



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP

ESCOLA DE MINAS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



FERNANDO DE OLIVEIRA FIETTO

**OTIMIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR
COMPRESSÃO DE VAPOR EM CASCATA COM RELAÇÃO AO
CRITÉRIO DE MÁXIMO COEFICIENTE DE DESEMPENHO**

**OURO PRETO - MG
2024**

FERNANDO DE OLIVEIRA FIETTO

fernando.fietto@aluno.ufop.edu.br

**OTIMIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR
COMPRESSÃO DE VAPOR EM CASCATA COM RELAÇÃO AO
CRITÉRIO DE MÁXIMO COEFICIENTE DE DESEMPENHO**

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

Professor orientador: DSc. Luís Antônio Bortolaia

**OURO PRETO – MG
2024**

SISBIN - SISTEMA DE BIBLIOTECAS E INFORMAÇÃO

F466o Fietto, Fernando de Oliveira.
Otimização de um sistema de refrigeração por compressão de vapor em cascata com relação ao critério de máximo coeficiente de desempenho. [manuscrito] / Fernando de Oliveira Fietto. - 2024.
63 f.: il.: color., gráf., tab..

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

1. Refrigeração - Sistemas de refrigeração. 2. Eficiência organizacional. 3. Coeficiente de performance. 4. Refrigeração - Otimização. I. Bortolaia, Luis Antonio. II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU 621

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



FOLHA DE APROVAÇÃO

Fernando de Oliveira Fietto

Otimização de um sistema de refrigeração por compressão de vapor em cascata com relação ao critério de máximo coeficiente de desempenho

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 10 de Outubro de 2024

Membros da banca

DsC. Luís Antônio Bortolaia - Orientador (Universidade Federal de Ouro Preto)
DsC. Elisângela Martins Leal (Universidade Federal de Ouro Preto)
DsC. Washington Luís Vieira da Silva (Universidade Federal de Ouro Preto)

Luís Antônio Bortolaia, orientador do trabalho, aprovou a versão final e autorizou seu depósito na Biblioteca Digital de Trabalhos de Conclusão de Curso da UFOP em 12/11/2024



Documento assinado eletronicamente por **Luís Antonio Bortolaia, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 12/11/2024, às 06:04, 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 **0809243** e o código CRC **42C094D6**.

A meus pais, família, amigos e professores, dedico mais esta etapa vencida.

AGRADECIMENTO

Aos meus pais, Sumara e Eustáquio, agradeço o apoio incondicional durante essa jornada, tornando possível essa conquista, **MUITO OBRIGADO!**

Aos amigos e família, agradeço por toda motivação.

Ao meu orientador Luis Antônio Bortolaia, agradeço o incentivo e orientação neste trabalho.

“O sucesso nasce do querer, da determinação e persistência em se chegar a um objetivo. Mesmo não atingindo o alvo, quem busca e vence obstáculos, no mínimo, fará coisas admiráveis”.

José de Alencar

RESUMO

Sistemas de refrigeração representam grande parte do consumo energético do local em que operam, seja em residências, indústrias ou empreendimentos. Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor em cascata são ideais quando se deseja alcançar temperaturas extremamente baixas, visto que cada ciclo opera em uma determinada faixa de temperatura, o que permite atingir certos níveis de resfriamento que não seriam viáveis com um único ciclo. Muitas vezes, esse tipo de sistema apresenta um elevado consumo energético por não estar devidamente otimizado, tornando-se pouco eficiente. O presente trabalho utiliza a metodologia de simulação de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor em cascata em *softwares* de engenharia através do equacionamento do ciclo, aliado a métodos de otimização para adequar o sistema e atingir o máximo valor do COP. Os resultados obtidos evidenciaram que parâmetros como as temperaturas no trocador de calor em cascata e eficiência dos compressores, escolhidos como variáveis de otimização devido a plausibilidade de sua manipulação em um projeto pré-determinado, possuem influência direta no valor do COP, logo, permitindo que o sistema implementado se torne mais eficiente, e conseqüentemente, haja menor consumo de energia. Como resultado deste trabalho, observou-se uma redução na potência consumida pelos compressores do circuito de alta temperatura (20,7%) e do circuito de baixa temperatura (11,8%), e na potência total do sistema (15,6%), com redução de 20,70%, 11,77% e 15,55%, respectivamente, resultando em um aumento de 18,42% no coeficiente de performance em relação ao sistema original.

Palavras-chave: Sistema de refrigeração. Energia. Eficiência. Cascata. Coeficiente de performance. Otimização.

ABSTRACT

Refrigeration systems represent a large part of the energy consumption of the place where they operate, whether in homes, industries or businesses. Cascade vapor-compression refrigeration cycles are ideal when it is desired to achieve extremely low temperatures, since each cycle operates in a specific temperature range, which allows achieving certain levels of cooling that would not be feasible with a single cycle. Often, this type of system presents high energy consumption because it is not optimized, therefore, they are not very efficient. This work uses the simulation methodology of cascade vapor-compression refrigeration cycle in engineering software through the cycle equation, combined with optimization methods to adapt the system and achieve the maximum value of the coefficient of performance. The results obtained showed that parameters such as cascade heat exchange temperatures and compressor efficiency, chosen as optimization variations due to the plausibility of their manipulation in a predetermined design, have a direct influence on the COP value, thus allowing the implemented system to become more efficient, and consequently, there is lower energy consumption. As a result of this work, a notable reduction was observed in the power consumed by the high temperature and low temperature compressors, and in the total power of the system, with a reduction of 20.70%, 11.77% and 15.55%, respectively, resulting in an increase of 18.42% in the coefficient of performance in relation to the COP of the original system.

Key-words: Cooling system. Energy. Efficiency. Cascade. Coefficient of performance. Optimization.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Esquema de um refrigerador	5
Figura 2: Esquema e diagrama do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.....	7
Figura 3: Esquema e diagrama do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor	8
Figura 4: Sistema Cascata de dois estágios	14
Figura 5: Sistemas de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor.....	17
Figura 6: Máximo Global da função objetivo U dentro do domínio x_1	19
Figura 7: Pontos globais e locais	20
Figura 8: Ponto máximo e mínimo	20
Figura 9: Progressão do método de otimização de aproximações quadráticas.....	21
Figura 10: Progressão do método de busca direta	23
Figura 11: Fluxograma do trabalho	26
Figura 12: Sistema Cascata de dois estágios	28
Figura 13: Implementação do Sistema 1 no EES (Ciclo de baixa temperatura)	31
Figura 14: Implementação do Sistema 1 no EES (Ciclo de alta temperatura)	32
Figura 15: Implementação do Sistema 1 no EES (COP do Ciclo)	32
Figura 16: Resultados do ciclo cascata.....	33
Figura 17: Teste 2 implementado no <i>Chemours Refrigerant Expert</i>	34
Figura 18: Diagrama de pressão e entalpia.....	34
Figura 19: Teste 2 implementado no EES	35
Figura 20: Definição da otimização no EES	40
Figura 21: Definição dos limites de variação dos parâmetros.....	41

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Propriedades de alguns fluidos refrigerantes.....	9
Tabela 2: Análise Energética.....	16
Tabela 3: Análise Energética do modelo cascata	18
Tabela 4: Balanço de energia do modelo cascata	29
Tabela 5: Balanço de massa do modelo cascata	29
Tabela 6: Dados de entrada do estudo de caso	30
Tabela 7: Parâmetros e resultado do COP do ciclo cascata.....	30
Tabela 8: Sistemas para comparação e validação.....	33
Tabela 9: Comparação de resultados do COP	35
Tabela 10: Variáveis e Indicadores	36
Tabela 11: Sistema implementado para otimização	38
Tabela 12: Resultados do sistema definido	39
Tabela 13: Testes de Otimização.....	39
Tabela 14: Resultados do Teste 1	41
Tabela 15: Diferença percentual para o Teste 1	42
Tabela 16: Resultados do Teste 2.....	42
Tabela 17: Diferença percentual para o Teste 2	43
Tabela 18: Resultados do sistema otimizado.....	43
Tabela 19: Diferença percentual para o sistema Otimizado	44

LISTA DE SIMBOLOS

\dot{W}	Potência consumida
\dot{Q}	Carga térmica
η_{comp}	Eficiência isentrópica do compressor
\dot{m}	Vazão mássica
h	Entalpia
g	Aceleração da Gravidade
z	Altura relativa
V	Velocidade
AT	Alta temperatura
BT	Baixa temperatura
COP	Coefficiente de performance
GWP	Potencial de aquecimento global
NBP	Ponto de ebulição normal
PDO	Potencial de destruição da camada de ozônio
M	Massa molar

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Formulação do Problema.....	1
1.2	Justificativa.....	2
1.3	Objetivos.....	3
1.3.1	Geral	3
1.3.2	Específicos.....	3
1.4	Estrutura do Trabalho	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1	Ciclo de refrigeração por compressão de vapor	5
2.1.1	Ciclo real e ideal	6
2.2	Fluidos Refrigerantes.....	9
2.2.1	R744	10
2.2.2	R404a.....	10
2.2.3	R410a.....	10
2.2.4	R717	11
2.2.5	R134a.....	11
2.2.6	Fluidos Refrigerantes Sustentáveis.....	12
2.3	Coeficiente de Performance.....	12
2.4	Sistema de Refrigeração Cascata.....	13
2.5	Análise Energética	14
2.5.1	Análise Energética Para o Ciclo Padrão	15
2.5.2	Análise Energética Para o Ciclo Cascata.....	16
2.6	Otimização do sistema.....	18
2.7	Modelos de otimização	21
2.7.1	Otimização unidimensional	21
2.7.1.1	Método de otimização de aproximações quadráticas	21
2.7.2	Otimização multidimensional.....	22
2.7.2.1	Método de busca direta.....	22
2.7.2.2	Método da métrica variável	24
2.8	Considerações finais	24
3	METODOLOGIA.....	25
3.1	Tipo de pesquisa	25

3.2	Materiais e Métodos	26
3.2.1	Definição e caracterização do ciclo cascata estudado	27
3.2.2	Validação do ciclo através de <i>softwares</i>	29
3.2.3	Definição da função objetivo e do método de otimização.....	35
3.2.4	Definição dos parâmetros de otimização.....	36
3.2.5	Otimização do ciclo cascata	36
3.2.6	Conclusão	36
3.3	Variáveis e Indicadores	36
3.4	Instrumento de coleta de dados	37
3.5	Tabulação dos dados.....	37
3.6	Considerações finais do capítulo	37
4	 RESULTADOS	38
4.1	Otimização do sistema cascata	38
4.1.1	Variação das temperaturas do trocador de calor.....	39
4.1.2	Variação da eficiência isentrópica dos compressores.....	42
4.2	Otimização do sistema e maximização do COP	43
5	 CONCLUSÃO.....	45
5.1	Conclusões.....	45
5.2	Recomendações	45
	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA	46

1 INTRODUÇÃO

1.1 Formulação do Problema

Hovgaard *et al* (2011) afirma que os sistemas de refrigeração consomem uma quantidade substancial de energia. O mesmo autor toma como exemplo o sistema de refrigeração de um supermercado, que representa cerca de 50 a 80% do consumo de energia total do estabelecimento. Segundo o Instituto Escolhas (2021), o consumo anual de energia elétrica dos refrigeradores no Brasil equivale a 31,9% do consumo total em residências e 27,1% em indústrias.

