrer os caminhos internos pelo bloco do motor e o sistema de arrefecimento.

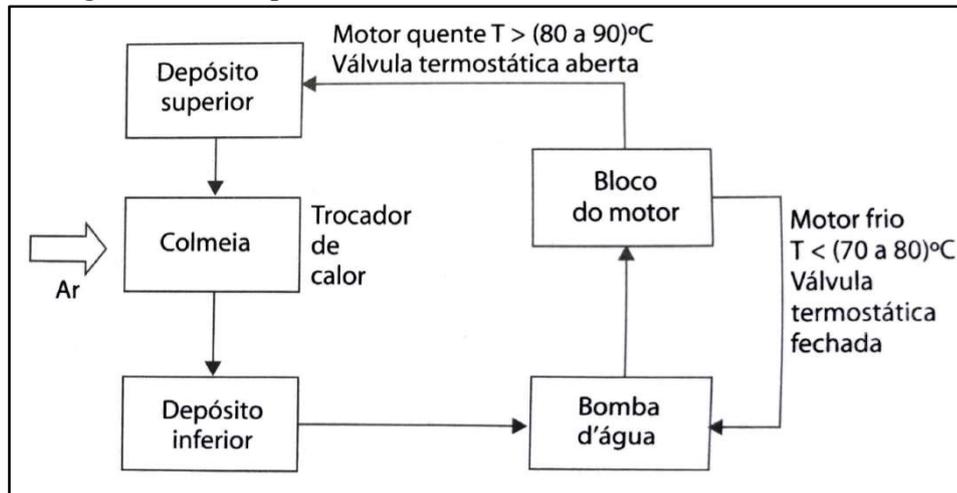
Caso a temperatura d'água no bloco do motor esteja demasiadamente alta, uma válvula termostática se abre e faz com que a água percorra novamente o sistema e passe pelo radiador. Caso contrário, a válvula permanece fechada, fazendo a água circular pelo bloco do motor, conforme demonstrado na Figura 21. Já a Figura 22 demonstra esquematicamente o fluxo de água no processo de resfriamento e as temperaturas médias envolvidas.

Figura 21 – Exemplo de circulação do fluido de arrefecimento.



Fonte: Adaptado de Brunetti (2018).

Figura 22 – Temperaturas envolvidas no sistema de arrefecimento.



Fonte: Adaptado de Brunetti (2018).

2.3.3 Principais componentes

Os principais componentes do sistema de arrefecimento por circulação fechada de água são válvula termostática, bomba d'água, ventilador, vaso de expansão, aditivos, mangueiras e radiador.

A válvula termostática tem como principal função controlar o fluxo de água que circula entre o motor e o radiador, dependendo do regime em que está operando. Para Brunetti (2018), a faixa de temperatura ideal para a água do resfriamento depende do combustível que o motor está utilizando. Para motores Otto à gasolina a faixa de temperatura fica compreendida entre 75 e 90 °C e para os movidos a etanol ou diesel, fica entre 85 e 95 °C.

A função da bomba d'água é fazer com que a água de resfriamento circule por todo o sistema anteriormente descrito. Normalmente é acoplada ao motor, no eixo do virabrequim, e seu acionamento se dá por correias ou engrenagens.

O ventilador instalado entre o motor e o radiador tem como principal objetivo forçar o maior fluxo de ar possível, proveniente do lado externo do veículo, a passar pelo radiador e auxiliar na troca de calor da água que circula por ele. É acoplado ao motor, normalmente, por eixos e pode ser utilizado em conjunto com um defletor para auxiliar no escoamento do ar.

Dentre os diversos tipos de ventiladores existentes no mercado, os veículos Agrale Marruá utilizam o do tipo com embreagem viscosa. Este tipo de ventilador possui uma embreagem térmica viscosa, um fluido, que em regimes onde o motor trabalha mais frio este ventilador gira de forma livre. Na medida em que o motor esquenta este mesmo fluido também se aquece e sua viscosidade aumenta, fazendo com que ele comece a operar com o intuito de auxiliar no resfriamento da água do radiador.

O outro importante componente do sistema de resfriamento é o vaso de expansão. Tem como principal objetivo armazenar uma determinada fração do fluido refrigerante, que circula pelo sistema de arrefecimento e evitar avarias no sistema quando a mistura se expande pelo aumento da temperatura e gera uma maior pressão no sistema. Já quando a temperatura diminui, essa fração de fluido contida no vaso de expansão retorna ao radiador devido à diferença de pressão entre o vaso e o radiador.

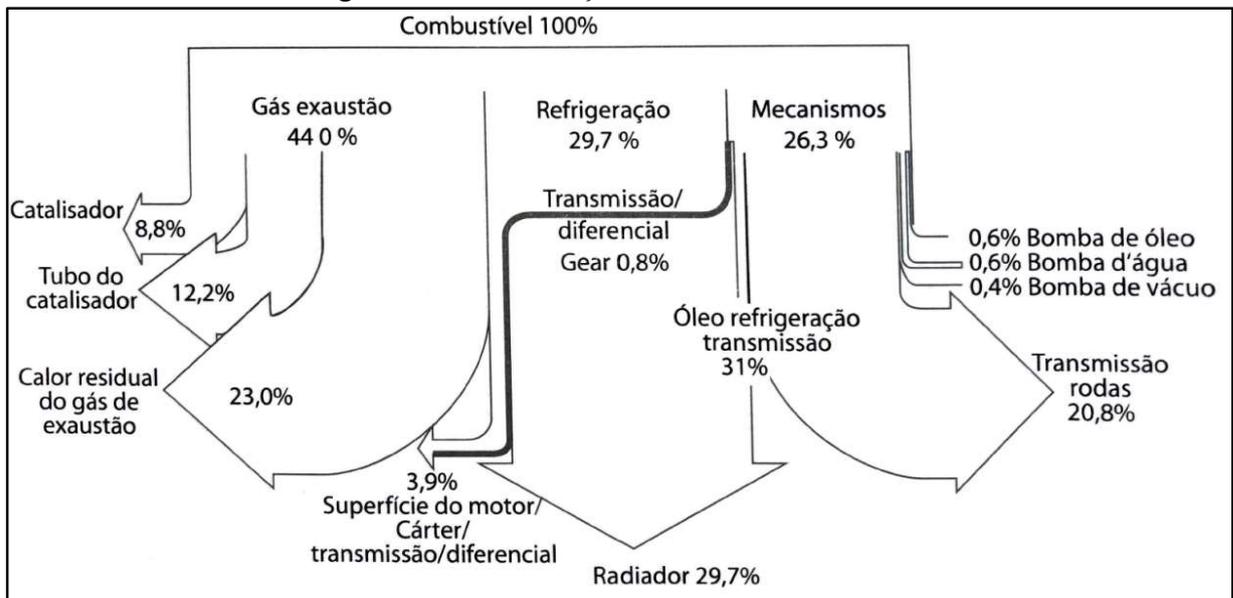
Para que se evite o congelamento e a ebulição do fluido refrigerante no sistema, são adicionados aditivos que reduzem o ponto de congelamento da água, que originalmente é na temperatura de 0 °C, e aumentam o seu ponto de ebulição, 100 °C, a pressão de 1 atm. Segundo Brunetti (2018) o aditivo mais utilizado é o Etileno Glicol, $C_2H_4(OH)_2$, e comumente se utiliza uma fração de 50% de água e 50% de etileno glicol, mas para regiões onde o frio é mais intenso e rigoroso é indicado uma fração máxima de 75% de etileno glicol. Ao ser adicionado na fração recomendada, 50/50, de etileno glicol, faz com que a mistura congele a -37 °C, já a temperatura de ebulição, utilizando a mesma fração, fica em torno de 108 °C.

As mangueiras de borracha, que fazem a ligação entre o radiador e o motor, também são componentes essenciais no sistema de arrefecimento. Pois estão sujeitas a altas temperaturas e pressões do sistema, por este motivo devem ser resistentes e ao mesmo tempo flexíveis o suficiente para se adaptarem aos movimentos relativos dos componentes que estão interligando. Estas mangueiras devem ser moldadas, a partir de caminhos pré-estabelecidos em projeto, com intuito de evitar colisões com outros componentes e o uso de cotovelos, para reduzir as perdas de cargas envolvidas e facilitar o escoamento do fluido refrigerante.

E por fim, o radiador, que é o principal componente do sistema de arrefecimento de um veículo, pois ele tem a função de transferir o calor rejeitado pelo motor através do fenômeno da convecção, para o meio externo ao veículo. Por este motivo, os radiadores devem ser bem dimensionados para suportar as diferenças de temperaturas que serão submetidos e desempenhar com sucesso sua função.

Conforme afirmado por Brunetti (2018), os radiadores devem ser projetados para operar com ar ambiente a 50 °C e a diferença de temperatura do fluido de arrefecimento entre a entrada do motor e sua saída deve ser de aproximadamente 5 °C, a fim de evitar tensões térmicas. Na Figura 23, é possível visualizar que o radiador dissipa cerca de 30% do calor gerado pela combustão interna do motor.

Figura 23 – Distribuição de calor em um MCI.

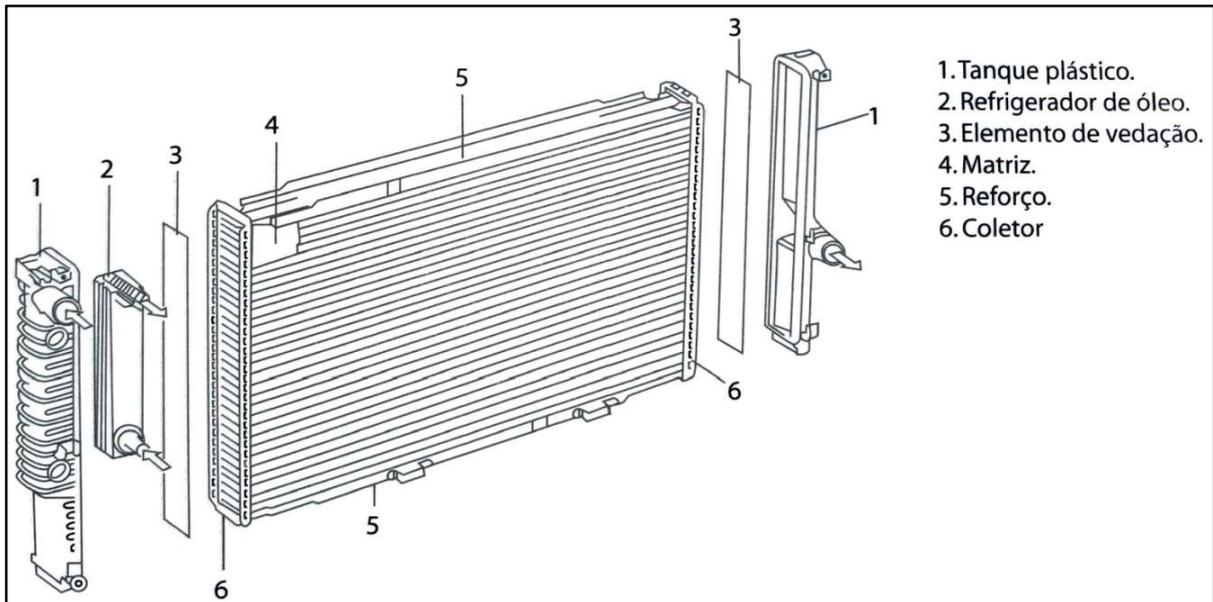


Fonte: Adaptado de Brunetti (2018).

A construção do radiador se dá por uma matriz, ou colmeia, constituída de tubulações e aletas, fabricadas de ligas de alumínio, tanques plásticos em suas extremidades

laterais para ligação das mangueiras e coletores plásticos responsáveis pela vedação do sistema. A Figura 24 ilustra de forma simplificada a montagem de um radiador.

Figura 24 – Componentes de um radiador.



Fonte: Adaptado de Brunetti (2018).

2.4 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

Para realizar uma simulação de escoamento de fluidos, CFD, com resultados confiáveis é necessário inicialmente conhecer e dominar os recursos oferecidos pelo software de CFD escolhido e principalmente ter em mente os princípios físicos envolvidos na análise em questão.

2.4.1 Princípios físicos envolvidos

Para resolução destes problemas os *softwares* de CFD utilizam os conceitos básicos como quantidade de momento, conservação de massa, princípios de troca térmica, leis da termodinâmica, princípios de escoamento dos fluidos, entre outros. Conceitos estes já apresentados em seções anteriores deste mesmo capítulo.

Porém para solucionar estes problemas de escoamentos, os *softwares* de CFD utilizam as equações de Navier-Stokes da continuidade que relacionam as fórmulas de conservação e transporte, seja de calor ou massa. A equação de Navier-Stokes relaciona a velocidade com que o fluido escoar, \vec{v} , a densidade deste fluido, ρ , sua viscosidade cinemática, ν , e por fim o termo da pressão modificada, P' , onde são desprezados os efeitos da superfície

livre, logo a aceleração da gravidade, g , é desprezada. A Equação 31 demonstra a equação de Navier-Stokes, para regimes incompressíveis e laminares.

$$(\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) \cdot \vec{v} = \frac{1}{\rho} \cdot \vec{\nabla} \cdot P' + \nu \cdot \nabla^2 \cdot \vec{v} \quad (31)$$

Para o escoamento tridimensional em coordenadas cartesianas existem quatro equações diferenciais para as quatro incógnitas, u , v , w e P' . A Equação 32 refere-se à continuidade, enquanto as Equações 33, 34 e 35 referem-se aos momentos lineares X, Y e Z respectivamente. É importante salientar as seguintes referencias entre os termos das equações u equivale ao termo X, v equivale ao termo X e w equivale ao termo Z.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (32)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P'}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (33)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P'}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (34)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P'}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (35)$$

Já para o regime turbulento e ainda incompressível é utilizada o método da média de Reynolds de Navier-Stokes, ou do inglês RANS. Neste método é adicionado o termo da tensão cisalhante turbulenta, $\tau_{i,j,turbulenta}$, à direita da igualdade na equação original de Navier-Stokes. A Equação 36 demonstra o método RANS.

$$(\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) \cdot \vec{v} = \frac{1}{\rho} \cdot \vec{\nabla} \cdot P' + \nu \cdot \nabla^2 \cdot \vec{v} + \vec{\nabla}(\tau_{i,j,turbulenta}) \quad (36)$$

Onde o termo da tensão cisalhante turbulenta, $\tau_{i,j,turbulenta}$, pode ser escrito no formato de coordenadas cartesianas conforme a Equação 37.

$$\tau_{i,j,turbulenta} = - \begin{bmatrix} \overline{u^2} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v^2} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w^2} \end{bmatrix} \quad (37)$$

Tendo como base as equações apresentadas previamente, os *softwares* de CFD resolvem diversas matrizes e equações para um volume de controle infinitesimal do fluido que está escoando.

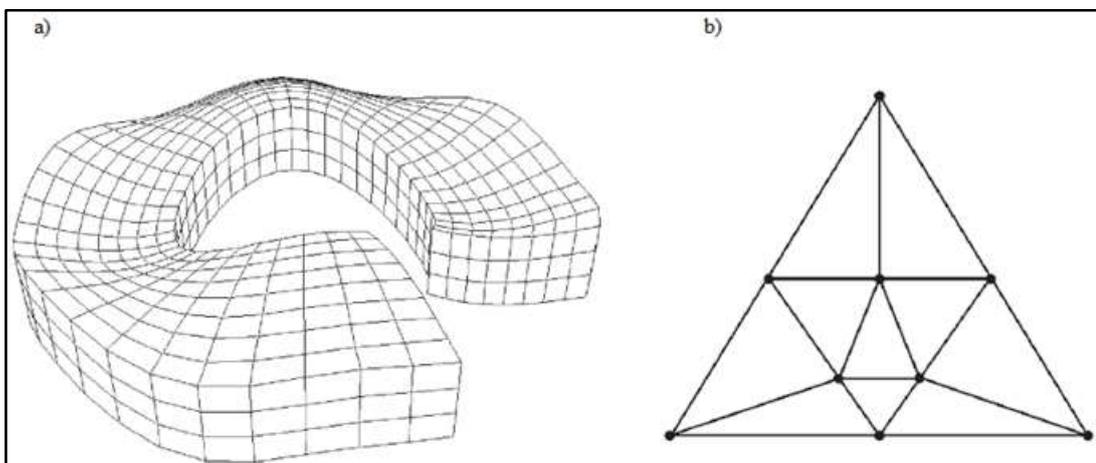
2.4.2 Malha

Durante o processo de simulação cada volume de controle infinitesimal é representado pela malha de simulação. Maliska (2004) apresenta inúmeras técnicas para definir e criar diversos tipos de malha para que a solução apresentada pelo software seja mais representativa possível. A Figura 25a ilustra uma malha estruturada do tipo hexagonal no plano 3D. Já a Figura 25b demonstra uma malha não estruturada do tipo triangular no sistema bidimensional.

