

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DIRETORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MARCELO CORREA MACHADO FILHO

**CONCEPÇÃO E AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE UMA BANCADA
ESTACIONÁRIA PARA A ANÁLISE DO RENDIMENTO TÉRMICO
DE RADIADORES DE VEÍCULOS PESADOS**

DISSERTAÇÃO

PONTA GROSSA

2021

MARCELO CORREA MACHADO FILHO

**CONCEPÇÃO E AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE UMA BANCADA
ESTACIONÁRIA PARA A ANÁLISE DO RENDIMENTO TÉRMICO
DE RADIADORES DE VEÍCULOS PESADOS**

**Assembly and Experimental Assessment of a Stationary Bench System to
Study the Thermal Performance of Radiators used in Heavy Duty Vehicles**

Dissertação de Mestrado apresentada como
requisito parcial à obtenção do título de Mestre
em Engenharia Mecânica da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) –
Câmpus Ponta Grossa.

Área de concentração: Térmica e Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. *Thiago Antonini Alves*  

Coorientador: Prof. Dr. *Jhon Jairo R. Behainne*

PONTA GROSSA

2021



[Licença 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/)

Esta licença permite que outros remixem, adaptem e criem a partir do trabalho para fins não comerciais, desde que atribuam o devido crédito e que licenciem as novas criações sob termos idênticos.

Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.



MARCELO CORREA MACHADO FILHO

**CONCEPÇÃO E AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE UMA BANCADA ESTACIONÁRIA PARA A ANÁLISE DO
RENDIMENTO TÉRMICO DE RADIADORES DE VEÍCULOS PESADOS**

Trabalho de pesquisa de mestrado apresentado como requisito para obtenção do título de Mestre Em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Área de concentração: Térmica E Fluidos.

Data de aprovação: 25 de Fevereiro de 2021

Prof Thiago Antonini Alves, Doutorado - Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Prof Gerson Henrique Dos Santos, Doutorado - Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Prof Jhon Jairo Ramirez Behainne, Doutorado - Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Prof Joao Batista Campos Silva, Doutorado - Universidade Estadual Paulista - Unesp

Documento gerado pelo Sistema Acadêmico da UTFPR a partir dos dados da Ata de Defesa em 25/02/2021.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, pela benção do conhecimento da ciência, pelas oportunidades que me fizeram crescer e alcançar os meus objetivos.

A toda a minha família, pai e mãe, amigos e colegas, pelo imenso carinho e apoio, troca de conhecimento e reconhecimento durante minha caminhada para esta conquista. A minha esposa que sempre esteve ao meu lado incentivando, apoiando e procurando construir dos nossos sentimentos grandes realizações.

A meu padrasto o qual forneceu a base do conhecimento prático e liderança, a toda equipe de professores da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Aos meus amigos e colegas os quais de alguma maneira me elogiaram e incentivaram a prosseguir.

Os equipamentos foram montados e instalados de forma gradual com a ajuda de pessoas e empresas que acreditaram na iniciativa, dentre elas; a DAF Caminhões, que fez a doação do radiador e do ventilador; a Sanepar, que emprestou o medidor de vazão instalado na linha hidráulica do lado da água utilizada no radiador, a Opel Ferramentas, pela doação de alguns acessórios necessários na montagem. Finalmente, cabe agradecer ao Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM) por toda a estrutura, recurso e apoio para que os experimentos se tornassem possíveis.

RESUMO

Radiadores automotivos são trocadores de calor utilizados em sistemas de arrefecimento dos motores de combustão interna de veículos de pequeno e de grande porte. Dependendo da maneira como acontece o transporte da energia térmica para o ambiente, os radiadores podem influenciar a eficiência do motor, alterando a composição de gases do efeito estufa e outros poluentes atmosféricos, bem como a economia no consumo de combustível. Dados experimentais do rendimento térmico de radiadores automotivos, principalmente daqueles instalados em veículos pesados, são pouco relatados na literatura. Nesse contexto, o presente estudo projeta, instala e avalia experimentalmente uma bancada estacionária para a análise do desempenho térmico de um radiador de caminhão, utilizando água a temperaturas de entrada variáveis para ser arrefecida com diferentes velocidades da corrente de ar atmosférico. Os resultados do desempenho térmico do radiador testado na bancada estacionária concebida foram confrontados com simulações realizadas a partir de modelo matemático disponível na literatura e com dados experimentais reportados por outros pesquisadores, obtendo-se resultados satisfatórios. A pesquisa contribui no aprofundamento do conhecimento relacionado à caracterização operacional de radiadores modernos, especificamente, daqueles que possuem aletas com venezianas simétricas, uma configuração que reduz o peso, aumenta a troca térmica com o ambiente e diminui a perda de pressão durante o escoamento do ar.

PALAVRAS CHAVES: Radiador Automotivo. Sistema de Arrefecimento. Trocador de Calor. Rendimento Térmico. Motor Diesel.

ABSTRACT

Automotive radiators are heat exchangers used in cooling systems of internal combustion engines of large and small vehicles. Depending on which way the transport of the thermal energy to the radiator's surrounding occurs, the engine's efficiency, the exhaust gas emission and the fuel consumption could be influenced. Experimental data of automotive radiator performance, mainly of those installed in heavy duty vehicles, are poorly reported in the literature. In this context, the present work brings the design, assembly and experimental assessment of a stationary bench system to study the thermal performance of a truck's radiator that uses water heated up to different temperatures to be cooled by using room air crossing at several velocities. Results related to the thermal performance of the radiator were in agreement with simulations obtained from a mathematical model available in the literature as well as with experimental data previously reported by other authors. The experimental apparatus here assembled and tested looks for to contribute in knowing further about the operation of modern radiators that have fins with symmetrical louvers in their configuration, increasing the heat exchange with surroundings and decreasing both the weight and the pressure drop during the passage of the cooling air flow.

KEYWORDS: Vehicle Radiator. Cooling System. Heat Exchanger. Experimental Assessment. Diesel Engine.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Elementos principais do motor de combustão interna alternativo	19
Figura 2 - Bloco do motor do ciclo Diesel	20
Figura 3 - Motor do ciclo Diesel de quatro cursos	21
Figura 4 - Volume de controle motor de combustão interna.....	22
Figura 5 - Modelagem matemática do atrito do motor	24
Figura 6 - Sistema de arrefecimento veicular	25
Figura 7 - Sistema hidráulico utilizado no arrefecimento de motores	26
Figura 8 - Ilustração escoamento de ar	27
Figura 9 - Pressão do ar em função do deslocamento	28
Figura 10 - Fluxo de energia no sistema de arrefecimento	29
Figura 11 - Resistência térmica equivalente para os tubos	30
Figura 12 - Modelo de tubos e aletas de radiador com venezianas	31
Figura 13 - Percentual de perda de calor por meio de trocas térmicas nos de gases de combustão superfície do motor, fluido de arrefecimento	32
Figura 14 - Modelo de túnel de vento para teste de radiadores	35
Figura 15 - Diagrama de blocos em bancada estacionária para teste hidráulico	36
Figura 16 - Diagrama do túnel de vento para testes de aletas com venezianas	37
Figura 17 - Diagrama de fluxo de sistema de arrefecimento para simulação de falhas	40
Figura 18 - Imagens de câmera infravermelho em bancada para teste de radiadores	41
Figura 19 - Túnel de vento para teste em condições reais de aplicação de radiadores	42
Figura 20 - Esquema de instalação da bancada estacionária	44
Figura 21 - Bancada estacionária.....	45
Figura 22 - Posição dos termopares na bancada estacionária.....	47
Figura 23 - Volume de controle	48
Figura 24 - Tanque de aquecimento de água.....	49
Figura 26 - Fluxograma para os testes experimentais	55
Figura 27 - Transdutor de pressão e tubo de <i>Pitot</i>	56
Figura 28 - Posição do tubo de <i>Pitot</i>	57
Figura 29 - Representação gráfica da definição de eficiência do escoamento nas aletas venezianas.....	63
Figura 30 - Detalhes geométricos das aletas e dos tubos do radiador.....	64

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Consumo de derivados de petróleo	14
Gráfico 2 - Efetividade e capacidade de refrigeração versus vazão mássica radiador	37
Gráfico 3 - Comparação de modelos de aletas com venezianas assimétricas e simétricas	38
Gráfico 4 - Influência do ângulo das aletas na operação de radiador automotivo	39
Gráfico 5 - Perfil de temperatura com ventilador desligado no início do teste	71
Gráfico 6 - Temperatura com sistema partindo do equilíbrio térmico	72
Gráfico 7 - Relação entre número de <i>Reynolds</i> e velocidade do ar no duto	75
Gráfico 8 - Perfil de velocidade do ar considerando 2,10m/s e 3,15m/s, respectivamente	75
Gráfico 9 - Perda de carga em função da vazão de água através do radiador	76
Gráfico 10 - Variação de temperatura dos fluídos em função da velocidade do ar no duto	77
Gráfico 11 - Variação da temperatura em função da vazão de água	78
Gráfico 12 - Variação da taxa de transferência em função da velocidade do ar no duto (vazão volumétrica da água = 0,5L/s)	79
Gráfico 13 - Variação da taxa de transferência de calor em função da velocidade do ar no duto (vazão volumétrica da água = 1,1L/s)	79
Gráfico 14 - Comparação entre resultados experimentais e analíticos	81
Gráfico 15 - Eficiência dos diferentes trechos da aleta com variação na velocidade do ar no duto	82

LISTA DE FOTOGRAFIAS

Fotografia 1 - Fotografa do radiador montado na bancada	50
Fotografia 2 - Ventilador axial utilizado no arrefecimento do radiador.....	51
Fotografia 3 - Inversor de frequência instalado	58
Fotografia 4 - Medidor de vazão volumétrica utilizado no circuito de água aquecida.....	59
Fotografia 5 - Bancada estacionária instalada	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Balanço de energia típico em motores do ciclo Otto e Diesel	23
Tabela 2 - Comparação do número de <i>Reynolds</i> no trecho das venezianas	34
Tabela 3 - Faixas de parâmetros analisados.....	53
Tabela 4 - Combinações dos testes realizados (planejamento experimental)	53
Tabela 5 - Incertezas estimadas	68
Tabela 6 - Dados experimentais de temperaturas monitoradas	73
Tabela 7 - Número de <i>Reynolds</i> e vazões para a água e o ar	74
Tabela 8 - Taxas de transferência de calor experimental e analítico	80
Tabela 9 - Efetividade experimental e analítica do radiador.....	83
Tabela 10 - Tabela de comparação de resultado do radiador mostrado por Pábon (2014) e do radiador desse trabalho calculado pelo modelo matemático	83

LISTA SIGLAS E ACRÔNIMOS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers</i>
BEN	Balanço Energético Nacional
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
DAMEC	Departamento Acadêmico de Mecânica
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
ICS	<i>Intelligent Cooling System</i>
IS	<i>Bureau of Indian Standards</i>
JIS	<i>Japanese Industrial Standards Committee</i>
LabMPEE	Laboratório de Meios Porosos e Eficiência Energética
PPGEM	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
PG	Ponta Grossa
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

A_i	área interna do tubo	[m ²]
A_o	área externa do tubo	[m ²]
C_c	capacidade térmica do fluido de arrefecimento	[J/K]
C_h	capacidade térmica do fluido quente	[J/K]
$C_{p,água}$	calor específico à pressão constante da água	[J.(kg.K) ⁻¹]
$C_{p,c}$	calor específico do fluido de arrefecimento	[J.(kg.K) ⁻¹]
$C_{p,h}$	calor específico do fluido de arrefecimento	[J.(kg.K) ⁻¹]
$C_{máx}$	taxa de capacidade térmica máxima	[J/K]
C_{min}	taxa de capacidade térmica mínima	[J/K]
C_r	relação das taxas de capacidade térmica	
$D_{h,i}$	diâmetro hidráulico do tubo	[m]
f	fator de atrito de <i>Fanning</i>	
F_e	eficiência de escoamento	
h_i	coeficiente de transferência de calor interno ao tubo	[W.(m ² .K) ⁻¹]
h_o	coeficiente de transferência de calor externo ao tubo	[W.(m ² .K) ⁻¹]
k_i	condutividade térmica do fluido interno	[W(m.K) ⁻¹]
k_w	condutividade térmica do material do tubo	[W(m.K) ⁻¹]
$\dot{m}_{água}$	vazão mássica da água	[kg.s ⁻¹]
$\dot{m}_c$	vazão mássica do fluido de arrefecimento	[kg.s ⁻¹]
$\dot{m}_h$	vazão mássica do fluido quente	[kg.s ⁻¹]
$\dot{m}_i$	vazão mássica interna do tubo	[kg.s ⁻¹]
Nu_i	número de <i>Nusselt</i> interno	
NUT	número de unidades de transferência	
P_p	perímetro molhado do tubo	[m]
P_s	potência do motor	[kW]
Pr	número de <i>Prandtl</i>	
$q_{água}$	taxa de transferência de calor dissipada pela água	[kW]
q_{arcomb}	energia dos ar de combustão	[kW]
q_c	taxa total de transferência de calor transferida pelo fluido de arrefecimento	[kW]
q_{comb}	energia de combustão	[kW]

q_{ge}	energia perdida pelos gases de escape	[kW]
q_h	Taxa total de transferência de calor dissipada pelo fluido quente	[kW]
$q_{máx}$	Taxa máxima de transferência de calor	[kW]
q_1	taxa de transferência de calor transferida ao fluido de arrefecimento	[kW]
q_2	taxa de transferência de calor transmitida por convecção e radiação	[kW]
Re_i	número de <i>Reynolds</i> do lado interno do tubo	
Re_{lp}	número de <i>Reynolds nas venezianas da aleta</i>	
R_w	resistência térmica da parede do tubo	[m·°C/W]
S_p	área transversal de fluxo do tubo	[m²]
S_{tp}	área superficial do lado da água	[m²]
$T_{água,ent}$	temperatura de entrada da água	[°C]
$T_{água,sai}$	temperatura de saída da água	[°C]
$T_{c,in}$	temperatura de entrada do fluido de arrefecimento	[°C]
$T_{c,out}$	temperatura de saída do fluido de arrefecimento	[°C]
$T_{h,in}$	temperatura de entrada do fluido quente	[°C]
$T_{h,out}$	temperatura de saída do fluido quente	[°C]
t_w	espessura do tubo	[m]
UA	condutância térmica global	[W/K]

Letras Gregas

ϵ	efetividade do trocador de calor	
μ_i	viscosidade dinâmica do fluido interno	[Pa.s]
ν_o	viscosidade cinemática do fluido externo	[m².s ⁻¹]
η_o	eficiência global	

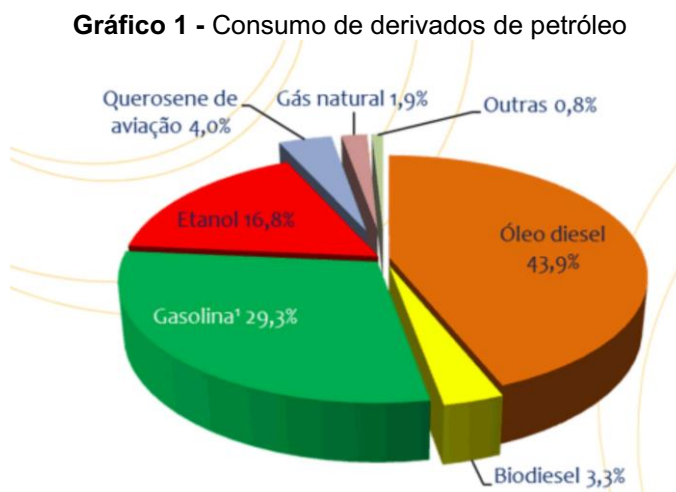
SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	14
1.1 OBJETIVOS	15
1.1.1 Objetivo Geral	15
1.1.2 Objetivos Específicos	16
1.2 MOTIVAÇÃO	16
 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	 18
2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA AUTOMOTIVOS	18
2.1.1 Componentes	18
2.1.2 Balanço de Energia no Motor de Combustão Interna	20
2.2 SISTEMA DE ARREFECIMENTO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA	24
2.2.1 Ventiladores para Sistema de Arrefecimento	26
2.2.2 Trocadores de Calor para Sistemas de Arrefecimento	28
2.2.3 Fluidos de Arrefecimento em Radiadores	31
2.3 NORMAS PARA TESTES DE RADIADORES AUTOMOTIVOS E PESQUISAS PRÉVIAS EM BANCADAS EXPERIMENTAIS	34
2.3.1 Padronização de Testes Experimentais para Radiadores	34
2.3.2 Pesquisas Prévias de Radiadores Realizadas em Bancadas Estacionárias	36
 3. METODOLOGIA	 43
3.1 CONFIGURAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL	43
3.1.1 Montagem do Circuito de Água Aquecida	48
3.1.2 Montagem do Trajeto do Ar de Arrefecimento do Radiador	50
3.1.3 Sistema de Aquisição de Dados	51
3.2 CONDIÇÕES DOS TESTES EXPERIMENTAIS	52
3.3 PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL	52
3.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	54
3.4.1 Determinação da Velocidade do Ar de Arrefecimento	55
3.4.2 Determinação da Vazão da Água Aquecida	58
3.5 MODELO MATEMÁTICO PARA AVALIAÇÃO TÉRMICA DO RADIADOR	59
3.6 TRATAMENTO DOS DADOS EXPERIMENTAIS	68
 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	 69
4.1 INSTALAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL	69
4.2 TESTES EXPERIMENTAIS	70
4.2.1 Perfis de Temperatura	71
4.2.2 Características do Escoamento Fluido no Radiador	74
4.2.3 Características do Desempenho Térmico do Radiador	76

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	84
REFERÊNCIAS.....	87
APÊNDICE A - DESENHO TÉCNICO DO TÚNEL DE VENTO.....	89
APÊNDICE B – ISOMÉTRICO DA LINHA DE ÁGUA	92
APÊNDICE C - DIMENSÕES DA ALETA DO RADIADOR	96
APÊNDICE D - CÓDIGO COMPUTACIONAL <i>EES</i>TM	98

1. INTRODUÇÃO

No Brasil, os veículos pesados representam o principal meio de transporte de mercadorias, cargas e pessoas. Os motores desses veículos utilizam óleo diesel como combustível, que representa uma parcela de 43,9% na matriz energética brasileira, conforme apresentado no Gráfico 1 (BEN, 2017).



Fonte: BEN (2017)

Ao longo dos anos, as pesquisas por novas tecnologias no setor automotivo têm trazido melhorias significativas no conforto, no desempenho e no *design* de veículos leves e pesados. Essas melhorias são frutos de soluções do desenvolvimento de componentes mais eficientes, leves e compactos. Nesse contexto, as mudanças implementadas têm contribuído também para a melhoria dos sistemas de arrefecimento dos motores de combustão interna, dos quais têm se exigido um maior rendimento operacional (NG *et al.*, 2002). De acordo com Oliet *et al.* (2007), o sistema de arrefecimento tem grande impacto no peso do veículo, no desenho frontal e nas características de *aerodesign* do modelo.

O sistema de arrefecimento do motor funciona como um trocador de calor, que promove a liberação de energia térmica para o ambiente, visando controlar a temperatura das superfícies internas das peças do motor que são aquecidas pelo atrito gerado durante o movimento das peças mecânicas e pela combustão. Vaisi *et al.* (2011) mostraram que a geometria e configuração das aletas podem influenciar significativamente as características operacionais do radiador automotivo, levando também a determinar o seu tamanho e sua eficiência.

De acordo com Pábon (2014), as pesquisas que envolvem sistemas de controle de temperatura para motores buscam melhorias nas suas diversas variações de fluido de trabalho, materiais, ligas, bombas, modelos de aletas, circuitos de tubulação, entre outros. As novas soluções apresentam dificuldades de validação, pois se torna caro testá-las em veículos reais, motivando os pesquisadores a realizarem seus estudos em bancadas experimentais estacionárias. Um dos trabalhos utilizando essa alternativa de análise em laboratório foi o apresentado por Haghighat (2017), que mostrou que sistemas de arrefecimento inteligentes podem levar a uma redução no gasto de combustível de 1,1%, bem como a uma redução na emissão de poluentes hidrocarbonetos e monóxido de carbono de 5,3% e 6,1%, respectivamente.

Tendo em vista a importância na continuação das pesquisas que visam uma ampliação no conhecimento sobre o comportamento real dos sistemas de arrefecimento automotivos, principalmente de veículos pesados, torna-se cada vez mais necessário a realização de estudos que permitam avaliar experimentalmente as condições operacionais de troca de calor em radiadores utilizados no arrefecimento de motores de caminhões, especialmente em empresas montadoras instaladas no Brasil.

Conforme Sahoo (2016), dois métodos são aplicados para a melhoria do sistema de arrefecimento: um deles utiliza técnicas passivas, que inclui mudanças na geometria das aletas, uso de aditivos ao fluido de arrefecimento e outro que utiliza técnicas ativas, que necessitam de energia externa.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Esta dissertação de mestrado tem por objetivo conceber e avaliar experimentalmente uma bancada estacionária para a análise do rendimento térmico de radiadores utilizados em motores de veículos pesados.

1.1.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos dessa pesquisa de mestrado são:

- projetar, construir e instalar uma bancada experimental para a avaliação de um sistema de arrefecimento aplicado em motor do ciclo Diesel;
- realizar testes experimentais de desempenho térmico de um radiador (troca de calor do tipo escoamento cruzado com ambos os fluidos não misturados) de veículos pesados em função das condições dos fluidos de trabalho e de arrefecimento;
- comparar os resultados experimentais obtidos a partir de modelo matemático baseado no Método da Efetividade-NUT (ϵ -NUT) com os de outros trabalhos disponíveis na literatura.

1.2 MOTIVAÇÃO

O sistema de arrefecimento de um motor de combustão interna é responsável pelo controle de temperatura das suas superfícies expostas aos gases de exaustão, contribuindo para manter a integridade da unidade motriz e a baixa emissão de determinados poluentes atmosféricos. Nesse contexto, a busca de novas soluções e tecnologias, para melhoria do controle da temperatura do motor durante a sua operação, torna-se essencial. Contudo, para se realizar uma análise dos problemas presentes nesse sistema é preciso colocar seus componentes sob avaliação em trabalhos similares como a situação aqui proposta.

De acordo com Schwaab (2007), é recomendável utilizar a análise teórica e a investigação experimental para corroborar um resultado obtido na solução de um problema. No entanto, para o trabalho em particular, as variáveis envolvidas tornam-se complexas para soluções analíticas ou numéricas. O escoamento dos fluidos que são utilizados no sistema de arrefecimento está em regime turbulento; dessa maneira, dados experimentais oferecem resultados mais confiáveis e realistas para a complexidade do escoamento e da troca de calor. Apesar disso, um modelo matemático baseado no Método da Efetividade-NUT (ϵ -NUT), apoiado em correlações empíricas, é aplicado para comparação com os resultados experimentais.

Embora ideal, a avaliação do rendimento operacional de um sistema de arrefecimento de motores de veículos pesados, realizada sob condições reais, torna-se um procedimento que requer alto investimento e tempo de execução. Como alternativa para contornar esse problema, bancadas de laboratório para testes experimentais surgem como ferramentas importantes na busca por análises de desempenho mais ágeis e com maior economia, permitindo identificar mais facilmente condições de falha ou de otimização operacional. Paralelamente, pode-se notar também a escassez de trabalhos da literatura aberta sobre o rendimento térmico de radiadores de veículos pesados, o qual se deve, em parte, às políticas de sigilo industrial aplicadas pelas montadoras automotivas.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo, apresenta-se a fundamentação teórica com revisão da literatura focada ao desenvolvimento dos objetivos da presente pesquisa. Primeiramente, apresenta-se uma breve descrição das características operacionais dos motores de combustão interna e do seu sistema de arrefecimento. Posteriormente, abordam-se os aspectos da transferência de calor em radiadores veiculares e, finalmente, descrevem-se alguns dos trabalhos de pesquisa realizados sobre a avaliação do rendimento térmico de sistemas de arrefecimento em motores automotivos.

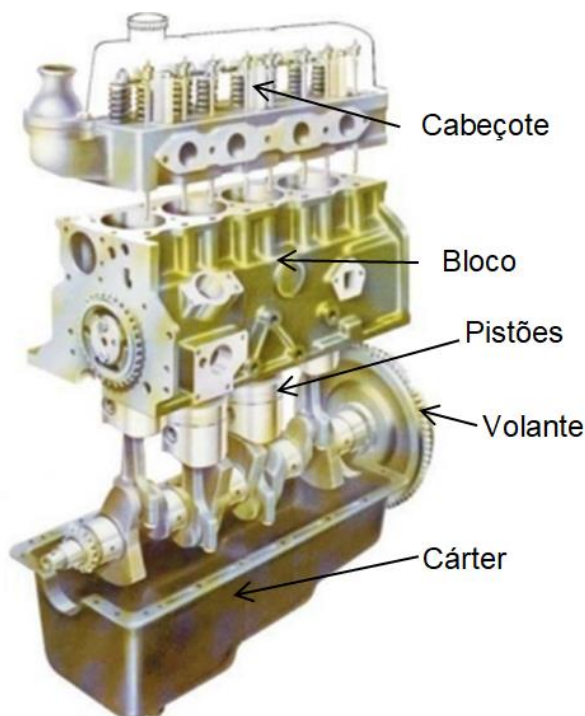
2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA AUTOMOTIVOS

Motores de combustão interna automotivos são máquinas térmicas, em sua grande maioria, de movimento alternativo seguindo os ciclos termodinâmicos Otto e Diesel, construídas para transformar a energia química de um combustível em energia mecânica de eixo.

2.1.1 Componentes

O motor de combustão interna de movimento alternativo é formado por um bloco onde se movimentam os pistões e ocorre a transformação da energia química (explosão) em movimento mecânico (rotação do eixo). No cabeçote do motor, localiza-se o mecanismo que realiza o controle de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão, por onde escoam o fluido de trabalho (mistura ar/combustível). No cárter, acumula-se o óleo lubrificante do motor e, finalmente, através do conjunto volante-virabrequim, transmite-se a energia mecânica resultante. Esses componentes são ilustrados na Figura 1.

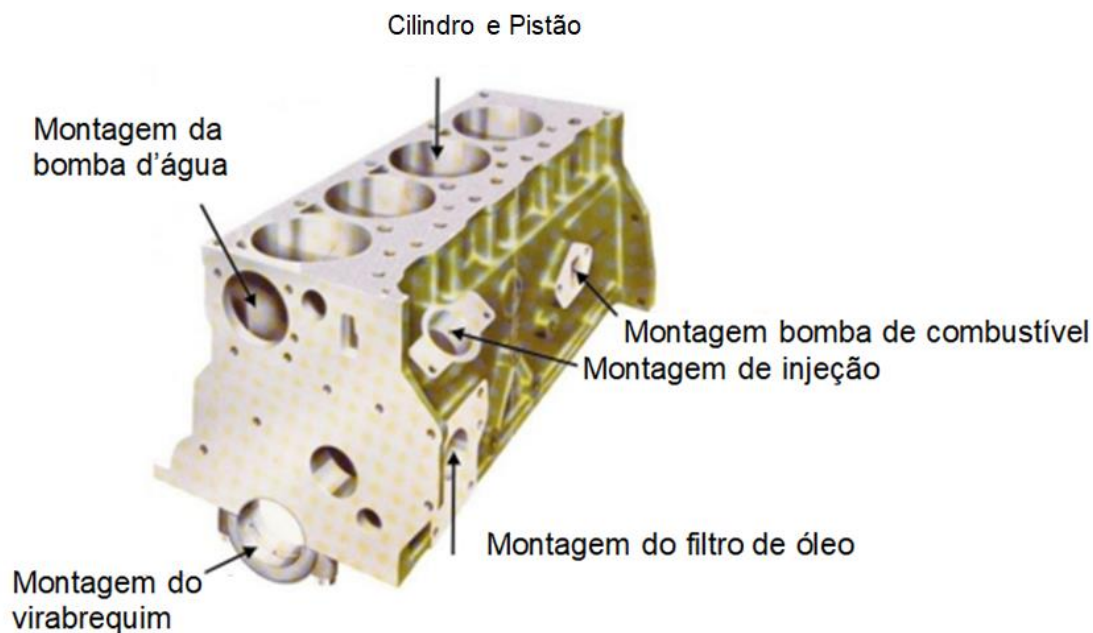
Figura 1 - Elementos principais do motor de combustão interna alternativo



Fonte: Varella & Santos (2010)

No bloco do motor ocorre a maior geração de calor, sendo essa, produto da queima do combustível e do atrito presente durante o movimento dos pistões. Uma configuração de bloco de motores do ciclo Diesel de quatro cursos é ilustrada na

Figura 2, na qual são representados os espaços onde localizam-se os encaixes para os demais componentes do motor. Tais componentes são: a bomba d'água, que movimenta o fluido de arrefecimento dentro do bloco para o seu resfriamento; a câmara de combustão, onde o pistão realiza o movimento de translação; o filtro de óleo; o virabrequim; o sistema de injeção, que controla a entrada do combustível na câmara de combustão e, finalmente, a bomba de combustível, que o conduz do tanque para o sistema de injeção.

Figura 2 - Bloco do motor do ciclo Diesel

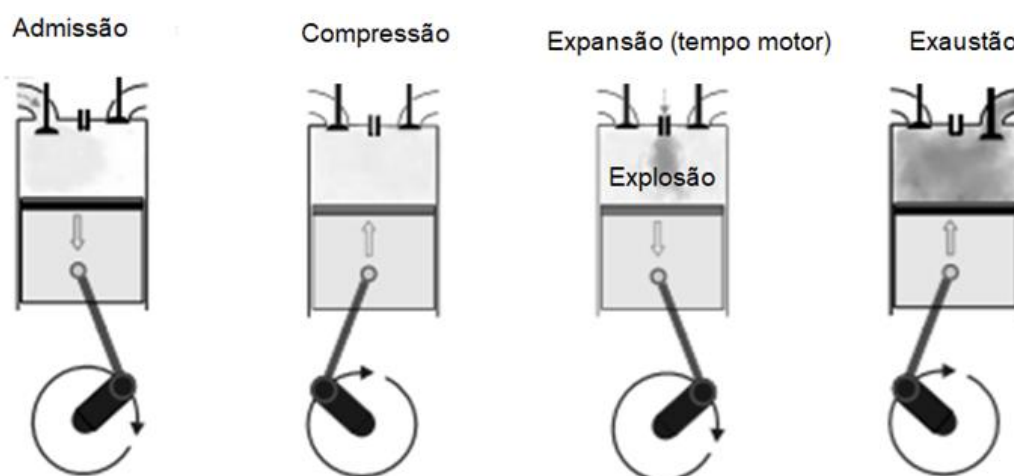
Fonte: Varella & Santos (2010)

2.1.2 Balanço de Energia no Motor de Combustão Interna

No ciclo de potência de motores automotivos, os processos físicos e químicos experimentados pelo fluido de trabalho podem ser agrupados em quatro etapas ou tempos: admissão, compressão, expansão e escape (BRUNETTI, 2012).