Geniêr (2013) aponta que os sistemas de refrigeração contribuem em diversas áreas tais como a conservação de alimentos, conforto térmico e manutenção de ambientes industriais. O mesmo autor acredita que a maximização da eficiência nos ciclos de refrigeração promove uma economia energética considerável, tornando-se um constante interesse na área de Engenharia.

Para Du *et al* (2009), existe um sério desperdício de energia em aquecimento, ventilação e ar-condicionado, e as estações de refrigeração são grandes responsáveis pela maior parte do consumo de energia. O mesmo autor explica que um ciclo de refrigeração por compressão de vapor é composto por sistemas onde um fluido refrigerante passará pelos processos de compressão, condensação, expansão e evaporação. Pensando na questão da energia, Du *et al* (2009) desenvolveu análises da eficiência energética dessas estações, definindo expressões para eficiência e consumo.

Andrade (2014) define que o COP, do inglês *Coefficient of Performance*, traduzido como coeficiente de performance, determina a capacidade do processo em remover calor do sistema em função do trabalho consumido. O mesmo autor indica que, se o COP for maximizado, mais eficiente será o ciclo. Com essa ideia em mente, Andrade (2014) elaborou comparações entre os ciclos de compressão a vapor convencional e um ciclo cascata, visando obter um sistema mais eficaz.

Em sistemas onde existem grandes diferenças de temperatura e pressão num mesmo ambiente, se faz necessário o uso de outro tipo de ciclo de refrigeração, diferente do ciclo de compressão de vapor convencional constituído por compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. Sistemas de refrigeração em cascata são os ciclos mais utilizados para manter espaços em baixas temperaturas (KASI e CHERALATHAN, 2021).

Um sistema em cascata simples é composto por dois circuitos distintos: um de alta temperatura (AT), referente ao ambiente aquecido, e um de baixa temperatura (BT), referente ao espaço refrigerado frio. Cada sistema de refrigeração é composto por um compressor, um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador. A conexão térmica entre os dois circuitos é estabelecida por meio de um trocador de calor em cascata, que desempenha a função de evaporador para o circuito de alta temperatura e condensador para o circuito de baixa temperatura (CAVALLARO *et al*, 2017).

De acordo Cimsit e Ozturk (2012), há muitos estudos sobre ciclos de refrigeração por compressão-absorção na literatura. Os mesmos autores comentam que esses ciclos estão divididos em duas categorias, que são os ciclos combinados, onde tanto a compressão quanto a absorção de vapor possuem a mesma taxa de compressão, sendo ela equivalente à taxa total de compressão do ciclo, e os ciclos modelo cascata, onde a compressão e absorção de vapor estão conectadas em série.

Segundo Martinelli *et al* (2022), o modelo do ciclo de refrigeração em processos industriais representa um desafio, principalmente por conta dos avanços esquemáticos e alternativas de fluidos de trabalho desenvolvidos durante os últimos 100 anos. Dessa forma, o mesmo autor estabelece que o modelo de um ciclo de refrigeração otimizado é aquele que se mostra capaz de explorar todas as alternativas de configurações e encontrar o melhor equilíbrio entre custo e performance.

Um sistema otimizado é definido como o melhor ou mais favorável conjunto de escolhas possíveis (BOEHM, 1987). Para Stoecker (2002), a otimização é o processo de encontrar as condições que fornecem os valores máximos ou mínimos de uma função, destacando-se qual o critério a ser otimizado. O mesmo autor acredita que, dentre esses critérios, o custo mínimo e a máxima eficiência/desempenho são os mais comuns.

Portanto, como motivação para a realização deste trabalho, apresenta-se a seguinte pergunta problema:

Como otimizar um ciclo de refrigeração por compressão de vapor em cascata com relação ao critério de máximo coeficiente de desempenho?

1.2 Justificativa

Segundo Menna (2008), a demanda por energia só tende a aumentar ao longo do tempo, devido a necessidade de maior produção na indústria, tal como ao uso mais frequente de

produtos eletrônicos. De acordo com o autor, torna-se necessário a racionalização da energia através da recuperação ou reutilização sempre que possível, e percebe-se que os sistemas de refrigeração estão inseridos em diversos ramos de atividade, constituindo grande parte do consumo energético desses processos.

Cada vez mais supermercados, restaurantes e estabelecimentos refrigerados necessitam de equipamentos eficientes, que funcionem de forma correta, contínua e com melhor qualidade, conservando produtos perecíveis e mantendo os custos baixos. Para os comerciantes, esses equipamentos devem oferecer o melhor custo-benefício, visto que cerca de 75% do consumo de energia em uma loja vem de compressores, câmaras e balcões frigoríficos. Estudos apontam que a eletricidade representa 75% dos gastos em refrigeração, superando em até cinco vezes o custo de compra e instalação. A eficiência energética é a chave para evitar desperdícios, produzindo frio com menor consumo de energia (ELGIN, 2023).

Portanto, mostra-se convidativo um ciclo de refrigeração otimizado e eficiente, tendo em vista que é possível reduzir gastos energéticos e financeiros ao fazê-lo.

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Otimizar um ciclo de refrigeração por compressão de vapor em cascata para obter melhor desempenho.

1.3.2 Específicos

- Realizar o estudo sobre os seguintes tópicos: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor, Fluidos Refrigerantes, Modelo Cascata, Coeficiente de Performance, Análise Energética e Otimização do sistema;
- Analisar a otimização dos ciclos de refrigeração;
- Estabelecer uma metodologia para otimizar o ciclo;
- Desenvolver um procedimento através de métodos e ferramentas para maximizar a eficiência do sistema;
- Efetuar análises comparativas entre o ciclo inicial e os resultados obtidos através dos modelos desenvolvidos.

1.4 Estrutura do Trabalho

O estudo foi desenvolvido em 5 capítulos, contendo subdivisões. No primeiro capítulo, engloba-se o problema a ser estudado, tal como a justificativa para a realização do presente trabalho e seus objetivos gerais e específicos.

O capítulo 2 é referente à revisão bibliográfica sobre a área de pesquisa, a qual contempla os sistemas de refrigeração por compressão de vapor, bem como o modelo cascata os aspectos que influenciam na eficiência desses sistemas, definindo-se conceitos importantes para a realização da metodologia de otimização, além de um direcionamento para o tema proposto. No capítulo 3 a metodologia utilizada entra em vigor.

No quarto capítulo os resultados são apresentados e discutidos a partir da proposta inicial do trabalho. Já o quinto e último capítulo trata-se da conclusão da monografia a partir dos resultados e discussões apresentadas ao longo da monografia.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo apresenta-se o conteúdo conceitual referente ao tema proposto, o qual admite embasamento teórico do ciclo de refrigeração, tal como o estudo da otimização e eficiência desse sistema.

2.1 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

A refrigeração desempenha um papel crucial em diversas áreas, sendo fundamental para a preservação de alimentos, medicamentos e outros produtos perecíveis. Além disso, contribui para o conforto térmico em residência e comércios, sendo também necessária em ambientes industriais.

Çengel e Boles (2013) definem os refrigeradores como dispositivos cíclicos, que utilizam fluidos de trabalho, conhecidos como fluidos refrigerantes, como catalizadores para a realização de troca térmica entre uma região de temperatura mais baixa e uma região de temperatura mais alta.

A Figura 1 ilustra, de forma esquemática, o funcionamento de um refrigerador.

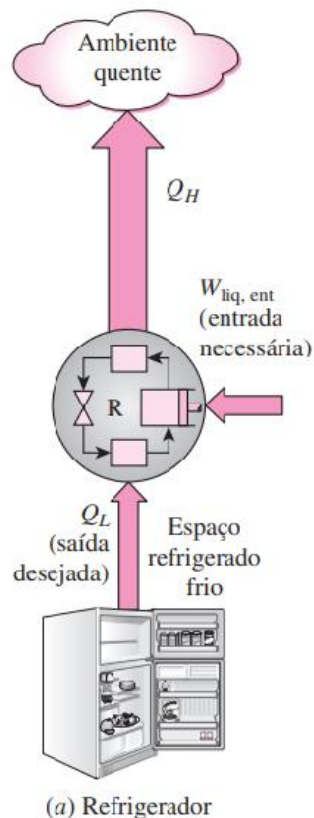


Figura 1: Esquema de um refrigerador
Fonte: Çengel e Boles (2013)

Conforme visto na Figura 1, Q_L é a magnitude do calor removido do espaço refrigerado, Q_H é a magnitude do calor rejeitado para o espaço aquecido, e $W_{liq,ent}$ é a entrada de trabalho líquido no refrigerador.

Luz (2019) afirma que o funcionamento de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor é bem simples, baseado em apenas quatro componentes, sendo eles um evaporador, um compressor, uma válvula de expansão e um condensador. O mesmo autor descreve o funcionamento do ciclo de acordo com as seguintes etapas:

- 1- O vapor é comprimido no compressor, tornando-se vapor superaquecido, de forma que a pressão e temperatura do fluido tornam-se elevadas;
- 2- O fluido segue para o condensador, onde ocorre a troca de calor com o ambiente, e segue para a válvula de expansão, na qual ocorre queda de pressão e temperatura;
- 3- O fluido opera no evaporador removendo calor do ambiente.

Entretanto, visto que há vários fatores internos e externos que influenciam o ciclo de refrigeração, nota-se diferenças entre um modelo real e um modelo ideal.

2.1.1 Ciclo real e ideal

Çengel e Boles (2013) apontam que um ciclo de refrigeração por compressão de vapor é o mais usado para refrigeradores, sistemas de ar-condicionado e bombas de calor. Segundo os mesmos autores, o ciclo é dividido em quatro processos, sendo eles:

- 1-2 Compressão isentrópica no compressor;
- 2-3 Rejeição de calor com pressão constante no condensador;
- 3-4 Estrangulamento no dispositivo de expansão;
- 4-1 Absorção de calor com pressão constante no evaporador.

A Figura 2 demonstra o funcionamento de um ciclo de refrigeração ideal.

