



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP

ESCOLA DE MINAS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



JOÃO PAULO ALVES FREITAS

**DIMENSIONAMENTO UM TROCADOR DE CALOR AUXILIAR PARA
UM REFRIGERADOR DOMÉSTICO VISANDO O
REAPROVEITAMENTO DA ENERGIA DISSIPADA NO
CONDENSADOR**

**OURO PRETO - MG
2021**

JOÃO PAULO ALVES FREITAS
j.p.gv@hotmail.com

**DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR AUXILIAR
PARA UM REFRIGERADOR DOMÉSTICO VISANDO O
REAPROVEITAMENTO DA ENERGIA DISSIPADA NO
CONDENSADOR**

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. Edson Alves Figueira Júnior

OURO PRETO – MG
2021

SISBIN - SISTEMA DE BIBLIOTECAS E INFORMAÇÃO

F866d Freitas, Joao Paulo Alves .
Dimensionamento de um trocador de calor auxiliar para um refrigerador doméstico visando o reaproveitamento da energia dissipada no condensador. [manuscrito] / Joao Paulo Alves Freitas. - 2021.
77 f.: il.: color., gráf., tab..

Orientador: Prof. Dr. Edson Alves Figueira Júnior.
Monografia (Bacharelado). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Graduação em Engenharia Mecânica .

1. Energia - Consumo - Reaproveitamento. 2. Refrigeradores. 3. Filtros e filtração - Trocador de calor. 4. Termologia - Coeficiente global de transferência de calor. 5. Aparelhos eletrônicos domésticos . I. Figueira Júnior, Edson Alves. II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU 621

Bibliotecário(a) Responsável: Maristela Sanches Lima Mesquita - CRB-1716



FOLHA DE APROVAÇÃO

João Paulo Alves Freitas

Dimensionamento de um trocador de calor auxiliar para um refrigerador doméstico visando o reaproveitamento da energia dissipada no condensador

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 06 de Agosto de 2021

Membros da banca

D.Sc. - Edson Alves Figueira Júnior - Orientador - Universidade Federal de Ouro Preto
D.Sc. - Elisângela Martins Leal - Universidade Federal de Ouro Preto
D.Sc. Luís Antonio Bortolaia - Universidade Federal de Ouro Preto

Edson Alves Figueira Júnior, orientador do trabalho, aprovou a versão final e autorizou seu depósito na Biblioteca Digital de Trabalhos de Conclusão de Curso da UFOP em 16/08/2021.



Documento assinado eletronicamente por **Edson Alves Figueira Junior, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 25/08/2021, às 08:39, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Elisângela Martins Leal, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 25/08/2021, às 09:30, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Luís Antonio Bortolaia, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 25/08/2021, às 15:09, 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 **0204089** e o código CRC **10057DBD**.

Aos meus pais, Andréia Alves e Paulo Márcio, por todo apoio, incentivo e confiança.

Á Giulia por todo companheirismo, incentivo e parceria durante os anos de formação.

AGRADECIMENTO

À minha família, em especial aos meus pais, Andréia Alves e Paulo Márcio, e à minha irmã Nayra, por todo apoio, incentivo e confiança depositados em mim durante o período acadêmico.

À Giulia por todo companheirismo, incentivo e parceria, os quais foram cruciais durante os anos de formação.

Ao meu professor orientador Edson Alves Figueira Júnior, pela idealização, incentivo e orientação neste projeto.

Aos meus professores do curso de engenharia mecânica, em especial Alisson Figueiredo, Elisângela Leal e Luis Antônio Bortalaia, por suas contribuições para o aprimoramento do trabalho.

Aos meus amigos do curso engenharia mecânica, em especial Arthur Cerceau, Breno Eduardo, Camila Macedo, Christian Pires, Matheus Luz, Orlando Dutra, Thiago Amorim e Vitor Incalado, pela parceria e apoio ao decorrer do curso.

À vida republicana de Ouro Preto, em especial, a minha Alfa 27 e todos os moradores e ex-moradores pela parceria e companheirismo.

“Quando tudo parecer dar errado em sua vida, lembre-se que o avião decola contra o vento, e não a favor dele”.

Henry Ford

FREITAS, João Paulo Alves. **Dimensionamento de um trocador de calor auxiliar para um refrigerador doméstico visando o reaproveitamento da energia dissipada no condensador.** 77 páginas. 2021 (Graduação em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Ouro Preto.

RESUMO

O estudo em questão trata-se do dimensionamento e simulação de um trocador de calor casco tubo acoplado a um refrigerador doméstico com o objetivo de realizar uma cogeração ao reaproveitar a energia dissipada no condensador. Tendo em vista as tarifas de energia elétrica encontradas no Brasil, bem como a necessidade do surgimento de fontes renováveis de energia, a cogeração surge como um processo sustentável e rentável de reaproveitamento energético. Nesse estudo, tal fenômeno, por meio do aproveitamento dessa parcela energética, será responsável por aquecer um recipiente de água. Desse modo, será simulada a instalação de um trocador de calor auxiliar de tubo PVC acoplado ao condensador de um refrigerador doméstico, o qual será encarregado de realizar a troca térmica entre a água do recipiente e o fluido refrigerante R134a encontrado na geladeira estudada. O estudo foi realizado com o auxílio dos dados termodinâmicos fornecidos pelo CoolProp, inseridos no *software* Octave e a diferença de temperatura fixada para água foi de 10 °C. A partir da variação da vazão mássica da água, bem como de tubos comerciais de PVC, estudou-se, por meio da simulação, as influências desses parâmetros quanto ao coeficiente global de transferência de calor e o comprimento do trocador de calor estudado. Por fim, analisou-se os melhores parâmetros, comparando, por sua vez, o comprimento disponível em um refrigerador doméstico para a instalação do trocador de calor.

Palavras-chave: Reaproveitamento energético. Refrigerador doméstico. Trocador de calor. Coeficiente global de transferência de calor.

FREITAS, João Paulo Alves. **Dimensioning of an auxiliary heat exchanger for a domestic refrigerator aiming at reusing the energy dissipated in the condenser.** 77 pages. 2021 (Degree in Mechanical Engineering). Federal University of Ouro Preto.

ABSTRACT

The study in question deals with the design and simulation of a shell-tube heat exchanger coupled to a domestic refrigerator with the objective of carrying out cogeneration and reusing the energy dissipated in the condenser. In view of the exacerbated energy tariffs found in Brazil, as well as the need for the emergence of renewable energy sources, cogeneration emerges as a sustainable and profitable process of energy reuse. In this study, this phenomenon, through the use of this energy portion, will be responsible for heating a water pool. Thus, it will be simulated the installation of an auxiliary heat exchanger of PVC tube coupled to the condenser of a domestic refrigerator, or it will be in charge of performing the thermal exchange between the water in the container and the R134a refrigerant found in the studied jelly. The study was carried out with the aid of thermodynamic data provided by CoolProp, entered into the Octave software and the fixed temperature difference for water was 10 ° C. From the variation of the mass flow of water, as well as commercial PVC pipes, It was studied, through simulation, the influence of parameter parameters on the global heat transfer coefficient and the length of the heat exchanger studied. Finally, the best parameters were analyzed, comparing, in turn, the length available in a domestic refrigerator for the installation of the heat exchanger.

key-words: Cogeneration. Energetic reuse. Domestic refrigerator. Heat exchanger. Overall heat transfer coefficient.

LISTA DE SIMBOLOS

U	Coeficiente global de transferência de calor [W/m ² .K]
A_t	Área do tubo [m ²]
h	Coeficiente de convecção térmica [W/m ² . K]
k	Condutividade térmica do material [W/m.K]
L	Comprimento do tubo [m]
$R_{eq,total}$	Resistência equivalente do trocador de calor [m ² .K/W]
Nu	Número de Nusselt
d_e	Diâmetro externo do tubo [m]
Re_d	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl
u_m	Velocidade média do fluido na seção transversal [m/s]
D	Diâmetro do tubo [m]
ν	Viscosidade dinâmica do fluido [kg/m.s]
q	Taxa de transferência de calor [W]
\dot{m}_q, \dot{m}_f	Vazões específicas dos fluidos quente e frio, respectivamente [kg/s]
$c_{p,q}, c_{p,f}$	Calores específicos dos fluidos quente e frio, respectivamente [J/kg.K]
$T_{q,e}, T_{f,e}$	Temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio, respectivamente [K]
$T_{q,s}, T_{f,s}$	Temperaturas de saída dos fluidos quente e frio, respectivamente [K]
A	Área de transferência térmica [m ²]
ΔT_m	Média apropriada de diferenças de temperatura
ΔT_{lm}	Média logarítmica das diferenças de temperatura
ΔT	Diferença de temperatura
Q_{evap}	Capacidade frigorífica [W]
h_1, h_2, h_3, h_4	Entalpias no ciclo de refrigeração (KJ/kg)
\dot{W}_c	Potência do compressor [W]

Q_c Calor rejeitado pelo condensador [W]

COP Coeficiente de performance do ciclo

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Matriz elétrica brasileira	2
Figura 2 - Esquema básico de um refrigerador doméstico	6
Figura 3 - Evaporador para Refrigerador Electrolux modelo RE29 R26.....	8
Figura 4 - Representação esquemática de um condensador.	9
Figura 5 - Compressor 127V para Refrigerador Electrolux.	10
Figura 6 - Esquema e diagrama T-s de um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.	11
Figura 7 - Diagrama T-s de um ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.	12
Figura 8 - Composição de um trocador de calor de placa com gaxetas.	15
Figura 9 - Representação das placas de um trocador de calor de placas com gaxetas.	15
Figura 10 - Esquemática de um trocador de calor de placas em espirais.....	16
Figura 11 - Esquemática de um trocador de calor duplo tubo.	17
Figura 12 - Esquemática dos fluxos de um trocador de calor duplo tubo.....	18
Figura 13 - Representação de um trocador de calor do tipo casco e tubo.	20
Figura 14 - Sistemas de designação TEMA para trocadores de calor casco e tubo.	21
Figura 15 - Distribuições de temperaturas em um trocador de calor com escoamento paralelo.	25
Figura 16 - Distribuições de temperaturas em um trocador de calor com escoamento contracorrente.....	26
Figura 17 - Processo de transferência de calor no evaporador.....	27
Figura 18 - Processo de compressão adiabática reversível no compressor.	28
Figura 19 - Esquema de cogeração de energia térmica a partir do ciclo de refrigeração de um refrigerador doméstico.....	33
Figura 20 - Fluxograma da metodologia do estudo.....	34
Figura 21 - Protótipo do tubo do trocador de calor duplo tubo e suas propriedades e parâmetros.	39

Figura 22 - Variação do coeficiente global de transferência de calor em função da vazão mássica e dos diâmetros comerciais dos tubos PVCS.	40
Figura 23 - Camadas limite laminar e turbulenta (1: Camada limite laminar; 2: transição; 3: Camada limite laminar; 4: Ponto de separação; 5: Camada limite separada; 6: Camada limite turbulenta).....	41
Figura 24 – Comprimento do trocador de calor em função da variação da vazão mássica, bem como dos diferentes diâmetros de tubos PVC analisados.	44

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Especificações técnicas do compressor modelo AZA1330YDS.....	35
Tabela 2 - Variáveis e indicadores.	37
Tabela 3- Propriedades termodinâmicas do ciclo de refrigeração real.....	38
Tabela 4 – Diâmetro do tubo de refrigerante adotado em estudo similar com refrigerador doméstico de mesma capacidade.....	38
Tabela 5 - Vazão mássica de água e diâmetros de tubos em função do coeficiente global de transferência de calor (U).	40
Tabela 6 - Variação do número de Reynolds da água em função da vazão mássica e dos diâmetros dos tubos.	42
Tabela 7 - Variação do número de Nusselt da água em função da vazão mássica e dos diâmetros dos tubos.....	43
Tabela 8 - Comprimento do trocador de calor em função da vazão mássica da água e dos diâmetros dos tubos de PVC.....	44
Tabela 9 - Dados finais e iniciais para o trocador de calor composto de tubo PVC com diâmetro de 3/4 in.	60
Tabela 10 - Dados finais e iniciais para o trocador de calor composto de tubo PVC com diâmetro de 1 in.	60
Tabela 11 - Dados finais e iniciais para o trocador de calor composto de tubo PVC com diâmetro de 1 1/2 in.	61
Tabela 12 - Dados finais e iniciais para o trocador de calor composto de tubo PVC com diâmetro de 1 1/2 in.	61

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Formulação do problema	1
1.2	Justificativa.....	3
1.3	Objetivos.....	4
1.3.1	Geral	4
1.3.2	Específicos.....	4
1.4	Estrutura do trabalho	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1	Aproveitamento energético.....	5
2.2	Refrigerador doméstico	6
2.2.1	Principais componentes do refrigerador doméstico	7
2.3	Ciclos de refrigeração	10
2.3.1	Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.....	10
2.3.2	Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor	12
2.4	Trocadores de calor	13
2.4.1	Classificação de acordo com a construção mecânica	14
2.4.2	Trocadores de calor de placas.....	14
2.4.3	Trocadores de calor tubulares.....	17
2.5	Equações e parâmetros	22
2.5.1	Coeficiente global de transferência de calor.....	22
2.5.2	Análise de trocador de calor duplo tubo	24
2.5.3	Equacionamento do sistema de refrigeração	26
2.6	Considerações finais	30
3	METODOLOGIA.....	31
3.1	Tipo de pesquisa	31
3.2	Materiais e métodos.....	33
3.3	Variáveis e indicadores.....	36
3.4	Instrumento de coleta de dados	37
3.5	Tabulação de dados	37
3.6	Considerações finais do capítulo	37
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	38

5 CONCLUSÃO.....47

6 RECOMENDAÇÕES.....48

APÊNDICE A55

APÊNDICE B.....60

1 INTRODUÇÃO

1.1 Formulação do problema

As questões ambientais existentes ao longo da história da vida humana instigam a curiosidade de pesquisadores e estudiosos na busca de explicar os fenômenos antrópicos e naturais que afetam os seres vivos do planeta (REIS; SANTOS, 2014). O crescimento exponencial das cidades, iniciado principalmente na Revolução Industrial do século XVIII, alavancou a utilização de energia. Hodiernamente, por exigências da legislação ou de sua escassez energética, o desenvolvimento sustentável surge como outro aspecto importante a ser observado (CAVALCANTE, 2011).

Tal crescimento acelerado das cidades corroboram a criação de problemáticas, como a relatada pelo Banco Mundial (BM, 2019) de que mais de 10% da população mundial, aproximadamente 840 milhões de pessoas, não têm acesso à energia elétrica. Desse modo, cabe às políticas mundiais o fortalecimento da matriz energética global de forma sustentável com intuito de atender igualmente toda população.

Ademais, no Brasil a energia elétrica é fundamental à economia, bem como à inclusão social do cidadão. Diversos erros na política energética do país nas últimas décadas acumulados à sanha arrecadatória do governo federal e estaduais resultaram em algumas das tarifas de energias mais caras do mundo (GAZETA DO POVO, 2018).

Na figura 1 apresenta a divisão atual quanto à matriz de energia elétrica no Brasil. Conforme observa-se, a maior parte da energia gerada no país é proveniente de usinas hidrelétricas (60%). Outrossim, a geração por meio de combustíveis fósseis (carvão mineral, gás natural, entre outros) corresponde a 15% e a geração a partir de biomassa (animais, resíduos sólidos urbanos, agroindustriais e outros) é responsável por 9%.

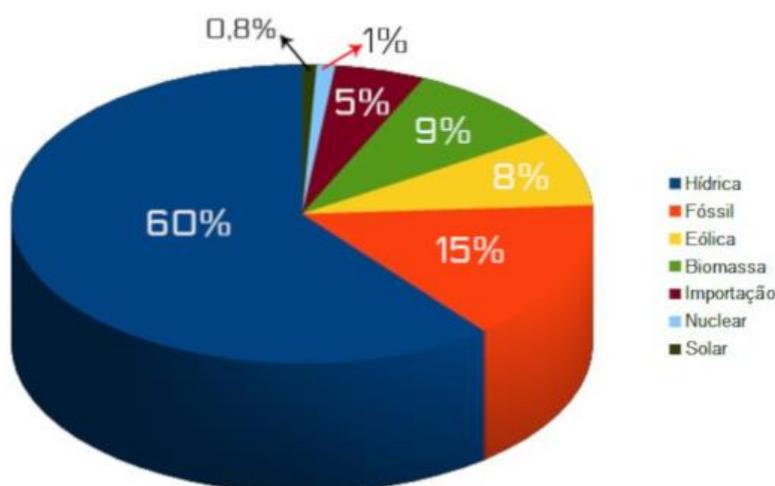


Figura 1 - Matriz elétrica brasileira
Fonte: Mundo da Educação (2019).

Por conseguinte, o uso constante de usinas térmicas pela estiagem da chuva recorrente nos últimos anos afeta a captação hídrica das usinas, o que implica novos aumentos afetando financeiramente o consumidor, como também a produtividade e competitividade das indústrias nacionais (GAZETA DO POVO, 2018).

Desse modo, além dos investimentos em tecnologias destinadas a novas fontes de energias alternativas, também denominadas como renováveis, as quais são fontes de geração elétrica sustentáveis e de baixo impacto ambiental, deve-se ampliar a capacidade da geração de energia elétrica aperfeiçoando o aproveitamento de fontes convencionais (BLUESOL, 2019). Tal aproveitamento pode ser associado a uma maior eficiência energética, a qual demanda menor consumo, ou seja, à cogeração de energia.

A cogeração, por sua vez, permite a produção simultânea de formas de energia útil distintas, como energia mecânica/térmica, a partir de uma fonte primária, como, por exemplo, o gás natural, o carvão, os derivados de petróleo, entre outros. Esse processo tem como objetivo maximizar os rendimentos da produção energética (COSTA E SILVA, 2000).

Até em processos termoelétricos de alta eficiência a maior parte da energia contida no combustível se transforma em calor e se perde ao meio ambiente. Nesse sentido, a cogeração aproveita uma parcela dessa energia, que seria dissipada na forma de calor, aumentando, assim, a eficiência do ciclo térmico (ARONGAUS, 1996).

Todavia, o calor residual é representado como todas as formas de calor (sensível e latente) que não têm propósito em um determinado sistema. Nesse sentido, Bruckner *et al.* (2015, p. 158) define como “calor residual, a energia térmica que seria rejeitada pelo sistema

de refrigeração ao meio ambiente e que pode ser destinada a outros processos e aplicações”. O aproveitamento do calor residual pode ser realizado pela recuperação deste nos sistemas de refrigeração de compressão de vapor (BRUCKNER *et al.*, 2015).

O calor despejado no condensador é uma origem de calor residual que pode ser facilmente identificado nos sistemas de refrigeração de compressão de vapor, sendo esse processo responsável por 83% da energia térmica rejeitada por estes sistemas (ASHRAE, 2012). Desse modo, tem-se a seguinte problemática:

Como o dimensionamento de um trocador de calor duplo tubo acoplado ao condensador de refrigeradores domésticos pode contribuir para o reaproveitamento de energia?