De acordo com Dubbel (1974), em um motor do ciclo Diesel (Figura 3), apenas ar entra na câmara de combustão durante a etapa da admissão. Posteriormente, a injeção de combustível, realizada no instante apropriado da etapa de compressão, promove a auto ignição (explosão) da mistura ar/combustível, obtendo-se potência de eixo durante a etapa de expansão (curso motor). Finalmente, o pistão sobe expulsando os gases de combustão para a atmosfera na etapa de exaustão.

Figura 3 - Motor do ciclo Diesel de quatro cursos



Fonte: Adaptado de Kiencke (2005)

O processo descrito anteriormente se repete e o movimento é transferido para uma manivela e para um eixo, transforma-se assim uma parcela da energia da combustão em trabalho, ou movimento do veículo.

No momento da combustão, a temperatura interna da câmara de combustão é de aproximadamente 2.000°C , os gases de combustão saem da câmara de combustão logo após a válvula abrir a 800°C (PÁBON, 2014). De acordo com Dubbel (1974), as paredes internas da câmara de combustão, conforme material, devem ser mantidas a uma temperatura abaixo de 350°C para aço e abaixo de 250°C para alumínio enquanto as paredes de deslizamento do caminho do pistão devem permanecer a uma temperatura de 220°C . Devido ao atrito mecânico existente entre os componentes do motor, torna-se necessária a utilização de óleo para lubrificar peças e os anéis de vedação que separam as superfícies da câmara e do cilindro.

De acordo com Pábon (2014), na operação de motores de combustão interna do tipo alternativo é comum observar temperaturas dentro da câmara de combustão que variam de 1.600°C a 2.400°C , as temperaturas dos gases de exaustão podem atingir valores de 650°C a 925°C . Parte do calor gerado nas câmaras de combustão é absorvida pelas paredes e pelas cabeças dos cilindros, assim como pelos pistões. Esses, por sua vez, devem ser arrefecidos por alguns meios, de modo que as temperaturas não se tornem excessivas.

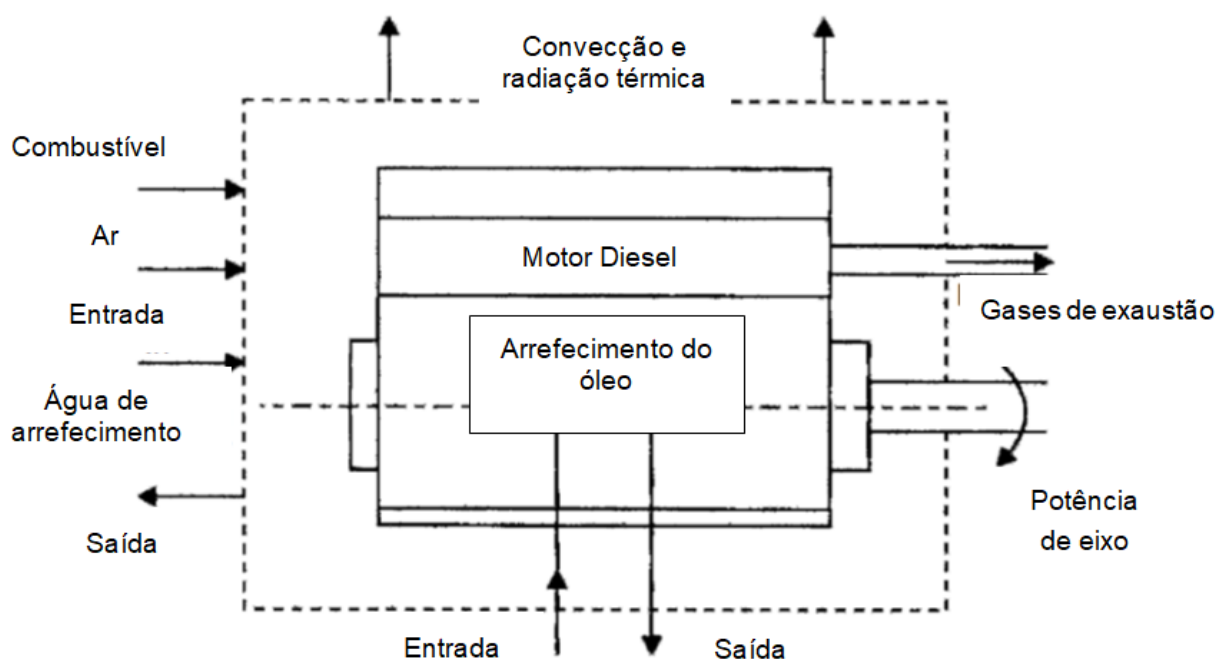
A quantidade de calor pode ser determinada pelos diagramas $P-v$ e $T-s$, por meio da análise do volume e da temperatura da câmara de combustão, pela expansão ar padrão visando descrever o comportamento do ar à temperatura da combustão.

O balanço de energia nos motores de combustão interna permite quantificar a parcela de energia útil transmitida ao eixo, as parcelas perdidas e as parcelas que podem ser reaproveitadas através das fronteiras do motor. De acordo com Martyr & Plint (2007), a eficiência energética dos motores de combustão interna que funcionam a partir do ciclo Diesel, utilizado nos veículos pesados, pode atingir 50%.

A

Figura 4 mostra a delimitação do volume de controle para a realização de um balanço térmico em um motor de combustão interna do ciclo Diesel, com a representação dos fluxos de massa e de energia que atravessam as fronteiras.

Figura 4 - Volume de controle motor de combustão interna



Fonte: Adaptado de Martyr & Plint (2007)

Para o volume de controle da
Figura 4, a primeira lei da termodinâmica estabelece:

$$q_{comb} = P_s + q_{ge} - q_{arcomb} + q_1 + q_2, \quad (1)$$

sendo que, q_{comb} representa a energia liberada na combustão, P_s a potência do motor, q_{ge} energia dos gases de exaustão, q_{arcomb} energia do ar entrada de combustão, q_1 o calor transmitido ao fluido de arrefecimento e q_2 o calor transmitido por convecção e radiação. A Tabela 1 apresenta resultados típicos de um balanço de energia em motores do ciclo Otto e Diesel (MARTYR & PLINT, 2007).

Tabela 1 - Balanço de energia típico em motores do ciclo Otto e Diesel

Parâmetros	Motores a gasolina	Motores leves a Diesel	Motores pesados a Diesel
Potência de eixo [%]	33,3	38,5	44,0
Calor retirado pela água de arrefecimento [%]	30,0	26,9	18,0
Calor retirado para o arrefecimento do óleo [%]	-	-	2,0
Calor retirado com os gases de exaustão [%]	30,0	26,9	29,0
Perdas por convecção e radiação térmica [%]	6,7	7,7	7,0
Potência total [kW]	3,0	2,6	2,2

Fonte: Adaptado de Martyr & Plint (2007)

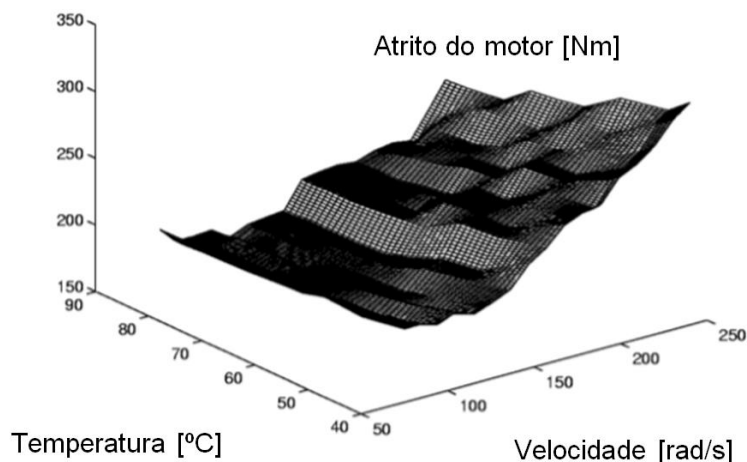
Da Tabela 1 destaca-se que, em motores pesados do ciclo Diesel, a energia dissipada com o arrefecimento alcança valores próximos de 45,1% da quantidade de energia oferecida na queima de combustível.

O atrito do motor $\tau_{frio,e}$ é modelado como uma função da temperatura do motor e da rotação.

$$\tau_{frio,e}(T_{CS}, \vartheta_e), \quad (2)$$

sendo, T_{CS} a temperatura do motor e ϑ_e a velocidade do motor, a influência da carga é desconsiderada, ou seja, engrenagem no estado neutro, com velocidade de rotação controlada entre 600 RPM e 2.300 RPM. O resultado é o mapa de atrito para um motor de 144L (caminhão) como apresentado na

Figura 5.

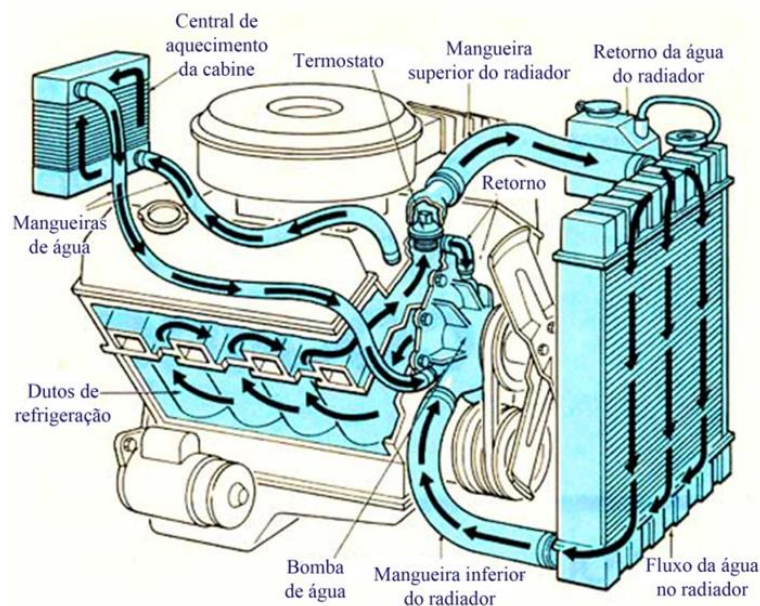
Figura 5 - Modelagem matemática do atrito do motor

Fonte: Adaptado de Kiencke (2005)

2.2 SISTEMA DE ARREFECIMENTO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

O sistema de arrefecimento tem a finalidade de controlar a temperatura das superfícies internas do motor, em nível apropriado para uma operação eficiente e segura. As configurações comuns dos sistemas de arrefecimento veicular (Figura 6) utilizam um fluido de arrefecimento que se movimenta em um circuito fechado com escoamento controlado por um termostato, e que depois de ser aquecido durante a sua passagem pelas superfícies internas motor, é forçado a trocar calor com o ar ambiente em um dispositivo denominado radiador.

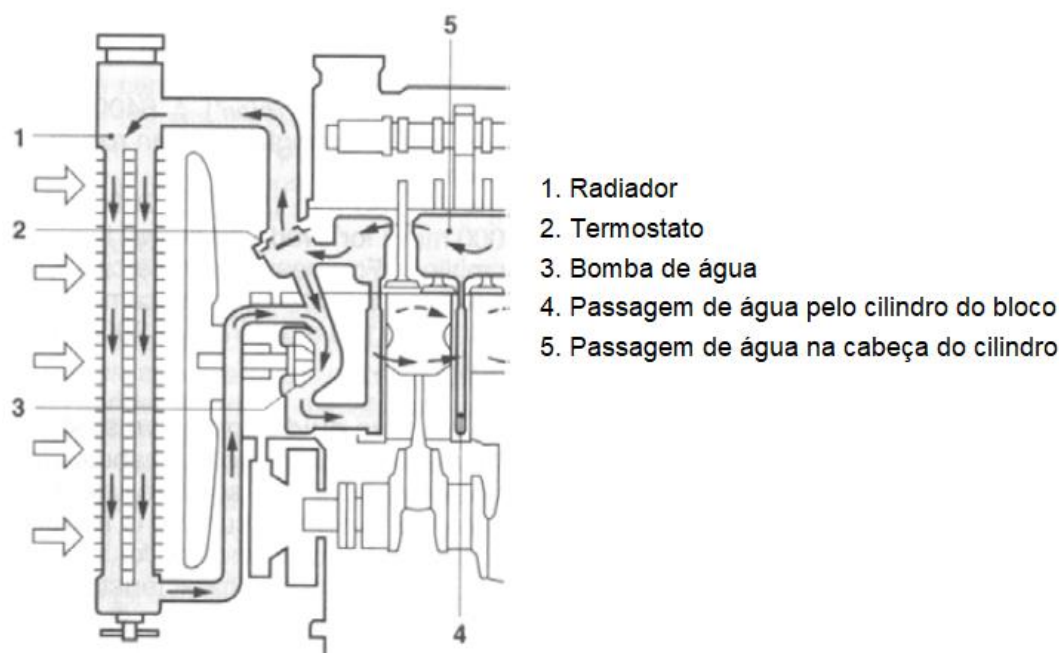
O radiador é posicionado em frente a um ventilador axial, o qual conduz ar através das aletas e tubos. A vazão mássica do fluido de trabalho ou massa de líquido circulante dentro do motor é regulada em função da sua temperatura, após sua saída do motor uma válvula que é aberta ou fechada em função da temperatura do fluido de arrefecimento.

Figura 6 - Sistema de arrefecimento veicular

Fonte: Pábon (2014)

Na Figura 6, o fluido de arrefecimento movimenta-se nas regiões representadas pela cor azul, seguindo o sentido das setas. Verifica-se que a mangueira conecta o recalque da bomba hidráulica diretamente no motor, enquanto que outra mangueira conecta a sucção da bomba hidráulica à saída do radiador. Uma válvula termostática (termostato) controla o destino do fluido de arrefecimento que sai do motor, seja em direção ao radiador para arrefecimento, ou para mantê-lo recirculando no motor, visando que esse atinja rapidamente a temperatura apropriada de trabalho. Além disso, uma quantidade da energia térmica que é coletada no motor pode ser utilizada para o aquecimento do ar da cabine, quando requerido. Uma configuração mais detalhada do sistema hidráulico utilizado no arrefecimento de um motor de combustão interna é ilustrada na Figura 7 (NG, 2002).

Figura 7 - Sistema hidráulico utilizado no arrefecimento de motores



Fonte: Ng (2002)

De acordo com Pábon (2014), o sistema de arrefecimento pode ser do tipo direto ou indireto. No sistema de arrefecimento direto, o ar ambiente escoa ao redor da carcaça (bloco), que é composta por aletas, visando aumentar a área superficial de contato com o ar ambiente (caso dos radiadores de motocicletas). No sistema de arrefecimento indireto, utiliza-se um fluido de trabalho que transporta o calor para o meio externo ao sistema, sendo este o tipo usado nos veículos de mais de três rodas. Detalhes sobre as características do sistema de arrefecimento indireto, objeto da presente dissertação de mestrado, são apresentados nos próximos itens.

2.2.1 Ventiladores para Sistema de Arrefecimento

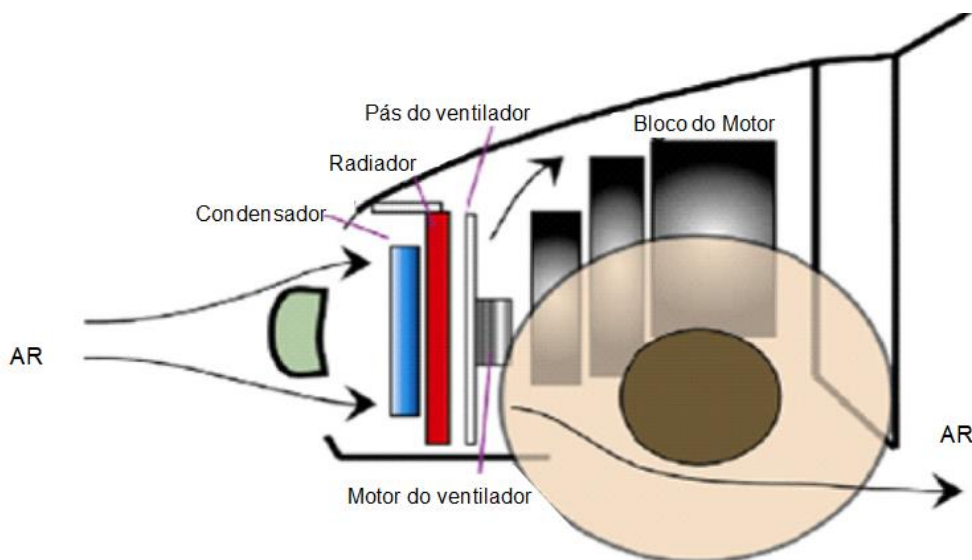
Segundo Mukkamala (2017), os ventiladores são considerados dispositivos parasitas, pois uma quantidade de energia mecânica gerada pelo motor é utilizada pelo dispositivo. Esse dispositivo também causa ruído quando ligado.

Como descrito anteriormente, a água que sai do motor é conduzida até o radiador através de uma mangueira pela ação da bomba hidráulica do sistema de arrefecimento. O radiador é um trocador de calor de escoamento cruzado do tipo

líquido-gás, que transfere energia térmica por convecção forçada nas situações de veículo em movimento e estático. Quando o veículo está em movimento, o ar é naturalmente forçado através do radiador, fazendo com que a temperatura do motor seja controlada na maioria das vezes apenas pela velocidade relativa existente entre o veículo e o ar ambiente. Quando o veículo se encontra estático ou em ambientes desfavoráveis que tornam deficiente a troca de calor, um sistema elétrico aciona o ventilador para forçar a passagem de ar através do radiador e assim controlar a temperatura.

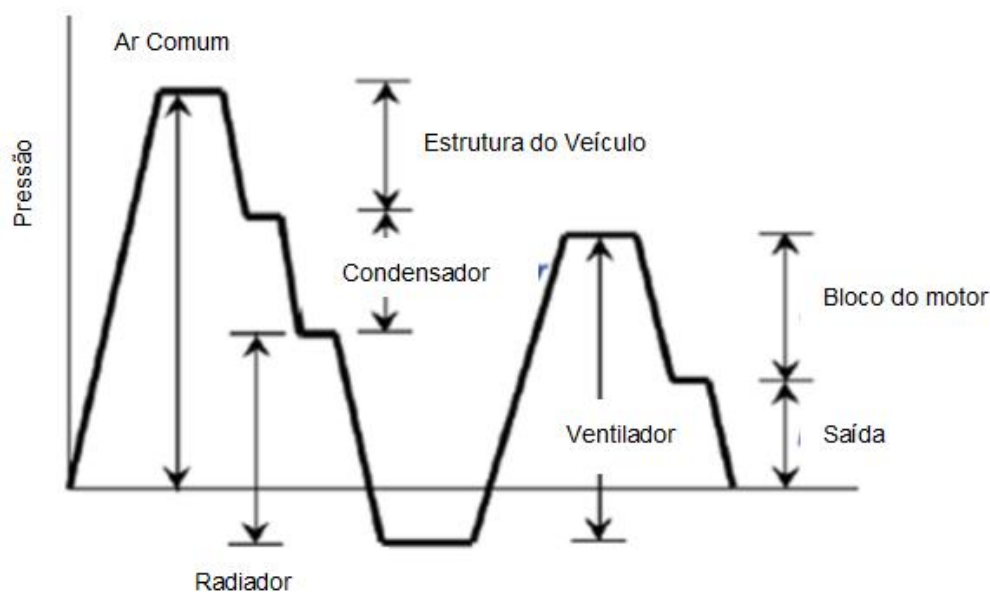
De acordo com Pang *et al.* (2012), a passagem do ar pelo radiador ocorre como mostrado na Figura 8. Nessa configuração, observa-se o favorecimento do escoamento do ar ambiente pelos componentes do motor quando o veículo está em alta velocidade. A localização do ventilador permite que, ao ser acionado, o ar ambiente passe inicialmente pelo radiador e continue em direção ao bloco do motor.

Figura 8 - Ilustração escoamento de ar



Fonte: Pang *et al.* (2012)

Pode-se representar o perfil de pressão do ar escoando pelo sistema de arrefecimento em função da posição, como ilustrado na Figura 9 (KALAM *et al.*, 2012).

Figura 9 - Pressão do ar em função do deslocamento

Fonte: Kalam *et al.* (2012)

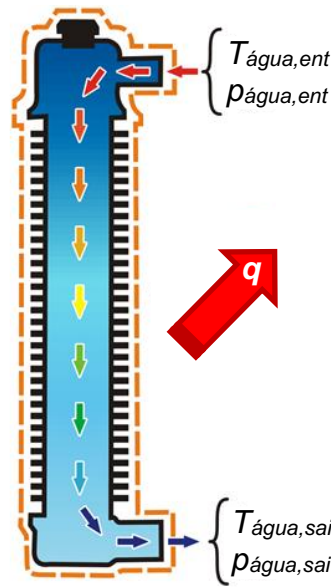
Com isso, a corrente de ar livre assim que passa pela parte frontal do veículo mostra pontos onde a pressão altera-se, por meio da Figura 9, verificam-se posições onde a pressão próxima a pressão atmosférica, sendo maior na entrada frontal do veículo. Ainda, verifica-se o efeito Venturi (pequena área de passagem do ar a alta velocidade e baixas pressões) entre o radiador e o ventilador.

2.2.2 Trocadores de Calor para Sistemas de Arrefecimento

De acordo com Qureshi *et al.* (2018), os trocadores de calor são vitais para o aumento da eficiência térmica em aplicações envolvendo operações de transporte, reatores químicos, aquecedores solares, indústria petroquímica, alimentícia e outros processos industriais. Casos especiais de trocadores de calor incluem os denominados trocadores de calor compactos, nos quais a densidade de área superficial está acima de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ no lado do ar; e os trocadores de calor de micro ou mini canais, os quais possuem densidade próxima de $10.000 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Adicionalmente, existem diferentes configurações de superfícies de trocadores de calor compactos, como por exemplo, trocadores de calor com aletas planas, aletas venezianas, entre outras, fabricadas em diferentes materiais, como alumínio, cobre e aço inoxidável. Trocadores de calor compactos e de microcanais representam os mais usados em sistemas de arrefecimento veicular.

Figura 10, mostra o fluxo de energia térmica em um radiador automotivo utilizando água como fluido de arrefecimento. Nessa figura, identificam-se as temperaturas e as pressões da água na entrada e na saída do dispositivo, bem como o fluxo térmico do radiador para o meio externo (ar), representado pela seta q .

Figura 10 - Fluxo de energia no sistema de arrefecimento



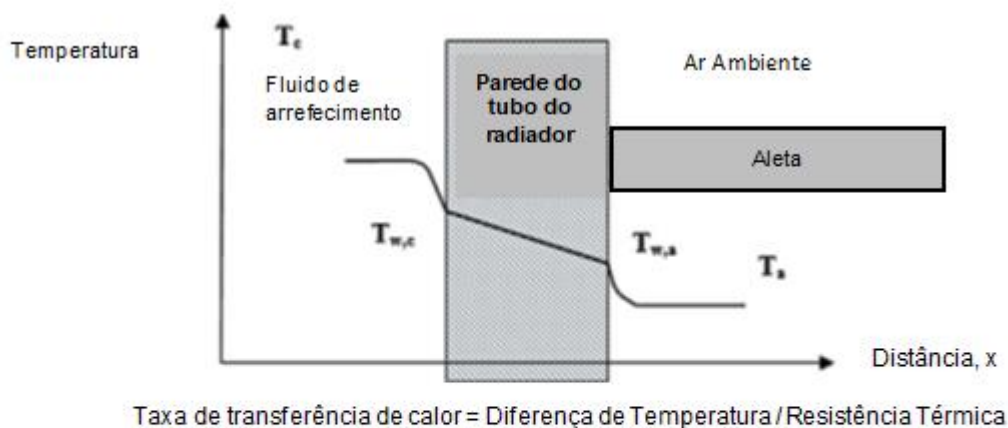
Fonte: Adaptado de Pábon (2014)

O balanço de energia para o volume de controle destacado na Figura 10 permite determinar a quantidade de calor que é transmitida para o ambiente:

$$q_{\text{água}} = \dot{m}_{\text{água}} c_{p,\text{água}} (T_{\text{água},\text{ent}} - T_{\text{água},\text{sai}}), \quad (3)$$

sendo, $q_{\text{água}}$ a quantidade de calor dissipada pela água, $\dot{m}_{\text{água}}$ a vazão mássica da água, $c_{p,\text{água}}$ o calor específico da água, $T_{\text{água},\text{ent}}$ a temperatura de entrada da água e $T_{\text{água},\text{sai}}$ a temperatura de saída da água.

De acordo com Pang *et al.* (2012), pode-se descrever a taxa de transferência de calor através do conceito de resistência térmica, considerando as propriedades do material do radiador e as propriedades convectivas do escoamento, tanto para o lado do ar como para o lado do fluido de arrefecimento (Figura 11).

Figura 11 - Resistência térmica equivalente para os tubos

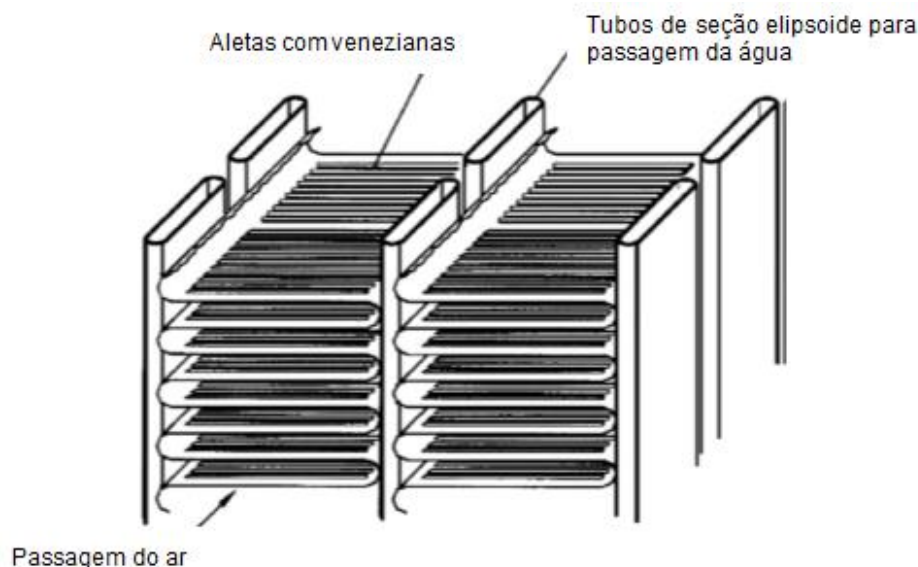
$$Q \rightarrow \frac{1}{UA} = \frac{\Delta T_1}{\frac{1}{h_c A_i}} + \frac{\Delta T_2}{\frac{x}{k A_t}} + \frac{\Delta T_3}{\frac{1}{h_a \eta A_o}}$$

Fonte: Pang *et al.* (2012)

O desenvolvimento termohidráulico do lado do ar em trocadores de calor de microcanais e em trocadores de calor compactos dependem crucialmente do desempenho da troca de calor nas superfícies (QURESHI *et al.*, 2018). Por conta da complexidade das geometrias, a taxa de transferência de calor é caracterizada experimentalmente. Dessa forma, existem correlações relevantes que (na maioria das vezes, em termos de fator *j-Colburn* e do fator de atrito de ventilação *f* em função do número de *Reynolds* e de parâmetros geométricos) podem ser ajustados com dados experimentais.

Esta Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica foca em um modelo de radiador onde o tubo para a passagem da água tem seção transversal na forma de elipsoide. Adicionalmente, as aletas possuem venezianas, seguindo a configuração ilustrada na Figura 12 (VAISI *et al.*, 2011).

Figura 12 - Modelo de tubos e aletas de radiador com venezianas



Fonte: Vaisi *et al.* (2011)

As aletas com venezianas aumentam em 9,3% a troca de calor com o meio externo, promovendo uma redução de 18,3% da perda de carga no escoamento de ar. Essa configuração não só afeta a troca de calor e a queda de pressão, mas também o peso do sistema, que pode ser diminuído em 17,6% (VAISI *et al.*, 2011).

2.2.3 Fluidos de Arrefecimento em Radiadores

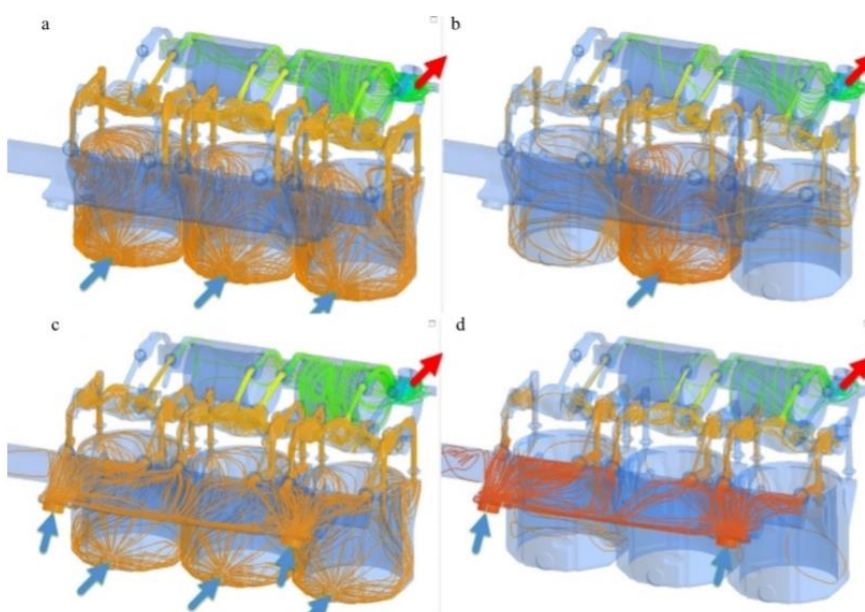
O fluido de arrefecimento utilizado em radiadores deve armazenar e transferir o máximo de energia térmica, precisando possuir também baixa viscosidade cinemática. As propriedades termodinâmicas importantes para um fluido de arrefecimento que podem influenciar diretamente no sistema são: o ponto de solidificação, a massa específica, o calor específico, o coeficiente de expansão térmica, a tensão superficial e a pressão de vapor (MEDEIROS, 2012).

