



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP
ESCOLA DE MINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



VÍTOR MARTINS INCALADO

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE ALETAS DE RADIADORES
AUTOMOTIVOS: ESTUDO DE CASO DE ALETAS
RETANGULARES E TRIANGULARES**

**OURO PRETO - MG
2021**

VÍTOR MARTINS INCALADO

vitor.incalado@aluno.ufop.edu.br

**ANÁLISE DO DESEMPENHO DE ALETAS DE RADIADORES
AUTOMOTIVOS: ESTUDO DE CASO DE ALETAS
RETANGULARES E TRIANGULARES**

Monografia apresentada ao
Curso de Graduação em
Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Ouro
Preto como requisito para a
obtenção do título de
Engenheiro Mecânico.

Professor orientador: DSc. Luís Antônio Bortolaia

**OURO PRETO – MG
2021**

SISBIN - SISTEMA DE BIBLIOTECAS E INFORMAÇÃO

I36a Incalado, Vítor Martins.
Análise do desempenho de aletas de radiadores automotivos
[manuscrito]: estudo de caso de aletas retangulares e triangulares. /
Vítor Martins Incalado. - 2021.
80 f.: il.: color., gráf., tab..

Orientador: Prof. Dr. Luis Antônio Bortolaia.
Monografia (Bacharelado). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola
de Minas. Graduação em Engenharia Mecânica .

1. Motores de combustão interna. 2. Sistema de arrefecimento -
Radiador. 3. Trocadores de calor. I. Bortolaia, Luis Antônio. II.
Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU 621.43.016

Bibliotecário(a) Responsável: Sione Galvão Rodrigues - CRB6 / 2526



FOLHA DE APROVAÇÃO

Vítor Martins Incalado

Análise do desempenho de aletas de radiadores automotivos: estudo de caso de aletas retangulares e triangulares

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico

Aprovada em 17 de Agosto de 2021

Membros da banca

DSc. Luís Antônio Bortolaia - Orientador (Universidade Federal de Ouro Preto)
PhD. Elisângela Martins Leal (Universidade Federal de Ouro Preto)
DSc. Claudio Márcio Santana (Universidade Federal de Ouro Preto)

Luís Antônio Bortolaia, orientador do trabalho, aprovou a versão final e autorizou seu depósito na Biblioteca Digital de Trabalhos de Conclusão de Curso da UFOP em 27/08/2021



Documento assinado eletronicamente por **Luis Antonio Bortolaia, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 27/08/2021, às 08:20, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site http://sei.ufop.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0213356** e o código CRC **4E6A1FBB**.

Dedico este trabalho aos meus pais, Fábio Incalado e Ana Mary, e aos meus irmãos que sempre me apoiaram e incentivaram.

Aos meus amigos que me acompanharam e me deram forças para concluir mais essa importante etapa em minha vida.

Agradeço também ao meu orientador por disponibilizar seu tempo e conhecimento para a realização deste trabalho.

AGRADECIMENTO

Agradeço primeiramente aos meus pais, Fábio Incalado e Ana Mary, por não medirem esforços para que eu concluísse essa importante etapa em minha vida. Agradeço também aos meus irmãos, Fábio, Érica, Rodrigo e Ana Flávia que sempre me apoiaram e motivaram a ser uma pessoa melhor. Agradeço também a minha afilhada Ana Beatriz, por ser motivo de tamanha alegria em minha vida.

À Raphaela por me acompanhar, me apoiar e me proporcionar bons momentos durante grande parte da minha graduação.

À meu professor orientador Luís Antônio Bortolaia por todo o apoio, paciência e ensinamentos a mim passados durante não só essa etapa, mas ao longo de toda a graduação.

À Escola de Minas e aos professores do curso de Engenharia Mecânica pelo ensino de qualidade.

Aos diversos amigos que fiz durante a graduação, em especial aos amigos do grupo “MEC Pro”.

À vida republicana de Ouro Preto, principalmente a República Favela que foi minha base durante os anos de graduação e um agradecimento especial aos ex-alunos/moradores Metralha, DaRoska, Vintão, Seda, Ciso, Luizinho, Reincidente, Regador, 2Cortes e Chernobyl os quais tive o prazer de conviver e compartilhar ótimos momentos.

“Seja você quem for, seja qual for a posição social que você tenha na vida, a mais alta ou a mais baixa, tenha sempre como meta muita força, muita determinação e sempre faça tudo com muito amor e com muita fé em Deus, que um dia você chega lá. De alguma maneira você chega lá”.

Ayrton Senna

RESUMO

Grandes quantidades de calor são geradas durante a combustão nos motores de combustão interna veiculares. O sistema de arrefecimento é responsável por retirar grande parte deste calor gerado pela combustão e garante assim a integridade dos componentes. O radiador é o principal componente do sistema de arrefecimento automotivo. O presente trabalho realiza os cálculos pertinentes ao dimensionamento de um radiador com duas configurações distintas. Na primeira configuração, são calculadas e analisadas as propriedades do radiador composto por aletas retangulares. Já para a segunda configuração, são calculadas e analisadas as propriedades do radiador composto por aletas triangulares. É realizada uma revisão bibliográfica de todos os assuntos abordados e trata-se de um estudo de caso. Todos os cálculos são realizados e dispostos em tabelas e gráficos através do *software* Microsoft Office Excel. Os parâmetros geométricos iniciais do radiador que possibilitam o cálculo das propriedades do equipamento foram retirados de trabalhos realizados anteriormente. Grande parte dos parâmetros geométricos foram mantidos para as duas configurações do radiador, visando uma melhor comparação dos resultados obtidos. Os parâmetros de saída obtidos para ambas as configurações do radiador são: coeficiente global de transferência de calor, número de unidades de transferência (NUT), eficiência global da superfície aletada, efetividade do radiador e a taxa de transferência de calor real. Ambas as configurações do radiador em questão devem retirar 23 kW de calor do motor para o ambiente. Após a realização dos cálculos, foi comprovada a eficácia de ambas as configurações do radiador, visto que o radiador com aletas retangulares retira 34,03 kW de calor do motor e o radiador com aletas triangulares retira 33,59 kW de calor do motor. Após a análise separada de cada uma das configurações do radiador, as propriedades obtidas foram comparadas. Em relação ao radiador com aletas retangulares, o radiador com aletas triangulares apresentou uma redução no diâmetro hidráulico para o escoamento externo, uma redução do número de Reynolds e do coeficiente de transferência de calor por convecção. Além disso, o radiador com aletas triangulares apresentou uma maior resistência térmica equivalente ao escoamento externo e conseqüentemente um menor resultado para o produto entre o coeficiente global de transferência de calor pela área total de troca térmica. Dessa forma, o número de unidades de transferência para o radiador com aletas triangulares também é menor do que o encontrado para o radiador com aletas retangulares. Portanto, apesar de ambas as configurações serem satisfatórias para retirar o calor necessário do motor considerado, o radiador com aletas retangulares possui melhor desempenho do que o mesmo radiador com aletas triangulares.

Palavras-chave: Motor de combustão interna, trocador de calor compacto, radiador, método da efetividade NUT, aletas retangulares e aletas triangulares.

ABSTRACT

Large amounts of heat are generated during combustion in vehicular internal combustion engines. The cooling system is responsible for removing much of this heat generated by combustion and thus guarantees the integrity of the components. The radiator is the main component of the automotive cooling system. The present work performs the calculations relevant to the design of a radiator with two distinct configurations. In the first configuration, the properties of the radiator composed of rectangular fins are calculated and analyzed. For the second configuration, the properties of the radiator composed of triangular fins are calculated and analyzed. A bibliographic review of all the topics is carried out and this is a case study. All calculations are performed and arranged in tables and graphs using Microsoft Office Excel software. The initial geometric parameters of the radiator that enable the calculation of the equipment's properties were taken from previous works. Most of the geometric parameters were kept for the two radiator configurations, aiming at a better comparison of the obtained results. The output parameters obtained for both radiator configuration are: the global heat transfer coefficient, the number of transfer units (NTU), global finned surface efficiency, radiator effectiveness and heat transfer rate. Both radiator configurations must draw 23 kW of heat from the engine to the environment. After performing the calculations, the effectiveness of both radiator configurations was proven, since the radiator with rectangular fins removes 34,03 kW of heat from the engine and the radiator with triangular fins removes 28,10 kW of heat from the engine. After separate analysis of each radiator configuration, the properties obtained were compared. Regarding to the rectangular fin radiator, the triangular fin radiator shows a reduction in the Reynolds number and in the heat transfer coefficient by convection. In addition, the triangular fin radiator exhibits a higher thermal resistance equivalent to the external flow and consequently a lower result for the product between the global heat transfer coefficients by the total heat exchange area. Thus, the number of transfer units for the radiator with triangular fins is also smaller than that for the radiator with rectangular fins. Therefore, although both configurations are satisfactory to remove the necessary heat from the considered engine, the radiator with rectangular fins has better performance than the radiator with triangular fins.

Key-words: *Internal combustion engine, compact heat exchanger, radiator, NUT effectiveness method, rectangular fins and triangular fins.*

LISTA DE SIMBOLOS

- H_{radiador} : altura total do radiador (m²);
- L_{radiador} : comprimento total do radiador (m);
- W_{radiador} : largura do radiador (m);
- L_{tubo} : comprimento do tubo (m);
- H_{tubo} : altura do tubo (m);
- W_{tubo} : largura do tubo (m);
- L_{aleta} : altura da aleta retangular (m);
- $L_{\text{aleta,t}}$: altura inclinada da aleta triangular (m);
- W_{aleta} : comprimento da aleta (m);
- H_{aleta} : espessura da aleta (m);
- X_{aleta} : distância entre as aletas (m);
- b : altura das aletas triangulares (m);
- A_{tubo} : área da seção transversal do tubo (m);
- P_{tubo} : perímetro da seção transversal do tubo (m);
- D_h : diâmetro hidráulico (m);
- A_{total} : área total de troca térmica (m²);
- A_o : área de fluxo livre para o escoamento (m²);
- A_f : área frontal do radiador (m);
- V_{radiador} : volume do radiador (m³);
- η_{aleta} : eficiência de uma aleta;
- m : coeficiente para cálculo da aleta;
- L_c : comprimento corrigido da aleta (m);
- ε : efetividade da aleta;
- η_o : eficiência global da superfície aletada;
- A_{aletas} : área superficial de todas as aletas (m²);

A_b : área superficial da base das superfícies aletadas (m^2);

$A_{sup.total}$: área superficial total (m^2);

Δ_p : perda de carga no escoamento (kPa);

f : fator de atrito de Fanning;

v : velocidade de escoamento do fluido (m/s);

ρ : massa específica do fluido (kg/m^3);

Re: número de Reynolds;

Δ_{p1-2} : perda de carga na entrada do núcleo do radiador (kPa);

Δ_{p2-3} : perda de carga no interior do núcleo (kPa);

Δ_{p3-4} : perda de carga na saída do núcleo do radiador (kPa);

G: velocidade mássica de escoamento por unidade de área do fluido no núcleo ($kg/m^2.s$);

ρ_i : massa específica do fluido na temperatura de entrada no trocador de calor (kg/m^3);

ρ_o : massa específica do fluido na temperatura de saída no trocador de calor (kg/m^3);

ρ_m : massa específica média do fluido em relação ao comprimento do fluxo (kg/m^3);

K_c : coeficiente de perda de contração;

K_e : coeficiente de perda de expansão;

σ : razão entre a área de fluxo livre disponível pela área frontal do trocador de calor;

$\epsilon_{radiador}$: efetividade do trocador de calor;

\dot{Q} : taxa de transferência de calor real (kW);

$\dot{Q}_{m\acute{a}x}$: taxa de transferência de calor máxima (kW);

$C_{m\acute{m}}$: capacidade calorífica mínima (kW/K);

$C_{m\acute{m}a}x$: capacidade calorífica máxima (kW/K);

$T_{q,e}$: temperatura de entrada do fluido quente ($^{\circ}C$);

$T_{f,e}$: temperatura de entrada do fluido frio ($^{\circ}C$);

C: capacidade calorífica do fluido (kW/K);

\dot{m} : vazão mássica de escoamento do fluido (kg/s);

C_p : calor específico do fluido (kJ/kg.K);

T_f : temperatura de filme ($^{\circ}\text{C}$);

T_e : temperatura de entrada do fluido ($^{\circ}\text{C}$);

T_s : temperatura de saída do fluido ($^{\circ}\text{C}$);

U : coeficiente global de transferência de calor ($\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$);

R_{eq} : resistência equivalente (K/W);

R_{conv} : resistência térmica por convecção (K/W);

R_{cond} : resistência térmica por condução (K/W);

R_{inc} : resistência térmica devido as incrustações (K/W);

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

K_m : condutividade térmica do material ($\text{W}/\text{m}.\text{K}$);

R'_f : fator de incrustação ($\text{m}^2.\text{K}/\text{W}$);

Nu : número de Nusselt;

K_f : condutividade térmica do fluido ($\text{W}/\text{m}.\text{K}$);

Pr : número de Prandtl;

μ : viscosidade dinâmica do fluido ($\text{kg}/\text{m}.\text{s}$);

N_{tubos} : número de tubos do radiador;

$N_{aletas,h}$: número de aletas por feixe horizontal;

$N_{aletas,v}$: número de aletas por feixe vertical;

β : fator de compactação do radiador (m^2/m^3).

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Esquemática da transformação de energia em motores de combustão interna.	4
Figura 2: Esquemática do ciclo dois tempos com ignição por faísca.	5
Figura 3: Esquemática do ciclo quatro tempos com ignição por faísca.	6
Figura 4: Admissão da mistura ar-combustível ciclo Otto.	7
Figura 5: Compressão da mistura ar-combustível ciclo Otto.	7
Figura 6: Combustão da mistura ar-combustível ciclo Otto.	8
Figura 7: Exaustão dos gases ciclo Otto.	8
Figura 8: Transferência de calor em um motor ciclo Otto.	9
Figura 9: Mecanismos de transferência de calor.	9
Figura 10: Temperaturas dos componentes do sistema mecânico do motor de combustão interna.	10
Figura 11: Componentes do sistema de arrefecimento de um motor.	11
Figura 12: Arrefecimento por circulação forçada de água.	12
Figura 13: Trocadores de calor duplo tubo com escoamento paralelo e escoamento contracorrente.	13
Figura 14: Representação de um trocador de calor casco e tubo.	13
Figura 15: Classificações dos trocadores de calor baseadas na superfície de transferência de calor.	14
Figura 16: Componentes principais de um radiador automotivo.	15
Figura 17: Trocador de calor compacto: (a) elementos básicos, (b) dois tipos de escoamento.	16
Figura 18: Geometrias de aletas para trocadores de calor: (a) aleta triangular plana, (b) aleta retangular plana, (c) aleta ondulada, (d) aleta de tira de deslocamento, (e) aleta de <i>multilouver</i> e (f) aleta perfurada.	16
Figura 19: Dimensões características de um radiador automotivo.	17
Figura 20: Dimensões características dos tubos que compõem os radiadores automotivos. ...	18

Figura 21: Tubos retangulares com aletas de geometria senoidal.	18
Figura 22: Aleta com geometria retangular.	19
Figura 23: Aleta com geometria triangular.	19
Figura 24: Coeficiente de perda de contração para: (a) núcleo com múltiplas placas circulares; (b) núcleo com múltiplas placas retangulares; (c) núcleo com múltiplas aletas quadrangulares e (d) núcleo com múltiplas aletas triangulares.	26
Figura 25: Metodologia para projeto de um trocador de calor.	27
Figura 26: Efetividade de um trocador de calor de escoamento cruzado e com os dois fluidos não misturados em função do número de unidades de transferência.	31
Figura 27: Número de Nusselt para escoamento laminar em diferentes geometrias de dutos.	35
Figura 28: Sequência para seleção, dimensionamento e análise do radiador.	38
Figura 29: Radiador brasado de alumínio.	39
Figura 30: Efetividade do trocador de calor com aletas retangulares a partir do NUT e da relação $C_{mín}/C_{máx}$	46
Figura 31: Definição dos fatores K_c e K_e para as aletas retangulares.	47
Figura 32: Efetividade do trocador de calor com aletas triangulares a partir do NUT e da relação $C_{mín}/C_{máx}$	50
Figura 33: Definição dos fatores K_c e K_e para as aletas triangulares.	51
Figura 34: Influência do número de aletas nas propriedades de saída do radiador com aletas triangulares.	53
Figura 35: Influência do número de aletas na taxa de transferência de calor do radiador com aletas triangulares.	54
Figura 36: Gráfico comparativo de propriedades de saída para as duas configurações do radiador com 600 aletas.	56
Figura 37: Gráfico comparativo entre as resistências térmicas para as duas configurações do radiador com 600 aletas.	57
Figura 38: Gráfico comparativo entre a perda de carga no escoamento externo para as duas configurações do radiador com 600 aletas.	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Efetividade (ϵ) em função da razão entre as taxas de capacidade térmica, $C_{mín}/C_{máx}$, e do número de unidades de transferência NUT para a condição de escoamento cruzado com os dois fluidos não misturados.	31
Tabela 2: Fatores de incrustação para diferentes fluidos.	33
Tabela 3: Dimensões básicas do radiador.	39
Tabela 4: Variáveis e indicadores para comparação entre radiadores com aletas retangulares e radiadores com aletas triangulares.	40
Tabela 5: Rejeição térmica do motor e vazão do líquido de arrefecimento.	42
Tabela 6: Dados de temperatura e vazão do ar e do líquido de arrefecimento.	42
Tabela 7: Calor específico do fluido de refrigeração e do ar.	43
Tabela 8: Capacidade térmica do fluido de refrigeração e do ar.	43
Tabela 9: Taxa de transferência de calor máxima.	43
Tabela 10: Efetividade mínima do radiador.	43
Tabela 11: Parâmetros geométricos do radiador com aletas retangulares.	44
Tabela 12: Aspectos geométricos dos escoamentos interno e externo para o radiador com aletas retangulares.	45
Tabela 13: Propriedades de transferência de calor e escoamento do radiador com aletas retangulares.	45
Tabela 14: Cálculo da perda de carga do radiador com aletas retangulares.	47
Tabela 15: Parâmetros geométricos do radiador com aletas triangulares.	48
Tabela 16: Aspectos geométricos dos escoamentos interno e externo para o radiador com aletas triangulares.	49
Tabela 17: Propriedades de transferência de calor e escoamento do radiador com aletas triangulares.	49
Tabela 18: Cálculo da perda de carga do radiador com aletas triangulares.	51
Tabela 19: Variação do número de aletas triangulares e influência nas propriedades geométricas para o escoamento externo.	52

Tabela 20: Comparação entre os aspectos geométricos obtidos para as duas configurações do radiador.....	55
---	----

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Formulação do Problema.....	1
1.2	Justificativa.....	2
1.3	Objetivos.....	3
1.3.1	Geral	3
1.3.2	Específicos.....	3
1.4	Estrutura do Trabalho	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1	Motor de combustão interna.....	4
2.1.1	Motor ciclo Otto quatro tempos.....	6
2.1.2	Fluxo de calor em um motor de combustão interna	8
2.2	Sistema de arrefecimento.....	10
2.3	Trocadores de calor compactos	12
2.4	Radiador.....	14
2.4.1	Aspectos gerais da composição	15
2.4.2	Parâmetros geométricos.....	17
2.4.3	Cálculo da perda de carga.....	24
2.5	Dimensionamento e análise	27
2.5.1	Desempenho do radiador	28
3	METODOLOGIA.....	37
3.1	Tipo de Pesquisa.....	37
3.2	Materiais e Métodos	37
3.3	Variáveis e Indicadores	39
3.4	Instrumento de coleta de dados	40
3.5	Tabulação dos dados.....	40
3.6	Considerações finais	40
4	RESULTADOS	42
4.1	Dados e considerações iniciais	42
4.2	Dimensionamento do radiador.....	44
4.2.1	Cálculo das propriedades do radiador com aletas retangulares.....	44
4.2.2	Cálculo das propriedades do radiador com aletas triangulares.....	48
4.3	Análise e discussão dos resultados	54

5	CONCLUSÃO.....	59
5.1	Conclusões.....	59
5.2	Recomendações	61
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	62

1 INTRODUÇÃO

1.1 Formulação do Problema

A transformação de calor em trabalho é realizada pelas máquinas térmicas (BRUNETTI, 2012). Essa transformação pode ser obtida a partir de diferentes fontes, sendo elas: energia química, energia elétrica, energia nuclear, entre outras. O trabalho realizado é proveniente da combustão em motores a combustão interna veicular, ou seja, na conversão da energia química dos combustíveis (gasolina, álcool, diesel e/ou gás natural) em energia mecânica.

Neste trabalho são considerados motores alternativos, que são aqueles em que o trabalho é obtido por oscilações de um pistão, transformando em rotação contínua por um sistema biela-manivela. Esses motores são amplamente utilizados em veículos automotores (BRUNETTI, 2012).

Os modelos atuais de automóveis operam de acordo com dois ciclos: Ciclo Otto ou Ciclo Diesel. Para o Ciclo Otto são utilizados gasolina e/ou álcool ou gás natural como combustível. Já para o Ciclo Diesel, o combustível utilizado é o óleo diesel. Além da diferença do combustível utilizado, existe a diferença entre o tipo de ignição dos dois ciclos. No Ciclo Otto, a mistura ar-combustível previamente formada no interior dos cilindros é admitida e inflamada por uma centelha que ocorre entre os eletrodos de uma vela. No Ciclo Diesel, o pistão é responsável por comprimir somente o ar, até que este atinja elevada temperatura. Ao se aproximar do ponto morto superior, o combustível é injetado, reagindo espontaneamente com o oxigênio presente no ar quente, sem a necessidade de uma faísca (BRUNETTI, 2012).