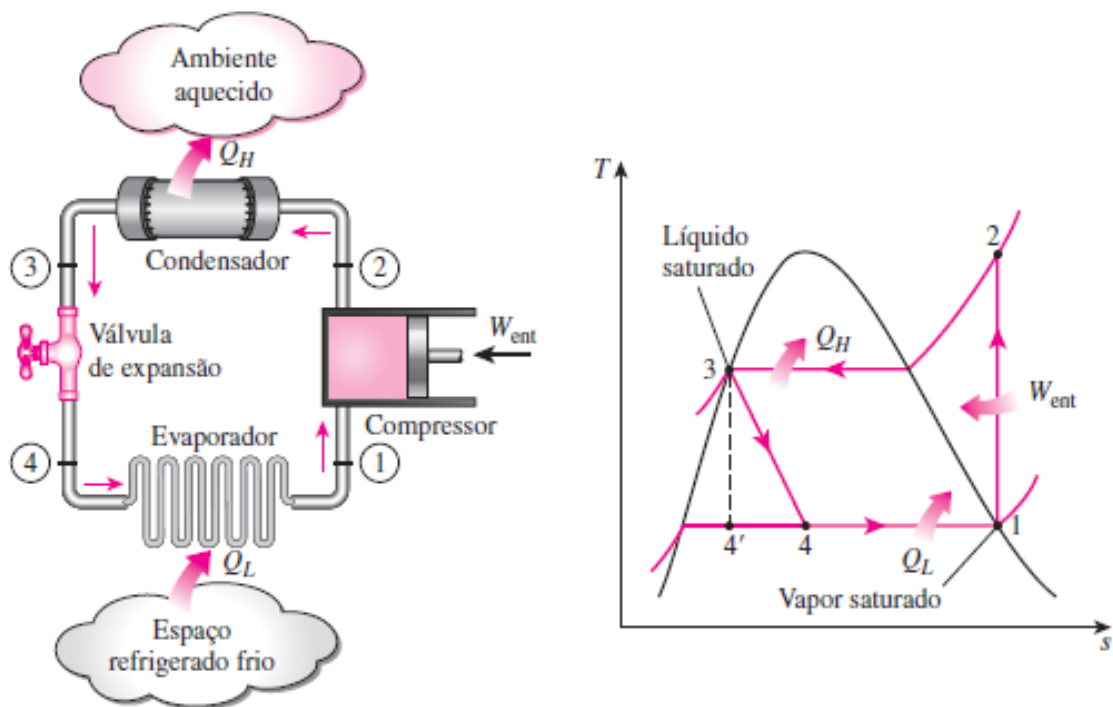


Figura 2: Esquema e diagrama do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor
 Fonte: Çengel e Boles (2013)

Observa-se na Figura 2, que o fluido refrigerante sai do evaporador e entra no compressor na forma de vapor saturado, porém em um ciclo real há empecilhos que ocorrem nos componentes, como o atrito do fluido e troca de calor com a vizinhança. O processo de compressão do ciclo ideal é reversível e adiabático, portanto, é isentrópico (ÇENGEL e BOLES, 2013).

A Figura 3 representa um processo real.

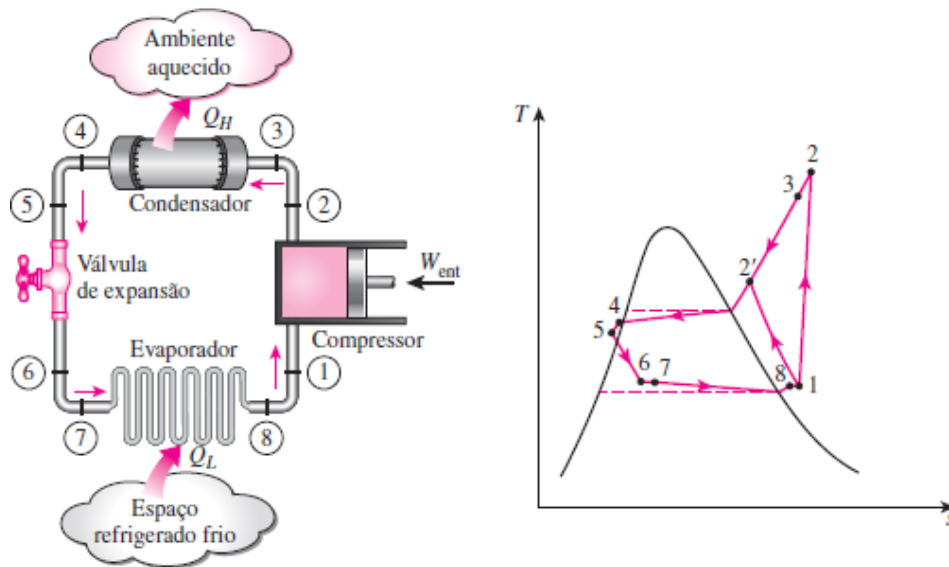


Figura 3: Esquema e diagrama do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor
 Fonte: Çengel e Boles (2013)

Observa-se na Figura 3 que há efeitos de atrito que ocasionam o aumento da entropia e da transferência de calor. Além disso, no caso ideal, admite-se que o refrigerante na saída do condensador está na forma de líquido saturado, entretanto, no caso real ocorre certa queda de pressão nesse componente, influenciando nas propriedades do fluido (ÇENGEL e BOLES, 2013).

Em um modelo real, ocorrem fenômenos chamados sub-resfriamento e superaquecimento.

O superaquecimento é a diferença entre a temperatura de evaporação e a temperatura da linha de sucção, onde um superaquecimento alto indica que o refrigerante evaporou rapidamente no trocador de calor, diminuindo a eficiência da troca térmica (ELGIN, 2022). Já um superaquecimento muito baixo indica que o refrigerante não evaporou completamente, prejudicando o funcionamento do ciclo de refrigeração (ELGIN, 2022).

Enquanto o superaquecimento indica a quantidade de refrigerante no evaporador, o sub-resfriamento demonstra a quantidade de refrigerante no condensador. Um sub-resfriamento alto indica excesso de refrigerante no condensador (PASCHOAL, 2017).

Segundo Elgin (2022), esses fenômenos são importantes para garantir um bom desempenho no sistema de refrigeração e prolongar a vida útil do compressor. São descritos a seguir, fluidos refrigerantes comumente usados em sistemas cascata.

2.2 Fluidos Refrigerantes

Fluidos refrigerantes são elementos essenciais de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Sua função é absorver calor de uma substância do ambiente que deverá ser resfriado, sendo que o fluido escolhido é aquele que melhor se adequa à finalidade e condições de operação, visto que não há um refrigerante ideal, que possui todas as qualificações (FERRAZ, 2008).

Ferraz (2008) aponta que ao escolher o fluido refrigerante para um projeto deve-se optar por um produto que se condensa a pressões moderadas, evapora-se a pressões maior que a atmosférica, deve ser quimicamente estável, não corrosivo e não tóxico, e deve ser notado facilmente em casos de vazamento, visando não afetar o meio ambiente.

Para os ciclos de refrigeração por compressão de vapor em cascata, alguns fluidos mostram-se adequados de acordo com as determinações do projeto em questão.

A Tabela 1 indica alguns fluidos comumente utilizados em sistemas cascata, bem como algumas de suas características.

Tabela 1: Propriedades de alguns fluidos refrigerantes

Substância	Fórmula Química	M (g/mol)	NBP (°C)	T_c (°C)	P_c (MPa)	Classificação de segurança
R717	NH ₃	17.03	-33.3	132.3	11.33	B2L
R134a	CH ₂ FCF ₃	102.03	-26.1	101.1	4.059	A1
R510a	R-E170/R600a	47.24	-25.2	127.89	5.33	A3
R744	CO ₂	44.01	-87.84	30.98	7.37	A1
R410a	R32/R125	72.58	-51.4	71.40	4.90	A1
R404a	R125/R134a/ R143a	97.60	-46.2	71.96	3.73	A1

Fonte: Adaptado de Ustaoglu *et al.* (2020)

Nota-se através da Tabela 1, propriedades como a fórmula química dos fluidos, bem como suas respectivas massas molares, o NBP (Ponto de ebulição normal – *Normal boiling point*), suas temperaturas e pressões críticas, e a classificação de segurança. Dentre os fluidos utilizados em sistemas cascata, destacam-se o R744, R404a, R410a, R717 e R134a.

2.2.1 R744

De acordo com Intarcon (2023), o fluido refrigerante R744, também conhecido como dióxido de carbono (CO₂), é um refrigerante natural muito utilizado em sistemas de refrigeração e ar-condicionado, tendo como principais vantagens os seguintes aspectos:

- Baixo impacto ambiental;
- Elevada eficiência energética;
- Ampla gama de temperaturas de funcionamento.

O R744 trata-se de um gás incolor, inodoro e insípido, além de não ser inflamável nem tóxico. Este fluido possui um potencial de aquecimento global (GWP) de 1, sendo muito inferior ao dos refrigerantes tradicionais (INTARCON, 2023). Ademais, possui propriedades termodinâmicas únicas ideais para a refrigeração, quando se encontra num estado supercrítico, o CO₂ possui uma densidade elevada e um ponto crítico a 31,1 °C e 72,9 bar, o que lhe concede uma excelente capacidade de transferência de calor e eficiência energética (INTARCON, 2023).

2.2.2 R404a

Segundo Freon, ([s.d.]), o R-404a é um fluido refrigerante hidrofluorcarbono (HFC) composto por R125, R134a e R143a. O mesmo autor afirma que este refrigerante é não inflamável, de baixa toxicidade, que possui classificação de segurança ASHRAE A1, possui zero potencial de degradação da camada de ozônio (ODP) e um potencial de aquecimento global (GWP) de 3920, além de ter sido desenvolvido como uma alternativa ao R22, que degrada a camada de ozônio, e oferece propriedades semelhantes em termos de eficiência e desempenho.

2.2.3 R410a

O R-410a é uma mistura de gases refrigerantes HFC quase azeotrópica desenvolvida como substituto com grau zero de destruição da camada de ozônio para o R-22 em novos equipamentos de climatização, possuindo temperaturas de evaporação positivas (GREE, 2019).

Segundo Gree (2019), este fluido é a opção preferida a nível internacional para equipamentos novos de ar-condicionado e bombas de calor, uma vez que tem capacidade de trabalhar a pressões muito altas. Segundo o mesmo autor, a grande vantagem do R410a é sua elevada capacidade de refrigeração, tendo como principais características os seguintes aspectos:

- Não danifica a camada de ozônio, PDO (potencial de destruição da camada de ozônio) = 0;
- Compatível apenas com óleos sintéticos POE;
- No caso de fuga os equipamentos podem ser enchidos novamente;
- Potencial de aquecimento global (GWP) = 2088;
- Densidade de vapor saturado a -25°C (kg/m^3): 61,5;
- Classificação de segurança: A1. Baixa toxicidade, não inflamável.

2.2.4 R717

Intarcon (2023) aponta que o R717 anidro é o líquido obtido do gás amônia puro (99,95%), além disso, a amônia (NH_3) possui valores potenciais de empobrecimento do ozônio de zero ($\text{ODP} = 0$) e potencial de aquecimento global de zero ($\text{GWP} = 0$). O mesmo autor indica que o R717 é um refrigerante amplamente reconhecido que vem sendo empregado há mais de um século e pode alcançar temperaturas mínimas de até -70°C e possui um ponto de vaporização baixo, de -33°C , com um alto calor latente de vaporização, que é de $1371 \text{ kJ}/\text{kg}$, tendo como principais vantagens os seguintes aspectos:

- Boa transferência de calor;
- Maior capacidade de refrigeração do que outros refrigerantes;
- Económico, sem risco de obsolescência;
- Miscível de água;
- Facilmente detectável em caso de fugas;
- Pode ser misturado com lubrificantes minerais, alquilbenzeno ou poli-alfa-olefina.

2.2.5 R134a

O gás R134a é um hidrofluorcarboneto (HFC) criado em 1991 como uma solução para o problema da camada de ozônio (WEBARCONDICIONADO, 2023). Este refrigerante é amplamente utilizado em sistemas de ar-condicionado de veículos, além de aplicações comerciais e residenciais, bem como equipamentos de refrigeração industrial, como em sistemas de câmaras frigoríficas e em unidades de resfriamento de processos industriais, tendo como principais características uma baixa pressão de operação (entre 5 e 10 bar), alta eficiência energética, alta capacidade de refrigeração e baixo impacto ambiental (WEBARCONDICIONADO, 2023).

2.2.6 Fluidos Refrigerantes Sustentáveis

Com os avanços tecnológicos e industriais ao longo do tempo, torna-se cada vez mais importante o desenvolvimento de alternativas sustentáveis para as diversas atividades que impactam o meio ambiente. Dessa forma, o desenvolvimento de fluidos refrigerantes com baixo impacto ambiental, utilizados em sistemas de refrigeração, é um caminho importante para o avanço da sustentabilidade nesse setor.