Ao passo que a malha está definida e representa virtualmente o fluido em análise, são definidas as condições de contorno do estudo. Estes podem ser características do fluido, características do escoamento, entre outras. Para a resolução do problema, são aplicadas as condições de contorno definidas no volume de controle total que está sendo estudado, este volume é formado pelos infinitesimais volumes de controle criados e aplicadas as equações previamente apresentadas.

Com as soluções calculadas, o engenheiro pode avaliar os resultados e decidir se o projeto está dentro dos parâmetros requisitados ou se é necessário realizar alterações no projeto e realizar uma nova simulação de escoamento de fluidos.

Figura 25 – Malha (a) hexagonal tridimensional e (b) triangular bidimensional.



Fonte: Adaptado de Maliska (2004).

3 METODOLOGIA DE TRABALHO

Neste capítulo é apresentada a metodologia utilizada para o desenvolvimento do trabalho.

3.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Como já mencionado no primeiro capítulo, os veículos Agrale Marruá utilizavam um motor *Cummins 2.8 L*. Porém, por não atender ao programa de emissões EURO VI, que entrará em vigor em 2023, de acordo com CONAMA (2019), além da sugestão constante por parte dos clientes, de um motor com maior potência. Então foi iniciado um acordo comercial, onde a Agrale passaria a utilizar motores de 3.8 L de capacidade, da mesma fornecedora, momento esse que teve início o desenvolvimento de novos componentes e sistemas para suportar as especificações do novo motor. Porém o sistema de arrefecimento utilizado se manteve o mesmo e por este motivo o motor de maior capacidade pode não operar nas condições ideais devido ao possível superaquecimento.

Por este motivo, pesquisar e documentar as principais e melhores técnicas de avaliação virtual e experimental do sistema de arrefecimento utilizadas nas maiores montadoras do país e do mundo se faz tão importante. Este fato motivou a elaboração deste trabalho, que servirá como manual, não apenas para a empresa onde a situação problema foi levantada, mas também para outras que tenham a mesma dificuldade, além de incentivar futuros trabalhos e pesquisas na área de arrefecimento veicular.

3.2 ETAPAS DE DESENVOLVIMENTO

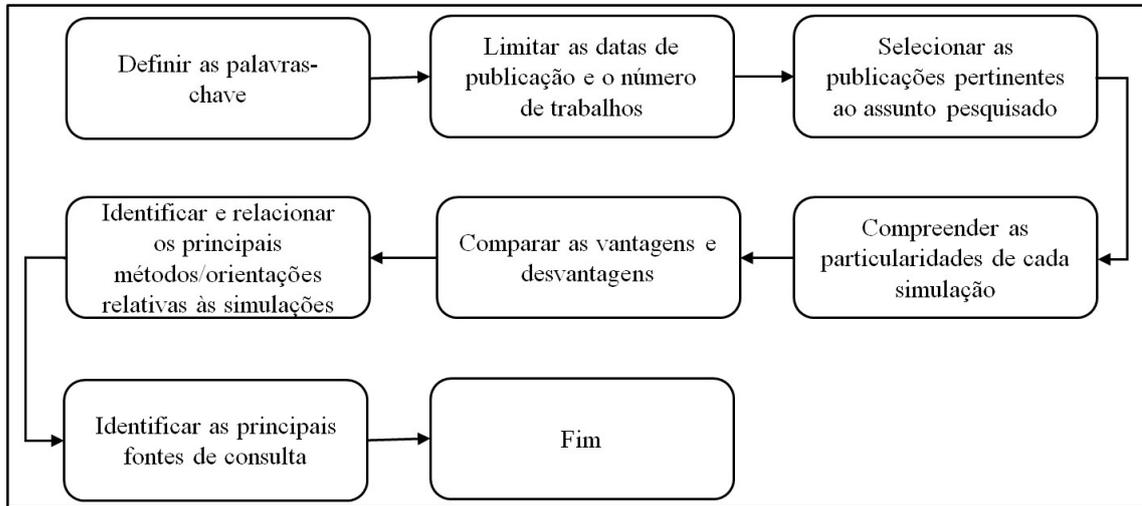
Para a correta compreensão das principais atividades desenvolvidas ao longo deste trabalho, tendo como meta alcançar o objetivo principal, é apresentado o fluxograma da Figura 26.

As palavras-chave definidas foram: validação de sistemas automotivos, sistemas veiculares, arrefecimento veicular, simulação térmica veicular, simulação térmica de sistemas, validação experimental de sistemas térmicos veiculares, *engine cooling*, *numerical validation of engine cooling*, *numerical validation of vehicles systems*, *experimental validation of engine cooling* e *experimental validation of vehicles systems*.

Para o referencial bibliográfico (livros-texto) não foram definidas limitações de datas de publicação, tendo em vista uma gama maior de bibliografia disponível. Já para trabalhos

correlatos foram definidas datas após o ano de 2005, visando trabalhos e técnicas mais recentes.

Figura 26 – Etapas de desenvolvimento do trabalho.



Fonte: O autor (2020).

Após concluir a pesquisa, o material obtido foi separado entre simulações numéricas, via *software* CFD, e estudos experimentais, sendo separados entre 7 livros-texto e 10 publicações provenientes de variados meios. Então iniciada a etapa de compreensão das particularidades, vantagens e desvantagens de cada um dos métodos, assim como identificadas as principais fontes de consulta.

A partir dos resultados foi elaborada uma relação com as boas práticas identificadas nos estudos numéricos e experimentais para sistemas de arrefecimento veicular.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo, são apresentadas as principais referências utilizadas para o desenvolvimento deste trabalho. Abrangendo desde a literatura base até as mais recentes publicações feitas nas áreas envolvendo arrefecimento veicular.

4.1 CLASSIFICAÇÃO BIBLIOGRÁFICA

Com o decorrer da pesquisa, diversos resultados foram obtidos envolvendo o tema geral do projeto de pesquisa, arrefecimento veicular. Para um melhor entendimento, foram separados em dois quadros os livros-texto e os artigos publicados, abrangendo congressos, revistas, simpósios e o meio acadêmico.

No Quadro 2 são apresentados os livros-texto selecionados, bem como o seu ano de publicação e seus autores.

Quadro 2 – Livros-texto utilizados como referência.

Obra	Ano de publicação	Autor(es)	País de Origem
Motores de combustão interna Vol. 2	2018	Franco Brunetti	Brasil
Motori endotermici	2000	Dante Giacosa	Itália
Introduction to internal combustion engines	1993	Richard Stone	Estados Unidos
Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional	2004	Clovis Raimundo Maliska	Brasil
Manual de tecnologia automotiva	2005	Robert Bosch	Alemanha
Computational fluid mechanics and heat transfer	1997	John C. Tannehill, Dale A. Anderson e Richard H. Pletcher	Estados Unidos
Computational methods for fluid dynamics	2002	Joel H. Ferziger e Milovan Peric	Estados Unidos

Fonte: O autor (2020).

Ao analisar o quadro dos livros-texto utilizados percebe-se a diversidade da origem do material que é publicado. Nota-se que a maioria da literatura selecionada é proveniente dos Estados Unidos da América (EUA), seguidas por publicações feitas em países europeus e no Brasil.

Constatação essa que pode ser explicada segundo a *Manufacturing Global* (2019), onde a *Forbes* fez um levantamento das dez maiores montadoras de veículos no planeta no ano de 2017. Dentre as dez listadas, seis são ou norte americanas, como *Ford* e *GM*, ou são europeias, como os grupos *Volkswagen* e *FCA (Fiat Chrysler Automobiles)*.

O Brasil, por sua vez, possui alguns autores com publicações já consagradas, como Maliska e o ítalo-brasileiro Brunetti, porém muitas das publicações existentes na língua portuguesa são obras traduzidas de outros idiomas, como é o Manual de Tecnologia Automotiva, escrita pelo alemão Robert Bosch.

De acordo com o relatório divulgado pela ANFAVEA (2019) é possível notar o crescimento no faturamento da indústria nacional automobilística ao longo dos anos. Por este fator, há uma tendência de que mais publicações sejam desenvolvidas em solo nacional e, com isso, tecnologias sejam aprimoradas.

Já para a pesquisa dos artigos listados foi utilizado o filtro de data de publicação, onde apenas estudos publicados a partir do ano de 2005 foram selecionados, conforme já mencionado no capítulo anterior. O Quadro 3 apresenta as publicações selecionadas, sua área de pesquisa, seu ano de publicação, seu país de origem e seus autores.

Ao realizar a análise das publicações e artigos selecionados é possível perceber a diversidade dos países de origem. Nota-se que as publicações são provenientes de países asiáticos, europeus e americanos, principalmente.

Como já mencionado, o Brasil aumenta a cada ano a sua produção de automóveis, de acordo com o relatório da ANFAVEA (2019). Com base neste relatório a tendência é que com o passar dos anos, o número de publicações realizadas em solo nacional aumente, de modo que o país consiga desenvolver suas próprias tecnologias e avanços neste campo de pesquisa.

China e Índia são os países mais populosos do mundo, segundo relatório divulgado pela ONU (2019). A Índia possui duas montadoras reconhecidas globalmente: os grupos *Tata Motors* e a *Mahindra & Mahindra*, enquanto a China possui diversas montadoras, como *Chery Automobile*, *Lifan Industry*, *JAC Motors*, entre outras.

Quadro 3 – Publicações utilizadas como referência.

Tipo de referência (local)	Ano de publicação	País de origem	Autor (es)
Artigo (Elsevier Journal)	2018	Irã	Habibian, Abolmaali e Afshin
Dissertação (Universidade Federal do Rio Grande do Norte - UFRN)	2016	Brasil	Sant'ana
Dissertação (Universidade de São Paulo - USP)	2007	Brasil	Quim
Monografia (Universidade de Caxias do Sul - UCS)	2008	Brasil	Rosa
Artigo (Elsevier Journal)	2017	Reino Unido	Salmon et al.
Monografia (Universidade Federal de Santa Maria - UFSM)	2015	Brasil	Kuntzer
Monografia (Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca – CEFET/RJ)	2018	Brasil	Gomides
Artigo (World Congress of Engineering - WCE)	2011	Reino Unido	Mon, Mamat & Kamsah
Artigo (Energies Journal)	2017	China	Wang et al.
Monografia (Universidade de Caxias do Sul - UCS)	2007	Brasil	Benvenuto

Fonte: O autor (2020).

4.2 PESQUISA BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção são apresentadas as principais características de cada tipo de estudo de sistemas de arrefecimento veicular, o comparativo entre elas e a relação das boas práticas identificadas.

4.2.1 Simulação numérica

Esta forma de estudo, tanto de um componente quanto de um sistema veicular, é de extrema importância para a indústria atual, pois permite fazer análises prévias do correto funcionamento do sistema ou componente, mesmo sem um protótipo físico. Caso a simulação virtual seja aprovada, o protótipo é então construído e possíveis gastos com retrabalhos ou mau funcionamento de componentes são minimizados.

Para a simulação de sistemas de arrefecimento automotivos podem ser utilizados *softwares* de dinâmica dos fluidos computacional, CFD, que usualmente utilizam as equações de *Navier-Stokes* para solucionar o problema de um volume de controle definido. Porém, este método de solução pode demandar uma elevada capacidade computacional. Caso contrário, as simplificações necessárias para realizar as análises podem fazer com que os resultados obtidos não representem fielmente o que acontece na prática.

Abaixo são apresentados os principais estudos realizados, separados de acordo com o seu plano de simulação.

4.2.1.1 Simulação unidimensional

Alguns problemas são resolvidos utilizando *softwares* de simulação unidirecional, 1D, conforme afirma Brunetti (2018). Nesse tipo de simulação são definidos diversos parâmetros operacionais de cada componente que compõe o sistema em análise, parâmetros obtidos a partir de dados dos fabricantes, testes experimentais, entre outros. Alguns exemplos dos parâmetros definidos são vazão do ar frontal ao sistema de arrefecimento, perdas de carga admissíveis no sistema, rejeição térmica dos componentes, curva característica de operação, entre outros.

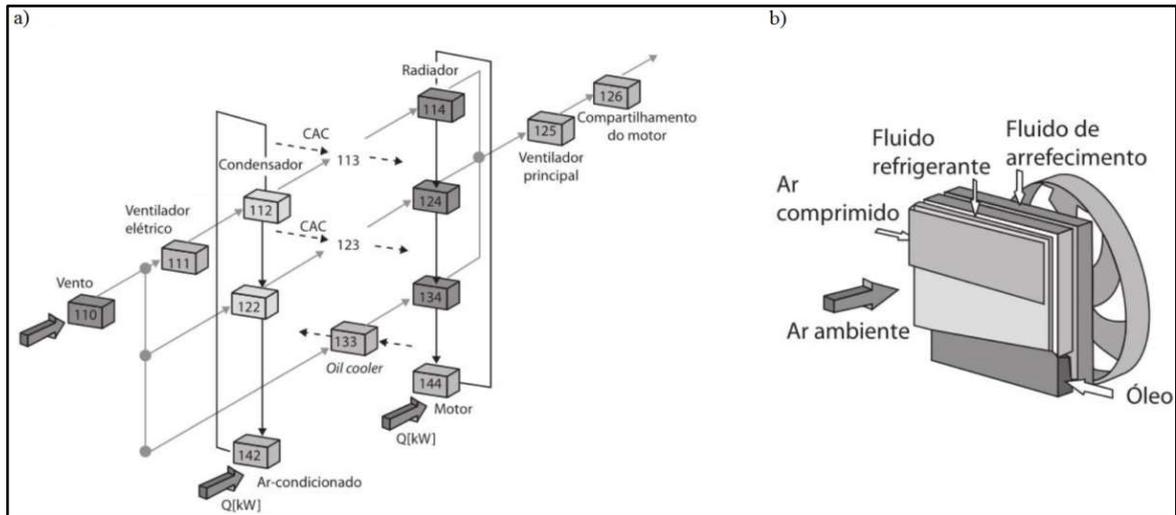
A grande vantagem dos sistemas unidirecionais é a rapidez com que os dados são processados, fazendo com que não sejam necessárias máquinas tão potentes para resolver o problema ou realizar uma análise prévia do sistema. A Figura 27a ilustra esquematicamente a análise unidirecional de um radiador e a 27b, a correspondente análise tridimensional, 3D, que exigiria muito mais tempo e poder de processamento do computador.

O estudo realizado por Wang et al. (2017) teve como principal objetivo otimizar os processos de gerenciamento térmico veicular. Para isso, o grupo desenvolveu uma rotina utilizando o *software Matlab*, que gerenciou processos de simulação uni e tridimensional.

A análise unidimensional foi responsável pelos dados de controle das válvulas de expansão do ar-condicionado e termostática do motor, além da bomba d'água e o resfriador de

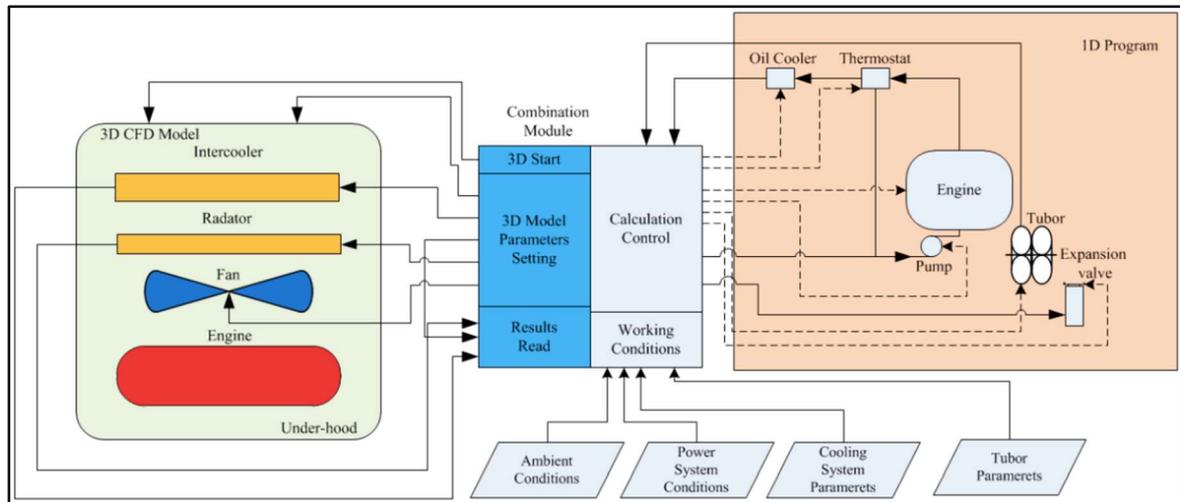
óleo. Já análise tridimensional contemplou o radiador, o ventilador e o motor. Por fim, o *Matlab* foi responsável pelos parâmetros do meio, potência do motor e sistema de arrefecimento, além de gerenciar toda a interface entre as simulações uni e tridimensional. A Figura 28 exemplifica o modelo simplificado do sistema estudado.

Figura 27 – Esquemas de simulações (a) 1D e (b) 3D de um radiador.