Na corrida por veículos automotores cada vez mais competitivos no mercado e com menores índices de manutenção, as empresas buscam desenvolver motores cada vez mais leves e potentes, buscando assim materiais que se adequem as diversas situações de trabalho. A eficiência de motores a combustão interna está diretamente ligada a temperatura de trabalho destes. Sendo assim, é essencial a dissipação de calor do motor para o ambiente (LORA E NASCIMENTO, 2004).

Pesquisas e estudos voltados para trocadores de calor têm ganhado cada vez mais espaço no cenário atual, visto que existem muitas aplicações importantes para estes equipamentos. Com a necessidade da conservação de energia, existe uma crescente preocupação com a intensificação da transferência de calor, que inclui a busca por superfícies especiais para trocadores de calor, geometrias mais eficientes, etc (INCROPERA E DEWITT, 2003).

Visando a manutenção da vida dos componentes do motor, torna-se necessário o arrefecimento de algumas áreas e componentes. A transferência de calor é a principal forma de arrefecimento nos motores, transferindo calor dos componentes com maior temperatura para os componentes de menor temperatura. Neste caso, o arrefecimento pode ser realizado com ar (geralmente em motores pequenos) ou com água (BRUNETTI, 2012).

Para os veículos automotores, o componente responsável pelo arrefecimento das partes é o radiador. Neste equipamento, ocorre a transferência de calor da parede do trocador para o fluido de arrefecimento. Alguns fatores fazem com que esta troca de calor seja mais eficiente, sendo eles: velocidade dos fluidos (ar e fluido de arrefecimento), condutividade do conjunto e algumas propriedades físicas de construção do radiador, como material construtivo, espessura da parede do tubo do trocador, altura, formato e espessura das aletas (BRUNETTI, 2012).

A partir do que foi dito anteriormente, tem-se a seguinte problemática:

Qual geometria de aleta oferecerá melhor desempenho para um radiador automotivo: aletas de seção transversal retangular ou aletas de seção transversal triangular?

1.2 Justificativa

Nos dias atuais, os mercados automotivos ganham cada vez mais espaço e estão cada vez mais competitivos. Sabe-se que para um veículo apresentar competitividade no mercado esse deve possuir componentes mais leves e que promovam um melhor desempenho do automóvel. Visando aumentar a vida útil dos componentes veiculares, é necessário projetar equipamentos que auxiliem na dissipação do calor provocado pela combustão interna nos motores (GUILARUCCI, 2019).

Nos automóveis existe o sistema de arrefecimento, que é responsável pela dissipação do calor proveniente da combustão no motor do veículo. O radiador é o principal componente do sistema de arrefecimento veicular. O radiador é classificado como um trocador de calor compacto, e geralmente os trocadores de calor mais leves e menores são mais vantajosos. Desta maneira, estes equipamentos precisam ser projetados de forma que não ocupem espaço maior do que o necessário na estrutura do veículo e também consigam retirar calor do sistema de maneira satisfatória (OLIVEIRA, 2018).

Para um melhor dimensionamento dos radiadores, é necessário um estudo do equacionamento e variáveis destes equipamentos. Entre estas variáveis está a geometria das

aletas do radiador, que se bem projetadas auxiliam na redução da dimensão e custo destes equipamentos e conseqüentemente no aumento da eficiência na dissipação de calor.

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Analisar o desempenho de um radiador automotivo dimensionado com aletas retangulares e com aletas triangulares.

1.3.2 Específicos

- Realizar estudo bibliográfico sobre motores de combustão interna, sistema de arrefecimento dos motores e trocadores de calor compactos;
- Dimensionar um radiador automotivo com aletas retangulares e triangulares;
- Comparar o desempenho do radiador projetado com aletas retangulares e projetado com aletas triangulares;
- Analisar e discutir os resultados apresentados.

1.4 Estrutura do Trabalho

O presente trabalho está dividido em cinco capítulos, sendo eles:

O primeiro capítulo é introdutório, apresentando a formulação do problema, a justificativa da necessidade do estudo aprofundado do tema e os objetivos gerais e específicos do trabalho.

O segundo capítulo contempla uma revisão bibliográfica sobre motores de combustão interna, trocadores de calor compactos e o método para dimensionamento de radiadores aletados veiculares.

No terceiro capítulo é abordada a metodologia para realização desta pesquisa, são apresentadas as ferramentas, materiais e métodos adotados para solucionar a problemática proposta.

No quarto capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos a partir da metodologia adotada. Já o quinto capítulo, é a conclusão do trabalho, que tem como objetivo evidenciar todas as considerações finais sobre a pesquisa realizada.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesse capítulo é abordada a fundamentação teórica dos itens mencionados na formulação do problema, sendo eles: motores de combustão interna, ciclo Otto, sistema de arrefecimento, radiador automotivo e também conceitos sobre a transferência de calor e equacionamento para cálculos e comparações da eficiência do radiador aletado veicular.

2.1 Motor de combustão interna

Alguns dispositivos são responsáveis por transformar calor em trabalho, sendo chamados de máquinas térmicas. Existem várias formas de obter o calor a ser convertido em trabalho, e a presente pesquisa trata apenas do calor obtido através da queima de combustível, ou seja, energia química sendo transformada em energia mecânica (BRUNETTI, 2012).

Os motores de combustão interna são aqueles em que o fluido ativo (mistura ar e combustível e produtos da combustão) participa diretamente da combustão no interior do motor. A Figura 1 representa os fluxos de massa e energia em um motor de combustão interna.

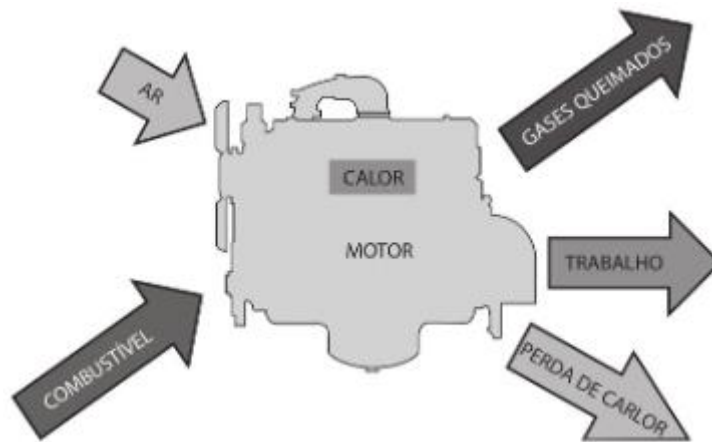


Figura 1: Esquemática da transformação de energia em motores de combustão interna.

Fonte: Brunetti (2012).

Os motores de combustão interna podem ser classificados em relação ao modo de obtenção do trabalho mecânico, sendo eles: motores alternativos, motores rotativos e motores de impulso (BRUNETTI, 2012).

Os motores são divididos em partes fixas e partes móveis. O pistão, biela, árvore de comando de válvulas e cambota/virabrequim são as partes móveis mais importantes do motor. As principais partes fixas são: cabeçote do motor e bloco cárter (LIMA *et al.*, 2009).

Para que ocorra a combustão no interior do motor, é necessária a mistura e reação entre combustível e ar. Dessa forma, os elementos químicos presentes no combustível reagem com o oxigênio, provocando a combustão (BIZZO, 2018). O movimento alternativo do pistão é responsável pela transformação da energia térmica gerada pela combustão em energia mecânica (LUZ, 2017).

Nos veículos são utilizados os motores de combustão interna alternativos (MORAN, SHAPIRO, 2002). Esses motores atuam de acordo com dois ciclos diferentes: ciclo Otto ou ciclo Diesel (TILLMAN, 2013). Estes ciclos ocorrem através de quatro movimentos do pistão do motor ou através de apenas dois movimentos do pistão, sendo nomeados como motor de quatro tempos ou motor de dois tempos respectivamente (LIMA, 2009).

A transformação de energia térmica em energia mecânica acontece em quatro etapas, sendo elas: admissão, compressão, combustão e exaustão dos gases. A admissão e a compressão da mistura ar-combustível acontecem de forma simultânea no motor dois tempos, sendo o primeiro tempo do motor. Já no segundo tempo ocorre a combustão e exaustão dos gases, também de forma simultânea (LIMA, 2009). A Figura 2 representa o funcionamento do motor dois tempos com ciclo Otto.

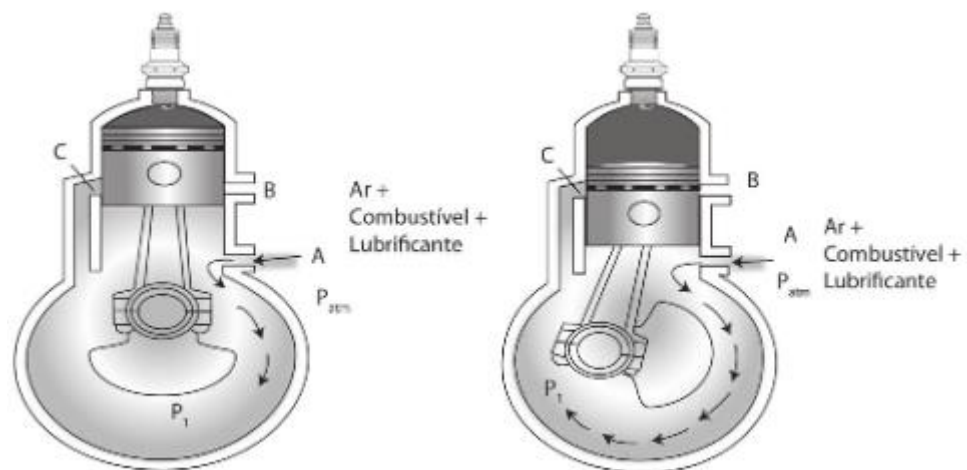


Figura 2: Esquematização do ciclo dois tempos com ignição por faísca.
Fonte: Brunetti (2012).

Já no motor quatro tempos, cada etapa representa um tempo do motor. Dessa forma, o pistão percorre quatro cursos seguindo a sequência admissão, compressão, ignição e exaustão. A Figura 3 exibe o funcionamento do motor quatro tempos com ciclo Otto.

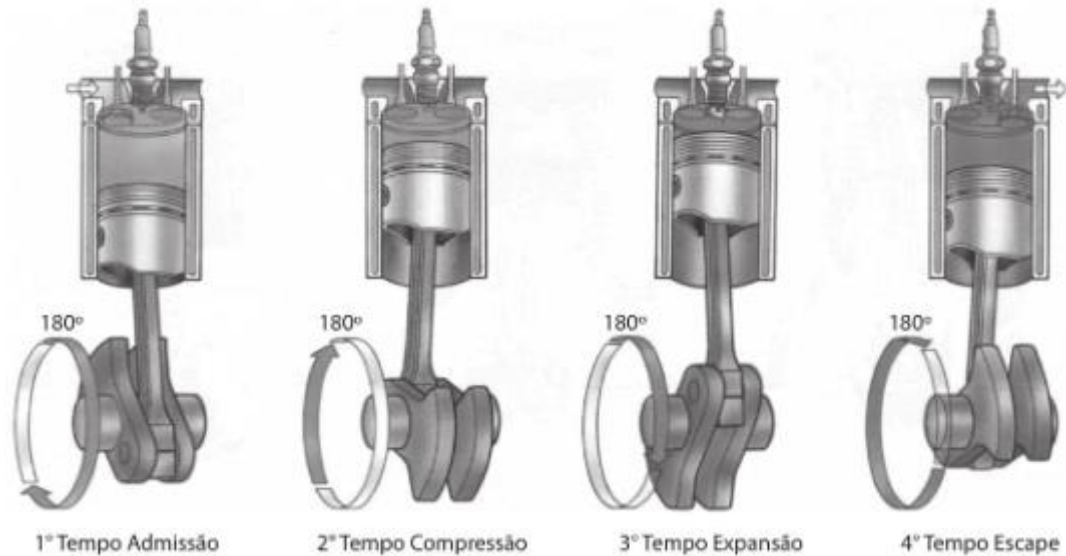


Figura 3: Esquemática do ciclo quatro tempos com ignição por faísca.
Fonte: Brunetti (2012).

As principais diferenças entre os motores Otto e Diesel estão relacionadas com a forma de introdução do combustível, ignição e relação de compressão. No motor Otto, a mistura é introduzida já homogeneizada e dosada, necessitando de uma centelha elétrica para produzir a ignição. Já no motor Diesel é admitido somente ar, e o combustível é injetado com uma leve pulverização ao final da etapa de compressão, provocando a autoignição através do contato do combustível com ar quente. Além disso, a relação de compressão dos motores Diesel deve ser suficientemente elevadas para ultrapassar a temperatura de autoignição do combustível (BRUNETTI, 2012).

2.1.1 Motor ciclo Otto quatro tempos

Grande parte dos veículos atuais trabalham de acordo com os princípios do ciclo Otto de quatro tempos. Essa teoria foi criada e patenteada por Nikolaus August Otto, por volta de 1866 e utiliza os mesmos princípios nos dias atuais. Esse ciclo utiliza os princípios da termodinâmica para gerar trabalho através da compressão e expansão de gases (SPRING, 2017).

De acordo com Yuki (2011), serão detalhados os quatro tempos do motor ciclo Otto.

- **Admissão:** O pistão desloca-se no sentido descendente no intuito de aspirar a mistura combustível/ar que se encontra no coletor/cabeçote. Essa admissão é possível devido a abertura da válvula de admissão. No ponto mais baixo do deslocamento do pistão, denomina-se de PMI (Ponto Morto Inferior). A Figura 4 apresenta o primeiro tempo do ciclo Otto.



Figura 4: Admissão da mistura ar-combustível ciclo Otto.
Fonte: Silva (2008).

- **Compressão:** no PMI, o volume ocupado é o máximo. Sendo assim, a válvula de admissão fecha-se e inicia o deslocamento do pistão de forma ascendente até atingir o ponto mais alto. Este ponto é denominado de PMS (Ponto Morto Superior). Nesta condição, a compressão é máxima. A Figura 5 apresenta o segundo tempo do ciclo Otto.



Figura 5: Compressão da mistura ar-combustível ciclo Otto.
Fonte: Silva (2008).

- **Combustão:** A combustão inicia-se praticamente no PMS, ocorrendo um pouco antes. O início do processo de queima do combustível ocorre através de uma vela de ignição que fornece energia para a reação em cadeia. A combustão ocorre praticamente a volume constante. Com esse fenômeno, ocorre um aumento considerável da temperatura e pressão. Sendo assim, o fluido fornece trabalho no movimento descendente do pistão, expandindo o volume ocupado. A Figura 6 apresenta o terceiro tempo do ciclo Otto.



Figura 6: Combustão da mistura ar-combustível ciclo Otto.
Fonte: Silva (2008).

- **Exaustão:** Com a descida do pistão, um pouco antes do PMI, a válvula de escape é aberta. Os gases queimados ou não, são expulsos por conta própria devido a pressão residual da combustão. Para que essa expulsão aconteça de forma completa, o pistão move de forma ascendente na direção do PMS com a válvula de escape aberta, dessa forma, praticamente todo gás residual é expulso. A Figura 7 apresenta o quarto tempo do ciclo Otto.



Figura 7: Exaustão dos gases ciclo Otto.
Fonte: Silva (2008).

2.1.2 Fluxo de calor em um motor de combustão interna

Devido a combustão, o motor recebe grandes variações de temperatura e atrito. Dessa forma, as paredes dos cilindros e o cabeçote recebem grande parte do calor gerado através da transferência de calor (BRUNETTI, 2012). O sistema de arrefecimento é responsável por suavizar a transferência de calor da combustão para os componentes do motor (TILLMANN, 2013).

A Figura 8 exibe a distribuição da energia gerada pelo combustível.

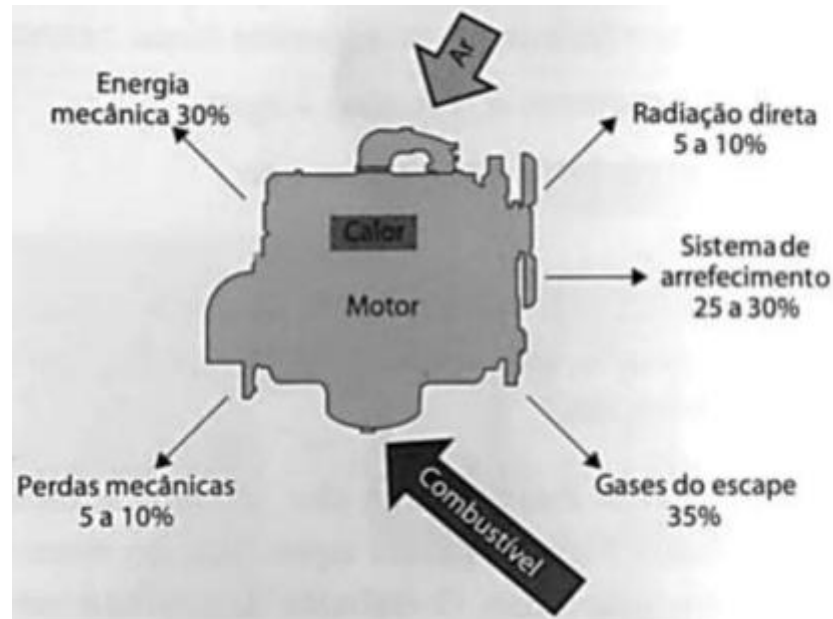


Figura 8: Transferência de calor em um motor ciclo Otto.
Fonte: Brunetti (2012).

Através da análise da Figura 8 é possível perceber que o sistema de arrefecimento é responsável pela retirada de 25 a 30% do calor gerado pela queima do combustível, com intuito de manter os componentes do motor em bom estado de conservação. Além disso, apenas 30% do calor gerado é convertido em energia mecânica.

A transferência de calor da queima do combustível para os componentes do motor obedece as leis da termodinâmica, ou seja, pode ocorrer através da condução, convecção e radiação (TILLMANN, 2013). A Figura 9 exhibe esquematicamente como é realizado cada processo de transferência de calor.

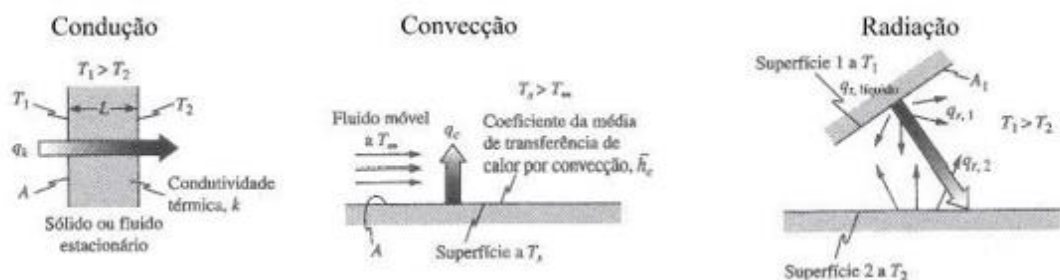


Figura 9: Mecanismos de transferência de calor.
Fonte: Kreith *et al.* (2014).

As paredes dos cilindros, cabeçote e cabeça do pistão podem atingir temperaturas de até 800°C caso o calor provocado pela combustão não seja retirado, visto que o calor gerado pelo

combustível pode chegar em até 2500 kcal/cv.h. Elevadas temperaturas como a citada anteriormente, podem causar danos ao motor e seus componentes.

As temperaturas que cada componente do sistema do mecânico do motor pode atingir são apresentadas na Figura 10.

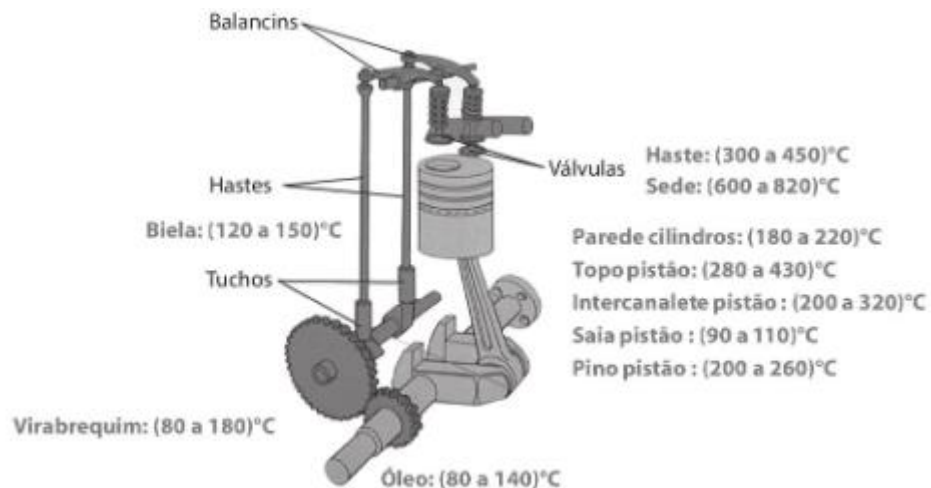


Figura 10: Temperaturas dos componentes do sistema mecânico do motor de combustão interna. Fonte: Brunetti (2012).

2.2 Sistema de arrefecimento

Visando a manutenção da vida dos constituintes dos motores é necessário o arrefecimento de determinadas áreas desse equipamento, devido aos elevados índices de calor e atrito gerados pela combustão. Sendo assim, o sistema de arrefecimento é responsável pela manutenção das temperaturas médias dos componentes do motor de acordo com as necessidades dos materiais constituintes (BRUNETTI, 2012).

O sistema de arrefecimento é constituído de dispositivos eletromecânicos e hidráulicos responsáveis pelo controle das temperaturas nos motores de combustão interna, mantendo essas temperaturas nas faixas de 85 a 95°C através da retirada do excesso de calor provocado pela combustão no interior dos motores (VARELLA, 2012).

A Figura 11 exhibe alguns dos componentes responsáveis pelo arrefecimento dos motores.