Segundo Bhatti *et al.* (2023), alguns refrigerantes mostram-se ótimas alternativas para a sustentabilidade no campo da refrigeração, devido a fatores como baixo potencial de destruição da camada ozônio (ODP), baixo potencial de aquecimento global (GWP) e baixos fatores de toxicidade de inflamabilidade. Os mesmos autores indicam algumas alternativas de fluidos refrigerantes com baixo impacto ambiental, entre eles:

- Refrigerantes naturais: Dióxido de Carbono (CO₂), Amônia (NH₃), Hidrocarbonetos (HCs);
- Hidrofluorolefinas: (HFOs): R1234yf, R1234ze, R1234zf;
- Hidrofluorocarbonetos (HFCs): HFC-152a, HFC-32, R245fa;
- Hidrofluoroeteres (HFEs): HFE-347mcc, HFE-245fa2, HFE-245cb2.

Entretanto, apesar dos avanços alcançados em relação a esses fluidos, ainda há questões a serem resolvidas para tornar viável sua utilização.

Para Bhatti *et al.* (2023), fatores econômicos impulsionam o uso de refrigerantes ecologicamente amigáveis, mas a despesa de refrigerantes alternativos, atualizações de equipamentos e adequações de sistemas pode dificultar a adoção ampla deles pela indústria, e medidas de redução de custos envolvem investigar técnicas de produção eficientes e elaborar planos para reduzir o preço de equipamentos e refrigerantes que sejam bons para o meio ambiente.

2.3 Coeficiente de Performance

O Coeficiente de Performance (COP), proveniente do inglês *Coefficient of Performance*, é um parâmetro empregado para representar o efeito de refrigeração com relação à energia consumida, avaliando e quantificando a capacidade do ciclo de retirar calor sobre a potência consumida pelo compressor (MEDEIROS, 2009).

Segundo Guimarães (2011), o COP pode ser configurado a partir de quatro parâmetros principais, sendo eles a temperatura de evaporação, a temperatura de condensação, as propriedades do refrigerante na sucção do compressor e o fator de carga de todos os componentes.

2.4 Sistema de Refrigeração Cascata

Çengel e Boles (2013) apontam que um sistema cascata torna-se viável quando é preciso lidar com situações que exigem temperaturas baixas com um intervalo muito grande para que um único ciclo de refrigeração seja prático. Os autores afirmam que um intervalo de temperatura grande representa um grande intervalo de pressão no ciclo, o que prejudica o desempenho do compressor.

Segundo Cavallaro *et al* (2017), um sistema em cascata simples é composto por dois circuitos distintos: um de alta temperatura (AT), referente ao ambiente aquecido, e um de baixa temperatura (BT), referente ao espaço refrigerado frio.

No contexto de um ciclo de refrigeração em cascata, o evaporador BT atua absorvendo a carga de refrigeração do ambiente na temperatura de evaporação. Por outro lado, o condensador AT é responsável por rejeitar o fluxo de calor para o ambiente à temperatura de condensação. Assim sendo, a quantidade de calor transferido do condensador BT para o evaporador AT é equivalente à soma do calor absorvido pelo evaporador BT e à entrada requerida pelo compressor BT. Em consequência, a quantidade de calor liberada pelo condensador AT é igual à soma do calor absorvido pelo evaporador do AT e à entrada de trabalho necessário para o compressor AT (CAVALLARO *et al*, 2017).

A Figura 4 representa um ciclo de refrigeração em cascata de dois estágios.

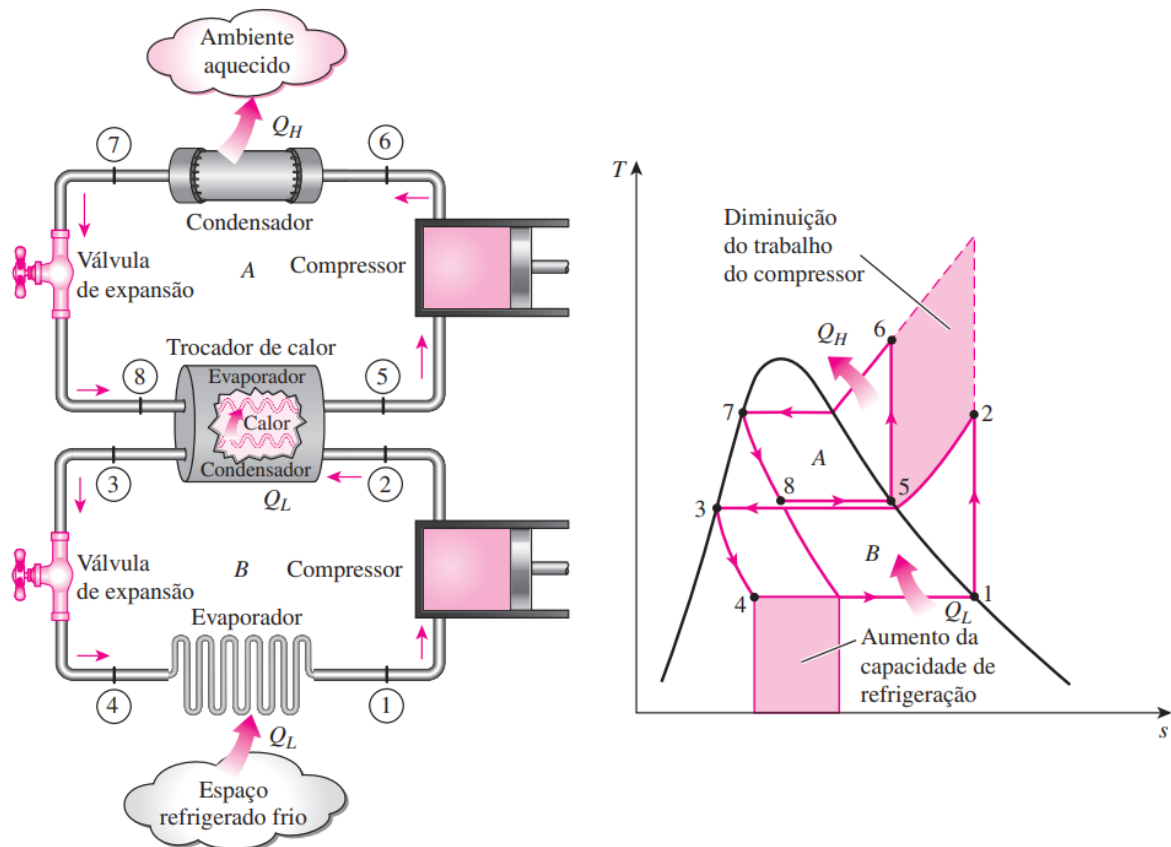


Figura 4: Sistema Cascata de dois estágios
Fonte: Çengel e Boles (2013)

Nota-se que no sistema representado pela Figura 4, um trocador de calor central conecta dois ciclos, servindo como evaporador para o ciclo superior, e como condensador para o ciclo inferior. Observa-se, do diagrama T-s, a possibilidade de diminuição do trabalho do compressor e do aumento da capacidade de refrigeração, se comparado à um ciclo de refrigeração simples.

2.5 Análise Energética

O aprimoramento da eficiência energética de um sistema de refrigeração começa durante a fase de projeto, envolvendo a avaliação da eficiência de seus componentes e a introdução de controladores para gerenciar as variáveis do processo. Existem duas razões principais para se preocupar com o desempenho energético de um sistema de refrigeração, sendo elas a economia para o consumidor e o impacto ambiental, ou seja, a eficiência desses sistemas proporciona uma grande economia nos custos que envolvem os equipamentos e de operação (VIBROACUSTICA, 2022).

De acordo com Sonntag *et al.* (2003), a primeira lei da termodinâmica, também chamada de lei da conservação de energia, é descrita conforme a equação 1 em um volume de controle:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) = \frac{dE_{vc}}{dt} + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) + \dot{W}_{vc} \quad (1)$$

Dessa forma, torna-se possível a realização da análise energética de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, através da interpretação da equação da conservação de energia.

2.5.1 Análise Energética Para o Ciclo Padrão

A partir da primeira lei da termodinâmica, Arini (2008) desenvolveu equações para um ciclo de padrão por compressão de vapor considerando as seguintes hipóteses:

- Processo em regime permanente;
- Variações de energia cinética desprezível entre a entrada e a saída de todos os componentes do ciclo;
- Variações de energia potencial desprezível entre a entrada e a saída de todos os componentes do ciclo;
- Compressor adiabático;
- Dispositivo de expansão adiabático.

De acordo com Guimarães (2011), o COP de um ciclo baseado em compressão de vapor é definido a partir da razão entre calor retirado e o trabalho realizado.

Com base em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, como o demonstrado na Figura 2, tem-se:

$$COP_{compressão\ de\ vapor} = \frac{Energia\ Útil}{Energia\ Gasta} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

A partir da simplificação da primeira lei da termodinâmica, Arini (2008) obteve as equações apresentadas na Tabela 2, referentes à análise energética de cada componente do sistema padrão:

Tabela 2: Análise Energética

Evaporador	$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_1(h_1 - h_4)$
Compressor	$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$ $\eta_{comp} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)}$
Válvula de expansão	$(h_3 = h_4)$
COP	$\frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)}$

Fonte: Adaptado de Arini (2008)

Onde \dot{W} representa a potência consumida, η corresponde à eficiência, h e \dot{m} indicam a entalpia e vazão mássica respectivamente, e \dot{Q} se refere à carga térmica.

2.5.2 Análise Energética Para o Ciclo Cascata

Da mesma forma que os princípios da termodinâmica foram utilizados para a formulação da análise energética do ciclo padrão, desenvolve-se equações para um modelo cascata, como o representado na Figura 4.

O balanço de energia no trocador de calor intermediário é dado pela equação 3:

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3) \rightarrow \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \quad (3)$$

Dessa mesma forma, o COP é descrito pela equação 4:

$$COP_{R,cascata} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{liq,ent}} = \frac{\dot{m}_B(h_1 - h_4)}{\dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)} \quad (4)$$

A Figura 5 demonstra um modelo cascata elaborado por Carvalho (2019).