Fonte: Adaptado de Brunetti (2018).

Figura 28 – Esquema de simulação para gerenciamento térmico veicular.



Fonte: Adaptado de Wang et al. (2017).

4.2.1.2 Simulação bidimensional

Outra maneira de obter resultados confiáveis e rápidos é realizando simulações com elementos bidirecionais, 2D. Para se utilizar esta técnica é preciso desconsiderar uma das

componentes dos três eixos, X, Y e Z, de pressões, temperaturas, campos de velocidade, entre outros, que fazem parte do problema que está sendo resolvido.

Maliska (2004) afirma que, em problemas de escoamento interno e jatos livres de alta velocidade, podem ser realizadas simplificações na resolução das equações de *Navier-Stokes*, admitindo o escoamento bidimensional. Para tanto, os requisitos abaixo devem ser atendidos:

- existência de uma direção predominante do escoamento, ou seja, não podem haver separação e nem recirculação do fluido;
- difusão da quantidade de movimento, massa e calor desprezíveis na direção predominante, ou seja, o efeito da difusão é desprezado em um dos sentidos.

Um exemplo de simulação numérica utilizando geometrias simplificadas no plano bidimensional é o artigo publicado por Mon, Mamat e Kamsah (2011), onde foi realizada a simulação térmica na câmara de combustão de um motor automotivo, cujos resultados são mostrados na Figura 29.

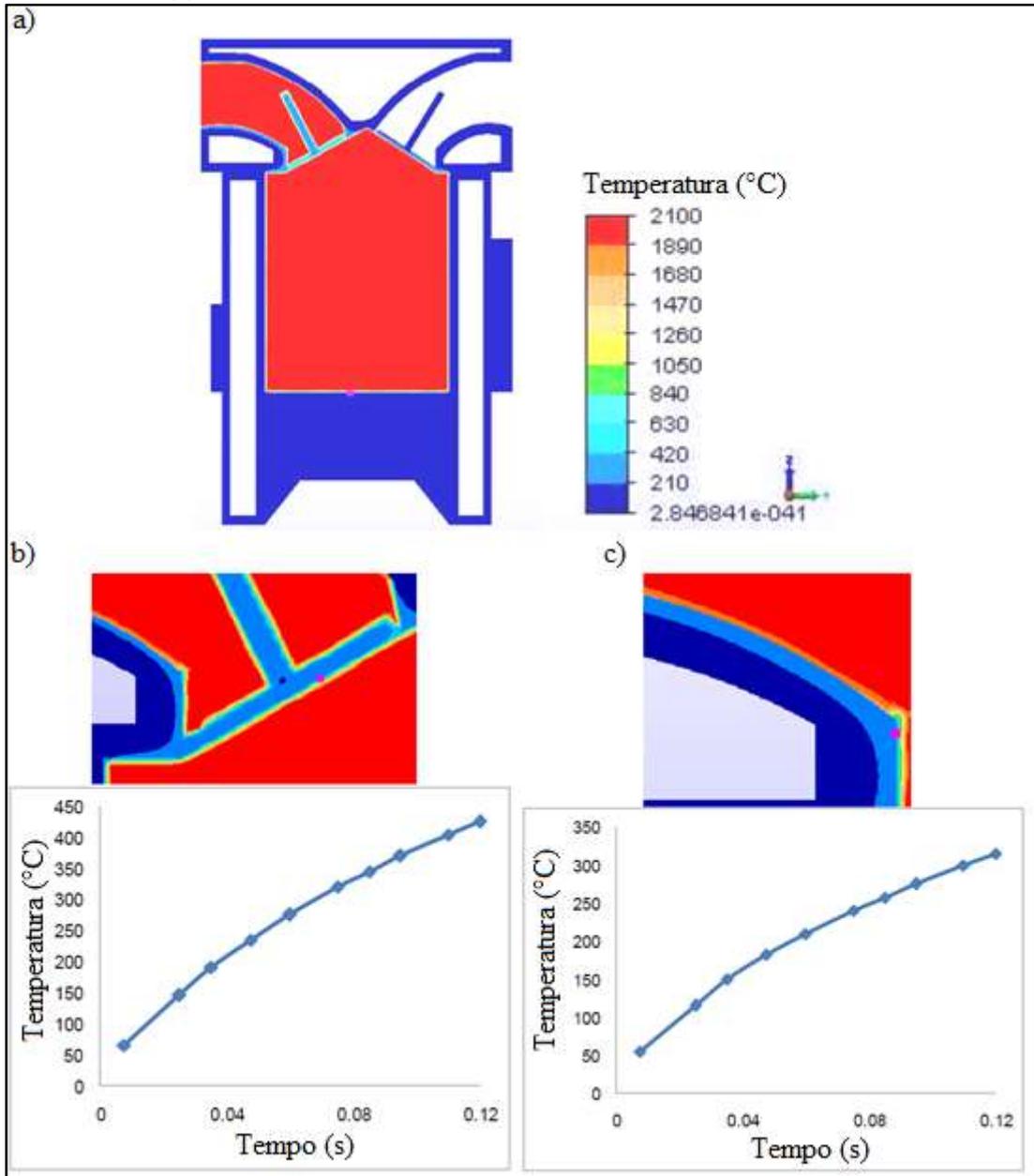
Para tal estudo foram definidos os materiais construtivos das válvulas fabricado em liga de aço, pistão fabricado em liga de alumínio fundido, cilindro e bloco fabricados em ligas de alumínio convencionais.

Inicialmente foram apresentados os valores gerais das temperaturas, em °C, envolvidas no processo de combustão, conforme Figura 29a, onde fica explícito que a temperatura interna da câmara atinge cerca de 2100 °C.

Posteriormente foram apresentados os valores das temperaturas envolvidas no processo, em função do tempo, de regiões específicas, como a válvula de admissão de ar, conforme a Figura 29b, onde é possível verificar que sua temperatura chega próxima dos 450 °C.

Já na Figura 29c é possível visualizar a temperatura do bloco do motor na região de interface com a válvula de entrada de ar, onde a temperatura chega próxima dos 300 °C.

Figura 29 – Simulação térmica (a) câmara de combustão, (b) na válvula de admissão de ar da câmara e (c) na interface entre a válvula de admissão de ar e o bloco do motor.



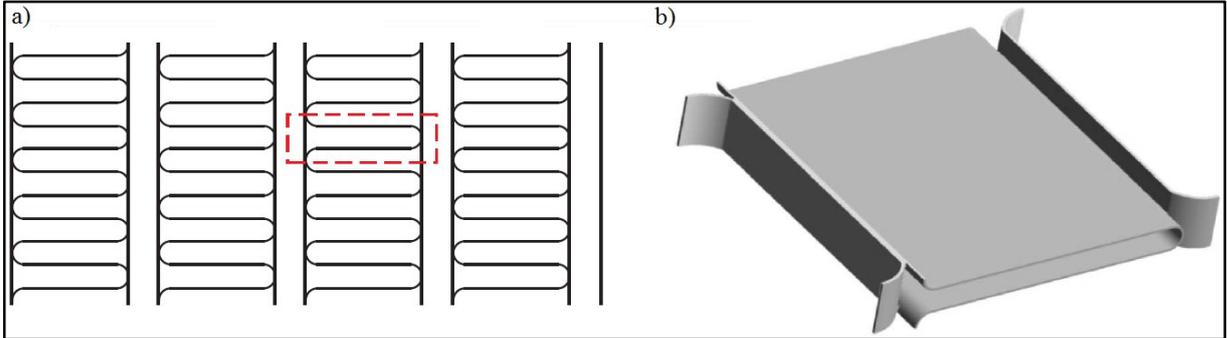
Fonte: Adaptado de Mon, Mamat e Kamsah (2011).

4.2.1.3 Simulação tridimensional

Apesar de demandar mais *hardware* e tempo de processamento, a simulação tridimensional (3D) ainda é o tipo de que mais se tem estudos publicados. Mesmo em simulações tridimensionais, simplificações geométricas são realizadas, com o intuito de eliminar detalhes que não são relevantes.

O estudo realizado por Habibian, Abolmaali e Afshin (2018) utilizou apenas uma pequena região de um radiador automotivo, conforme ilustrado na Figura 30a, enquanto a 30b ilustra a região selecionada no plano tridimensional.

Figura 30 – Radiador (a) como um todo e (b) região de análise para simulação.



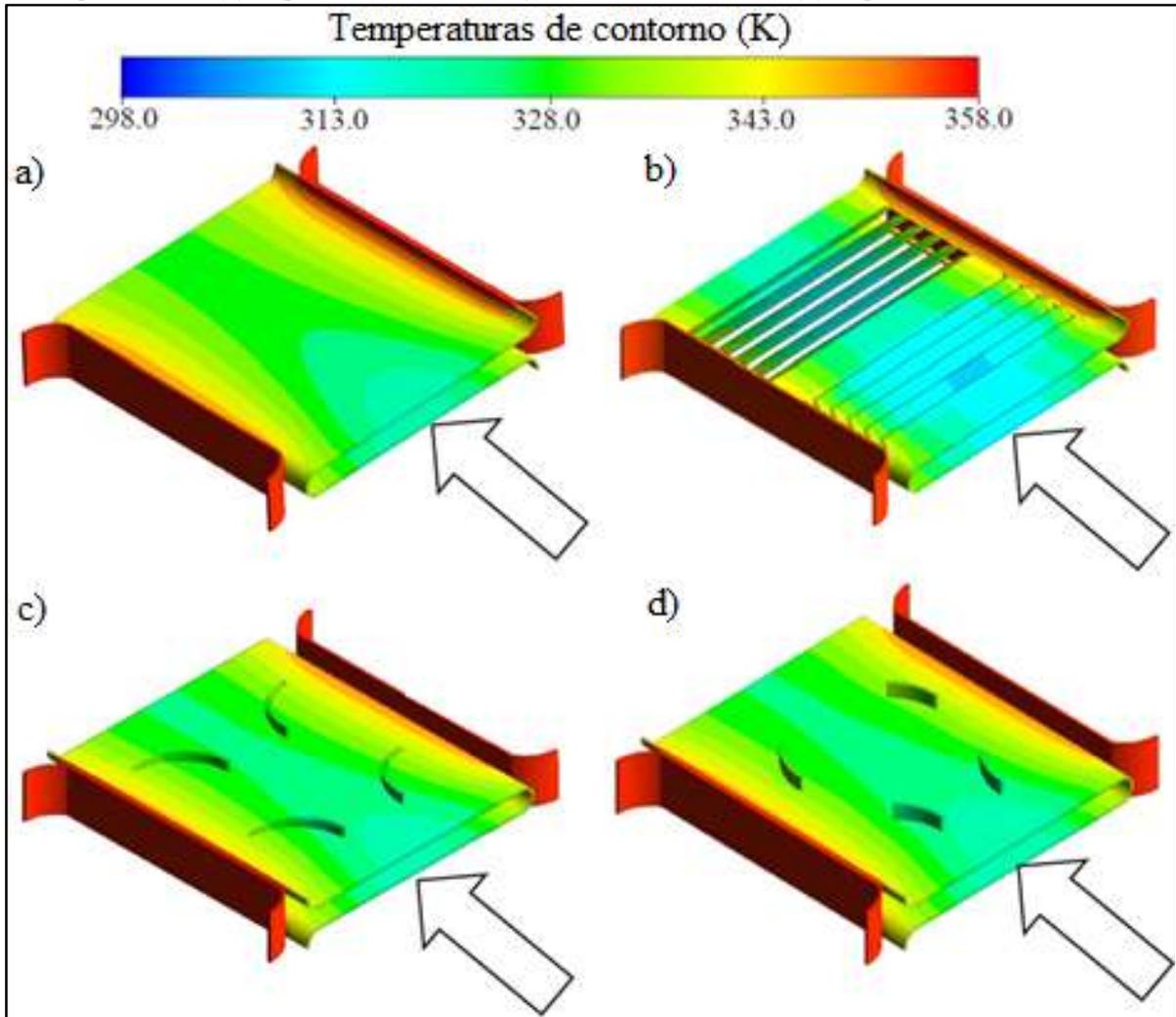
Fonte: Adaptado de Habibian, Abolmaali e Afshin (2018).

O intuito deste estudo foi verificar a eficácia do trocador de calor com a geometria original e os ganhos ao adicionar três diferentes tipos de aletas na região em análise. Além disso, foi desenvolvido o estudo visando à melhoria da troca térmica na região, utilizando as três diferentes geometrias de aletas, a variação do número de Reynolds e diferentes concentrações da mistura de etileno glicol e água.

Na Figura 31a são demonstrados os resultados das temperaturas atuantes na geometria original da região simulada. A Figura 31b ilustra as temperaturas atuantes na região de análise onde foram adicionados recortes longitudinais com o intuito de forçar a passagem de ar pelas aletas. Já a Figura 31c mostra as temperaturas atuantes na região em análise, com a adição de aletas que forçam a corrente de ar a sair da região. E por fim, a Figura 31d demonstra as temperaturas que atuam sobre a região onde foram adicionadas aletas mistas, duas delas forçando a corrente de ar para fora da região de análise e outras duas, para o interior da região.

Na Figura 31 também é possível visualizar o sentido do fluxo de ar atuante representado pelas flechas, além das temperaturas resultantes nos trocadores analisados. Percebe-se que o trocador original tem a menor eficiência de troca térmica, pois as temperaturas são as mais altas. As geometrias representadas pelas Figuras 31c e d tiveram um desempenho muito parecido. Por fim a geometria ilustrada na Figura 31b, teve o melhor desempenho, pois na região central obteve-se temperaturas de cerca de 315 K, enquanto as demais geometrias tiveram temperaturas na casa de 325 K.

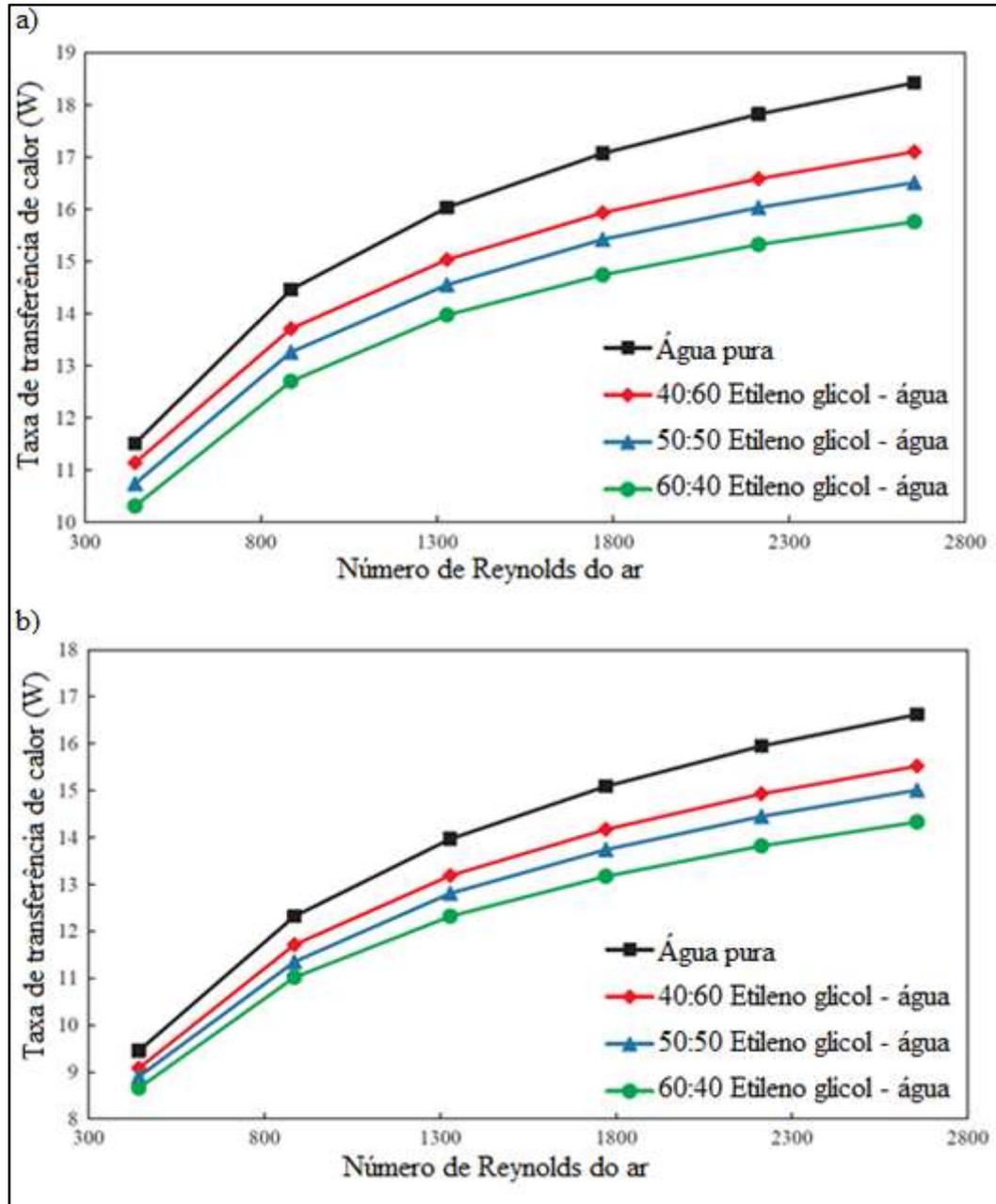
Figura 31 – Temperaturas obtidas na (a) região sem detalhes, (b) região com recortes longitudinais, (c) região com aletas forçando a saída do ar e (d) região com aletas mistas.