1.2 Justificativa

O uso da geladeira no verão, em média, pode representar 25% da conta de energia elétrica. Por sua vez, o desligamento do aparelho é incogitável pois o aparelho tem função de resfriar os alimentos para conservá-los, o que não seria possível com seu não funcionamento (JORNAL NH, 2017). Observando as tarifas energéticas no Brasil deve-se buscar alternativas para a diminuição dos gastos dos aparelhos que consomem energia elétrica.

Entretanto, caso o calor rejeitado no condensador da geladeira pudesse ser reaproveitado nas residências em outras atividades que demandem energia, esse processo se tornaria mais sustentável, bem como rentável. Dessa maneira, a cogeração poderia ser usada para o aquecimento de água em chuveiros, em máquinas de lavar roupas ou louças, em expositores de alimentos quentes em estabelecimentos, entre outras utilidades.

Análises termodinâmicas de sistemas consolidados em plantas industriais, para aproveitamento de energia térmica em elétrica embasam a funcionalidade da proposta. Ademais, existe uma grande demanda por tecnologias dessa característica tendo em vista a diminuição do consumo, tal como dos custos com energia elétrica.

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Dimensionar um trocador de calor auxiliar de tubos concêntricos instalado em série ao condensador de refrigerador doméstico residencial com o intuito de possibilitar um reaproveitamento energético.

1.3.2 Específicos

- 1) Realizar uma revisão bibliográfica quanto aos temas: aproveitamento energético, refrigerador doméstico e seus elementos, ciclos de refrigeração, tipos de trocadores de calor, equações e parâmetros;
- 2) Elaborar um procedimento metodológico com as variáveis e parâmetros necessárias para a realização do estudo;
- 3) Analisar o funcionamento de um refrigerador doméstico e seus elementos;
- 4) Simular a instalação de um trocador de calor acoplado ao condensador.

1.4 Estrutura do trabalho

Este trabalho tem estrutura dividida em cinco capítulos, conforme apresentado a seguir.

No capítulo 1 é apresentada a formulação da problemática, a justificativa para seu estudo e os objetivos gerais e específicos.

Por conseguinte, o capítulo 2 contempla a fundamentação teórica sobre o tema abordado bem como a definição dos principais conceitos necessários para a realização do trabalho.

O terceiro capítulo, por sua vez, engloba a metodologia adotada no projeto, bem como as ferramentas e métodos utilizados para a realização da pesquisa e obtenção dos resultados.

A apresentação e discussão sobre os resultados obtidos a partir da coleta de dados são apresentados no capítulo 4.

Por fim, o capítulo 5 apresenta a conclusão deste trabalho e recomendações para pesquisas posteriores a partir do mesmo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Aproveitamento energético

Hodiernamente, são observados diversos efeitos colaterais ocasionados pela exploração de recursos naturais, não otimizada, em busca de fontes energéticas. Todavia, esses efeitos existem pelo motivo de tais recursos serem finitos, bem como que as técnicas atuais de obtenção de energia não são focadas em desenvolvimento sustentável (BLUESOL, 2019). Dessa maneira, surge a necessidade de se reavaliar as alternativas de fonte de energia, sendo, uma ótima opção, o aproveitamento da energia térmica proveniente de equipamentos eletroeletrônicos.

O consumo de energia elétrica em domicílios é dado, em sua maioria, pelo uso de equipamentos elétricos e eletrônicos, como, também aos equipamentos de aquecimento e refrigeração (refrigeradores, ar condicionado) (ENERGY, 2021). Dessa forma, um aumento da eficiência global desses sistemas proporciona a diminuição do custo mensal da residência.

Ademais, existem diversas maneiras de elevar a eficiência de sistemas de refrigeração, bem como de aquecimento. Por sua vez, nos sistemas de refrigeração, melhores valores de eficiência são obtidos pela alteração de parâmetros, como nível de subresfriamento, pressão de condensação, entre outros. Entretanto, nos sistemas de aquecimento, especialmente em aquecimento de água, o aumento está diretamente relacionado à troca do aquecimento via resistência elétrica por outra fonte térmica, como a energia solar, ou, também, energia de rejeito de outro equipamento, como no caso deste estudo (REIS; SANTOS, 2014).

Um exemplo de cogeração energética é encontrado em um estudo de um ar condicionado modificado desenvolvido por (JIANG *et al.*, 2006). O objetivo principal desse artigo era recuperar a energia dissipada pelo condensador e reutilizá-la como fonte de energia para o aquecimento da água contida em um reservatório térmico. Dessa maneira, utilizou-se um armazenador térmico contendo, em seu interior, um condensador na forma de espiral, no qual o fluido refrigerante troca energia com a água armazenada no tanque.

Por fim, os resultados concluíram que o sistema de ar condicionado modificado pode ser usado para aquecer a água quente doméstica sem perder sua capacidade de refrigeração, apresentando um coeficiente de desempenho de 38.6% mais elevado, quando comparado com o sistema de ar condicionado originalmente projetado (JIANG *et al.*, 2006).

2.2 Refrigerador doméstico

Em grande parte das cozinhas no mundo existe um refrigerador doméstico, conhecido também como geladeira. Para recuperar o calor perdido para a atmosfera este dispositivo com intervalos aproximados de 15 minutos, quando fechado, aciona o motor para que os produtos continuem resfriados. Este intervalo reduz quando a geladeira é aberta e se adiciona um novo alimento a ser resfriado. A principal razão da utilização de uma geladeira é a conservação do alimento resfriado por meio das baixas temperaturas. O conceito básico por trás da refrigeração é a diminuição da velocidade da atividade das bactérias, reduzindo danos aos alimentos, mantendo sua qualidade e prolongando sua vida útil (PORTAL ELETRODOMESTICO, 2019).

A geladeira, assim como os outros refrigeradores domésticos, é uma máquina térmica que é composta basicamente por um gabinete e um sistema de refrigeração, cujo objetivo é remover calor do interior do gabinete e, desse modo, manter uma temperatura interna do gabinete inferior à temperatura ambiente no qual o refrigerador está localizado (DA SILVA, 2016). A figura 2 retrata um esquema básico de um refrigerador doméstico.

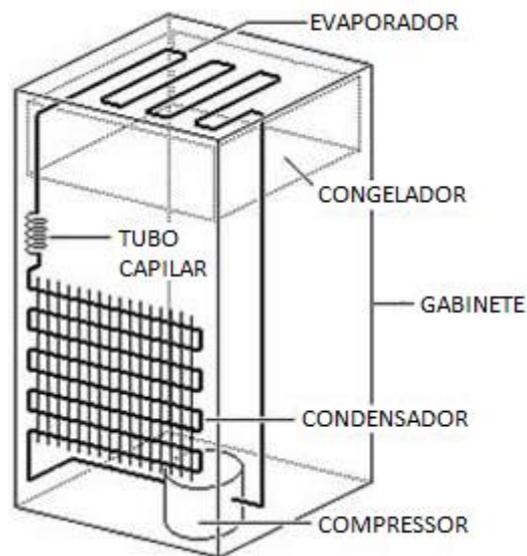


Figura 2 - Esquema básico de um refrigerador doméstico
Fonte: Virtous (2008).

2.2.1 Principais componentes do refrigerador doméstico

2.2.1.1 Gabinete

A geladeira ou refrigerador doméstico é caracterizada geometricamente por uma câmara retangular normalmente intitulada como gabinete, estruturada verticalmente e constituída por paredes de material bom isolante térmico (SCHMID, 2000).

Os gabinetes são responsáveis pela formação e sustentação da estrutura do refrigerador e podem ser encontrados em diversos volumes. A profundidade e largura são praticamente idênticas, com exceção dos refrigeradores slim. No entanto, sua altura varia com a capacidade interna (volume) da geladeira (CARMEIS, 2002).

Outrossim, o gabinete tem como função principal a isolação térmica do refrigerador doméstico. Na troca de energia, o refrigerador recebe o calor de um reservatório frio e por sua vez, o compressor exerce um trabalho mecânico e o calor residual é rejeitado a um reservatório quente.

Dessa maneira, o refrigerador deve ser composto por um gabinete com um conjunto de paredes duplas isoladas termicamente de duas maneiras diferentes, por meio de lã de vidro, bem como por espumas injetadas de poliuretano. Tais elementos são caracterizados por possuírem baixa condutibilidade térmica, dificultando a troca de energia com meio externo e, contribuindo com a estabilização da temperatura no meio interno do refrigerador (PIRES, 2016).

2.2.1.2 Estrutura

Uma estrutura usual de um refrigerador doméstico é composta por ao menos dois ambientes com temperaturas distintas no seu interior. Contemporaneamente, encontra-se geladeiras dispostas com 3 compartimentos, sendo, normalmente, um compartimento inferior na forma de gaveta, o qual é responsável por armazenar verduras, legumes e frutas, um compartimento central para alimentos frescos e, por fim, o superior, destinado a alimentos congelados.

2.2.1.3 Fluido refrigerante

O fluido refrigerante é responsável pelas transferências de calor do refrigerador. O fluido, por sua vez, se destaca por evaporar a baixas pressões e temperaturas e por condensar a altas pressões e temperaturas. A partir dessas variações, o refrigerante extrai o calor interno do sistema de refrigeração (evaporador) e libera ao ambiente externo (condensador) (EMBRACO, 2016).

Estima-se que 63% da produção atual de refrigeradores domésticos emprega HFC-134a e 35% utiliza refrigerantes hidrocarbonetos (basicamente HC-600a) (MONTREAL, 2020).

2.2.1.4 Evaporador

O evaporador, situado na parte superior do gabinete do refrigerador, é composto por um tubo em forma de serpentina acoplado ao congelador. Sua localização elevada auxilia ao resfriamento do ar, o qual se torna mais denso e se desloca para as partes inferiores da geladeira. Dessa maneira, o ar com maior temperatura e menor massa específica sobe e conseqüentemente cria-se as correntes de convecção resfriando a parte interna da geladeira (CARMEIS, 2002). A figura 3 exemplifica um evaporador de um refrigerador fabricado pela Electrolux.



Figura 3 - Evaporador para Refrigerador Electrolux modelo RE29 R26.
Fonte: Electrolux (2021).

2.2.1.5 Condensador

O condensador, por sua vez, é um equipamento composto por um tubo fino de metal na forma de serpentina. A circulação forçada do ar acontece pelo contato direto com o meio ambiente (CARMEIS, 2002). Esse equipamento atua na remoção do calor do refrigerante e a rejeição para a vizinhança, enquanto condensa o fluido refrigerante disponibilizando líquido ao tubo capilar (SANTOS, 2005).

O seu funcionamento é similar ao radiador de carro. Em seu interior acontece a circulação do refrigerante, o qual troca calor com o ambiente e perde temperatura. Tal sistema, mesmo apresentando baixa eficiência no processo de troca de calor, apresenta baixo custo

operacional e de manutenção (CARMEIS, 2002). A figura 4 contém uma representação esquemática de um condensador de um refrigerador doméstico.

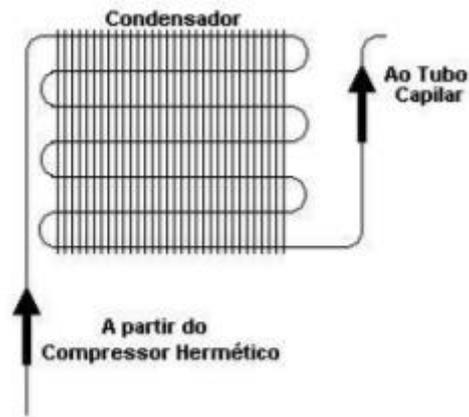


Figura 4 - Representação esquemática de um condensador.
Fonte: Electrolux (2021).

2.2.1.6 Tubo capilar

Os tubos capilares são dispositivos amplamente utilizados em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar de pequeno porte, com capacidade máxima na ordem de 10 kW (SEIXLACK, 1996).

A válvula de expansão do tipo tubo capilar é constituída de um tubo de pequeno diâmetro e comprimento relativamente grande. Por sua vez, seu diâmetro não possui ordem de grandeza associada à capilaridade. Tais tubos, compostos normalmente por cobre, são obtidos por meio da trefilação e têm, em sua maioria, as seguintes dimensões: diâmetro de 0,5 a 2,0 mm e comprimento de 1 a 6 m (GONÇALVES, 1994).

O tubo capilar tem como objetivo primário a redução de pressão do líquido por meio da criação de uma resistência à sua passagem. Ademais, a sua função secundária é o controle da vazão do líquido refrigerante na saída do evaporador, de modo que gás liberado mantenha sua temperatura minimamente superaquecida (SEIXLACK, 1996).

2.2.1.7 Compressor

Por fim, o compressor é encontrado na parte inferior do refrigerador doméstico. Tal equipamento é movido por um motor elétrico, sendo responsável por puxar o refrigerante vaporizado do evaporador e comprimir em um volume menor em alta temperatura. Dessa maneira, o compressor também exerce a função de separador dos ciclos em lados de baixa e alta pressão (CARMEIS, 2002). A figura 5, por sua vez, mostra um compressor de um refrigerador fabricado pela Electrolux.



Figura 5 - Compressor 127V para Refrigerador Electrolux.
Fonte: Electrolux (2021).

2.3 Ciclos de refrigeração

A refrigeração, atualmente, é uma das principais áreas de aplicação da termodinâmica. Tal fenômeno tem como objetivo a transferência de calor de uma região com temperatura inferior para outra com temperatura superior (ÇENGEL, 2012).

Os equipamentos responsáveis pela refrigeração são denominados como refrigeradores, e os ciclos nos quais eles atuam são chamados de ciclos de refrigeração. Dentre esses ciclos, o mais utilizado é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, no qual o refrigerante sofre vaporização, condensação alternadamente e, por fim, compressão na fase de vapor. (ÇENGEL, 2012).

2.3.1 Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

De uma maneira geral, o ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor é utilizado ao auxílio da análise do ciclo real ou, como também uma referência, de maneira que pode ser

considerado um objetivo a ser alcançado, por meio de melhorias nos processos no ciclo. A figura 6 mostra, de forma esquemática, o diagrama T-s (temperatura versus entropia) do ciclo de refrigeração ideal.

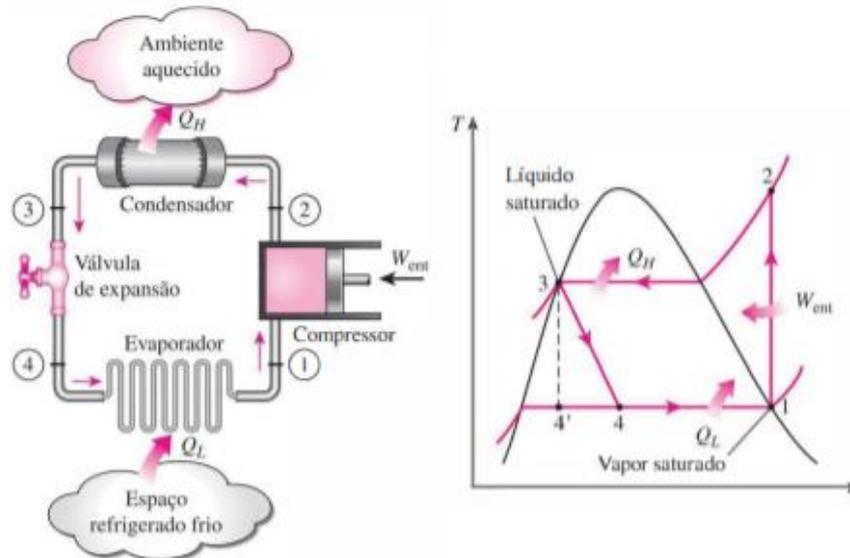


Figura 6 - Esquema e diagrama T-s de um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.

Fonte: Çengel (2012).

Como citado em tópicos anteriores, o ciclo de refrigeração por compressão ideal é o mais utilizado em refrigeradores, sistemas de condicionamento de ar e bombas de calor, consistindo em quatro etapas:

- 1-2 Compressão isentrópica em um compressor
- 2-3 Rejeição de calor a pressão constante em um condensador
- 3-4 Estrangulamento em um dispositivo de expansão
- 4-1 Absorção de calor a pressão constante em um refrigerador.

Nesse ciclo estudado, o refrigerante entra no compressor no estado 1 no estado de vapor saturado e sofre compressão de forma isentrópica até a pressão do condensador. A temperatura do fluido, por sua vez, se eleva ao longo desse processo de compressão isentrópica até um valor bem superior ao da vizinha (ÇENGEL, 2012).

Por conseguinte, o líquido refrigerante entra no condensador na forma de vapor superaquecido no estado 2 e se evade como líquido saturado no estado 3 como resultado da rejeição de calor para a vizinhança. Nesse estado a temperatura do fluido ainda é superior à temperatura da vizinhança (ÇENGEL, 2012).

Em sequência, o refrigerante líquido saturado no estado 3 sofre estrangulamento até a pressão do evaporador ao se movimentar através de uma válvula de expansão ou tubo capilar. Nesse processo, a temperatura do fluido diminui até ser inferior à temperatura do espaço refrigerado (ÇENGEL, 2012).

Ademais, o refrigerante entra no evaporador no estado 4 na forma de mistura saturada com baixo título de vapor e sofre evaporação completa pelo calor que se absorve do espaço refrigerado. Por fim, o fluido refrigerante deixa o evaporador como vapor saturado e entra outra vez no compressor, concluindo o ciclo (ÇENGEL, 2012).

2.3.2 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

A maior diferença entre o ciclo real e o ideal de refrigeração é relatada pelas irreversibilidades que acontecem nos diversos componentes, sendo duas fontes comuns dessas variações o atrito do fluido e a transferência de calor da vizinhança. A figura 7 exemplifica o diagrama temperatura versus entropia de um ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.

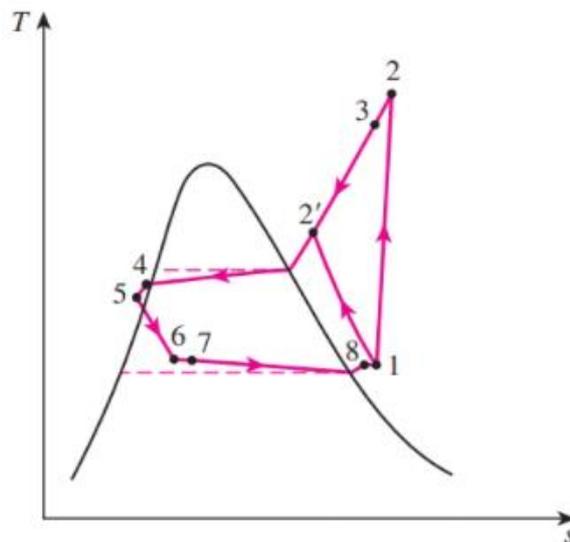


Figura 7 - Diagrama T-s de um ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.