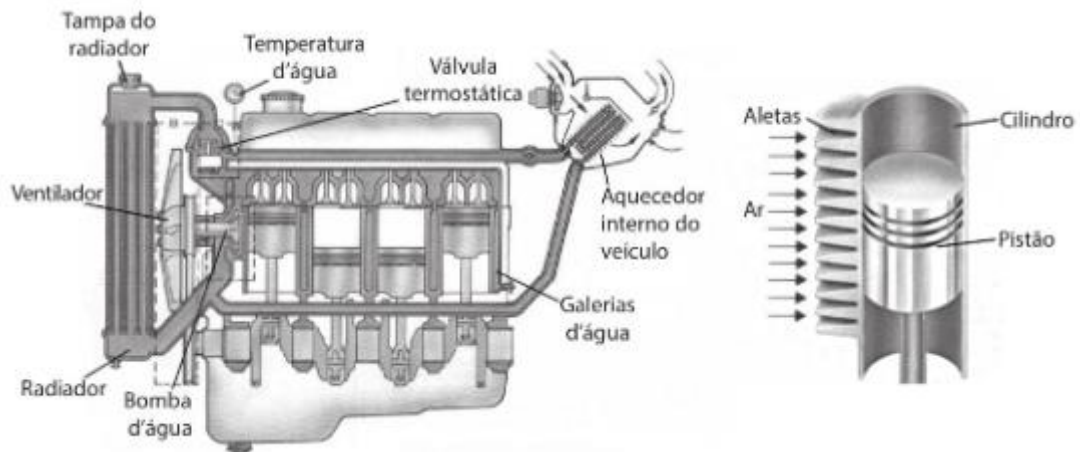


Figura 11: Componentes do sistema de arrefecimento de um motor.
Fonte: Brunetti (2012).

De acordo com Brunetti (2012), os meios arrefecedores mais usados são: ar, água e óleo. O meio arrefecedor entra em contato com as partes aquecidas do motor, absorve calor e transfere para o meio ambiente. O trabalho executado com temperaturas elevadas promove deformações, corrosão, desgaste, degradação do óleo e engripamento do motor.

Os motores que utilizam o ar como meio arrefecedor, não necessitam de reservatórios e tubulações fechadas para sua condução. Sendo assim, esse meio possibilita uma maior simplicidade ao projeto e construção do sistema. Entretanto, é necessário volume superior de ar quando comparado a água, visto que o ar possui baixa densidade (VARELLA, 2012).

A utilização de óleo nas paredes dos cilindros tem como objetivo auxiliar o sistema de arrefecimento a ar, mesmo que o sistema de lubrificação já colabore para a retirada de calor do motor (BRUNETTI, 2012).

Segundo Brunetti (2012), o resfriamento por circulação de água é o processo mais empregado para o arrefecimento, pois permite o melhor controle da temperatura média dos componentes mais solicitados termicamente, além de manter essa temperatura média em valores mais baixos, proporcionando bom desempenho com relações de compressão mais altas, beneficiando a eficiência térmica do motor, sem ocorrência de detonação.

O arrefecimento por água ocorre por termossifão ou por circulação forçada. A medida que a água aquece, o fluido fica mais leve e através de processos naturais vai até o ponto mais alto do motor, passando do bloco para o cabeçote, e posteriormente para o radiador através das mangueiras. Esse processo é chamado de termossifão (VARELLA, 2012).

Já no processo de circulação forçada, a velocidade de circulação e absorção de calor da água é maior, visto que a água circula sob pressão absorvendo o calor excedente dos cilindros por meio de um radiador e transferindo esse calor absorvido ao ar (VARELLA, 2012).

A Figura 12 esquematiza o funcionamento do sistema de arrefecimento por circulação forçada de água.

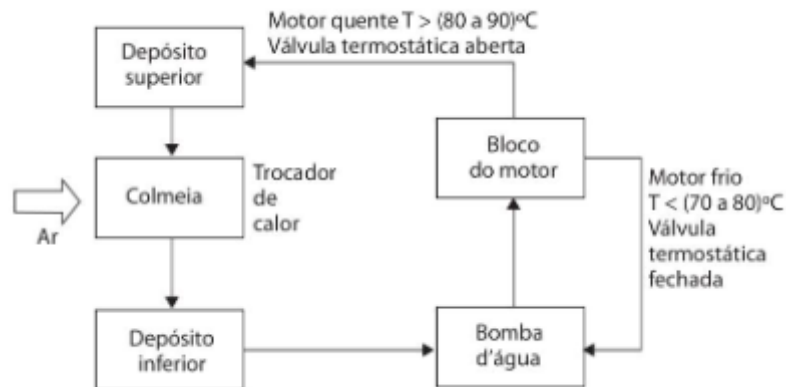


Figura 12: Arrefecimento por circulação forçada de água.
Fonte: Brunetti (2012).

2.3 Trocadores de calor compactos

Os trocadores de calor podem ser usados em diversas aplicações, que vão desde o uso doméstico como o ar condicionado até a produção de potência em grandes usinas. Quando comparados as câmaras de mistura, os trocadores de calor são diferentes pois não permitem a mistura entre os fluidos envolvidos no processo. O princípio básico do trocador de calor é facilitar a transferência de calor entre fluidos que se encontram em temperaturas distintas (ÇENGEL E GHAJAR, 2012).

Os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com diversas variáveis, entre elas: tipo de construção e disposição das correntes dos fluidos e de acordo com o processo de transferência de calor. Considerando a classificação de acordo com as correntes dos fluidos, estas podem ser paralelas, opostas ou transversais. Já em relação ao processo de transferência de calor, esses equipamentos podem ser de contato direto ou indireto, sendo que para o contato indireto os fluidos são divididos por uma película impermeável. O radiador automotivo é um exemplo de trocador de calor indireto, já que não existe a mistura entre os fluidos de arrefecimento, que neste caso são o ar e a água (INCROPERA E DEWITT, 2003).

De acordo com o formato de construção e do fluxo de escoamento dos fluidos do trocador de calor, o equipamento apresenta diferentes classificações. O modelo mais simples

de trocador de calor é o chamado duplo tubo, que é constituído por dois tubos concêntricos de diâmetros distintos. Em relação ao escoamento dos fluidos neste tipo de trocador de calor são possíveis o escoamento paralelo e o escoamento contracorrente (ÇENGEL E GHAJAR, 2012).

A Figura 13 apresenta a diferença entre trocadores de calor duplo tubo com fluxo de escoamento paralelo e fluxo de escoamento contracorrente.

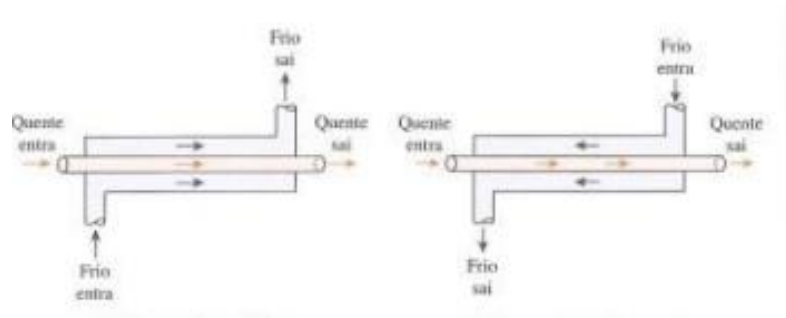


Figura 13: Trocadores de calor duplo tubo com escoamento paralelo e escoamento contracorrente.

Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

De acordo com Çengel e Ghajar (2012) o trocador de calor mais comum em aplicações industriais é o casco e tubo. Os trocadores de calor casco e tubo contém um grande número de tubos acondicionados em um casco com os respectivos eixos paralelos ao do casco. A transferência de calor ocorre com um fluido escoando no interior dos tubos, enquanto o outro fluido escoava fora dos tubos, através do casco. Esses equipamentos não são adequados para aplicações automotivas e aeronáuticas devido ao seu tamanho e peso relativamente grandes.

A Figura 14 exhibe um trocador de calor casco e tubo com um passe dos fluidos pelo casco e pelos tubos.

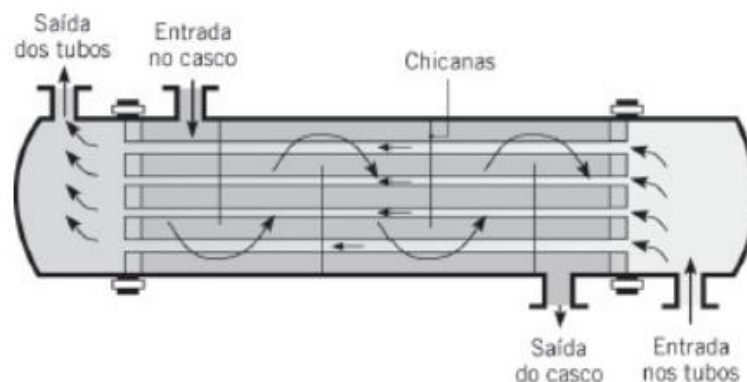


Figura 14: Representação de um trocador de calor casco e tubo.

Fonte: Incropera e Dewitt (2003).

Quando comparados aos trocadores de calor casco e tubo, os trocadores de calor compactos ocupam um menor espaço, possuem menor peso e menor consumo de energia e preço. Essas características são possíveis porque esses equipamentos possibilitam uma grande área de transferência de calor por unidade de volume (SHAH E SEKULIC, 2003).

Ainda em relação aos trocadores de calor compactos, Shah e Sekulic (2003) afirmam que um trocador de calor pode ser definido como compacto quando sua densidade superficial de área for maior que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ou o diâmetro hidráulico ser menor do que 6 mm e pelo menos um dos fluidos deve ser um gás.

A Figura 15 faz um comparativo entre as classificações dos trocadores de calor de acordo com a área da superfície de transferência de calor.

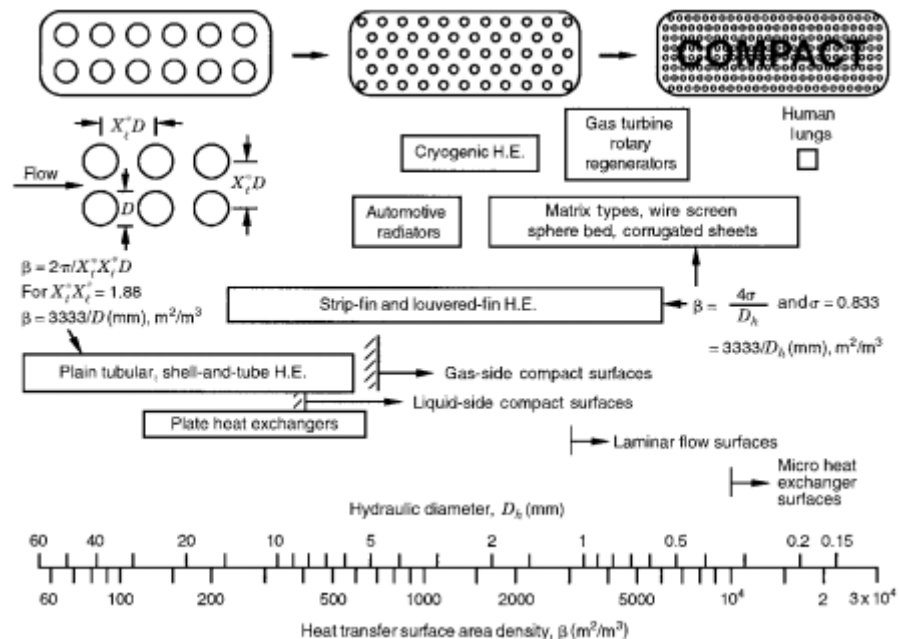


Figura 15: Classificações dos trocadores de calor baseadas na superfície de transferência de calor.

Fonte: Shah e Sekulic (2003).

Através da análise da Figura 15, é perceptível que os radiadores automotivos, que são trocadores de calor compactos que utilizam como fluidos um líquido e um gás para o processo de transferência de calor, apresentam uma densidade de superfície de troca de calor entre $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ a aproximadamente $2000 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

2.4 Radiador

O radiador é um componente do sistema de arrefecimento dos automóveis, e possui a função de resfriar o motor do veículo, que normalmente opera em condições extremas de

temperatura e atrito. O radiador deve ser projetado de modo a apresentar uma ampla vida útil e uma boa eficiência (BRUNETTI, 2012).

Os radiadores geralmente são instalados na parte dianteira do motor do veículo. Esses equipamentos são constituídos por tubos e aletas, que favorecem a transferência de calor e consequentemente o arrefecimento do motor provocado pela diferença de temperatura entre o ar e o líquido que circulam pelo radiador (BRUNETTI, 2012).

A Figura 16 exhibe um modelo de radiador e seus componentes principais.

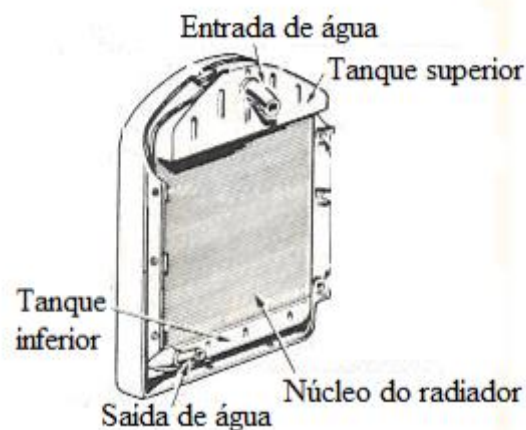


Figura 16: Componentes principais de um radiador automotivo.
Fonte: Frigerio e Reis (2009).

2.4.1 Aspectos gerais da composição

Os trocadores de calor compactos possuem um núcleo, que é o componente que apresenta diversas formas distintas. Geralmente esse núcleo é envolvido por duas placas planas paralelas, conectadas por um componente de metal em que a conexão desses componentes é feita através de soldagem (BEJAN E KRAUS, 2003).

A Figura 17 esquematiza um trocador de calor compacto e variações do escoamento dos fluidos através do núcleo deste equipamento.

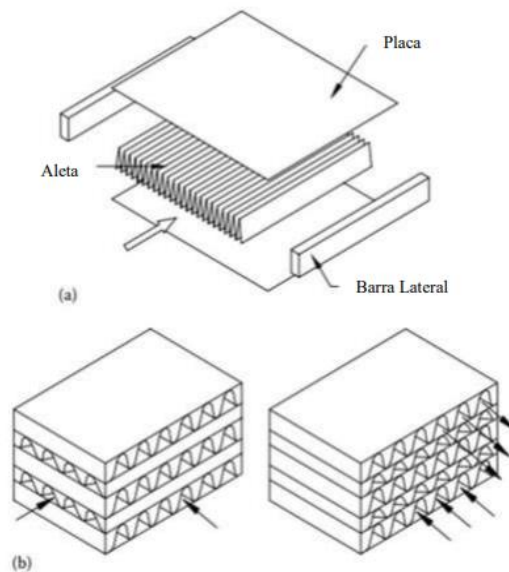


Figura 17: Trocador de calor compacto: (a) elementos básicos, (b) dois tipos de escoamento.

Fonte: Adaptado de Kuppan (2013).

Na Figura 17 (a) é possível observar o núcleo do trocador de calor, que é constituído por um conjunto de aletas, envolvido por placas paralelas e barras laterais. Na Figura 17 (b), são apresentados dois tipos de escoamento nos trocadores de calor compacto, em que a primeira situação representa o fluxo cruzado entre os fluidos, o qual os fluidos fazem um ângulo de 90° entre si. Já a segunda situação, exhibe o fluxo contracorrente entre os fluidos, onde os fluidos entram no equipamento e escoam em sentidos opostos.

De acordo com Kuppan (2013), as aletas que compõem o núcleo podem ser formadas por diferentes geometrias, como por exemplo, aletas triangulares planas, onduladas, *louvered* ou retangular plana. A Figura 18 exhibe diferentes geometrias para as aletas.

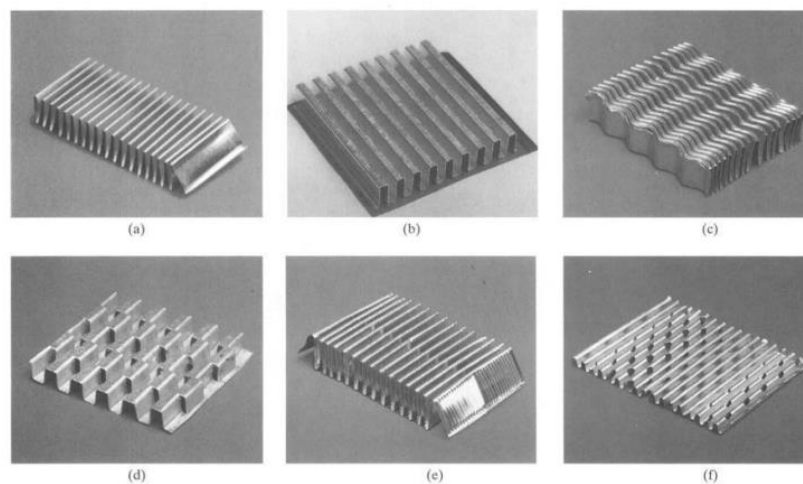


Figura 18: Geometrias de aletas para trocadores de calor: (a) aleta triangular plana, (b) aleta retangular plana, (c) aleta ondulada, (d) aleta de tira de deslocamento, (e) aleta de *multilouver* e (f) aleta perfurada.

Fonte: Adaptada de Rohsenow *et al.* (1998).

Para os cálculos que serão realizados neste estudo, serão consideradas as aletas retangulares planas e as aletas triangulares planas.

2.4.2 Parâmetros geométricos

Para que seja possível a realização dos cálculos e comparação da eficiência do radiador com diferentes geometrias de aleta, primeiramente torna-se necessário o entendimento de algumas dimensões características dos radiadores para cálculo dos parâmetros geométricos.

A Figura 19 mostra as dimensões características de um radiador automotivo com aletas com tubos retangulares e geometria senoidal.

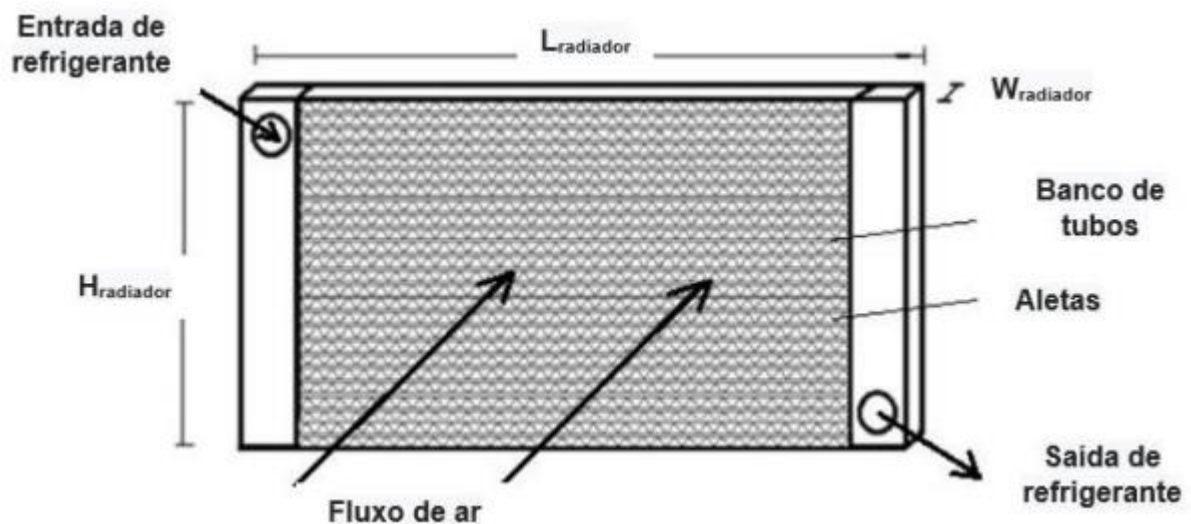


Figura 19: Dimensões características de um radiador automotivo.
Fonte: Carl *et al.* (2012).

A partir da análise da Figura 19, a variável $H_{radiador}$ indica a altura total do radiador, que também pode ser representada como a soma das alturas das aletas somada às alturas de n tubos. Já a variável $L_{radiador}$ indica o comprimento total do radiador e $W_{radiador}$ indica a largura do radiador, que também pode ser considerada como a largura dos tubos, visto que é considerado um tubo para cada linha.

A Figura 20 esquematiza as variáveis existentes para os tubos que formam o núcleo do radiador.

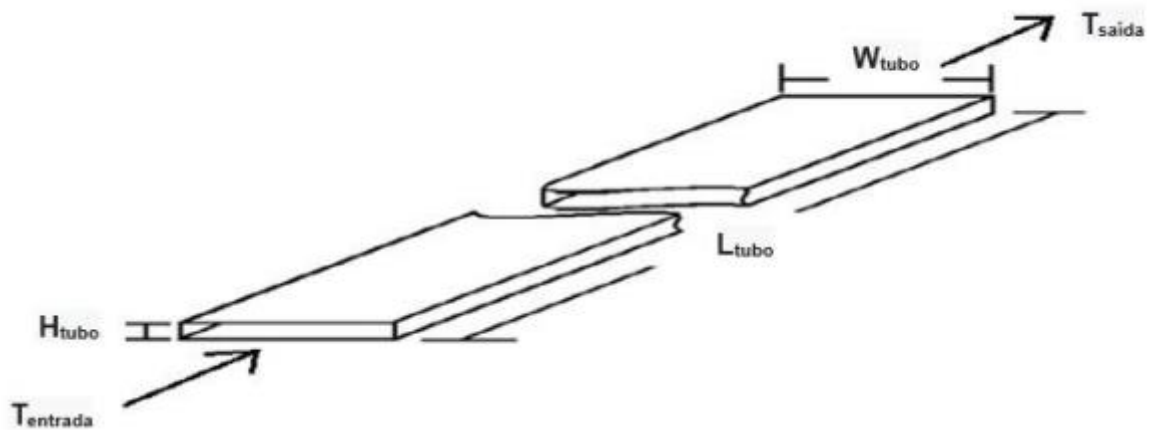


Figura 20: Dimensões características dos tubos que compõem os radiadores automotivos.
Fonte: Carl *et al.* (2012).