Fonte: Adaptado de Habibian, Abolmaali e Afshin (2018).

A Figura 32a ilustra os valores da troca térmica na geometria proposta, conforme ilustrado na Figura 31b, em função do número de Reynolds e de proporções na mistura de etileno glicol e água, já a Figura 32b ilustra os resultados correspondentes na geometria proposta na Figura 31d. Ao analisar os gráficos é possível visualizar que a taxa de transferência de calor, em W , é sempre maior quando se utiliza água pura como fluido de arrefecimento, independente da geometria do trocador de calor ou do regime de ar que transpassa o trocador, controlado pelo seu número de Reynolds.

Figura 32 – Valores de troca térmica (a) na região com recortes longitudinais e (b) na região com aletas mistas.



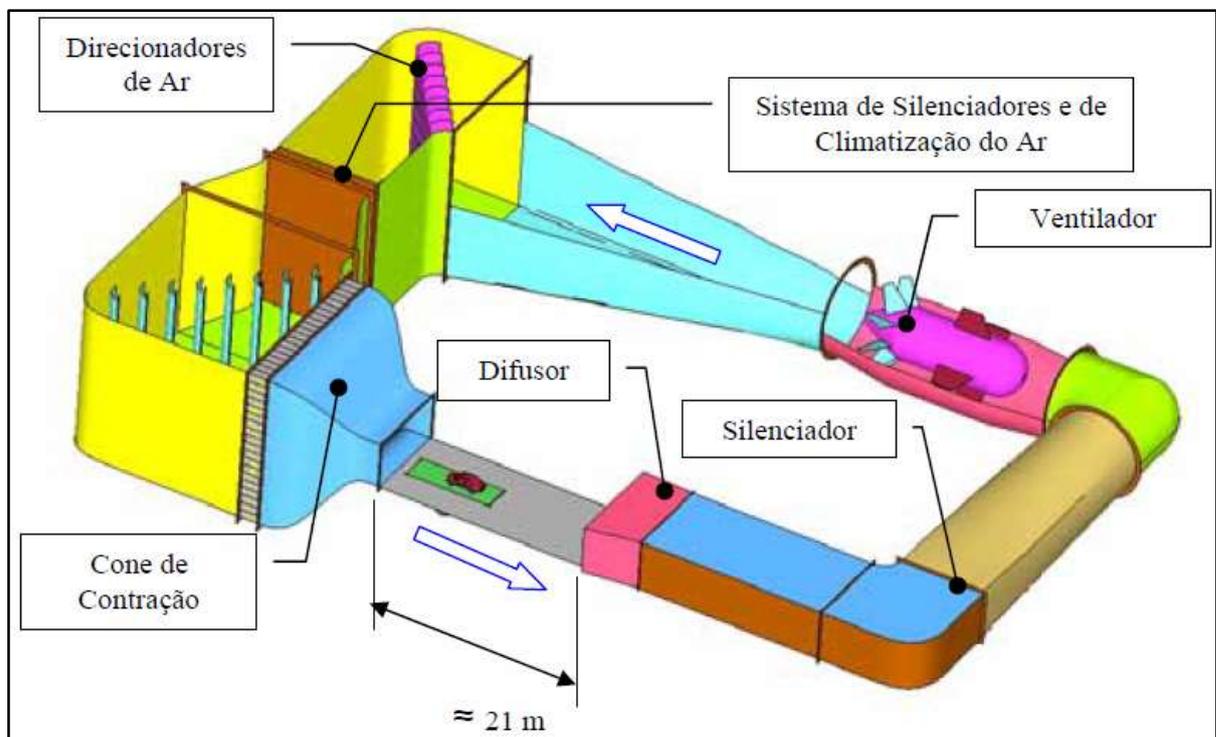
Fonte: Adaptado de Habibian, Abolmaali e Afshin (2018).

A dissertação de mestrado desenvolvida por Quim (2007) é um dos trabalhos mais completos, em se tratando de explicitação de métodos de estudo, da área de simulação numérica de sistemas de arrefecimento veicular existentes no Brasil. É notável que inúmeros trabalhos desenvolvidos posteriormente utilizem esta dissertação como uma de suas principais referências. O trabalho teve como principal objetivo o desenvolvimento de uma metodologia de simulação de sistemas de arrefecimento veicular.

Para o seu desenvolvimento, inicialmente foram apresentadas as principais características de funcionamento de cada componente do sistema, além disso, são apresentadas as informações relativas a túneis de vento para estudos futuros de veículos, parâmetros para criação de malhas bi e tridimensionais, de forma com que a simulação seja o mais fiel possível com a realidade e, por fim, a simulação do sistema de arrefecimento de três modelos de automóveis.

A Figura 33 ilustra esquematicamente um túnel de vento para ensaios de automóveis, já a Figura 34, as condições de contorno do túnel utilizadas no estudo.

Figura 33 – Túnel de vento.

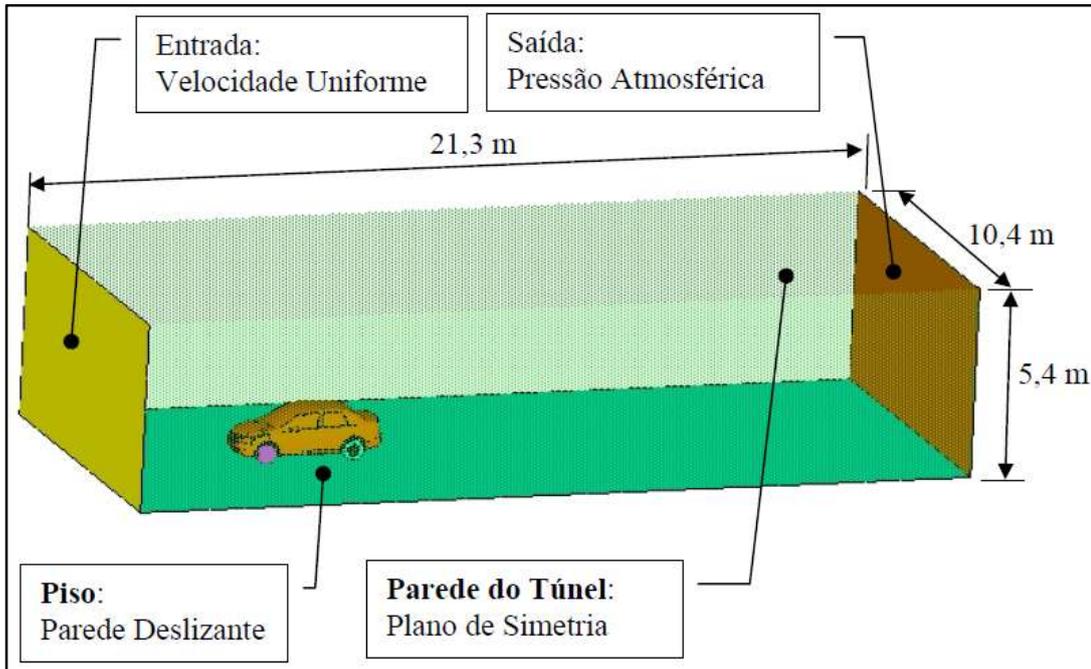


Fonte: Adaptado de Quim (2007).

Para o estudo numérico, Quim (2007) utilizou três modelos de veículos. As malhas geradas partiram de elementos com tamanhos entre 30 e 50 mm e, em regiões menores e mais críticas da simulação, o refinamento gerou elementos entre 8 e 15 mm, conforme a Figura 35.

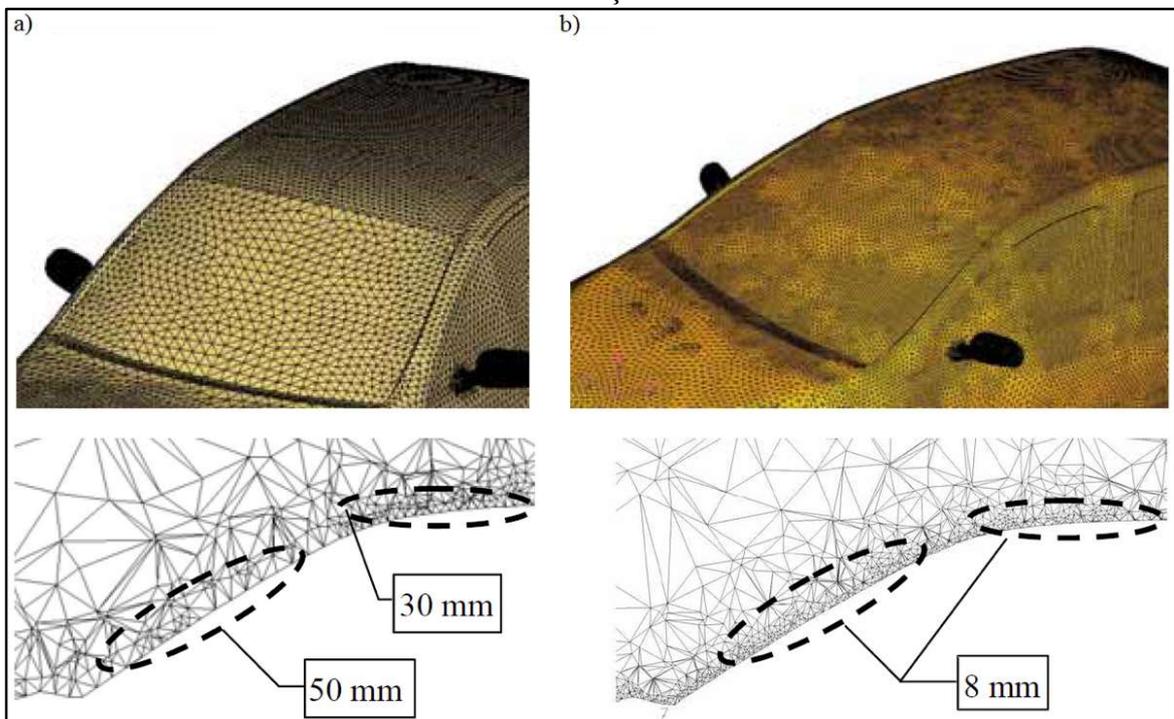
Vale ainda salientar que, em certas simulações, não se fez necessário analisar todo o modelo em questão. Conforme Figura 36, o autor excluiu os retrovisores e a parte traseira do veículo.

Figura 34 – Condições de contorno do túnel de vento para validação.



Fonte: Adaptado de Quim (2007).

Figura 35 – Refinamento de malha (a) em regiões de menor interesse e (b) maior interesse na simulação.

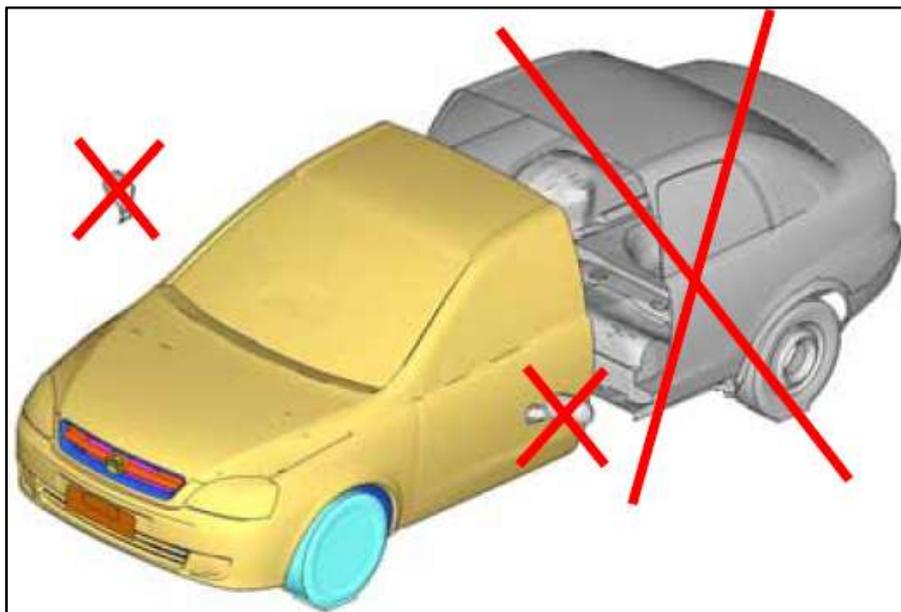


Fonte: Adaptado de Quim (2007).

Nos testes realizados em túnel de vento e nas simulações numéricas foram aplicadas as quatro diferentes situações listadas abaixo:

- veículo em segunda (2ª) marcha, com velocidade de 20 km/h e subindo uma rampa com seis graus (6°) de inclinação, condição considerada crítica, pois há uma grande rejeição térmica do motor, porém com pouca vazão de ar para troca térmica;
- veículo com velocidade média de 80 km/h e aceleração máxima, condição de torque máximo do motor;
- veículo com velocidade de 100 km/h e aceleração máxima, condição de maior potência do motor;
- veículo em velocidade máxima de 160 km/h , condição de maior rejeição térmica do motor.

Figura 36 – Simplificação do veículo para simulação.

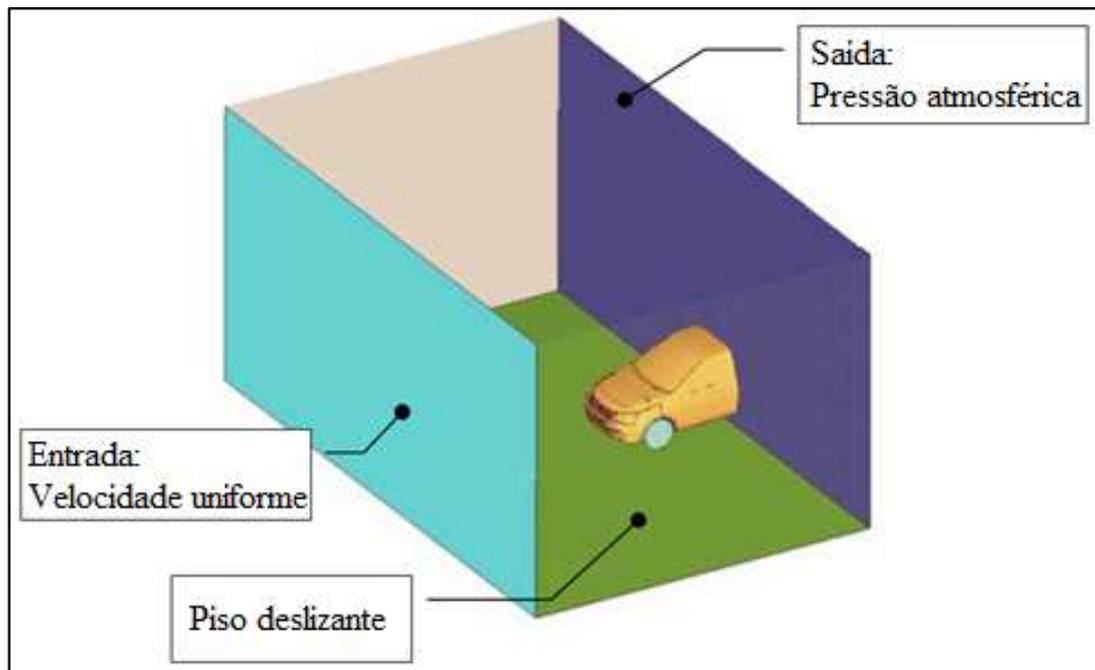


Fonte: Adaptado de Quim (2007).

Na Figura 37 é possível visualizar uma das condições de contorno utilizadas no estudo.

A Figura 38a ilustra um dos veículos utilizados para a simulação numérica, já a Figura 38b, o sistema de arrefecimento deste mesmo veículo, ambos com as malhas já refinadas e aplicadas.

Figura 37 – Condições de contorno para validação.



Fonte: Adaptado de Quim (2007).