Fonte: Çengel (2012).

Em questão do funcionamento do ciclo, no considerado ideal, o fluido refrigerante sai do evaporador e entra no compressor no estado de vapor saturado, porém, na prática, não se consegue controlar o estado do fluido de maneira tão precisa. Dessa forma, torna-se mais fácil a criação do sistema de modo que o refrigerante fique minimamente superaquecido na entrada do compressor, garantindo que o fluido esteja totalmente vaporizado quando em contato com o compressor (ÇENGEL, 2012).

De forma análoga, a linha responsável pela conexão entre o evaporador e o compressor, em sua maioria, é muito longa. Dessa maneira, o atrito do refrigerante, bem como a transferência de calor da vizinhança para o fluido pode causar uma queda de pressão expressiva. Uma vez que o trabalho com escoamento em regime permanente é diretamente proporcional ao volume específico, tem-se que o resultado da elevação da temperatura e das quedas de pressão na linha conectora, como também no evaporador, é o aumento do volume específico do refrigerante (ÇENGEL, 2012).

Quanto ao processo de compressão, no ciclo ideal, este, por ser reversível e adiabático, é considerado isentrópico. No entanto, o processo real de compressão é acompanhado de forças de atrito, as quais aumentam a entropia e a transferência de calor e conseqüentemente podem alterar o valor da entropia do fluido. Observando os processos, a entropia do refrigerante pode aumentar no processo 1-2 ou diminuir no processo 1-2' em um ciclo real de compressão (ÇENGEL, 2012).

Por sua vez, no ciclo de refrigeração ideal, é admitido a saída do fluido no condensador no estado de líquido saturado à pressão de saída no compressor. Entretanto, no ciclo real, é notório uma queda de pressão no condensador, como também nas linhas conectoras responsáveis pela interação entre condensador, compressor e a válvula expansora. O funcionamento de um processo de condensação no qual o fluido refrigerante esteja no estado líquido saturado no final é muito dificultoso e, também, não se almeja direcionar o fluido para a válvula de expansão antes que ele se condense totalmente. Por esse motivo, o refrigerante é sub-resfriado antes da sua entrada à válvula de expansão (ÇENGEL, 2012).

2.4 Trocadores de calor

Um trocador de calor é um dispositivo que tem como função a transferência de energia térmica (entalpia) entre dois ou mais fluidos, entre uma superfície sólida e um fluido, ou entre particulados sólidos e um fluido, em diferentes temperaturas e em contato térmico. As aplicações mais usuais desse equipamento envolvem o aquecimento ou resfriamento de um fluxo de fluido, bem como sua evaporação ou condensação (SHAH, 2003).

Ademais, alguns trocadores de calor trabalham com os fluidos trocando calor em contato direto, como, por exemplo, em um trocador de calor aberto. Porém, na maioria desses dispositivos, os fluxos são separados por uma superfície de transferência de calor e, por sua vez, não se misturam. Esses tipos de trocadores são conhecidos como de transferência direta ou simplesmente recuperadores (SHAH, 2003).

Entretanto, existem trocadores nos quais os fluidos ocupam o mesmo espaço de forma alternada. Em uma primeira fase, o fluido quente é responsável pelo aquecimento de um núcleo, que recebe e armazena calor. Em sequência, tal fluido é bombeado, dando lugar a outro fluido de temperatura inferior. Por fim, o calor absorvido pelo núcleo é cedido ao fluido de temperatura mais baixa. Tais trocadores são referidos como de transferência indireta ou também como regeneradores (SOUZA, 2016)

2.4.1 Classificação de acordo com a construção mecânica

Além da diferenciação dos trocadores por seu escoamento, os trocadores de calor são frequentemente caracterizados por suas características de construção, por exemplo, do tipo aletados, compacto, casco e tubo, duplo tubo, trocadores a placas, entre outros (COELHO, 2016).

Entretanto, outros trocadores de calor também estão disponíveis, como de superfície raspada, aquecedor de tanque, trocador de cartucho resfriador e outros. Alguns destes podem ser considerados como trocadores tubulares, no entanto, possuem características em comparação aos tubulares convencionais (SHAH *apud* WALKER, 1990).

Visto que as aplicações dos trocadores citados anteriormente são específicas, serão abordados neste tópico dois dos principais tipos de construção: tipo placa e tubulares.

2.4.2 Trocadores de calor de placas

Os trocadores de calor do tipo placas, também conhecidos como PHEs (Plate Heat Exchangers) são constituídos por conjuntos de placas finas (todas de superfície primária), lisas ou onduladas, arranjadas de maneira a formar canais para a movimentação de fluidos, sem existir contato entre esses. Suas aplicações abrangem todos os pares de fluidos, sejam gases, líquidos ou escoamento bifásico (FARIA *apud* KAKAÇ, 2002).

Em sua maioria, os PHEs não podem acomodar pressões, temperaturas ou diferenças de pressão e temperatura muito altas. Sua classificação pode ser como vedada, soldada (uma ou ambas passagens de fluido) ou brasada, a qual depende da estanqueidade necessária. Os principais tipos de trocadores do tipo de placa são placas com gaxetas e trocadores de placas espirais (bobinas), os quais serão descritos a seguir (SHAH, 2003).

2.4.2.1 Trocador de placa com gaxetas

O trocador de calor de placa com gaxeta (junta) consiste em uma série de placas de metal retangulares finas e seladas em torno das bordas por gaxetas e mantidas juntas a uma estrutura, como mostrado na figura 8 (SHAH, 2003).

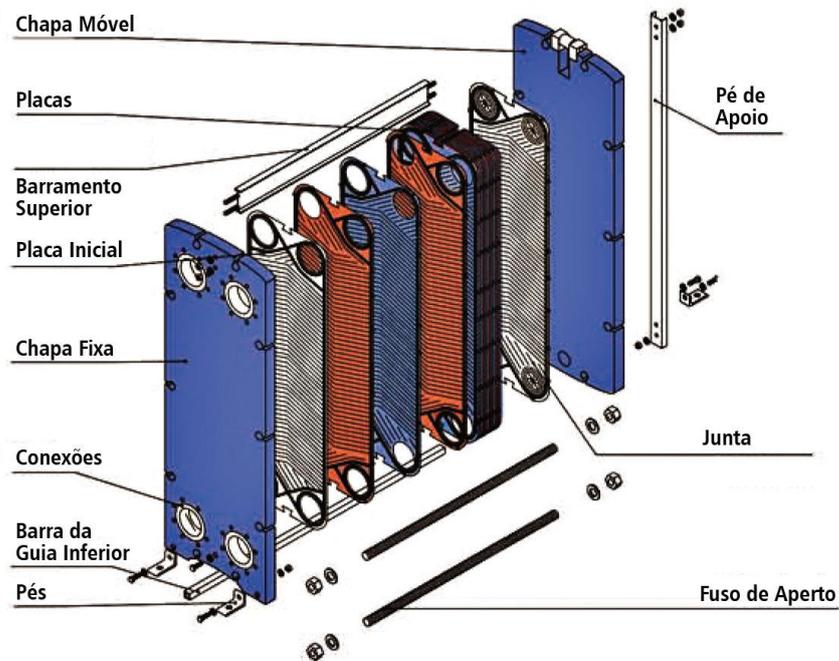


Figura 8 - Composição de um trocador de calor de placa com gaxetas.
Fonte: Bermo (2020).

Outrossim, cada placa tem, em sua maioria, quatro portas de fluxo, uma em cada canto, com finalidade de fornecer um caminho para o fluido se movimentar. As gaxetas em torno das portas de fluxo, as quais podem ser melhor identificadas na figura 9, controlam qual fluido pode fluir da porta para a lacuna existente entre as placas (SAARI, 2010).

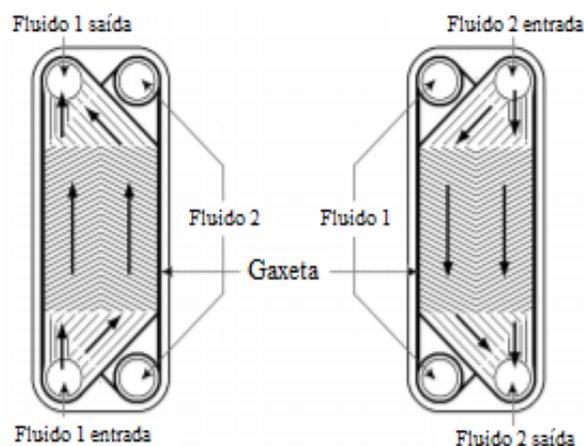


Figura 9 - Representação das placas de um trocador de calor de placas com gaxetas.

Fonte: Adaptado de Saari (2010).

Ademais, as gaxetas também tem a função de selar de luxo em torno das bordas das placas. Em grande parte dos trocadores de calor do tipo placa com gaxetas, as gaxetas seriam fabricadas a partir de uma borracha dura, a qual consegue se comprimir cerca de 25% quando pressionada firmemente junto às placas do trocador de calor, gerando, dessa maneira, uma vedação estanque e prevenção de vazamentos (ROHSENOW, 1985).

Por fim, tais equipamentos são normalmente utilizados no resfriamento de óleo de turbinas a vapor, regeneração de calor e resfriamento de regeneradores. (FARIA *apud* GUT, 2003). Todavia, a sua temperatura máxima de utilização é, em sua maioria, limitada em 250 °C (HEWITT et al., 1994).

2.4.2.2 Trocador de calor de placas em espiral

O trocador de calor de placas em espiral consiste em duas placas relativamente longas de metal, fornecidas com pingos de solda e enroladas helicoidalmente em torno de um mandril, o qual é dividido de modo a se formar um par de canais espirais para os dois fluidos (SHAH, 2003). A figura 10 ilustra um esquema desse equipamento.

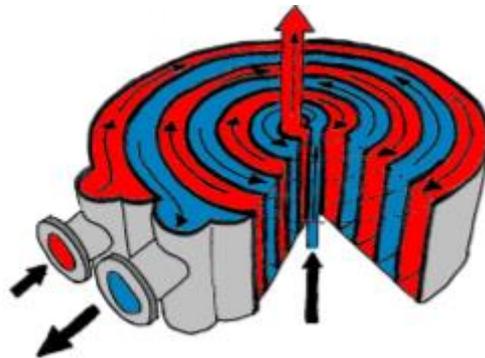


Figura 10 - Esquemática de um trocador de calor de placas em espirais.
Fonte: Saari (2010).

Ademais, como mostrado na figura 10, os fluidos são conectados às portas. Todavia, um dos fluidos também pode ser direcionado para o trocador do lado espiral para ocorrer um fluxo de arranjo cruzado. Outro arranjo também possível neste equipamento é o de contrafluxo, no qual o fluido entra pelo lado, mas flui em direção de contrafluxo na espiral (SAARI, 2010).

Outrossim, o trocador de calor de placas espirais apresenta como vantagens uma pequena taxa de incrustação, como, também a sua natureza autolimpante. Ambos benefícios são permitidos por meio de sua geometria. Por exemplo, como existe apenas uma única passagem, o surgimento de um acúmulo significativo de material de incrustação em qualquer parte da espiral restringe o fluxo nesse local, o que acarretará o aumento da velocidade de fluxo

e da tensão de cisalhamento na superfície e, conseqüentemente, da tendência de o fluxo limpar a superfície (SAARI, 2010; WILHELMSSON, 2005).

2.4.3 Trocadores de calor tubulares

Esses equipamentos, em sua maioria, são constituídos de tubos circulares, embora elíptico, ou retangulares também são usados em algumas aplicações. A facilidade da variação do núcleo desses trocadores possibilita uma flexibilidade considerável no projeto, uma vez que, com tal mudança pode-se alterar diâmetro, comprimento e disposição dos tubos (SHAH, 2003).

Ademais, os trocadores de calor tubulares podem ser projetados para elevadas pressões em relação ao ambiente e diferenças de alta pressão entre os fluidos internos. Por fim, tais trocadores podem ser classificados como duplo tubo, tubo espiral e casco e tubo (SHAH, 2003).

2.4.3.1 Trocador de calor duplo tubo

Segundo Saunders (1998) o trocador de calor duplo tubo consiste basicamente em um tubo montado concêntricamente no interior de outro tubo com maior diâmetro. A figura 11 a seguir ilustra a montagem de um trocador de casco duplo tubo e seus componentes.

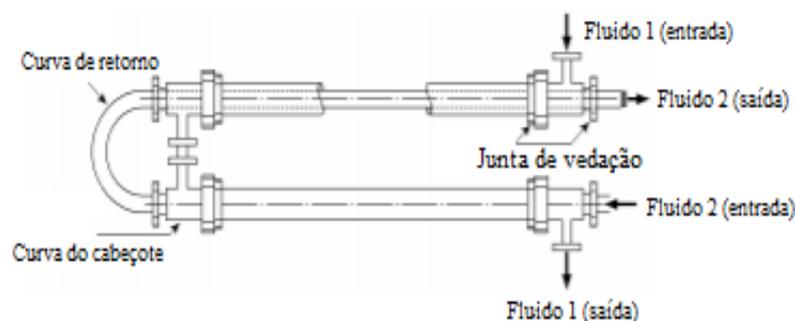


Figura 11 - Esquematização de um trocador de calor duplo tubo.
Fonte: Adaptado de Saari (2010).

Esse equipamento, por sua vez, pode ser considerado o tipo mais simples de trocador de calor, por ser constituído de apenas dois tubos concêntricos e acessórios de extremidade (curvas do cabeçote) apropriados para mover os fluidos de uma seção do trocador para a próxima (SAARI, 2010).

Todavia, no seu funcionamento, um fluido escoar no tubo interno e o outro fluido escoar no espaço anular entre os tubos em uma direção de contrafluxo, visando o melhor desempenho para uma determinada área de superfície. Entretanto, se a aplicação requer uma temperatura de parede quase constante, os fluidos podem fluir em uma direção de fluxo paralelo. A figura 12 a seguir mostra os tipos de fluxo encontrados em um trocador de calor duplo tubo (SHAH, 2003).

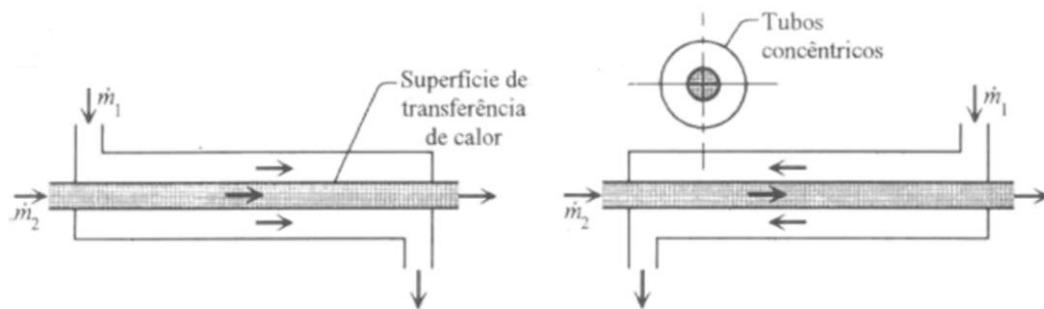


Figura 12 - Esquemática dos fluxos de um trocador de calor duplo tubo.
Fonte: Baraldi (2011).

Ademais, os trocadores de calor duplo tubo são normalmente empregados em aplicações de pequenas capacidades, nas quais a área total de superfície de transferência de calor necessária é menor ou igual a 50 m², por ter elevado custo por unidade de área de superfície.

Outrossim, Saari (2010) menciona as vantagens para trocadores de calor duplo tubo quando apenas uma pequena área de transferência de calor é necessária:

- Flexibilidade na construção, instalação e, se necessário, alteração;
- Rapidez no seu projeto e montagem a partir de tubulações padrões;
- Fácil realização dos arranjos de fluxo;
- Fácil manuseio de fluidos de alta pressão sem existir espessura excessiva de metal;
- Fácil desmontagem e limpeza;
- Disponibilidade de métodos de cálculo termo hidráulico simples e bem estabelecidos, os quais produzem resultados precisos.

2.4.3.2 Trocador de calor tubo espiral

Esses equipamentos consistem em uma ou mais bobinas espirais montadas em um casco. Quanto à sua construção, tal trocador tem uma quantidade considerável de superfície acomodada em sua estrutura, quando comparado aos outros trocadores de calor tubular. Dessa maneira, a taxa de transferência de calor associada a um tubo em espiral é maior do que a de um tubo reto (SHAH, 2003).

Outrossim, esses trocadores também são conhecidos como serpentinas, sendo utilizados, normalmente, para refrigeração e, por sua vez, devem operar com fluidos limpos, devido à quase impossibilidade de limpeza. Por fim, outra característica importante desses equipamentos é a sua resistência às expansões térmicas (FARIA, 2015).

2.4.3.3 Trocadores de calor casco e tubo

Trocadores de calor do tipo casco e tubo são, hodiernamente, os mais utilizados entre todas as possíveis configurações de trocador de calor. No final de 1990, a contribuição de mercado de trocadores de calor casco e tubo em processos e indústrias e petroquímicas era superior a 65%, com relação a todos os outros trocadores de calor (SAARI *apud* SHAH, 2003).

A ampla utilização em meios industriais dos trocadores de calor de casco e tubo é explicada pelas possíveis dimensões que tal equipamento pode ser projetado, tendo pequenas dimensões, como, por exemplo, em um trocador de calor de resfriamento de óleo hidráulico de um pequeno equipamento ou grandes dimensões, como em indústrias petroquímicas. Além disso, podem ser construídos utilizando uma vasta gama de materiais e configurações, viabilizando inúmeros cenários de aplicação (COELHO, 2016).

Esse trocador, representado na figura 13, é normalmente construído com um feixe de tubos redondos montados em um casco cilíndrico com o eixo dos tubos paralelo ao do casco. Em seu funcionamento, um fluido flui dentro dos tubos, enquanto o outro flui externamente, através e ao longo dos tubos (SHAH, 2003).

De acordo com Coelho (2016) os principais componentes de um trocador de calor casco e tubo são:

- Feixe tubular ou tubos de troca térmica, o qual é o conjunto de tubos inserido no interior do casco;
- Casco, o qual é a parte externa do trocador, consistindo em uma casca em formato cilíndrico tendo, em seu interior, o feixe de tubos;
- Cabeçotes, os quais são componentes conectados ao casco e têm função de direcionar o escoamento de um dos fluidos para o interior do tubo;
- Espelhos, os quais são discos responsáveis pela fixação dos tubos e podem ser removíveis ou não;
- Juntas de expansão, as quais são instaladas com a função de permitir uma compensação das variações dimensionais, coibindo as dilatações ocasionadas pelas diferenças de temperaturas entre fluidos e de materiais de composição;
- Chicanas, os quais são componentes utilizados para alterar as condições de escoamento do fluido que flui entre os tubos. Em linhas gerais, as chicanas são responsáveis por promover maior turbulência, aumentando, assim, o coeficiente convectivo.