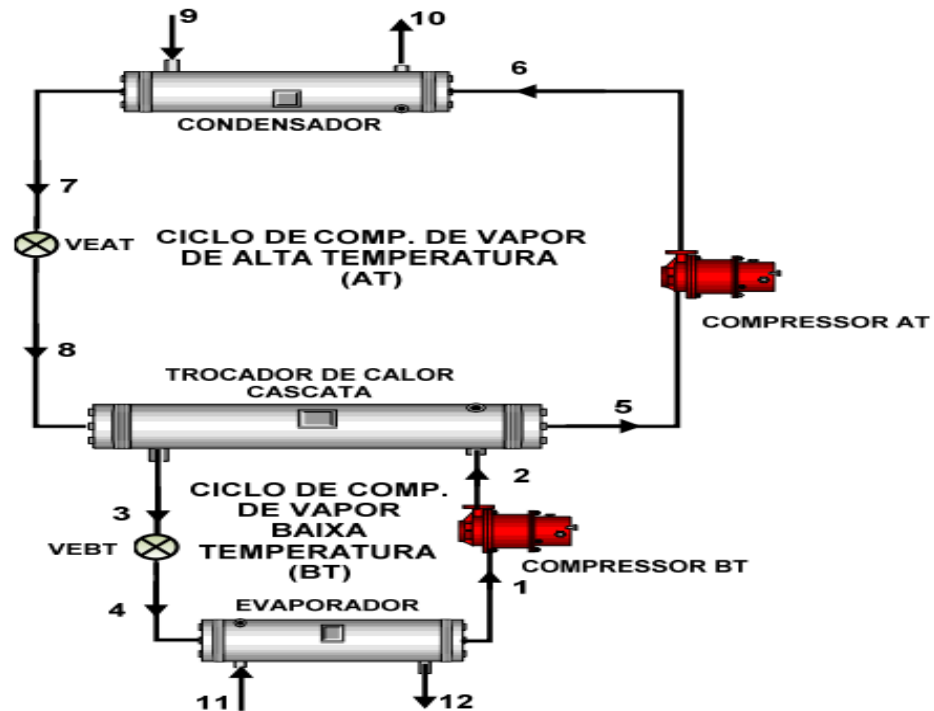


Figura 5: Sistemas de Refrigeração em Cascata por Compressão de Vapor
 Fonte: Carvalho (2019)

Para a elaboração desse modelo Carvalho (2019) adotou as seguintes premissas:

- Variações de energia cinética e potencial desprezíveis;
- Regime permanente;
- Perda de carga nas tubulações desprezíveis;
- Líquido saturado na saída do condensador;
- Vapor saturado na saída do evaporador;
- Vapor saturado na saída do trocador de calor em cascata do lado de alta temperatura;
- Dispositivos de expansão adiabáticos;
- Compressores adiabáticos.

A partir do modelo descrito na Figura 5 e da simplificação da equação do balanço de energia, Carvalho (2019) obteve as equações apresentadas na Tabela 3, referentes à análise energética de cada componente do sistema cascata.

Tabela 3: Análise Energética do modelo cascata

Evaporador	$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_1(h_1 - h_4)$	$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11})$
Compressor BT	$\dot{W}_{BT,comp} = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$	$\eta_{comp_{BT}} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)}$
Válvula de expansão BT	$(h_3 = h_4)$	
Trocador de calor cascata	$\dot{m}_1(h_2 - h_3) = \dot{m}_5(h_5 - h_8)$	
Compressor AT	$\dot{W}_{AT,comp} = \dot{m}_5(h_6 - h_5)$	$\eta_{comp_{AT}} = \frac{(h_{6s} - h_5)}{(h_6 - h_5)}$
Condensador	$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_1(h_1 - h_4)$	$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_9(h_{10} - h_9)$
Válvula de expansão AT	$(h_7 = h_8)$	
COP	$\frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{W}_{BT,comp} + \dot{W}_{AT,comp}}$	

Fonte: Adaptado de Carvalho (2019)

Onde \dot{W} representa a potência consumida, η corresponde à eficiência, h e \dot{m} indicam a entalpia e vazão mássica respectivamente, e \dot{Q} se refere à carga térmica.

2.6 Otimização do sistema

A otimização consiste em um problema matemático que visa encontrar os mínimos e máximos de uma função com várias variáveis (MARTINEZ e SANTOS, 1995).

Jaluria (2007) afirma que a otimização de sistemas de refrigeração é frequentemente baseada em custo-benefício, além de aspectos como peso, tamanho, eficiência e confiabilidade. O mesmo autor toma como um exemplo a otimização de um refrigerador, no qual utiliza-se de um controle termostático para obter diferentes temperaturas no *freezer* e atingir a taxa de remoção de calor desejada.

Segundo Santana (2018), a solução de problemas de otimização é frequentemente simples e requer apenas conhecimentos em cálculo diferencial. O mesmo autor afirma que o processo é composto por três etapas bastante intuitivas:

- **Modelagem:** Relacionamento das leis da física e das variáveis do problema;
- **Obtenção da função:** Obtenção de uma função física relacionando todas as variáveis;
- **Cálculo diferencial:** Obtenção de pontos críticos da função obtida anteriormente. Com isso, obtém-se as melhores e piores soluções para o problema.

Jaluria (2007) aponta que a otimização ocorre de acordo com uma função objetivo. Segundo o mesmo autor, em uma situação em que se deseja otimizar o parâmetro U , no qual U é função de n variáveis independentes no problema, $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, a função objetivo para essa otimização pode ser representada de acordo com a equação 5:

$$U = U(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \rightarrow U_{otimizado} \quad (5)$$

Onde $U_{otimizado}$ é o valor ótimo para U , e x representa variáveis, bem como as condições de operação, as quais podem ser alteradas visando obter um modelo de trabalho otimizado.

A Figura 6 representa um gráfico elaborado por Jaluria (2007), que relaciona U e x_1 indicando o ponto ótimo máximo da função.

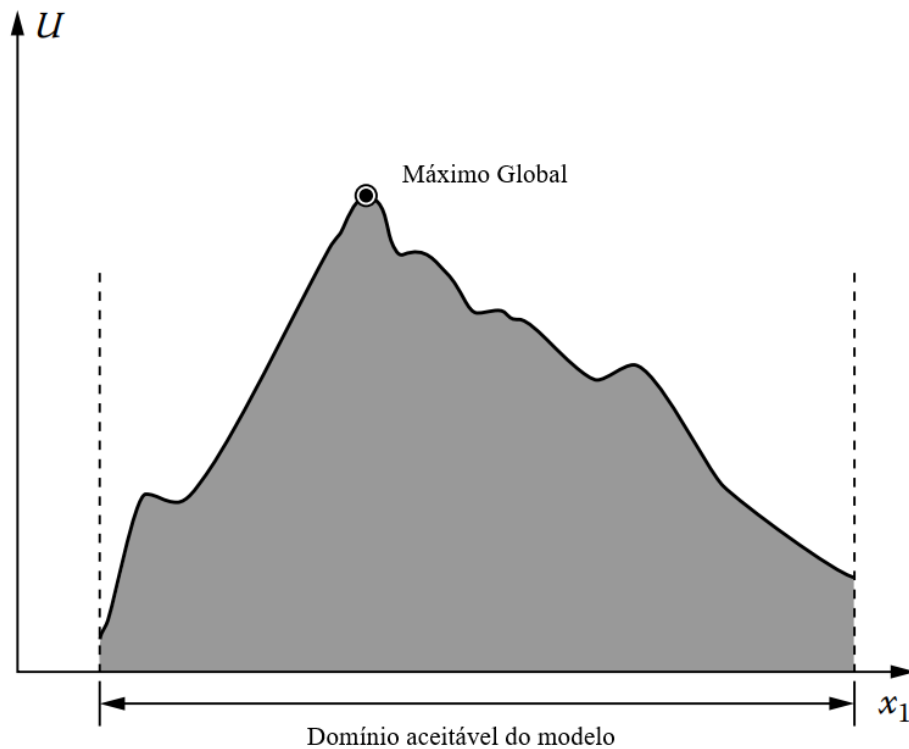


Figura 6: Máximo Global da função objetivo U dentro do domínio x_1
 Fonte: Adaptado de Jaluria (2007)

O ponto ótimo para o modelo representado pela Figura 6 é dado pelo máximo global.

A Figura 7 representa os pontos máximos e mínimos, globais e locais.

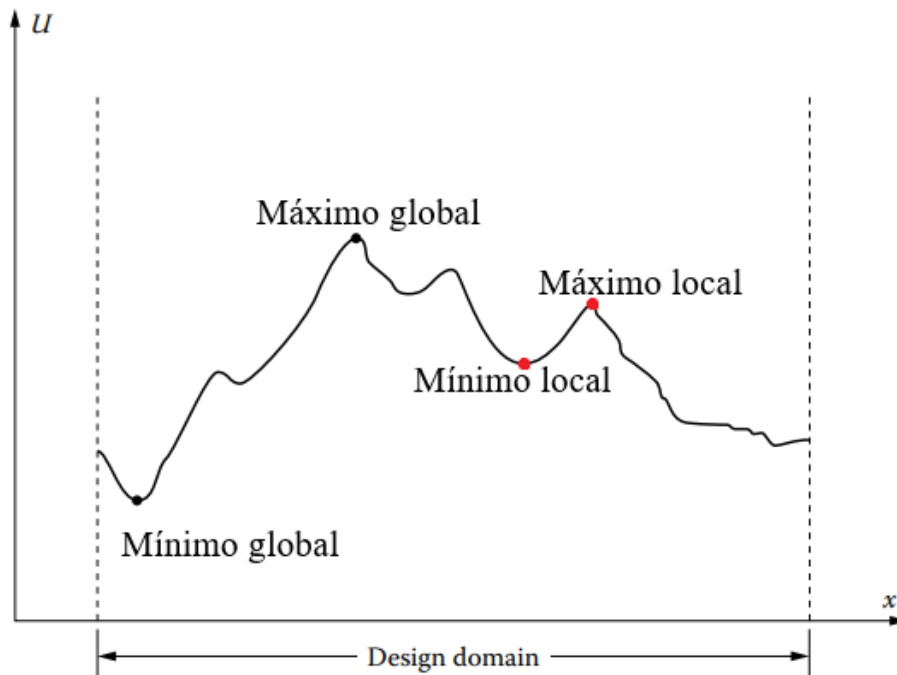


Figura 7: Pontos globais e locais
Fonte: Adaptado de Jaluria (2007)

Nota-se pela Figura 7 que o ponto ótimo pode ser confundido, devido a presença de picos e vales no domínio, portanto, torna-se necessário distinguir entre os máximos e mínimos globais e os máximos e mínimos locais.

A Figura 8 demonstra o ponto máximo e o ponto mínimo para as variáveis x_1 e x_2 .

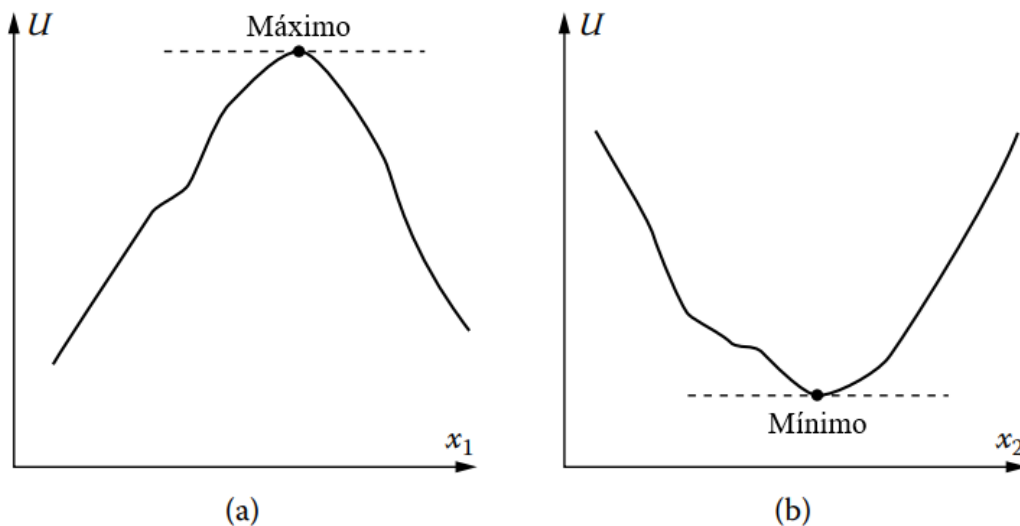


Figura 8: Ponto máximo e mínimo
Fonte: Adaptado de Jaluria (2007)

Entende-se que, como representado na Figura 8, dependendo da aplicação e do objetivo do projeto, o ponto ótimo para determinada variável pode ser máximo ou mínimo.