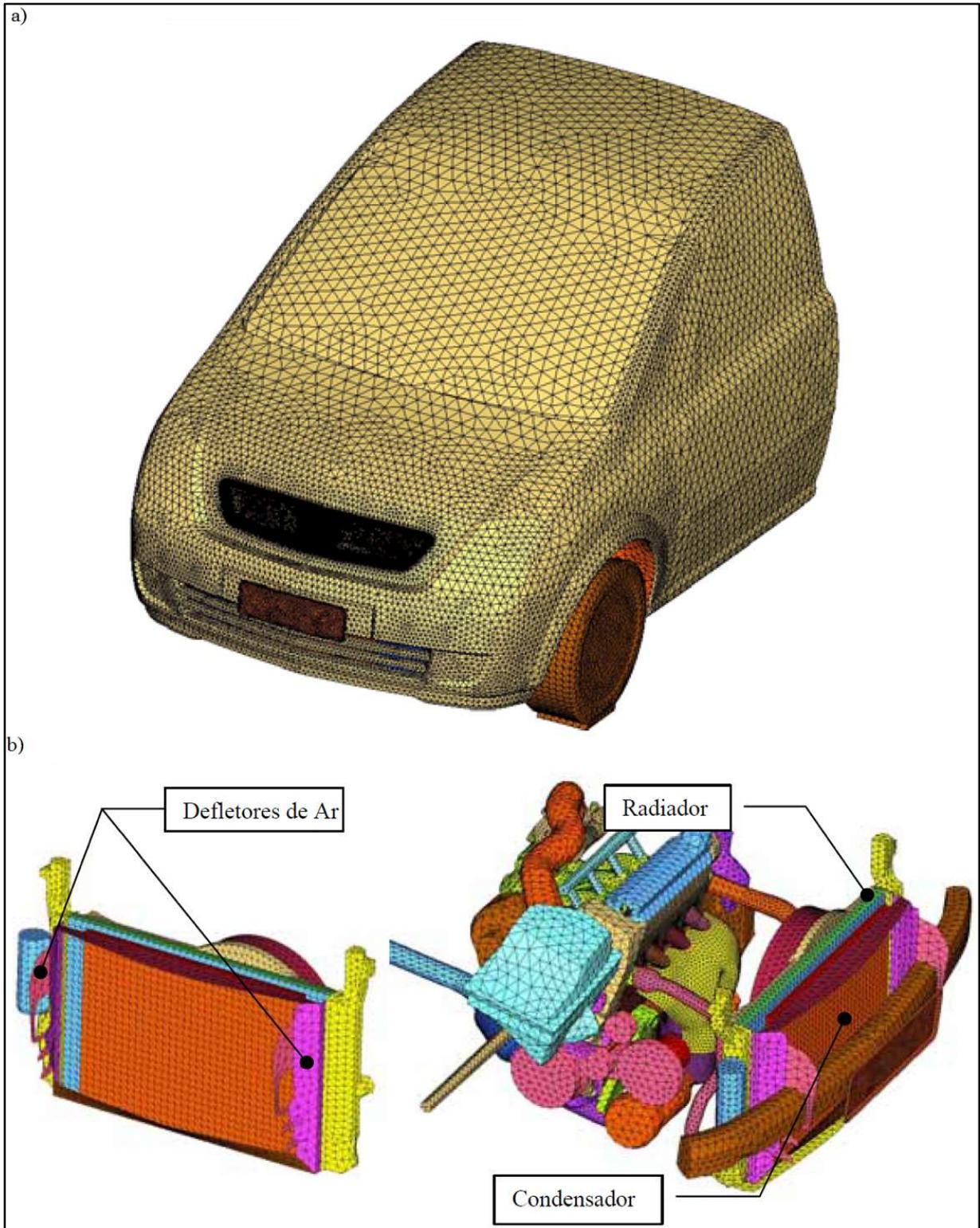
Com as malhas geradas, Quim (2008) realizou o levantamento da quantidade média de elementos da simulação de cada um dos veículos estudados. Com uma média de 1,5 milhões de elementos por veículo, o autor fez uso do processamento em paralelo de 4 *clusters*, utilizando um supercomputador modelo “HPC” Regatta P655 fabricado pela IBM, com 16 Gb de memória RAM.

Após a realização de todos os testes experimentais e simulações numéricas, foram feitos os comparativos entre os dados obtidos. A Figura 39 ilustra as temperaturas do fluido de arrefecimento na entrada do radiador, em °C, de um dos veículos. Onde é possível analisar que, por exemplo, quando o veículo está em uma velocidade de 80 km/h, para os testes experimentais, realizados em campo de prova, a temperatura aferida foi de 109 °C, enquanto a temperatura encontrada, para a mesma condição de contorno, via simulação numérica foi de 108,8 °C. O que representou uma diferença de aproximadamente 0,22 %.

Na Figura 40 é possível observar a diferença de temperatura, em °C, do fluido de arrefecimento ao passar pelo radiador do mesmo veículo. Para isso, foram ilustrados os valores na diferença de temperatura do fluido de arrefecimento entre a entrada e saída do radiador. Onde utilizando a mesma condição de contorno anterior, veículo a uma velocidade de 80 km/h, foi aferido no teste experimental uma diferença de 6 °C, enquanto na simulação

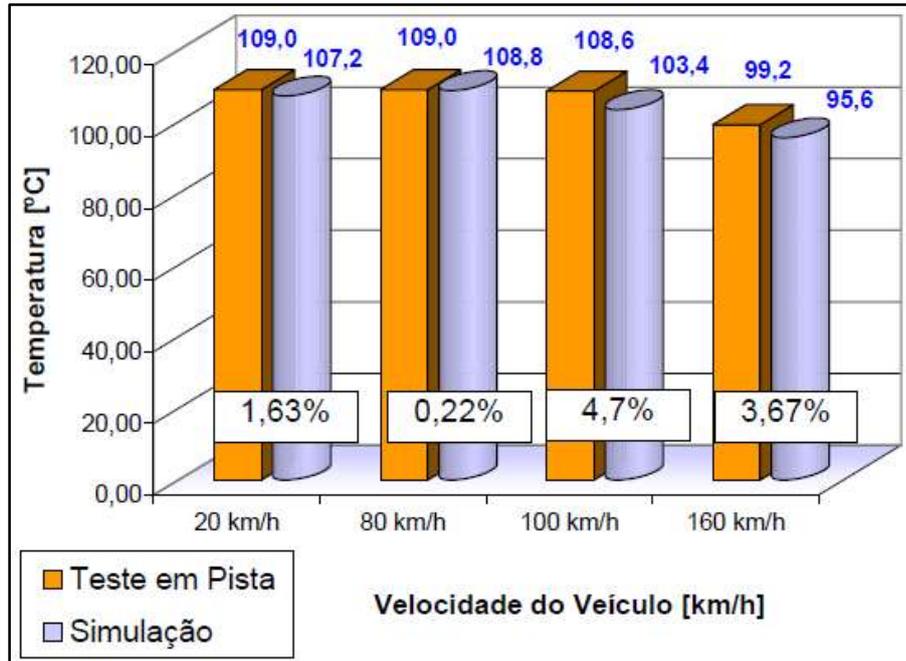
numérica esta diferença é de 6,3 °C. O que representa uma diferença de aproximadamente 5,48 %.

Figura 38 – Malhas definidas em (a) no carro e (b) no sistema de arrefecimento e motor.



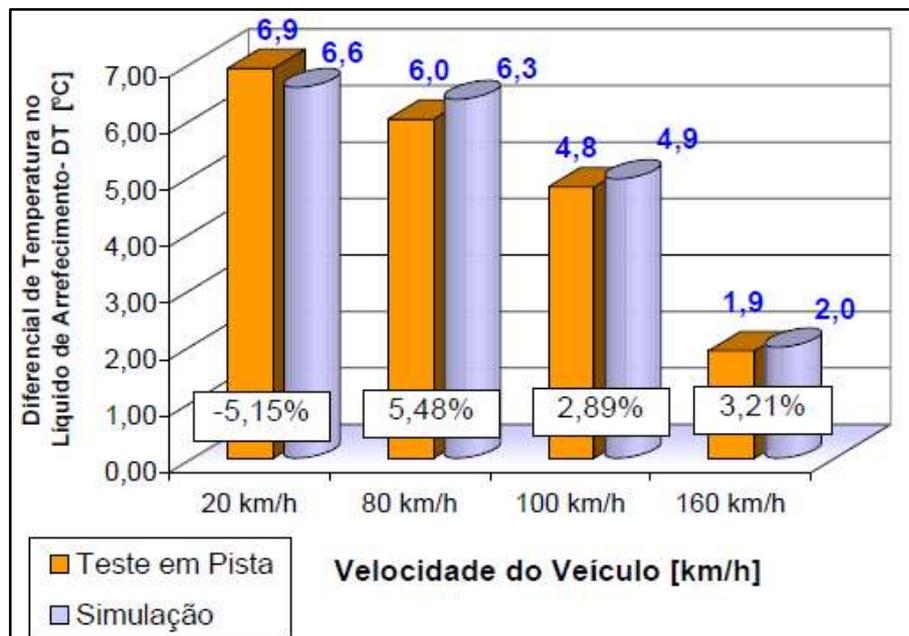
Fonte: Adaptado de Quim (2007).

Figura 39 – Temperatura do líquido de arrefecimento na entrada do radiador – veículo C.



Fonte: Adaptado de Quim (2007).

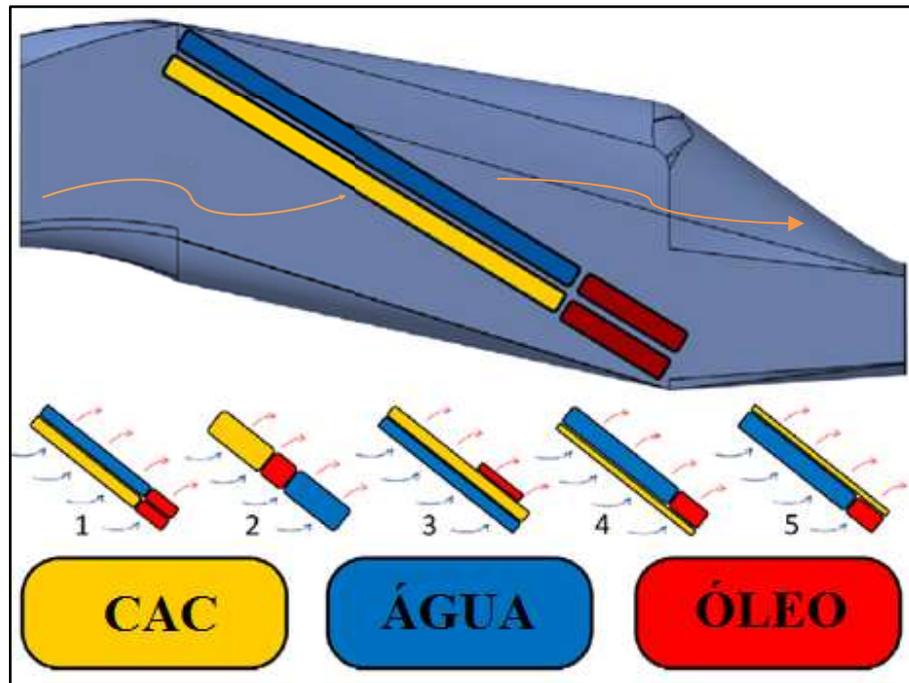
Figura 40 – Diferença de temperatura do líquido de arrefecimento do radiador – veículo C.



Fonte: Adaptado de Quim (2007).

O artigo produzido por Salmon et al. (2017) analisou numericamente o desempenho dos trocadores de calor, a água, de óleo e o da turbina (CAC), em cinco diferentes posições em carros de Formula 1 (F1), conforme Figura 41.

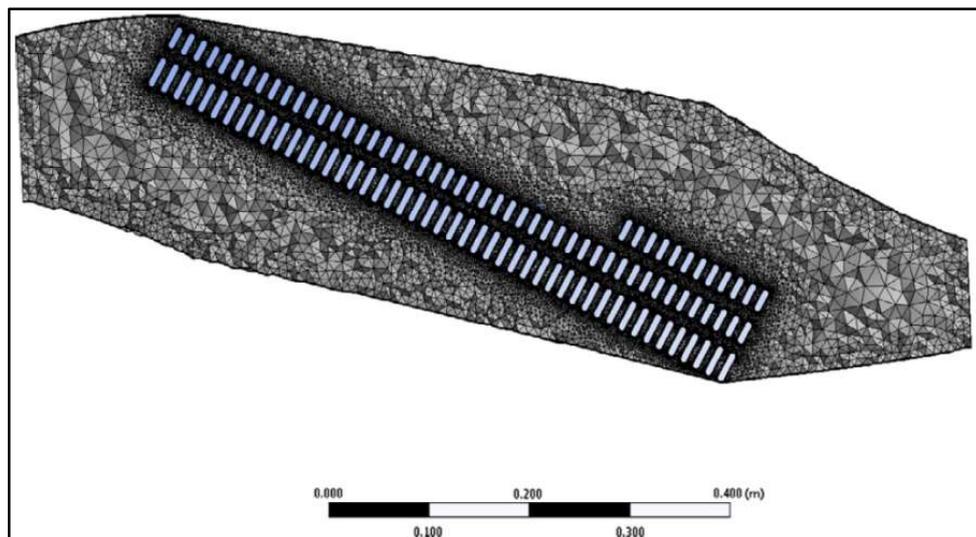
Figura 41 – Arranjos propostos.



Fonte: Adaptado de Salmon et al. (2017).

Para a simulação foram consideradas geometrias tridimensionais de todos os arranjos propostos. Na Figura 42 é possível visualizar a proposta de número 3 com as malhas já definidas e um total 25 milhões de elementos, em sua maioria triangular.

Figura 42 – Malha do arranjo 3.



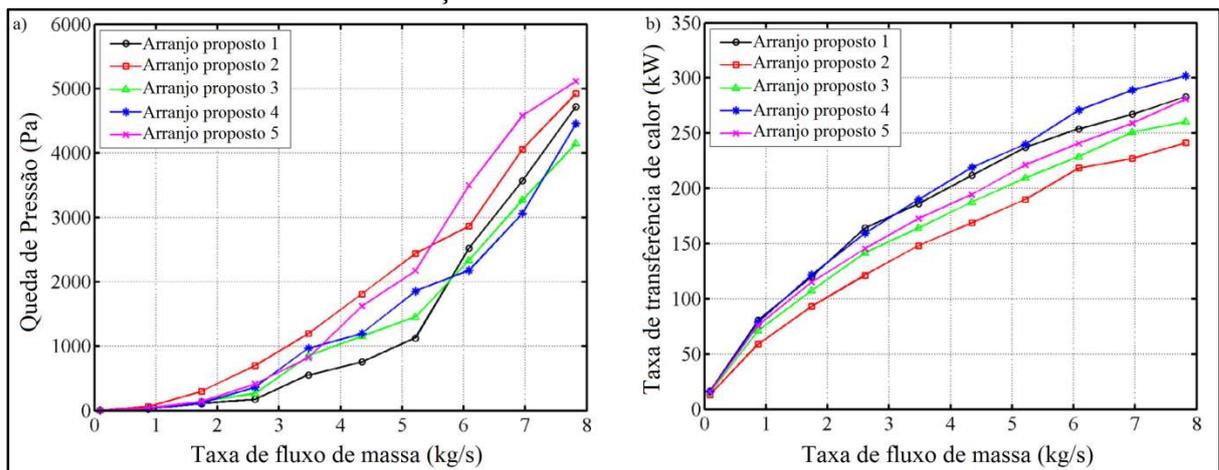
Fonte: Adaptado de Salmon et al. (2017).

Os resultados obtidos de cada arranjo proposto foram demonstrados graficamente. As Figuras 43a e b mostram respectivamente, a queda de pressão e a taxa de transferência de calor de cada arranjo em função do fluxo de massa.

Para os resultados obtidos é possível perceber na Figura 43a que a terceira configuração proposta teve a menor queda de pressão, em Pa , em função da taxa de fluxo de massa de ar, em kg/s , com $4000 Pa$, já a geometria proposta de número 5 teve a maior queda de pressão com $5000 Pa$.

Os valores da taxa de transferência de calor, em kW , em função da taxa de fluxo de massa de ar, em kg/s , foram apresentados na Figura 43b. Onde é possível visualizar que a geometria 4 apresentou o maior valor de taxa de transferência de calor, com aproximadamente $300 kW$, já a geometria 2 apresentou a menor taxa, com cerca de $240 kW$.

Figura 43 – Resultados obtidos de (a) queda de pressão e (b) taxa de transferência de calor em função da taxa de fluxo de massa.



Fonte: Adaptado de Salmon et al. (2017).

4.2.2 Simulação experimental e numérico-experimental

Realizadas as simulações numéricas preliminares de componentes ou sistemas, se parte para as validações experimentais, ou físicas. Apesar de estudos experimentais terem o custo de fabricação e montagem dos componentes ou sistemas que serão testados, tem-se uma grande confiabilidade dos dados obtidos, pois tais testes são realizados nas condições de operação reais, com todos os fatores envolvidos.

Ao se analisar a bibliografia selecionada para o desenvolvimento deste trabalho de pesquisa é possível notar um padrão para as simulações. Inicialmente testa-se um modelo simplificado para uma análise superficial do problema em questão. Caso seja viável

prosseguir no desenvolvimento do projeto, é iniciada a fase de calibração dos instrumentos que serão utilizados e então realizados os testes físicos. Com os dados obtidos experimentalmente, são calibrados os modelos numéricos de modo a se obter resultados mais próximos possível dos obtidos em campo. E então, estes procedimentos são realizados até que ambas as simulações sejam praticamente idênticas.