A figura 13 ilustra os principais componentes de um trocador de calor casco e tubo que possui dois passes. Primeiramente, o fluido interno entra no trocador de calor a partir da entrada de fluido do tubo (1) e é direcionado ao cabeçote (11), e por conseguinte ao feixe tubular (4). O fluido interno sai dos tubos após sua primeira passagem até o cabeçote traseiro (6) e, por sua vez, continua o trajeto de volta à segunda passagem do lado do tubo, na qual retorna ao cabeçote frontal e finalmente é ejetado para fora do trocador de calor na saída de fluido interno (9). Quanto ao fluido externo, este entra no trocador de calor pela entrada no casco (2), flui em volta dos tubos em um contra fluxo, guiado por chicanas (8), e sai na saída do casco (7). Por fim, o feixe de tubos é mantido fixo pelo espelho (5). (SAARI, 2010).

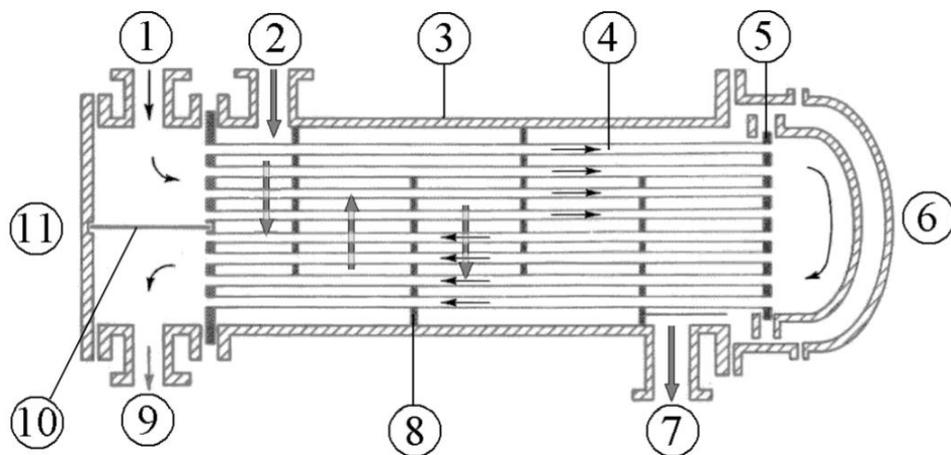


Figura 13 - Representação de um trocador de calor do tipo casco e tubo.
Fonte: Saari (2010).

Ademais, a classificação, bem como a construção dos trocadores de calor casco e tubo são geralmente realizadas de acordo com TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), o qual desenvolveu um sistema de notação para designar os principais tipos de trocadores casco e tubo. Neste sistema, cada trocador é representado por um símbolo composto de três letras, sendo a primeira responsável por indicar o tipo de cabeçote dianteiro, a segunda o tipo de casco, e a última o tipo de cabeçote traseiro. A figura 14 representa os tipos dos equipamentos estabelecidos pelo sistema de notação TEMA (SHAH, 2003).

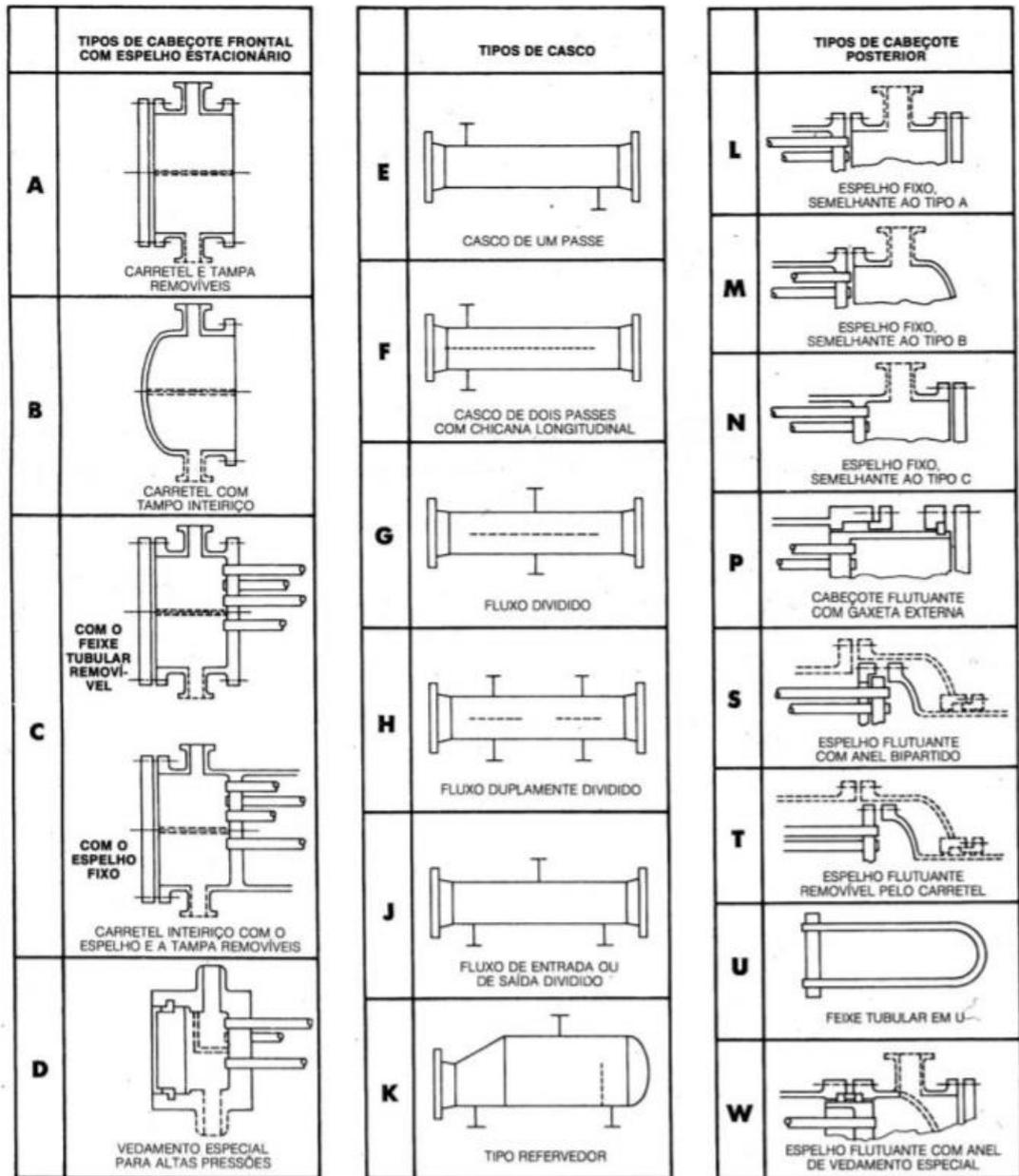


Figura 14 - Sistemas de designação TEMA para trocadores de calor casco e tubo.
Fonte: Tema (1999).

De acordo com a notação TEMA, por exemplo, um trocador de calor casco tubo com vedação especial para alta pressão no cabeçote frontal, um casco de fluxo dividido e com uma entrada e uma saída e feixe de tubo U seria representado pela sigla DGU, enquanto o representado pela figura 13 seria AES.

Dos diferentes tipos de casco, o tipo E (casco de um único passe), por sua vez, é o mais simples e mais comum, fornecendo o uso mais eficaz da área de transferência de calor. Se nesse tipo existem duas passagens de fluido em volta aos tubos, no casco de tipo F, o qual possui uma chicana longitudinal, passes podem ser utilizados para criar um padrão de contra fluxo e,

portanto, aumentar a diferença de temperatura entre os dois fluidos em todos os pontos de troca de calor (SAARI *apud* SHAH, 2003).

2.5 Equações e parâmetros

Dado o exposto, o trocador de calor escolhido para a realização do estudo de aproveitamento energético em um refrigerador doméstico foi o do tipo duplo tubo. A seguir, serão expostas as equações e parâmetros necessários para a realização do estudo proposto.

2.5.1 Coeficiente global de transferência de calor

Sabe-se que, em um trocador de calor, o calor é transferido, a princípio, do fluido quente para a parede por convecção, por meio da parede por condução e a partir da parede para o fluido por convecção novamente (fluido frio). Dessa maneira, a resistência térmica relacionada a esse equipamento envolve duas resistências de convecção e uma de condução (BERGMAN *et al.*, 2014; ÇENGEL, 2012).

Ademais, o coeficiente global de transferência de calor (U) surge como uma maneira de calcular ambas essas resistências. Tal coeficiente é definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos e pode ser expresso em função da área (UA). Um trocador de calor tubular sem aletas tem seu coeficiente global de transferência de calor representado pela equação 1 (BERGMAN *et al.*, 2014; ÇENGEL, 2012).

$$\frac{1}{U \cdot A_t} = \frac{1}{U_f \cdot A_{tf}} = \frac{1}{U_q \cdot A_{tq}} = \frac{1}{(h \cdot A_t)_f} + \frac{\ln(d_e/d_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{(h \cdot A_t)_q} = R_{eq,total} \quad (1)$$

Na qual A_t é a área do tubo, d_e e d_i são, respectivamente, o diâmetro externo e interno, h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, k é a condutividade térmica do material, L é o comprimento do tubo, $R_{eq,total}$ é a resistência equivalente do trocador de calor estudado e, por sua vez, os subscritos q e f indicam os fluidos quente e frio (ÇENGEL, 2012).

Os coeficientes de convecção térmica, por sua vez, são calculados pela seguinte equação 2 a seguir (INCROPERA *et al.*, 2008).

$$h = \frac{Nu \cdot k}{d_e} \quad (2)$$

Onde k é a condutividade do fluido, Nu é o número de Nusselt e d_e é o diâmetro externo do tubo (INCROPERA *et al.*, 2008).

Dessa forma, para se calcular os valores dos coeficientes convectivos de transferência de calor é necessário determinar os valores do número de Nusselt e, conseqüentemente, o número de Reynolds. O número de Nusselt, por sua vez, pode ser calculado pela equação de Dittus-Boelter, como, também pela de Sieder e Tate. No entanto, Sieder e Tate é recomendada, principalmente, para escoamentos caracterizados por grandes variações das propriedades. Dessa forma, tem-se a fórmula de Dittus-Boelter, relatada pela equação 3 abaixo (INCROPERA *et al.*, 2008).

$$Nu = 0,023 \cdot \sqrt[5]{Re_d^4 \cdot Pr^n} \quad (3)$$

Na qual, Re_d é o número de Reynolds, Pr é o número de Prandtl, $n = 0,4$ para o aquecimento, no qual a temperatura da superfície deve ser maior que a temperatura média e, $n = 0,3$ para o resfriamento, no qual a temperatura da superfície é menor que a temperatura média. Essa equação foi confirmada experimentalmente na seguinte faixa de condições: $0,7 \leq Pr \leq 160$; $Re \geq 10000$ e $\frac{L}{D} \geq 10$ (INCROPERA *et al.*, 2008).

Por fim, é importante ter conhecimento sobre o tipo de escoamento dos fluidos estudados nos trocadores de calor. Para isso, deve-se determinar o número de Reynolds, o qual é dado pela equação 4 (INCROPERA *et al.*, 2008).

$$Re_d = \frac{u_m \cdot D}{\nu} \quad (4)$$

Onde, u_m é a velocidade média do fluido na seção transversal, D é o diâmetro do tubo e ν é a viscosidade cinemática do fluido estudado (INCROPERA *et al.*, 2008).

2.5.2 Análise de trocador de calor duplo tubo

Atualmente, são conhecidos dois métodos utilizados na análise de trocadores de calor: o método da média logarítmica das diferenças de temperaturas e o método da efetividade-NUT. O primeiro método, por sua vez, é empregado quando se deseja obter uma mudança de temperatura especificada em um escoamento de vazão mássica conhecida. Todavia, o segundo é adequado quando o objetivo é conhecer as temperaturas de saída dos escoamentos dos fluidos quente e frio de um determinado trocador. Dessa maneira, para esse estudo, o método empregado será o da média logarítmica das diferenças de temperaturas. (INCROPERA *et al.*, 2008)

Ademais, levando-se em consideração a primeira lei da termodinâmica, sabe-se que a taxa de transferência de calor do fluido quente é igual a taxa de calor para o fluido frio, como pode ser observado nas equações 5 e 6, respectivamente (ÇENGEL, 2012).

$$q = \dot{m}_q \cdot c_{p,q} \cdot (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (5)$$

$$q = \dot{m}_f \cdot c_{p,f} \cdot (T_{f,e} - T_{f,s}) \quad (6)$$

Nas quais, \dot{m} são as vazões específicas, c_p são os calores específicos, $T_{q,e}$ e $T_{f,e}$ são as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio, respectivamente e, de modo análogo, $T_{q,s}$ e $T_{f,s}$ são as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio (ÇENGEL, 2012).

Levando-se em consideração a segunda lei da termodinâmica, a taxa de transferência de calor é considerada positiva e sua direção é do fluido quente para o fluido frio (ÇENGEL, 2012).

Outrossim, por uma extensão da Lei de resfriamento de Newton, tem-se outra maneira de calcular a taxa de transferência de calor em um trocador de calor, conforme a equação 7 (INCROPERA *et al.*, 2008):

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (7)$$

Na qual, U corresponde ao coeficiente global de transferência de calor, A é a área de transferência térmica e ΔT_m é uma média apropriada de diferenças de temperatura e depende do arranjo do fluxo no trocador e do tipo de construção. (INCROPERA *et al.*, 2008; ÇENGEL, 2012).

2.5.2.1 Método da diferença de temperatura média logarítmica

Tendo em vista a existência de uma variação de temperatura entre os fluidos ao longo do trocador de calor, surge-se a necessidade de encontrar uma expressão para o cálculo da diferença média de temperatura ΔT_m . Tal equação, por sua vez, pode ser obtida por meio de um balanço de energia em cada fluido na seção diferencial do trocador de calor. Tal equacionamento leva em consideração que, o isolamento da superfície externa do trocador e que toda troca de calor ocorra apenas entre os fluidos, as energias cinéticas e potenciais são desprezíveis, os calores específicos são constantes e, por fim, que o coeficiente global de transferência de calor também é constante. (BERGMAN *et al.*, 2014; ÇENGEL, 2012).

Segundo Incropera *et al.* (2008), a diferença de temperatura média apropriada é a média logarítmica das diferenças de temperatura, ΔT_{lm} , a qual é expressa pela Equação 8.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (8)$$

Outrossim, trocadores de calor com escoamento paralelo têm, no início, elevada diferença de temperatura ΔT , mas com o decorrer do comprimento essa diferença diminui. Outro ponto importante a ser observado é que, nesse tipo de trocador, a temperatura de saída do fluido frio nunca pode ser superior à do fluido quente. As distribuições de temperaturas no fluido quente e frio são mostradas na figura 15 (INCROPERA *et al.*, 2008).

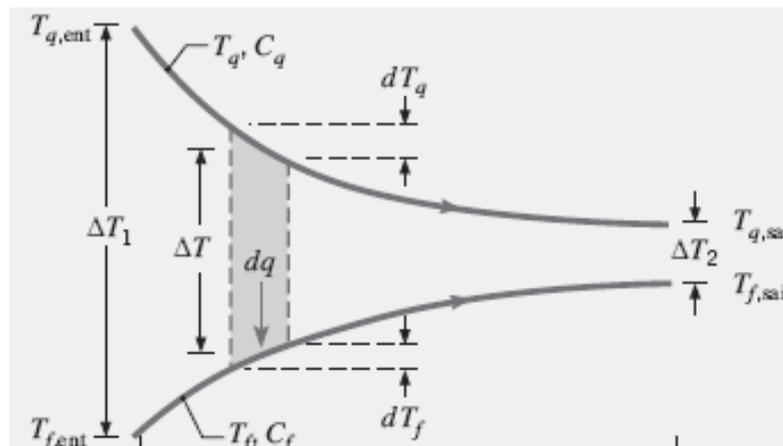


Figura 15 - Distribuições de temperaturas em um trocador de calor com escoamento paralelo.

Fonte: Incropera *et al.* (2008).

Sendo assim, para os trocadores de calor com escoamento paralelo ΔT_1 e ΔT_2 são calculados pelas equações 9 e 10.

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,e} \quad (9)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,s} \quad (10)$$

Os trocadores de calor com escoamento contracorrente, ao contrário do trocador com escoamento paralelo, possibilita a transferência de calor entre as partes mais quentes dos dois fluidos em uma extremidade, como, também, entre as parcelas mais frias na outra extremidade. As distribuições de temperaturas no fluido quente e frio associadas ao trocador de calor com escoamento contracorrente são mostradas na figura 16 (INCROPERA *et al.*, 2008).

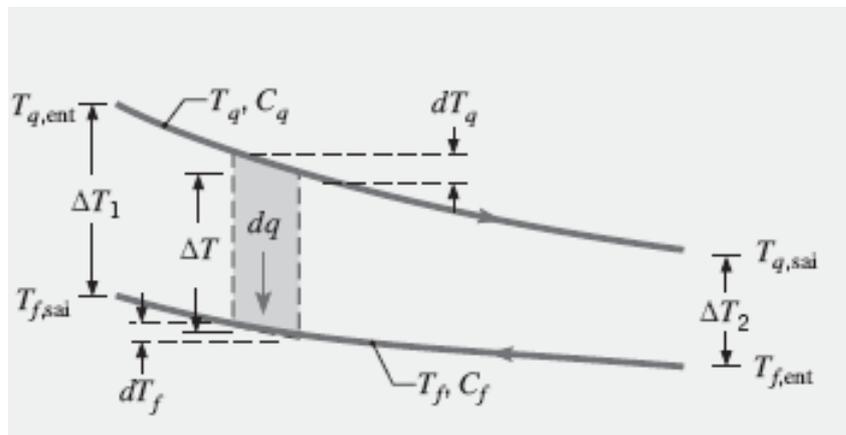


Figura 16 - Distribuições de temperaturas em um trocador de calor com escoamento contracorrente.

Fonte: Incropera *et al* (2008).

Dessa forma, ao observar a figura 16, tem-se, para os trocadores de calor com escoamento contracorrente, ΔT_1 e ΔT_2 expressos pelas equações 11 e 12, respectivamente (INCROPERA *et al.*, 2008).

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s} \quad (11)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e} \quad (12)$$

2.5.3 Equacionamento do sistema de refrigeração

Definiu-se, para tal equacionamento, quatro pontos de análise: 1, ponto após o evaporador e antes do compressor; 2, após a compressão e antes do condensador; 3, entre o

condensador e o dispositivo de expansão; e 4, ponto antes do evaporador e após a expansão. Com isso, tem-se as equações necessárias para o cálculo do sistema de refrigeração.