2.7 Modelos de otimização

Otimização é um processo no qual um ou mais parâmetros são variados para minimizar ou maximizar uma função objetivo. Portanto, é correto imaginar que existem diversas formas e modelos de otimização, para os mais variados tipos de sistemas.

2.7.1 Otimização unidimensional

Dentre as otimizações unidimensionais estão os modelos de solução numérica para encontrar máximos ou mínimos através de uma função com apenas uma variável.

2.7.1.1 Método de otimização de aproximações quadráticas

O método de otimização de aproximações quadráticas - *The Quadratic Approximations Optimization Method* trata-se de um método alternativo para otimização unidimensional.

A Figura 9 representa a progressão do método de otimização de aproximações quadráticas.

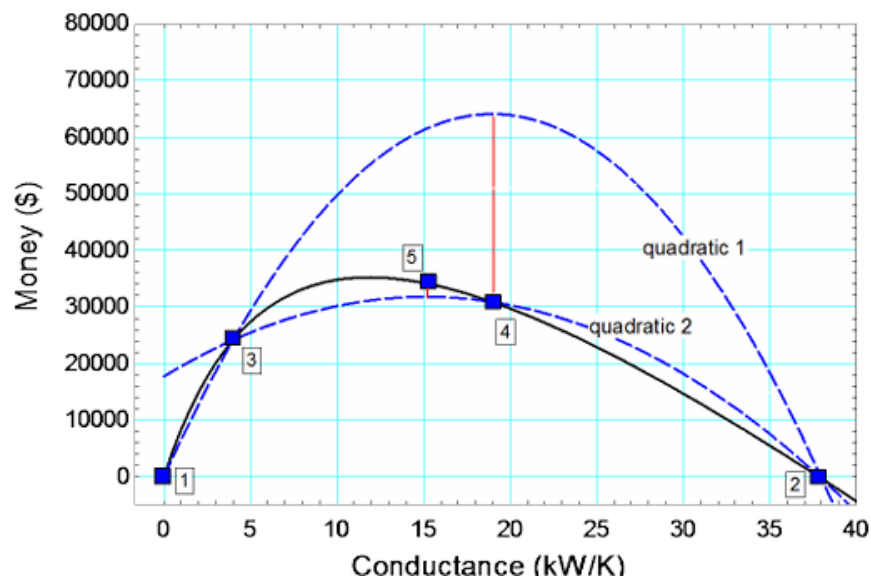


Figura 9: Progressão do método de otimização de aproximações quadráticas
Fonte: Klein e Nellis, 2012

As aproximações quadráticas avançam três pontos por vez para a primeira iteração, esses três pontos correspondem aos limites do problema (pontos 1 e 2 na Figura 10) e um ponto dentro dos limites (ponto 3) (KLEIN e NELLIS, 2012).

Supõe-se que a função objetivo depende da variável de otimização (UA) em forma quadrática:

$$\text{Função Objetivo} = aUA^2 + bUA + c \quad (6)$$

Os coeficientes a, b e c na Eq. (6) são selecionados para ajustar os três pontos. A função que passa pelos pontos 1, 2 e 3 é mostrada como *quadrática 1* na Figura 10. O valor ideal da variável de otimização é previsto usando a função quadrática, quando a derivada se iguala a zero (KLEIN e NELLIS, 2012). A derivada da Eq. (6) fornece:

$$2aUA_{opt} + b = 0 \quad (7)$$

O que pode ser representado da seguinte maneira:

$$UA_{opt} = -\frac{b}{2a} \quad (8)$$

O valor da função objetivo em UA_{opt} é calculado, levando ao ponto 4. O ponto com o menor valor da função objetivo (para maximização) é descartado e o processo é realizado novamente usando os três pontos restantes (neste caso, pontos 1, 3 e 4) (KLEIN e NELLIS, 2012). A nova quadrática equação é rotulada como *quadrática 2* na Figura 10 e leva à identificação do ponto 5. O processo continua até que os critérios de parada definidos para a otimização sejam alcançados.

Além do método de aproximações quadráticas para otimização unidimensional, existem outros métodos, como, por exemplo, o método de busca da seção áurea – *the golden section search method*.

2.7.2 Otimização multidimensional

Problemas usuais em projetos envolverão múltiplos parâmetros de otimização e, portanto, exigirão otimização multidimensional.

2.7.2.1 Método de busca direta

O método de busca direta - *Direct Search* usa uma série de pesquisas unidimensionais para localizar o ponto ótimo (KLEIN e NELLIS, 2012). Conforme Klein e Nellis (2012) descrevem, este processo pode ser realizado utilizando uma das técnicas de otimização unidimensional discutidas no tópico 2.7.1, dessa forma, este modelo de otimização é repetido várias vezes para cada variável independente até que os critérios de parada sejam alcançados. Uma vantagem desta técnica é que não é necessário calcular as derivadas da função objetivo e,

portanto, a técnica funciona bem para superfícies que não são facilmente diferenciáveis (KLEIN e NELLIS, 2012).

O método de busca direta usa uma série de pesquisas unidimensionais para localizar o ponto ótimo (KLEIN e NELLIS, 2012). Em sua forma mais simples, o software manterá constante todas as variáveis de otimização, exceto uma, e então variará o único parâmetro restante para localizar o valor no qual a função objetivo deve ser maximizada ao longo do caminho unidimensional (KLEIN e NELLIS, 2012). Este processo pode ser realizado usando uma das técnicas de otimização unidimensional discutidas na Seção 2.7.1. Este processo é repetido para cada variável independente várias vezes até que os critérios de parada sejam alcançados.

A Figura 10 representa a progressão do método de busca direta.

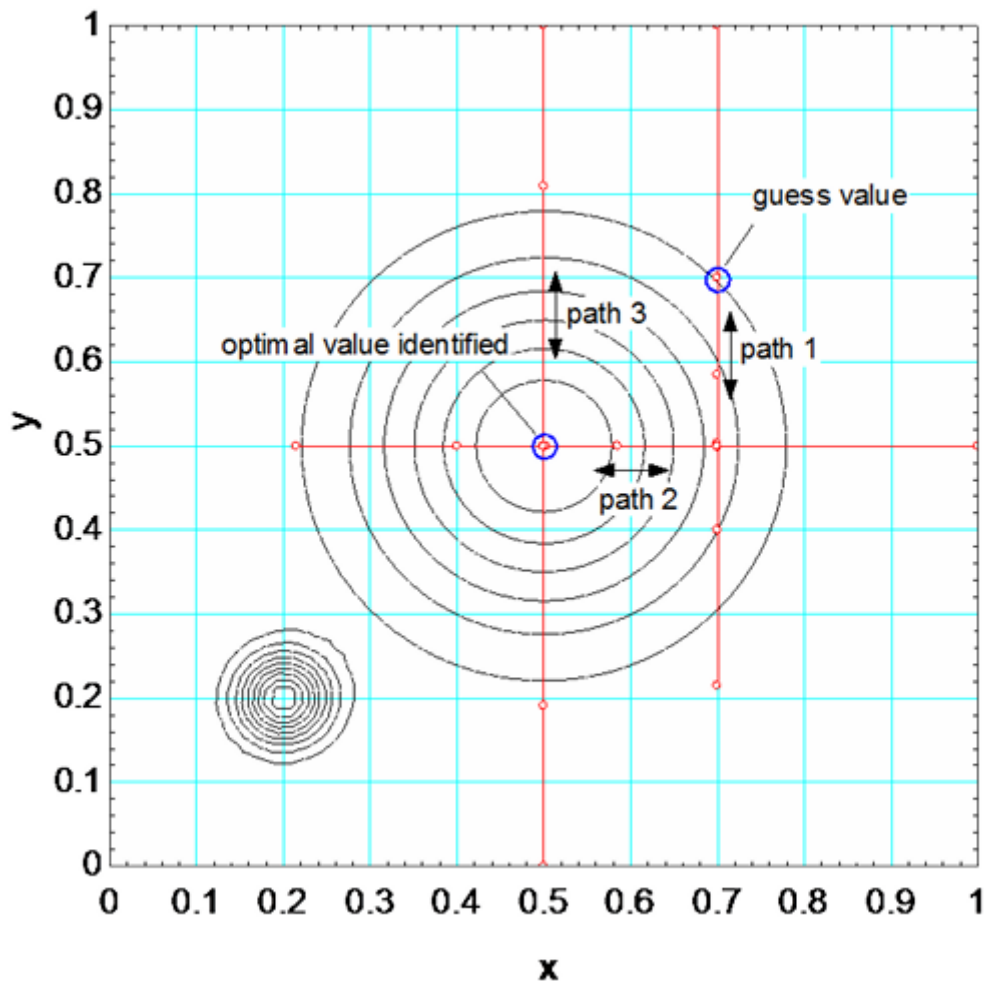


Figura 10: Progressão do método de busca direta
Fonte: Klein e Nellis, 2012

No contexto do problema bidimensional representado na Figura 11, a otimização unidimensional inicial ocorre ao longo da linha $x = 0,7$ conforme mostrado pelo caminho 1. A

função objetivo é maximizada ao longo desta linha em aproximadamente $y = 0,5$. A segunda otimização unidimensional ocorre ao longo a linha $y = 0,5$ conforme mostrado pelo caminho 2. A função objetivo é maximizada ao longo desta linha em aproximadamente $x = 0,5$. Neste caso, o ponto ótimo é localizado quando essas otimizações de duas dimensões são concluídas porque os eixos dos contornos se alinham com os eixos do gráfico (KLEIN e NELLIS, 2012).

2.7.2.2 Método da métrica variável

O método da métrica variável - *Variable Metric* é uma versão multidimensional do método de otimização de aproximações quadráticas que foi discutido para otimização unidimensional no tópico 2.7.1.1 Para Klein e Nellis (2012), a função objetivo se ajusta a uma função quadrática de todas as variáveis independentes. Os mesmos autores defendem que a função é usada para localizar uma estimativa do valor ideal, o que leva a um novo ponto de teste e o processo continua. O método de métrica variável requer derivadas numéricas da função objetivo, o que pode ser uma desvantagem para algumas aplicações (KLEIN e NELLIS, 2012).

Ademais, existem também, outros métodos de otimização multidimensional, como o método genético – *the genetic method* e o método do simplex Nelder-Mead – *the Nelder-Mead simplex method*.

2.8 Considerações finais

No decorrer deste capítulo compreende-se as teorias que contemplam os sistemas de refrigeração por compressão de vapor, bem como os modelos cascata para esses sistemas. A partir da construção de uma base sólida para uma análise crítica sobre o assunto, torna-se possível seguir adiante no objetivo deste trabalho, visando realizar a otimização de um sistema cascata a partir dos fundamentos estabelecidos no capítulo.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo, aborda-se as características de metodologia para o desenvolvimento de pesquisas, considerando o levantamento e manipulação de dados, e procedimentos técnicos, teóricos e práticos utilizados na elaboração do modelo de otimização para um sistema de refrigeração por compressão de vapor em cascata.