A seguir são apresentados os artigos e publicações relacionadas à validação experimental do sistema de arrefecimento veicular.

A dissertação defendida por Sant'ana (2016) teve como principal objetivo obter as principais propriedades físicas de dois fluidos de arrefecimento em análise, um deles ativado com o etileno glicol e o outro com polímero. Para o desenvolvimento foram utilizados os equipamentos listados no Quadro 4.

Quadro 4 – Equipamentos utilizados para realização do teste experimental.

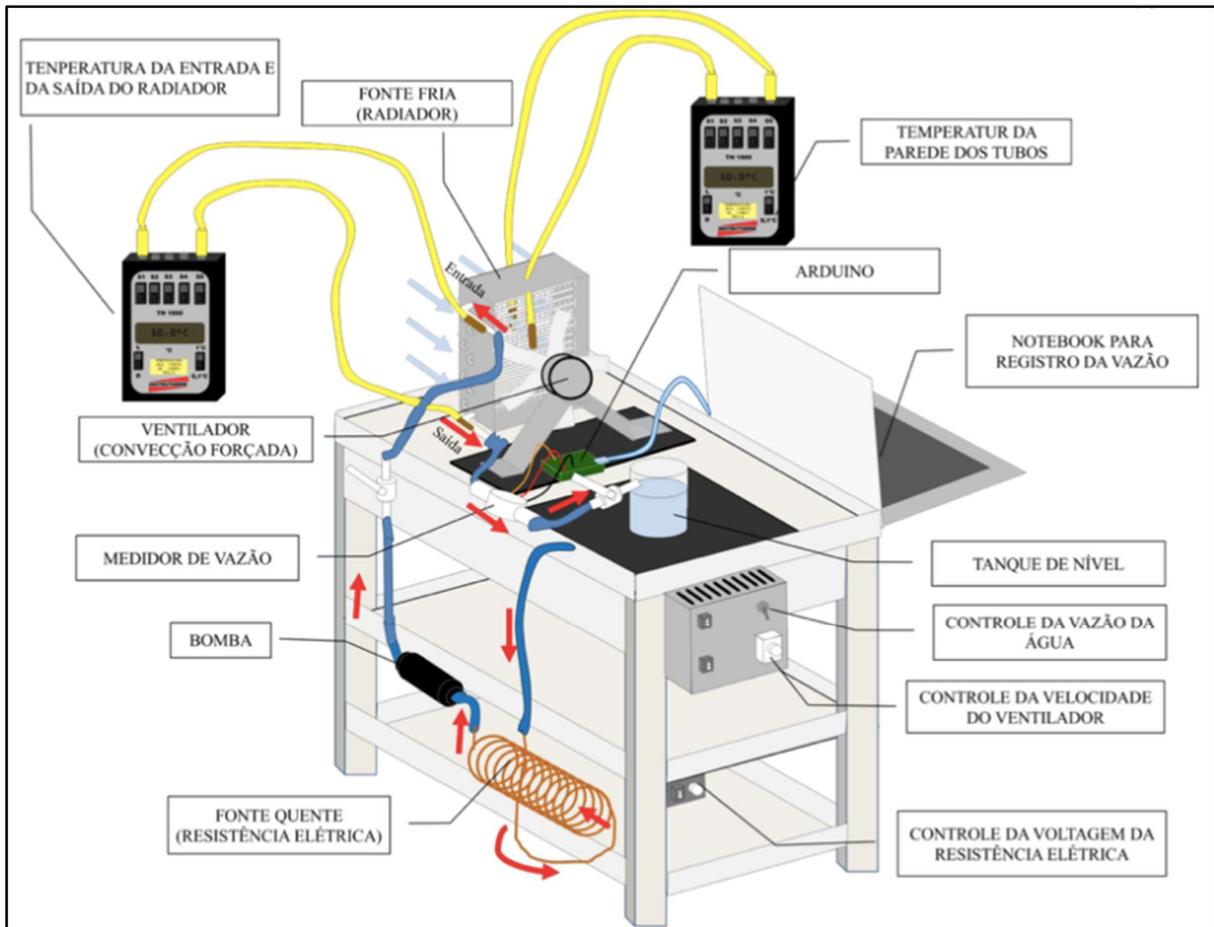
Equipamento	Marca	Modelo
Balança analítica	MARTE	AY220
Reômetro	Thermo Scientific	MARS
Condutivímetro	Decagon Devices	KD2 Pro
DSC	Shimadzu	DSC-60
TGA	Shimadzu	DTA-60
Densímetro	Rudolph Research Analytical	DDM 2911
Anemômetro	PROVA	AVM-07
Medidor de temperatura	INSTRUTHERM	TH 1000
Banho térmico	Thermo Scientific	Haake DC30

Fonte: Adaptado de Sant'ana (2016).

Além dos equipamentos listados, foi desenvolvida uma bancada para realização dos experimentos, correspondendo a um sistema simplificado de arrefecimento veicular com radiador, ventilador, bomba da água e uma resistência elétrica simulando a fonte quente do

motor, além de todo o aparato de controle eletrônico e aquisição de dados computacional. A Figura 44 ilustra de forma esquemática a bancada desenvolvida.

Figura 44 – Bancada de testes.



Fonte: Adaptado de Sant'ana (2016).

Dentre os resultados obtidos, podem ser analisados os valores de massa específica, em kg/m^3 e de condutividade térmica, em $W/m \cdot K$, de cada fluido estudado, em função da temperatura e em função de sua concentração na mistura com água, conforme ilustrados nas Figuras 45a e 46a respectivamente para a mistura contendo etileno glicol e 45b e 46b para a mistura com polímero, para as porcentagens indicadas do componente que é adicionado em cada análise.

Com os dados demonstrados na Figura 45 a e b é possível perceber que a densidade, em kg/m^3 , dos fluidos testados se aproxima muito d'água pura, adotando como média de $1000 kg/m^3$. Por exemplo, para a mistura contendo 50 % de água e 50 % de etileno glicol, a uma temperatura de $50\text{ }^\circ\text{C}$, a densidade da mistura é de $1049,7 kg/m^3$, já na mistura com

contendo 60 % de água e 40 % de polímero e à mesma temperatura, a densidade obtida é de $996,8 \text{ kg/m}^3$.

Figura 45 – Valores de massa específica para mistura de água com (a) etileno glicol e (b) polímero.

a) Temperatura [°C]	60%	50%	40%
25	1077,5	1065,7	1052,4
30	1074,6	1062,7	1049,6
35	1071,4	1059,8	1046,7
40	1067,6	1056,1	1043,4
45	1064,1	1053,0	1040,5
50	1060,8	1049,7	1037,2
b) Temperatura [°C]	60%	50%	40%
25	1012,5	1010,0	1007,4
30	1010,9	1008,4	1004,9
35	1008,9	1006,4	1004,1
40	1006,7	1004,2	998,8
45	1004,5	1001,9	997,1
50	1001,3	999,4	996,8

Fonte: Adaptado de Sant'ana (2016).

Na Figura 46 são apresentados os dados referentes à condutividade térmica, em $W/m \cdot K$, de cada fluido analisado. É possível perceber que, onde o etileno glicol é misturado com a água possui seu valor de condutividade térmica sempre menor que o fluido onde a água é misturada ao polímero, independente da concentração, em %, e temperatura aferida. Pode-se citar como exemplo, com uma concentração de 50 % de etileno glicol e 50 % de água, na temperatura de 20 °C, a condutividade térmica desta mistura é de $0,410 W/m \cdot K$, enquanto para a mesma concentração e temperatura a mistura contendo polímero possui uma condutividade térmica de $0,594 W/m \cdot K$.

O estudo de análise do sistema de arrefecimento de um protótipo do tipo Formula SAE, desenvolvido por Kuntzer (2015), propõe a análise comparativa entre dois radiadores para o veículo em questão. O motor utilizado era proveniente da motocicleta modelo CBR 600 RR, fabricada no ano de 2009 pela Honda. Para este estudo foram selecionados dois modelos de radiadores, um deles de motocicleta, com uma área frontal de $0,085 \text{ m}^2$, e o outro de um veículo de passeio, com uma área frontal de $0,16 \text{ m}^2$, ambos fabricados em alumínio.

Figura 46 – Valores de condutividade térmica para mistura de água com (a) etileno glicol e (b) polímero.

a) Temperatura [°C]	100%	60%	55%	50%	45%	40%
5	0,264	0,367	0,384	0,402	0,421	0,459
10	0,268	0,372	0,388	0,408	0,424	0,463
15	0,268	0,376	0,394	0,413	0,431	0,465
20	0,271	0,377	0,395	0,410	0,431	0,466
25	0,265	0,379	0,399	0,416	0,433	0,467
30	0,269	0,382	0,410	0,423	0,441	0,478
35	0,271	0,388	0,419	0,426	0,444	0,461
40	0,271	0,392	0,412	0,417	0,458	0,469
b) Temperatura [°C]	100%	60%	55%	50%	45%	40%
5	0,543	0,551	0,562	0,552	0,555	0,554
10	0,572	0,568	0,571	0,577	0,581	0,575
15	0,579	0,580	0,589	0,589	0,595	0,594
20	0,596	0,593	0,592	0,594	0,595	0,601
25	0,604	0,607	0,600	0,608	0,613	0,609
30	0,607	0,614	0,611	0,618	0,619	0,622
35	0,611	0,617	0,619	0,623	0,623	0,625
40	0,614	0,624	0,622	0,631	0,631	0,632

Fonte: Adaptado de Sant'ana (2016).

Um fator de extrema importância neste estudo é que o motor selecionado é projetado para trabalhar em altas velocidades, recebendo um grande fluxo de ar, e por consequência, uma maior troca térmica do sistema. Porém, as pistas utilizadas nas competições SAE não permitem que os veículos desenvolvam elevadas velocidades, conforme afirmado pelo autor do estudo, e com isso o resfriamento do motor é comprometido. Para resolver o problema, foram instaladas ventoinhas e verificado o fluxo de ar gerado, com um anemômetro, para cada radiador em análise. A Tabela 3 ilustra os valores obtidos para cada radiador.

Tabela 3 – Vazão das ventoinhas para cada radiador.

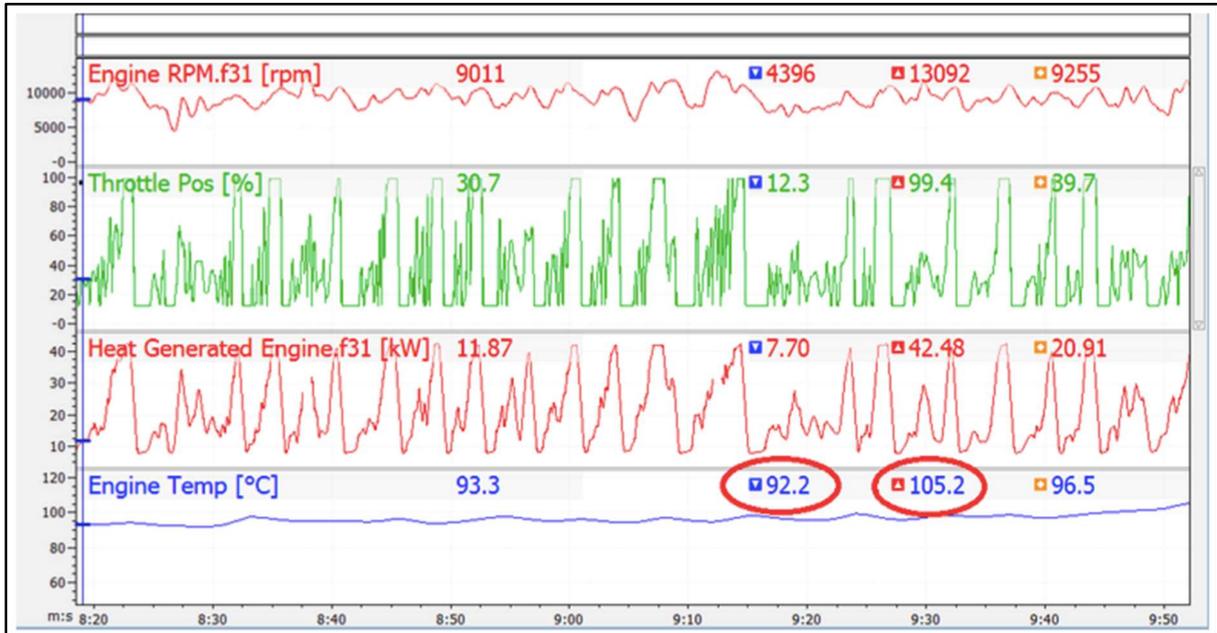
Parâmetro	Motocicleta	Veículo
Área frontal (m ²)	0,085	0,16
Velocidade média do ar (m/s)	2,54	1,22
Vazão de ar (m ³ /s)	0,216	0,195

Fonte: Adaptado de Kuntzer (2015).

Com o auxílio de sensores de temperatura de ar e água, unidade de gerenciamento eletrônico do motor e *software* para gerenciamento dos dados obtidos, foi realizado um teste

inicial utilizando o radiador de motocicleta. Na Figura 47 são apresentados os dados coletados, referentes ao motor.

Figura 47 – Dados coletados com o radiador de motocicleta.



Fonte: Adaptado de Kuntzer (2015).

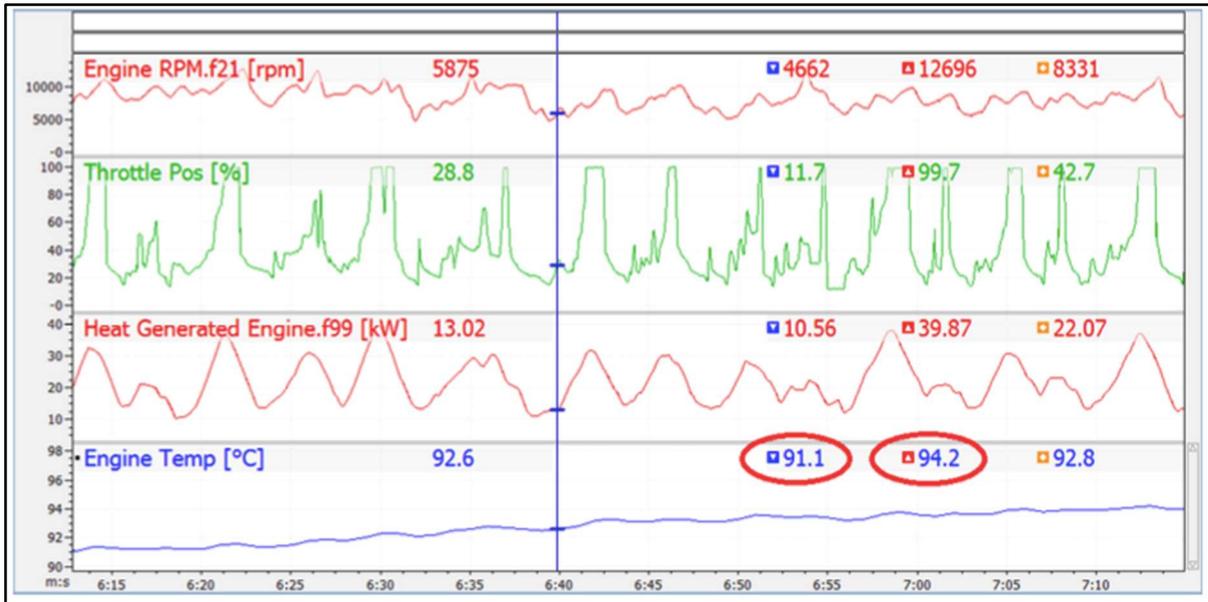
Como os valores de temperatura de trabalho do motor estavam acima dos ideais, foi substituído o radiador de motocicleta pelo do veículo de passeio. Na Figura 48 é possível visualizar as novas temperaturas de operação do motor.

Ao realizar a análise dos resultados obtidos nas Figuras 47 e 48 é possível perceber que o motor do veículo formula SAE opera com temperaturas maiores utilizando o radiador de motocicleta, onde a temperatura mínima registrada foi de 92,2 °C e a máxima foi de 105,2 °C. Já ao utilizar o radiador de um veículo de passeio, a temperatura mínima registrada foi de 91,1 °C e a máxima foi de 94,2 °C.

Outro parâmetro analisado foi o calor gerado pelo motor nas duas condições já citadas. Na condição de uso do radiador de moto o calor mínimo gerado foi de 7,7 kW e o máximo foi de 42,48 kW, já na condição onde o radiador utilizado foi o do veículo de passeio, os valores correspondentes foram 10,56 kW e 39,87 kW.

Portanto, constata-se que o trocador de calor automotivo desempenhou melhor a função de arrefecimento do motor do veículo, pois sua temperatura máxima registrada foi de 94,2 °C.

Figura 48 – Dados coletados com o radiador de veículo de passeio.