2.5.3.1 Capacidade frigorífica

A capacidade frigorífica (Q_{evap}) é a quantidade de calor, por unidade de tempo, retirada do meio que se quer resfriar (produto), por intermédio do sistema frigorífico (ÇENGEL, 2012). A figura 17 ilustra o processo de transferência de calor no evaporador.

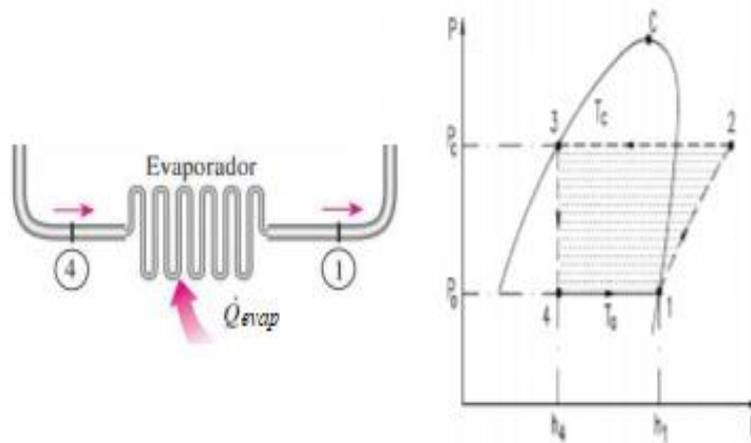


Figura 17 - Processo de transferência de calor no evaporador.
Fonte: Adaptado de Çengel (2012).

Assim, considerando que o sistema opera em regime permanente e desprezando as variações de energia cinética e potencial, tem-se, pela primeira lei da termodinâmica, o cálculo da capacidade frigorífica, dado pela equação 13 (ÇENGEL, 2012).

$$Q_{evap} = \dot{m}_f \cdot (h_1 - h_4) \quad (13)$$

Na qual, \dot{m}_f é a vazão em massa de fluido frigorífico e h_1 e h_4 são as entalpias dos pontos 1 e 4 respectivamente (ÇENGEL, 2012).

2.5.3.2 Potência do compressor

A potência do compressor (\dot{W}_c), por sua vez, é a quantidade de energia, por unidade de tempo, que se deve fornecer ao fluido refrigerante, no compressor, para que se obtenha a elevação de pressão necessária no ciclo. O processo de compressão é adiabático reversível, conforme representado na figura 18 (ÇENGEL, 2012).

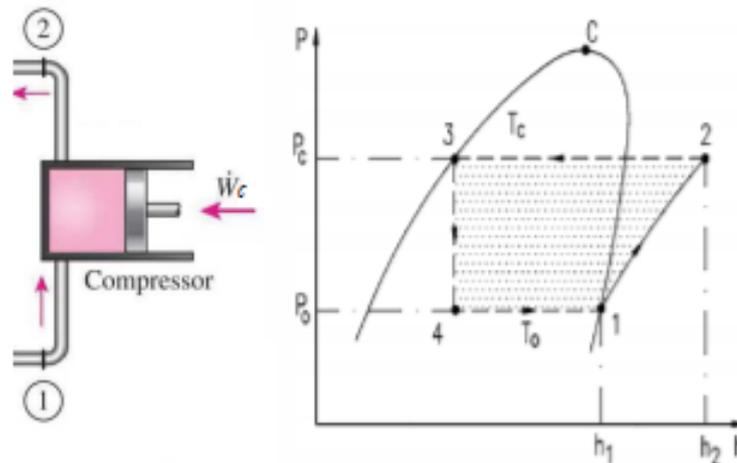


Figura 18 - Processo de compressão adiabática reversível no compressor.

Fonte: Adaptado de Çengel (2012).

De modo análogo ao cálculo da capacidade frigorífica, considerando que o sistema opera em regime permanente, no volume de controle e desprezando as variações de energia cinética e potencial, tem-se, pela primeira lei da termodinâmica, o cálculo da potência do compressor, dado pela equação 14 a seguir (ÇENGEL, 2012).

$$\dot{W}_c = \dot{m}_f \cdot (h_2 - h_1) \quad (14)$$

Na qual, \dot{m}_f é a vazão em massa de fluido frigorífico e h_2 e h_1 são as entalpias dos pontos 1 e 4 respectivamente (ÇENGEL, 2012).

2.5.3.3 Determinação do calor rejeitado

Por sua vez, tem-se o cálculo do calor recebido pelo refrigerante durante sua passagem no evaporador, o qual é rejeitado pelo condensador (ÇENGEL, 2012). O volume de controle para a determinação do calor rejeitado pelo condensador é ilustrado pela figura 19.

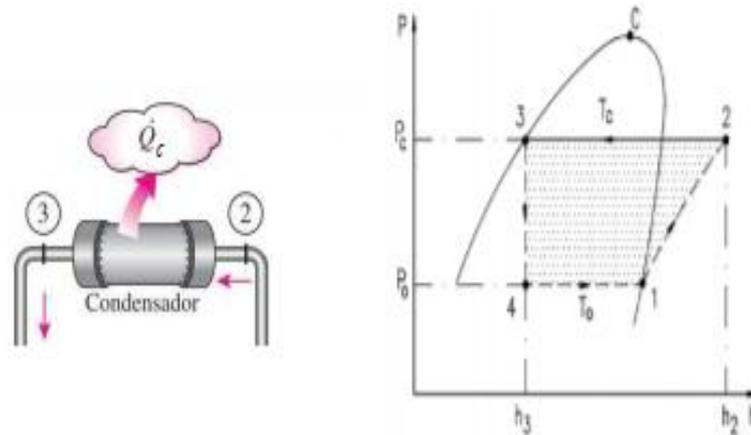


Figura 19 - Processo de transferência de calor no condensador.
Fonte: Adaptado de Çengel (2012).

Assim, como nos tópicos anteriores do cálculo da capacidade frigorífica e da potência do compressor, mantendo as mesmas considerações, tem-se o cálculo do calor rejeitado pelo condensador, dado pela equação 15.

$$Q_c = \dot{m}_f \cdot (h_2 - h_3) \quad (15)$$

Onde, \dot{m}_f é a vazão em massa de fluido frigorífico e h_2 e h_3 são as entalpias dos pontos 1 e 3 respectivamente (ÇENGEL, 2012).

2.5.3.4 Coeficiente de performance do ciclo

O coeficiente de performance do ciclo (*COP*) é um parâmetro importante para a análise dos equipamentos frigoríficos e é calculado a partir da relação entre energia útil e energia gasta. Por fim, o cálculo do *COP* é definido pela equação 16 a seguir.

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_c} \quad (16)$$

2.6 Considerações finais

Neste capítulo foram relatados os tópicos e conceitos fundamentais ao desenvolvimento, bem como entendimento do trabalho proposto, em que foram utilizados como base teórica do estudo de caso.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo estão contidas as características de desenvolvimento do estudo, os procedimentos realizados, bem como materiais e equipamentos utilizados para realização da pesquisa.

3.1 Tipo de pesquisa

A pesquisa é, basicamente, um processo sistemático e formal de desenvolvimento de método científico. Seu principal objetivo é conhecer respostas para determinadas problemáticas com auxílio de procedimentos científicos (GIL, 2008).

Em relação à forma de abordagem do problema, uma pesquisa pode ser classificada de duas formas:

- Pesquisa Quantitativa: esse tipo de pesquisa considera que tudo pode ser quantificável, o que significa traduzir em números opiniões e informações para classificá-las e analisá-las. Em resumo, nessa classificação, ocorre a quantificação de dados para responder um problema de pesquisa. Para a sua realização é necessário o uso de recursos e de técnicas estatísticas, como porcentagem, média, entre outros. (SILVA E MENEZES, 2005; POLIT, BLECK E HUNGLER, 2004)
- Pesquisa Qualitativa: por sua vez, neste tipo de pesquisa é considerado que há uma relação dinâmica entre o mundo real e o sujeito, ou seja, surge-se um vínculo entre ambas as partes, o qual não pode ser traduzido em números. Outrossim, a interpretação dos fenômenos, bem como a atribuição de significados são básicas em pesquisas qualitativas. Por fim, essa classificação não requer da utilização de métodos e técnicas estatísticas (SILVA E MENEZES, 2005).

Tendo em vista as classificações anteriores, este estudo pode ser caracterizado como uma pesquisa de natureza quantitativa. Além disso, serão utilizados métodos estatísticos, bem como valores numéricos, para a análise do aproveitamento energético gerado pela instalação de um trocador de calor em um refrigerador doméstico.

De acordo com Gil (2008), é possível classificar, com base nos objetivos, a pesquisa em três diferentes grupos: pesquisa exploratória, descritiva e explicativa, os quais serão detalhados a seguir.

- Pesquisa exploratória: as quais têm como objetivo proporcionar maior familiaridade com o problema, com objetivo de torná-lo mais explícito. Em linhas gerais, pode-se afirmar que estas pesquisas têm como foco principal o aprimoramento de idéias ou a descoberta de instituições. Esta também pode envolver levantamentos bibliográficos, entrevistas com pessoas que tiveram experiências práticas com o problema pesquisado, bem como análise de exemplos que facilitem sua compreensão;
- Pesquisa descritiva: esta classificação, por sua vez, tem como intuito a descrição de características de determinada população ou fenômeno ou, também, a definição de relações entre variáveis. Todavia, esta conta com técnicas padronizadas de coletas de dados, como, por exemplo, o questionário e a observação sistemática;
- Pesquisa explicativa: tem como objetivo identificar os fatores que determinam ou que contribuem para a ocorrência dos fenômenos observados. Esta classificação se aprofunda no conhecimento da realidade, já que explica a razão, bem como o porquê das coisas. Por fim, destaca-se que essa pesquisa é dependente da análise subjetiva de seu autor.

Dessa maneira, quanto à classificação da pesquisa em relação ao seu objetivo, conclui-se que o trabalho em questão se trata de uma pesquisa exploratória. Tal caracterização deve-se ao fato que o estudo envolve hipóteses por meio da simulação, com embasamentos bibliográficos para comparações e conclusões.

No que se diz aos procedimentos técnicos, este trabalho pode ser classificado como uma pesquisa bibliográfica e experimental.

O desenvolvimento de uma pesquisa bibliográfica é realizado por meio da utilização de materiais já elaborados, como, livros, artigos científicos, catálogos e dissertações (GIL, 2008). Neste estudo, a presença de uma revisão bibliográfica contida no item 2, a qual aborda os componentes de um refrigerador doméstico, os ciclos de refrigeração, os tipos de trocadores de calor, bem como as fórmulas necessárias para o equacionamento do trabalho, ratificam a definição deste trabalho, em termos de objetivos, como uma pesquisa bibliográfica.

Segundo Gil (2008) "a pesquisa experimental consiste em determinar um objeto de estudo, selecionar as variáveis que seriam capazes de influenciá-lo, definir as formas de controle e de observação dos efeitos que a variável produz no objeto". No trabalho, serão

realizadas variações de parâmetros no trocador e a observação da influência destas quanto ao reaproveitamento da energia rejeitada pelo condensador do refrigerador doméstico.

3.2 Materiais e métodos

O objetivo principal deste trabalho é o dimensionamento de um trocador de calor casco tubo, o qual será instalado na saída do compressor de um refrigerador residencial e reutilizará o calor despejado ao ambiente do condensador de modo a aquecer água armazenada em um boiler. A figura 19 ilustra o esquema de aproveitamento energético analisado neste estudo.

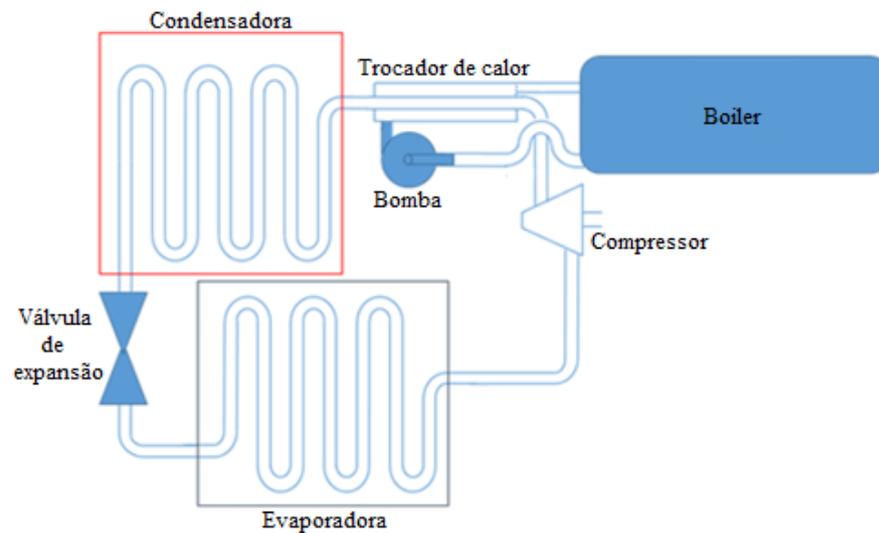


Figura 19 - Esquema de cogeração de energia térmica a partir do ciclo de refrigeração de um refrigerador doméstico.

Fonte: Pesquisa direta (2021).

A figura 19 destaca a instalação de um trocador de calor entre o compressor e a condensadora com o intuito de otimizar o aquecimento da água do boiler. Tendo em vista os procedimentos e suas respectivas etapas, tem-se a figura 20, a qual retrata o fluxograma da metodologia do trabalho.

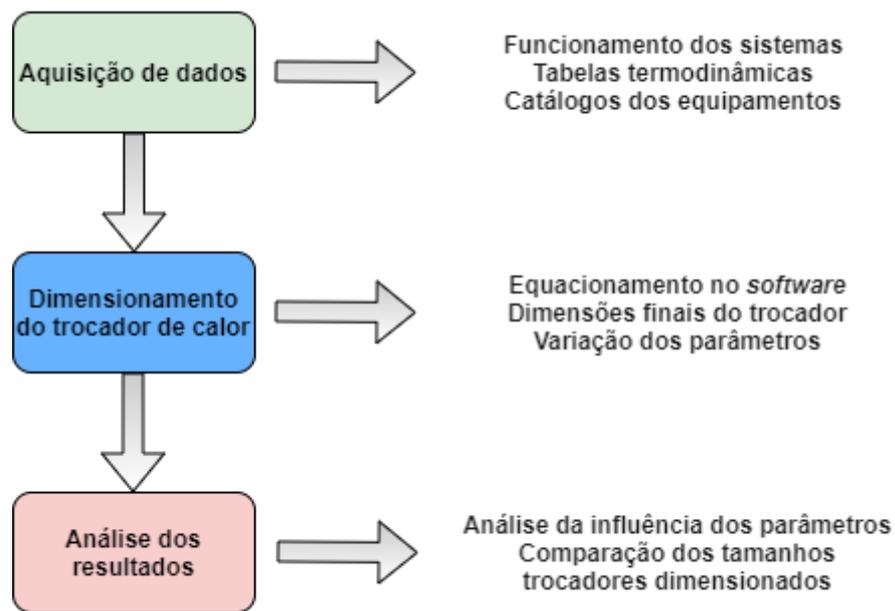


Figura 20 - Fluxograma da metodologia do estudo.
Fonte: Pesquisa direta (2021).

A princípio, para a realização dos cálculos do trocador levou-se em consideração o ciclo de refrigeração do refrigerador doméstico utilizado, o funcionamento deste sistema, tal como a análise de tabelas termodinâmicas e catálogos dos equipamentos. Dessa forma, a partir das informações fornecidas pela figura 7 são encontrados os respectivos pontos do ciclo estudado.

A aquisição de dados possibilita o cálculo do calor rejeitado no condensador para o meio ambiente, o qual será utilizado para estimar a taxa de aquecimento da água do boiler. No ciclo de refrigeração real, a temperatura do Estado 2 (denominada como $2r$) tem valor superior à temperatura no ciclo ideal, em função das irreversibilidades no processo de compressão (ÇENGEL, 2012).

Dessa forma, utilizou-se o Estado $2r$ para a realização dos cálculos. Por meio da primeira lei da termodinâmica, estimou-se a temperatura desse ponto, o qual encontra-se o processo o 1-2 (figura 7), considerando o trabalho do compressor fornecido pelo fabricante. A tabela 1 contém as informações do compressor necessárias para a realização deste estudo.

Tabela 1 - Especificações técnicas do compressor modelo AZA1330YDS.

Especificações técnicas do compressor modelo AZA1330YDS	
Capacidade frigorífica (kW)	0,1
Potência absorvida (kW)	0,093
Eficiência (W/W)	1,07

Fonte: Adaptado de Tecumseh (2020).

Por conseguinte, realizou-se o dimensionamento do trocador de calor com fluxo contracorrente, o qual foi obtido por meio do equacionamento no *software* de estudo. Por convenção, a vazão mássica do refrigerante R134a se manterá idêntico a condição inicial, pois a adaptação a ser realizada não prevê o seccionamento da linha de alta pressão.

O tubo de cobre, do condensador, terá sua espessura desprezada, implicando à desconsideração de condução neste. Além disso, visto que o trocador de calor estará instalado na saída do compressor (figura 19) a temperatura de entrada do trocador de calor será a mesma da temperatura do estado 2 (2r), ou seja, temperatura de saída do compressor. Por fim, as condições iniciais para a água é a temperatura ambiente com aquecimento de 10°C e o fluxo será controlado e variado ao decorrer do projeto.

É necessário que a água localizada no recipiente consiga se movimentar pelos tubos do trocador. Com isso, realiza-se variações na vazão mássica da água com o intuito de facilitar o dimensionamento de uma bomba de água, a qual, em uma bancada experimental, será utilizada para o bombeamento deste líquido até o trocador de calor.

Neste trabalho são propostos 4 modelos de trocadores de calor para reaproveitamento de calor na saída do compressor. Esta variedade se faz necessária pelos diversos modelos de geladeira existentes. Dessa maneira, será estimado intervalo de comprimento aceitável para os trocadores de calor, de acordo com os tipos de refrigeradores domésticos atuais. Enfim, para alcançar este intervalo, são analisados como parâmetros o diâmetro do tubo externo e a vazão da água.

Outrossim, o tubo externo do trocador de calor a ser dimensionado é de policloreto de vinila (PVC). Logo, para a realização dos cálculos são utilizados os diâmetros padrões deste tipo de tubulação. É necessário acrescentar que, em uma bancada experimental, pode-se buscar minimizar das perdas de calor para o ambiente. Assim, em um estudo prático, deve-se avaliar

o acoplamento de isolantes de ar condicionado no trocador, como, também nas tubulações conectoras.

Ademais, a partir do calor gerado pela compressão do gás refrigerante no compressor e, com o auxílio das equações de análise de um trocador duplo tubo é possível, utilizando o equacionamento apresentado no tópico 2.5.2, encontrar um valor que define o comprimento deste equipamento.