3.1 Tipo de pesquisa

A pesquisa é um processo permanentemente inacabado, determinada por meio de aproximações da realidade, fornecendo possibilidades para intervenções. Ela possibilita uma aproximação e um entendimento da realidade por meio da investigação (GERHARDT e SILVEIRA, 2009).

Segundo Gil (2022), as pesquisas exploratórias têm como propósito proporcionar maior familiaridade com o problema, visando torná-lo mais explícito ou construir hipótese. O mesmo autor afirma que o planejamento dessa classificação de pesquisa tende a ser flexível, pois considera variados aspectos relativos ao conteúdo estudado, e a coleta de dados pode ocorrer de diversas maneiras, podendo envolver o levantamento bibliográfico, entrevistas com pessoas experientes na área de estudo, e análise de exemplos que estimulem a compreensão.

A pesquisa quantitativa é uma garantia da confiabilidade, considerando aspectos matemáticos-estatísticos e controle de variáveis, podendo ser realizada tanto em laboratório como em qualquer outro lugar, mas sempre seguindo procedimentos. Esse tipo de pesquisa vale-se da coleta de dados para testar hipóteses, com baseamento numérico e estatístico para estabelecer padrões e comprovar teorias (MARCONI,2022).

Severino (2017) aponta que o estudo de caso é uma investigação que se focaliza na análise de um exemplo específico, considerado como um representante de um conjunto de casos similares, sendo expressivamente emblemático. O mesmo autor afirma que a coleta e análise dos dados se dão da mesma forma das pesquisas de campo em geral. caso relevante e que seja devidamente representativo para a pesquisa, a fim de possibilitar uma base sólida para a generalização em contextos análogos, permitindo inferências adequadas. Os dados devem ser meticulosamente coletados e registrados, seguindo todas as práticas estabelecidas para pesquisas de campo. Posteriormente, esses dados devem ser submetidos a uma análise detalhada e apresentados em relatórios devidamente qualificados (SEVERINO,2017).

Gil (2022) afirma que a pesquisa bibliográfica é desenvolvida a partir de conteúdos previamente publicados. O mesmo autor comenta que, tradicionalmente, esse tipo de pesquisa abrange uma extensa gama de recursos impressos, tais como obras literárias, periódicos, jornais, dissertações, teses e registros de eventos científicos, porém, devido à propagação das mais recentes tecnologias de comunicação e informação, ela agora incorpora materiais em diversos formatos, como mídias digitais, fitas magnéticas, microfilmes, CDs, além dos recursos disponíveis na Internet.

Para a realização do presente trabalho, foi necessário a realização de pesquisas exploratórias para contextualizar e explicitar o conteúdo de ciclos de refrigeração, bem como seus impactos socioeconômicos e formas de otimizá-los visando o melhor custo-benefício. Além disso, foram realizadas pesquisas bibliográficas e quantitativas sobre o tema, de modo que, a partir do conhecimento acumulado através das pesquisas, otimizou-se um ciclo de refrigeração por compressão de vapor em cascata com relação ao critério de máximo coeficiente de desempenho em um estudo de caso.

3.2 Materiais e Métodos

A Figura 11 representa o fluxograma que descreve os procedimentos para a realização deste trabalho.

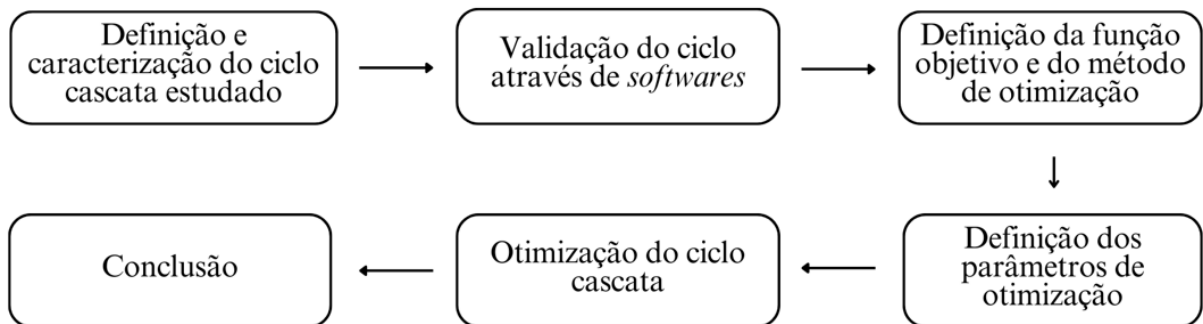


Figura 11: Fluxograma do trabalho
Fonte: Pesquisa Direta (2024)

Como demonstrado na Figura 11, na primeira etapa desse trabalho foi realizada a definição e caracterização do ciclo cascata estudado alinhado ao baseamento teórico a respeito do tema proposto, desde a introdução sobre ciclos e sistemas de refrigeração, até a utilização de modelos de otimização e seus benefícios.

Nas etapas seguintes, utilizou-se um *software* para manipular variáveis do ciclo de refrigeração visando obter a melhor otimização, e conseqüentemente uma maior eficiência para o ciclo.

3.2.1 Definição e caracterização do ciclo cascata estudado

Para a definição e caracterização do ciclo cascata, necessitou-se da quantificação e análise de algumas variáveis do ciclo, tais como as temperaturas de operação, carga térmica e fluidos refrigerantes.

Como base para caracterização de um ciclo cascata e a termo de comparação, utilizou-se como referência o estudo realizado por Ustaoglu *et al.* (2020), no qual os autores utilizam métodos de análises estatísticas para observar a performance de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor em cascata a partir do impacto no coeficiente de performance referente aos diversos parâmetros desse sistema. Através do estudo realizado, os mesmos autores concluíram que os parâmetros mais impactantes no COP foram a temperatura no evaporador, temperatura no condensador do ciclo BT, a temperatura de condensação total do sistema e a eficiência isentrópica dos compressores, com impacto na performance quantificado em 58.1%, 14.4%, 10.25% e 7.47%, respectivamente, em relação aos parâmetros do sistema.

O ciclo cascata utilizado é representado pela Figura 12, e refere-se ao modelo implementado por Ustaoglu *et al.* (2020).

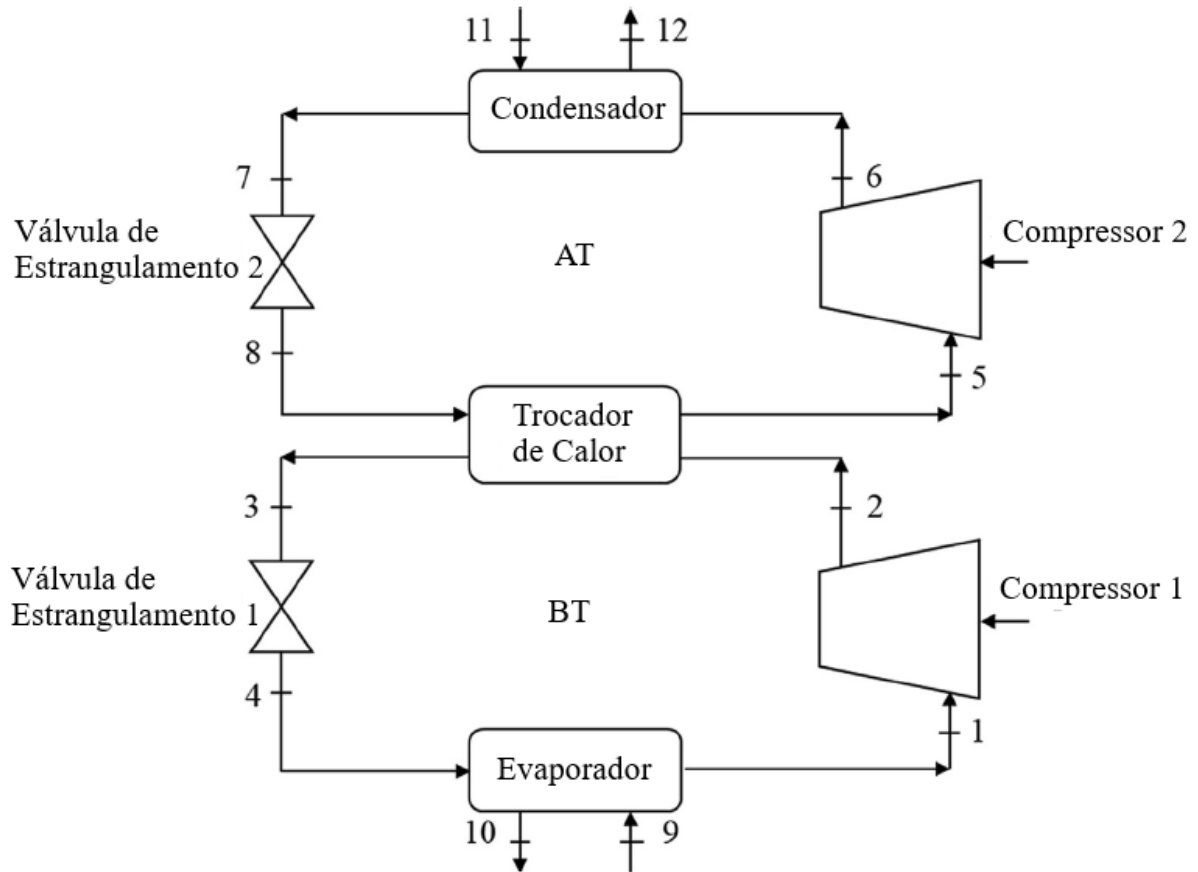


Figura 12: Sistema Cascata de dois estágios
 Fonte: Adaptado de Ustaoglu *et al.* (2020)

Observa-se que nesse esquema representativo há dois sistemas de refrigeração, unidos por um trocador de calor em comum: um sistema de alta temperatura (AT) e um sistema de baixa temperatura (BT). O trocador de calor que une os dois sistemas atua como condensador para o sistema BT, e como evaporador para o sistema AT, proporcionando a transferência de calor entre os fluidos refrigerantes dos dois sistemas.

O sistema cascata apresentado na Figura 12 tem seu equacionamento dado através dos balanços de energia e massa, referentes aos componentes do modelo, sendo eles os compressores, dispositivos de expansão, trocador de calor, condensador para o ciclo AT e evaporador para o ciclo BT.

A Tabela 4 apresenta as equações referentes ao balanço de energia no sistema representado na Figura 12.

Tabela 4: Balanço de energia do modelo cascata

Evaporador BT	$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_1(h_1 - h_4)$
Compressor BT	$\dot{W}_{BT,comp} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad \eta_{comp,S,BT} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)}$
Válvula de expansão BT	$(h_3 = h_4)$
Trocador de calor cascata	$\dot{m}_1(h_2 - h_3) = \dot{m}_5(h_5 - h_8)$
Compressor AT	$\dot{W}_{AT,comp} = \dot{m}_5(h_6 - h_5) \quad \eta_{comp,S,AT} = \frac{(h_{6s} - h_5)}{(h_6 - h_5)}$
Condensador AT	$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_1(h_1 - h_4)$
Válvula de expansão AT	$(h_7 = h_8)$
COP	$\frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{W}_{BT,comp} + \dot{W}_{AT,comp}}$

Fonte: Adaptado de Ustaoglu *et al.* (2020)

Para o balanço de massa do sistema, apresenta-se a Tabela 5.