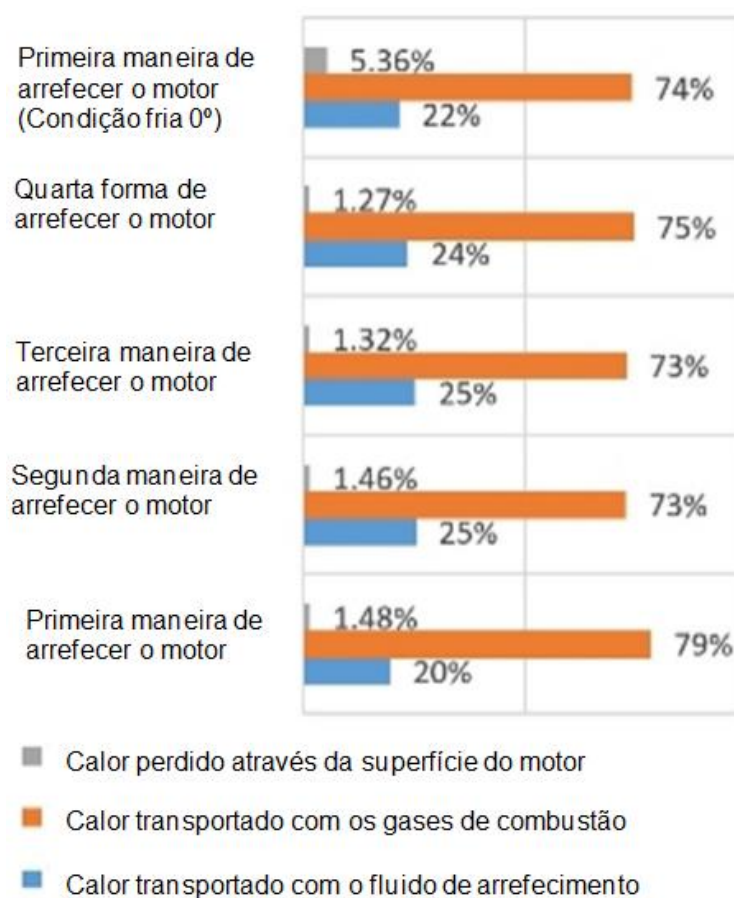
Ainda, de acordo com Medeiros (2012), o fluido de arrefecimento é transportado por meio de mangueiras e conduzido por bombas hidráulicas, passando pelo próprio radiador, onde os espaços para passagem desse fluido são relativamente pequenos. As propriedades de transporte do fluido de arrefecimento são também de grande importância, como a viscosidade dinâmica e cinemática. Adicionalmente, a difusividade e a condutividade térmicas representam duas das variáveis de maior influência no desempenho do sistema de arrefecimento.

A maioria dos sistemas de arrefecimento funcionam com água como fluido de arrefecimento. No entanto, pesquisas mais recentes mostram uma tendência para o uso de outros fluidos, dentre os quais cabe mencionar misturas de óxido de alumínio (Al_2O_3) e água, formando nanofluidos. De acordo com Shedid (2016), adições de Al_2O_3 em concentração de 1% pode proporcionar um ganho no coeficiente de transferência de calor de 78,48%, em uma temperatura de 80°C e a uma velocidade de escoamento de 2m/s. Contudo, para casos de estudo de nanofluidos, conforme Sidik (2015), ocorre aglomeração e oxidação do metal do nanofluido.

Romanov (2016), estudou parâmetros fluidodinâmicos do escoamento do fluido de arrefecimento nas cavidades do motor por meio de simulações em *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*). Os resultados desse trabalho mostraram que a quantidade de calor rejeitada pelo motor por meio da água ou do fluido de arrefecimento, varia no intervalo de 22% a 25% do total das perdas de energia térmica, as quais também incluem as atribuídas ao gás de exaustão e às superfícies aquecidas em contato com o meio externo. As parcelas da distribuição da energia térmica perdidas no motor podem ser visualizadas na Figura 13.

Figura 13 - Percentual de perda de calor por meio de trocas térmicas nos de gases de combustão superfície do motor, fluido de arrefecimento





Fonte: Adaptado de Romanov (2016)

Por meio da Tabela 2, comparam-se valores do número de *Reynolds* para o trecho da Veneziana (L_p) de alguns autores encontrados na literatura, os quais apresentam valores experimentais. Na última linha estão os valores considerados para configuração encontrada no radiador utilizado nos testes experimentais nessa Dissertação de Mestrado bem como a faixa de investigação do número de *Reynolds* analisada.

Tabela 2 - Comparação do número de *Reynolds* no trecho das venezianas

Autores	L_p [mm]	F_p [mm]	θ [°]	L_p/F_p	Re_{L_p}
Davenport (1983)	1,5-3,0	1,0-1,6	8-36	0,94-2,24	300-4.000
Achaichia & Cowell (1988)	0,8-1,4	1,7-3,3	22-30	0,24-0,85	30-1.000
Sunden & Svantesson (1992)	0,8-1,5	1,5-2,0	14-34	0,26-0,91	100-700
Webb & Jung (1991)	1,0-1,4	1,4-2,1	30	0,48-1,0	100-2.000
Chang & Wang (1999)	1,3-1,9	1,8-2,2	28	0,60-0,85	100-800
Kim & Bullard (2002)	1,7	1,0-1,4	15-29	1,21-1,70	100-500
Kim (2007)	1,7	1,0-1,4	15-27	1,21-1,70	30-1.000
Presente Trabalho	1,0	2,0	24	0,50	50-800

Fonte: Adaptado de Kim (2007)

2.3 NORMAS PARA TESTES DE RADIADORES AUTOMOTIVOS E PESQUISAS PRÉVIAS EM BANCADAS EXPERIMENTAIS

Os radiadores automotivos são testados com base em procedimentos padronizados, que têm sido úteis para a sua avaliação operacional e realização de análises comparativas do rendimento. Algumas das normas para testes praticados no Brasil e em outros países, bem como, pesquisas prévias realizadas por outros pesquisadores em bancadas experimentais, são apresentadas a seguir.

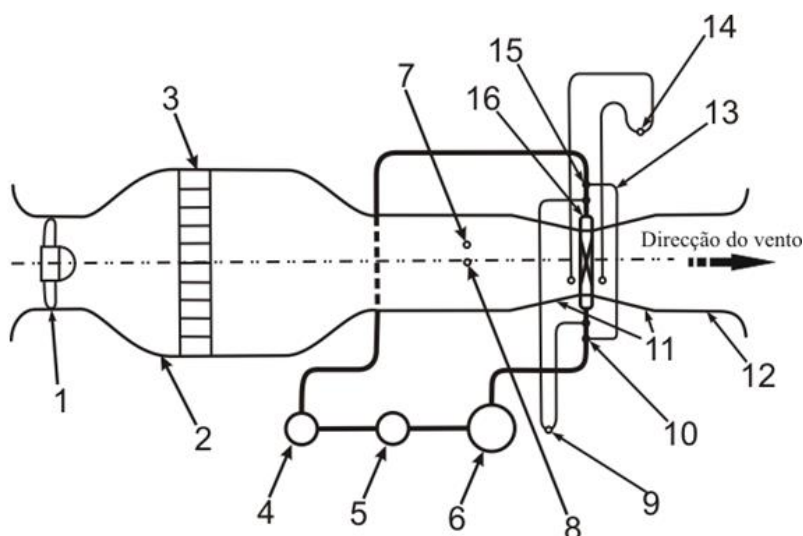
2.3.1 Padronização de Testes Experimentais para Radiadores

De acordo com Pábon (2014), os radiadores automotivos seguem normas para montagem em bancadas experimentais visando comparação entre diferentes modelos. Dentre as normas nacionais específicas para sistemas de arrefecimento e radiadores automotivos estão as NBR NM 178:1998, NBR 14335:1998, NBR 14734:

2001, NBR 15147:2004 e NBR 15563:2008 (ASSOCIAÇÃO DE BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2019).

No caso das normas internacionais, que também apresentam procedimentos para testes dos equipamentos, cabe mencionar a JIS D-1614:1991 e a IS 13687:1993. A norma internacional JIS D-1614:1991, apresenta ainda uma solução de uma bancada de teste para dissipação térmica de radiadores de automóvel, conforme mostrado pela Figura 14.

Figura 14 - Modelo de túnel de vento para teste de radiadores



1. Ventilador 2. Dutos 3. Retificador de ar 4. Medidor de vazão do fluido de arrefecimento 5. Bomba de fluido de arrefecimento 6. Tanque de aquecimento de fluido de arrefecimento 7. Termopar ar entrada 8. Anemômetro 9. Medidor de pressão diferencial 10. Termopar para saída de água 11. Tubo de conexão 12. Tubo de descarga 13. Termopar diferencial de saída e de entrada 14. Medidor de pressão diferencial para perda de pressão do ar 15. Termopar água de entrada 16. Radiador.

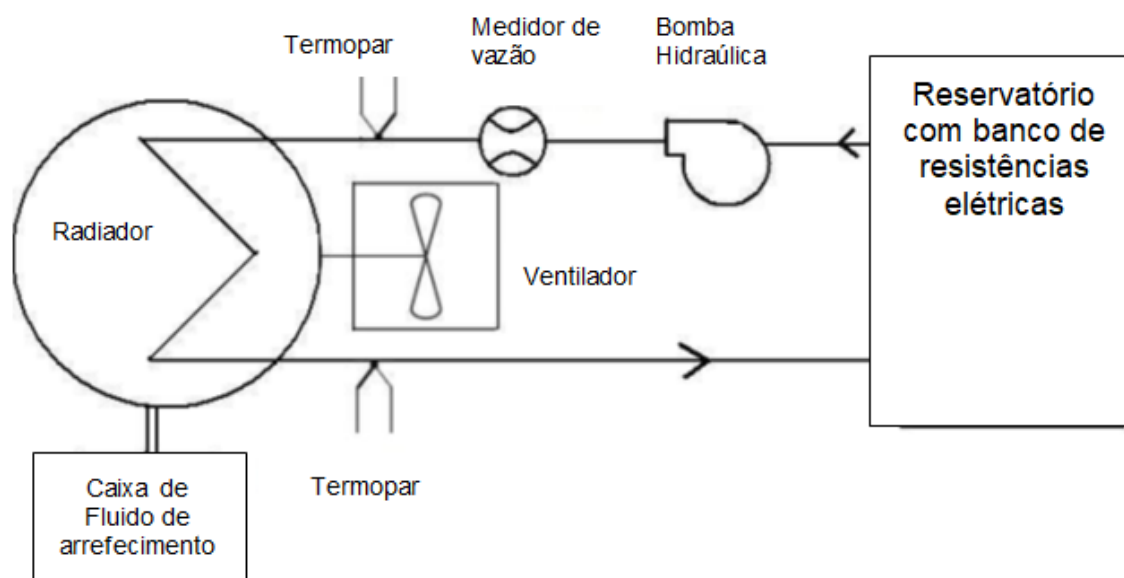
Fonte: Norma JIS D-1614: 1991

A norma internacional JIS D-1614:1991 não restringe a forma de testar os modelos e tipos de radiadores, porém, é clara quando exige que a bancada para teste deve sujeitar o equipamento radiador nas mesmas condições reais em termos do escoamento de ar e do fluido de arrefecimento.

2.3.2 Pesquisas Prévias de Radiadores Realizadas em Bancadas Estacionárias

Yadav *et al.* (2011) desenvolveram um sistema para teste de radiadores (Figura 15), cuja bancada utilizou os mesmos componentes disponibilizados nos veículos. O procedimento de teste foi ajustado para que os parâmetros operacionais representassem as condições reais. A temperatura do fluido de arrefecimento variou entre 80°C e 120°C. Na configuração testada, a água passa por um reservatório, recebendo energia na forma de calor de um banco de resistências elétricas antes de ser bombeada para o radiador. Termopares e um medidor de vazão foram usados para determinar as condições de escoamento do fluido de trabalho.

Figura 15 - Diagrama de blocos em bancada estacionária para teste hidráulico



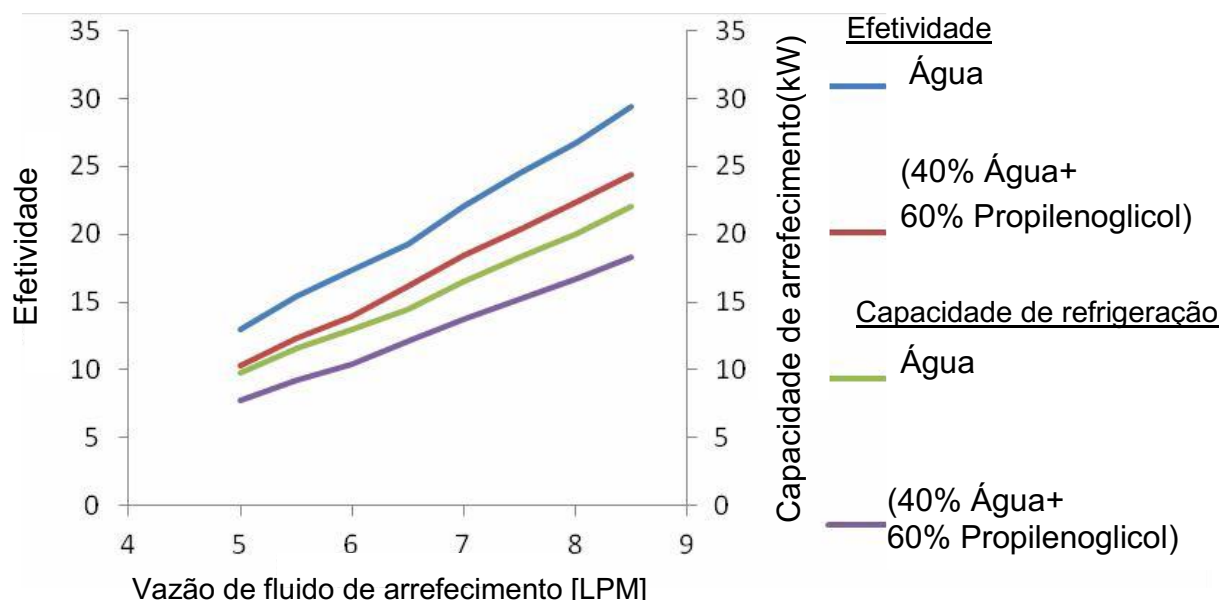
Fonte: Adaptado de Yadav *et al.* (2011)

O Gráfico 22 mostra comportamento da efetividade e da capacidade de refrigeração em função da vazão do fluido de arrefecimento. A temperatura do fluido de arrefecimento foi mantida constante a 80°C. Nesse aparato experimental, o controle da temperatura foi aplicado somente no lado do fluido de arrefecimento, os testes foram focados em estudos nanofluidos, sem controlar a temperatura do ar.

Vaisi *et al.* (2011) utilizaram um sistema hidráulico para movimentar água com temperatura controlada por meio de trocadores de calor dentro de um túnel de vento para conduzir a passagem de ar pelas aletas do radiador a diferentes

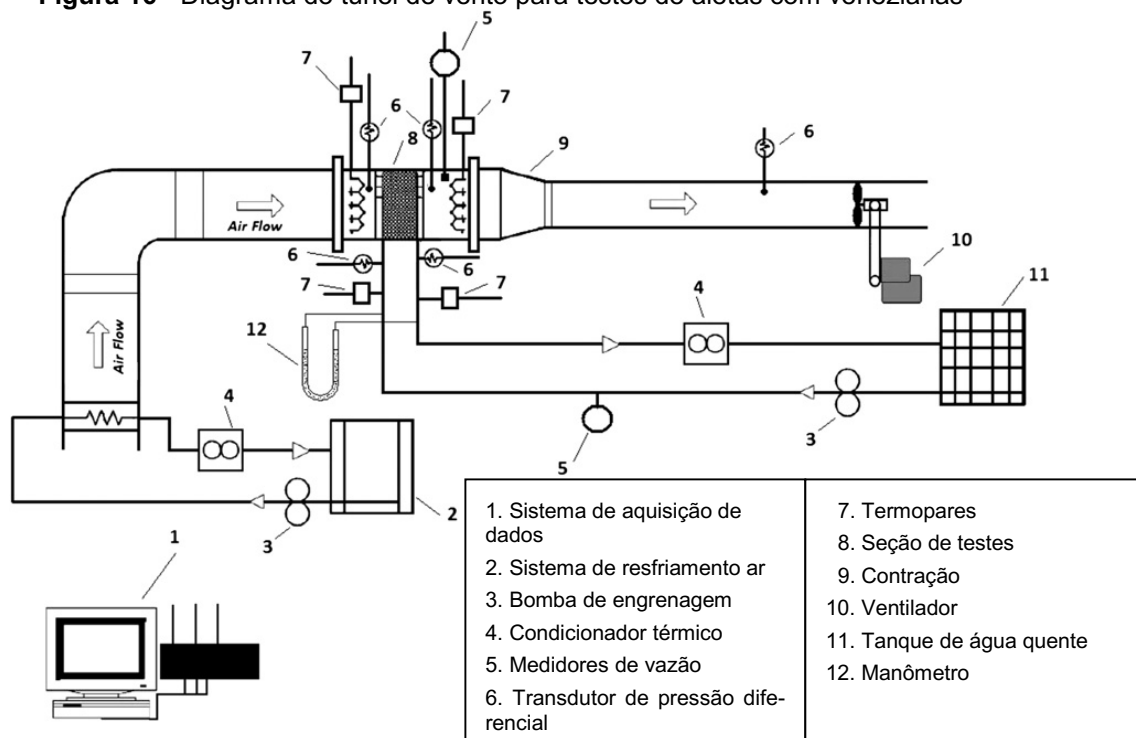
temperaturas. O equipamento empregou um sistema de aquisição de dados para registrar as temperaturas e determinar os fluxos térmicos durante os experimentos (Figura 16).

Gráfico 2 - Efetividade e capacidade de refrigeração versus vazão mássica no radiador



Fonte: Adaptado de Yadav *et al.* (2011)

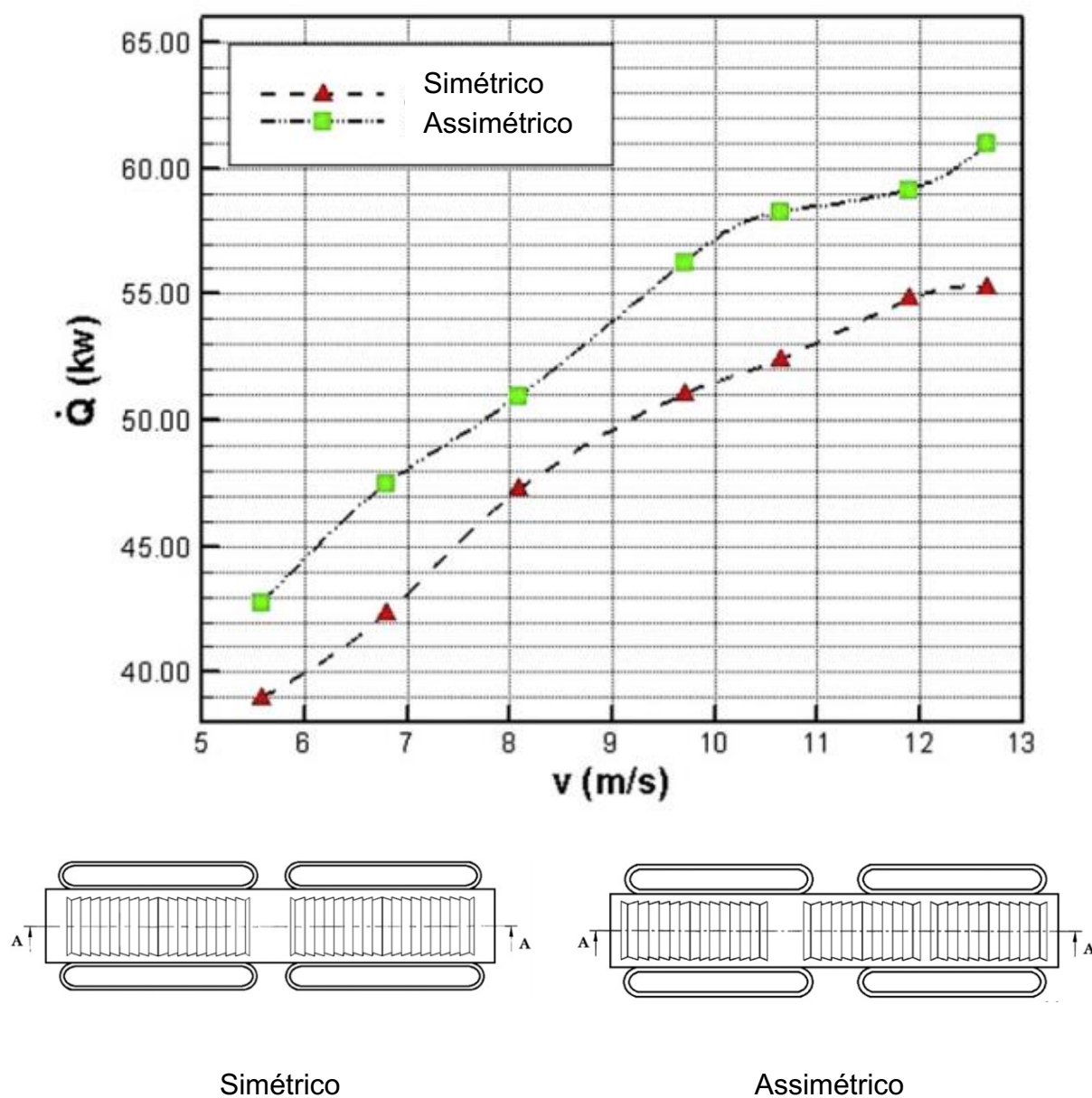
Figura 16 - Diagrama do túnel de vento para testes de aletas com venezianas



Fonte: Adaptado de Vaisi *et al.* (2011)

No sistema utilizado por Vaisi *et al.* (2011) controlou-se a vazão de ambos os fluidos. Nos testes experimentais constatou-se que a configuração da veneziana, simétrica ou assimétrica, apresenta diferentes resultados para o fluxo de calor dissipado. Concluiu-se que o modelo assimétrico de venezianas apresenta melhores resultados de transferência de calor para uma mesma velocidade de passagem do ar, conforme ilustrado na Gráfico 3.

Gráfico 3 - Comparação de modelos de aletas com venezianas assimétricas e simétricas

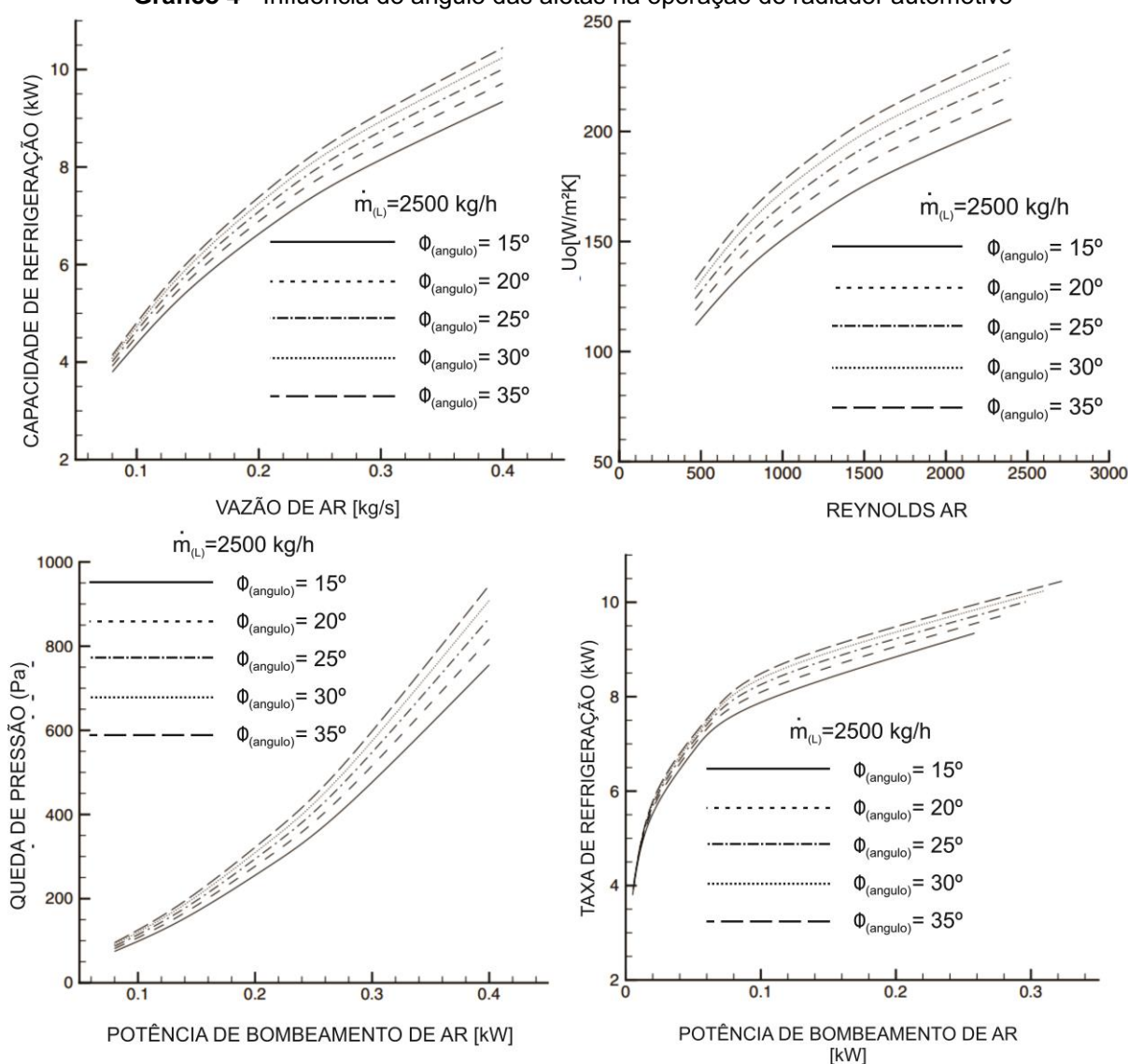


Fonte: Adaptado de Vaisi *et al.* (2011)

O arranjo simétrico apresenta dois conjuntos de aletas idênticos. Trançando-se uma linha imaginária entre os dois tubos, pode-se verificar a simetria das venezianas. Com resultados experimentais apresentados por Vaisi *et al.* (2011), define-se que o modelo assimétrico pode trazer melhor resultado, pois torna o escoamento turbulento, o que leva ao acréscimo da transferência de calor.

De acordo com Oliet *et al.* (2007), a geometria das aletas é um parâmetro de grande relevância na eficiência da troca de calor em um radiador automotivo, podendo ser utilizados ângulos de 15 a 35°, conforme mostrado no Gráfico 4.

Gráfico 4 - Influência do ângulo das aletas na operação de radiador automotivo

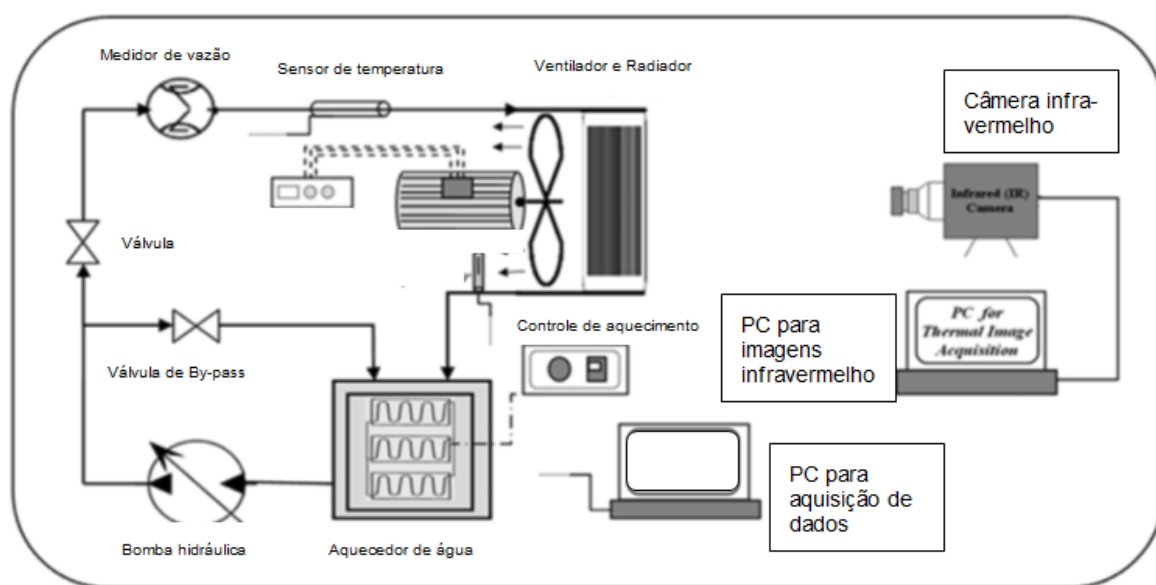


Fonte: Adaptado de Oliva *et al.* (2007)

De acordo ainda com Oliva *et al.* (2007), o ângulo das venezianas das aletas afeta a troca de calor do sistema. Ao aumentar o ângulo das venezianas consegue-se incrementar a capacidade de transferência de calor, porém com a necessidade de maior potência de bombeamento devido ao aumento da queda de pressão no escoamento. Pode-se verificar que, quanto maior for o ângulo, o escoamento se torna-se mais turbulento.

No trabalho apresentado por Taheri-Garavand *et al.* (2015) utilizou-se uma bancada experimental com sistema de ventilação de velocidade controlada. O sistema hidráulico (lado água) empregou um sistema de válvulas para o controle do escoamento e também um dispositivo para o controle do aquecimento. Um diagrama esquemático da montagem experimental é ilustrado na Figura 17.