Tendo em vista a importância do reaproveitamento energético, bem como visando a utilização do trocador de calor estudado em diversas residências varia-se os parâmetros de vazão da água, bem como diâmetros dos tubos de PVC comerciais. Desse modo, calcula-se quatro tipos de trocadores de calor para respectivos diâmetros. Por fim, estuda-se as influências das variações realizadas quanto ao coeficiente global de transferência de calor, tal como o comprimento do trocador de calor.

3.3 Variáveis e indicadores

Segundo Lakatos et al (2003), “variável é quantidade que pode ser variada, um conceito operacional que tenha valores, aspecto ou também um fator que seja um objeto de estudo e de possível mensuração”. Ademais, o autor também completa que os dados adicionados a algum conceito para transformá-lo em variável são denominados como indicadores.

Dessa forma, para Tadachi e Flores (1997, p.19) os “indicadores são maneiras de representação de forma quantificada das características de produtos e processos e, por sua vez, são utilizados para o controle e melhoria da qualidade de produtos e processos no decorrer do tempo”.

Assim, tendo em vista as definições apresentadas, pode-se afirmar que há duas variáveis neste estudo, o trocador de calor casco e tubo e o ciclo de refrigeração. E seus indicadores estão descritos na tabela 3.

Tabela 2 - Variáveis e indicadores.

VARIÁVEIS	INDICADORES
Trocador de calor casco e tubo	Coeficiente global de transferência de calor Número de Nusselt Número de Reynolds Taxa de transferência de calor Temperatura média logarítmica Comprimento do trocador de calor
Ciclo de refrigeração	Capacidade frigorífica Potência do compressor Calor rejeitado

Fonte: Pesquisa Direta (2021).

3.4 Instrumento de coleta de dados

A coleta de dados na pesquisa experimental é realizada mediante a manipulação de determinadas condições, bem como a observação dos efeitos gerados (GIL, 2008). De maneira geral, no presente trabalho, utilizou-se o *software* OCTAVE com tabelas termodinâmicas CoolProp como o instrumento de coletas de dados e realização dos cálculos

3.5 Tabulação de dados

Todos os dados encontrados com os procedimentos realizados neste trabalho foram tratados com auxílio do *software* Microsoft Excel.

3.6 Considerações finais do capítulo

Neste capítulo foram apresentadas as metodologias utilizadas para a concretização deste trabalho. Também foram especificados o tipo de pesquisa realizada, seus objetivos, procedimentos utilizados, variáveis, indicadores e instrumento de coleta de dados. Nos capítulos seguinte, são apresentados os resultados e as discussões do trabalho a respeito do reaproveitamento energético, por meio da instalação de um trocador de calor, em um refrigerador doméstico.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A princípio, realizou-se os cálculos das propriedades termodinâmicas do ciclo de refrigeração real. O evaporador, situado no refrigerador doméstico, trabalha com uma temperatura média de -8°C e, por sua vez, o fluido refrigerante (R-134a) possui uma temperatura de operação média de -18°C .

De acordo com um estudo realizado por Fatouh e Kafafy (2006), a faixa de temperatura do condensador para refrigeradores domésticos que tem como fluido de trabalho o R134a é de 40 a 60°C . Assim, assumiu-se a temperatura do fluido no condensador como de 40°C . Considerando um ciclo ideal de refrigeração, determinou-se, pela tabela 3, os quatro estados do ciclo de refrigeração.

Tabela 3- Propriedades termodinâmicas do ciclo de refrigeração real.

Estados	Pressão [kPa]	Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/kg.K]	Estado termodinâmico
Estado 1	144,6	-18	387,78	1739,6	Vapor saturado
Estado 2	1016,6	48,10	428,47	1739,6	Vapor Superaquecido
Estado 2r	1016,6	125,57	509,97	1966,9	Vapor Superaquecido
Estado 3	1016,6	40	256,41	1190,5	Líquido Saturado
Estado 4	144,6	-18	256,41	1224,7	Mistura ($x = 0,378$)

Fonte: Pesquisa Direta (2021).

Logo, a temperatura de entrada do fluido refrigerante no trocador de calor duplo tubo de fluxo contracorrente será de $125,57^{\circ}\text{C}$. Esta temperatura, dada como 2r, foi estabelecida em um caso extremo.

Ademais, o cenário pandêmico encontrado no Brasil em 2021, o qual corroborou o distanciamento social, bem como a parada das aulas presenciais em universidades federais, impossibilitou a montagem de uma banca experimental para o projeto de cogeração estudado.

Dessa forma, visto que determinados parâmetros só podem ser encontrados por meio da análise prática do experimento, adotou-se o diâmetro do tubo do fluido refrigerante de um estudo similar, o qual foi realizado com um refrigerador doméstico de mesma capacidade que o analisado neste projeto. Assim, a tabela abaixo contém o diâmetro da tubulação do fluido refrigerante R134a encontrado no refrigerador na pesquisa auxiliar.

Tabela 4 – Diâmetro do tubo de refrigerante adotado em estudo similar com refrigerador doméstico de mesma capacidade.

Diâmetro do tubo de refrigerante (R134a)	0,00476 m
--	-----------

Fonte: Souza (2011).

Por conseguinte, após a adoção do parâmetro anterior, bem como a utilização da tabela 3, a qual apresenta as propriedades termodinâmicas do ciclo de refrigeração real, programou-se no *software* Octave o código, que a partir da definição da variação da temperatura da água, do diâmetro da tubulação de PVC para o trocador de calor e da vazão mássica da água, consegue estimar o tamanho necessário do trocador auxiliar estudado.

Tendo em vista que a disponibilidade de espaço para a instalação do trocador de calor varia em cada refrigerador, determinou-se então que, o intervalo de tamanho adequado para o tubo de PVC seria de 30 a 45 centímetros. Variou-se também a vazão mássica da água com o objetivo de estudar a influência da vazão no comprimento do trocador de calor, como também no coeficiente global de transferência de calor.

Ademais, visando à economia do projeto, a qual pode ser atingida por meio do reaproveitamento de materiais, como, por exemplo, dos tubos PVCs, variou-se também o diâmetro da tubulação dos tubos necessários para a construção do trocador em tubos comerciais de 3/4, 1, 1 ¼, 1 ½ in (polegadas). A figura 21 exemplifica a montagem do trocador de calor duplo tubo de fluxo contracorrente dimensionado nesse projeto, suas propriedades e seus parâmetros.

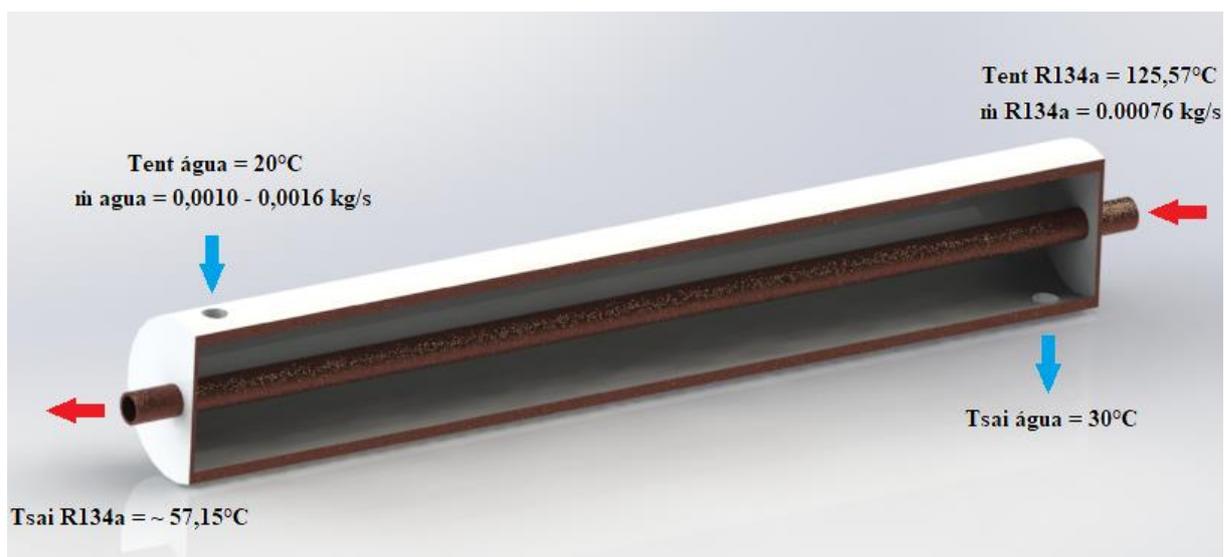


Figura 21 - Protótipo do tubo do trocador de calor duplo tubo e suas propriedades e parâmetros.
Fonte: Pesquisa direta (2021).

De acordo com a figura 21 a temperatura de saída do fluido refrigerante R134a será de, aproximadamente, 57,15°C. Dessa forma, constata-se que a linha refrigerante não será inferior

à temperatura de trabalho do condensador, adotada em 40°C. Ademais, tem-se a tabela 5, a qual retrata a variação da vazão mássica da água e dos diâmetros dos tubos em função do coeficiente global de transferência de calor (U).

Tabela 5 - Vazão mássica de água e diâmetros de tubos em função do coeficiente global de transferência de calor (U).

Vazão mássica água (kg/s)	Coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor (W/m ² . K)			
	Diâmetro de 3/4	Diâmetro de 1	Diâmetro de 1 1/4	Diâmetro de 1 1/2
0,0010	33,032	22,064	14,894	10,173
0,0012	37,505	25,209	17,086	11,701
0,0014	41,709	28,191	19,178	13,167
0,0016	45,698	31,042	21,188	14,579

Fonte: Pesquisa direta (2021).

Os dados obtidos pela tabela 5 retratam que, quanto menor o diâmetro do tubo PVC, o qual é responsável pelo transporte da água, maior é o coeficiente global de transferência de calor do trocador, bem como o aumento da vazão mássica corrobora também ao aumento do coeficiente global. Desse modo, a figura 21 constata essas relações entre vazão mássica, diâmetro e coeficiente global de transferência de calor.

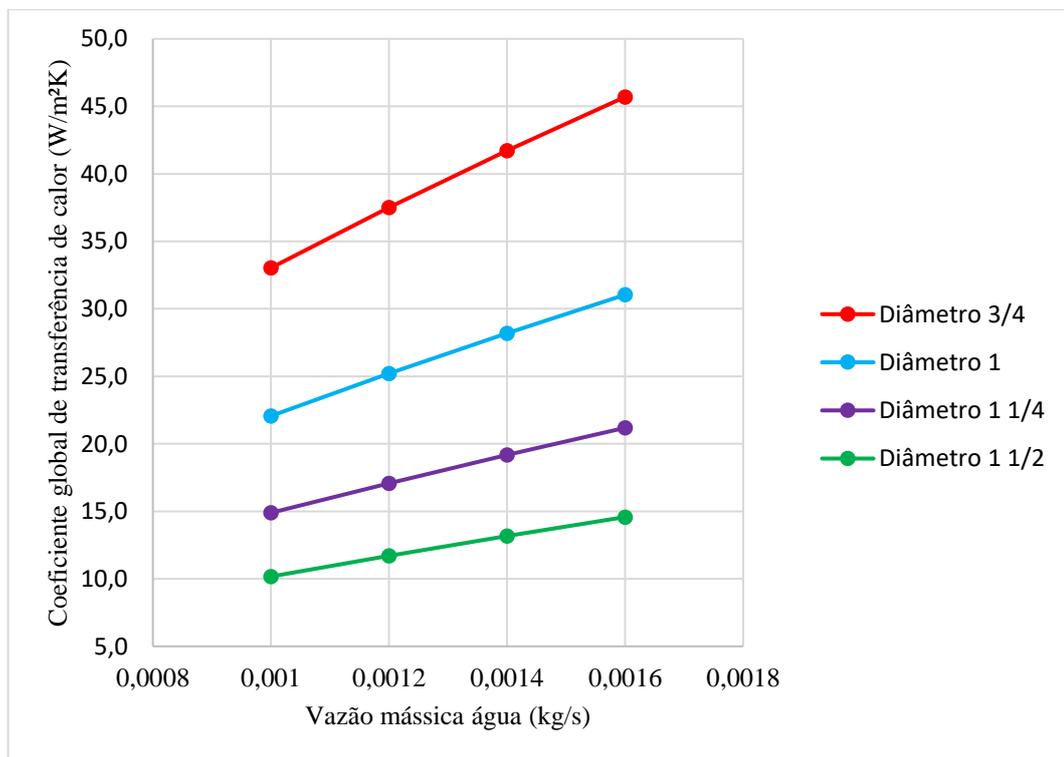


Figura 22 - Variação do coeficiente global de transferência de calor em função da vazão mássica e dos diâmetros comerciais dos tubos PVCs.

Fonte: Pesquisa direta (2021).

A observação da figura 21 auxilia uma visualização quanto ao aumento do coeficiente global de transferência térmica em função do aumento da vazão mássica de água, tal como da

diminuição do diâmetro do tubo. A relação entre o coeficiente e a vazão pode ser explicada por meio do conceito de camada limite.

Quanto a teoria da camada limite, essa, por sua vez, afirma que existe uma pequena região próxima à parede na qual o efeito viscoso é preponderante, e na parede a velocidade é nula. Quando fora da camada limite, o fluido se comporta como ideal, sem o efeito viscoso. A primeira análise da camada limite foi observada em placas planas e isotérmicas e, com a variação do número de Reynolds, era perceptível que o comprimento da camada limite não era o mesmo (LIMA *apud* PRANDTL, 2009).

De acordo com Çengel (2012), a dificuldade em uma transferência de calor por convecção é devida ao fato de que a mesma envolve o movimento do fluido a condução de calor. Assim, a camada limite pode ser laminar, turbulenta ou de transição. Os coeficientes de convecção são, em sua maioria, maiores para o escoamento turbulento do que para o escoamento laminar. A figura 23 representa as variações da camada limite.

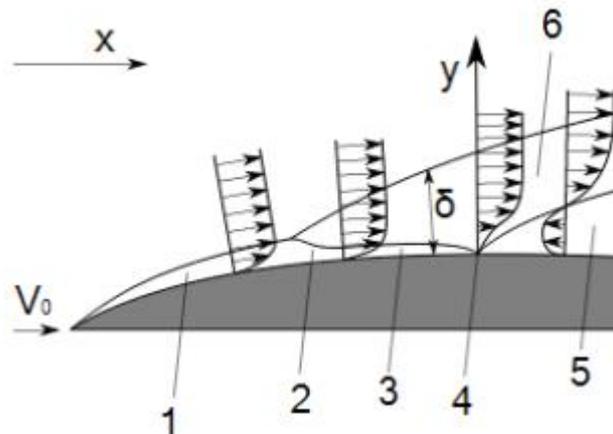


Figura 23 - Camadas limite laminar e turbulenta (1: Camada limite laminar; 2: transição; 3: Camada limite laminar; 4: Ponto de separação; 5: Camada limite separada; 6: Camada limite turbulenta).

Fonte: ÇENGEL (2012).

De acordo com a equação 4, o número de Reynolds pode ser calculado da seguinte forma:

$$Re_d = \frac{u_m \cdot D}{\nu} \quad (4)$$

Na qual, u_m é a velocidade média do fluido na seção transversal, D é o diâmetro do tubo e ν é a viscosidade cinemática do fluido estudado (INCROPERA et al., 2008). Entretanto, a velocidade média do fluido na seção transversal é representada pela equação 17:

$$u_m = \frac{m_{\text{agua}}}{\rho \cdot A} \quad (17)$$

Onde, m_{agua} é a vazão mássica da água, ρ é a massa específica da água e A é a área da seção transversal na qual a água se locomove. Dessa forma, tem-se que a velocidade média do fluido na seção transversal é diretamente proporcional à vazão mássica da água e, de acordo com a equação 4, a proporcionalidade direta também é encontrada entre a velocidade média do fluido na seção transversal e o número de Reynolds.

Sendo assim, o aumento do coeficiente global de transferência de calor dado pelo aumento da vazão mássica de água é explicado pela elevação do número de Reynolds, visto que os coeficientes de convecção são maiores para escoamento com maiores turbulências. A tabela 6 retrata o aumento do número de Reynolds da água para o aumento das vazões mássicas em cada tubo comercial analisado.

Tabela 6 - Variação do número de Reynolds da água em função da vazão mássica e dos diâmetros dos tubos.

Vazão mássica água (kg/s)	Número de Reynolds da água			
	Diâmetro de 3/4	Diâmetro de 1	Diâmetro de 1 1/4	Diâmetro de 1 1/2
0,0010	66,230	51,459	40,641	32,513
0,0012	79,476	61,751	48,769	39,016
0,0014	92,722	72,043	56,898	45,518
0,0016	105,97	82,335	65,026	52,021

Fonte: Pesquisa direta (2021).

Outro parâmetro que também pode explicar a relação diretamente proporcional entre as vazões mássicas e o coeficiente global de transferência de calor é o número de Nusselt, o qual é também diretamente proporcional ao número de Reynolds.

De acordo com Incropera *et al.* (2008), o número de Nusselt é adimensional e representa para a camada-limite térmica o que o coeficiente de atrito representa para a camada-limite de velocidade, ou seja, é a razão entre as transferências de calor por convecção e somente por condução. Dessa forma, quanto maior o número de Nusselt maior será a transferência de calor do trocador de calor e conseqüentemente maior será o seu coeficiente global. A tabela 7 relata esse aumento do número de Nusselt coligado ao aumento da vazão mássica.

Tabela 7 - Variação do número de Nusselt da água em função da vazão mássica e dos diâmetros dos tubos.

Vazão mássica água (kg/s)	Número de Nusselt da água			
	Diâmetro de 3/4	Diâmetro de 1	Diâmetro de 1 1/4	Diâmetro de 1 1/2
0,0010	1,361	1,112	0,921	0,770
0,0012	1,574	1,287	1,065	0,891
0,0014	1,781	1,455	1,205	1,008
0,0016	1,982	1,620	1,341	1,122

Fonte: Pesquisa direta (2021).

Outrossim, a partir da observação da tabela 5, tal como da figura 21, é possível identificar que a diminuição do diâmetro do tubo de PVC implica a um aumento do coeficiente global de transferência de calor. Tal acontecimento pode ser explicado por meio do fenômeno de condução de calor.

Por sua vez, a condução pode ser definida como a transferência de energia térmica de um corpo com temperatura elevada para outra parte do mesmo corpo com uma temperatura inferior. Tal mecanismo, ocorre no nível molecular e envolve vários fenômenos que são determinados, em sua maioria, pelo estado físico e estrutura do meio analisado (BRAGA, 2011).

A condução de calor pode ser descrita pela equação 18, a qual representa o modelo de Fourier:

$$Q = K \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{L} \quad (18)$$

Na qual, Q é a taxa de energia transferida, k é a condutividade térmica, ΔT é a diferença de temperatura entre os corpos em questão, A é a superfície através da qual se dá a passagem de calor e L, o qual corresponde a espessura do material (CHIWIACOWSKY, 2002).