Através da análise da Figura 20, a variável L_{tubo} indica o comprimento total do tubo e representa o comprimento total do radiador ($L_{radiador}$) conforme supracitado. A variável H_{tubo} indica a altura do tubo e W_{tubo} apresenta a largura do tubo, que conforme citado anteriormente, para este trabalho será considerado apenas um tubo por linha, sendo assim essa variável corresponde a largura do radiador ($W_{radiador}$).

A Figura 21 exibe a geometria real das aletas citadas anteriormente.

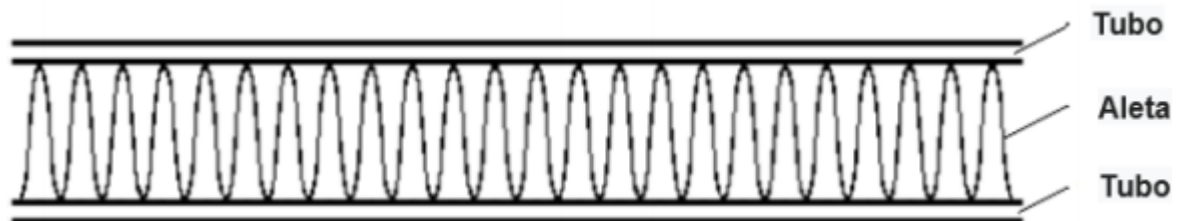


Figura 21: Tubos retangulares com aletas de geometria senoidal.
Fonte: Carl *et al.* (2012).

Para a realização dos cálculos as aletas serão consideradas retas, visto que as espessuras das aletas senoidais são mínimas e essa alteração na geometria não provoca diferenças consideráveis nos cálculos. A Figura 22 exibe as variáveis das aletas retangulares que serão consideradas neste trabalho.

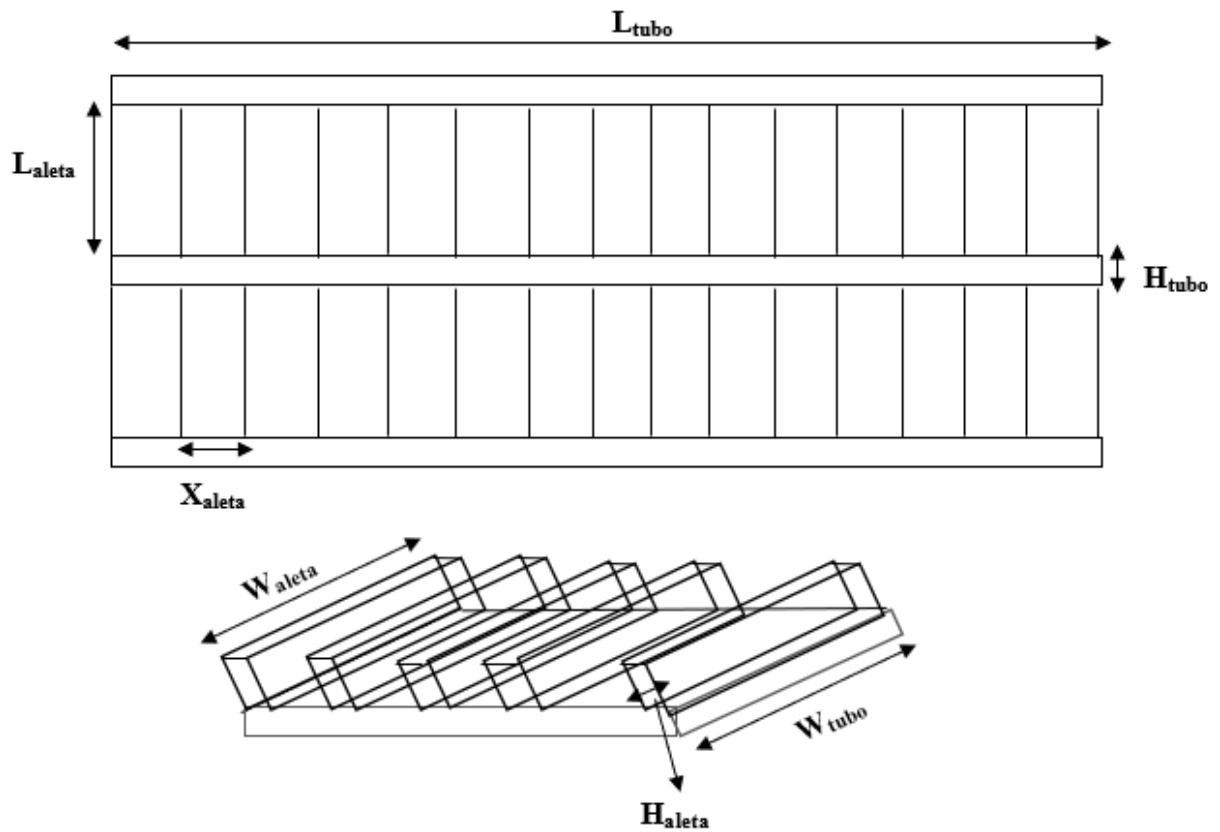


Figura 22: Aleta com geometria retangular.
Fonte: Pesquisa direta (2021).

Analisando a Figura 22, a variável L_{aleta} indica a altura da aleta, já a variável W_{aleta} indica o comprimento da aleta que também é a largura dos tubos e conseqüentemente a largura do radiador, a variável H_{aleta} é a espessura da aleta e a variável X_{aleta} representa a distância entre as aletas.

A Figura 23 exibe as variáveis das aletas triangulares que também são objeto de estudo deste trabalho.

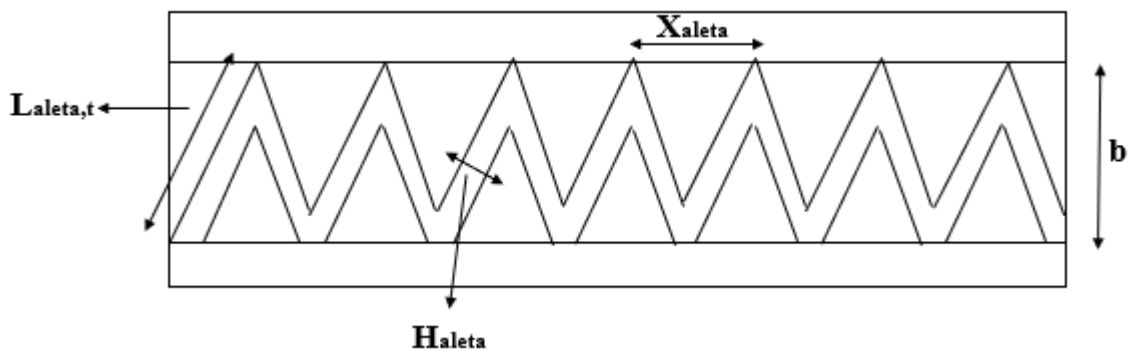


Figura 23: Aleta com geometria triangular.
Fonte: Pesquisa direta (2021).

Através da análise da Figura 23 é possível perceber que a variável $L_{aleta,t}$ indica a altura inclinada da aleta, a variável H_{aleta} indica a espessura da aleta, a variável b representa a altura das aletas triangulares e por fim, a variável X_{aleta} representa a distância entre as aletas.

Com a definição destes parâmetros geométricos torna-se possível o equacionamento das áreas e dos escoamentos internos e externos.

2.4.2.1 Escoamento interno ao duto

O equacionamento será baseado no formulário de cálculo para radiadores de acordo com Kuppan (2013) e com as adaptações que se fazem necessárias. É válido ressaltar que as espessuras dos tubos são mínimas, sendo assim as áreas internas e externas dos tubos são consideradas iguais.

A área interna ao duto, onde ocorre o escoamento do fluido de arrefecimento é dada pelas seguintes equações:

Área da seção transversal do tubo (A_{tubo}):

$$A_{tubo} = W_{tubo} * H_{tubo} \quad (1)$$

Perímetro do tubo (P_{tubo}):

$$P_{tubo} = 2 * W_{tubo} + 2 * H_{tubo} \quad (2)$$

Diâmetro Hidráulico (D_h):

$$D_h = \frac{4 * A_{tubo}}{P_{tubo}} \quad (3)$$

Deve-se utilizar o diâmetro hidráulico devido a seção transversal do tubo não ser circular. Essa variável será utilizada em cálculos posteriores. As equações 2 e 3 também podem também ser utilizadas para o escoamento externo, desde que os valores das variáveis sejam ajustados.

2.4.2.2 Escoamento externo para aletas retangulares

Com o intuito de calcular a área de transferência de calor total, são somadas as áreas verticais (área das aletas) e as áreas horizontais dos dutos externos (dutos formados entre duas aletas). Dessa forma, tem-se que:

$$A_{total} = \{2 * L_{aleta} * W_{aleta} * N_{aleta} + 2 * X_{aleta} * W_{aleta} * (N_{aleta} - 1)\} * N_{feixes,h} * N_{feixes,v} \quad (4)$$

Sendo que:

N_{aleta} : número de aletas em cada feixe horizontal do radiador;

$N_{feixes,h}$: número de feixes de aletas totais na direção horizontal do radiador;

$N_{feixes,v}$: número de feixes de aletas totais na direção vertical do radiador.

Área de fluxo livre (A_o):

$$A_o = A_f - \{(N_{aleta} * H_{aleta} * L_{aleta} * N_{feixes,h} * N_{feixes,v}) + (N_{tubo} * H_{tubo} * L_{tubo})\} \quad (5)$$

Área frontal do radiador (A_f):

$$A_f = H_{radiador} * L_{radiador} \quad (6)$$

E por fim, o volume do radiador ($V_{radiador}$):

$$V_{radiador} = A_f * W_{radiador} \quad (7)$$

2.4.2.3 Escoamento externo para aletas triangulares

Para a composição do radiador com aletas triangulares, são somadas também as áreas verticais formadas pelas aletas e as áreas horizontais formadas pela união das aletas e tubos. Dessa forma, a área total de transferência de calor pode ser calculada pela equação 8.

$$A_{total} = \{2 * [(L_{aleta} * W_{aleta} * N_{aleta}) + (X_{aleta} * W_{aleta} * N_{aleta})]\} * N_{feixes,h} * N_{feixes,v} \quad (8)$$

Já a área de fluxo livre pode ser calculada pela equação 9.

$$A_o = A_f - \{(N_{aleta} * H_{aleta} * L_{aleta,t} * N_{feixes,h} * N_{feixes,v}) + (N_{tubo} * H_{tubo} * L_{tubo})\} \quad (9)$$

2.4.2.4 Desempenho das aletas

De acordo com Incropera e Dewitt (2003) as aletas são usadas para aumentar a transferência de calor em uma superfície através do aumento da área superficial efetiva. Contudo, a aleta em si representa uma resistência condutiva à transferência de calor na superfície original. Por essa razão, não existe qualquer garantia de que a taxa de transferência de calor será aumentada com o uso de aletas.

Para verificação do desempenho das aletas e se é vantajoso utilizá-las, a determinação da efetividade da aleta pode auxiliar nesse processo (INCROPERA E DEWITT, 2003). É importante ressaltar que para o presente trabalho são consideradas aletas de seção transversal uniforme com a extremidade adiabática. Tanto as aletas de geometria retangular quanto as aletas de geometria triangular podem ter sua eficiência calculada pela equação 10 (ROHSENOW *et al.*, 1998):

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh(m * L_c)}{m * L_c} \quad (10)$$

Na equação 10, o fator m é o coeficiente para cálculo da aleta e L_c é o comprimento corrigido da aleta. Tais fatores podem ser calculados pelas seguintes equações (ROHSENOW *et al.*, 1998):

$$m = \left\{ \frac{2 * h_{ar}}{k_{aluminio} * H_{aleta}} * \left(1 + \frac{H_{aleta}}{L_{aleta}} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

Para as aletas retangulares, o comprimento corrigido pode ser encontrado através da equação 12.

$$L_c = \frac{L_{aleta}}{2} - H_{aleta} \quad (12)$$

Já para as aletas triangulares, o comprimento corrigido pode ser encontrado através da equação 13.

$$L_c = \frac{L_{aleta,t}}{2} \quad (13)$$

A variável $L_{aleta,t}$ para as aletas de geometria triangular pode ser calculada pela equação 14.

$$L_{aleta,t} = \left(\left(\frac{X_{aleta}}{2} \right)^2 + b^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (14)$$

A efetividade da aleta pode ser calculada de acordo com a equação 15 (INCROPERA E DEWITT, 2003):

$$\varepsilon = \frac{q_{aleta}}{q_{s/aleta}} \quad (15)$$

Sendo:

q_{aleta} : taxa de transferência de calor da aleta;

$q_{s/aleta}$: taxa de transferência de calor sem a existência das aletas.

De acordo com Incropera e Dewitt (2003), só se justifica o uso de aletas caso ε for maior ou igual a 2.

Apenas o cálculo da eficiência da aleta não é suficiente para analisar a taxa de transferência de calor externa. Devido às imperfeições do fluxo ao redor das aletas é necessário analisar a eficiência global da superfície das aletas, que pode ser calculada pela equação 16 (CARL *et al.*,2012).

$$\eta_0 = 1 - \left\{ \frac{A_{aletas}}{A_{sup.total}} * (1 - \eta_{aleta}) \right\} \quad (16)$$

Sendo que a variável A_{aletas} é a área superficial de todas as aletas e pode ser calculada pela equação 17, $A_{sup.total}$ é a área superficial total (aletas mais a base exposta) podendo ser calculada pela equação 19 e a variável A_b é a área superficial de base que pode ser calculada pela equação 18.

$$A_{aletas} = 2 * L_c * W_{aleta} * N_{aleta} * N_{feixes,h} * N_{feixes,v} \quad (17)$$

$$A_b = 2 * X_{aleta} * W_{aleta} * (N_{aleta} - 1) * N_{feixes,h} * N_{feixes,v} \quad (18)$$

$$A_{sup.total} = A_{aletas} + A_b \quad (19)$$

2.4.3 Cálculo da perda de carga

A perda de carga é um importante fator para o dimensionamento dos trocadores de calor, visto que o escoamento do fluido está diretamente associado à este fator e também representa a energia a ser despendida durante o processo. A perda de carga permitida em um trocador de calor é a variação de pressão estática necessária para conduzir o fluido através do equipamento. Nos trocadores de calor, a perda de carga é causada principalmente pelo atrito nos tubos (KERN, 1980).

2.4.3.1 Perda de carga no escoamento interno

A perda de carga para fluidos que circulam em tubos circulares e não circulares pode ser descrita pela seguinte equação:

$$\Delta p = 4 * f * \frac{L}{D_h} * \frac{v^2}{2} * \rho \quad (20)$$

Em que f é o fator de atrito de Fanning e pode ser dado pela seguinte equação para escoamento turbulento em tubos lisos (KERN, 1980) :

$$f = 0,0035 + \frac{0,264}{Re^{0,42}} \quad (21)$$

As variáveis utilizadas nas equações 20 e 21 são:

f : fator de atrito de Fanning (adimensional);

L : comprimento do tubo (m);

D_h : diâmetro hidráulico do tubo (m);

v : velocidade média de escoamento do fluido (m/s²);

ρ : massa específica do fluido (kg/m³);

Re : número de Reynolds do escoamento (adimensional).

2.4.3.2 Perda de carga no escoamento externo

A perda de carga associada ao escoamento de fluidos através de feixes de aletas pode ser dada pela seguinte equação (SHAH E SEKULIC, 2003):

$$\Delta p = \Delta p_{1-2} + \Delta p_{2-3} + \Delta p_{3-4} \quad (22)$$

Sendo que:

Δp_{1-2} : queda de pressão na entrada do núcleo devido à contração repentina (kPa);

Δp_{2-3} : queda de pressão dentro do núcleo (kPa);

Δp_{3-4} : queda de pressão na saída do núcleo devido à expansão repentina (kPa).

De acordo com Shah e Sekulic (2003) o fator Δp_{2-3} é o que tem maior influência na perda de carga total. Existem duas situações que contribuem para essa perda de carga, são elas: a perda de pressão causada pelo atrito do fluido e a perda de pressão devido à mudança da taxa de momento no núcleo. A perda de carga relacionada a queda de pressão dentro do núcleo pode ser calculada pela equação 23.

$$\Delta p_{2-3} = \frac{G^2}{2 * \rho_i} * \left\{ 2 * \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f * \frac{L}{r_h} * \rho_i * \left(\frac{1}{\rho_m} \right) \right\} \quad (23)$$

Sendo que a variável G representa a velocidade mássica de escoamento do fluido por unidade de área no núcleo em kg/m².s e pode ser calculada pela equação 24. Já a variável ρ_i representa a massa específica do fluido ao entrar no trocador de calor em kg/m³, a variável ρ_o representa a massa específica do fluido ao sair do trocador de calor em kg/m³, f é o fator de atrito de Fanning mencionado anteriormente, L representa o comprimento do duto de escoamento em metros, r_h representa o raio hidráulico de escoamento em metros e a variável ρ_m representa a massa específica média do fluido em relação ao comprimento do fluxo e pode ser calculada pela equação 25.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_o} \quad (24)$$

$$\rho_m = \frac{\rho_i + \rho_o}{2} \quad (25)$$

O fator Δp_{1-2} contribui para a perda de carga devido a duas situações, que são elas: a queda de pressão devido à mudança da área de fluxo e queda de pressão devido à expansões livres e sucessivas contrações. Considerando que o fluido é incompressível, o fator Δp_{1-2} pode ser calculado pela equação 26 (SHAH E SEKULIC, 2003).

$$\Delta_{p1-2} = \frac{G^2}{2 * \rho_i} * (1 - \sigma^2 + K_c) \quad (26)$$

A variável K_c é uma função da razão entre a área de fluxo livre disponível pela área frontal do trocador de calor, definida pelo parâmetro σ , do número de Reynolds (Re) do escoamento e da geometria da seção transversal do escoamento. A Figura 24 exhibe os valores de K_c para quatro diferentes tipos de seção transversal de escoamento (SHAH E SEKULIC, 2003).

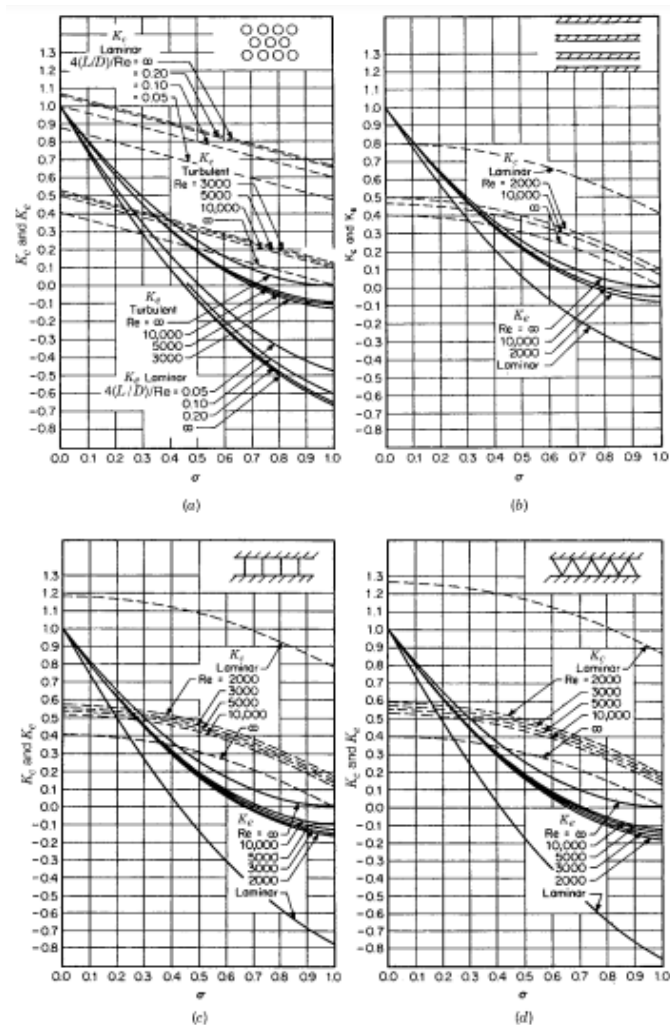


Figura 24: Coeficiente de perda de contração para: (a) núcleo com múltiplas placas circulares; (b) núcleo com múltiplas placas retangulares; (c) núcleo com múltiplas aletas quadrangulares e (d) núcleo com múltiplas aletas triangulares.
Fonte: Adaptado de Kays e London (1998).

O fator Δ_{p3-4} contribui para a perda de carga devido a duas situações, que são elas: aumento da pressão devido à desaceleração associada com um aumento de área e a perda de pressão associada à expansão livre e irreversível e mudanças na taxa de momento após a

expansão abrupta. Considerando o fluido incompressível, o fator Δp_{3-4} pode ser calculado pela equação 27 (SHAH E SEKULIC, 2003).

$$\Delta p_{3-4} = \frac{G^2}{2 * \rho_o} * (1 - \sigma^2 - K_e) \quad (27)$$

Assim como a variável K_c , a variável K_e também é uma função de σ e pode ser obtida através da Figura 24 apresentada anteriormente.