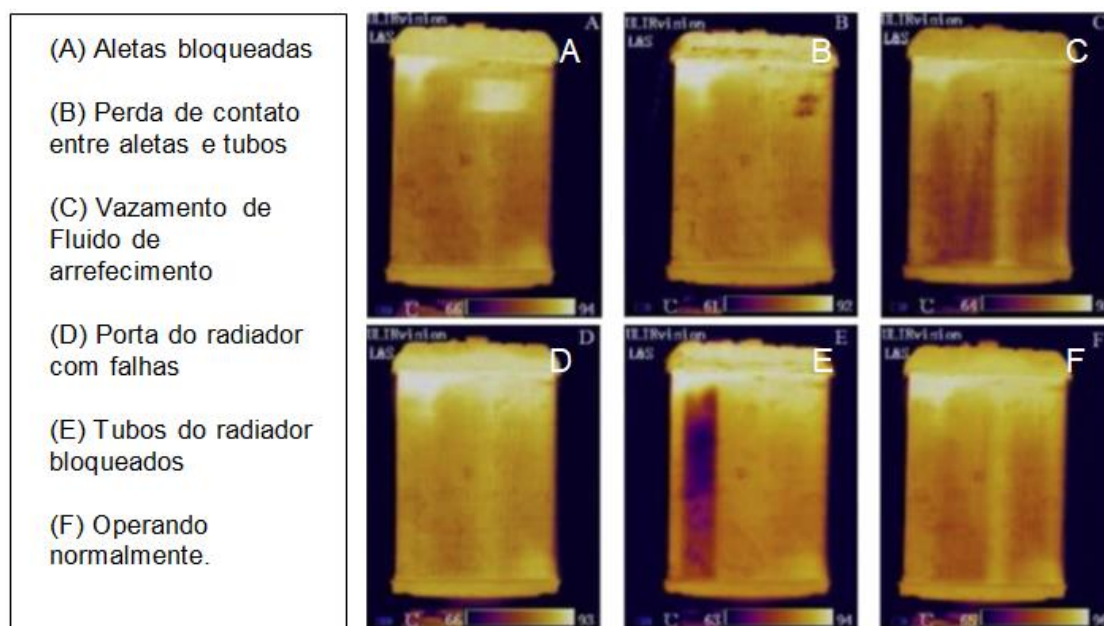
Figura 17 - Diagrama de fluxo de sistema de arrefecimento para simulação de falhas



Fonte: Adaptado de Taheri-Garavand *et al.* (2015)

Com esse sistema, Taheri-Garavand *et al.* (2015), induziram falhas comuns ao radiador para estudar a resposta do sistema. Para o estudo, os pesquisadores utilizaram uma câmera termográfica, posicionada em frente ao radiador automotivo de testes, para registrar em imagem o comportamento térmico de cada situação as quais foram induzidas as falhas mais comuns apresentadas na utilização do sistema. Dessa forma, foram capturados os resultados verificados na Figura 18.

Figura 18 - Imagens de câmera infravermelho em bancada para teste de radiadores

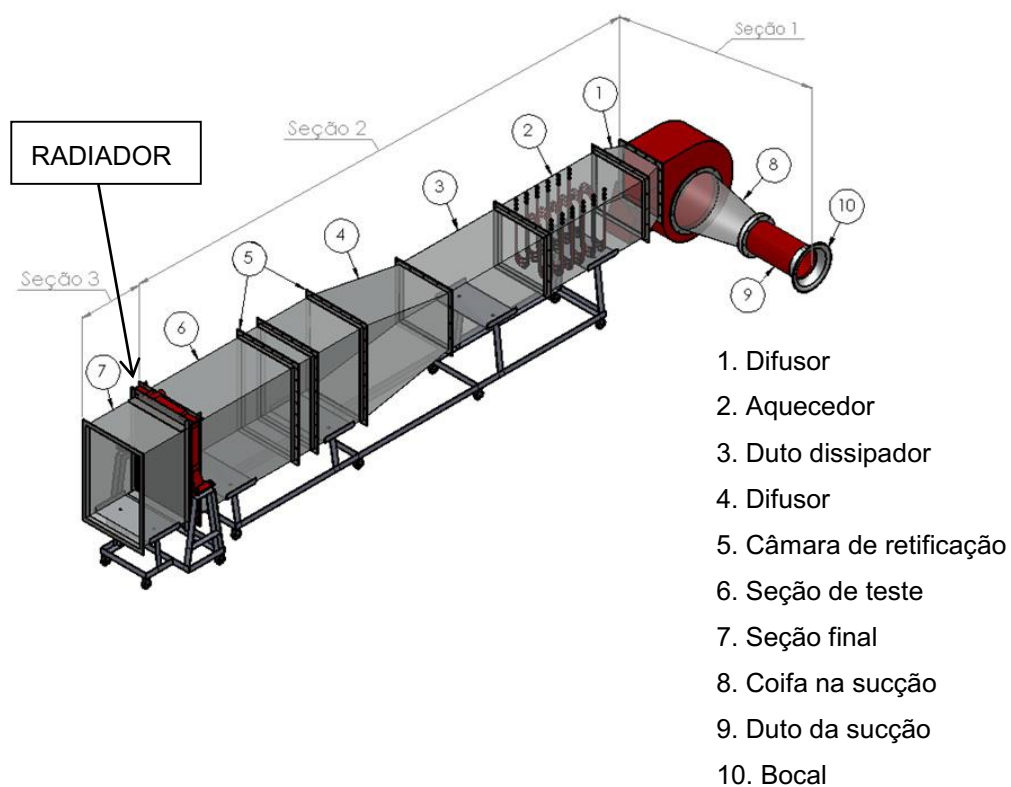


Fonte: Adaptado de Taheri-Garavand *et al.* (2015)

No sistema estudado por Pábon (2014), foi construído um túnel de vento de circuito aberto com controle de temperatura do ar de entrada (Figura 19). Nesta montagem experimental, utiliza-se de um banco de resistência na entrada (aquecedor); uma seção de testes, onde localiza-se o equipamento em avaliação; um ventilador radial, que conduz o ar através do sistema. O sistema também contém um retificador, o qual uniformiza as linhas de corrente do ar. Esse sistema foi montado em módulos, conectados por meio de flanges. Utilizando dutos, o trajeto de sucção do sistema era alimentado com ar externo ao laboratório, em condições de temperatura e pressão ambiente.

Conforme Pábon (2014), esse aparato experimental seguiu as normas internacionais, para teste de radiadores de automóveis, oferecendo para o experimento as condições reais de operação. A instalação contou com um túnel de vento, controlando-se também a temperatura de entrada do ar, o que realiza a simulação para dias quentes e frios.

Figura 19 - Túnel de vento para teste em condições reais de aplicação de radiadores



Fonte: Pábon (2014)

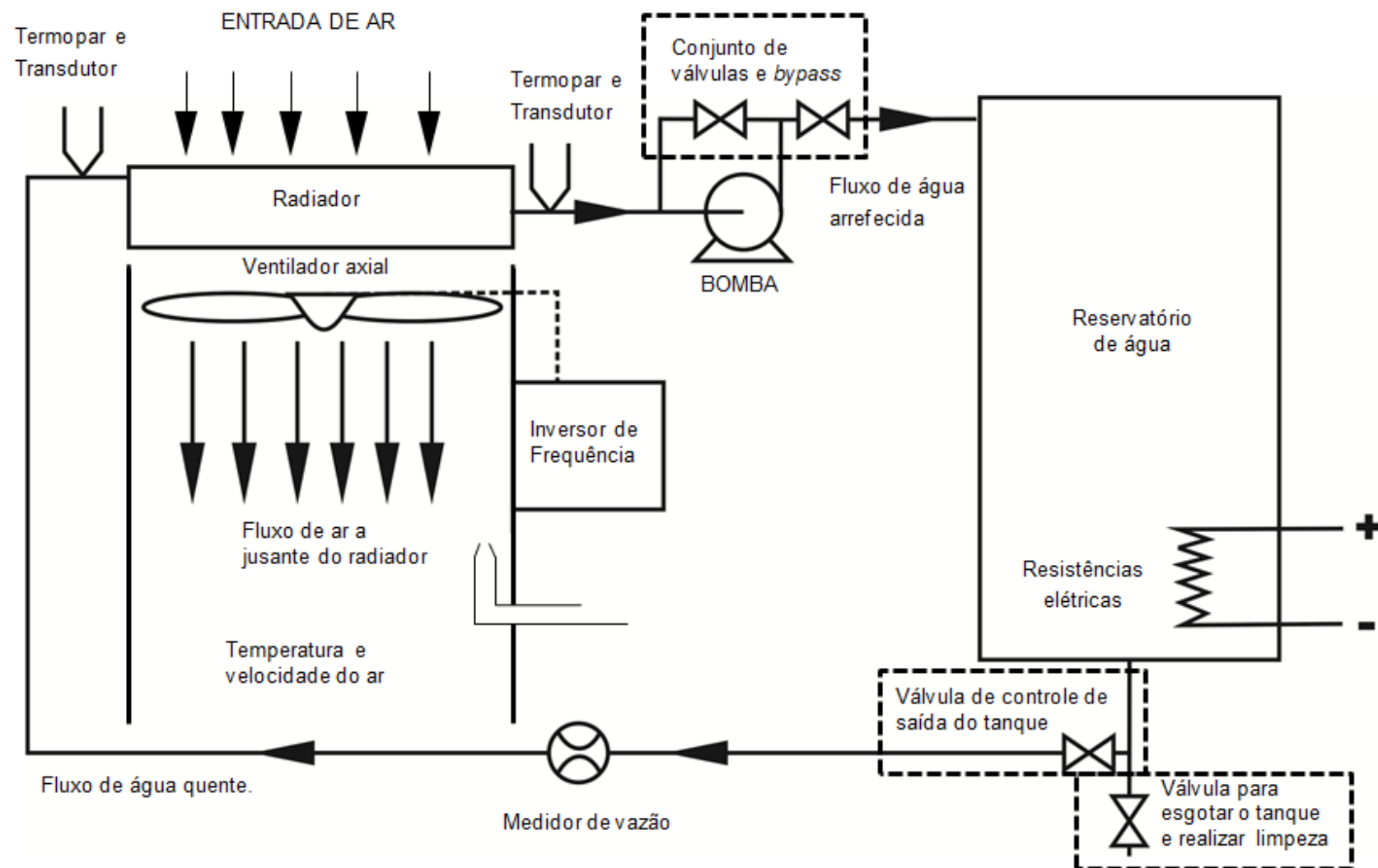
3. METODOLOGIA

Neste capítulo, os equipamentos, os métodos e os procedimentos que são utilizados durante a execução dos objetivos do projeto proposto são descritos. Inicialmente, descreve-se a configuração do sistema de arrefecimento em bancada experimental que está instalado para a avaliação operacional de um radiador de veículo pesado, incluindo as características dos principais componentes do sistema. Posteriormente, o planejamento e o procedimento dos testes experimentais a serem executados são apresentados. Finalmente, o modelo matemático adotado para realizar a comparação das variáveis de rendimento térmico de interesse, bem como a forma como são tratados e analisados os dados obtidos a partir dos ensaios experimentais são mostrados.

3.1 CONFIGURAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

O esquema da bancada experimental é ilustrado na Figura 20. Essa bancada estacionária consiste de um circuito de água aquecida, que simula a carga térmica proveniente do bloco do motor de veículo pesado e de um conjunto radiador-ventilador-duto, que impulsiona e canaliza a passagem controlada de ar ambiente como fluido de arrefecimento.

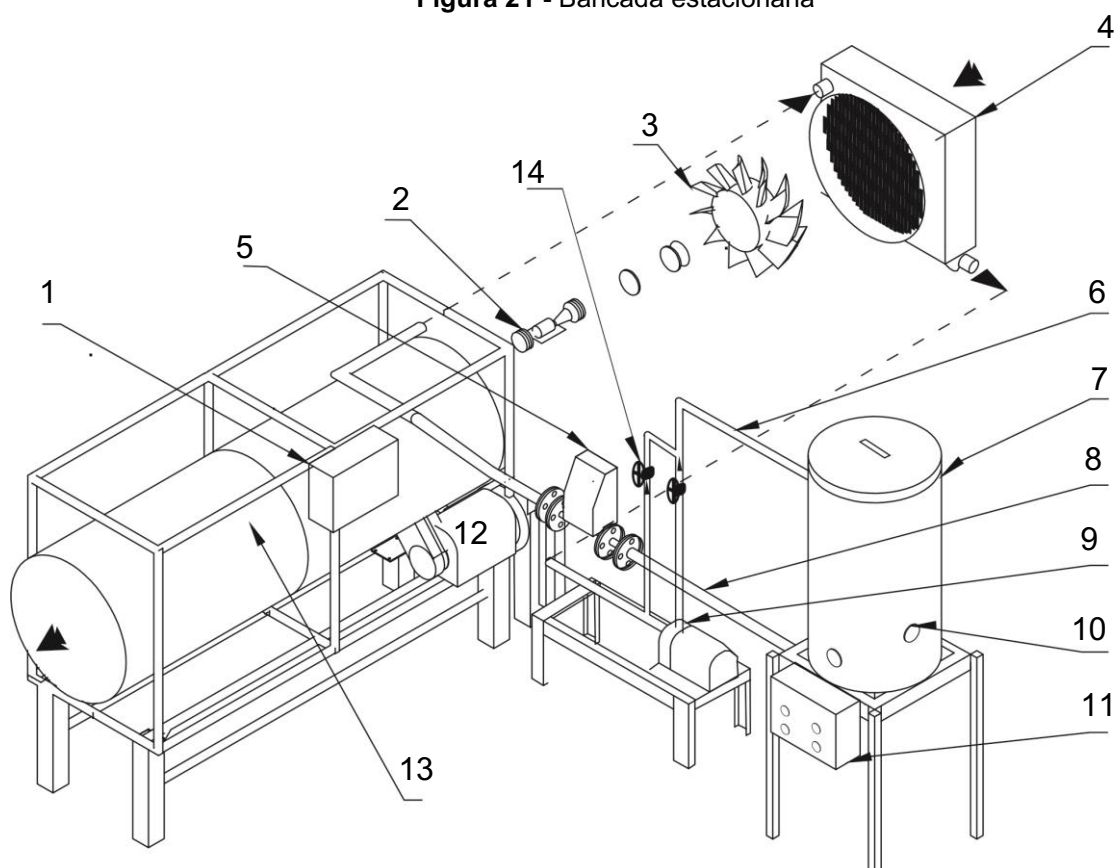
Figura 20 - Esquema de instalação da bancada estacionária



Fonte: Autoria Própria

O sistema hidráulico que transporta o fluido aquecido contém um tanque com um banco de resistências elétricas de 4kW, trajetos de tubulações metálicas e mangueiras, uma bomba hidráulica *Schneider*TM de 1CV e um medidor de vazão eletromagnético *Siemens*TM, acoplados com flanges e abraçadeiras para a sua fixação no sistema. A seção do equipamento que transporta o ar utilizado para o arrefecimento do radiador veicular possui um duto metálico com 2.400mm de comprimento e 735mm de diâmetro interno, onde foi instalado um ventilador axial (mais detalhes sobre esse túnel encontram-se no Apêndice A). Esse ventilador é acionado por motor de indução trifásico *WEG*TM de 4CV, com velocidade de rotação controlada por meio de um inversor de frequência *WEG*TM, induzindo a passagem de ar ambiente através do radiador automotivo. Uma vista tridimensional do sistema experimental, instalado com todos os seus componentes, é apresentada na Figura 21.

Figura 21 - Bancada estacionária



1. Painel de controle de velocidade do ventilador
2. Mancal e rolamentos para transmissão do ventilador
3. Ventilador axial
4. Radiador
5. Medidor de vazão eletromagnético
6. Linha hidráulica lado resfriado
7. Reservatório térmico
8. Linha hidráulica lado aquecido
9. Bomba hidráulica
10. Banco de resistências elétricas
11. Painel de controle de bomba e do banco de resistências elétricas
12. Motor do ventilador
13. Duto para escoamento de ar
14. Válvula de controle de fluxo hidráulico e *bypass*.

Fonte: Autoria Própria

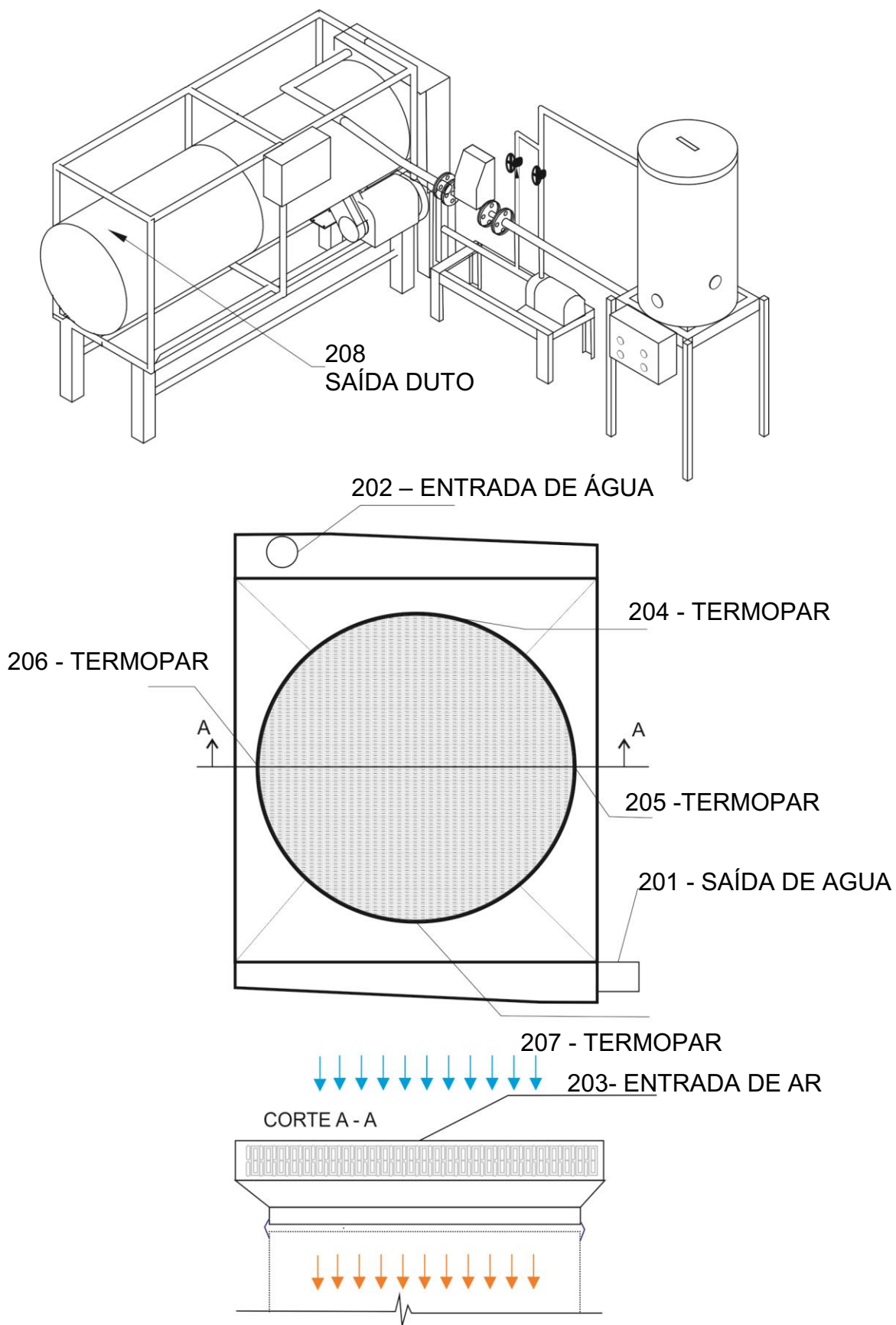
As estruturas de apoio do sistema experimental foram construídas em aço carbono e de acordo com a necessidade de suporte para cada equipamento integrante do sistema. A montagem dessa estrutura de apoio teve característica modular, visando facilitar adaptações e desmontagens.

Para a medição do gradiente de temperatura experimentado pelo escoamento do ar de arrefecimento durante a sua passagem pelo radiador, quatro termopares do tipo K *Omega Engineering*TM foram distribuídos radialmente à jusante, conforme ilustrado na Figura 22. Para a instalação desses sensores de temperatura, pequenos furos na estrutura do radiador foram realizados, visando posicioná-los adequadamente na saída do ar. Na seção à montante do radiador, um termopar do tipo K *Omega Engineering*TM para o registro da temperatura foi posicionado no centro geométrico da seção transversal da passagem do fluido.

Adicionalmente, um termopar do tipo K *Omega Engineering*TM foi instalado na mesma seção do aferimento da velocidade do escoamento do ar no duto, visando fornecer a temperatura necessária para os cálculos da vazão do fluido. Os números indicados na Figura 22 correspondem às referências apresentadas posteriormente nas tabelas dos resultados.

A Figura 22 mostra ainda os locais de posicionamento dos termopares do tipo K *Omega Engineering*TM utilizados para o registro da temperatura do ar após a sua passagem pelo radiador automotivo. O valor da temperatura do ar na saída ($T_{c,out}$) correspondeu à média das leituras dos quatro locais escolhidos. A temperatura do ar ambiente foi considerada a mesma registrada no local de entrada do ar no radiador ($T_{c,in}$).

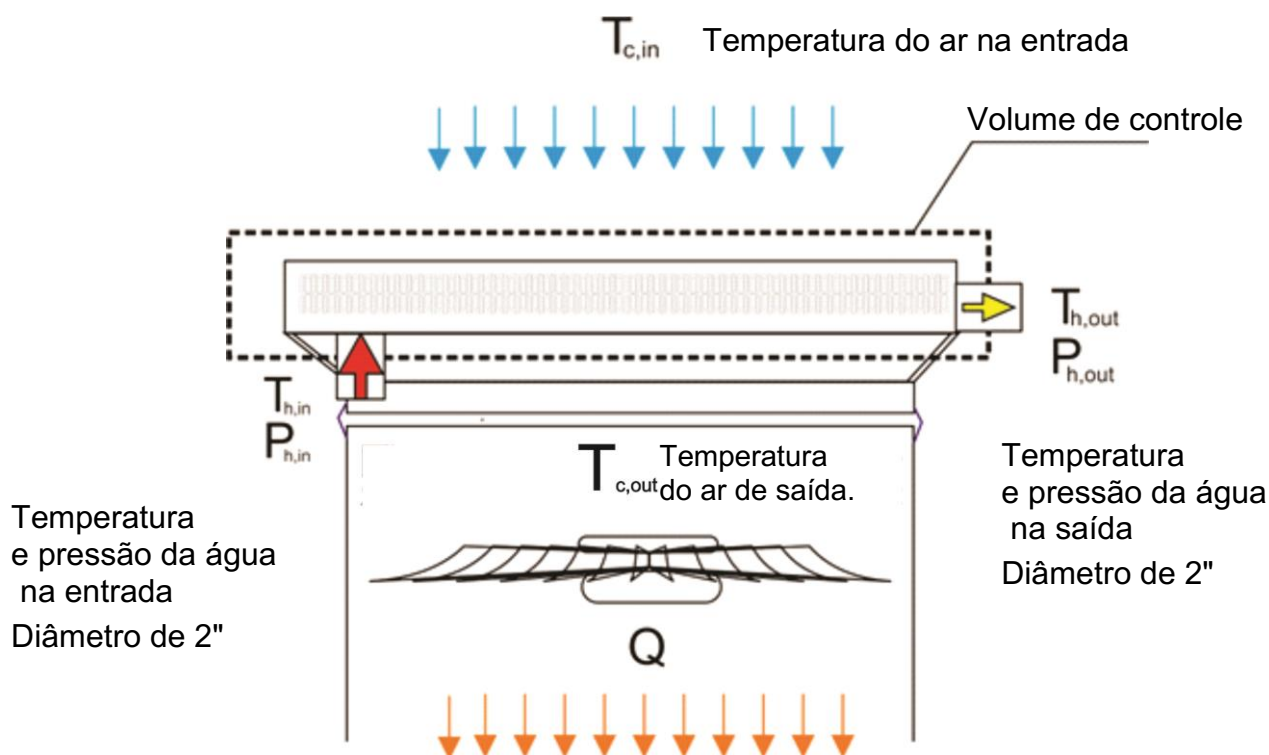
Figura 22 - Posição dos termopares na bancada estacionária



Fonte: Autoria Própria

Adicionalmente, leituras de pressão estática na entrada e na saída do radiador automotivo foram obtidas através da utilização de transdutores de pressão *IFM*TM, visando avaliar a queda de pressão experimentada pela água atravessando o radiador (Figura 23).

Figura 23 - Volume de controle



Fonte: Autoria Própria

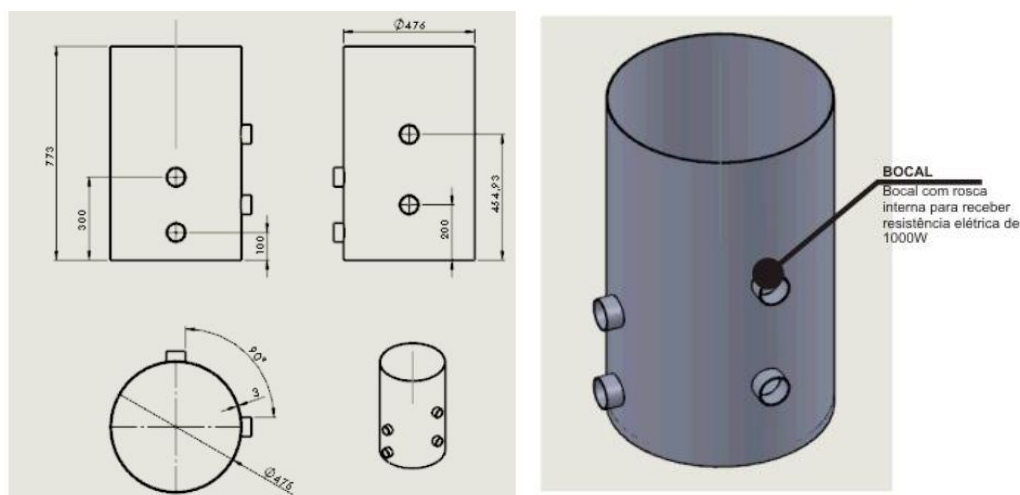
3.1.1 Montagem do Circuito de Água Aquecida

As tubulações utilizadas na montagem do circuito fechado de água aquecida foram de aço galvanizado SCH40 com diâmetro de 1 1/2" e mangueiras de borracha com diâmetro de 2".

No interior do reservatório da água aquecida, foram instaladas duas resistências elétricas de 2kW, acionadas por um controlador PID *Novus*TM. Essas resistências fornecem o calor necessário à água de circulação, visando simular a carga térmica procedente do bloco do motor de combustão interna do veículo pesado. A temperatura da água que sai do reservatório é regulada mediante um controlador de temperatura conectado a uma termoresistência PT-100.

O tanque reservatório foi fabricado em chapa de aço inoxidável de 1,6mm de espessura, possuindo bocais de 1 1/2" de diâmetro nominal para receber as duas resistências elétricas. O tanque tem 773mm de altura e 476mm de diâmetro interno, o que lhe confere uma capacidade de armazenamento de aproximadamente 100L. A configuração do tanque é ilustrada na Figura 24.

Figura 24 - Tanque de aquecimento de água



Fonte: Autoria Própria

O radiador veicular utilizado nos testes experimentais foi doado pela empresa *DAFTM* Caminhões do Brasil, tendo aproximadamente 700mm de largura, 1.200mm de altura e 100mm de profundidade. O núcleo aletado do radiador tem dimensões externas aproximadas de 600mm x 1.000mm x 100mm e tem capacidade para armazenar um volume de 20L do fluido de arrefecimento do motor. A seção aletada consiste de tubos construídos em liga de alumínio, assistidos por aletas do tipo veneziana assimétrica (Fotografia 1). Na parte superior do radiador, existe um bocal de entrada de 50mm de diâmetro interno para receber o fluido de arrefecimento do motor. O fluido escoar verticalmente para seção inferior do radiador através dos tubos, sendo assim conduzido para o bocal de saída, de 75mm de diâmetro interno.

Fotografia 1 - Fotografia do radiador montado na bancada



Fonte: Autoria Própria

O radiador foi montado sobre uma estrutura suporte de fácil adaptação, construída em aço carbono e com os seus pés apoiados em amortecedores *vibrastops*, visando absorver vibrações durante a operação do sistema. Mais detalhes sobre o circuito hidráulico encontram-se no Apêndice B.

3.1.2 Montagem do Trajeto do Ar de Arrefecimento do Radiador

No lado do sistema que transporta o ar utilizado para o arrefecimento do radiador, foi instalado um ventilador axial (Fotografia 2), também cedido pela empresa *DAF™ Caminhões do Brasil*.

O ventilador tem acoplado ao seu corpo um sistema de embreagem viscosa, o qual não foi colocado em operação nessa pesquisa de mestrado. Dois termopares do Tipo K *Omega Engineering™* foram instalados à montante e à jusante do radiador na linha do escoamento do ar, com o propósito de medir a sua temperatura de entrada (temperatura ambiente) e de saída após a troca de calor com a água aquecida que atravessa internamente o radiador.

Fotografia 2 - Ventilador axial utilizado no arrefecimento do radiador



Fonte: Autoria Própria

Com a finalidade de melhorar a operação do ventilador, foram retiradas proteções internas da correia de transmissão que interferiam na passagem do ar, ajudando a aliviar a queda de pressão e a reduzir as turbulências na corrente do gás.

O ventilador axial é movido por um motor elétrico de 4CV. O eixo motriz do ventilador tem mancal de duplo rolamento, acoplado à estrutura flangeada da embreagem viscosa. O eixo de 3/4" (~19mm) foi apoiado e parafusado em uma mesa na parte interna do duto, a correia a qual transmite o movimento do motor passa da parte interna do duto, para a parte externa, a relação das polias do motor elétrico e do mancal é de 1:1. A velocidade de rotação do ventilador é controlada mediante inversor de frequência acoplado na lateral do duto onde o ventilador está instalado.

3.1.3 Sistema de Aquisição de Dados

Nos testes experimentais foi utilizado um sistema de aquisição de dados *Keysight*TM 34970A com multiplexador *Keysight*TM 34901A de 20 canais conectado a um computador *Dell*TM. Esse sistema de aquisição foi programado para realizar as leituras de pressão do tubo de *Pitot* (Subseção 3.4.1), das temperaturas da água à montante e à jusante do radiador na linha hidráulica do sistema, da temperatura do ar na saída do radiador, da temperatura do ar ambiente e das pressões da água na entrada e na saída do radiador automotivo.

3.2 CONDIÇÕES DOS TESTES EXPERIMENTAIS

Os testes experimentais de avaliação operacional do radiador de veículo pesado seguiram procedimentos indicados na norma JIS D1614:1991, com o sistema experimental sendo submetido aos seguintes ensaios: teste da queda de pressão na água e teste da quantidade de calor dissipado.