Fonte: Adaptado de Kuntzer (2015).

O trabalho desenvolvido por Rosa (2008) teve como objetivo o dimensionamento de radiadores da água de refrigeração de motores para caminhões e ônibus, seguindo a metodologia indicada pelo fabricante dos motores, a ATB.

O ATB indica a temperatura do ar ambiente em que a água do sistema de arrefecimento irá ferver, nas condições especificadas pelo fornecedor do motor, geralmente na condição de potência máxima. A Equação 38 ilustra o método analítico para obtenção da ATB para um sistema.

$$ATB = T_{EBUL} + (T_{amb} - T_{outLine}) \quad (38)$$

Onde T_{EBUL} refere-se à temperatura do ponto de ebulição da água, valor esse definido pelo fabricante do motor, $T_{outLine}$ refere-se à temperatura da água na saída do motor e T_{amb} se refere à temperatura do ambiente onde o teste será realizado.

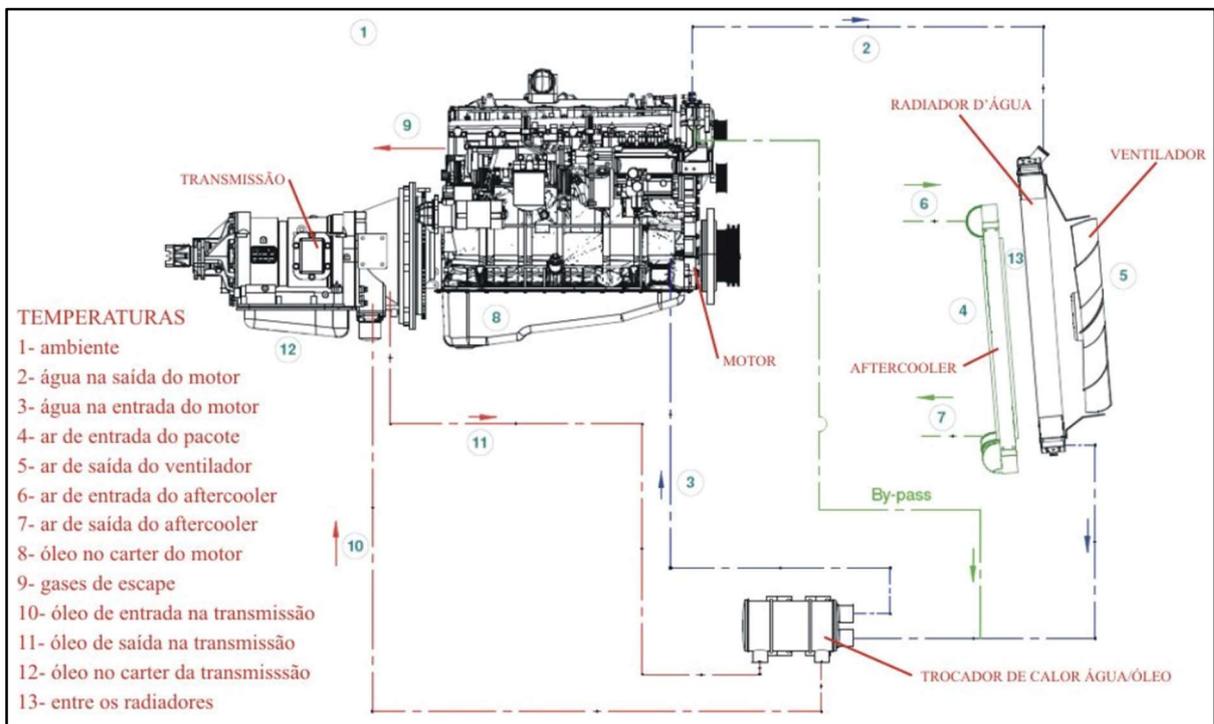
Para confiabilidade dos dados obtidos, Rosa (2008) sugeriu os procedimentos e cuidados a seguir no momento da realização dos testes:

- uso de ambientes controlados, como pistas de testes, contando apenas com pessoas que fazem parte da simulação;
- utilização de um veículo secundário, de maior peso e potência, daquele que está sendo testado, para auxílio em frenagens e para estabilização de rotação;
- condições climáticas favoráveis como, temperatura ambiente acima dos 15 °C, sem precipitações (chuvas), sem vento e evitar elevadas umidades relativas do ar;

- o motor deve ser testado em condições de rotações máximas e de torque máximo;
- é necessária a estabilização da temperatura do motor antes de realizar as medições;
- deve-se, preferencialmente, respeitar um intervalo de aproximadamente trinta (30) minutos para a coleta de dados, após o motor ser ligado, afim de que a temperatura d'água tenha se estabilizado;
- utilização apenas de água como fluido refrigerante, sem aditivos, com o intuito de verificar se o ponto de ebulição da água fica em torno de 100 °C;
- a válvula termostática deve estar sempre aberta para garantir a maior vazão de água no sistema durante a realização do teste.

Para executar as medições das temperaturas envolvidas, Rosa (2008) utilizou termopares do tipo K. Na Figura 49 é possível visualizar o posicionamento dos termopares durante o teste de arrefecimento.

Figura 49 – Posicionamento de termopares durante teste de *cooling*.



Fonte: Adaptado de Rosa (2008).

Para o desenvolvimento do estudo, o autor utilizou o método analítico, baseando-se em diversas áreas como termodinâmica, para estudo das propriedades do ar e da água no local onde foram desenvolvidos os testes, máquinas de fluxo, para levantamento das curvas de

operação dos ventiladores, bem como os métodos de similaridades entre modelos para desenvolvimentos de novos ventiladores, transferência de calor, para o estudo dos trocadores de calor e suas propriedades operacionais, entre outros.

Porém, o estudo analítico necessitava de dados experimentais e, então, se baseando em testes de três veículos diferentes, Rosa (2008) coletou alguns destes resultados. É importante salientar que os resultados obtidos partem das duas condições já mencionadas, potência máxima e torque máximo. Na Figura 50a são ilustrados os valores relacionados à potência máxima do motor A e na Figura 50b ficam explicitados os dados obtidos com torque máximo do motor B.

Figura 50 – Dados obtidos experimentalmente na condição de (a) potência máxima e (b) torque máximo do motor.

a)	T_{amb} Ambiente [°C]	$T_{outLine}$ Mang. superior [°C]	Mang inf. [°C]	ΔT_{motor} Diferença entrada-saida motor [°C]	$T_{f,e}$ Ar entrada radiador [°C]	$T_{f,s}$ Ar saída radiador [°C]	ΔT_e Diferença entrada água-ar [°C]	ATB [°C]
Calculadas	16,0	55,5	51,13	4,35	26,70	42,86	28,77	65,5
Resultado dos testes	16,0	55,5	51,2	4,3	42,1	46,9	13,4	65,5
Diferença	0,0	0,0	-0,1	0,0	-15,4	-4,0	15,4	0,0
Dif. %	0,0	0,0	0,1	-1,1	57,7	9,4	-53,4	0,0
b)	T_{amb} Ambiente [°C]	$T_{outLine}$ Mang. superior [°C]	Mang inf. [°C]	ΔT_{motor} Diferença entrada-saida motor [°C]	$T_{f,e}$ Ar entrada radiador [°C]	$T_{f,s}$ Ar saída radiador [°C]	ΔT_e Diferença entrada água-ar [°C]	ATB [°C]
Calculadas	35,00	69,46	64,98	4,49	43,6	59,24	25,86	70,6
Resultado dos testes	35,0	69,5	65,2	4,3	43,0	62,8	26,5	70,6
Diferença	0,0	0,0	-0,2	0,2	0,6	-3,6	-0,6	0,0
Dif. %	0,0	0,1	0,3	-4,1	-1,4	6,0	2,5	0,0

Fonte: Adaptado de Rosa (2008).

Para ambas as situações apresentadas na Figura 50 é possível perceber que os resultados obtidos analítica e experimentalmente foram muito próximos, enquanto outros

tiveram uma grande variação. Na condição de potência máxima do motor, apresentado na Figura 50a, a maior diferença encontrada foi na temperatura do ar na entrada do radiador, onde o valor analítico encontrado foi de 26,7 °C e o valor experimental foi de 42,1 °C, apresentado uma diferença de 57,7 %. Já para a condição de torque máximo do motor apresentada na Figura 50b, a maior diferença entre resultados analíticos e experimentais foi na temperatura do ar na saída do radiador, onde a temperatura analítica encontrada foi de 59,24 °C e a temperatura obtida experimentalmente foi de 62,8 °C, o que representa uma diferença de 6,0 %.

O estudo realizado por Gomides (2018) teve como principal objetivo desenvolver o projeto do sistema de arrefecimento para um motor de um protótipo de formula SAE. O motor utilizado era fabricado pela Honda para a motocicleta CBR 600 F, com cilindradas de 599 cm^3 e atingindo a potência máxima original de 102 cv. Como o motor disponibiliza uma faixa de trabalho muito ampla, o autor limitou suas análises entre 3000 e 14000 RPM.

Inicialmente Gomides (2018) utilizou o *software Wave* para realizar uma simulação unidirecional, 1D, previa do sistema. Obteve então da taxa de transferência de calor do motor em função da sua rotação, conforme a Figura 51.

Com os dados obtidos via simulação numérica, o autor conseguiu ter uma primeira impressão do comportamento do trocador em relação à rotação de trabalho do motor. Por exemplo, com o motor trabalhando a 6.000 rpm o trocador de calor vai dissipar calor a uma taxa de aproximadamente 14 kW, já com a rotação máxima, 14.000 rpm, a taxa de transferência calor dissipada será de aproximadamente 24,5 kW.

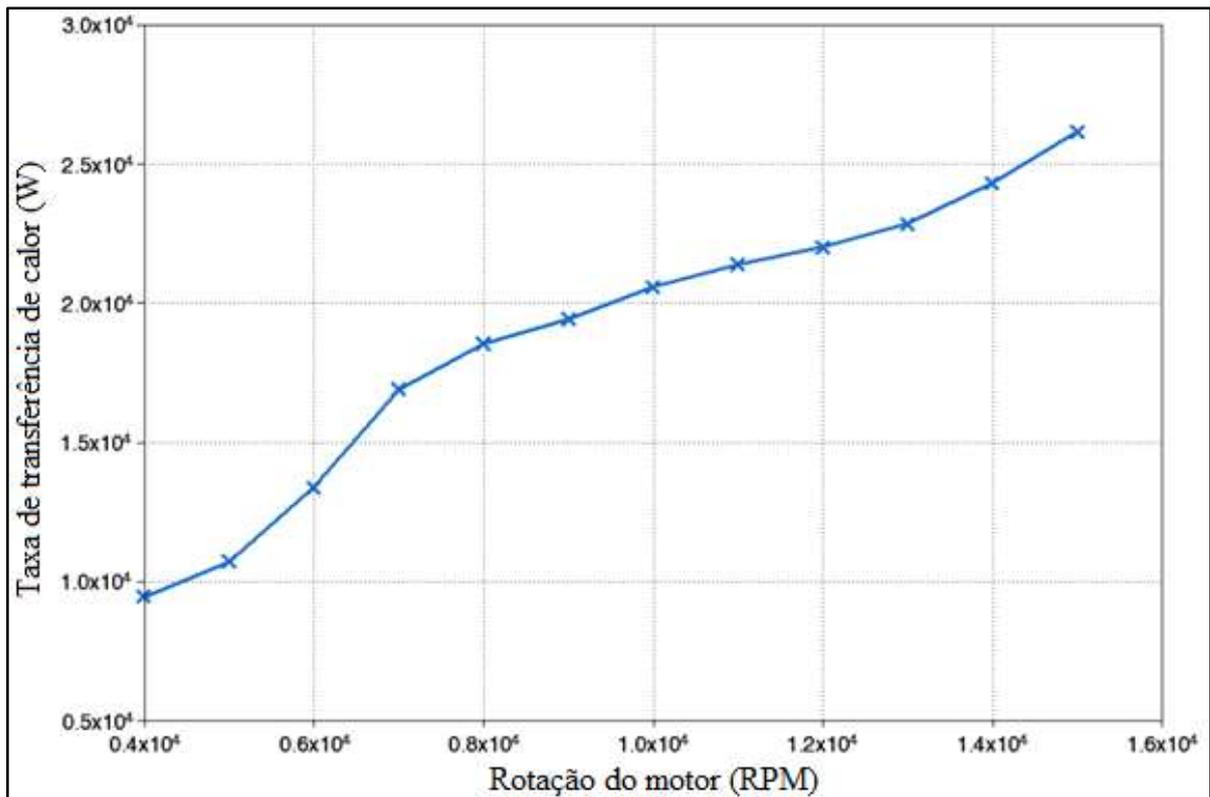
O radiador utilizado no estudo equipa veículos de passeio fabricados pela Fiat, com uma área frontal para troca térmica de aproximadamente 0,12 m^2 . Para aquisição dos dados foram utilizados sensores de temperatura, ou termopares, do tipo K, além de decodificadores de sinais para o armazenamento dos dados obtidos.

De acordo com Gomides (2018), para que o sistema de arrefecimento do veículo seja eficiente, é necessária a instalação de ventoinhas no radiador, pois a temperatura ambiente do local onde as provas de formula SAE são realizadas é muito elevada, ficando em torno de 40 °C. Além disso, o motor utilizado no projeto necessita de altas velocidades para que ocorra uma troca térmica satisfatória, porém o circuito utilizado não permite o desenvolvimento de tais velocidades.

Com os testes realizados, foram obtidos os dados referentes ao estudo da dissipação de calor do motor e do radiador. Na Figura 52 são ilustradas a dissipação de calor tanto do

motor quanto do radiador em função da rotação de trabalho do motor, em 1ª, 2ª e 3ª marchas, respectivamente. Além disso, é possível visualizar o calor dissipado com o acionamento da ventoinha, em que o ar transpassa o radiador a uma velocidade de aproximadamente 5 m/s , em função da rotação de trabalho do motor e o veículo em repouso.

Figura 51 – Dados de calor dissipado pelo motor via simulação numérica.



Fonte: Adaptado de Gomides (2018).

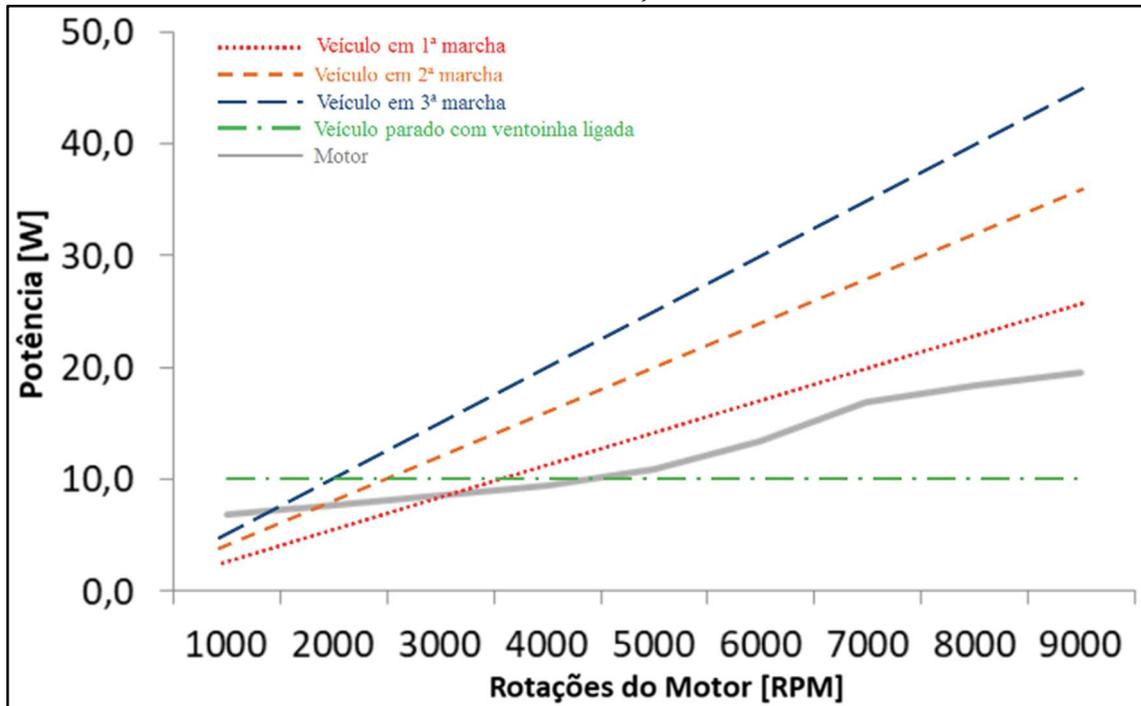
Ao analisar a curva de dissipação de calor do radiador na condição de primeira marcha, ilustrado pela curva de cor vermelha, é possível verificar que na mínima rotação do motor analisada pelo autor, 3.000 rpm o radiador dissipou uma potência de aproximadamente $2,0\text{ W}$, já na rotação máxima do motor o radiador dissipou cerca de $25,0\text{ W}$.