Sendo assim, a perda de carga total para o escoamento externo pode ser calculada pela equação 28, que representa o somatório dos fatores Δp_{1-2} , Δp_{2-3} e Δp_{3-4} (SHAH E SEKULIC, 2003).

$$\Delta p = \frac{G^2}{2 * \rho_i} * \left\{ (1 - \sigma^2 + K_c) + \left[2 * \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] + \left[f * \frac{L}{r_h} * \rho_i * \left(\frac{1}{\rho_m} \right) \right] - \left[(1 - \sigma^2 - K_e) * \frac{\rho_i}{\rho_o} \right] \right\} \quad (28)$$

2.5 Dimensionamento e análise

De acordo com Kays e London *apud* Borsatti (2010), devido aos cálculos envolvidos e a grande quantidade de hipóteses à serem adotadas, a metodologia para a realização de um projeto de trocador de calor ideal se torna complexa. A Figura 25 exhibe a análise que deve ser feita de acordo com os autores.

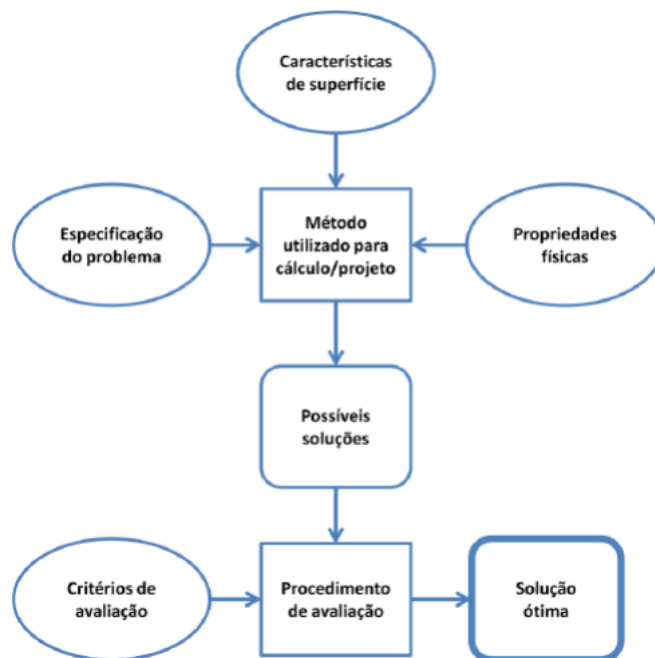


Figura 25: Metodologia para projeto de um trocador de calor. Fonte: Kays e London *apud* Borsatti (2010).

Através da análise da Figura 25 é possível perceber que para a análise inicial do trocador de calor deve-se analisar três variáveis, que são elas: especificação do problema, características de superfície e propriedades físicas dos fluidos e materiais.

Grande parte dessas variáveis podem ser obtidas a partir de estudos realizados pelos próprios fabricantes dos componentes (BORSATTI, 2010).

2.5.1 Desempenho do radiador

Para calcular o desempenho de um radiador existem diversas variáveis que influenciam, entretanto, as mais importantes são os parâmetros geométricos, os materiais utilizados na construção do trocador de calor e as propriedades termodinâmicas dos fluidos de arrefecimento. A Média Logarítmica das Temperaturas (DMLT) e a Efetividade-NUT (ϵ -NUT) são maneiras geralmente utilizadas para cálculo da eficiência do trocador de calor.

De acordo com Incropera e Dewitt (2003), o método da Média Logarítmica das Temperaturas é de fácil utilização quando as temperaturas dos fluidos na entrada do trocador de calor são conhecidas e as temperaturas de saída ou são especificadas ou podem ser determinadas de imediato pelas expressões de balanço de energia. Entretanto, se apenas as temperaturas na entrada forem conhecidas, o uso do método exige um processo iterativo trabalhoso.

Para este trabalho será utilizado o equacionamento para eficiência do radiador através do método da Efetividade-NUT, visto que com a utilização deste método a influência dos parâmetros geométricos do trocador de calor tornam-se mais perceptíveis.

O método da Efetividade-NUT é utilizado quando o tipo e o tamanho do trocador de calor já são variáveis conhecidas e o objetivo principal é o cálculo da taxa de transferência de calor e das temperaturas de saída dos fluidos quando se tem uma temperatura de entrada dos fluidos e vazão mássica determinada (ÇENGEL E GHAJAR, 2012).

A razão entre a transferência de calor real e a máxima transferência de calor possível em um trocador de calor representa a efetividade de transferência de calor ϵ , conforme a equação 29.

$$\epsilon_{\text{radiador}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{máx}}} = \frac{\text{Taxa de transferência de calor real}}{\text{Taxa de transferência de calor máxima}} \quad (29)$$

Segundo Çengel e Ghajar (2012), a transferência de calor máxima ocorre quando o fluido quente é resfriado até a temperatura de entrada do fluido frio ou o fluido frio é aquecido até a temperatura de entrada do fluido quente. O fluido que possuir a menor taxa de capacidade térmica irá limitar a taxa de transferência de calor, por isso a taxa de transferência de calor máxima possível é representada pela equação 30.

$$\dot{Q}_{\text{máx}} = C_{\text{mín}} * (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (30)$$

Substituindo a equação 30 na equação 29, encontra-se a taxa de transferência de calor real:

$$\dot{Q} = \varepsilon_{\text{radiador}} * \dot{Q}_{\text{máx}} = \varepsilon_{\text{radiador}} * C_{\text{mín}} * (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (31)$$

Em que:

\dot{Q} : taxa de transferência de calor real (kW);

$\dot{Q}_{\text{máx}}$: taxa de transferência de calor máxima (kW); x

$\varepsilon_{\text{radiador}}$: efetividade do trocador de calor (%);

$C_{\text{mín}}$: fluido de menor taxa de capacidade calorífica (kW/K);

$T_{q,e}$: temperatura de entrada do fluido quente (°C);

$T_{f,e}$: temperatura de entrada do fluido frio (°C).

2.5.1.1 Capacidade calorífica do fluido

A capacidade térmica de um trocador de calor é determinada pelo produto entre a vazão mássica e o calor específico do fluido (C). Analisando os fluidos de trabalho, a capacidade máxima ($C_{\text{máx}}$) é o maior resultado obtido, enquanto a capacidade mínima ($C_{\text{mín}}$) é o menor valor obtido de acordo com a equação 32 (INCROPERA E DEWITT, 2003).

$$C = \dot{m} * C_p \quad (32)$$

Sendo:

\dot{m} : vazão mássica (kg/s);

C_p : calor específico (kJ/kg.K).

É necessário calcular uma temperatura média ou temperatura de filme (T_f) dos fluidos, visto que existe uma variação de temperatura dos fluidos ao longo do trocador de calor. A temperatura média é dada pela média aritmética das temperaturas de entrada (T_e) e temperatura de saída (T_s) dos fluidos conforme apresentado na equação 33 (INCROPERA E DEWITT, 2003).

$$T_f = \frac{T_e + T_s}{2} \quad (33)$$

2.5.1.2 Cálculo da Efetividade - NUT

O cálculo da efetividade dos trocadores de calor geralmente envolve o parâmetro adimensional NUT (Número de unidades de transferência), apresentado na equação 34 (ÇENGEL E GHAJAR, 2012).

$$NUT = \frac{U * A_{total}}{C_{mín}} \quad (34)$$

Sendo:

U: coeficiente global de transferência de calor (W/m².K);

A_{total}: área de troca térmica do trocador de calor (m²).

Kays e London *apud* Borsatti (2010), através de experimentos relacionam graficamente o parâmetro adimensional NUT com a efetividade (ϵ) com diferentes tipos de trocadores de calor. A Figura 26 representa essa relação para o radiador, que é um trocador de calor com escoamento cruzado entre fluidos não misturados.

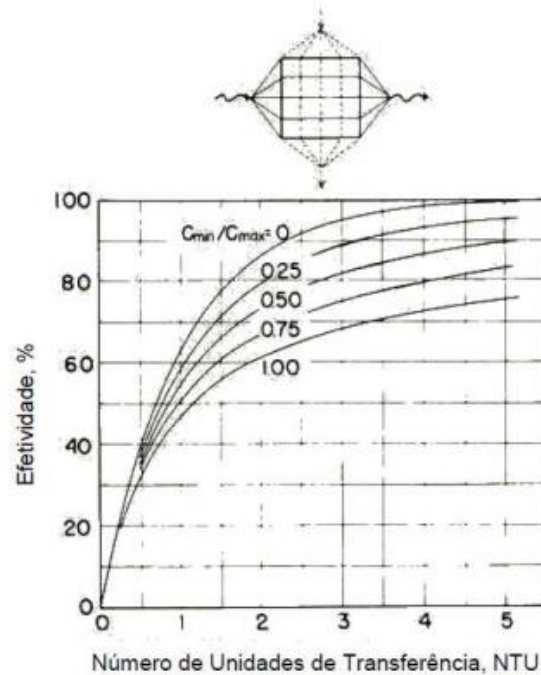


Figura 26: Efetividade de um trocador de calor de escoamento cruzado e com os dois fluidos não misturados em função do número de unidades de transferência.
Fonte: Kays e London *apud* Borsatti (2010).

Ainda de acordo com Kays e London *apud* Borsatti (2010), a Tabela 1 fornece a relação entre efetividade (ϵ) em função da razão C_{\min}/C_{\max} e NUT.

Tabela 1: Efetividade (ϵ) em função da razão entre as taxas de capacidade térmica, C_{\min}/C_{\max} , e do número de unidades de transferência NUT para a condição de escoamento cruzado com os dois fluidos não misturados.

NUT	ϵ em função de C_{\min}/C_{\max}				
	0,00	0,25	0,50	0,75	1,00
0,00	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,25	0,221	0,215	0,209	0,204	0,199
0,50	0,393	0,375	0,358	0,341	0,326
0,75	0,528	0,495	0,466	0,439	0,413
1,00	0,632	0,588	0,547	0,510	0,476
1,25	0,714	0,660	0,610	0,565	0,523
1,50	0,777	0,716	0,660	0,608	0,560
1,75	0,826	0,761	0,700	0,642	0,590
2,00	0,865	0,797	0,732	0,671	0,614
2,50	0,918	0,851	0,783	0,716	0,652
3,00	0,950	0,888	0,819	0,749	0,681
3,50	0,970	0,915	0,848	0,776	0,704
4,00	0,982	0,934	0,869	0,797	0,722
4,50	0,989	0,948	0,887	0,814	0,737
5,00	0,993	0,959	0,901	0,829	0,751
6,00	0,997	0,974	0,924	0,853	0,772
7,00	0,999	0,983	0,940	0,871	0,789

Fonte: Kays e London *apud* Borsatti (2010).

2.5.1.3 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor (U) é uma variável que abrange todas as resistências térmicas envolvidas no sistema e possui a mesma unidade do coeficiente de convecção comum ($W/m^2.K$) (ÇENGEL E GHAJAR, 2012).

Algumas das resistências térmicas mais comuns para os trocadores de calor com fluidos separados por paredes sólidas são: resistência na convecção do fluido frio, resistência por incrustação nas paredes internas e externas dos dutos, resistência na condução entre a parede do duto e resistência na convecção para o fluido quente (INCROPERA E DEWITT, 2003). A equação 35 exibe o cálculo do produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área de troca térmica.

$$U * A_{total} = \frac{1}{R_{eq.}} \quad (35)$$

Em que o fator $R_{eq.}$ representa a resistência total equivalente do processo de transferência de calor (K/W).

2.5.1.4 Resistências térmicas

Segundo Incropera e Dewitt (2003), o cálculo para as resistências térmicas de uma parede plana são as seguintes:

- Resistência térmica por convecção:

$$R_{conv} = \frac{1}{h * A_{total} * \eta_o} \quad (36)$$

Em que:

h : coeficiente de calor por convecção do fluido ($W/m^2.k$);

A_{total} : área total de troca térmica (m^2);

η_o : eficiência global da superfície aletada (adimensional).

O fator η_o deve ser utilizado na equação 36 para cálculo da resistência térmica por convecção para o escoamento externo no trocador de calor. Para o escoamento interno, este fator deve ser desconsiderado.

- Resistência térmica por condução:

$$R_{cond} = \frac{L}{K_m * A_{total}} \quad (37)$$

Em que:

K_m : condutividade térmica do material (W/m.K);

L: comprimento da parede onde ocorre a condução (m);

A_{total} : área total de troca térmica (m²).

Alguns mecanismos como precipitação, particulados, deposição por reação química, corrosão e deposição biológica são caracterizados como incrustação e também representam uma forma de resistência térmica para o sistema (CARVALHO *et al.*, 2017).

- Resistência térmica por incrustação:

$$R_{inc} = \frac{R'_f}{A_{total}} \quad (38)$$

Em que:

R'_f : fator de incrustação (m².K/W ou m².C/W);

A_{total} : área total de troca térmica (m²).

A Tabela 2 exibe o fator de incrustação para diferentes fluidos.

Tabela 2: Fatores de incrustação para diferentes fluidos.

Fluido	R_f (m ² . °C/W)
Água destilada, água marinha, águas fluviais, água de alimentação de caldeiras:	
Abaixo de 50 °C	0,0001
Acima de 50 °C	0,0002
Óleo combustível	0,0009
Vapor (livre de óleo)	0,0001
Refrigerantes (líquido)	0,0002
Refrigerantes (vapor)	0,0004
Vapores de álcool	0,0001
Ar	0,0004

Fonte: Çengel (2009).

Para o cálculo da resistência equivalente, é possível fazer uma associação às resistências elétricas, visto que as resistências térmicas também podem somar seus efeitos em série ou em paralelo. Sendo assim, a resistência equivalente pode ser encontrada pelas equações 39 e 40 (INCROPERA E DEWITT, 2003).

- Associação em série:

$$R_{eq.} = R_1 + R_2 + \dots + R_n \quad (39)$$

- Associação em paralelo:

$$R_{eq.} = \frac{R_1 * R_2 * \dots * R_n}{R_1 + R_2 + \dots + R_n} \quad (40)$$

2.5.1.5 Cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção

Diversas variáveis podem influenciar no coeficiente de transferência de calor por convecção, como por exemplo: velocidade de escoamento do fluido, viscosidade, densidade, camada limite de escoamento, dentre outros (INCROPERA E DEWITT, 2003). Esse coeficiente pode ser calculado pela equação 41 (KUPPAN, 2013):

$$h = \frac{Nu * K_f}{D_h} \quad (41)$$

Em que:

Nu : número de Nusselt (adimensional);

K_f : condutividade térmica do fluido (W/m.k);

D_h : diâmetro hidráulico (m).

2.5.1.6 Número de Nusselt

O número de Nusselt leva em consideração o regime de escoamento do fluido, ou seja, laminar ou turbulento (ÇENGEL E GHAJAR, 2012). De acordo com Çengel (2009), o número de Nusselt para fluidos em escoamento laminar com diferentes geometrias de dutos, pode ser determinado a partir da Figura 27.

$$Nu_D \equiv \frac{hD_h}{k}$$




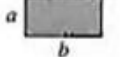
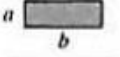
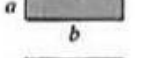

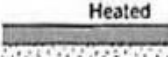

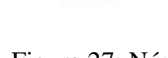

Seção transversal	$\frac{b}{a}$	Fluxo de calor constante	Temperatura constante	$f Re_{D_h}$
	—	4.36	3.66	64
	1.0	3.61	2.98	57
	1.43	3.73	3.08	59
	2.0	4.12	3.39	62
	3.0	4.79	3.96	69
	4.0	5.33	4.44	73
	8.0	6.49	5.60	82
	∞	8.23	7.54	96
	∞	5.39	4.86	96
	∞	5.39	4.86	96
	—	3.11	2.49	53

Figura 27: Número de Nusselt para escoamento laminar em diferentes geometrias de dutos.
Fonte: Çengel (2009).

Para situações em que o escoamento de fluido é turbulento e em um tubo não circular, com o fluido de arrefecimento sendo resfriado, o número de Nusselt pode ser calculado pela equação 42 (INCROPERA E DEWITT, 2003):

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,3} \quad (42)$$

Sendo que:

Re : número de Reynolds (adimensional);

Pr : número de Prandtl (adimensional).

2.5.1.7 Número de Reynolds

É possível definir se o escoamento de um fluido é laminar, transitório ou turbulento a partir do número de Reynolds. O número de Reynolds pode ser calculado pela equação 43 (BRUNETTI, 2008):

$$Re = \frac{\rho * v * D_h}{\mu} \quad (43)$$

Em que:

ρ : massa específica do fluido (kg/m^3);

v : velocidade de escoamento do fluido (m/s);

D_h : diâmetro hidráulico (m);

μ : viscosidade dinâmica do fluido (kg/m.s).

De acordo com Brunetti (2008), fluidos com número de Reynolds abaixo de 2000 apresentam um regime de escoamento laminar. Já o escoamento turbulento é aquele que apresenta número de Reynolds maior que 2400, e os valores que estão entre os dois, são considerados como transição.

2.5.1.8 Cálculo da efetividade do trocador de calor

A partir da definição dos parâmetros supracitados, torna-se possível o cálculo da efetividade do trocador de calor (ε). Para os radiadores, trocadores de calor em que os fluidos não se misturam e escoam de forma cruzada, a efetividade pode ser calculada pela equação 44 (INCROPERA E DEWITT, 2003):

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)^{-1} * (NUT)^{0,22} * \left\{ \exp \left[- \frac{C_{\min}}{C_{\max}} * (NUT)^{0,78} \right] - 1 \right\} \right] \quad (44)$$

Após o embasamento teórico supracitado sobre motor de combustão interna, sistema de arrefecimento dos motores, trocadores de calor compactos, radiador e como dimensionar este equipamento, o próximo capítulo exhibe a metodologia utilizada para dimensionamento do radiador aletado automotivo.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo o trabalho é caracterizado quanto ao seu tipo de pesquisa e os materiais e métodos que são utilizados para obtenção dos resultados. São apresentados também os instrumentos que são empregados para a coleta dos dados e como os resultados serão calculados e tabulados.

3.1 Tipo de Pesquisa

De acordo com Gil *apud* Batista (2016), a pesquisa é um modo sistemático e formal de desenvolvimento do método científico, ou seja, tem como objetivo solucionar problemas através de procedimentos científicos.

As pesquisas podem ser caracterizadas por dois métodos principais, sendo eles o quantitativo ou qualitativo. Para o método quantitativo se enquadra tudo aquilo que pode ser quantificado, ou seja, expresso em números. Já para o método qualitativo, os dados coletados não podem ser expressos por técnicas estatísticas (SILVA E MENEZES, 2005).

As pesquisas ainda podem ser classificadas em relação ao seu objetivo, sendo divididas em: exploratória, descritiva ou explicativa. As pesquisas bibliográficas objetivam o estudo de diversas situações a partir de levantamentos bibliográficos, documentais e estudos de caso com o intuito de esclarecer, desenvolver e modificar ideias e conceitos, sendo assim consideradas exploratórias (GIL, 2002).

Para o presente trabalho é utilizado o método quantitativo quanto a forma de abordagem, visto que este é o mais apropriado para pesquisas e os resultados do trabalho são quantificáveis. Em relação aos objetivos, este trabalho é classificado como uma pesquisa descritiva, pois realiza uma análise comparativa da influência de parâmetros geométricos para o desempenho de um radiador.

Analisando este trabalho em relação aos procedimentos técnicos, essa pesquisa é considerada uma revisão bibliográfica, visto que são utilizados livros, artigos técnicos, teses, dissertações e trabalhos acadêmicos para que as informações apresentadas tenham um bom embasamento teórico.

3.2 Materiais e Métodos

Como apresentado anteriormente, o foco deste trabalho são os radiadores, que são responsáveis por dissipar cerca de 30% do calor gerado no motor. Entretanto, para chegar na

etapa de dimensionamento do radiador é necessário definir alguns parâmetros como potência do motor, tipo de radiador, parâmetros geométricos e características do radiador. A Figura 28 exibe a sequência das análises que serão feitas para chegar a solução da problemática proposta.

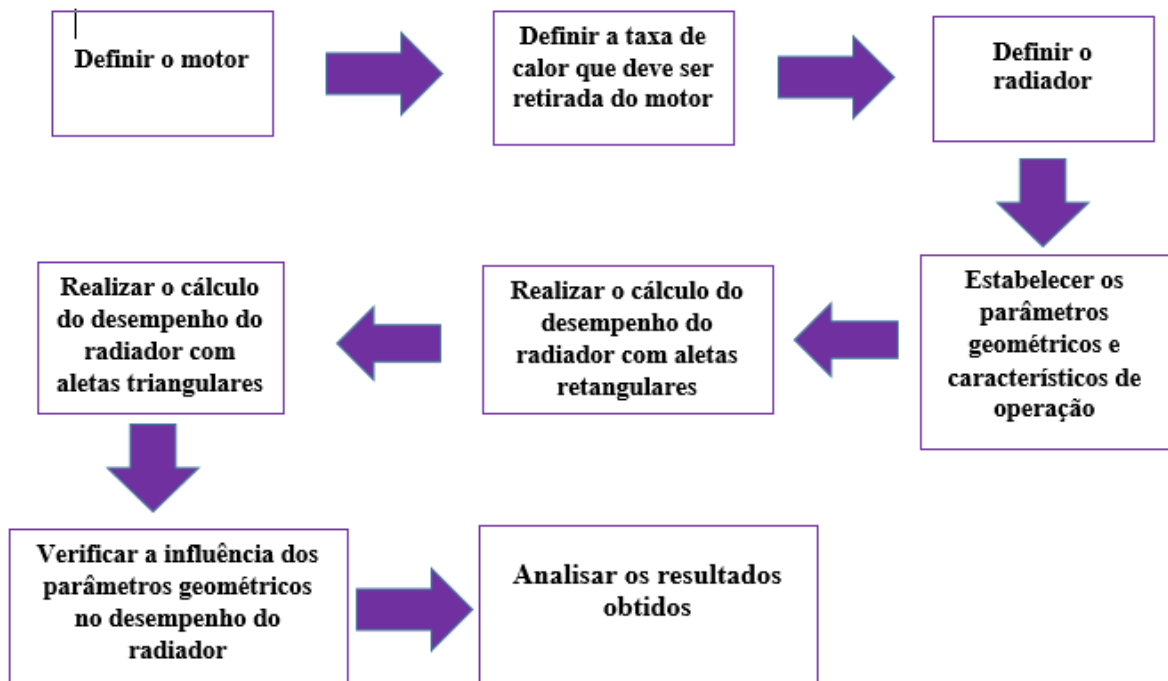


Figura 28: Sequência para seleção, dimensionamento e análise do radiador.
Fonte: Pesquisa direta (2021).