A fim de reduzir os desvios nas leituras de cada teste experimental, a norma mostra alguns procedimentos a serem realizados antes do início dos testes:

- Inspecionar o radiador, as aletas e os tubos para verificar se não existem áreas danificadas e os reservatórios superior e inferior, se não existem obstruções;
- Verificar se o fluido de arrefecimento está livre de impurezas;
- Manter a temperatura do fluido de trabalho em $60^{\circ}\text{C} \pm 10^{\circ}\text{C}$ maior que a temperatura da sala em que os testes estão sendo executados (Esse item não foi possível cumprir, será corrigido em trabalho futuros);

3.3 PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL

A bancada estacionária instalada foi utilizada para testar experimentalmente o radiador de caminhão anteriormente descrito, o qual recebeu água aquecida pelas resistências elétricas a diferentes temperaturas. O ar conduzido através do radiador teve a sua temperatura definida pela condição ambiente da sala dos testes experimentais, Sala J1-005, localizada no Laboratório de Meios Porosos e Eficiência Energética LabMPEE) vinculado ao Programa de Pós-Graduação (Mestrado) em Engenharia Mecânica (PPGEM) da UTFPR/Câmpus Ponta Grossa.

A vazão da água aquecida foi controlada através de válvula instalada no ramal de *bypass* acoplado à bomba hidráulica, sendo possível utilizar uma vazão volumétrica máxima de 1,1L/s através do radiador. As faixas de operação das variáveis controláveis nos testes experimentais são especificadas na Tabela 3.

Tabela 3 – Faixas de parâmetros analisados

Parâmetro de controle	Intervalo de teste
Vazão volumétrica da água aquecida [L/s]	0,4-1,1
Temperatura da água aquecida [°C]	34 a 50
Velocidade média do ar atravessando o radiador [m/s]	18,2

Fonte: Autoria Própria

As faixas escolhidas foram determinadas de acordo com valores alcançados em testes preliminares, e também usadas em trabalhos encontrados na literatura e normas internacionais para testes experimentais em radiadores. Os valores apresentados na Tabela 4 foram os dados de entrada do sistema (controlados). Adicionalmente, apresenta-se a média das temperaturas que o sistema registrou em suas entradas (monitorados), tanto para o ar como para a água. Ressalta-se que os valores da vazão volumétrica do ar foram controlados com o inversor de frequência acoplado ao motor elétrico do ventilador, a leitura do termopar posicionado na entrada pode ser considerada a temperatura do ambiente, pois o laboratório foi fechado para realização dos testes experimentais.

Tabela 4 - Combinações dos testes realizados (planejamento experimental)

Nº (i)	Vazão da água [L/s]	Velocidade do ar na entrada [m/s]	Temperatura do ar na entrada [°C]	Temperatura da água na entrada [°C]
1	0,4	1,16	23,4	47,5
2	0,5	1,56	22,6	60,5
3	0,5	1,34	18,2	44,2
4	0,5	1,13	23,3	56,2
5	0,5	1,43	21,2	44,1
6	0,5	2,15	26,7	33,6
7	0,5	2,10	27,1	34,2
8	0,5	2,65	29,9	40,0
9	0,6	0,95	24,1	48,3
10	0,7	1,71	26,4	41,2
11	0,7	1,78	30,2	43,0
12	0,8	2,10	30,4	36,3
13	0,8	2,10	24,7	29,1
14	0,8	3,10	30,2	35,2
15	1,0	2,15	27,3	34,7
16	1,0	2,43	24,3	29,9
17	1,1	1,81	28,3	47,7
18	1,1	1,99	23,0	35,4

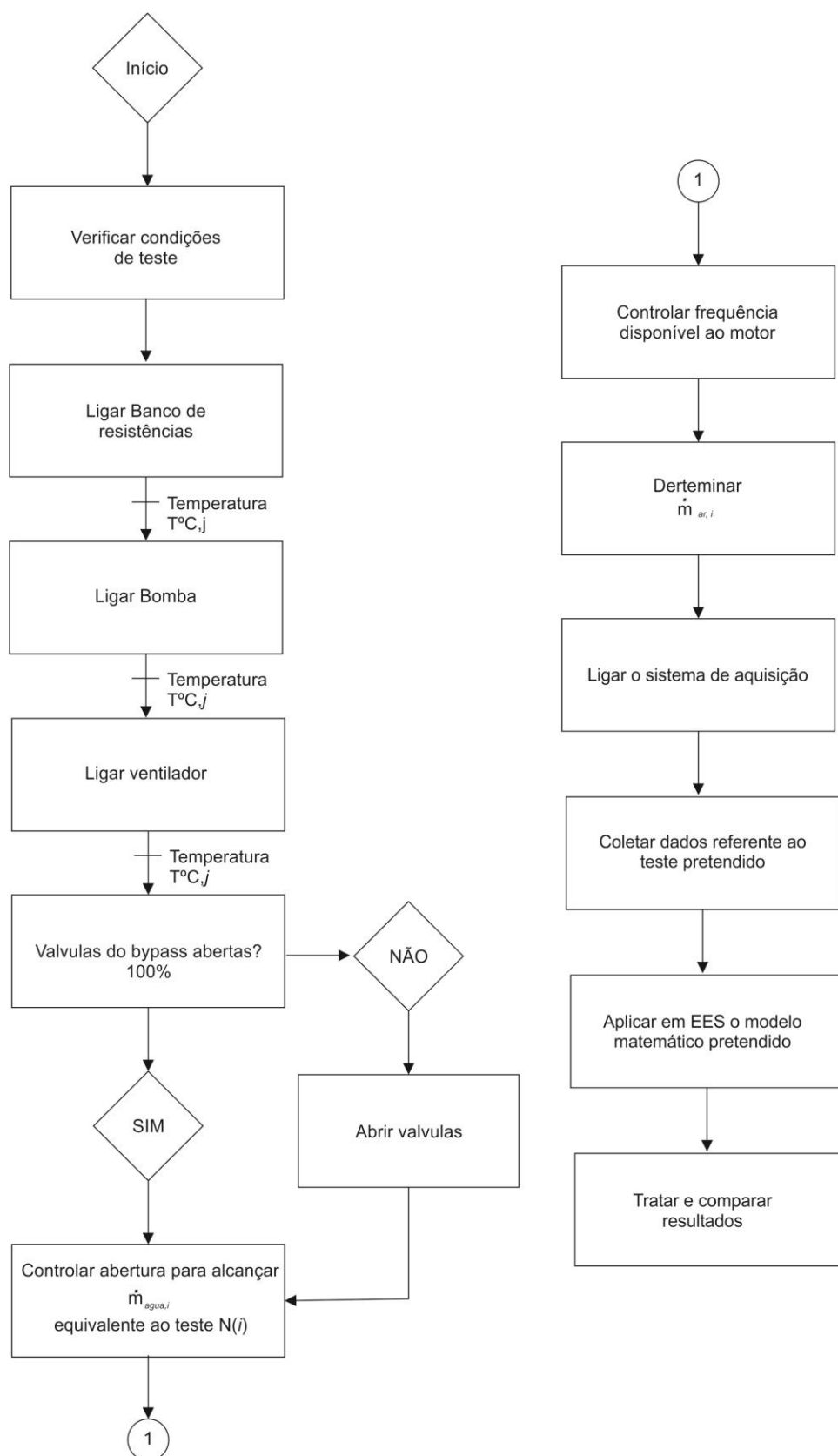
Fonte: Autoria Própria

3.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para a execução de cada teste experimental, inicialmente era realizada a purga no circuito da água, visando garantir a ausência de ar na tubulação. Na sequência, ligava-se a bomba hidráulica para colocar a água em circulação pelo sistema, bem como colocados em operação os instrumentos utilizados para a medição das temperaturas dos fluidos de trabalho e da vazão volumétrica da água. Posteriormente, colocava-se em funcionamento o banco de resistências elétricas do reservatório de água, buscando atingir o valor da temperatura requerido pelo planejamento do experimento.

Esse último procedimento era realizado em paralelo com o início da passagem do ar de arrefecimento pelo radiador e do ajuste da vazão do ar com o auxílio do inversor de frequência acoplado ao motor de 4CV do ventilador e das medições de velocidade realizadas com o tubo de *Pitot*. Uma vez alcançado o equilíbrio térmico do sistema nos valores pré-estabelecidos pelo planejamento experimental, eram iniciados os registros das leituras de temperatura nos pontos definidos no sistema, da vazão volumétrica de água e da velocidade do ar de arrefecimento.

O fluxograma apresentado na Figura 2526 mostra a sequência das etapas executadas durante cada teste experimental. Esse procedimento segue a norma JIS D-1614.

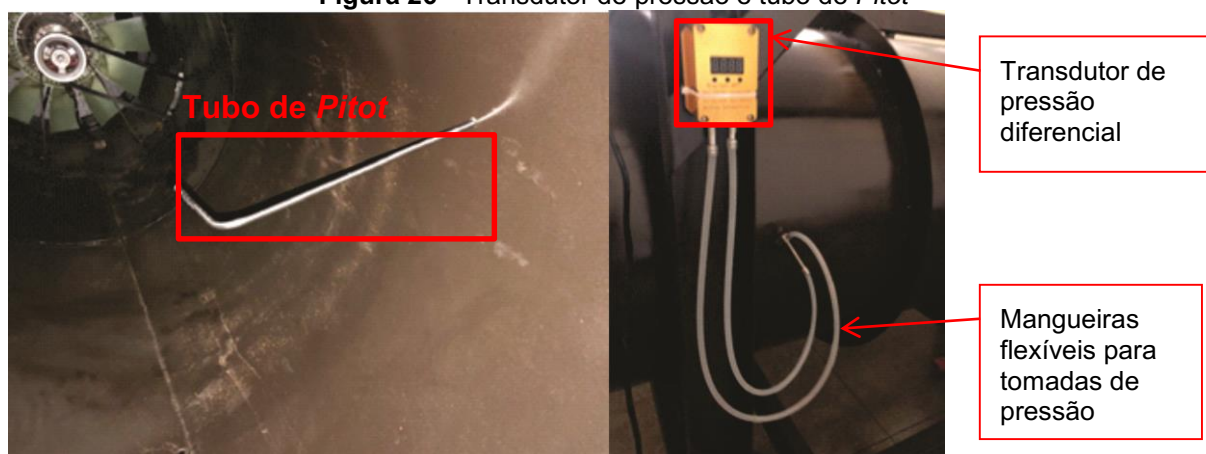
Figura 25 - Fluxograma para os testes experimentais**Fonte:** Autoria Própria

3.4.1 Determinação da Velocidade do Ar de Arrefecimento

A velocidade média do ar que escoar pelo duto, no qual está inserido o radiador veicular, foi determinada conforme procedimento adotado por Pábon (2014). Nas medições usou-se um tubo de *Pitot* tipo padrão (coeficiente de calibração unitário) da marca *Danfoss*TM, Série 160, com 500mm de comprimento, fabricado em aço inoxidável 304, com o qual realizaram-se medições de pressão dinâmica (pressão de velocidade) em vários locais da seção transversal do duto, conforme *ASHRAE Fundamentals Handbook* (2001).

A Figura 26 ilustra o tubo de *Pitot* posicionado no interior do duto que transporta o ar de arrefecimento, junto com o transdutor de pressão e as mangueiras de silicone que transmitem o sinal do fluido.

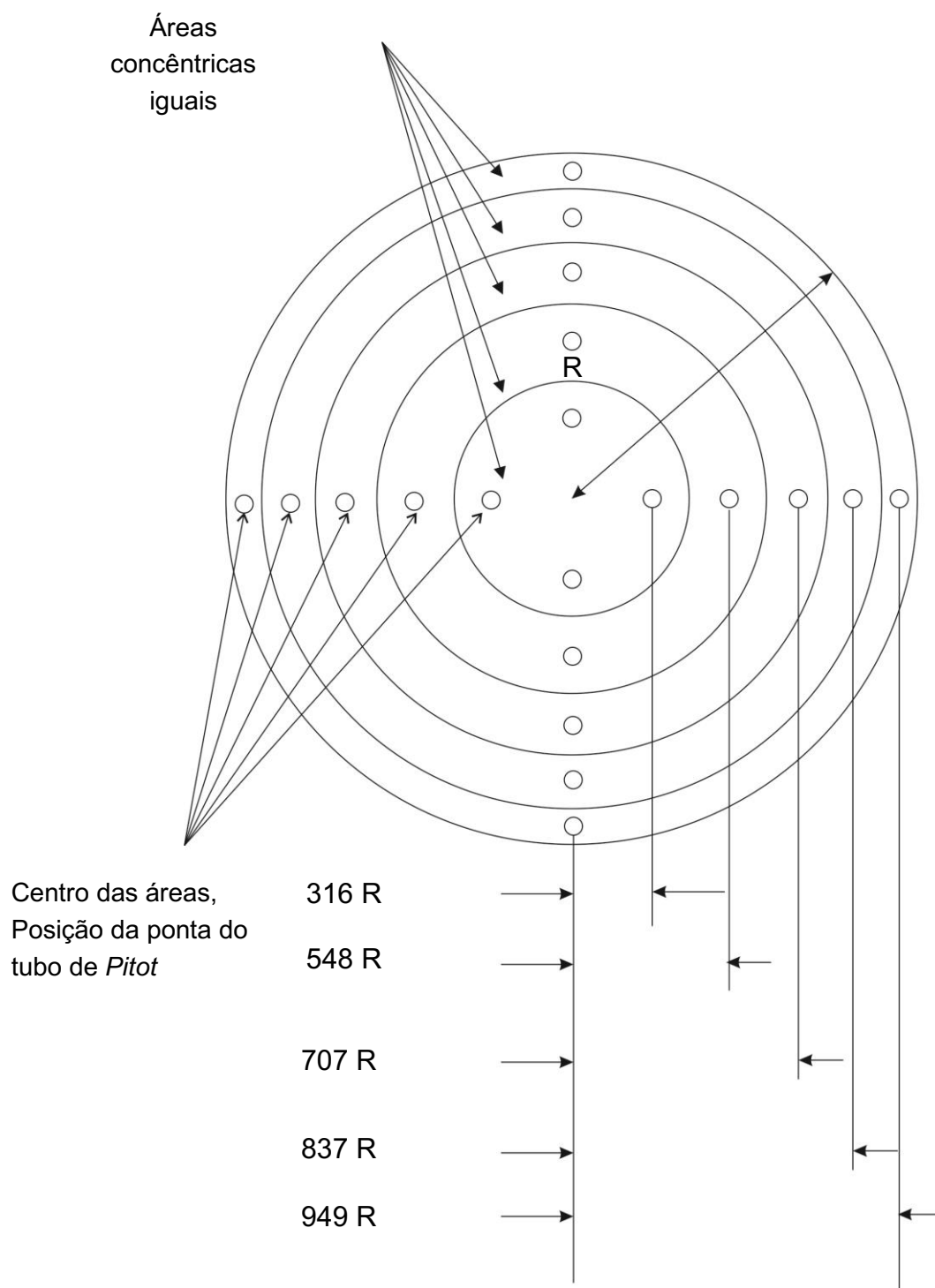
Figura 26 - Transdutor de pressão e tubo de *Pitot*



Fonte: Autoria Própria

A Figura 27 ilustra os pontos de posicionamento do tubo de *Pitot*, requeridos para mapear a velocidade do ar, de acordo com a norma *ASHRAE Fundamentals Handbook* (2001).

Figura 27 - Posição do tubo de Pitot



Fonte: Adaptado de ASHRAE Fundamentals Handbook (2001)

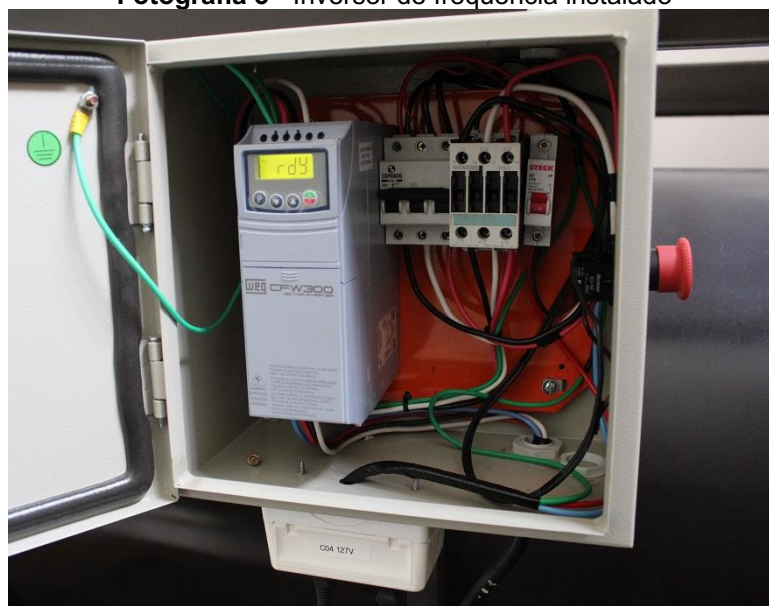
A partir das leituras de pressão de velocidade, utiliza-se a Equação (4) para determinar a velocidade do ar:

$$V_{ar} = \sqrt{\frac{2p_w}{\rho}}, \quad (4)$$

sendo que, p_w representa a leitura da pressão de velocidade registrada pelo transdutor de pressão [Pa] e ρ a massa específica do ar [kg/m³].

A variação da vazão do ar que atravessa o duto é controlada por um inversor de frequência *WEG*TM CFM300, ilustrado na Fotografia 13, que controla a rotação de um motor de indução trifásico *WEG*TM de 4CV.

Fotografia 3 - Inversor de frequência instalado



Fonte: Autoria Própria

3.4.2 Determinação da Vazão da Água Aquecida

Para a determinação da vazão volumétrica da água aquecida foi utilizado um medidor de vazão eletromagnético *Siemens*TM, instalado em tubulação de aço galvanizado de 1 3/4" de diâmetro nominal. Redutores de tubulação para 1" de diâmetro foram utilizados para acoplar o medidor no trajeto de tubulação, na posição horizontal, conforme ilustrado na Fotografia 4. O medidor possui painel de leitura digital, com resolução de 0,01L/s, podendo operar com temperatura da água na faixa de 0°C a 90°C.

Fotografia 4 - Medidor de vazão volumétrica utilizado no circuito de água aquecida



Fonte: Autoria Própria

3.5 MODELO MATEMÁTICO PARA AVALIAÇÃO TÉRMICA DO RADIADOR

O desempenho térmico de um radiador automotivo é influenciado pelas suas características construtivas ou configurações geométricas, entre as quais se destacam a forma das aletas, a quantidade de tubos utilizados na troca de calor, o ângulo das venezianas, a distância entre as aletas e entre os tubos, bem como pela vazão dos dois fluidos envolvidos e suas propriedades termofísicas. Vaisi *et al.* (2011) apresentaram um modelo matemático baseado no Método da Efetividade-NUT (ε -NUT) com correlações empíricas para radiadores com perfis de aletas semelhantes aos do equipamento desse trabalho.

A partir desse modelo, a taxa total de transferência de calor absorvida pelo fluido frio (ar), q_c , é calculada pela expressão:

$$q_c = C_c (T_{c,out} - T_{c,in}), \quad (5)$$

sendo, $T_{c,in}$ a temperatura do fluido de arrefecimento na entrada, $T_{c,out}$ a temperatura do fluido frio na saída, e C_c a taxa de capacidade térmica do fluido frio, sendo esta determinada por:

$$C_c = \dot{m}_c c_{p,c}, \quad (6)$$

com $\dot{m}_c$ representando a vazão mássica do fluido frio e $c_{p,c}$ o calor específico a pressão constante do fluido frio.

Por outro lado, a taxa total de transferência de calor dissipada pelo fluido quente (água), q_h , é calculada como:

$$q_h = C_h (T_{h,in} - T_{h,out}), \quad (7)$$

na qual, $T_{h,in}$ é a temperatura do fluido quente na entrada, $T_{h,out}$ é a temperatura do fluido quente na saída, e C_h é a taxa de capacidade térmica do fluido quente, sendo esta determinada por:

$$C_h = \dot{m}_h c_{p,h}, \quad (8)$$

sendo que, $\dot{m}_h$ é vazão mássica do fluido quente e $c_{p,h}$ é o calor específico a pressão constante do fluido quente.

Assumindo perdas de calor para o ambiente desprezíveis, tem-se que:

$$q_h = q_c \quad (9)$$

No Método da Efetividade-NUT (ε -NUT), três parâmetros adimensionais são definidos, sendo eles representados nas Equações (10) a (12):

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}}, \quad (10)$$

sendo que, NUT é o número de unidades de transferência, UA é o produto do coeficiente global de transferência de calor (U) e da área superficial de troca térmica (A), conhecido como condutância térmica, e C_{min} é a taxa de capacidade térmica de menor valor entre a do fluido quente e a do fluido frio.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}}, \quad (11)$$

sendo que, ε é a efetividade do trocador de calor.

$$C_r = \frac{C_{mín}}{C_{máx}}, \quad (12)$$

sendo que, C_r é a razão das taxas de capacidade térmica.

Deste modo, podem-se definir os valores de $q_{máx}$, $C_{mín}$ e $C_{máx}$ com as seguintes funções:

$$C_{mín} = \text{mínimo}(C_h, C_c), \quad (13)$$

$$C_{máx} = \text{máximo}(C_h, C_c), \quad (14)$$

$$q_{máx} = C_{mín}(T_{h,in} - T_{c,in}), \quad (15)$$

na qual, $q_{máx}$ é a taxa máxima de transferência de calor (valor ideal), sendo função da diferença das temperaturas do fluido quente e frio nas entradas, respectivamente.

Para substâncias puras em escoamento cruzado, com número infinito de passagens, a relação ε -NUT correspondente é expressa por:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\langle \left(\frac{1}{C_r}\right) NUT^{0,22} \left\{ \exp\left[-C_r (NUT)^{0,78} - 1\right] \right\} \right\rangle. \quad (16)$$

No entanto, em radiadores automotivos convencionais, onde o número de tubos é conhecido, recomenda-se a utilização das seguintes equações para o cálculo da efetividade (ε):

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left\{-C_r [1 - \exp(-NUT)]\right\}}{C_r}, \quad C_{mín} = C_{ar}, \quad (17)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[-\frac{1 - \exp(-NUT C_r)}{C_r}\right], \quad C_{mín} = C_{água}. \quad (18)$$

Para o cálculo da efetividade do radiador (ϵ), o número de unidades de transferência (NUT) precisa ser determinado. Para tal, é necessário calcular o valor da condutância térmica global, UA , a partir da somatória das resistências térmicas envolvidas:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_o h_o A_o} + \frac{1}{h_i A_i} + \frac{t_w}{A_i k_w}, \quad (19)$$

sendo que, h_o é o coeficiente de transferência de calor por convecção externo ao tubo, A_o é a área externa do tubo, η_o é a eficiência global da superfície aletada, h_i é o coeficiente de transferência de calor por convecção interno ao tubo, A_i é a área interna do tubo, t_w é a espessura do tubo e k_w é a condutividade térmica do material do tubo.

O coeficiente de transferência de calor por convecção no lado interno do tubo, h_i , para diferentes números de *Reynolds*, pode ser calculado pelo conjunto das expressões (20) a (25):

$$h_i \equiv \frac{Nu_i k_i}{D_{h,i}}, \quad (20)$$

sendo que, Nu_i é o número de *Nusselt* para escoamento interno, k_i é a condutividade térmica do fluido interno e $D_{h,i}$ é o diâmetro hidráulico interno do tubo, sendo esse determinado pela relação:

$$D_{h,i} = \frac{4S_p}{P_p}, \quad (21)$$

sendo que, S_p é a área da seção transversal do duto e P_p é o perímetro molhado do duto.

Dependendo do valor do número de *Reynolds*, o número de *Nusselt* pode ser calculado como:

$$Nu_i = \frac{(f/2)(Re_i - 1000)Pr_i}{1 + 12,7(f/2)^{1/2}(Pr_i^{2/3} - 1)}, \quad 2.300 \leq Re_i \leq 10.000, \quad (22)$$

sendo que, Pr_i é o número de *Prandtl* do fluido e f é o fator de atrito de *Fanning*.

$$Nu_i = \frac{(f/2)Re_i Pr_i}{1,07 + 12,7(f/2)^{1/2}(Pr_i^{2/3} - 1)}, \quad 10.000 \leq Re_i \leq 5.000.000, \quad (23)$$

sendo que, o número de *Reynolds*, Re_i é expresso por:

$$Re_i = \frac{\dot{m}_i D_{h,i}}{S_{tp} \mu_i}, \quad (24)$$

sendo que, S_{tp} é a área superficial do lado do escoamento da água e μ_i é a viscosidade dinâmica do fluido.

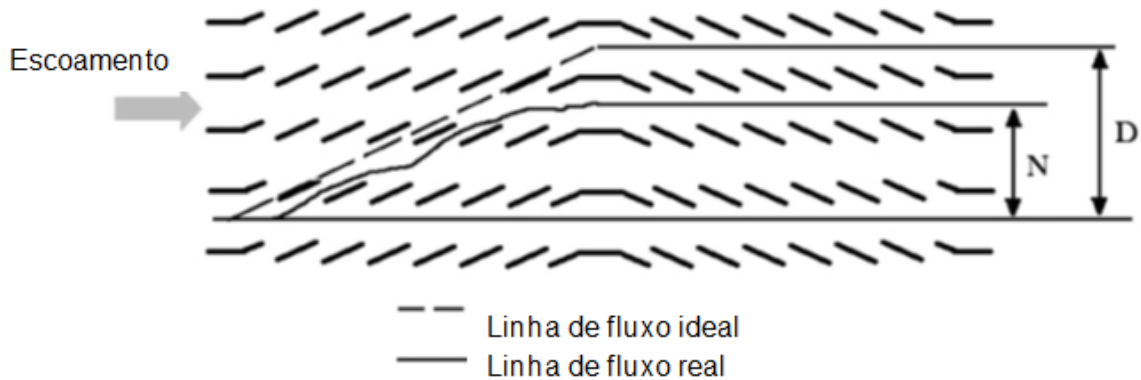
O fator de atrito de *Fanning* pode ser calculado por:

$$f = [1,58 \ln(Re_i) - 3,28]^{-2}. \quad (25)$$

Por outro lado, devido à complexidade do escoamento do ar entre as aletas, o valor de h_o precisa ser calculado a partir de correlações empíricas. No caso de aletas tipo venezianas (Figura 28), define-se eficiência de escoamento, F_e , pela razão (VAISI *et al.*, 2011):

$$F_e = \frac{\text{distância real das travessas}}{\text{distância ideal das travessas}}. \quad (26)$$

Figura 28 - Representação gráfica da definição de eficiência do escoamento nas aletas venezianas

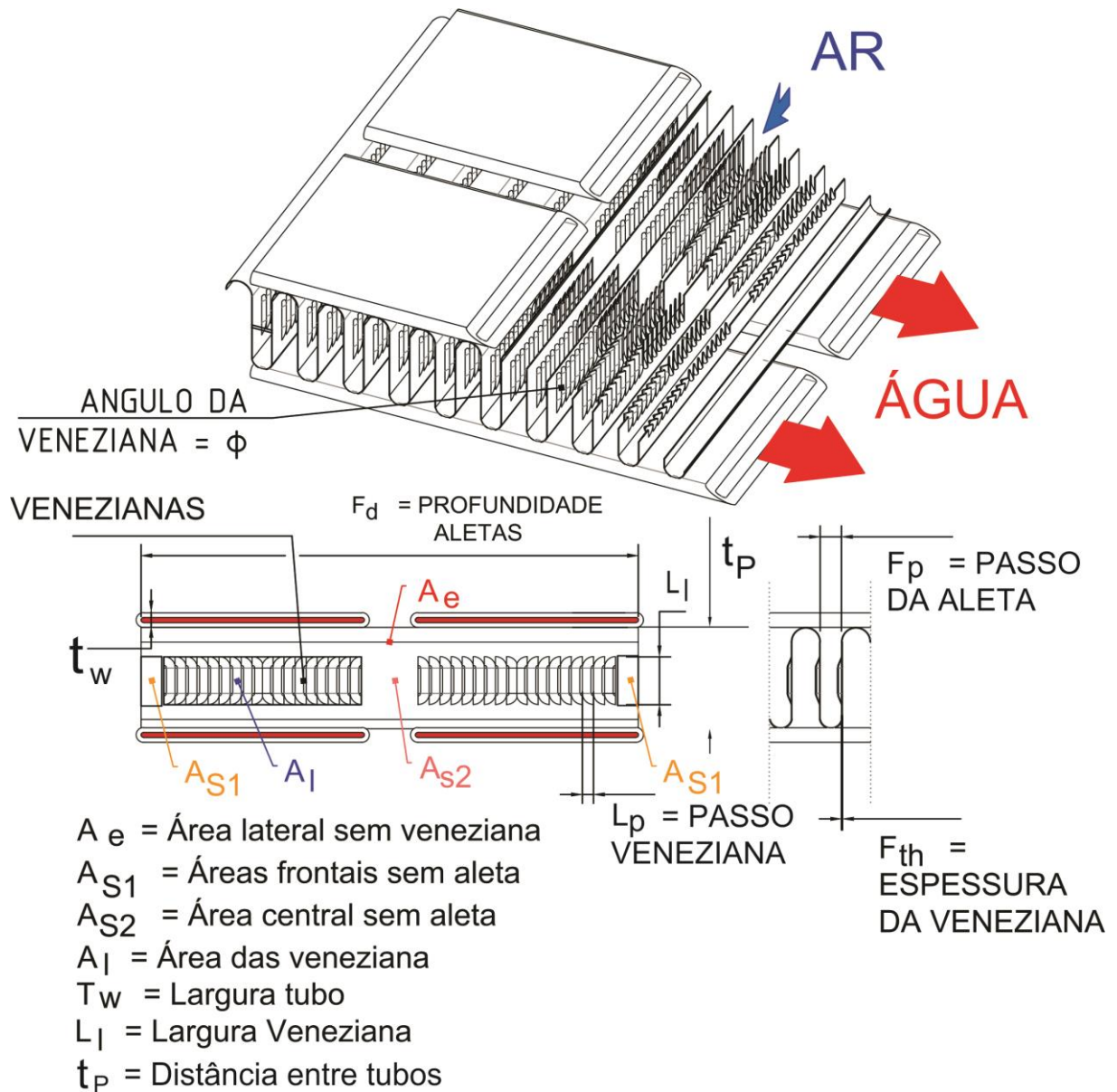


Fonte: Adaptado de Vaisi *et al.* (2011)

Quando o valor de F_e for igual a um ($F_e = 1$) acontece uma condição ideal para a passagem do ar através das venezianas, e como resultado, esse padrão de escoamento levará à máxima taxa de transferência de calor. Por outro lado, quando o valor de F_e tende a zero ($F_e \rightarrow 0$), um mínimo de taxa de transferência de calor será obtido (VAISI *et al.*, 2011).

Algumas correlações mais precisas são definidas de acordo com a configuração geométrica da seção formada pelas aletas e pelos tubos do radiador (Figura 29). As principais dimensões consideradas para a realização da modelagem numérica encontram-se no Apêndice C.