Dessa maneira, tubos com maiores diâmetros serão compostos por uma maior espessura de água em seu interior. Nesse sentido, a energia transferida pelas partículas da água será diminuída, pois quanto maior a espessura do material maior será quantidade de partículas necessárias para ocorrer a transferência de calor. Assim, a diminuição da taxa de energia transferida ocasionará uma diminuição do coeficiente global de transferência de calor, comprovando, dessa maneira, a proporcionalidade inversa entre os diâmetros do tubo e o coeficiente global.

Em sequência, após a observação da influência da variação da vazão mássica da água e dos diâmetros dos tubos PVC em relação ao coeficiente global, também se estudou os

comprimentos necessários para os trocadores de calor. Nesse sentido, novamente para os mesmos parâmetros fixados e variados anteriormente, tem-se a tabela 7, a qual apresenta o comprimento do trocador de calor auxiliar em função da variação da vazão mássica e dos diâmetros dos tubos.

Tabela 8 - Comprimento do trocador de calor em função da vazão mássica da água e dos diâmetros dos tubos de PVC.

Vazão mássica água (kg/s)	Comprimento do trocador de calor (m)			
	Diâmetro de 3/4	Diâmetro de 1	Diâmetro de 1 1/4	Diâmetro de 1 1/2
0,0010	0,26	0,30	0,35	0,41
0,0012	0,30	0,35	0,41	0,47
0,0014	0,36	0,41	0,48	0,56
0,0016	0,44	0,50	0,58	0,67

Fonte: Pesquisa direta (2021).

É possível observar que os diâmetros de 3/4 e 1 *in* resultaram três valores dentro o intervalo de 30 e 45 cm estabelecido, por sua vez, o de 1 1/4 *in* resultou dois valores e, por fim, o de 1 1/2 *in* resultou um valor dentro deste intervalo. Outro ponto também identificado com a tabela 7, é que a elevação da vazão mássica da água corrobora a um aumento do trocador de calor, tal como que quanto maior o diâmetro do tubo, maior também será o comprimento do trocador. Dessa maneira, a figura 24 auxilia a observação dessas variações e parâmetros.

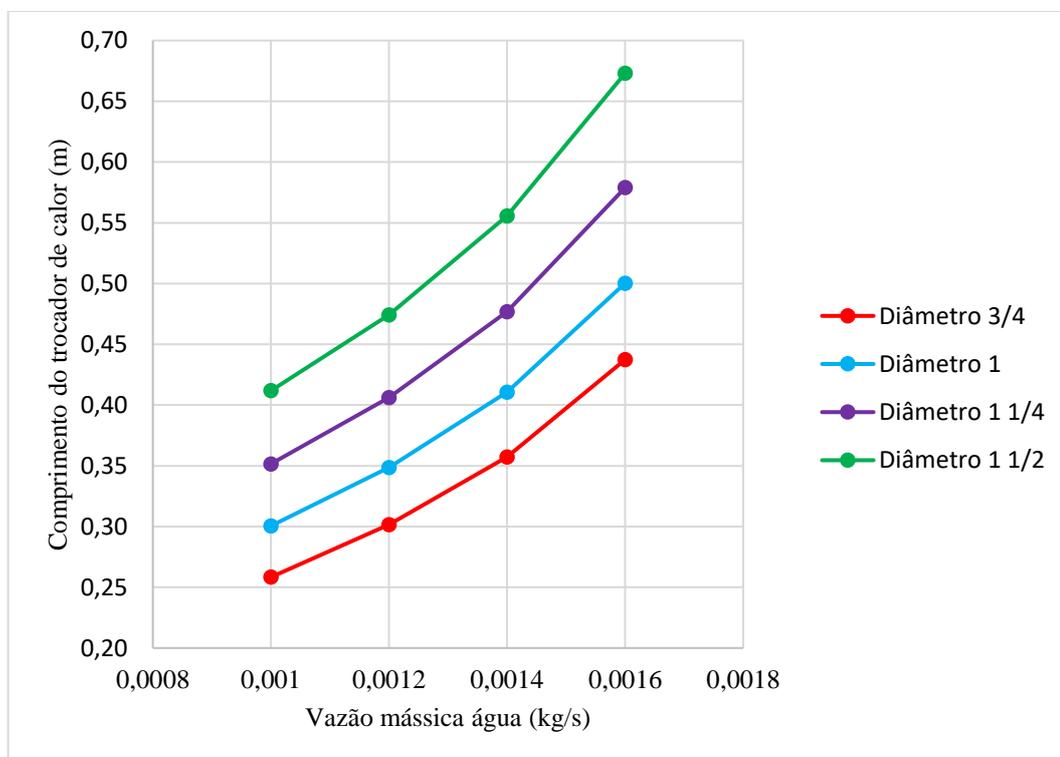


Figura 24 – Comprimento do trocador de calor em função da variação da vazão mássica, bem como dos diferentes diâmetros de tubos PVC analisados.

Fonte: Pesquisa direta (2021).

A percepção sobre o crescimento do comprimento do trocador de calor em relação ao aumento da vazão mássica fica mais nítida com o auxílio da figura 23, além disso, é identificado que o menor diâmetro (3/4 in em amarelo) gera os menores tamanhos para o trocador de calor estudado. Esses fenômenos podem ser explicados a partir da equação 7, a qual corresponde ao cálculo da taxa de transferência de calor em um trocador de calor a partir de uma extensão da Lei de resfriamento de Newton.

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (7)$$

Onde, U corresponde ao coeficiente global de transferência de calor, A é a área de transferência térmica e ΔT_m é uma média apropriada de diferenças de temperaturas e depende do arranjo do fluxo no trocador e do tipo de construção. (INCROPERA et al., 2008; ÇENGEL, 2012).

Ao observar separadamente cada item da equação, tem-se que o valor da área de transferência térmica (A), bem como de cada diferença de temperatura, são os mesmos para cada tubo de PVC estudado, visto que as temperaturas do R134a são encontradas a partir da diferença de temperatura estabelecida da água (10 °C) e de cada vazão mássica. Ademais, a equação 7 pode ser reescrita a partir do comprimento do trocador de calor, conforme a equação 19:

$$q = U \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot \Delta T_m \quad (19)$$

$$L = \frac{q}{U \cdot \pi \cdot D \cdot \Delta T_m} \quad (20)$$

Visto que os outros parâmetros são constantes em cada caso, deve-se observar a taxa de transferência de calor, a qual além da equação 7, pode ser calculada a partir da equação 6:

$$q = \dot{m}_f \cdot c_{p,f} \cdot (T_{f,e} - T_{f,s}) \quad (6)$$

Nesse sentido, o aumento da vazão mássica da água acarretará ao aumento da taxa de transferência de calor e, como discutido anteriormente, também à elevação do coeficiente global de transferência de calor (U). Porém, em quesito de valores, a influência do aumento da vazão mássica terá maior influência na taxa de transferência de calor em comparação ao coeficiente global. Dessa maneira, pela equação 20, e pela proporcionalidade, é ratificada a relação de que o aumento da vazão mássica de água é acompanhado do aumento do comprimento do trocador.

Outro aspecto a ser observado também quanto ao aumento do comprimento do trocador e sua relação com a vazão mássica é a energia transferida pelas partículas da água. De modo análogo às discussões anteriores, como a capacidade do fluido de armazenar energia (c_p) é constante, visto que as temperaturas da água são fixadas, o aumento da vazão mássica dificulta a transferência, por condução, de energia entre as partículas de água. Assim, para a realização do aquecimento da água em $10\text{ }^\circ\text{C}$, um trocador com uma maior vazão deverá ter um maior espaço para a realização da troca térmica, ou seja, ter um maior comprimento.

Outrossim, como abordado anteriormente, quanto maior o diâmetro do tubo PVC, menor será o coeficiente global de troca térmica. Assim, ao ser observar a equação 20, a qual terá alteração apenas no coeficiente global (U) quando houver variação dos diâmetros, é possível ratificar, pela proporcionalidade inversa, que um maior diâmetro de tudo corroborará a um maior comprimento de trocador de calor.

Ademais, a tabela 7, bem como a figura 23 também auxiliam a comparação quanto ao intervalo de tamanho adequado para o trocador de calor, fixado, nesse projeto, entre 30 e 45 centímetros. Dessa forma, é perceptível que o diâmetro de $\frac{3}{4}$ polegadas, nas 4 vazões estudadas, resultou em 3 trocadores de calor com tamanho entre ao hiato previamente estabelecido.

Entretanto, o tubo PVC de 1 polegada resultou comprimentos dentro do limite estabelecido nas três primeiras vazões e, por sua vez, o tubo com diâmetro de $1\frac{1}{4}$ polegadas apenas nos dois primeiros valores de vazão mássica. Por fim, é possível observar também que o diâmetro de $1\frac{1}{4}$ polegadas forneceu apenas um comprimento que se encontrasse dentro do padrão definido, o qual resultou como menor tamanho de trocador encontrado de 0,41 metros.

Por fim, o código de simulação do trocador casco tubo a ser acoplado em um refrigerador doméstico, bem como as tabelas com as propriedades dos fluidos em cada variação, encontram-se em apêndice. Todavia, a utilização deste pode otimizar a troca térmica a ser estudada em uma bancada experimental e, também, possibilita a variação de refrigeradores domésticos a serem estudados.

5 CONCLUSÃO

Tendo em vista o objetivo do trabalho, o qual propõe o dimensionamento de um trocador de calor casco e tubo em um refrigerador doméstico visando ao reaproveitamento energético, conclui-se que o intuito deste foi atingido. Dessa maneira, o estudo dos ciclos de refrigeração, componentes de um refrigerador doméstico, bem como o equacionamento necessário para o dimensionamento do trocador foram cruciais para o melhor desenvolvimento do estudo.

Ademais, o trocador de calor dimensionado será responsável pela realização de uma troca térmica de 10°C na água, a qual entra a 20°C no dispositivo e sai a 30°C . Por sua vez, para o cálculo do comprimento deste equipamento variou-se os parâmetros de vazão mássica de água em quatro valores, bem como os diâmetros dos tubos PVCs, os quais foram adotados com quatro diâmetros comerciais.

Dessa maneira, visto que há possibilidade de o trocador de calor ser composto por pequenas curvaturas, cotovelos, ou conectores, bem como comparando o espaço disponível nos refrigeradores, determinou-se que o intervalo adequado para o comprimento do trocador de calor seria de 30 a 45 centímetros.

Por conseguinte, após a realização da simulação do trocador, a qual englobou todos os cálculos e parâmetros necessários para o seu dimensionamento, obteve-se 16 valores de comprimento para o trocador de calor, os quais são expostos pela tabela 7.

Desse modo, tem-se, ao observar o intervalo adotado, que para as quatro vazões estabelecidas, o diâmetro de $3/4$ in resultou três valores de comprimento dentro deste hiato. O diâmetro de 1 in pode ser utilizado para a construção do trocador de calor, desde que este seja abastecido por vazões de água 0,001, 0,0012 e 0,0014 kg/s, as quais resultaram em comprimentos de 0,30, 0,35 e 0,41 respectivamente.

Por sua vez, o diâmetro de $1\ 1/4$ in resultou valor aceitável para fabricação do trocador com os dois menores valores de vazão de água, os quais obtiveram comprimentos de 0,35 e 0,41 metros. Por fim, o último tubo de PVC, o qual possui dimensão comercial de $1\ 1/2$ in, resultou apenas um comprimento dentro o intervalo estabelecido, o qual foi de 0,41 metros.

Conclui-se então que o resultado do estudo foi satisfatório, pois encontrou-se 9 valores de comprimento para o trocador de calor duplo tubo estudado (tabela 7), o qual será responsável por aquecer um reservatório de água por meio do reaproveitamento energético em um refrigerador. Ademais, tendo em vista que três dos quatro valores de tubos PVCs comerciais

obtiveram valores aceitáveis de comprimento, os quais podem ser encontrados em residências, conclui-se que foi possibilitado o reaproveitamento de materiais obsoletos no dimensionamento do trocador de calor.

6 RECOMENDAÇÕES

Por fim, a construção e instalação deste trocador de calor, bem como o dimensionamento da bomba d'água, a qual será responsável pelo controle da vazão de água admitida ao trocador, podem ser realizadas, com auxílio dos valores e parâmetros aqui encontrados, por futuros trabalhos. Recomenda-se também, com auxílio de uma banca experimental, a melhora da temperatura T_{2r} , a qual foi calculada neste trabalho como valor extremo. E, a partir dessa melhora, realizar novamente os cálculos com o intuito de redimensionar o trocador de calor a ser instalado em um refrigerador doméstico.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

A COMPANY OF THE ARMATUREN GROUP, BERMO. **BP6 - Trocador de Calor a Placas Gaxetado. In: BP6 - Trocador de Calor a Placas Gaxetado.** Portomont, 2021. Disponível em: <https://bermo.com.br/produtos/detalhes/bp6-trocador-de-calor-a-placas-gaxetado/>. Acesso em: 17 mar. 2021.

ARONGAUS, Prof. Simion. **Apostila do curso de Cogeração**, Departamento de Engenharia Mecânica – UFRJ, 204 páginas, 1996.

ASHRAE. **Handbook of Heating, Ventilating and Air-Conditioning – Systems and equipment.** (M. S. Owen, Ed.). Atlanta, EUA: W. Sthephen Comstock. 2012.

BARALDI, Aline. **Monitoramento do desempenho térmico de trocadores de calor duplo tubo de uma planta Slurry.** 2011.

BERGMAN, T. et al. **Fundamentals of heat and mass transfer.** 7. ed. [s.i.]: Ltc, 2014.

BERMO, Company. **BP6 - Trocador de Calor a Placas Gaxetado. Reportagem por Bermo, a company of the Armaturen Group.** 2020. Disponível em: <https://bermo.com.br/produtos/detalhes/bp6-trocador-de-calor-a-placas-gaxetado/>. Acesso em: 20 mar. 2020.

BLUESOL. **Fontes de energia alternativas: as informações e verdades que você precisa saber.** Reportagem por Ruy Fontes. 31/07/2019. 14:32. Disponível em: <https://blog.bluesol.com.br/fontes-de-energia-alternativas/>. Acesso em: 24 mar. 2020.

BM – Banco Mundial. **Acesso universal a energia: muito mais que eletricidade.** 2018. Disponível em: <https://www.worldbank.org/pt/news/feature/2018/05/18/sustainable-development-goal-7-energy-access-all>.

BRAGA, W. F. **Nova abordagem do método do balance integral: aplicação a problemas inversos de condução de calor.** Tese de doutorado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis- SC, 2011.

BRUCKNER, S., Liu, S., Miró, L., Raspieler, M., Cabeza, L. F., & Lavemann, E. (2015). **Industrial waste heat recovery technologies: an economic analysis of heat transaormation tchnologies.** Applied Energy, p. 158, 2015.

CARMEIS, Dean W. M. **Os efeitos da diversidade de tensões de distribuição no setor elétrico brasileiro. Estudo do Caso do Refrigerador Doméstico.** 2002. 132 páginas. Dissertação de Mestrado em Engenharia Elétrica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

CAVALCANTE, Zedequias Vieira; SILVA, Mauro Luis Siqueira da. **A importância da revolução industrial no mundo da tecnologia.** 2011.

CHIWIACOWSKY, L. D. **Uso da função de transferência em problemas de condução do calor com Lei de Fourier modificada.** Dissertação Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre – RS. 2002.

COELHO, João Carlos Martins. **Energia e fluidos: transferência de calor.** Editora Blucher, 2016.

COSTA E SILVA, Alexandre Timóteo da. **Projeto básico de planta de cogeração para o Hospital Universitário Clementino Fraga Fiho.** 2000. 80 páginas. Trabalho de conclusão de curso (Graduação) Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

CUNHA, Iago Pereira Andrade. **Aquecimento de água através da energia térmica rejeitada por condensadores.** 2018. 31 páginas.

DA SILVA, João Paulo. **Análise do desempenho de refrigeradores.** 2016. 75 páginas. Trabalho de conclusão de curso (Graduação) Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Juiz de Fora, Juiz de Fora.

ELETROLUX, **Peças e acessórios. In: Compressor 127V para Refrigerador Electrolux.** [S. l.], 2021. Disponível em: <https://loja.electrolux.com.br/compressor-127v-para-refrigerador-electrolux/p>. Acesso em: 13 mar. 2021.

ELETROLUX, **Peças e acessórios. In: Evaporador para Refrigerador Electrolux - RE29 RE26.** [S. l.], 2021. Disponível em: https://loja.electrolux.com.br/evaporador-para-refrigerador-re29-re26/p?_ga=2.63653164.2083613831.1616086094-727796377.1616086093. Acesso em: 11 mar. 2021.

EMBRACO. **Pressões de trabalho dos gases refrigerantes nos sistemas domésticos**. Clube da Refrigeração, 05/05/2016. Disponível em: <https://refrigerationclub.com/pt-br/pressoes-de-trabalho-dos-gases-refrigerantes-nos-sistemas-domesticos/>. Acesso em: 4 nov. 2020.

ENERGY, BRASIL. **DESCUBRA QUAIS SÃO OS ELETRODOMÉSTICOS QUE MAIS CONSOMEM ENERGIA**. [S. l.], 2021. Disponível em: <https://www.energybrasilsolar.com.br/eletrodomesticos-que-mais-consomem-energia/>. Acesso em: 3 dez. 2020.

FARIA, Alexandre Martuscelli. **Utilização de trocadores de calor de placas em espiral em processos da indústria siderúrgica**. 2015.

FATOUH, M.; EL KAFIFY, M. Assessment of propane/commercial butane mixtures as possible alternatives to R134a in domestic refrigerators. *Energy Conversion and Management*, v. 47, n. 15-16, p. 2644-2658, 2006.

GAZETA DO POVO. **Brasil caminha para ter a energia mais cara do planeta**. Reportagem por Rosana Felix. 03/07/2018. 18h41. Disponível em: <https://www.gazetadopovo.com.br/economia/brasil-caminha-para-ter-a-energia-mais-cara-do-planeta-86tyszyyp8czy77fbcvtovdsq/>. Acesso em: 24 mar. 2020.

ÇENGEL, Y.; GHAJAR, A. **Livro Transferência de Calor**. 4a ed. Porto Alegre - RS: Mc Graw Hill, 2012.

GIL, Antonio Carlos. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 5. ed. São Paulo: Atlas, 2008.

GONÇALVES, Joaquim Manoel et al. **Análise experimental do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares**. 1994.

GUT, J. A. W. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas, 268f**. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.

HEWITT, G. F.; SHIRES, G. L.; BOTT, T. R. **Process Heat Transfer**, Florida, Estados Unidos: CRC Press, 1993.

INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2008. 643 p.

JIANG, Huimin et al. **An experimental study on a modified air conditioner with a domestic hot water supply (ACDHWS)**. *Energy*, v. 31, n. 12, p. 1789-1803, 2006.