A partir da análise da Figura 28 é possível perceber que anteriormente a seleção do radiador é necessária a definição do motor, para que seja possível mensurar a quantidade de calor que deverá ser dissipada para o ambiente e o tipo de radiador capaz de suprir essa necessidade.

Para essa pesquisa, foi selecionado um motor de acordo com trabalho realizado por Papais (2013), que através de experimentos definiu que o sistema de arrefecimento para esse motor deve dissipar 23 kW de calor para o ambiente.

Visando satisfazer as condições requisitadas pelo sistema de arrefecimento, foi selecionado um radiador comercial brasado de alumínio. Esse equipamento atua com diversos fluidos não corrosivos, com uma pressão de até 100 bar e faixas de temperatura entre -269°C e 204°C (KUPPAN, 2013). A Figura 29 exibe o radiador que será objeto de estudo neste trabalho.



Figura 29: Radiador brasado de alumínio.
Fonte: Oliveira (2018).

Para definição dos parâmetros geométricos, as dimensões básicas do radiador foram também retiradas do trabalho realizado por Papais (2013). São apresentadas na tabela 3 as dimensões básicas que serão utilizadas.

Tabela 3: Dimensões básicas do radiador.

DIMENSÕES BÁSICAS	
Lradiador (m)	0,55
Hradiador (m)	0,4
Wradiador (m)	0,0145
Ndutos	41
Tipo	Brasado

Fonte: Adaptado de Papais (2013).

Além dessas dimensões básicas, as características de operação do radiador também foram retiradas do trabalho de Papais (2013) e serão apresentadas no próximo capítulo.

A partir da definição dos parâmetros geométricos e características de operação do radiador, torna-se possível dimensionar o radiador através do método definido, que para este trabalho será o método da efetividade NUT.

3.3 Variáveis e Indicadores

As variáveis são termos utilizados pelos pesquisadores com o intuito de possibilitar um esclarecimento daquilo que será investigado. Para a realização de pesquisas quantitativas, as variáveis são medidas. As variáveis podem possuir diversos indicadores que as caracterizam. Os indicadores são variáveis definidas para medir um conceito abstrato, com o intuito de orientar decisões sobre determinado fenômeno de interesse, dessa forma torna-se necessário uma definição precisa dos indicadores que serão utilizados para a solução do problema proposto

(GIL, 2002). A tabela 4 exibe as duas principais variáveis que serão utilizadas e seus indicadores.

Tabela 4: Variáveis e indicadores para comparação entre radiadores com aletas retangulares e radiadores com aletas triangulares.

VARIÁVEIS	INDICADORES
Radiador com aletas de seção transversal retangular	Taxa de calor a ser retirada Dimensões básicas Número de aletas Coeficiente Global de Transferência de calor
Radiador com aletas de seção transversal triangular	Eficiência Global da superfície aletada Número de Unidades de Transferência Perda de carga Efetividade do trocador de calor Fluxo de calor real

Fonte: Pesquisa direta (2021).

3.4 Instrumento de coleta de dados

As variáveis utilizadas neste trabalho foram obtidas através de pesquisas em livros, manuais de fabricantes, monografias, dissertações, artigos e teses. A partir desta coleta de dados é possível obter os parâmetros básicos de entrada para dimensionamento e análise do radiador.

3.5 Tabulação dos dados

Conforme supracitado, os dados de entrada do radiador serão retirados de um estudo de caso. Esses dados serão inseridos no software Microsoft Office Excel, que também será utilizado para a realização dos cálculos e apresentação dos resultados em gráficos e tabelas. Os resultados obtidos serão discutidos neste documento, no qual é utilizado o software Microsoft Office Word.

3.6 Considerações finais

Neste capítulo foi possível observar as etapas em que a pesquisa será desenvolvida e definir alguns parâmetros básicos para tornar possível o cálculo e análise das variáveis e indicadores para o radiador que também foram apresentadas ao longo do capítulo. Além disso, o capítulo apresenta as principais fontes de coleta dos dados e softwares que serão utilizados durante a pesquisa.

O capítulo seguinte tem como objetivo principal a realização dos cálculos e análise da influência dos parâmetros geométricos citados na problemática desta pesquisa através da metodologia apresentada neste capítulo.

4 RESULTADOS

Nesse capítulo são apresentados os dados básicos necessários para a realização dos cálculos apresentados nos tópicos anteriores. Além disso, são apresentados os resultados encontrados e análises gráficas que exibem a influência de alguns parâmetros geométricos no dimensionamento do radiador automotivo.

4.1 Dados e considerações iniciais

Os dados e considerações iniciais que possibilitam a execução dos cálculos propostos foram retirados do trabalho realizado por Papais (2013, *apud* OLIVEIRA, 2018, p.49). Através de ensaios de bancada e da realização de alguns cálculos, Papais obteve os dados de trabalho do motor, sendo: quarta marcha, a 90 km/h e rotação de 3300 rpm, que são condições que necessitam de maior rejeição de calor. Partindo desses dados, o autor obteve a rejeição térmica do motor para o sistema de arrefecimento e também a vazão mássica do líquido de resfriamento do conjunto conforme a tabela 5.

Tabela 5: Rejeição térmica do motor e vazão do líquido de arrefecimento.

Rejeição Térmica (kW)	23
Vazão mássica de líquido (kg/s)	0,6

Fonte: Adaptado de Papais (2013).

Para a obtenção das temperaturas de entrada e de saída do fluido de arrefecimento e do ar foram considerados os testes de desempenho térmico realizados em campo pelas montadoras de veículos (PAPAI, 2013). A tabela 6 indica as temperaturas de entrada e saída do ar e do líquido de resfriamento, e também as vazões mássicas destes fluidos.

Tabela 6: Dados de temperatura e vazão do ar e do líquido de arrefecimento.

Temperatura de entrada do líquido (°C)	120
Temperatura de saída do líquido (°C)	110
Temperatura de entrada do ar (°C)	30
Temperatura de saída do ar (°C)	60
Vazão mássica do ar (kg/s)	0,65
Vazão mássica do líquido (kg/s)	0,6

Fonte: Adaptado de Papais (2013).

Segundo Papais (2013), o ar é pré-aquecido ao chegar no radiador, visto que o veículo estudado pelo autor possui ar condicionado e o sistema de condicionamento fica próximo ao

radiador, provocando assim o aquecimento prévio do ar. Neste trabalho não é considerada a existência do ar condicionado, sendo assim as temperaturas de entrada e saída dos fluidos são as representadas na tabela 6.

Primeiramente são calculadas as temperaturas de filme dos fluidos conforme a equação 33, visando obter as propriedades termodinâmicas dos mesmos, visto que estas variáveis são dependentes das temperaturas dos fluidos e as temperaturas variam durante o escoamento. As primeiras propriedades encontradas foram o calor específico dos fluidos mostrados na tabela 7.

Tabela 7: Calor específico do fluido de refrigeração e do ar.

CALOR ESPECÍFICO DOS FLUIDOS (Cp)	
ESCOAMENTO INTERNO (LÍQUIDO)	
Temperatura de filme (°C)	Cp (J/kg.K)
115	4200
ESCOAMENTO EXTERNO (AR)	
Temperatura de filme (°C)	Cp (J/kg.K)
45	1007

Fonte: Pesquisa direta (2021).

Após a definição do calor específico dos fluidos, calcula-se a capacidade térmica (C) dos fluidos a partir da equação 32. Os valores encontrados são apresentados na tabela 8.

Tabela 8: Capacidade térmica do fluido de refrigeração e do ar.

CAPACIDADE TÉRMICA DOS FLUIDOS (C)	
ESCOAMENTO INTERNO - LÍQUIDO (J/K)	2520
ESCOAMENTO EXTERNO - AR (J/K)	654,55

Fonte: Pesquisa direta (2021).

A partir da análise da tabela 8 percebe-se que a capacidade térmica mínima (C_{\min}) é a do ar e a capacidade térmica máxima (C_{\max}) é a do líquido de arrefecimento. Com isso, é calculada a taxa de transferência de calor máxima através da equação 30. O valor encontrado é exibido na tabela 9.

Tabela 9: Taxa de transferência de calor máxima.

TRANSFERÊNCIA DE CALOR MÁXIMA	
Q_{\max} (W)	58909,5

Fonte: Pesquisa direta (2021).

A partir da equação 29 e sabendo que a rejeição de calor pelo motor é de 23kW conforme a tabela 5, calcula-se a efetividade mínima do radiador, que é apresentada na tabela 10.

Tabela 10: Efetividade mínima do radiador.

EFETIVIDADE MÍNIMA DO RADIADOR (ϵ)	
ϵ	39,04%

Fonte: Pesquisa direta (2021).

Dessa forma, a efetividade do radiador objeto de estudo deste trabalho não deve ser inferior a 39,04%, caso contrário o equipamento não será capaz de retirar os 23 kW de calor rejeitados pelo motor do sistema, situação essa que provocará alta temperatura de trabalho nos componentes do sistema e conseqüentemente uma degradação mais rápida dos mesmos.

4.2 Dimensionamento do radiador

Para realizar o cálculo das variáveis geométricas e das propriedades de troca de calor do radiador foi utilizado o *software Microsoft Office Excel* tanto para o radiador com as aletas retangulares quanto com as aletas triangulares, com o intuito de facilitar a disposição, equacionamento e os cálculos dos dados necessários para dimensionamento do equipamento.

4.2.1 Cálculo das propriedades do radiador com aletas retangulares

Primeiramente, foi necessário definir alguns parâmetros geométricos do radiador e das aletas para possibilitar o cálculo de todas as propriedades necessárias para o dimensionamento do equipamento. Os parâmetros fixados foram : comprimento do radiador (L_{radiador}), altura do radiador (H_{radiador}), largura do radiador (W_{radiador}), número de tubos (N_{tubos}), comprimento dos tubos (L_{tubo}), altura dos tubos (H_{tubo}), largura dos tubos (W_{tubo}), altura da aleta (L_{aleta}), espessura da aleta (H_{aleta}), comprimento da aleta (W_{aleta}), número de aletas (N_{aletas}), linhas horizontais e verticais (GUILARUCCI, 2019). Estes parâmetros podem ser observados na Figura 22.

A tabela 11 exibe os valores dos parâmetros geométricos que foram fixados e utilizados como dados iniciais para a definição das variáveis e propriedades do radiador.

Tabela 11: Parâmetros geométricos do radiador com aletas retangulares.

Comprimento do radiador (L_{radiador}) - (m)	0,55
Altura do radiador (H_{radiador}) - (m)	0,40
Largura do radiador (W_{radiador}) - (m)	0,0145
Número de tubos (N_{tubos})	41
Comprimento do tubo (L_{tubo}) - (m)	0,55
Altura do tubo (H_{tubo}) - (m)	0,0019
Largura do tubo (W_{tubo}) - (m)	0,0145
Altura da aleta (L_{aleta}) - (m)	0,0081
Espessura da aleta (H_{aleta}) - (m)	0,00025
Comprimento da aleta (W_{aleta}) - (m)	0,0145
Número de feixes de aletas horizontal ($N_{\text{aletas,h}}$)	1
Número de feixes de aletas vertical ($N_{\text{aletas,v}}$)	40
Distância entre aletas (X_{aleta}) - (m)	0,00067
Número de aletas por linha horizontal	600

Fonte: Pesquisa direta (2021).

A partir da definição dos parâmetros mostrados na tabela 11, foi possível calcular diversos aspectos geométricos do radiador, como por exemplo: área de troca térmica para o escoamento interno e externo, diâmetro hidráulico dos tubos, área da seção transversal dos tubos, dentre outros. Os valores encontrados para estes aspectos geométricos podem ser observados na tabela 12.

Tabela 12: Aspectos geométricos dos escoamentos interno e externo para o radiador com aletas retangulares.

ESCOAMENTO INTERNO NOS TUBOS (ÁGUA)	
Área da seção transversal de um tubo (m ²)	0,000028
Área da seção transversal dos tubos (m ²)	0,0011
Área total de transferência de calor (m ²)	0,7397
Perímetro de escoamento de um tubo (m)	0,0328
Perímetro de escoamento dos tubos (m)	1,3448
Diâmetro Hidráulico dos tubos (m)	0,0034
ESCOAMENTO EXTERNO (AR) - ALETAS RETANGULARES	
Área total de transferência de calor (A _{total}) (m ²)	6,0677
Área de fluxo livre total (A _o) (m ²)	0,1289
Área de fluxo livre a cada duas aletas (m ²)	5,3633 x 10 ⁻⁶
Perímetro de fluxo livre a cada duas aletas (m)	0,0174
Diâmetro Hidráulico (m)	1,2302 x 10 ⁻³
Área frontal do radiador (m ²)	0,22
Volume do radiador (m ³)	0,0032

Fonte: Pesquisa direta (2021).

Com a definição dos parâmetros exibidos na tabela 12, foi possível calcular também os dados de saída do radiador, como por exemplo: número de Reynolds (Re), eficiência global das superfícies das aletas (η_o), efetividade do radiador, dentre outras propriedades. Os valores encontrados podem ser observados na tabela 13.

Tabela 13: Propriedades de transferência de calor e escoamento do radiador com aletas retangulares.

	ESCOAMENTO	
	INTERNO (ÁGUA)	EXTERNO (AR)
Número de Reynolds (Re)	7329,17	319,77
Regime	Turbulento	Laminar
Coefficiente de transferência de calor por convecção (h) (W/m ² .K)	6583,09	165,42
Eficiência global da superfície das aletas (η_o)	N/A	0,9740
Fator de compactação (β) (m ² /m ³)	1902,09	
Resistência Equivalente (Req.) (K/W)	0,0016	
Produto U * A (W/K)	639,03	
Número de Unidades de Transferência (NUT)	0,98	
Efetividade (ϵ) (%)	57,76%	
Taxa de transferência de calor real (Q _{real}) (kW)	34,03	

Fonte: Pesquisa direta (2021).

Pelos dados fornecidos anteriormente nas tabelas 5 e 10, o radiador deve retirar no mínimo 23 kW de calor do líquido de arrefecimento e deve possuir uma eficiência de pelo menos 39,04%. Analisando a tabela 13, percebe-se que a efetividade do radiador é de 57,76% e retira 34,03 kW do líquido de arrefecimento. Sendo assim, esta configuração do radiador é eficaz para atender os requisitos propostos. Ainda analisando a tabela 13, é possível perceber que a eficiência global da superfície aletada é de 97,40%, que é um valor satisfatório.

Foi analisado também o fator de compactação (β) para o escoamento do ar na tabela 13. De acordo com Shah e Sekulic (2003), os radiadores automotivos apresentam um fator de compactação por volta de 1870 m²/m³. O valor encontrado foi de 1902,09 m²/m³, que é um valor satisfatório.

Além disso, foi encontrado um número de unidades de transferência (NUT) de 0,98 para esta configuração do radiador. Analisando a relação entre C_{\min} e C_{\max} , é obtido um valor de aproximadamente 0,26. De acordo com Kays e London *apud* Borsatti (2010), para um valor de NUT de 0,98 e a relação entre C_{\min} e C_{\max} de 0,25, a efetividade do trocador de calor deve ser próxima de 58% conforme mostrado na Figura 30. Dessa forma, o valor encontrado para a efetividade é compatível com o proposto pela literatura.

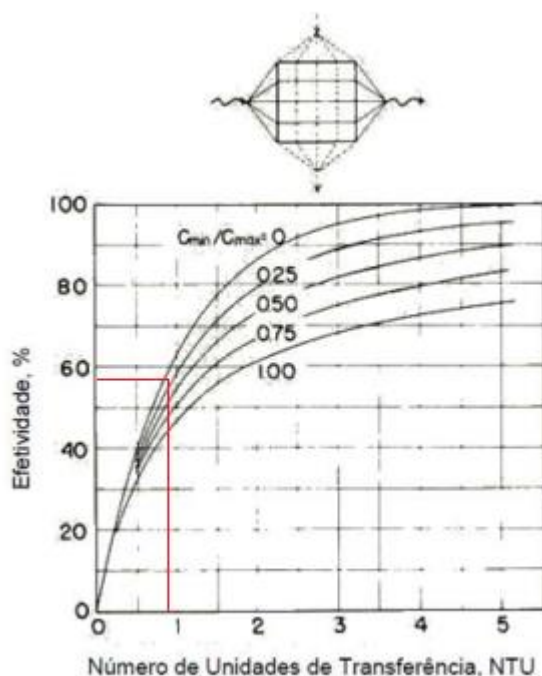


Figura 30: Efetividade do trocador de calor com aletas retangulares a partir do NUT e da relação C_{\min}/C_{\max} .

Fonte: Adaptado de Kays e London *apud* Borsatti (2010).

Além das propriedades calculadas e exibidas na tabela 13, também foi calculada a perda de carga tanto para o escoamento interno quanto para o escoamento externo no radiador. Para o cálculo da perda de carga para o escoamento externo foram encontrados os valores de K_c e K_e de acordo com o número de Reynolds do escoamento e também o parâmetro σ . O valor encontrado para o parâmetro σ foi de aproximadamente 0,58 e visto que o escoamento externo é laminar, os valores encontrados para K_c e K_e foram 1,05 e -0,28 respectivamente, conforme Figura 31.

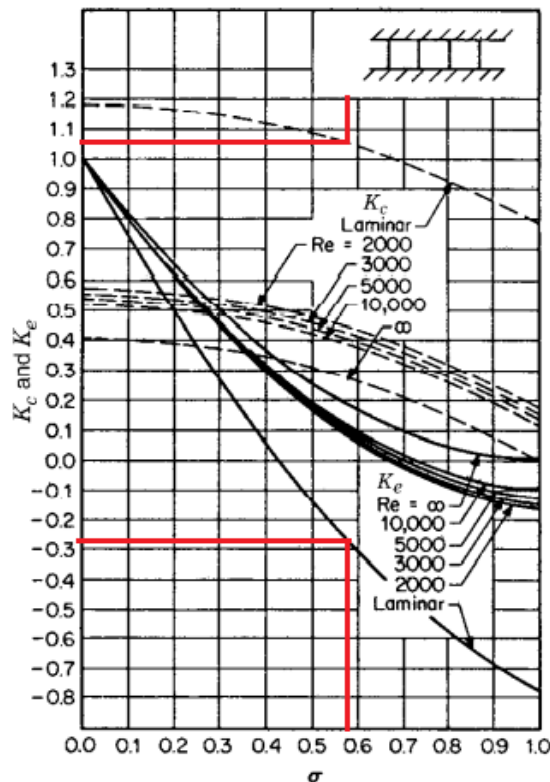


Figura 31: Definição dos fatores K_c e K_e para as aletas retangulares.
Fonte: Adaptado de Shah e Sekulic (2003).

Os valores encontrados tanto para a perda de carga no escoamento interno quanto no escoamento externo podem ser observados na tabela 14.

Tabela 14: Cálculo da perda de carga do radiador com aletas retangulares.

CÁLCULO DA PERDA DE CARGA	
ESCOAMENTO INTERNO (ÁGUA)	
Perda de carga (Δp) (KPa)	0,9545
ESCOAMENTO EXTERNO (AR)	
Perda de carga na entrada do núcleo (Δp_{1-2}) (KPa)	0,0187
Perda de carga no interior do núcleo (Δp_{2-3}) (KPa)	0,0521
Perda de carga na saída do núcleo (Δp_{3-4}) (KPa)	0,0113
Perda de carga total (Δp) (KPa)	0,0820

Fonte: Pesquisa direta (2021).

De acordo com Shah e Sekulic (2003), a maior perda de carga para o escoamento externo nos trocadores de calor compactos é devido ao escoamento do fluido no núcleo do equipamento. Analisando a tabela 14 é possível perceber que a maior parte da perda de carga para o escoamento externo no radiador deu-se devido ao escoamento no interior do núcleo, contribuindo com cerca de 64% da perda de carga total. Sendo assim, as análises realizadas para a perda de carga foram satisfatórias.

4.2.2 Cálculo das propriedades do radiador com aletas triangulares

Buscando comparar os resultados obtidos para as aletas retangulares, foi realizado também um estudo do mesmo radiador com aletas triangulares. Para obter uma melhor comparação entre estas diferentes composições do radiador, os mesmos parâmetros geométricos utilizados anteriormente foram adotados, com exceção da distância entre as aletas, já que as aletas triangulares ocupam um espaço maior do que as aletas retangulares. Através de iterações no Excel e da fixação do comprimento do radiador, foi possível encontrar qual deveria ser a distância entre as aletas triangulares para que o número de aletas por tubo fosse o mesmo daquele utilizado para as aletas retangulares.

Entre os parâmetros geométricos utilizados foi necessário definir também o comprimento inclinado da aleta, conforme tabela 15.

Tabela 15: Parâmetros geométricos do radiador com aletas triangulares.

Comprimento do radiador (L_{radiador}) - (m)	0,55
Altura do radiador (H_{radiador}) - (m)	0,40
Largura do radiador (W_{radiador}) - (m)	0,0145
Número de tubos (N_{tubos})	41
Comprimento do tubo (L_{tubo}) - (m)	0,55
Altura do tubo (H_{tubo}) - (m)	0,0019
Largura do tubo (W_{tubo}) - (m)	0,0145
Altura da aleta (b) - (m)	0,0081
Espessura da aleta (H_{aleta}) - (m)	0,00025
Comprimento da aleta (W_{aleta}) - (m)	0,0145
Comprimento inclinado da aleta ($L_{\text{aleta,t}}$) (m)	0,00805
Número de feixes de aletas horizontal ($N_{\text{aletas,h}}$)	1
Número de feixes de aletas vertical ($N_{\text{aletas,v}}$)	40
Distância entre aletas (X_{aleta}) - (m)	0,00042
Número de aletas por linha horizontal	600

Fonte: Pesquisa direta (2021).