Figura 29 - Detalhes geométricos das aletas e dos tubos do radiador



Fonte: Autoria Própria

Com isso,

$$F_e = 0,95 \left(\frac{L_p}{F_p} \right)^{0,23}, \quad (27)$$

sendo que, L_p e F_p são valores definidos pela Figura 29. Tem-se ainda que:

$$Re_l = 828 \left(\frac{2\theta}{\pi} \right)^{-0,34}, \quad (28)$$

sendo que, Re_l é o número de *Reynolds* entre as venezianas, o qual está em função do ângulo da veneziana, θ , como mostrado na Figura 29 e também pode-se escrevê-lo como:

$$Re_l = \frac{\rho u_{ar} L_p}{\mu_o}, \quad (29)$$

sendo que, u_{ar} é a velocidade do ar que escoia sobre o radiador.

De acordo com o modelo matemático, tem-se ainda que:

$$\eta_o h_o A_o = \eta_{f,l} h_l A_l + \eta_{s,f1} h_{s1} A_{s1} + \eta_{s,f2} h_{s2} A_{s2} + h_e A_e, \quad (30)$$

$$h_l = \frac{0,664 k_o \rho_o u_l Pr_o^{1/3}}{\mu_o Re_{L_p}^{1/2}}, \quad (31)$$

$$h_{s1} = \frac{0,664 k_o \rho_o u_c Pr_o^{1/3}}{\mu_o Re_{L_{s1}}^{1/2}}, \quad (32)$$

$$h_{s2} = \frac{0,664 k_o \rho_o u_c Pr_o^{1/3}}{\mu_o Re_{L_{s2}}^{1/2}}. \quad (33)$$

sendo que, h_l , h_{s1} , e h_{s2} são os coeficientes de transferência de calor por convecção nas áreas sem veneziana, na primeira veneziana e na segunda veneziana, respectivamente. Da mesma forma, determina-se os números de *Reynolds* para as áreas com venezina (L_p), para antes e depois (S₁) das venezianas e no meio das venezianas (S₂), respectivamente, como:

$$Re_{L_p} = \frac{\rho_o u_l L_p}{\mu_o}, \quad (34)$$

$$Re_{S_1} = \frac{\rho_o u_l S_1}{\mu_o}, \quad (35)$$

$$Re_{S_2} = \frac{\rho_o u_l S_2}{\mu_o} . \quad (36)$$

A velocidade do ar sobre as aletas pode ser obtida pela conservação de massa, a partir da expressão:

$$u_l = u_c \left[F_e \frac{(F_p - F_{th})}{(F_p \cos \theta - F_{th})} \right], \quad (37)$$

sendo que, u_c é a velocidade do ar dentro do túnel de vento onde está inserido o radiador. Para essa Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, u_c é obtido mediante medições realizadas com tubo de *Pitot*.

A correlação para escoamento completamente desenvolvido, em um canal com temperatura de parede constante, utilizada para prever o coeficiente de transferência de calor na região de saída, h_e , é determinada por:

$$\frac{h_e D_{h,e}}{k_o} = 7,541 \left(1 - 2,610 A_r + 4,970 A_r^2 - 5,119 A_r^3 + 2,702 A_r^4 - 0,548 A_r^5 \right), \quad (38)$$

sendo que, A_r , é a relação de aspecto da região de saída, definida por:

$$A_r = \frac{(t_p - L_l)}{(F_p - F_{th})}, \quad (39)$$

Se o valor de A_r foi maior que um ($A_r > 1$), o inverso do valor é usado. Adicionalmente, o diâmetro hidráulico da região de saída, $D_{h,e}$, é calculado como:

$$D_{h,e} = \frac{2(t_p - t_w - L_l)(F_p - F_{th})}{(t_p - t_w - L_l + F_p - F_{lh})}. \quad (40)$$

Finalmente, a eficiência das aletas, η_f , pode ser determinada por:

$$\eta_{f,*} = \frac{k_f F_{th} \left\langle \frac{1}{m_e^{-1} th(m_e a)} - \frac{1}{m_e^{-1} ch(m_e a) sh(m_e a) + m_* m_e^{-2} sh^2(m_e a) th\{m_* [F_l / (2 - a)]\}} \right\rangle}{2 \{ a h_e + [F_l / (2 - a) h_*] \}} \quad (41)$$

sendo que:

$$a = \frac{(t_p - t_w - L_f)}{2}, \quad (42)$$

$$m_e = \sqrt{\frac{2h_e}{k_f F_{th}}}, \quad (43)$$

$$m_* = \sqrt{\frac{2h_*}{k_f F_{th}}}, \quad (44)$$

com *, sendo substituído de acordo com a posição de interesse sendo elas para região das venezianas, S₁ para a região antes e depois das venezianas e S₂ para a região central entre as venezianas.

O modelo matemático apresentado permite analisar os principais parâmetros que afetam a efetividade do radiador automotivo, em função da variação da espessura das aletas e dos tubos, dos ângulos das venezianas, e do passo da aleta, dentre outros. As temperaturas coletadas pelo sistema de aquisição de dados, através dos termopares posicionados no equipamento, foram utilizadas para os cálculos da efetividade.

Os resultados experimentais foram comparados com os obtidos pelo modelo matemático de Vaisi *et al.* (2011), a partir de simulações realizadas no programa computacional EESTM (*Engineering Equation SolverTM*), que contém uma extensa base de dados de propriedades termofísicas.

O código computacional em linguagem de programação EESTM (*Engineering Equation SolverTM*) desenvolvido e utilizado nessa Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica para obtenções dos resultados teóricos encontra-se no Apêndice D.

3.6 TRATAMENTO DOS DADOS EXPERIMENTAIS

De acordo com a Norma JIS D1614, os dados experimentais obtidos na bancada estacionária foram tratados procurando obter-se:

- a) a dissipação térmica do radiador;
- b) a vazão mássica de ar que passa através da parte frontal do radiador;
- c) a quantidade corrigida da dissipação de calor.

A taxa total de transferência de calor dissipada na água (fluido quente) pode ser calculada por:

$$q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (45)$$

Para a vazão mássica de ar por metro quadrado que passa pela parte frontal do radiador, γ_{ar} , tem-se:

$$\gamma_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_f} = \frac{\dot{V}_{ar} \rho_{ar}}{A_f}, \quad (46)$$

sendo que, $\dot{V}_{ar}$ é a vazão volumétrica do ar, A_f é a área frontal do radiador e ρ_{ar} é a massa específica do ar.

As incertezas das medidas experimentais foram analisadas utilizando o Método de Combinação de Incertezas descrito por Holman (2011), considerando a combinação de incertezas de grandezas correlacionadas por meio do programa computacional *EESTM* (*Engineering Equation SolverTM*).

Os valores de incerteza experimental estimados para cada variável utilizada são descritos na Tabela 5 e foram estimadas com base na instrumentação usada e de acordo com as literaturas consultadas.

Tabela 5 - Incertezas estimadas

Instrumento de Medição	Incerteza
Transdutor de pressão no tubo de <i>Pitot</i>	$\pm 2,44\text{kPa}$
Medidor de vazão eletromagnético	$\pm 0,01\text{L/s}$
Termopares do Tipo K	$\pm 1,27^\circ\text{C}$
Transdutor de pressão no radiador	$\pm 1,00\text{kPa}$

Fonte: Autoria Própria

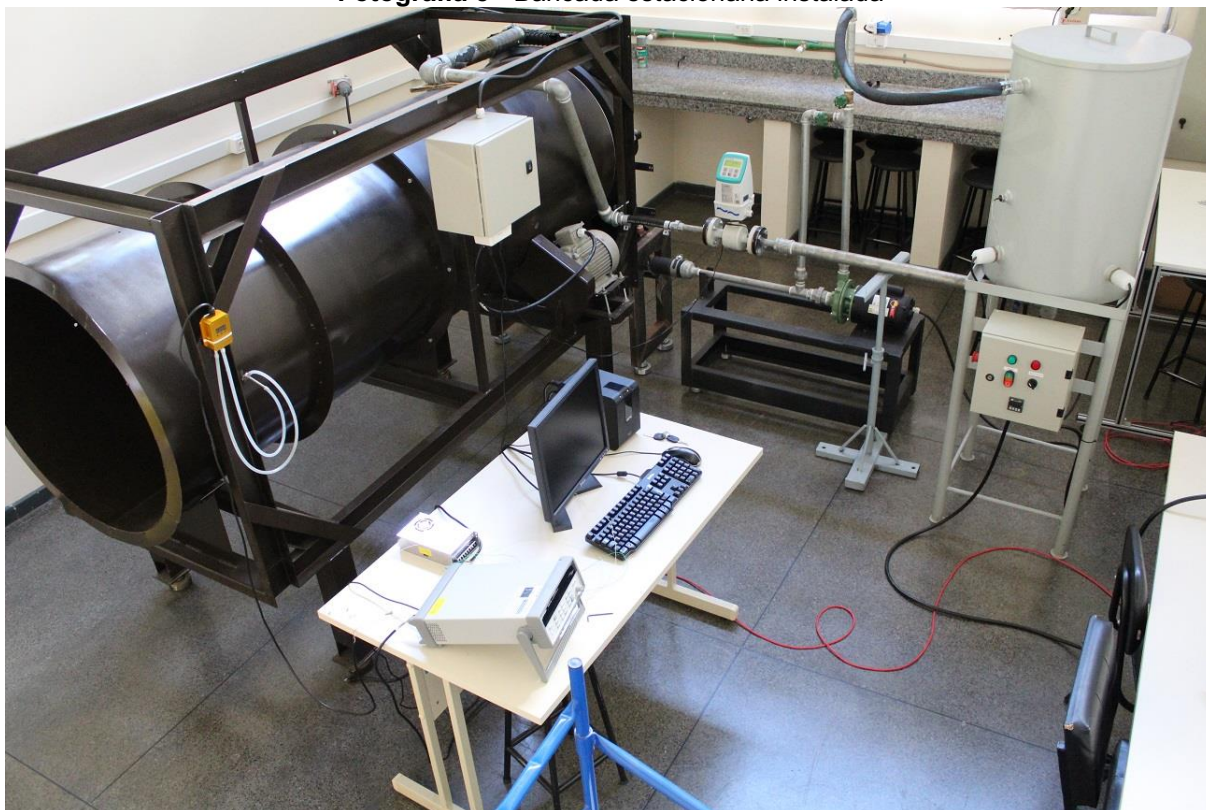
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção são apresentados e discutidos os resultados relacionados aos objetivos dessa Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica.

4.1 INSTALAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

A Fotografia 5 mostra uma vista geral do sistema experimental instalado no Laboratório de Meios Porosos e Eficiência Energética (LabMPEE) do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da UTFPR/Câmpus Ponta Grossa, detalhando a distribuição espacial dos seus principais componentes.

Fotografia 5 - Bancada estacionária instalada



Fonte: Autoria Própria

No lado esquerdo da Fotografia 5 observa-se a seção de testes (estrutura metálica na cor preta), contendo o túnel de vento, o radiador automotivo e o ventilador axial. Na parte externa dessa estrutura ficaram posicionados, de esquerda para a direita na figura, o transdutor de pressão (peça na cor amarela) com as suas

mangueiras de silicone conectadas ao tubo de *Pitot*, a caixa de comando elétrico do motor elétrico que aciona e regula a rotação do ventilador axial, o chassi lateral de apoio para o motor elétrico e seus elementos de transmissão de movimento por correia e os termopares para a aferição da temperatura do ar de arrefecimento. No lado direito da Fotografia 5, ilustra-se o reservatório da água (tanque cilíndrico na cor cinza) com as suas duas resistências elétricas instaladas perto da base, bem como, o suporte metálico de apoio e respectiva caixa de comando elétrico. Entre o reservatório e a seção de testes observa-se o circuito de circulação da água, contendo o medidor de vazão volumétrica eletromagnético, a bomba hidráulica e os acessórios de tubulação. Finalmente, na parte baixa da Fotografia 5, apresentam-se os componentes que fazem parte do sistema de aquisição de dados.

A bancada experimental instalada ocupa uma área horizontal de aproximadamente 9 m² (3m x 3m), o que representa uma demanda de espaço físico relativamente reduzido para as características do sistema. Adicionalmente, a distribuição espacial da bancada estacionária escolhida permite o fácil acesso a cada um dos seus componentes, contribuindo também com a segurança operacional durante o funcionamento.

4.2 TESTES EXPERIMENTAIS

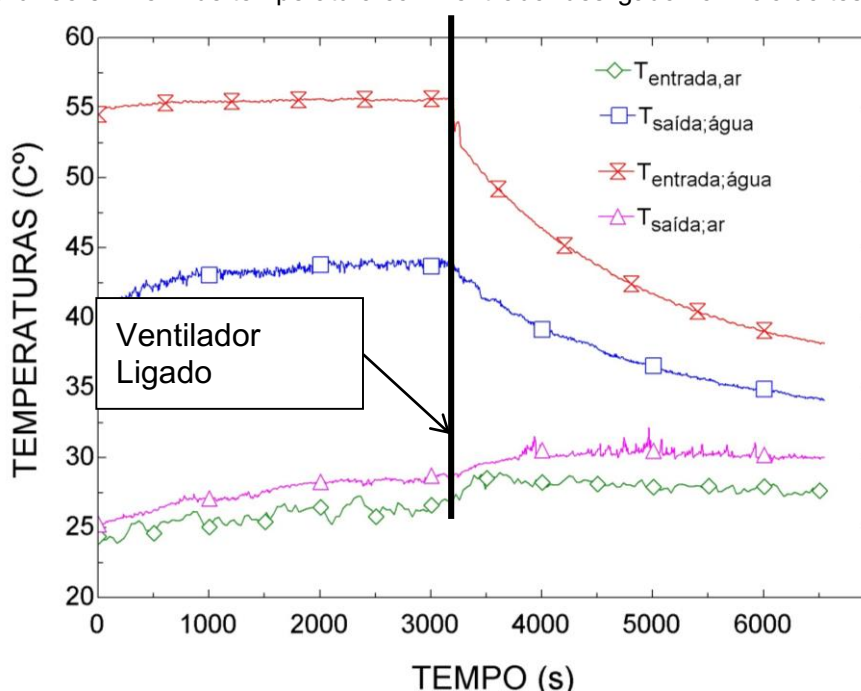
Os ensaios de funcionamento da bancada experimental foram direcionados, em primeira instância, na obtenção do comportamento dos perfis de temperatura dos fluidos envolvidos. Nesse sentido, foram analisados o caso do arrefecimento a partir de uma condição de ventilador inicialmente desligado e o caso do alcance de regime permanente com o ventilador ligado desde o início do ensaio, com o intuito de verificar tempos necessários para o alcance de condições operacionais estáveis e os níveis de temperatura obtidos em relação à potência elétrica instalada.

Na sequência, são apresentados os resultados referentes às características do escoamento fluido no interior do radiador, bem como, do rendimento térmico do dispositivo em termos das taxas de transferência de calor dissipadas e efetividade. Alguns dos resultados são comparados com simulações matemáticas e dados experimentais extraídos da literatura disponível.

4.2.1 Perfis de Temperatura

Os perfis obtidos da variação da temperatura da água e do ar de arrefecimento, a partir de uma condição de ventilador inicialmente desligado, são apresentados na Gráfico 5. No caso representado, a água quente foi alimentada ao radiador na vazão volumétrica de 1,0L/s, alcançando a temperatura de 56°C no local da entrada em uma condição próxima do regime permanente. Ao final do período com ventilador desligado, percebeu-se que a água foi arrefecida durante a sua passagem até uma temperatura de aproximadamente 44°C na saída do radiador. Uma vez que não houve passagem forçada de ar pelo radiador, o gradiente de temperatura obtido atribui-se ao efeito da convecção natural.

Gráfico 5 - Perfil de temperatura com ventilador desligado no início do teste

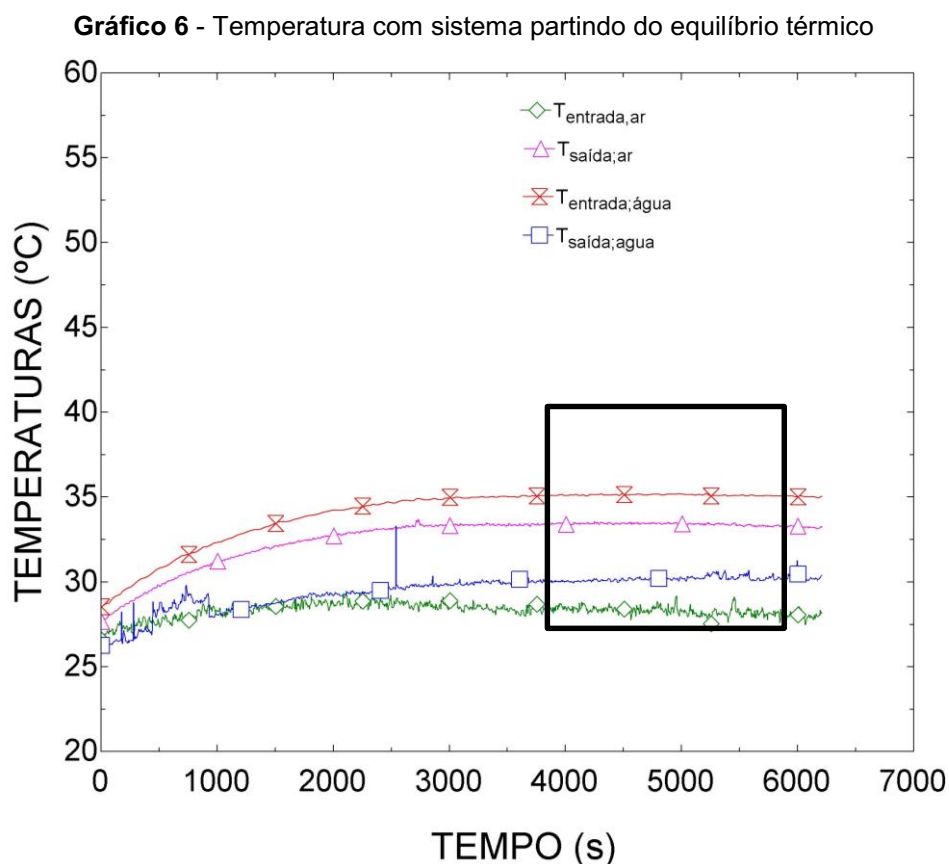


Fonte: Autoria Própria

No momento em que o ventilador foi acionado, permitindo assim a passagem do ar de arrefecimento a uma velocidade média de 3,1m/s, verificou-se a queda acentuada nas temperaturas da água na entrada e na saída sob potência elétrica de aquecimento constante no reservatório de água. Ao comparar essa situação com a condição de ventilador desligado, observou-se que o gradiente de temperaturas do líquido entre a entrada e a saída da água no radiador mudou de

12°C sem a ventilação, para menos de 5°C com ventilação em um período de aproximadamente 55 minutos. Após esse período, a água deixou o radiador com temperatura um pouco abaixo de 35°C, o que representa quase 10°C acima da temperatura do ar ambiente utilizado no arrefecimento. Adicionalmente, percebeu-se que a variação da temperatura do ar de arrefecimento se manteve quase constante no valor próximo de 3°C na sua passagem pelo radiador, sugerindo que, ainda em situações mais exigentes de arrefecimento, o sistema evitaria possíveis efeitos adversos sobre outros componentes internos do veículo ao entrar em contato com o ar aquecido pelo radiador.

Para a situação de operação do radiador com o ventilador ligado desde o início do teste experimental, a condição de regime permanente foi alcançada no tempo compreendido entre uma hora a uma hora e meia, conforme indicado pela região demarcada na Gráfico 6. Os resultados apresentados correspondem a um ensaio realizado com vazão volumétrica de água de 0,5L/s, usando velocidade do ar de arrefecimento de 2,0m/s.



Fonte: Autoria Própria

No período considerado de regime permanente, o valor médio da temperatura em cada local de medição foi obtido a partir de 100 leituras que apresentaram desvio padrão de $\pm 1^\circ\text{C}$.

A Tabela 6 apresenta as temperaturas médias do ar de arrefecimento e da água correspondentes ao período de regime permanente nos 18 experimentos realizados, obtidas na entrada e na saída do radiador.

Tabela 6 - Dados experimentais de temperaturas monitoradas

Nº (j)	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]
1	23,4	40,1	47,5	43,2
2	22,6	39,4	58,4	52,9
3	18,2	34,8	44,2	39,4
4	23,3	44,8	45,1	39,2
5	20,5	37,0	45,8	35,1
6	25,1	33,9	34,1	30,2
7	26,9	31,6	33,9	28,6
8	29,9	35,5	41,5	31,4
9	24,9	39,8	47,6	45,1
10	27,0	38,7	40,2	36,8
11	31,2	39,9	43,6	41,7
12	32,7	37,3	38,7	38,0
13	32,5	36,7	38,9	37,4
14	24,2	25,4	35,2	32,0
15	27,1	32,6	34,5	33,3
16	26,3	31,2	33,4	31,7
17	28,1	38,6	46,5	43,9
18	25,5	33,2	36,4	34,2

Fonte: Autoria Própria

No referente ao gradiente de temperatura dos fluidos de arrefecimento no local de entrada ao radiador, as temperaturas médias da Tabela 6 mostram que, com a potência elétrica instalada no reservatório de água e demais condições impostas ao sistema, foi possível operar e avaliar termicamente o radiador em uma faixa com gradiente mínimo de $6,0^\circ\text{C}$ e máximo de $35,8^\circ\text{C}$.

4.2.2 Características do Escoamento Fluido no Radiador

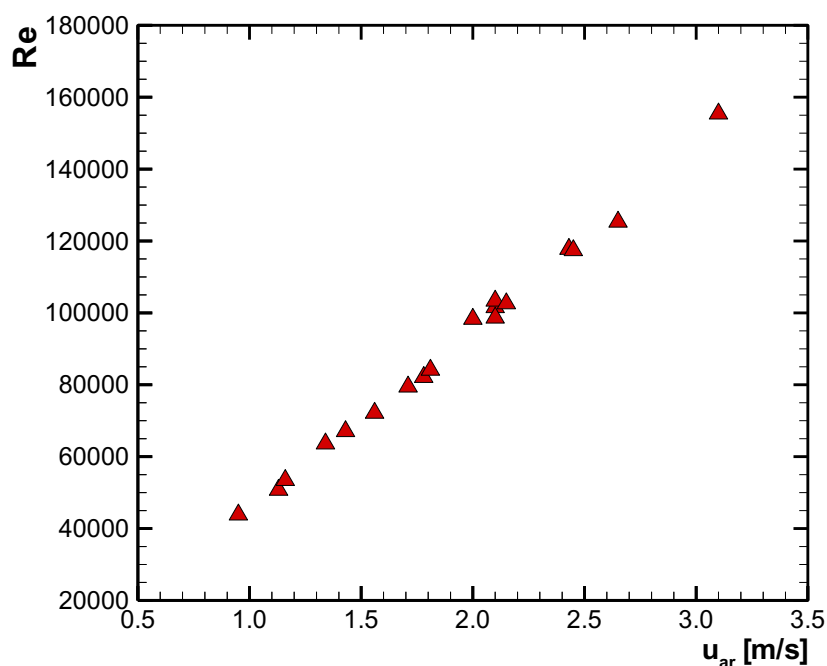
A Tabela 7 apresenta os valores das vazões volumétricas da água (fluido quente), a velocidade média do ar (fluido frio) atravessando o radiador e o número de *Reynolds* associado para ambos os fluidos de arrefecimento. A relação entre o número de *Reynolds* e a velocidade média do ar obtida no duto do sistema experimental é representada graficamente na Gráfico 7.

Tabela 7 - Número de *Reynolds* e vazões para a água e o ar

Nº (i)	$\dot{V}_{\text{água}}$ [L/s]	$Re_{\text{água}}$	u_{ar} [m/s]	Re_{ar}
1	0,4	2.751	1,16	53.460
2	0,5	3.439	1,56	72.160
3	0,5	3.439	1,34	63.625
4	0,5	3.439	1,13	50.742
5	0,5	3.439	1,43	67.051
6	0,5	3.439	2,15	102.609
7	0,5	3.439	2,10	101.551
8	0,5	3.439	2,65	125.327
9	0,6	4.127	0,95	43.858
10	0,7	4.815	1,71	79.449
11	0,7	4.815	1,78	82.125
12	0,8	5.503	2,10	98.306
13	0,8	5.503	2,10	98.644
14	0,8	5.503	3,15	155.416
15	1,0	6.879	2,10	103.368
16	1,0	6.879	2,43	117.759
17	1,1	7.567	1,81	84.142
18	1,1	7.567	2,45	117.401

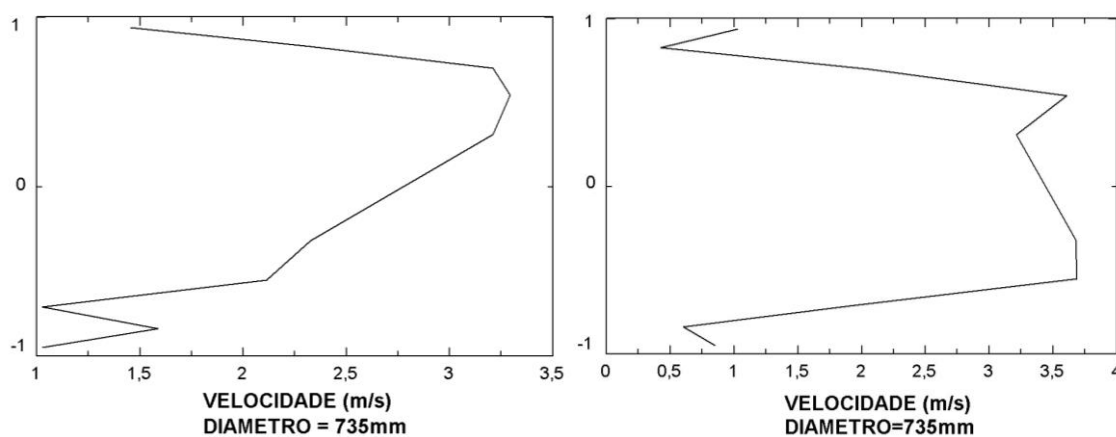
Fonte: Autoria Própria

Os resultados obtidos confirmam condições de regime turbulento para ambos os fluidos de trabalho. Há presença de bolhas no circuito do radiador, induzidas pela bomba hidráulica, geradas pela resistência térmica posicionadas na saída do tanque. Além disso, tais resultados estão em concordância com os resultados apresentados por Vaisi *et al.* (2011).

Gráfico 7 - Relação entre número de *Reynolds* e velocidade do ar no duto

Fonte: Autoria Própria

A Gráfico 8 apresenta o perfil radial da velocidade do ar na seção transversal do duto, em uma posição à jusante do radiador, considerando 2,10 m/s e 3,15 m/s, respectivamente.

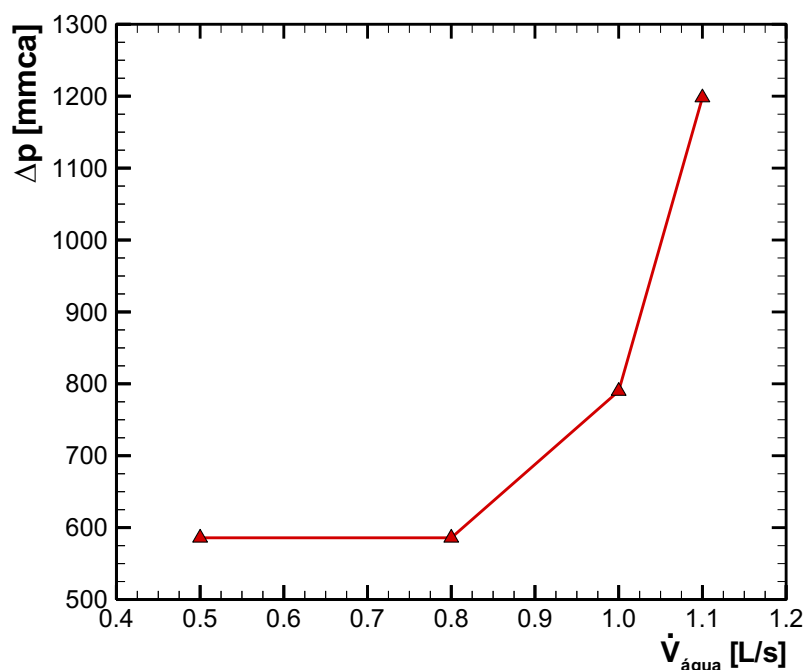
Gráfico 8 - Perfil de velocidade do ar considerando 2,10 m/s e 3,15 m/s, respectivamente

Fonte: Autoria Própria

Como esperado, os valores da velocidade do ar no duto mostram a tendência do perfil parabólico, com a máxima velocidade do fluido localizada próxima ao centro da seção transversal. No entanto, ainda nota-se uma falta de simetria do perfil, indicando a necessidade de uma extensão adicional do duto para a obtenção de um perfil completamente desenvolvido.

O Gráfico 9 ilustra o comportamento da queda de pressão experimentada pela água em sua passagem pelo radiador automotivo, em função da vazão volumétrica.

Gráfico 9 - Perda de carga em função da vazão de água através do radiador

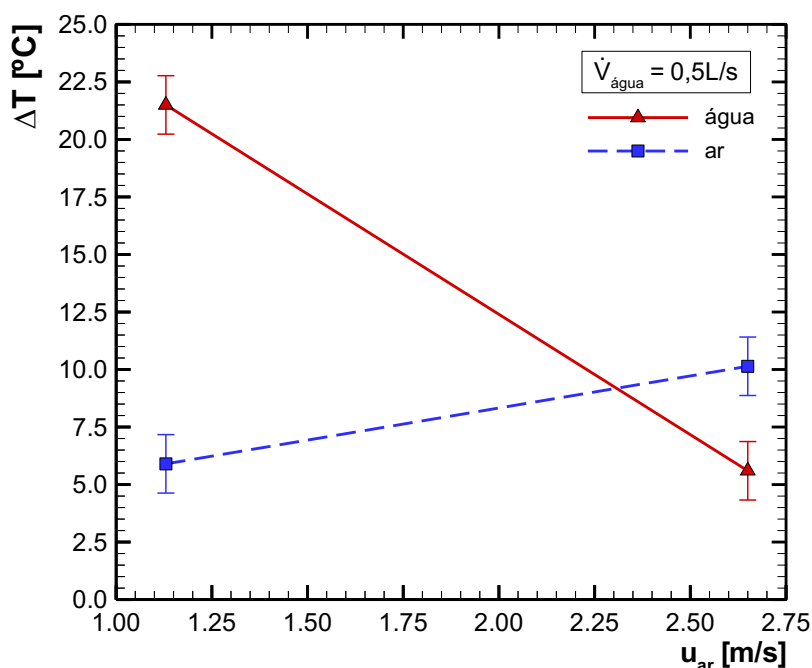


Fonte: Autoria Própria

Para as vazões volumétricas de 0,5L/s e 0,8L/s a queda de pressão apresentou valores semelhantes. Enquanto que, a partir de 0,8L/s, o aumento exponencial esperado na queda de pressão ficou evidente com o aumento da vazão volumétrica. Trabalhos da literatura mostram quedas de pressão maiores, com valores entre 510 e 2.500 mmca para condições de escoamento de 1,1L/s a 3,3L/s.