Para a condição do veículo andando em segunda marcha, representada pela curva de cor laranja, na rotação mínima já mencionada o radiador dissipou uma potência de $2,0\text{ W}$, enquanto na rotação máxima a potência dissipada foi cerca de $36,0\text{ W}$.

Na terceira condição de teste apresentada, retratada pela curva azul, onde o veículo estava andando em terceira marcha, o radiador dissipou uma potência de $5,0\text{ W}$ na condição de rotação mínima do motor, enquanto na máxima dissipou cerca de $45,0\text{ W}$. É importante

salientar que nas três condições explicitadas, as curvas de potência dissipada pelo radiador tivera o mesmo comportamento ascendente linear.

Figura 52 – Valores de dissipação de calor mensurados no motor e no radiador em diferentes marchas e rotações.



Fonte: Adaptado de Gomides (2018).

Por fim, são demonstrados os valores de potência dissipada pelo radiador com o auxílio de uma ventoinha, descrito pela curva verde, onde é possível perceber que na condição de rotação mínima e máxima do motor a potência dissipada pelo radiador se mantém constante, cerca de 10,0 W.

O trabalho desenvolvido por Benvenuti (2007) teve como intuito principal realizar o balanço energético do motor em estudo e a definição do coeficiente global de transferência de calor para a avaliação de desempenho do sistema de arrefecimento de motores estacionários que funcionam no ciclo Diesel com aplicabilidade em grupo gerador.

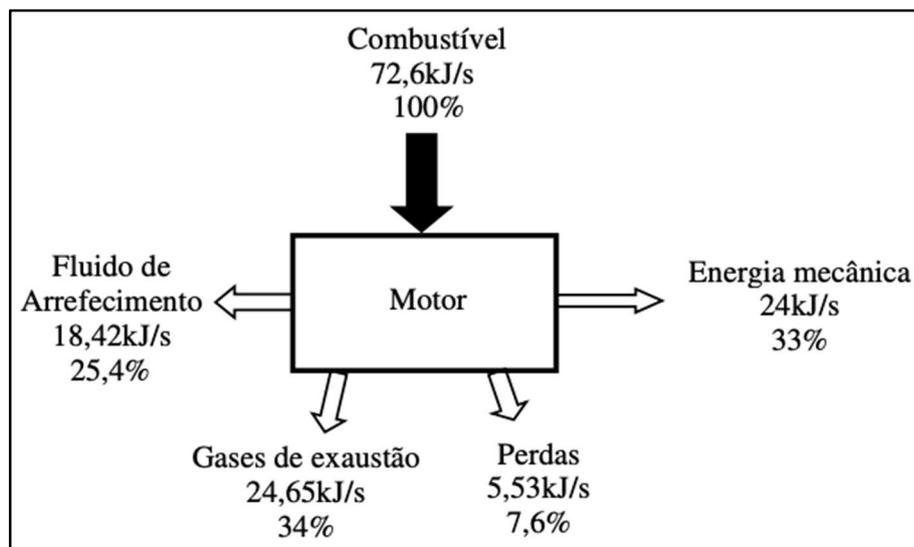
Este consiste de um motor Agrale modelo M795W, de 1503 cm^3 cilindradas, com faixa de trabalho entre 1.800 e 3.000 RPM, com uma potência máxima de 33 cv e um torque máximo de 78 $N \cdot m$. O autor ainda apresentou os requisitos para a excelência de operação do motor, onde a temperatura do fluido refrigerante na entrada do radiador deve ser de 95 °C e a variação máxima de temperatura entre a entrada e a saída do radiador deve ser de 6 °C. A área frontal era de aproximadamente 0,17 m^2 e o diâmetro externo era de 0,3 m.

Para isso foram utilizadas bancadas de testes em sala controlada, o motor conectado a um dinamômetro, sensores de temperatura, (termopares do tipo K) e realizadas as medições na entrada de fluido do radiador. O teste durou cerca de 120 minutos, com a verificação da temperatura a cada 15 minutos.

Na metade do período do ensaio foi verificado que a temperatura do fluido estava abaixo da descrita como ideal para funcionamento do sistema, e por este motivo a válvula termostática não permitia a passagem total do fluido. Para contornar tal problema, o autor desligou o sistema de climatização do laboratório e na medida seguinte, verificou que a temperatura estava acima da recomenda fazendo com que a válvula se abrisse por completo.

Após a aquisição dos dados, o autor desenvolveu de forma analítica o balanço energético do motor, ilustrado na Figura 53.

Figura 53 – Balanço energético do motor.



Fonte: Adaptado de Benvenuti (2007).

Além do balanço energético do motor, Benvenuti (2007) obteve analiticamente o coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor em análise ($U = 104,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$) e calculou o ATB do pacote de resfriamento, obtendo $58,8 \text{ }^\circ\text{C}$.

4.3 SIMULAÇÃO EXPERIMENTAL *VERSUS* SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Ao longo deste trabalho, foram apresentadas inúmeras publicações referentes às simulações numéricas e experimentais de sistemas veiculares. Porém, é importante a explanação das principais diferenças e vantagens de cada uma delas.

As simulações numéricas têm como principal vantagem auxiliar o engenheiro no entendimento prévio dos fenômenos que estão ocorrendo no componente ou sistema que está sendo estudado, sem a necessidade de fabricação ou montagem dos reais.

Foram apresentadas publicações que utilizavam análises do tipo uni, bi e tridimensional. O tipo de simulação utilizada pode acabar sendo uma das principais desvantagens deste tipo de estudo. Pois, quanto mais o modelo computacional se aproxima do físico, maior é a capacidade de processamento necessária para que o computador consiga resolver o problema em questão. Um bom exemplo deste tipo de problema é a dissertação de Quim (2007) que, para realizar a análise tridimensional do sistema de resfriamento de um automóvel, utilizou em algumas regiões de interesse uma malha com tamanho de 50 *mm*, enquanto nas regiões mais críticas, utilizou elementos com cerca de 8 *mm*.

Já as simulações experimentais têm como principal vantagem a obtenção de dados em situações reais e extremas de utilização dos veículos. Os dados são obtidos através de instrumentos de medição calibrados e os testes podem ser feitos em campos de prova ou em ambientes controlados visando se assimilar às condições reais.

Porém o grande ponto negativo de simulações experimentais é o custo de fabricação dos componentes ou sistemas que são testados. Caso não ocorra uma simulação numérica antes da construção do protótipo, ele pode acabar sendo totalmente descartado por não atender a requisitos básicos de funcionamento. Além disso, existe o custo para utilização de pistas de testes e ambiente altamente controlados.

Por fim, é de extrema importância salientar que nenhuma das simulações é absoluta perante a outra, pois ambas se complementam. Conforme Brunetti (2018), é possível iniciar o desenvolvimento de um sistema ou componente pela análise numérica ou por similaridade com um produto muito parecido e já validado, e utilizar dados obtidos experimentalmente para aprimorar o projeto.

4.3.1 Melhores práticas

Com base nas publicações e textos bibliográficos já mencionados, além de materiais extras de fornecedores de componentes e *softwares* de simulação numérica, são apresentadas

boas práticas para as simulações numérica e experimental do sistema de arrefecimento de veículos automotores.

4.3.1.1 Simulações numéricas

Com base nas referências acima seguem orientações e técnicas para obter resultados numéricos muito próximos dos reais:

- escolher um computador com o melhor *hardware* disponível;
- utilizar serviços de aluguel de núcleos de processamento, *clusters*, quando o hardware disponível não for o suficiente para solução da análise em desenvolvimento. Prática amplamente utilizada em empresas que realizam análises esporádicas ou não possuem uma licença do *software* para simulações;
- utilizar simulações do tipo unidimensionais, 1D, para prever o bom funcionamento de sistemas de múltiplos domínios, por não utilizar geometrias do sistema estudado, e sim dados de operação, demanda uma menor capacidade de processamento de dados;
- realizar, quando possível, simulações no espaço bidimensional, afim de não demandar tanta capacidade de *hardware* para solução do problema. Como apresentado anteriormente no estudo desenvolvido por Mon, Mamat e Kamsah (2011), onde os autores realizaram a simulação térmica da câmara de combustão de motores automotivos;
- realizar simplificações possíveis no modelo em análise, visando uma geometria otimizada. Como exemplificado na Figura 38, Quim (2007) excluiu de sua simulação os espelhos retrovisores e toda a parte traseira dos veículos, pois a região de interesse contemplava apenas grade frontal, o sistema de arrefecimento e o motor. Ainda é possível se trabalhar com simplificações em componentes e sistemas simétricos, de forma que o computador não precise utilizar toda a capacidade de processamento disponível;
- refinar a malha nas regiões de maior interesse.

4.3.1.2 Testes experimentais

São apresentadas abaixo algumas dicas e técnicas para obtenção de resultados confiáveis nos testes realizados fisicamente:

- fazer uso de um espaço controlado para a realização dos testes. O uso de ambientes como bancadas e pistas de testes e túneis de vento é de grande valia, pois são locais cujas características atendem normativas para realização de experimentos veiculares, conforme Rosa (2008);
- realizar, preferencialmente, os testes em espaços abertos nas condições climáticas mais favoráveis possíveis como, por exemplo, dias com temperaturas ambientes mais amenas, como 15 °C, e sem chuva;
- utilizar equipamentos de medição certificados e calibrados, a fim de evitar erros nas medições realizadas;
- evitar a utilização aditivos no fluido de arrefecimento para realização dos testes, fazendo uso apenas de água;
- seguir padrões e normas para realização dos testes. No trabalho desenvolvido por Rosa (2008), por exemplo, foi utilizada a métrica para dimensionamento de radiadores de veículos de transporte de passageiros, o ATB. Métrica essa estipulada pelos fabricantes de motor;
- aguardar a estabilidade das temperaturas envolvidas no sistema que está sendo estudado. Por exemplo, antes de realizar as medições de temperatura do fluido de arrefecimento na entrada do radiador de um veículo, aguardar um determinado período de tempo até que o motor esteja operando em temperaturas constantes e fazendo com que o sistema de arrefecimento esteja em pleno funcionamento;
- ao realizar a coleta dos dados é necessário confrontar as informações provenientes da área de projetos e trabalhos anteriores, tendo a possibilidade de testar novamente o sistema em questão ou até mesmo a necessidade de adequação de sistema ou projeto para o veículo onde está sendo aplicado.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Ao final do desenvolvimento deste trabalho, ficou evidente a importância que o sistema de arrefecimento tem em um veículo de transporte. Caso não opere nas condições ideais para qual foi desenvolvido, inúmeros problemas podem ocorrer, como desgaste por superaquecimento de componentes ou sistemas, travamento de componentes devido ao superaquecimento, gasto excessivo de combustível, entre outros.

Foram apresentadas diversas publicações sobre simulações numéricas que utilizaram o método computacional de escoamento de fluidos, CFD, para análise de um componente ou todo o sistema de arrefecimento veicular. Assim como as principais características utilizadas em cada simulação e os principais resultados obtidos. Além de simulações numéricas, foram apresentadas publicações envolvendo estudos experimentais do mesmo sistema, bem como as principais metodologias utilizadas para obtenção dos dados e discussões sobre os resultados obtidos.

Com base nas publicações selecionadas como referência foi apresentada, uma relação com as boas práticas identificadas, envolvendo ambas as metodologias de estudo do sistema de arrefecimento veicular. Como principal contribuição deste trabalho, ela enfatiza os cuidados que deverão ser tomados para que os testes sejam representativos com as reais condições de operação do sistema estudado.

Por fim, abaixo são listadas sugestões para trabalhos futuros:

- aplicar as metodologias descritas;
- realizar a simulação numérica de um sistema protótipo;
- realizar a validação experimental do mesmo sistema protótipo;
- comparar ambas os estudos de forma que ambas tenham a mesma convergência de valores;
- propor melhorias para o trabalho desenvolvido.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGRALE S.A. **Utilitários Agrale**. 2019. Disponível em: <<http://www.agrale.com.br/pt>>. Acesso em: 21 ago. 2019.

ANFAVEA. **Anuários**. 2019. Disponível em: <<http://www.anfavea.com.br/anuarios>>. Acesso em: 10 jun. 2020.

BENVENUTTI, Guilherme Fiorin. **Avaliação de desempenho de um sistema de arrefecimento com ventilador soprante para um motor ciclo Diesel na aplicação de grupo gerador insonorizado**. 2007. 65 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências Exatas e Tecnologia, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2007.

BISTAFA S. R., **Mecânica dos fluidos: Noções e Aplicações**. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2010, 278 p.

BRUNETTI F., **Mecânica dos fluidos**. 2. ed. São Paulo: Pearson, 2008, 431 p.

BRUNETTI F., **Motores de Combustão interna**. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2018, 483 p.

ÇENGEL Y. A., CIMBALA J. M., **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. 6. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2007, 816 p.

ÇENGEL Y. A., GHAJAR A. J., **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4. ed. Porto Alegre: McGraw-Hill, 2012, 902 p.

CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE. **Resolução 490/18**. Disponível em: <<http://www2.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=739>>. Acesso em: 03 set. 2019.

CUMMINS BRASIL. **Motores Mid Range**. 2019. Disponível em: <<https://www.cummins.com.br/produtos/motores/mid-range-18-380-hp/isf>>. Acesso em: 22 ago. 2019.

ELGER D. F., LeBRET B. A., CROWE C. T., ROBERSON J. A., **Mecânica dos fluidos para engenharia**. 11. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2019, 576 p.

FOX R. W., McDONALD A. T., **Introdução à mecânica dos fluidos**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2001, 504 p.

FOX R. W., PRITCHARD P. J., McDONALD A. T., **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2010, 710 p.

FOX R. W., McDONALD A. T., PRITCHARD P. J., MITCHELL J. W., **Introdução à mecânica dos fluidos**. 9. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018, 724 p.

GOMIDES, Iago Medina. **Projeto do sistema de arrefecimento para um motor de um protótipo de fórmula SAE**. 2018. 56 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica,

Departamento de Ensino Superior do Cefet/rj, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Rio de Janeiro, 2018.

HABIBIAN S. H., ABOLMAALI A. M., AFSHIN H. Numerical investigation of the effects on fin shape, antifreeze and nanoparticles on the performance of compact finned-tube heat changers. **Elsevier**, Iran, vol. 133, 13 p., 2018.

INCROPERA F. P., DEWIT D. P., BERGMAN T. L., LAVINE A.S., **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2007, 643 p.

KREITH F., MANGLIK R. M., BOHN M. S., LAVINE A.S., **Princípios de transferência de calor**. 7. ed. São Paulo: Cengage, 2014, 676 p.

KROOS K. A., POTTER M. C., **Termodinâmica para engenheiros**. 1. ed. São Paulo: Cengage, 2015, 620 p.

KUNTZER, Gabriel. **Análise do sistema de arrefecimento de um protótipo do tipo formula SAE**. 2015. 68 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologia, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2015.

MALISKA C. R., **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004, 460 p.

MANUFACTURING GLOBAL. **Top 10 biggest car manufacturers in the world**. 2019. Disponível em: < <https://www.manufacturingglobal.com/top10/top-10-biggest-car-manufacturers-world>>. Acesso em: 10 jun. 2020.

MOM T. T., MAMAT R., KAMSAH N. Thermal Analysis of SI-Engine using Simplified Finite Element Model. **World Congress of Engineering (WCE)**, United Kingdom, vol. 3, 5 p., 2011.

QUIM, Nelson. **Desenvolvimento de uma metodologia de simulação aplicada ao sistema de arrefecimento veicular**. 2007. 170 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

ROSA, Guilherme da Silva. **Dimensionamento de radiadores da água de refrigeração de motores para caminhões e ônibus**. 2008. 115 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências Exatas e Tecnologia, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2008.

SALMON P., KÖNÖZSY L., TEMPLE C., GROVE S. Numerical investigation on various heat exchanger performances to determine an optimum configuration for charge air cooler, oil and water radiator in F1 sidepods. **Elsevier**, United Kingdom, vol. 117, 10 p., 2017.

SANT'ANA, Rony Oliveira de. **Análise de transferência de calor de fluidos térmicos aditivado com etilenoglicol e polímeros**. 2016. 125 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2016.

UNITED NATIONS. **Population**. 2019. Disponível em: <
<https://www.un.org/en/sections/issues-depth/population/index.html>>. Acesso em: 15 jun.
2020.

WANG Y., GAO Q., ZHANG T., WANG G., JIANG Z., LI Y. Advances in Integrated Vehicle Thermal Management and Numerical Simulation. **Energies Journal**, China, vol. 1636, 30 p., 2017.

WHITE M. F., **Mecânica dos fluidos**. 8. ed. Porto Alegre: McGraw-Hill, 864 p. 2018.

ZHANG Q., XU L., LI J., OUYANG M. Performance prediction of plate-fin radiator for low temperature preheating system of proton exchange membrane fuel cells using CFD simulation. **Elsevier**, Beijing, vol. 42, 13 p., 2017.