Seguindo os cálculos realizados para o radiador com as aletas retangulares, após a definição dos parâmetros geométricos apresentados na tabela 15, é possível calcular os aspectos

geométricos para os escoamentos interno e externo do radiador. Os valores encontrados para estes aspectos geométricos podem ser observados na tabela 16.

Tabela 16: Aspectos geométricos dos escoamentos interno e externo para o radiador com aletas triangulares.

ESCOAMENTO INTERNO NOS TUBOS (ÁGUA)	
Área da seção transversal de um tubo (m ²)	0,000028
Área da seção transversal dos tubos (m ²)	0,0011
Área total de transferência de calor (m ²)	0,7397
Perímetro de escoamento de um tubo (m)	0,0328
Perímetro de escoamento dos tubos (m)	1,3448
Diâmetro Hidráulico dos tubos (m)	0,0034
ESCOAMENTO EXTERNO (AR) - ALETAS TRIANGULARES	
Área total de transferência de calor (A _{total}) (m ²)	5,8968
Área de fluxo livre total (A _o) (m ²)	0,1288
Área de fluxo livre para uma aleta (m ²)	1,6257 x 10 ⁻⁶
Perímetro de fluxo livre para uma aleta (m)	0,0160
Diâmetro Hidráulico (m)	4,0569 x 10 ⁻⁴
Área frontal do radiador (m ²)	0,22
Volume do radiador (m ³)	0,0032

Fonte: Pesquisa direta (2021).

A partir dos valores exibidos na tabela 16, foi possível calcular as propriedades de saída do radiador com aletas triangulares. A tabela 17 exhibe os resultados encontrados.

Tabela 17: Propriedades de transferência de calor e escoamento do radiador com aletas triangulares.

	ESCOAMENTO	
	INTERNO (ÁGUA)	EXTERNO (AR)
Número de Reynolds (Re)	7329,17	105,46
Regime	Turbulento	Laminar
Coefficiente de transferência de calor por convecção (h) (W/m ² .K)	6583,09	165,65
Eficiência global da superfície das aletas (η_0)	N/A	0,9685
Fator de compactação (β) (m ² /m ³)	1848,52	
Resistência Equivalente (Req.) (K/W)	0,0016	
Produto U * A (W/K)	624,69	
Número de Unidades de Transferência (NUT)	0,95	
Efetividade (ϵ) (%)	57,01%	
Taxa de transferência de calor real (Q _{real}) (kW)	33,59	

Fonte: Pesquisa direta (2021).

Através da análise da tabela 17 é possível perceber que o radiador com aletas triangulares apresenta uma efetividade de 57,01% e retira 33,59 kW do líquido de arrefecimento. Dessa forma, o radiador com essa configuração atende os requisitos propostos.

Foi calculada também a eficiência global da superfície aletada, apresentando um resultado de 96,85%, que é um valor satisfatório.

Outro cálculo realizado foi o fator de compactação (β) para o escoamento do ar. O valor encontrado foi de 1848,52 m²/m³. Conforme citado anteriormente, de acordo com Shah e Sekulic (2003) os radiadores apresentam um fator de compactação de 1870 m²/m³ aproximadamente. Sendo assim, o valor encontrado atende às expectativas.

Para esta configuração do radiador, a relação entre C_{\min} e C_{\max} continua sendo de aproximadamente 0,26. Já o valor de NUT encontrado para esta situação foi de 0,95. De acordo com Kays e London *apud* Borsatti (2010) para um NUT de 0,95 e a relação entre C_{\min} e C_{\max} de 0,25, a efetividade do trocador de calor deve ser próxima de 57% conforme Figura 32. Sendo assim, o valor encontrado para a efetividade é compatível com o proposto pela literatura.

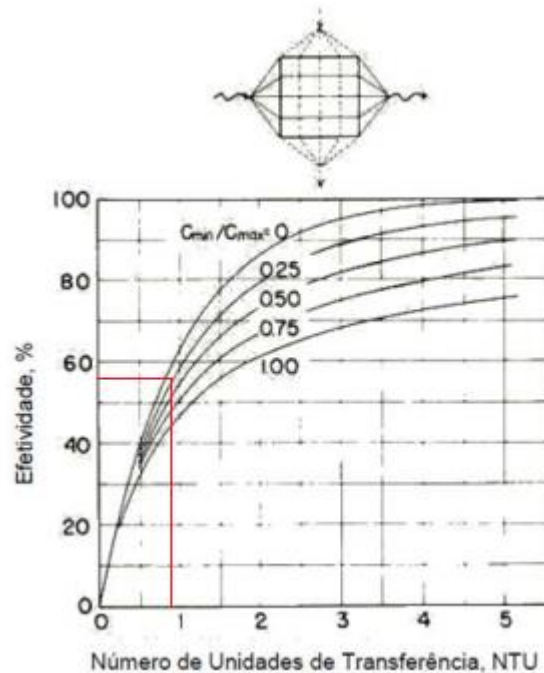


Figura 32: Efetividade do trocador de calor com aletas triangulares a partir do NUT e da relação C_{\min}/C_{\max} .

Fonte: Adaptado de Kays e London *apud* Borsatti (2010).

Assim como o radiador com aletas retangulares, foi calculada também a perda de carga para o radiador com aletas triangulares. Seguindo o procedimento utilizado anteriormente, o valor encontrado para o parâmetro σ também para esta configuração foi de aproximadamente 0,58 e visto que o escoamento externo é laminar, os valores encontrados para K_c e K_e foram 1,12 e -0,3 respectivamente, conforme Figura 33.

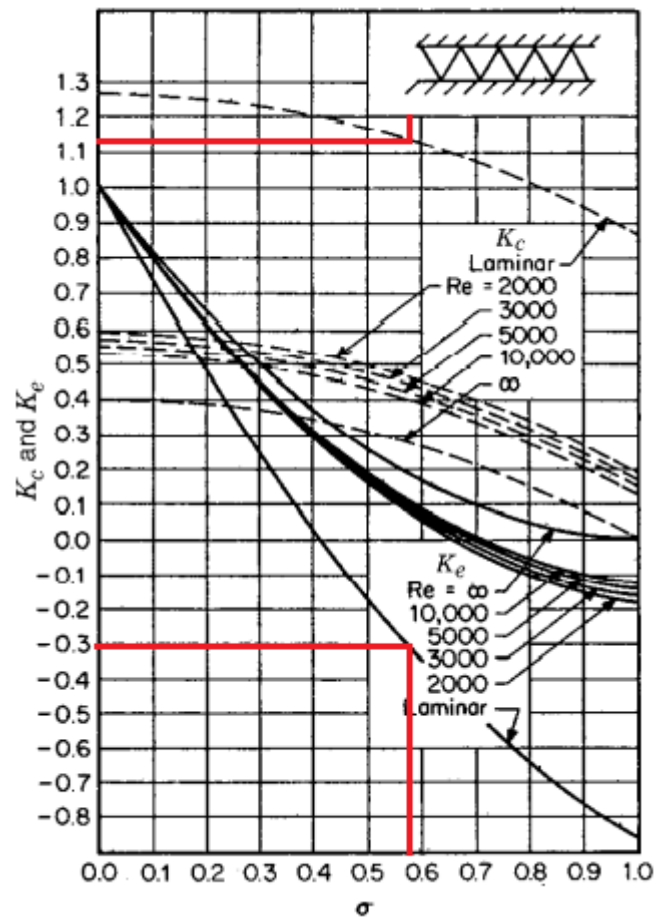


Figura 33: Definição dos fatores K_c e K_e para as aletas triangulares.
Fonte: Adaptado de Shah e Sekulic (2003).

Os valores encontrados tanto para a perda de carga no escoamento interno quanto no escoamento externo podem ser observados na tabela 18.

Tabela 18: Cálculo da perda de carga do radiador com aletas triangulares.

CÁLCULO DA PERDA DE CARGA	
ESCOAMENTO INTERNO (ÁGUA)	
Perda de carga (Δp) (Kpa)	0,9545
ESCOAMENTO EXTERNO (AR)	
Perda de carga na entrada do núcleo (Δp_{1-2}) (KPa)	0,0194
Perda de carga no interior do núcleo (Δp_{2-3}) (KPa)	0,2557
Perda de carga na saída do núcleo (Δp_{3-4}) (KPa)	0,0115
Perda de carga total (Δp) (KPa)	0,2867

Fonte: Pesquisa direta (2021).

A partir da análise da tabela 18 é possível perceber que a perda de carga no interior do núcleo é responsável por aproximadamente 89% da perda de carga total para o escoamento externo. De acordo com Shah e Sekulic (2003), a perda de carga no núcleo dos trocadores de calor compactos correspondem a aproximadamente 90% da perda de carga total para o

escoamento externo. Dessa forma, os valores encontrados na tabela 18 são compatíveis com os dados apresentados na literatura.

4.2.2.1 Influência do número de aletas

Com o intuito de analisar quais são as propriedades de saída do radiador com aletas triangulares quando a distância entre as aletas (X_{aleta}) é a mesma utilizada para o radiador com aletas retangulares, foram realizadas iterações no Excel do número de aletas para esta configuração até que a distância entre as aletas triangulares fosse aproximadamente a distância utilizada para as aletas retangulares.

A tabela 19 exibe os resultados de algumas das propriedades geométricas encontradas para esta configuração de acordo com o número de aletas.

Tabela 19: Variação do número de aletas triangulares e influência nas propriedades geométricas para o escoamento externo.

INFLUÊNCIA DO N° DE ALETAS NAS PROPRIEDADES GEOMÉTRICAS				
N° Aletas	X_{aleta} (m)	A_{total} (m²)	A_o (m²)	D_h (m)
600	0,00042	5,8968	0,1288	0,00041
590	0,00043	5,8093	0,1296	0,00042
580	0,00045	5,7218	0,1304	0,00044
570	0,00046	5,6343	0,1312	0,00045
560	0,00048	5,5468	0,1320	0,00047
550	0,00050	5,4593	0,1328	0,00048
540	0,00052	5,3718	0,1336	0,00050
530	0,00054	5,2843	0,1345	0,00052
520	0,00056	5,1969	0,1353	0,00054
510	0,00058	5,1094	0,1361	0,00056
500	0,00060	5,0220	0,1369	0,00058
490	0,00062	4,9345	0,1377	0,00060
480	0,00065	4,8471	0,1385	0,00062
470	0,00067	4,7597	0,1393	0,00064
460	0,00070	4,6723	0,1401	0,00067
450	0,00072	4,5849	0,1409	0,00069
440	0,00075	4,4975	0,1417	0,00071

Fonte: Pesquisa direta (2021).

A partir da análise da tabela 19 é possível notar que a redução do número de aletas triangulares faz com que a distância entre as aletas aumente, a área total de transferência de calor diminua, a área de fluxo livre aumente e ocorre também um aumento do diâmetro hidráulico em relação as mesmas propriedades para 600 aletas. Não foram analisadas as

propriedades geométricas com o aumento do número de aletas, visto que a distância entre as aletas seria mínima.

Além disso, é possível observar que quando são utilizadas 470 aletas triangulares a distância entre as aletas é aproximadamente a mesma distância encontrada para o radiador com aletas retangulares. Também foi analisada a influência do número de aletas na efetividade do radiador, na eficiência global da superfície aletada, no número de unidades de transferência (NUT) e no produto $U \cdot A$ conforme o gráfico apresentado na Figura 34.

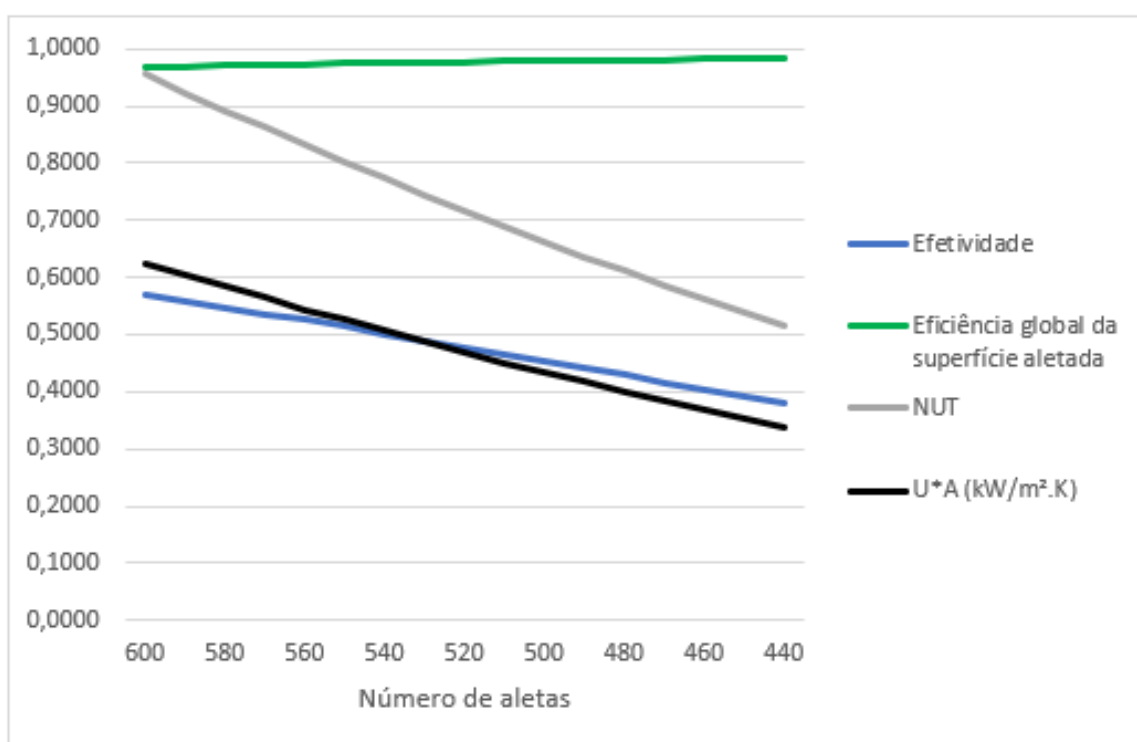


Figura 34: Influência do número de aletas nas propriedades de saída do radiador com aletas triangulares. Fonte: Pesquisa direta (2021).

A partir da análise da Figura 34 é possível perceber que a efetividade do trocador de calor é reduzida com a diminuição do número de aletas. A redução da efetividade do radiador ocorre devido ao fato de que o número de unidades de transferência (NUT) também reduz com a diminuição do número de aletas, e este fator está diretamente associado ao cálculo da efetividade do radiador.

Analisando a redução do número de unidades de transferência, esta ocorre visto que o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área total de troca térmica ($U \cdot A$) também reduz, visto que a área total de troca térmica também é reduzida de acordo com a diminuição do número de aletas, conforme tabela 19.

Além disso, a eficiência global da superfície aletada aumenta com a diminuição do número de aletas. Esse aumento é devido ao fato de que tanto a área superficial das aletas (A_{aletas}) quanto a área superficial total ($A_{\text{sup.total}}$) reduzem com a diminuição do número de aletas. Outro fator que contribui é o aumento da eficiência de cada aleta (η_{aleta}) com a diminuição do número de aletas, visto que com um menor número de aletas o coeficiente para cálculo da aleta (m) reduz de forma mais expressiva do que o aumento do comprimento corrigido da aleta (L_c), que é mínimo.

As propriedades de saída do radiador para um número de aletas inferior a 440 não foram analisadas, já que com essa quantidade de aletas o radiador apresenta uma efetividade inferior a 39% e conseqüentemente não retira o calor necessário do sistema. Na Figura 35 pode ser observada a influência do número de aletas na transferência de calor real do equipamento.

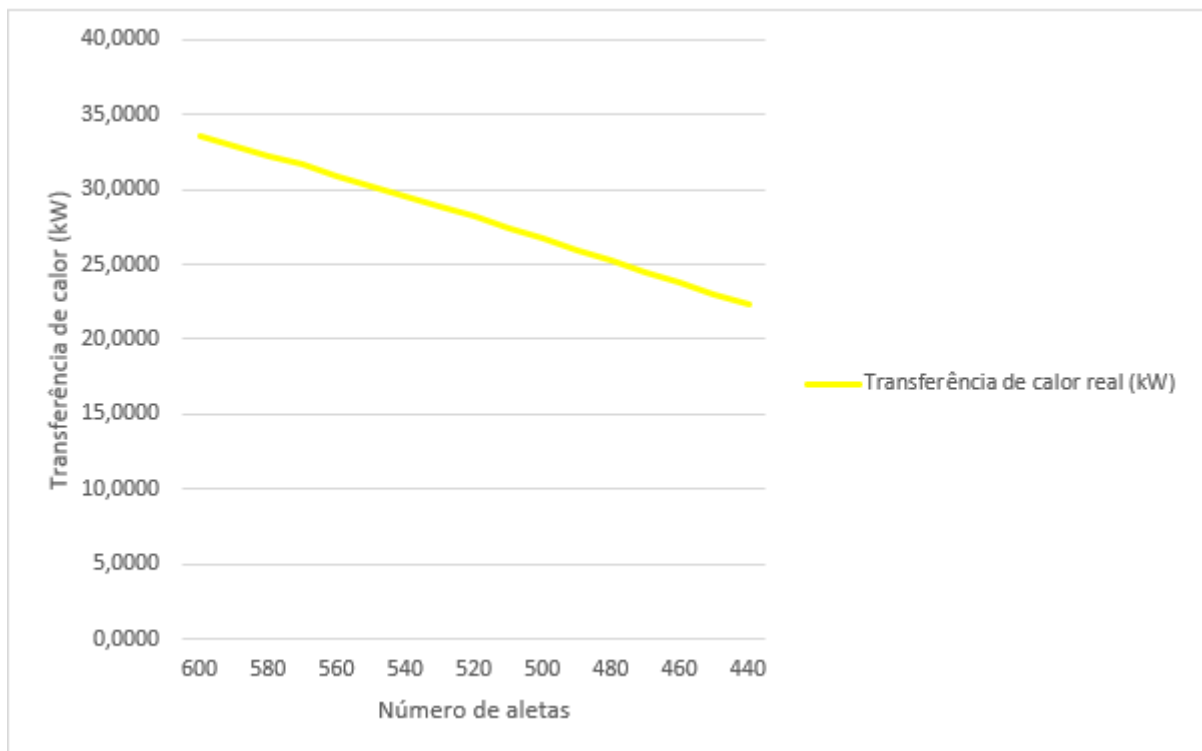


Figura 35: Influência do número de aletas na taxa de transferência de calor do radiador com aletas triangulares. Fonte: Pesquisa direta (2021).

Analisando a Figura 35 percebe-se que com a redução do número de aletas a transferência de calor real diminui, visto que a efetividade do radiador também diminui conforme Figura 34.

4.3 Análise e discussão dos resultados

Para facilitar a comparação entre os resultados obtidos para o radiador com as diferentes geometrias de aletas, os dados foram dispostos em tabelas e gráficos com o intuito de facilitar

a análise e discussão dos resultados. É válido ressaltar que os parâmetros do escoamento interno foram mantidos, dessa forma, tanto os aspectos geométricos quanto as propriedades do escoamento obtidas foram os mesmos para ambas as configurações do radiador.

A tabela 20 exibe os valores encontrados para os aspectos geométricos do escoamento externo para as duas configurações do radiador com 600 aletas.

Tabela 20: Comparação entre os aspectos geométricos obtidos para as duas configurações do radiador.

	ESCOAMENTO EXTERNO (AR)	
	ALETAS RETANGULARES	ALETAS TRIANGULARES
Área total de transferência de calor (A_{total}) (m^2)	6,0677	5,8968
Área total de fluxo livre (A_o) (m^2)	0,1288	0,1288
Área de fluxo livre entre aletas (m^2)	$5,3633 \times 10^{-6}$	$1,6256 \times 10^{-6}$
Perímetro de fluxo livre entre aletas (m)	0,01744	0,01603
Diâmetro Hidráulico (D_h) (m)	0,00123	0,00041

Fonte: Pesquisa direta (2021).

A partir da análise da tabela 20 é possível perceber que os resultados obtidos tanto para a área total de transferência de calor (A_{total}) quanto para a área total de fluxo livre (A_o) foram bem próximos. Além disso, o perímetro de fluxo livre entre aletas também apresentou resultados similares para as duas configurações do radiador.

Ainda analisando a tabela 20 é possível notar que a área de fluxo livre entre as aletas teve alterações significativas em seus resultados para as duas configurações. Tal situação ocorre devido a geometria da área para o escoamento, fazendo com que a área de fluxo livre para as aletas triangulares seja cerca de três vezes menor do que a mesma área para as aletas retangulares.

Visto que a área de fluxo livre para as aletas triangulares é menor do que a mesma área para as aletas retangulares, conseqüentemente o diâmetro hidráulico do escoamento externo para as aletas triangulares também é significativamente menor do que o diâmetro hidráulico para o escoamento externo com as aletas retangulares.

Tanto a redução na área de fluxo livre quanto a redução no diâmetro hidráulico do escoamento externo para as aletas triangulares influenciam nas propriedades de saída do radiador quando comparadas às mesmas propriedades para o radiador com as aletas retangulares. O gráfico representado na Figura 36 exibe algumas das propriedades de saída do radiador para as duas configurações.