4.2.3 Características do Desempenho Térmico do Radiador

O Gráfico 10 apresenta a variação da temperatura dos fluidos de arrefecimento em função da mudança na velocidade do ar no interior do duto, mantendo constante o restante das variáveis operacionais do sistema. Os testes experimentais utilizados nessa comparação foram o Ensaio #4 ($u_{ar} = 1,13\text{m/s}$) e o Ensaio #8 ($u_{ar} = 2,65\text{m/s}$) considerando uma vazão volumétrica da água de 0,5L/s.

Gráfico 10 - Variação de temperatura dos fluidos em função da velocidade do ar no duto

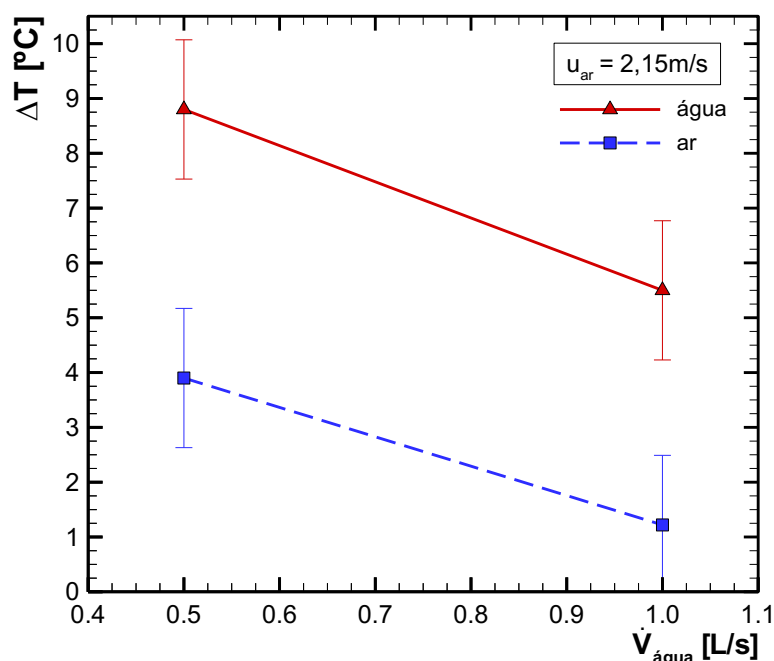
Fonte: Autoria Própria

O resultado do Gráfico 10 mostra que a temperatura da água sofreu maior variação quando menores velocidades do ar foram utilizadas no arrefecimento. Esse resultado não seria o esperado para um radiador instalado em um veículo, uma vez que maiores velocidades do ar de arrefecimento devem se traduzir em uma aceleração na queda da temperatura do fluido de trabalho sob convecção forçada. O comportamento observado na bancada estacionária pode ser atribuído à deficiência do sistema de aquecimento elétrico da água no reservatório, uma vez que esse não conseguia manter o patamar da temperatura da água na entrada do radiador inicialmente atingido com baixas velocidades do ar. Dessa forma, o potencial do gradiente de temperatura no lado da água era sempre diminuído ao se incrementar a vazão do ar de arrefecimento, levando ao resultado obtido. Apesar disso, o gradiente de temperatura no lado do ar comportou-se como esperado, incrementando levemente com o aumento da velocidade da passagem do fluido mantido no regime turbulento, onde se espera que o número de *Nusselt* e o respectivo coeficiente convectivo também cresçam com o aumento do número de *Reynolds*.

O Gráfico 11 ilustra o comportamento da variação da temperatura em ambos os fluidos de arrefecimento quando a vazão volumétrica da água muda e o restante das variáveis operacionais se mantém constante. Esse experimento foi realizado

mantendo a velocidade do ar constante no valor de 2,15m/s e a vazão volumétrica da água variando de 0,5L/s (Ensaio #6) a 1,0L/s (Ensaio #15).

Gráfico 11 - Variação da temperatura em função da vazão de água



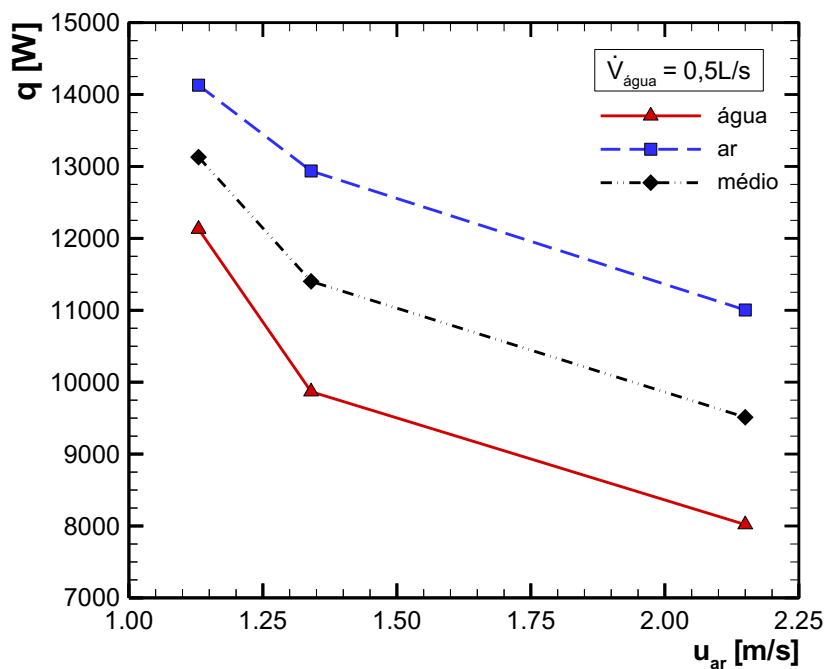
Fonte: Autoria Própria

Ao contrário do caso anterior, o resultado obtido refletiu o comportamento esperado, com ambos os fluidos de arrefecimento diminuindo a variação da temperatura com o aumento da vazão da água. Isso acontece porque, ao variar apenas a vazão volumétrica do líquido, considerando que o número de *Nusselt* constante, não alterando o valor do coeficiente convectivo no lado da água. Assim, ao aumentar a vazão da água pelo radiador sem incrementar o respectivo coeficiente convectivo, o menor tempo de permanência do líquido leva a menores variações de temperatura.

As distribuições das taxas de transferência de calor dissipadas pelo radiador em função da variação da velocidade do ar no duto são apresentadas, para as vazões volumétricas de água de 0,5L/s e 1,1L/s, na Gráfico 12 (Ensaio #3, #4 e #6) e Gráfico 13 (Ensaio #17 e #18), respectivamente. Os resultados dessas figuras indicam um desvio de quase 10% nos valores das taxas de transferência de calor medidas por separado em cada fluido, quando comparadas ao valor médio calculado. As diferenças nas taxas de transferência de calor dos fluidos de arrefecimento podem ser atribuídas às perdas para o ambiente, podendo incluir,

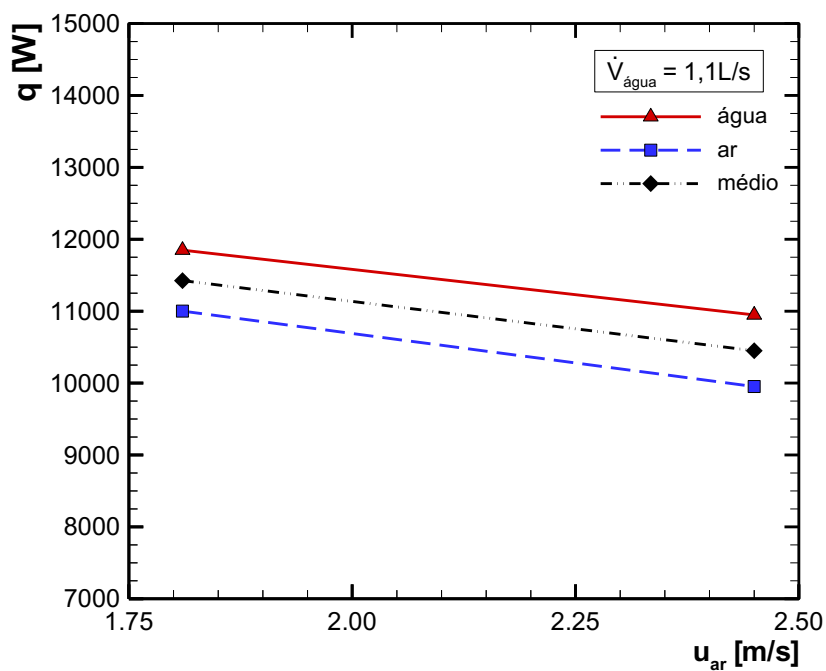
ainda, parcela de calor latente por formação de bolhas de vapor no circuito hidráulico (PÁBON, 2014).

Gráfico 12 - Variação da taxa de transferência em função da velocidade do ar no duto (vazão volumétrica da água = 0,5L/s)



Fonte: Autoria Própria

Gráfico 13 - Variação da taxa de transferência de calor em função da velocidade do ar no duto (vazão volumétrica da água = 1,1L/s)



Fonte: Autoria Própria

Em ambos os casos, obteve-se tendência de queda na transferência de calor com o aumento da velocidade da ar de arrefecimento, o que pode refletir um comportamento não desejado do radiador. Como anteriormente descrito no caso da análise realizada sobre os perfis de temperatura, tal resultado adverso pode se explicar pela deficiência do sistema de aquecimento elétrico instalado, uma vez que esse não consegue manter a temperatura na entrada do radiador à medida que se faz o aumento gradativo na vazão do ar de resfriamento, obrigando o sistema a operar, cada vez, com menor potencial de troca térmica.

Na Tabela 8 são apresentados os valores da taxa total de transferência de calor obtidos de forma experimental e analítica. Ressalta-se que, infelizmente, os valores de temperatura da água na entrada do radiador, alcançados com o dispositivo de aquecimento elétrico instalado no sistema, não atingiram os níveis recomendados pela norma apresentadas nesse trabalho.

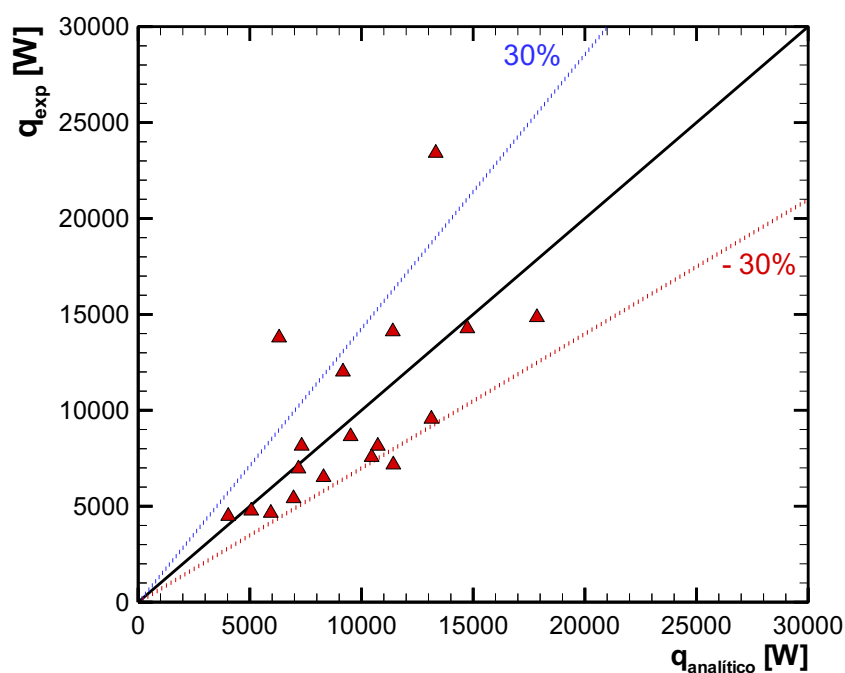
Tabela 8 - Taxas de transferência de calor experimental e analítico

Nº (i)	q_h [W]	q_c [W]	q_{exp} [W]	$q_{analítico}$ [W]
1	7.071	11.267	9.169	12.010
2	11.370	15.279	13.324	23.412
3	9.868	12.937	11.402	14.109
4	12.129	14.130	13.129	9.551
5	21.996	13.714	17.855	14.847
6	8.020	11.004	9.512	8.643
7	10.898	5.704	8.301	6.511
8	20.847	8.631	14.739	14.267
9	6.142	8.211	7.176	6.957
10	9.902	11.557	10.729	8.142
11	5.584	9.059	7.321	8.146
12	2.434	5.631	4.033	4.487
13	5.033	5.093	5.063	4.764
14	10.528	2.091	6.310	13.786
15	5.017	6.865	5.941	4.647
16	6.991	6.925	6.958	5.410
17	11.849	11.001	11.425	7.168
18	10.948	9.952	10.455	7.559

Fonte: Autoria Própria

Os valores da Tabela 8 foram representados de forma gráfica na Gráfico 14, procurando destacar a margem de desvio $\pm 30\%$ obtida nos experimentos realizados.

Gráfico 14 - Comparação entre resultados experimentais e analíticos

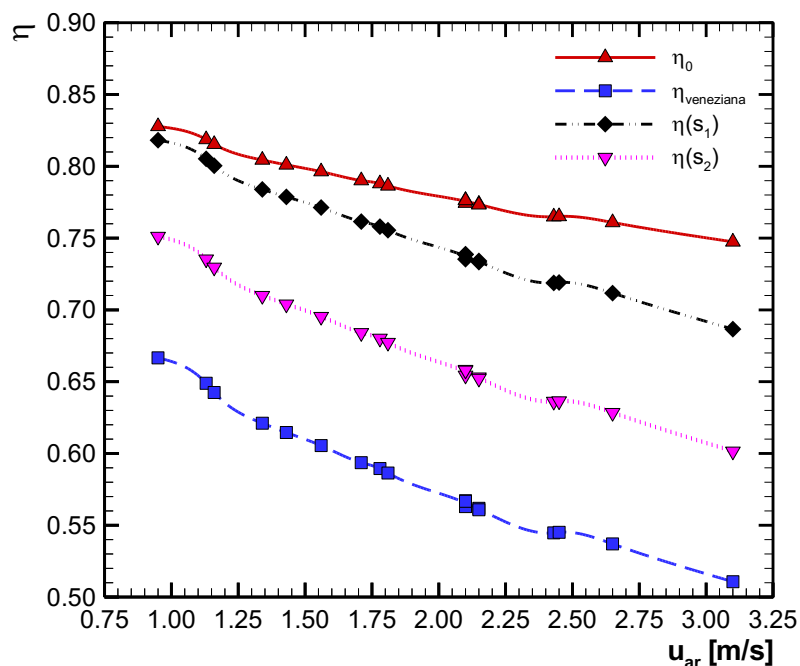


Os resultados do

Gráfico 14 indicam que apenas três experimentos estiveram fora da margem de desvio de 30%, sugerindo que o modelo matemático adotado e implementado no programa computacional *EES*TM foi satisfatório.

Na

Gráfico 15 apresenta-se o comportamento das eficiências térmicas das aletas em diferentes trechos, bem como da eficiência global da superfície aletada do radiador, calculadas pelo modelo matemático de Vaisi *et al.* (2011) para diferentes velocidades do ar no duto. Nota-se a obtenção de eficiências relativamente alta em todos os casos, variando na faixa de 50% a 83%.

Gráfico 15 - Eficiência dos diferentes trechos da aleta com variação na velocidade do ar no duto

Fonte: Autoria Própria

Na

Gráfico 15 percebe-se também que todas as eficiências térmicas sofrem uma diminuição no seu valor à medida que a velocidade do ar no duto aumenta, indicando que o papel da superfície aletada torna-se mais relevante nos casos em que a vazão de ar de arrefecimento é baixa. Esse resultado mostra-se coerente com o perfil de velocidade adverso explicado anteriormente, onde a taxa de transferência de calor dissipada pelo radiador indicou um comportamento decrescente com o aumento da velocidade do ar.

Na Tabela 9 são apresentados os resultados da efetividade do radiador obtidos a partir das medições experimentais e aplicação do método analítico da Efetividade-NUT. De uma maneira geral, os valores de efetividade foram elevados, com a média dos 18 experimentos sendo igual a 40%. Com isso, como no caso da taxa de transferência de calor, a comparação dos valores experimentais e analíticos da efetividade do radiador indica um desvio menor que 30% para a maioria dos testes realizados.

Tabela 9 - Efetividade experimental e analítica do radiador

Nº (i)	ϵ_{exp}	$\epsilon_{\text{analítica}}$	Diferença [%]
1	0,5639	0,7387	23,7
2	0,4102	0,7208	43,1
3	0,5627	0,6963	19,2
4	0,9164	0,6666	-37,5
5	0,8503	0,7070	-20,3
6	0,8452	0,7679	-10,1
7	0,9751	0,7648	-27,5
8	0,8215	0,7952	-3,3
9	0,5727	0,5551	-3,2
10	0,8191	0,6216	-31,8
11	0,5666	0,6305	10,1
12	0,5502	0,6122	10,1
13	0,6508	0,6122	-6,3
14	0,3190	0,6970	54,2
15	0,6429	0,5028	-27,9
16	0,6964	0,5414	-28,6
17	0,5895	0,3698	-59,4
18	0,6731	0,4867	-38,3

Fonte: Autoria Própria

Finalmente, a Tabela 10 compara alguns resultados experimentais obtidos a partir de uma bancada estacionária similar, apresentada por Pábon (2014), com simulados utilizando os mesmos parâmetros do radiador desse trabalho. Observa-se uma boa aproximação entre valores na maioria das variáveis comparadas.

Tabela 10 - Tabela de comparação de resultado do radiador mostrado por Pábon (2014) e do radiador desse trabalho calculado pelo modelo matemático

Parâmetros	Valores	
Temperatura entrada água [°C]	101,7	101,3
Temperatura de entrada do ar [°C]	40,5	40,5
Vazão da água [L/s]	1,1	1,1
Velocidade do ar [m/s]	1,5	5,0
Taxa de transferência de calor [kW] (PÁBON, 2014)	50	70
Taxa de transferência de calor [kW] (Modelo matemático)	110	117

Fonte: Autoria Própria

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Nessa Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica foi projetada e instalada uma bancada estacionária para caracterização do desempenho térmico de um radiador de veículo pesado. Esse sistema experimental foi constituído por um túnel de vento de seção transversal cilíndrica, um circuito hidráulico, um tanque para aquecimento da água por resistências elétricas e um sistema de aquisição de dados. De um modo geral, o caráter modular do aparato experimental concebido e instalado no Laboratório de Meios Porosos e Eficiência Energética (LabMPEE) do PPGE/UTFPR/Câmpus Ponta Grossa permite a sua fácil adaptação para a execução de testes experimentais com outros radiadores automotivos, tornando-se um equipamento de grande utilidade em futuras pesquisas.

Os testes experimentais da bancada estacionária foram satisfatórios, indicando a necessidade de alguns ajustes bem como potencial para a realização de ensaios futuros mais detalhados e melhor controlados de radiadores automotivos. Nos 18 ensaios experimentais executados nesse estudo, as temperaturas da água quente evitaram a possibilidade da presença de mudança de fase. O balanço de energia nos sistemas demonstra a necessidade de um equipamento para aquecimento da água mais robusto pois a capacidade de retirar calor do sistema apresentada pelo radiador é muito maior do que a capacidade das resistências elétricas em fornecer energia na forma de calor, o que causou uma queda na taxa de transferência de calor em função do tempo e do aumento das vazões dos fluidos de arrefecimento.

Ressalta-se que dependendo da maneira como acontece o transporte da energia térmica para o ambiente, os radiadores automotivos podem influenciar a eficiência do motor, alterando a composição de gases do efeito estufa e outros poluentes atmosféricos, bem como a economia no consumo de combustível. Nesse contexto, os resultados do desempenho térmico do radiador de veículo pesado testado foram confrontados com simulações realizadas a partir do modelo matemático disponível em Vaisi *et al.* (2011) e com dados experimentais reportados por Pábon (2014), obtendo-se resultados satisfatórios dentro das incertezas experimentais.

Com isso, pode-se concluir que essa pesquisa de mestrado contribuiu no aprofundamento do conhecimento relacionado à caracterização operacional de radiadores modernos, especificamente, daqueles que possuem aletas com venezianas simétricas, uma configuração que reduz o peso, aumenta a troca térmica com o ambiente e diminui a perda de pressão durante o escoamento do ar.

Como sugestão para trabalhos futuros apresentam-se:

- Instalação de tubulação para saída de vapores presentes na parte interna do radiador;
- Projeto e instalação de trocador de calor para água;
- Testes experimentais do radiador com diferentes fluidos de arrefecimento (inclusive nanofluidos);
- Aumentar a diferença de temperatura: a) instalar um trocador à jusante do reservatório quente; b) elevar o reservatório de água para aumentar a pressão hidrostática dentro do sistema;
- Testar e comparar radiadores com geometrias diferentes.

REFERÊNCIAS

- ACHAICHIA, A. & COWELL, T.A. Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v.1, p.147-157, 1988.
- BEN (Balanço Energético Nacional) **BEN 2017: Balanço Energético Nacional 2017: Ano base 2016**, Brasília – DF, 2017.
- BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**, v.1, Blucher, São Paulo, 553 p., 2012.
- CHANG, Y.J. & WANG, C.C. Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers. **Journal of Enhanced Heat Transfer**, v.3, p.15-28, 1996.
- DAVERNPORT, C.J. Heat transfer and flow friction characteristics of louvered heat exchanger surfaces, in Heat Exchangers. **Theory and Practice**, p. 387-412, 1983.
- DUBBEL, W. **Manual do Engenheiro Mecânico**, v.2, Ed. Hemus, 1989.
- HAGHIGHAT, A.K., ROUMI, S., MADANI, N., BAHMANPOUR, D. & OLSEN, M.G. An intelligent cooling system and control model for improved engine thermal management. **Applied Thermal Engineering**, v.128. p. 253-263, 2017.
- HOLMAN, J.P. **Experimental Methods for Engineers**, 8.ed., Singapore, McGraw-Hill, 2011.
- HUSSEIN, S., MOGHAIEB, H.M., ABDEL-HAMID, M.H. & SHEDID, A.B. Engine cooling using Al₂O₃/water nanofluids. **Applied Thermal Engineering**, v. 115, p. 152-159, 2016.
- JIS (Japanese Industrial Standard). **JIS D-1614: Radiator for automobiles – Test method of heat dissipation**. Japan, 1999.
- KIENCKE, U. & NIELSEN, L. **Automotive Control Systems For Engine, Driveline, and Vehicle**, 2.ed. 2005.
- KIM, M. H. & BULLARD, C.W. Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers. **The International Journal of Refrigeration**, v. 25 p. 390-400, 2002.
- KIM, N.H. & CHO, J.P. Air-side performance of louver-finned flat aluminum heat exchangers at a low velocity region. **Heat Mass Transfer**, v. 44, p. 1127-1139, 2008.
- MARTYR, A.J. & PLINT, M.A. **Engine Testing - Theory and Practice**, 3 ed, Elsevier Ltd, 2007.

MEDEIROS, B.F. Propriedades termofísicas de fluidos secundários à base de álcool para termoacumulação. **Holos**, a. 26, v. 4, 2012.

MOHAMED, E.S. Development and analysis of a variable position thermostat for smart cooling system of a light duty diesel vehicles and engine emissions assessment during NEDC. **Applied Thermal Engineering**, v. 99, p. 358-372, 2016.

MUKKAMALA, Y. Contemporary trends in thermo-hydraulic testing and modeling of automotive radiators deploying nano-coolants and aerodynamically efficient air-side fins. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 76, p. 1208-1229, 2017.

NG, E. **Vehicle engine cooling systems: assessment and improvement of wind-tunnel based evaluation methods**. 249 f. Tese (doutorado) - School of Aerospace, Mechanical and Manufacturing Engineering, RMIT University Melbourne, 2002.

OLIET, C., OLIVA, A., CASTRO, J. & PÉREZ-SEGARRA, C.D. Parametric studies on automotive radiators. **Applied thermal engineering**, v. 27, n. 11-12, p. 2033-2043, 2007.

QURESHI, Z.A., ALI, M.H. & KHUSHNOOD, S. Recent advances on thermal conductivity enhancement of phase change material for energy storage: A review. **Elsevier**, p. 838-856, 2018.

PÁBON, N.Y.L. **Projeto e fabricação de um túnel de vento e Caracterização térmica de um radiador Automotivo**. 306 f. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2014.

PANG, S.C., KALAM, M.A., MASJUKI, H.H. & HAZRAT, M.A. A review on air flow and coolant flow circuit in vehicles' cooling system. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 55, n. 23, p. 6295-6306, 2012.

ROMANOV, V.A. & KHOZENIUK, N.A. Experience of the Diesel engine cooling system simulation. **Procedia Engineering**, v. 150, p. 490-496, 2016.

SAHOO, R.R., GHOSH, P. & SARKAR, J. Energy and exergy comparisons of water based optimum brines as coolants for rectangular fin automotive radiator. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 105, p. 690-696, 2017.

SANDHYA D., REDDY M.C.S. & RAO V.V. Improving the cooling performance of automobile radiator with ethylene glycol water based TiO₂ nanofluids. **Elsevier**, v. 78, p. 121-126, 2016.

SUNDEN, B. & SVANTESSEN, J. Correlation of j and f factors for multi-louvered heat transfer surfaces. **Proceedings of third UK National Heat Transfer Conference**, p. 805-811, 1992.

SCHWAAB, M. **Desenvolvimento e Implementação de Novas Técnicas de Estimação de Parâmetros e Planejamento Sequencial de Experimentos**, 171 p. Tese (Doutorado) - Programas de Pós-Graduação de Engenharia da Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2007

SIDIK, N.A.C., YAZID, M.N.A.W.M. & MAMAT, R. A review on the application of nanofluids in vehicle engine cooling system. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 68, p. 85-90, 2015.

TAHERI-GARAVAND A.D., HOJJAT, A.A., MAHMOUD, O.A., SEYED, S.M.A., KAVEH, M.B., SMITH, A.J.R. & CARLOMAGNO, G.M. An intelligent approach for cooling radiator fault diagnosis based on infrared thermal image processing technique. **Elsevier**, v. 87, p. 434-443, 2015.

VAISI, A., ESMAEILPOUR, M. & TAHERIAN, H. Experimental investigation of geometry effects on the performance of a compact louvered heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 16, p. 3337-3346, 2011.

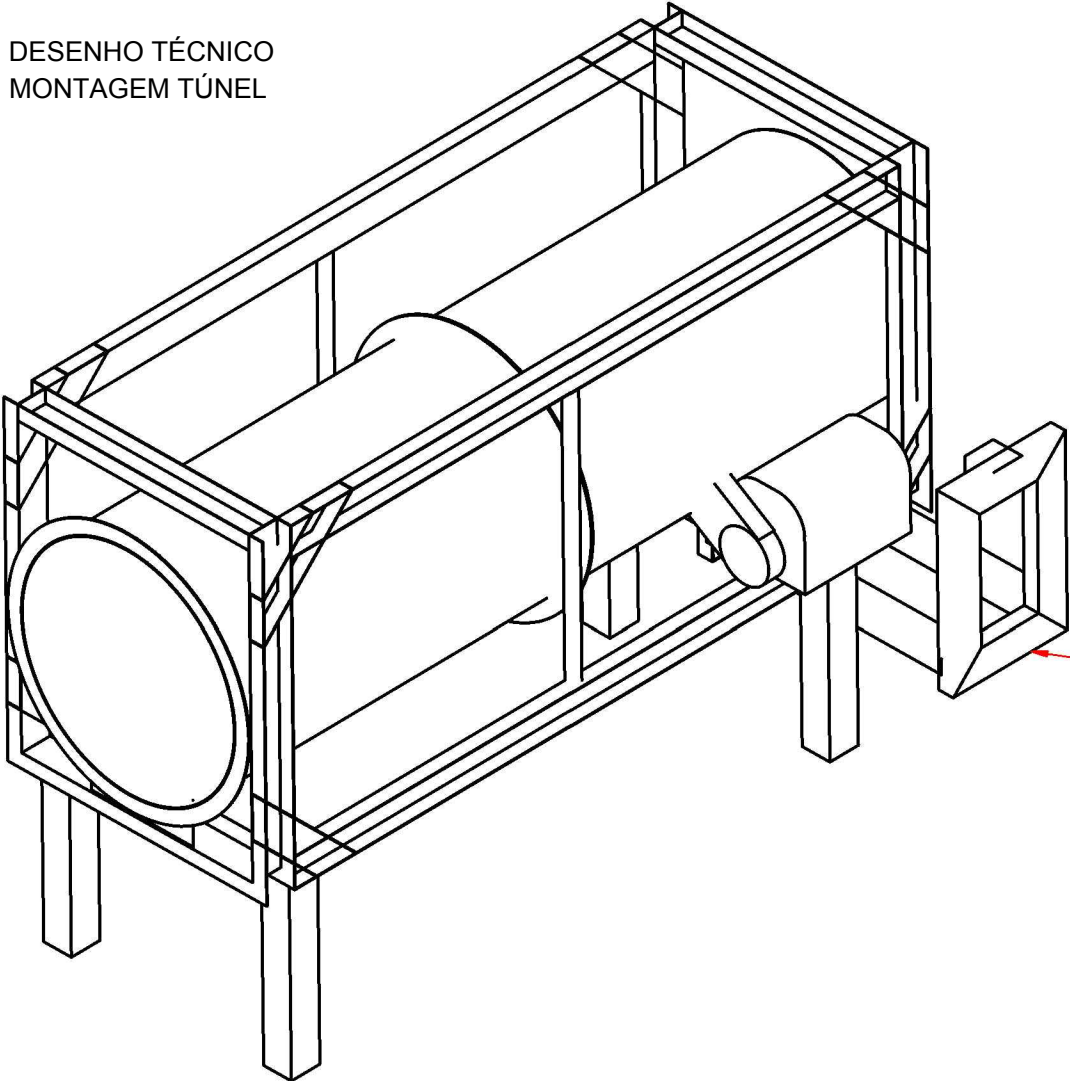
VARELLA, C.A.A. & SANTOS, G.S. Noções Básicas de Motores a Diesel. **UFPRJ – Universidade Tecnológica Federal Rural do Rio de Janeiro**, p. 6-11, 2010.