JORNAL NH. **Geladeira pode aumentar o consumo de energia elétrica no verão**. Reportagem por Tatiana Hentz. 17/01/2017. 18:17. Disponível em: <https://www.jornalnh.com.br/2017/01/noticias/regiao/2060105-geladeira-pode-ser-a-vila-da-conta-de-luz-no-verao.html>. Acesso em: 24 mar. 2020.

KAKAÇ, S. **Heat exchangers: selection, rating and thermal design**. Florida: CRC PRESS, 2002. Ed.2.

LAKATOS, Eva Maria. **Fundamentos de metodologia científica 1**. 5. ed. - São Paulo: Atlas 2003.

LIMA, Fábio Araújo de et al. **Desenvolvimento e construção de aparato experimental para caracterização da camada limite térmica laminar com base em modelagem via GITT**. 2019.

MONTREAL, Protocolo de. **PROGRAMA BRASILEIRO DE ELIMINAÇÃO DOS HCFCs (PBH)**. In: **Difusão do uso de fluidos refrigerantes**. [S. l.], 2020. Disponível em: <http://www.protocolodemontreal.org.br/eficiente/repositorioApresentacoes/Seminario%20Difusao%20do%20Uso%20de%20Fluidos%20Refrigerantes/870.pdf>. Acesso em: 16 mar. 2021.

MUNDO DA EDUCAÇÃO. **Matriz energética brasileira. 2018**. Disponível em: <https://mundoeducacao.bol.uol.com.br/geografia/matriz-energetica-brasileira.htm>

PIRES, Marcos Vinicius Batista. **Isolamento Térmico: Aplicação em um Refrigerador**. *Anais do EVINCI-UniBrasil*, v. 2, n. 1, 254 páginas, 2016.

POLIT, D.F.; BECK, C.T.; HUNGLER, B.P. **Fundamentos de Pesquisa em Enfermagem: métodos, avaliação e utilização**. 5 ed. Porto Alegre: Artmed, 2004.

REIS, L. B.; SANTOS, E. C. **Energia Elétrica e Sustentabilidade: aspectos tecnológicos, socioambientais e legais**. 2. ed. Barueri: Manole, 2014, 280 p.

ROHSENOW, Warren M.; HARTNETT, James P.; GANIC, Ejup N. **Handbook of heat transfer applications**. New York, 1985.

- SAARI, Jussi. **Heat exchanger dimensioning**. Lappeenranta University of, 2010.
- SANTOS, E. O. d. **Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo**. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2005.
- SAUNDERS, E. A. D., **Heat Exchangers: Selection Design and Construction**. John Wiley & Sons, New York, 1988.
- SCHMID, Alexandre Cury et al. **Comportamento térmico de um refrigerador doméstico quando submetido à abertura e fechamento de porta**. 2000. 109 páginas. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- SEIXLACK, Andre Luiz et al. **Modelagem do escoamento bifásico em tubos capilares**. 1996.
- SHAH, Ramesh K.; SEKULIC, Dusan P. **Fundamentals of heat exchanger design**. John Wiley & Sons, 2003.
- SILVA, E. L. MENEZES, E. M. **Metodologia da pesquisa e elaboração de dissertação**. 4ª ed. 2005 - Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC.
- SOUZA, Jeferson A. L.; **Transferência de calor**. Editora Pearson. 123 páginas. 2016.
- SOUZA, Luís Manoel de Paiva. **Levantamento de coeficientes de desempenho de armazenador térmico associado a refrigerador doméstico modificado**. 2011.
- TADACHI, N.T., e FLORES, M.C.X. **Indicadores da Qualidade e do Desempenho**. 1ª.ed. Rio de Janeiro: Qualitymark, 1997
- TEMA, 1999, **Standard of the Tubular Exchanger Manufacturers Association**, 8th ed., Tubular Exchanger Manufacturers Association, New York.
- VIRTUOS. “**Só física. Como funcionam os refrigeradores?**” por Virtuous Tecnologia da Informação, 2008. Disponível em: <http://www.sofisica.com.br/conteudos/curiosidades/refrigeradores.php>. Acesso em: 04 nov. 2020.
- Walker, G., 1990, **Industrial Heat Exchangers: A Basic Guide**, 2nd edn., Hemisphere Publishing, Washington, DC.

WILHELMSSON, B., **Consider spiral heat exchangers for fouling application,** **Hydrocarbon Processing**, July, 2005 issue, Jul. 2005.

APÊNDICE A

CÓDIGO DA SIMULAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR CASCO TUBO ACOPLADO AO REFRIGERADOR DOMÉSTICO

```

clc
clear all
close all
cd C:\Octave\Octave-5.2.0
CoolProp

Qc = 100
Wc = 93
TL = -18+273.15
TH = 40+273.15

#Estado 1 (Entrada do compressor, vapor saturado)
T1 = TL
P1 = PropsSI('P','T',T1,'Q',1,'R134a');
S1 = PropsSI('S','T',T1,'Q',1,'R134a');
H1 = PropsSI('H','T',T1,'Q',1,'R134a');
fprintf("ESTADO 1 - Entrada do compressor\n")
fprintf("A pressão no ponto 1 é %f kPa\n", P1/1000)
fprintf("A temperatura no ponto 1 é %f Celsius\n", T1-273.15)
fprintf("A entalpia no ponto 1 é %f kJ/kg\n", H1/1000)
fprintf("A entropia no ponto 1 é %f kJ/kg.K\n", S1/1000);

#Estado 3: Saída do condensador
T3 = TH
P3 = PropsSI('P','T',T3,'Q',0,'R134a');
S3 = PropsSI('S','T',T3,'Q',0,'R134a');
H3 = PropsSI('H','T',T3,'Q',0,'R134a');
fprintf("ESTADO 3 - Saída do condensador\n")
fprintf("A pressão no ponto 3 é %f kPa\n", P3/1000)
fprintf("A temperatura no ponto 3 é %f Celsius\n", T3-273.15)
fprintf("A entalpia no ponto 3 é %f kJ/kg\n", H3/1000)
fprintf("A entropia no ponto 3 é %f kJ/kg.K\n", S3/1000);

#Estado 2 - Valores ideal

```

```

S_2i = S1
T2i = PropsSI('T','P',P3,'S',S_2i,'R134a');
H2i = PropsSI('H','T',T2i,'P',P3,'R134a')
fprintf("ESTADO 2 IDEAL - Saída do compressor\n")
fprintf("A pressão no ponto 2 ideal é %f kPa\n", P3/1000)
fprintf("A temperatura ideal no ponto 2 é %f\n", T2i-273.15)
fprintf("A entalpia ideal no ponto 2 é %f kJ/kg\n\n", H2i/1000)

#Estado 4: Saída da válvula de expansão
P4 = P1
H4 = H3
Q4 = PropsSI('Q','H',H4,'P',P4,'R134a');
T4 = PropsSI('T','P',P4,'H',H4,'R134a');
S4 = PropsSI('S','H',H4,'P',P4,'R134a');
fprintf("ESTADO 4 - Saída da válvula de expansão\n")
fprintf("A pressão no ponto 4 é %f kPa\n", P4/1000)
fprintf("O título no ponto 4 é %f kg/kg\n", Q4)
fprintf("A temperatura no ponto 4 é %f Celsius\n", T4-273.15);
fprintf("A entalpia no ponto é %f kJ/kg\n", H4/1000)
fprintf("A entropia no ponto 4 é %f kJ/kg.K\n\n", S4/1000)

#Cálculo fluxo de massa
m_pontoR134a = Qc/(H1-H4)
fprintf("FLUXO DE MASSA\n")
fprintf("O fluxo de massa é %f kg/s\n\n", m_pontoR134a);

#1-2:compressão adiabática
#Estado 2
P2 = P3
H2r = (Wc/m_pontoR134a)+H1
T2 = PropsSI('T','P',P2,'H',H2r,'R134a');
S2 = PropsSI('S','P',P2,'H',H2r,'R134a');
fprintf("ESTADO 2 REAL - Saída do compressor\n")
fprintf("A pressão no ponto 2 real é %f kPa\n", P2/1000)
fprintf("A temperatura no ponto 2 real é %f Celsius\n", T2-273.15)
fprintf("A entalpia no ponto 2 real é %f kJ/kg\n", H2r/1000)
fprintf("A entropia no ponto 2 real é %f kJ/kg.J\n\n", S2/1000)

```

```

#Cálculo trocador de calor
fprintf("Dimensionamento do trocador de calor\n")

#Água
fprintf("Cálculos para a água\n")
Taguae = 293.15
Taguas = 303.15
Taguam = (Taguae+Taguas)/2
Deltatagua = (Taguas-Taguae)
Vazaoagua = 0.0034

#Para tubo PVC de 1 polegada
Dinternoagua = 0.044
Areadasecaoagua = pi*(Dinternoagua^2)/4
Patm = 101325
Cpagua = PropsSI('C','T',Taguam,'P',Patm,'IF97::Water')
Densidadeagua = PropsSI('D','T',Taguam,'P',Patm,'IF97::Water')
Vagua = PropsSI('V','T',Taguam,'P',Patm,'IF97::Water')
Kagua = PropsSI('L','T',Taguam,'P',Patm,'IF97::Water')
Prandtlagua = PropsSI('PRANDTL','T',Taguam,'P',Patm,'IF97::Water')
fprintf("O capacidade térmica da agua na temperatura média é %f J/Kg.K \n", Cpagua)
fprintf("A densidade da agua na temperatura média é %f kg/m³ \n", Densidadeagua)
fprintf("A viscosidade dinamica da agua na temperatura média é %f kg/m.s \n", Vagua)
fprintf("A condutividade térmica da agua na temperatura média é %f W/m.K
\n", Kagua)
fprintf("O número de Prandtl da agua na temperatura média é %f \n", Prandtlagua)
Q = Vazaoagua*Cpagua*Deltatagua
Velocidademediaagua = Vazaoagua/(Densidadeagua*Areadasecaoagua)
Reynoldsagua = (Densidadeagua*Velocidademediaagua*Dinternoagua)/Vagua
Nusseltagua = 0.023*(Reynoldsagua^0.8)*(Prandtlagua^0.4)
Hagua = (Nusseltagua*Kagua)/Dinternoagua
fprintf("A carga térmica da agua na temperatura média é %f W \n", Q)
fprintf("O número de Reynolds da agua na temperatura média é %f \n", Reynoldsagua)
fprintf("O número de Nusselt da agua na temperatura média é %f \n", Nusseltagua)
fprintf("O coeficiente de convecção térmica da agua na temperatura média é %f
W/m².K \n \n", Hagua)

```

```

#R134a
fprintf("Cálculos para o R134a\n")
Tr134ae = T2
Pr134a = 1016600

#Diámetro interno do tubo de refrigeração de acordo com a literatura
Dinternor134a = 0.00476
Areadasecaor134a = pi*(Dinternor134a^2)/4

#Massa de refrigerante de acordo com a literatura
Vazaor134a = 0.001785
Cpr134aentr = PropsSI('C','T',Tr134ae,'P',Pr134a,'R134a')
fprintf("O capacidade térmica do R134a na temperatura de entrada é %f J/Kg.K
\n", Cpr134aentr)
Tr134as = Tr134ae - (Q/(Vazaor134a*Cpr134aentr))
Erro1 = (1-(Tr134as/Tr134ae))*100
fprintf("A temperatura de saída do R134a é %f K com erro de %f por cento
\n", Tr134as, Erro1)

#A partir disso, assume-se a temperatura média como a média das temperaturas
encontradas.
Tr134amed = (Tr134ae+Tr134as)/2
Cpr134amed = PropsSI('C','T',Tr134amed,'P',Pr134a,'R134a')
fprintf("O capacidade térmica do R134a na temperatura média é %f J/Kg.K
\n", Cpr134amed)
Tr134as1 = Tr134ae - (Q/(Vazaor134a*Cpr134amed))
Erro2 = (1-(Tr134as1/Tr134as))*100
Tr134amedfinal = (Tr134ae+Tr134as1)/2
fprintf("A temperatura de saída do R134a é %f K com erro de %f por cento \n
", Tr134as1, Erro2)

#A partir dos valores de temperatura os cálculos seguem de modo análogo aos
realizados para a água
Densidader134a = PropsSI('D','T',Tr134amedfinal,'P',Pr134a,'R134a')
Vr134a = PropsSI('V','T',Tr134amedfinal,'P',Pr134a,'R134a')
Kr134a = PropsSI('L','T',Tr134amedfinal,'P',Pr134a,'R134a')
Prandtlr134a = PropsSI('PRANDTL','T',Tr134amedfinal,'P',Patm,'IF97::Water')
fprintf("A densidade do R134a na temperatura média é %f kg/m³ \n", Densidader134a)

```

```

fprintf("A viscosidade dinamica da agua na temperatura média é %f kg/m.s
\n", Vr134a)
fprintf("A condutividade térmica da agua na temperatura média é %f W/m.K
\n", Kr134a)
fprintf("O número de Prandtl da agua na temperatura média é %f \n", Prandtlr134a)
Velocidademediar134a = Vazaor134a/(Densidader134a*Areadasecaor134a)
Reynoldsr134a = (Densidader134a*Velocidademediar134a*Dinternor134a)/Vr134a
Nusseltr134a = 0.023*(Reynoldsr134a^0.8)*(Prandtlr134a^0.4)
Hr134a = (Nusseltr134a*Kr134a)/Dinternor134a
fprintf("O número de Reynolds do R134a na temperatura média é %f
\n", Reynoldsr134a)
fprintf("O número de Nusselt do R134a na temperatura média é %f \n", Nusseltr134a)
fprintf("O coeficiente de convecção térmica do R134a na temperatura média é %f
W/m².K \n \n", Hr134a)

#Coeficiente global de transferência de calor
U = 1/(1/Hagua + 1/Hr134a)
fprintf("O coeficiente global de transferência de calor do trocador é %f W/m².K \n
\n", U)

#Diferença média de temperatura
Deltat1 = Tr134ae - Taguas
Deltat2 = Tr134as1 - Taguae
Deltatlm = (Deltat1 - Deltat2)/(logm(Deltat1/Deltat2))
fprintf("A diferença de temperatura média logarítmica é de %f graus \n \n", Deltatlm)

#Cálculo do comprimento do calor
Comprimento = Q/(U*Deltatlm*pi*Dinternoagua)
fprintf("O comprimento necessário para o trocador de calor é de %f m \n
\n", Comprimento)

```

APÊNDICE B

Tabela 9 - Dados finais e iniciais para o trocador de calor composto de tubo PVC com diâmetro de 3/4 in.

Dados Iniciais					Dados finais							
Temp. entrada água (K)	Temp. saída água (K)	Delta T água	Diâmetro do tubo PVC (pol)	Vazão mássica água (kg/s)	Temp. entrada R134a (K)	Temp. saída R134a (K)	Delta T R134a	Coef. Global (W/m ² .K)	Delta Tlm	Reynolds	Nusselt	Comprimento do trocador (m)
293,15	303,15	10	3/4 (0,0216)	0,001	398,73	346,16	52,57	33,032	72,221	66.230	1,361	0,26
293,15	303,15	10	3/4 (0,0216)	0,0012	398,73	335,51	63,22	37,505	65,409	79,476	1,574	0,30
293,15	303,15	10	3/4 (0,0216)	0,0014	398,73	324,87	73,86	41,709	57,905	92,722	1,781	0,36
293,15	303,15	10	3/4 (0,0216)	0,0016	398,73	314,28	84,45	45,698	49,328	105,97	1,982	0,44

Fonte: Pesquisa direta (2021).

Tabela 10 - Dados finais e iniciais para o trocador de calor composto de tubo PVC com diâmetro de 1 in.

Dados Iniciais					Dados finais							
Temp. entrada água (K)	Temp. saída água (K)	Delta T água	Diâmetro do tubo PVC (pol)	Vazão mássica água (kg/s)	Temp. entrada R134a (K)	Temp. saída R134a (K)	Delta T R134a	Coef. Global (W/m ² .K)	Delta Tlm	Reynolds	Nusselt	Comprimento do trocador (m)
293,15	303,15	10	1 (0,0278)	0,001	398,73	346,16	52,57	22,064	72,221	51,459	1,112	0,30
293,15	303,15	10	1 (0,0278)	0,0012	398,73	335,51	63,22	25,209	65,409	61,751	1,287	0,35
293,15	303,15	10	1 (0,0278)	0,0014	398,73	324,87	73,86	28,191	57,905	72,043	1,455	0,41
293,15	303,15	10	1 (0,0278)	0,0016	398,73	314,28	84,45	31,042	49,328	82,335	1,620	0,50

Fonte: Pesquisa direta (2021).

Tabela 11 - Dados finais e iniciais para o trocador de calor composto de tubo PVC com diâmetro de 1 1/2 in.

Dados Iniciais					Dados finais							
Temp. entrada água (K)	Temp. saída água (K)	Delta T água	Diâmetro do tubo PVC (pol)	Vazão mássica água (kg/s)	Temp. entrada R134a (K)	Temp. saída R134a (K)	Delta T R134a	Coef. Global (W/m ² .K)	Delta T _{lm}	Reynolds	Nusselt	Comprimento do trocador (m)
293,15	303,15	10	1 e 1/4 (0,0352)	0,001	398,73	346,16	52,57	14,894	72,221	40,641	0,921	0,35
293,15	303,15	10	1 e 1/4 (0,0352)	0,0012	398,73	335,51	63,22	17,086	65,409	48,769	1,065	0,41
293,15	303,15	10	1 e 1/4 (0,0352)	0,0014	398,73	324,87	73,86	19,178	57,905	56,898	1,205	0,48
293,15	303,15	10	1 e 1/4 (0,0352)	0,0016	398,73	314,28	84,45	21,188	49,328	65,026	1,341	0,58

Fonte: Pesquisa direta (2021).

Tabela 12 - Dados finais e iniciais para o trocador de calor composto de tubo PVC com diâmetro de 1 1/2 in.

Dados Iniciais					Dados finais							
Temp. entrada água (K)	Temp. saída água (K)	Delta T água	Diâmetro do tubo PVC (pol)	Vazão mássica água (kg/s)	Temp. entrada R134a (K)	Temp. saída R134a (K)	Delta T R134a	Coef. Global (W/m ² .K)	Delta T _{lm}	Reynolds	Nusselt	Comprimento do trocador (m)
293,15	303,15	10	1 e 1/2 (0,044)	0,001	398,73	346,16	52,57	10,173	72,221	32,513	0,770	0,41
293,15	303,15	10	1 e 1/2 (0,044)	0,0012	398,73	335,51	63,22	11,701	65,409	39,016	0,891	0,47
293,15	303,15	10	1 e 1/2 (0,044)	0,0014	398,73	324,87	73,86	13,167	57,905	45,518	1,008	0,56
293,15	303,15	10	1 e 1/2 (0,044)	0,0016	398,73	314,28	84,45	14,579	49,328	52,021	1,122	0,67

Fonte: Pesquisa direta (2021).