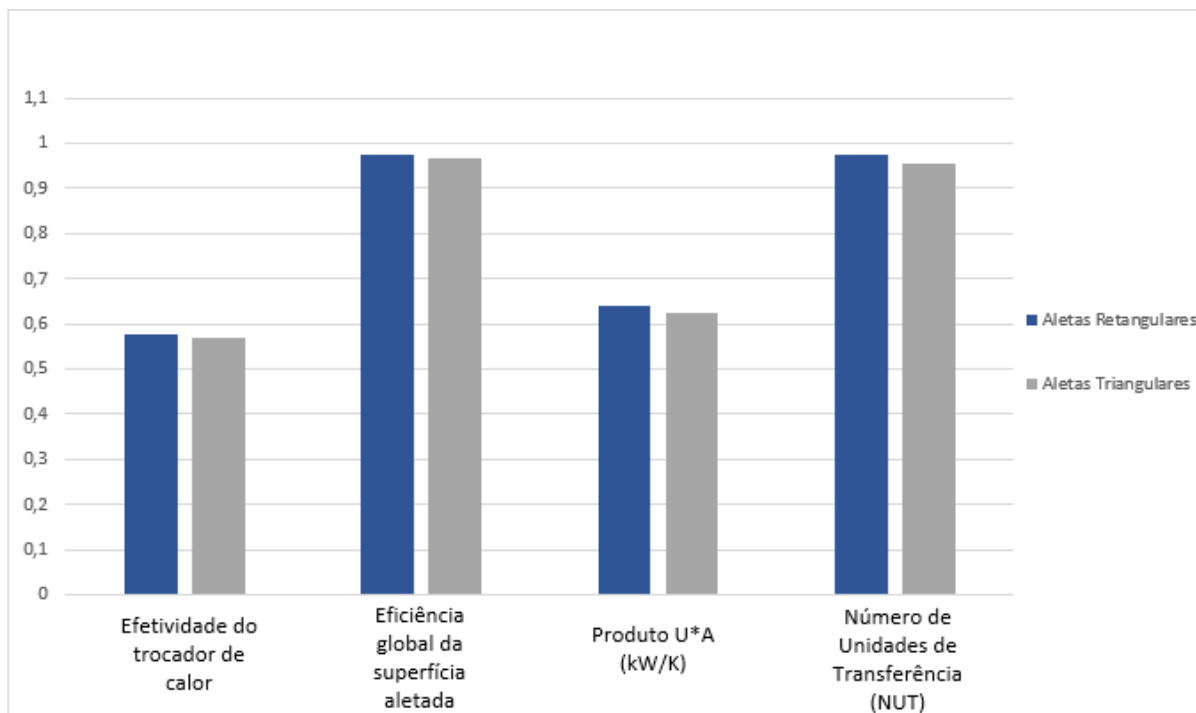


Figura 36: Gráfico comparativo de propriedades de saída para as duas configurações do radiador com 600 aletas. Fonte: Pesquisa direta (2021).

A partir da análise da Figura 36 percebe-se que houve uma redução na efetividade do radiador de aletas triangulares quando comparado ao radiador de aletas retangulares. Essa redução na efetividade do trocador de calor pode ser explicada pelo fato de que o Número de Unidades de Transferência (NUT) obtido para o radiador de aletas retangulares foi maior do que o NUT obtido para o radiador de aletas triangulares.

Já a redução do NUT para o radiador de aletas triangulares ocorre pelo fato de que o produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área de troca térmica ($U \cdot A$) obtido foi menor do que o resultado apresentado para o radiador de aletas retangulares, visto que a resistência equivalente ao escoamento dos fluidos para a configuração com aletas triangulares foi superior àquela obtida para a configuração com aletas retangulares.

Os valores obtidos para as resistências térmicas por convecção e incrustação para o escoamento externo podem ser observados no gráfico da Figura 37. Além disso, podem ser vistos também os valores obtidos para a resistência térmica equivalente tanto para o escoamento externo quanto para o escoamento interno. A resistência térmica por condução não foi exibida na Figura 37, visto que foram obtidos valores muito pequenos para esta resistência térmica devido a pequena espessura da parede tanto para as aletas retangulares quanto triangulares e a elevada condutividade térmica do alumínio, que foi o material considerado para as aletas.

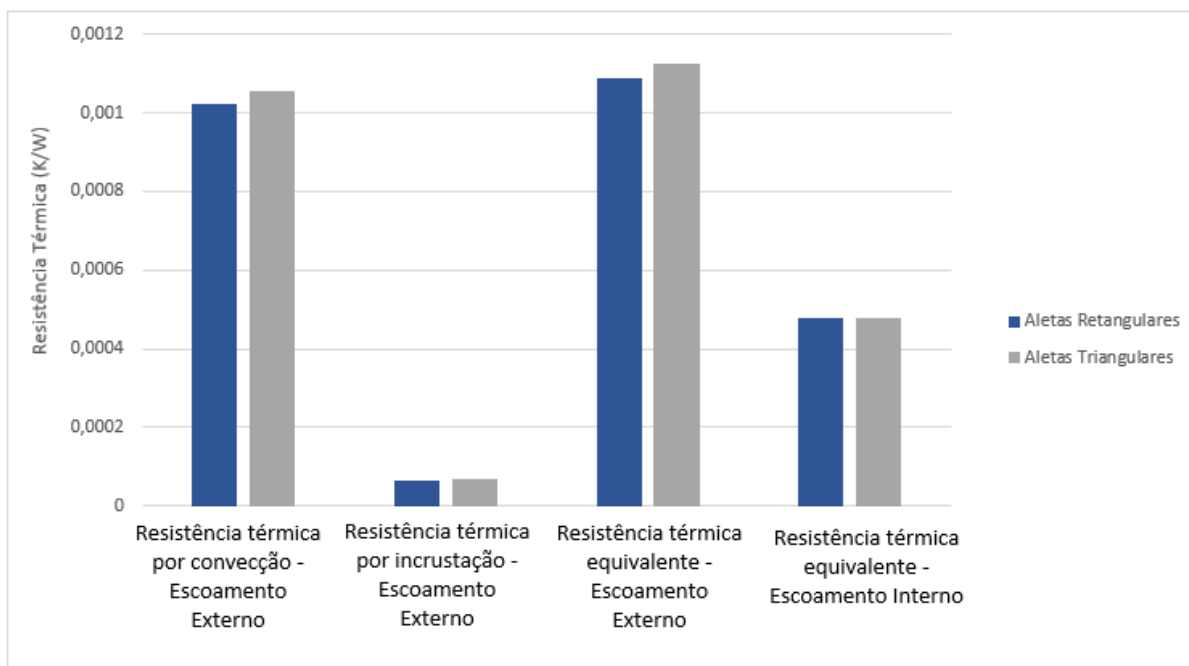


Figura 37: Gráfico comparativo entre as resistências térmicas para as duas configurações do radiador com 600 aletas.

Fonte: Pesquisa direta (2021).

A partir da análise da Figura 37 é possível notar que a resistência térmica por convecção para a configuração do radiador com aletas triangulares foi maior do que a mesma propriedade para o radiador com aletas retangulares, influenciando diretamente na diminuição do valor encontrado para o produto $U \cdot A$ do radiador com aletas triangulares quando comparado ao valor encontrado para a configuração com aletas retangulares.

A resistência térmica por convecção foi maior para a configuração do radiador com aletas triangulares devido ao fato de que a eficiência global da superfície aletada (η_o) para as aletas triangulares foi menor do que aquela obtida para as aletas retangulares e o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) para esta configuração foi similar ao encontrado para o radiador com aletas retangulares. Tal redução deu-se pelo fato de que o comprimento crítico (L_c) encontrado para as aletas triangulares foi superior ao encontrado para as retangulares fazendo com que a eficiência de uma única aleta triangular seja menor do que a eficiência de uma única aleta retangular.

Foi realizada também a comparação entre a perda de carga no escoamento externo para as duas configurações do radiador, já que a perda de carga no escoamento interno é a mesma para ambas as configurações. O gráfico comparativo entre os valores obtidos pode ser observado na Figura 38.

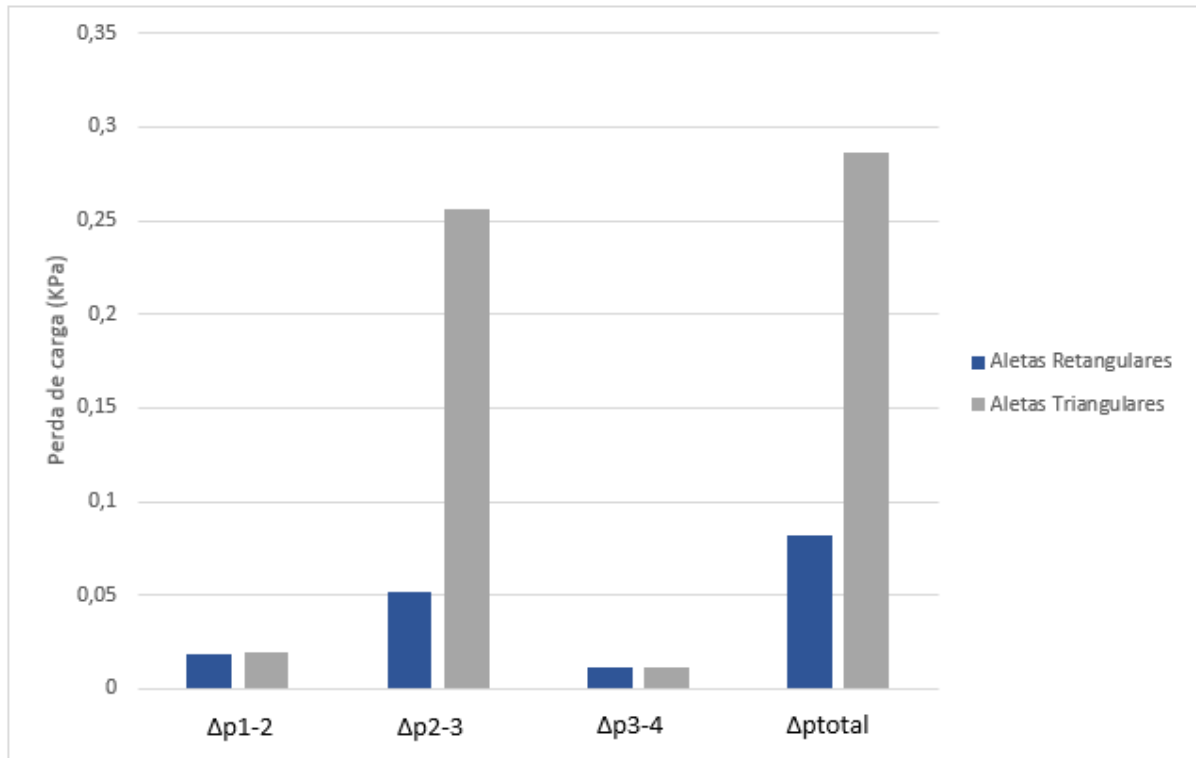


Figura 38: Gráfico comparativo entre a perda de carga no escoamento externo para as duas configurações do radiador com 600 aletas.

Fonte: Pesquisa direta (2021).

Analisando a Figura 38 é possível perceber que a perda de carga total no escoamento externo é maior para o radiador com aletas triangulares quando comparado ao radiador com aletas retangulares. Percebe-se também que tal resultado ocorre devido a uma maior perda de carga no interior do núcleo (Δp_{2-3}) para o radiador com aletas triangulares. Essa maior perda de carga no núcleo do radiador com aletas triangulares ocorre devido à redução do diâmetro hidráulico e conseqüentemente a redução do raio hidráulico para o escoamento externo para essa configuração quando comparados ao radiador com aletas retangulares.

Neste capítulo foram exibidos, analisados e comparados os resultados obtidos tanto para o radiador com aletas retangulares quanto para o radiador com aletas triangulares. No próximo capítulo é realizada a conclusão do trabalho e a sugestão de possibilidades para continuidade e melhoria deste estudo.

5 CONCLUSÃO

Neste capítulo o estudo proposto é finalizado a partir dos resultados obtidos no capítulo anterior, deixando claro a influência dos parâmetros geométricos no desempenho do radiador. Além disso, são apresentadas sugestões para trabalhos futuros com o intuito de aprimorar este estudo.

5.1 Conclusões

Atualmente, grande parte dos veículos ainda utilizam os motores de combustão interna. Esses motores geram uma grande quantidade de calor durante seu funcionamento, o que faz com que tanto este componente quanto os componentes próximos a ele tenham uma elevada temperatura de trabalho. O sistema de arrefecimento do veículo é responsável por retirar grande parte do calor gerado na combustão, afim de manter a integridade dos componentes, e o radiador é o principal componente deste sistema.

O radiador é um trocador de calor compacto e seus parâmetros de construção devem ser muito bem planejados para que este equipamento atenda aos requisitos necessários. Este trabalho analisou duas configurações para este equipamento, sendo a primeira com aletas retangulares e a segunda com aletas triangulares, além da realização dos cálculos pertinentes a este componente e comparação dos resultados obtidos para ambas as configurações do equipamento. Todo o trabalho foi baseado em pesquisas bibliográficas e estudos já realizados sobre motor de combustão interna, sistema de arrefecimento, trocadores de calor compactos, mecânica dos fluidos e por fim estudos específicos sobre radiadores.

Para possibilitar o início do dimensionamento proposto, foram definidos alguns parâmetros característicos e de operação do radiador em questão, retirados dos estudos realizados por Papais (2013), Oliveira (2018) e Guilarducci (2019). Os cálculos realizados e a disposição dos resultados obtidos em gráficos e tabelas foram realizados no *software Microsoft Office Excel*. Ambas as configurações estudadas do radiador se mostraram eficazes, visto que o radiador com aletas retangulares retira 34,03 kW de calor e o radiador com aletas triangulares retira 33,59 kW de calor, e pelo trabalho de Papais (2013) era necessária a retirada de pelo menos 23 kW.

Através dos parâmetros definidos e de todo o equacionamento apresentado pelas pesquisas bibliográficas, foi possível obter algumas importantes propriedades de saída do radiador, como por exemplo: produto do coeficiente global de transferência de calor pela área

total de troca térmica ($U \cdot A$), número de unidades de transferência (NUT), efetividade do radiador (ϵ), eficiência global da superfície aletada (η_o) e a transferência de calor real do equipamento.

Para realizar a comparação entre as duas configurações do radiador foram mantidos os parâmetros iniciais do equipamento. Além disso, foram consideradas 600 aletas por feixe horizontal do radiador para comparar ambas as configurações. Notou-se que a mudança na geometria das aletas possui influência no desempenho do radiador. A área de fluxo livre e o perímetro de fluxo livre encontrado para as aletas triangulares é significativamente menor do que estes mesmos parâmetros para as aletas retangulares, e conseqüentemente o diâmetro hidráulico para as aletas triangulares é menor do que o encontrado para as aletas retangulares.

A redução do diâmetro hidráulico do escoamento externo para as aletas triangulares provocou uma redução no número de Reynolds (Re) em relação ao radiador com aletas retangulares. Além disso, tal redução também é responsável pelo aumento da perda de carga para o escoamento do fluido no núcleo do radiador com aletas triangulares.

Ocorre também um aumento no comprimento corrigido das aletas triangulares quando comparadas as aletas retangulares, fazendo com que a eficiência e conseqüentemente a eficiência global da superfície aletada para as aletas triangulares seja menor do que a das aletas retangulares.

A redução na eficiência global da superfície aletada para o radiador com aletas triangulares provocou um aumento na resistência térmica por convecção no escoamento externo desta configuração em relação ao radiador com aletas retangulares. Conseqüentemente houve um aumento na resistência equivalente para as aletas triangulares e um decréscimo no produto do coeficiente global de transferência de calor pela área total de troca térmica ($U \cdot A$).

A redução do valor encontrado para o produto $U \cdot A$ para o radiador com aletas triangulares provocou uma redução no número de unidades de transferência (NUT) desta configuração em relação ao radiador com aletas retangulares. Visto que o número de unidades de transferência influencia diretamente na efetividade do trocador de calor, a efetividade do radiador com aletas triangulares foi inferior a efetividade do radiador com aletas retangulares.

Sendo assim, o radiador com aletas retangulares é mais efetivo do que o radiador com aletas triangulares e conseqüentemente retira mais calor do sistema em questão. Este estudo pode auxiliar no entendimento da influência da geometria de aletas no desempenho do equipamento e no projeto do equipamento de forma mais precisa e eficiente.

5.2 Recomendações

Com o intuito de aprimorar este estudo, recomenda-se analisar as propriedades de saída do radiador sem a existência de resistências térmicas de incrustação ao escoamento, variar alguns parâmetros do radiador como por exemplo o número de aletas e a distância entre elas, verificar a influência destes parâmetros na perda de carga do escoamento e também analisar a viabilidade de construção do equipamento, tanto financeiramente quanto estruturalmente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BEJAN, Adrian et al. Heat Transfer Handbook. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- BIZZO, Waldir A. **Geração, Distribuição e Utilização de Vapor**. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~em672/GERVAP1.pdf>>
- BORSATTI, E. J. **Estudo do sistema Duto-trocador de calor compacto para veículos de competição**. Dissertação – Universidade de São Paulo, São Paulo 2010.
- BRUNETTI, Franco. Mecânica dos fluidos. 2. ed. [S. l.]: Pearson Universidades, 2008. 448 p.
- BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna**: volume 1. São Paulo: Blucher, 2012.
- BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna**: volume 2. São Paulo: Blucher, 2012.
- CARL, Matthew; GUY, Dana; LEYENDECKER, Brett; MILLER, Austin; FAN, Xuejun. **The theoretical and experimental investigation of the heat transfer process of an automobile radiator**. Department of Mechanical Engineering. Lamar University. Beaumont. 12p, April 2012. Disponível em: < <https://www.coursehero.com/file/25920158/No-31-2012-ASEE-Radiator-Finalpdf/> >. Acessado em: 20 de março de 2021.
- CARVALHO, C. B.; CARVALHO, E. P.; RAVAGNANI, M. A. S. S. **Sintonia de Controladores em Trocadores de Calor sob a Influência de Incrustações**. Maringá, 2017. 6p. Disponível em < https://www.researchgate.net/publication/321920756_Sintonia_de_Controladores_em_Trocares_de_Calor_sob_a_Influencia_de_Incrustacoes >. Acessado em: 22 de março de 2021.
- ÇENGEL, Y. A. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 3 ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2009.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4 ed. Porto Alegre (RS): McGraw-Hill, 2012.
- FRIGERIO, T. C. S.; REIS, L. M. **Projeto térmico e de fabricação mecânica de radiadores modulares voltados para competições automotivas**. São Paulo, 2009.
- GIL, Antonio Carlos. Como Elaborar Projetos de Pesquisa. 5. ed. [S. l.]: Atlas, 2002. 200 p.
- GUILARDUCCI, Henrique de Melo. **Dimensionamento de um radiador automotivo aletado e análise da influência dos parâmetros geométricos no seu desempenho**. 63p. Monografia – Título de Engenheiro Mecânico, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, MG, 2019.

- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**, 5 ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora, 2003.
- KAYS, W. M. et al. **Compact Heat Exchangers**. 3. ed. [S. l.]: Krieger Pub Co, 1997. 335 p.
- KERN, D. Q. **Processos de Transmissão de Calor**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1980.
- KREITH, Frank *et al.* **Princípios de Transferência de Calor**. 1. ed. [S. l.]: Cengage Learning, 2014. 676 p.
- KUPPAN, T. **Heat Exchanger designer handbook**. 2 ed. Nova York: CRC Press, 2013.
- LIMA, F. L. M.; SOARES, I. F. M.; COSTA, M. M. S. G.; SILVA, N. F. P. M.; SOUZA, P. J. S. C. P. **Motores de combustão interna**. Porto, 2009. 20p. Disponível em: <https://paginas.fe.up.pt/~projfeup/cd_2009_10/relatorios/R507.pdf>. Acessado em: 26 de março de 2021.
- LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação**: volume 1. Rio de Janeiro: Interciência 2004.
- LUZ, M. L. G. S. **Motores de combustão interna**. Disponível em: <<https://wp.ufpel.edu.br/mlaura/files/2013/01/Apostila-de-Motores-a-Combust%C3%A3o-Interna.pdf>>. Acessado em: 27 de março de 2021.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios da termodinâmica para engenharia**. 4 ed. Rio de Janeiro, 2002.
- OLIVEIRA, Tiago Henrique. **Cálculo básico e análise da influência de parâmetros geométricos no desempenho de um radiador automotivo**. 52p. Monografia – Título de Engenheiro Mecânico, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, MG, 2018.
- PAPAI, Rafael Oliveira. **Cálculo da vazão de ar mínima no radiador de um automóvel: estudo de caso**. Orientador: Ms. João Carlos Martins Coelho. 2013. Monografia (Pós-Graduação em Engenharia Automotiva) - Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, 2013.
- ROHSENOW, W. M. et al. **Handbook of Heat Transfer**. 3. ed. New York: McGraw-Hill, 1998.
- SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. **Fundamental of heat exchangers**, John Wiley and Sons, New York, USA, 2003.

SPRING, Alan W. **Princípio de funcionamento do motor a combustão interna ciclo Otto**. Disponível em: <http://www.infomotor.com.br/site/2009/03/principio-de-funcionamento-do-motor-a-combustao-interna-ciclo-otto>. Acesso em: 12 de março de 2021.

TILLMANN, C. A. C. **Motores de combustão interna e seus sistemas**. Pelotas, 2013. 166p. Disponível em: http://estudio01.proj.ufsm.br/cadernos/ifsul/tecnico_biocombustivel/motores_combustao_interna_e_seus_sistemas.pdf. Acessado em: 28 de março de 2021.

VARELLA, C. A. A. **Sistemas auxiliares dos motores de combustão interna**. Rio de Janeiro, 2012. Disponível em: http://www.ufrj.br/institutos/it/deng/varella/Downloads/IT154_motores_e_tratores/Aulas/sistemas_auxiliares.pdf. Acessado em: 18 de março de 2021.

YUKI, Humberto Higa. Estudo e proposição para redução do consumo do motor flex-fuel. Orientador: Dr. Marcos de Mattos Pimenta. 2011. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.