WEBB, R.L. Air-side performance of enhanced brazed aluminum heat exchangers. **ASHRAE Trans**, v. 98, n. 2, p. 391-410, 1992.

YADAV, J.P. & SINGH, B.R. Study on performance evaluation of automotive radiator. **S-JPSET**, v. 2, n. 2, p. 47-56, 2011.

APÊNDICE A - Desenho Técnico do Túnel de Vento

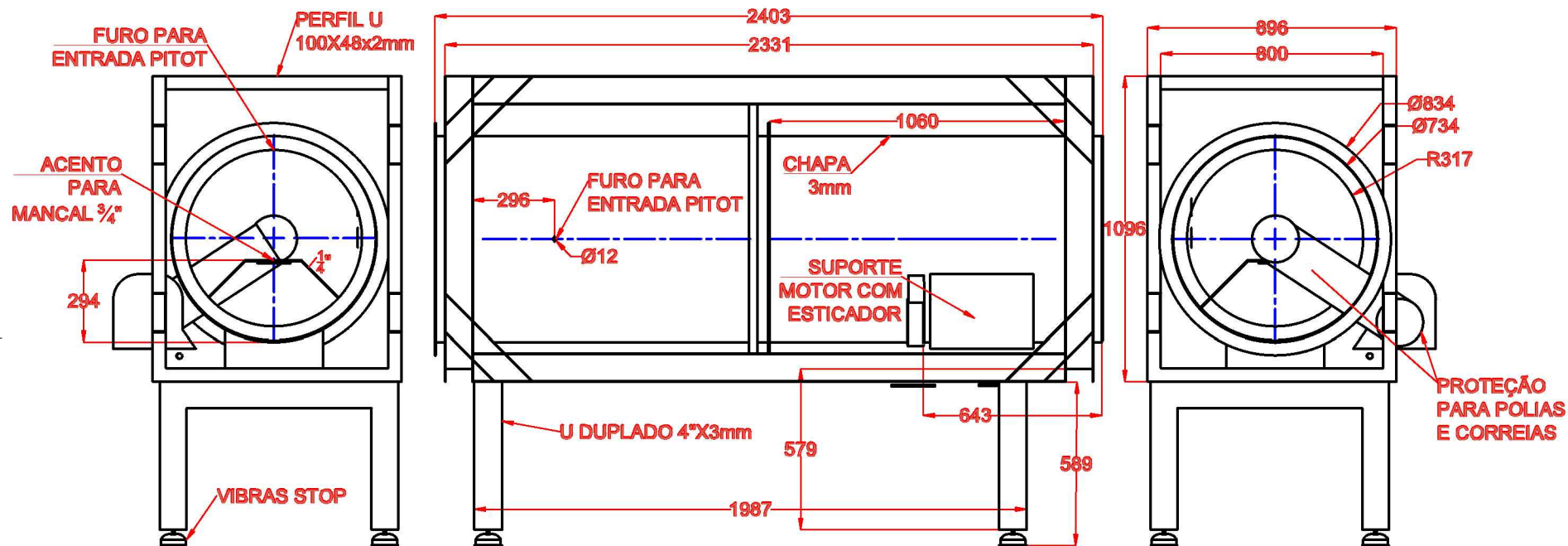
DESENHO TÉCNICO
MONTAGEM TÚNEL



BANCADA
RADIADOR

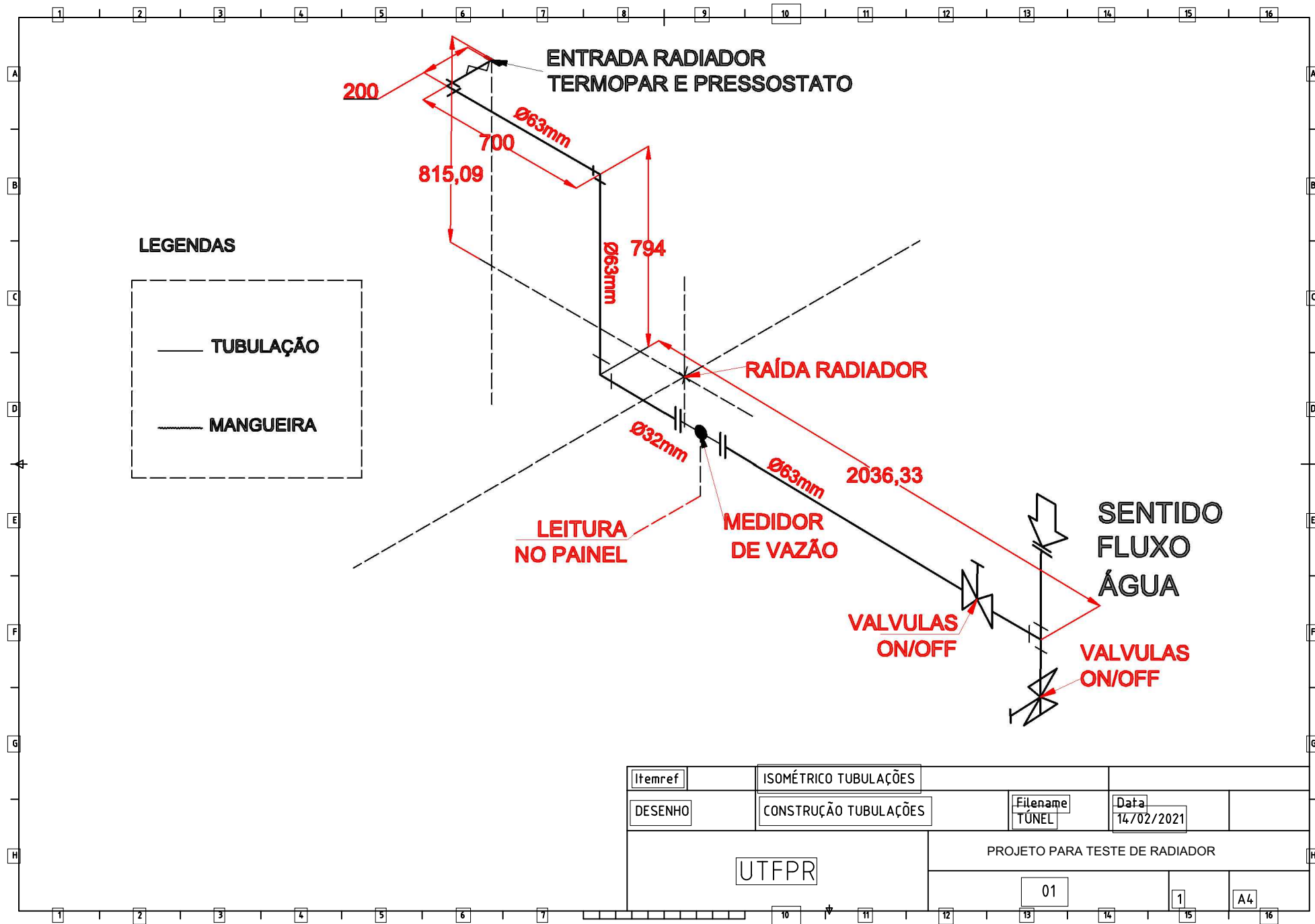
Itemref	DESENHO DETALHE	JIS-1604
DESENHO	CONSTRUÇÃO	nome
		TÚNEL
		Date
		14/02/2021
		Scale
		SCALE
UTFPR		PROJETO PARA TESTE DE RADIADOR
	01	1
		A4

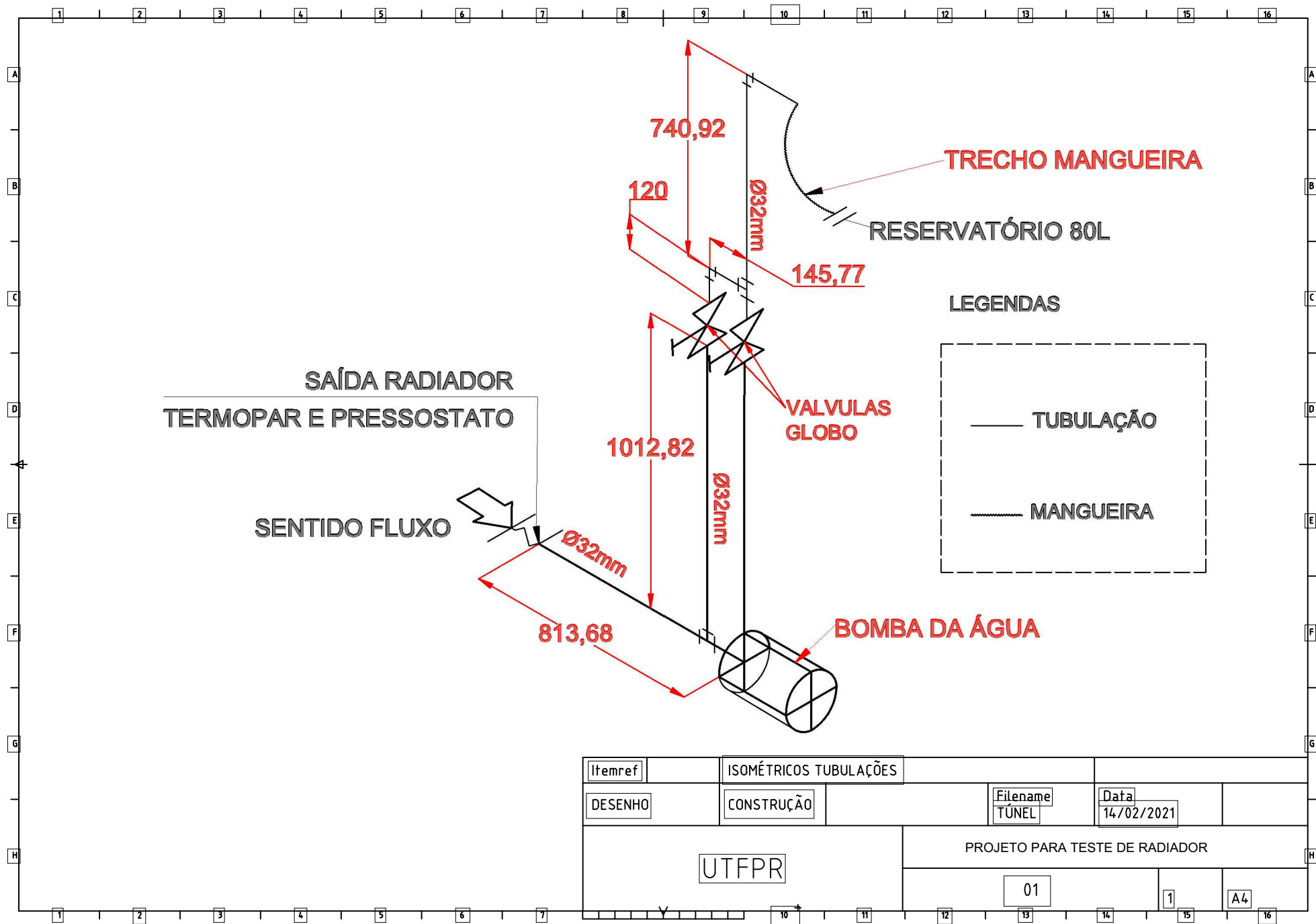
DESENHO TÉCNICO
MONTAGEM TÚNEL

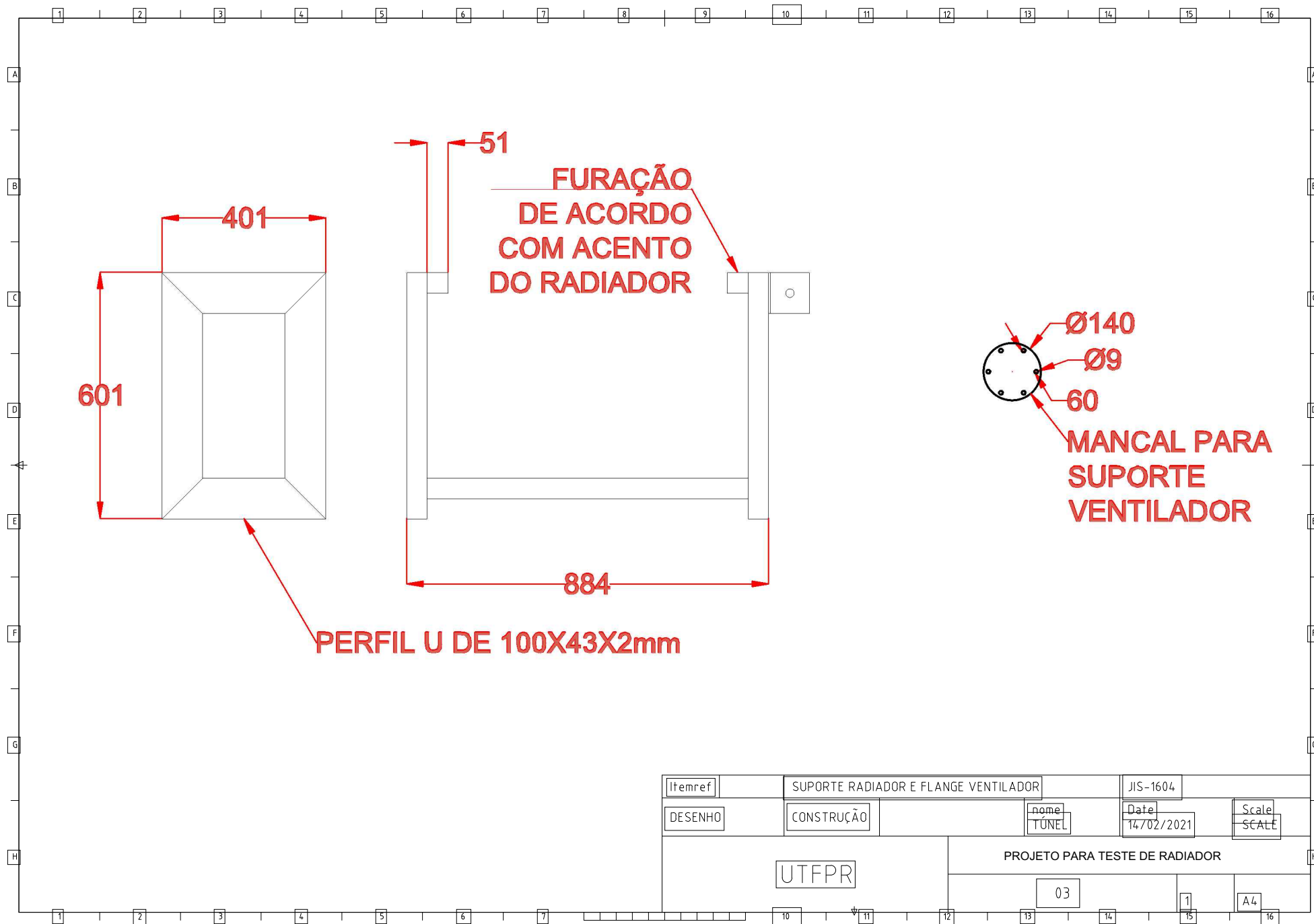


Itemref	DESENHO DETALHE		JIS-1604	
DESENHO	CONSTRUÇÃO	nome TÚNEL	Date 14/02/2021	Scale SCALE
UTFPR		PROJETO PARA TESTE DE RADIADOR		
		02	1	A4

APÊNDICE B – Isométrico da Linha de Água

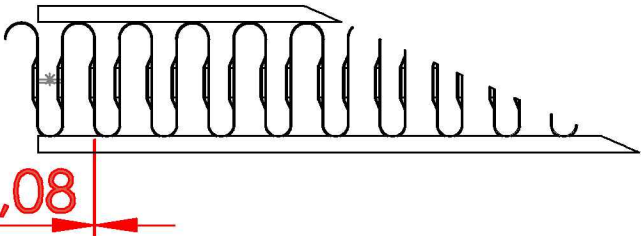
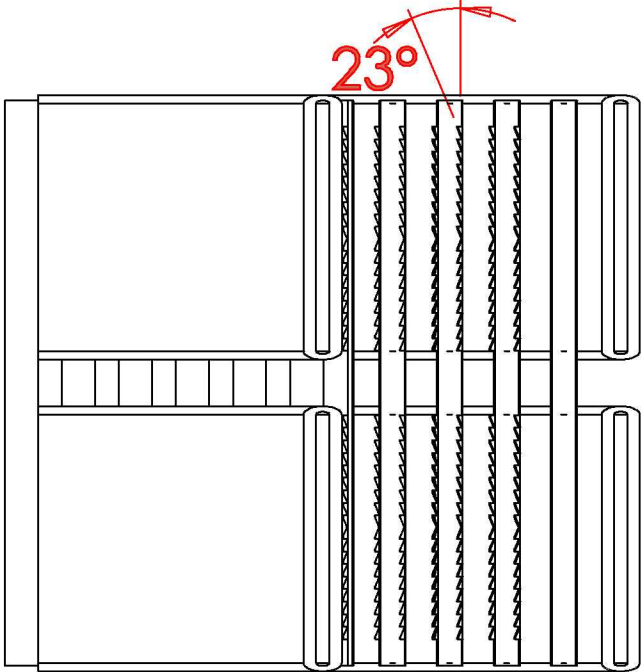
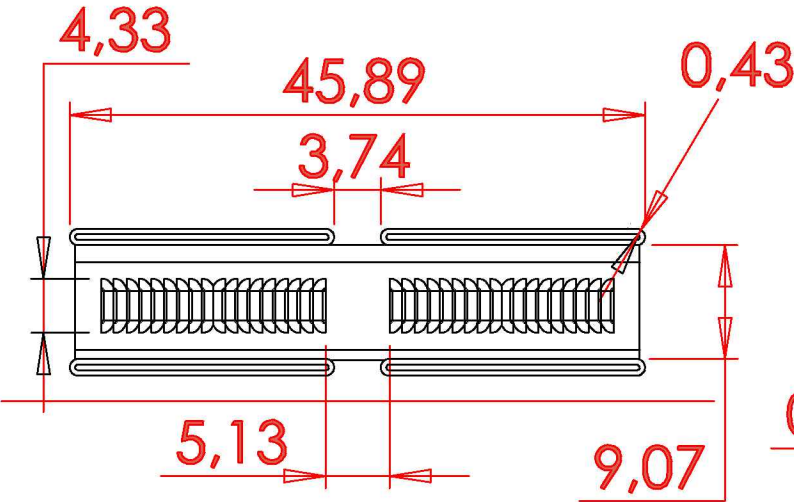






APÊNDICE C - Dimensões da Aleta do Radiador

DETALHE DAS ALETA DO RADIADOR (14700 m²/m³)
MATERIAL CONSIDERADO ALUMÍNIO K=204W/m-K
O EQUIPAMENTO INTEIRO
POSSUI 800X995mm



Itemref	1	MEDIDAS ALETA				
DESENHO	CONSTRUÇÃO	Filename	Date	Scale		
		TÚNEL	DATE	SCALE		
UTFPR			PROJETO PARA TESTE DE RADIADOR			
			04	1	A4	

APÊNDICE D - Código computacional *EES*TM

```

"MODELO MATEMÁTICO - VAISI et al. (2011)"

FUNCTION Nusselt_i(Re_i)

"DADOS"

m_i=0,0011[(m^3)/(s)]

P_p=0,048 [m]

S_t_p=0,008*0,046[m^2]

S_p=0,002*0,02*2[m^2]

Pr_b_i=Prandtl(H2O;T=36[C])

F_d=0,045[m]

L_p=0,001[m]

D_h_i=4*S_p/P_p

"PROPRIEDADES"

k_i=conductivity(water; T=39;p=3[Kpa])

nu_i=viscosity(water; T=39;P=3[KPa])

"NÚMERO DE REYNOLDS"

Re_i=(m_i*(density(water;T=40;P=54))*D_h_i)/(S_t_p*nu_i)

"FATOR DE ATRITO"

f=((1,58*ln(Re_i))-3,28)^(-2)

"EQUAÇÕES DOS NÚMEROS DE NUSSELT"

Nusseltia=((f/2)*(Re_i-1000)*Pr_b_i)/(1+12,7*((f/2)^0,5)*((Pr_b_i^(2/3))-1))

Nusseltib=((f/2)*Re_i*Pr_b_i)/(1,07+12,7*((f/2)^(1/2))*((Pr_b_i^(2/3))-1))

"FUNÇÃO IF-THEN-ELSE"

    IF (Re_i>2300) and (Re_i<10000) THEN Nusselt_i:=Nusseltia ELSE
Nusselt_i:=Nusseltib

END

"DADOS E RESULTADOS A SEREM APRESENTADOS NA SOLUÇÃO"

k_i=conductivity(water;T=40;P=54);
"m_i=0,00089[(m^3)/(s)]"
S_p=0,002*0,02*4[m^2]
P_p=0,048*2 [m]

```

```

D_h_i=(4*S_p/P_p)
S_t_p=0,046*4*0,008[m²]
S_1=0,004[m]
S_2=0,002[m]
nu_i=viscosity(water;T=40;P=54)
Re_i=(m_i*(density(water;T=40;P=54))*D_h_i)/(S_t_p*nu_i)
T_p=0,008[m]
L_1=0,006[m]

Nusselt_i=Nusselt_i(Re_i)

h_i=(Nusselt_i*k_i)/D_h_i
tw_w=0,00008[m]
T_w=0,0019[m]
L_p=0,001[m]
F_p=0,002[m]
F_th=0,00008[m]
An_louvered=0,43[rad]

"VELOCIDADE AR DUTO"

"U_c=2,15[m/s]"

"F_e=1"
F_e=F_e_ast-(37,17*10^(-6))*((Re_l_ast-Re_l)^1,1)*((L_p/F_p)*(-1,35))*((2*An_louvered/3,124)^(-0,610))
F_e_ast=0,95*(L_p/F_p)^0,23
Re_l_ast=828*((2*An_louvered/3,142)^(-0,34))
Re_l=U_c*L_p/v_o

"ÁREA SUPERFICIAL DO TUBO"

NT_w=22000
A_i=0,046*4*0,008*NT_w

"VELOCIDADE DO AR NA VENEZIANA"

U_l=U_c*((F_e*(F_p-F_th)/(F_p*cos(An_louvered)-F_th)))

"CONDUTIVIDADE TÉRMICA AR"

k_o=conductivity(air; T=20[C])
Pr_o=Prandtl(air;T=20 [C])
v_o=(VISCOSITY(Air;T=T_cout))/(DENSITY(Air;T=T_cout;P=100))
k_w=k_('Aluminum'; 40)

"NÚMERO DE REYNOLDS"

Re_lp=(U_l*L_p)/v_o
Re_Ls1=(U_c*S_1)/v_o
Re_Ls2=(U_c*S_2)/v_o

"CONSTANTE DE ÁREA"

C_x=60000

```

"COEFICIENTE DE CONVECÇÃO"

$$h_{lvrd} = (0,664 * k_o * U_l * (Pr_o^{(1/3)})) / (v_o * (Re_{lp}^{0,5}))$$

$$h_{s1} = (0,664 * k_o * U_c * Pr_o^{(1/3)}) / (v_o * (Re_{ls1}^{0,5}))$$

$$h_{s2} = (0,664 * k_o * U_c * Pr_o^{(1/3)}) / (v_o * Re_{ls2}^{0,5})$$

"TAXA DE ASPECTO"

$$A_r = ((T_p - T_w - L_l) / (F_p - F_{th}))$$

"DIÂMETRO HIDRÁULICO EXTERNO"

$$D_{he} = (4 * (T_p - T_w - L_l) * (F_p - F_{th})) / (2 * (T_p - T_w - L_l + F_p - F_{th}))$$

$$h_e = (((7,541 * (1 - 2,610 * A_r + (4,970 * A_r^2) - (5,119 * A_r^3) + (2,702 * A_r^4) - (0,548 * A_r^5)))) * k_o) / D_{he}$$

"ÁREAS COM E SEM VENEZIANAS"

"ÁREAS ENTRADA E SAÍDA"

$$A_{s1} = 2 * 0,0014 * 0,005 * C_x$$

"ÁREA MEIO"

$$A_{s2} = 0,0064 * 0,0035 * C_x$$

$$A_l = 0,039 * 0,006 * C_x$$

$$F_d = 0,045 [m]$$

"ALTURA ENTRE VENEZIANAS"

$$H = 0,0018 [m]$$

$$a = (T_p - T_w - L_l) / 2 [m]$$

$$m_e = \text{SQRT}((2 * h_e) / (k_w * F_{th}))$$

$$m_{lvrd} = \text{sqrt}((2 * h_{lvrd}) / (k_w * F_{th}))$$

$$A_e = 2 * F_d * ((T_p - L_l - T_w) + (F_p - F_{th})) * C_x$$

"EFICIÊNCIA DA ALETA, VENESIANA, ÁREA 1 E ÁREA 2"

"LOUVERED_lvrd"

$$ETA_{f_{lvrd}} = ((k_w * F_{th} * ((1 / ((1 / m_e) * \tanh(m_e * a)))) - 1 / ((1 / m_e) * \cosh(m_e * a) * \sinh(m_e * a) + (m_{lvrd} / m_e^2) * (\sinh(m_e * a))^2 * \tanh(m_{lvrd} * (H/2 - a)))) / (2 * (a * h_e + ((H/2) - a) * h_{lvrd}))$$

$$m_{s1} = \text{sqrt}((2 * h_{s1}) / (k_w * F_{th}))$$

$$F_{s1} = (1,328 / Re_{ls1}^{0,5})$$

"ÁREA1"

```
ETA_f_S1=((k_w*F_th*((1/((1/m_e)*tanh(m_e*a)))))-
1/((1/m_e)*cosh(m_e*a)*Sinh(m_e*a)+(m_s1/m_e^2)*(Sinh(m_e*a))^2*tanh(m_
s1*(H/2-a)))))/(2*(a*h_e+((H/2)-a)*h_s1))
```

```
m_s2=sqrt((2*h_S2)/(k_w*F_th))
```

```
F_s2=(1,328/Re_ls2^0,5)
```

```
"ÁREA1"
```

```
ETA_f_S2=((k_w*F_th*((1/((1/m_e)*tanh(m_e*a)))))-
1/((1/m_e)*cosh(m_e*a)*Sinh(m_e*a)+(m_s2/m_e^2)*(Sinh(m_e*a))^2*tanh(m_
s2*(H/2-a)))))/(2*(a*h_e+((H/2)-a)*h_s2))
```

```
NhA_o=ETA_f_S2*A_s2*h_S2+ETA_f_S1*A_s1*h_S1+ETA_f_lvr*d*h_lvr*d*A_l+A_e*h_
_e
```

```
"COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA GLOBAL"
```

```
UA=1/((1/(h_i*A_i))+(1/(NhA_o)+(tw_w/(h_i*A_i))))
```

```
A_radiador=0,994*0,8
```

```
"MASSA ESPECÍFICA FLUIDO QUENTE"
```

```
rho1_h=density(water;T=60;P=54)
```

```
"MASSA ESPECÍFICA FLUIDO FRIO"
```

```
rho1_c=density(air;T=30;P=101)
```

```
"VAZÃO AR"
```

```
m_o=U_c*A_radiador
```

```
"VAZÃO MÁSSICA"
```

```
mt_i=m_i*rho1_h
```

```
"MASSA DE AR POR METROS QUADRADO POR SEGUNDO"
```

```
lambda_auf=(m_o/A_radiador)*rho1_c
```

```
mt_o=(lambda_auf*A_radiador)*rho1_c
```

```
C_p_h=CP(water;T=T_hin;P=54)
```

```
C_p_c=CP(Air;T=T_cin)
```

```
C_h=mt_i*C_p_h
```

```
C_c=mt_o*C_p_c
```

```

C_h=C_max
C_c=C_min

Q_c=C_c*(T_cout-T_cin)

Q_h=C_h*(T_hin-T_hout)

Q_max=C_min*(T_hin-T_cin)

NTU=(UA/C_min)

C_r=C_min/C_max

eff_CminCair=(1-exp(-C_r*(1-exp(-NTU))))/C_r

eff_CminCwater=1-exp((-1-exp(-NTU*C_r))/C_r)

Q=(Q_h+Q_c)/2

eff_1=Q/Q_max

Q_analítico=eff_CminCair*Q_max

Q_analítico_w=eff_CminCwater*Q_max

U=UA/A_o

Re_duto=(U_c*0,795)/v_o

"1fpm ou CFM=It is equal 0.000471947 m3/s"

"PARA TODAS AS ALETAS DO RADIADOR"

NhA_o1=NhA_o

UA1=1/((1/(h_i*A_i))+(1/(NhA_o)+(tw_w/(h_i*A_i))))

NTU1=(UA1/C_min)

eff_inf=(1-exp(((NTU^0,22)*(exp(-C_r*(NTU^0,78))-1)))/C_r))

"JIS - D1614-1991"

SH=SPECHEAT(Water;T=T_hin;P=54)

Q_WJIS=((((m_i*60)*rho1_h)/60))*(SH/1000))*(T_hin-T_hout)

"TEMPERATURAS DE SAÍDA RESULTADO ANALÍTICO"

T_hout_analítica=-(Q_analítico/C_min)+T_hin

T_cout_analítica=(Q_analítico/C_min)+T_cin

"ERROS EM Q"

```

$$\text{ERRO} = ((Q_{\text{analítico}} - Q) / Q_{\text{analítico}}) * 100$$

"ERROS TEMPERATURAS DE SAÍDA"

$$\text{ERRO}_{Tc} = ((T_{\text{cout_analítica}} - T_{\text{cout}}) / T_{\text{cout_analítica}}) * 100$$

$$\text{ERRO}_{Th} = ((T_{\text{hout_analítica}} - T_{\text{hout}}) / T_{\text{hout_analítica}}) * 100$$

"ERRO EFETIVIDADE"

$$\text{ERRO}_{\text{eff}} = ((\text{eff}_{\text{inf}} - \text{eff}_1) / \text{eff}_{\text{inf}}) * 100$$

"DIFERENÇAS DE TEMPERATURA NA ÁGUA E NO AR"

$$\Delta T_c = T_{\text{cin}} - T_{\text{cout}}$$

$$\Delta T_h = T_{\text{hin}} - T_{\text{hout}}$$

$$A_o = (A_{s1} + A_{s2} + A_l + A_e) + A_i$$

$$A_{\text{total}} = A_o + A_i$$

$$V_{\text{radiador}} = 15 / 2600$$

$$P_{a_V} = A_{\text{total}} / V_{\text{radiador}}$$

$$\text{ETA}_o = 1 - (((A_l + A_{s1} + A_{s2}) + A_i) / A_o) * (1 - \text{ETA}_{f_lvrd})$$