Tabela 5: Balanço de massa do modelo cascata

Evaporador BT	$\dot{m}_1 = \dot{m}_4$
Compressor BT	$\dot{m}_2 = \dot{m}_1$
Válvula de expansão BT	$\dot{m}_4 = \dot{m}_3$
Trocador de calor cascata	$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 ; \dot{m}_8 = \dot{m}_5$
Compressor AT	$\dot{m}_6 = \dot{m}_5$
Condensador AT	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$
Válvula de expansão AT	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$

Fonte: Pesquisa Direta (2024)

3.2.2 Validação do ciclo através de *softwares*

Nesta etapa, ocorre a análise dos resultados obtidos a partir do ciclo estudado, bem como a interpretação e validação desses dados através da simulação nos *softwares* EES e *Chemours Refrigerant Expert*.

Ustaoglu *et al.* (2020) implementou três ciclos de refrigeração, com diferentes dados de entrada.

A Tabela 6 representa os dados de entrada dos sistemas implementados.

Tabela 6: Dados de entrada do estudo de caso

Parâmetros	Sistemas		
	1	2	3
A Capacidade de refrigeração (kW)	10	30	50
B Temperatura evaporador (T_{eva} , °C)	-40	-30	-20
C Temperatura condensador (T_{con} , °C)	30	35	40
D Temperatura trocador de calor BT (°C)	5	10	15
E Temperatura trocador de calor AT (°C)	-5	-2,5	0
F Eficiência isentrópica do compressor (η_{comp})	0.75	0.8	0.85
G Temperatura de sub-resfriamento (T_{sub} , °C)	0	3	6
H Temperatura de superaquecimento (T_{super} , °C)	0	3	6
I Fluido refrigerante BT	R744	R404a	R410a
J Fluido Refrigerante AT	R717	R134a	R510a

Fonte: Adaptado de Ustaoglu *et al.* (2020)

Para o cálculo referencial, adota-se o Sistema 1 como base do estudo.

A Tabela 7 representa os parâmetros utilizados para a implementação do ciclo, bem como o COP do sistema em cascata de Ustaoglu *et al.* (2020).

Tabela 7: Parâmetros e resultado do COP do ciclo cascata

Teste	Parâmetros										Resultados
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	COP
	10	-40	30	5	-5	0,75	0	0	R744	R717	1,552

Fonte: Adaptado de Ustaoglu *et al.* (2020)

Nota-se, portanto, que o COP para este sistema obteve um valor de 1,552. A partir desse resultado, torna-se possível realizar a validação do ciclo.

Para a validação do ciclo estudado, utilizou-se como referência o Sistema 1, implementado por Ustaoglu *et al.* (2020).

A Figura 13 representa o equacionamento do ciclo de baixa temperatura implementado no *software* EES.

```

" CICLO DE BAIXA TEMPERATURA - R,744"

"Dados de entrada"
QEVA=10 [kW]
TEVA=-40 [C]
T[4]=TEVA
THEL=5 [C]
T[3]=THEL
EFlcomp1=0,75

"Ponto 1"
T[1]=T[4]
x[1]=1
P_sat1=P_sat(R744;T=T[1])
P[1]=P_sat1
h[1]=Enthalpy(R744;T=T[1];x=x[1])
s[1]=Entropy(R744;T=T[1];x=x[1])
v[1]=Volume(R744;T=T[1];x=x[1])

"Ponto 2"
"A pressão no ponto 2 é determinada pela temperatura T3"
P_sat3=P_sat(R744;T=T[3])
P[3]=P_sat3
P[2]=P[3]
s13=s[1]
h13=Enthalpy(R744;P=P[2];s=s[1])
T13=Temperature(R744;P=P[2];s=s13)
w113=h13-h[1]
h[2]=h[1]+w113/EFlcomp1 "Entalpia real na saída do compressor de baixa"
T[2]=Temperature(R744;P=P[2];h=h[2])
s[2]=Entropy(R744;P=P[2];h=h[2])
v[2]=Volume(R744;P=P[2];h=h[2])

"Ponto 3"
x[3]=0
h[3]=Enthalpy(R744;T=T[3];x=x[3])
s[3]=Entropy(R744;T=T[3];x=x[3])
v[3]=Volume(R744;T=T[3];x=x[3])

"Ponto 4"
h[4]=h[3]
P[4]=P[1]
v[4]=Volume(R744;h=h[4];P=P[4])
s[4]=Entropy(R744;h=h[4];P=P[4])
x[4]=Quality(R744;P=P[4];h=h[4])

"Cálculos do ciclo de baixa temperatura/baixa pressão"
qEV=h[1]-h[4]
mL=QEVA/qEV

rpL=P[2]/P[1]

wCOM1=h[2]-h[1]
WCOMP1=mL*wCOM1

qHEL1=h[2]-h[3]
QHEL=mL*qHEL1

COPL=QEVA/WCOMP1

```

Figura 13: Implementação do Sistema 1 no EES (Ciclo de baixa temperatura)
 Fonte: Pesquisa Direta (2024)

A Figura 14 representa o equacionamento do ciclo de alta temperatura implementado no *software* EES.

```

"CICLO DE ALTA TEMPERATURA - R717"

"Dados de entrada"
TCON=30 [C]
T[7]=TCON
THEH= -5 [C]
T[8]=THEH
EFcomp2=0,75

"Ponto 5"
P_sat8=P_sat(R717;T=T[8])
P[8]=P_sat8
P[5]=P[8]
T[5]=T[8]
x[5]=1
h[5]=Enthalpy(R717;T=T[5];x=x[5])
s[5]=Entropy(R717;T=T[5];x=x[5])
v[5]=Volume(R717;T=T[5];x=x[5])

"Ponto 6"
"A pressão no ponto 6 é determinada pela temperatura TCON"
P_sat7=P_sat(R717;T=T[7])
P[7]=P_sat7
P[6]=P[7]
s14=s[5]
h14=Enthalpy(R717;P=P[6];s=s14)
T14=Temperature(R717;P=P[6];s=s14)
w514=h14-h[5]
h[6]=h[5]+w514/EFcomp2
T[6]=Temperature(R717;P=P[6];h=h[6])
s[6]=Entropy(R717;P=P[6];h=h[6])
v[6]=Volume(R717;P=P[6];h=h[6])

"Ponto 7"
x[7]=0
h[7]=Enthalpy(R717;T=T[7];x=x[7])
s[7]=Entropy(R717;T=T[7];x=x[7])
v[7]=Volume(R717;T=T[7];x=x[7])

"Ponto 8"
h[8]=h[7]
v[8]=Volume(R717;h=h[8];P=P[8])
s[8]=Entropy(R717;h=h[8];P=P[8])
x[8]=Quality(R717;P=P[8];h=h[8])

"Cálculos do ciclo de alta temperatura/alta pressão"
QHEH=QHEL
qHEH2=h[5]-h[8]
mH=QHEH/qHEH2

rpH=P[6]/P[5]

wCOM2=h[6]-h[5]
WCOMP2=mH*wCOM2

COPH=QEVA/WCOMP2

```

Figura 14: Implementação do Sistema 1 no EES (Ciclo de alta temperatura)

Fonte: Pesquisa Direta (2024)

A Figura 15 representa o equacionamento do COP do ciclo no *software* EES.

```

"COP do ciclo cascata"

WT=WCOMP1+WCOMP2

COP=QEVA/WT

```

Figura 15: Implementação do Sistema 1 no EES (COP do Ciclo)

Fonte: Pesquisa Direta (2024)

A Figura 16 representa os resultados obtidos após o equacionamento do ciclo cascata.

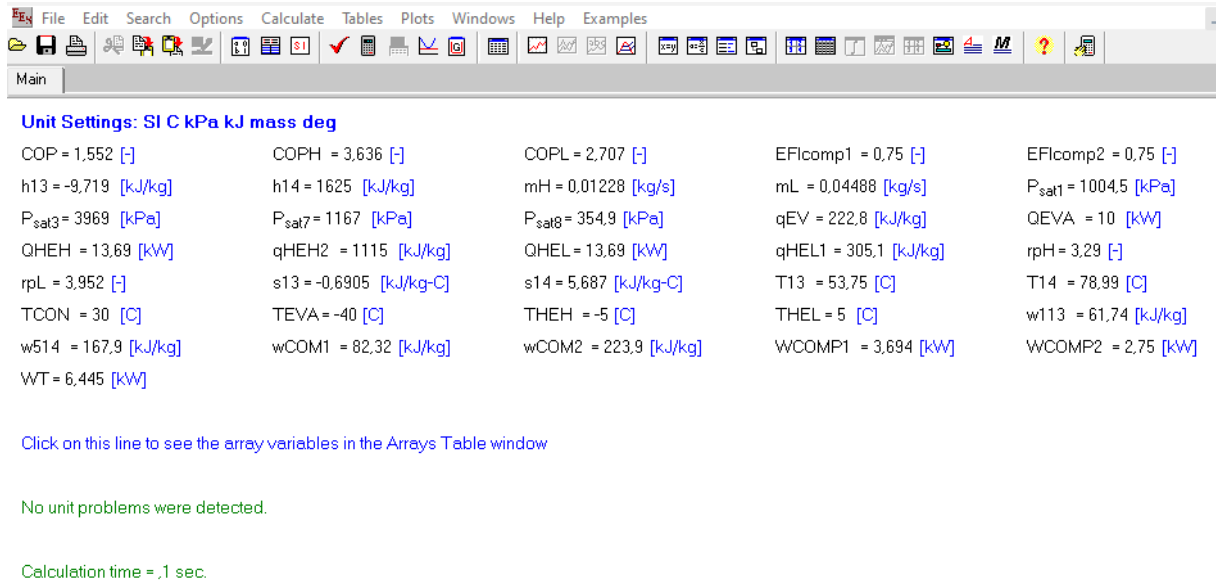


Figura 16: Resultados do ciclo cascata
Fonte: Pesquisa Direta (2024)

Nota-se que o resultado do COP para este sistema condiz com o valor de 1,552 obtido por Ustaoglu *et al.* (2020), como pode ser visto na Tabela 7. Para consolidar a validação do equacionamento implementado no software EES foram resolvidos mais três sistemas, denominados de teste 1, teste 2 e teste 3. A Tabela 8 representa os sistemas que serão comparados.

Tabela 8: Sistemas para comparação e validação

Teste	Parâmetros										Resultados
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	COP
1	10	-40	30	5	-2,5	0,8	3	3	R404A	R134A	1,973
2	10	-30	35	10	-5	0,75	0	3	R404A	R134A	1,752
3	10	-20	40	15	0	0,85	6	3	R404A	R134A	2,369

Fonte: Adaptado de Ustaoglu *et al.* (2020).

Observa-se na Tabela 8 a utilização do sub-resfriamento e do superaquecimento do fluido refrigerante.

A fim de reforçar a validação do sistema, utilizou-se o *software Chemours Refrigerant Expert* para comparar os resultados do sistema implementado no EES e os resultados de Ustaoglu *et al.* (2020).

Através do mesmo sistema de equações implementado anteriormente no EES, obtém-se os resultados dos três conjuntos selecionados para o teste. Além disso, implementa-se os ciclos no *Chemours Refrigerant Expert* para comparação.

A Figura 17 representa os resultados do teste 2 obtidos através do *Chemours Refrigerant Expert*.



Figura 17: Teste 2 implementado no *Chemours Refrigerant Expert*
 Fonte: Pesquisa Direta (2024)

Para o sistema descrito de acordo com a Figura 17, tem-se a representação gráfica do diagrama de pressão e entalpia, conforme a Figura 18.

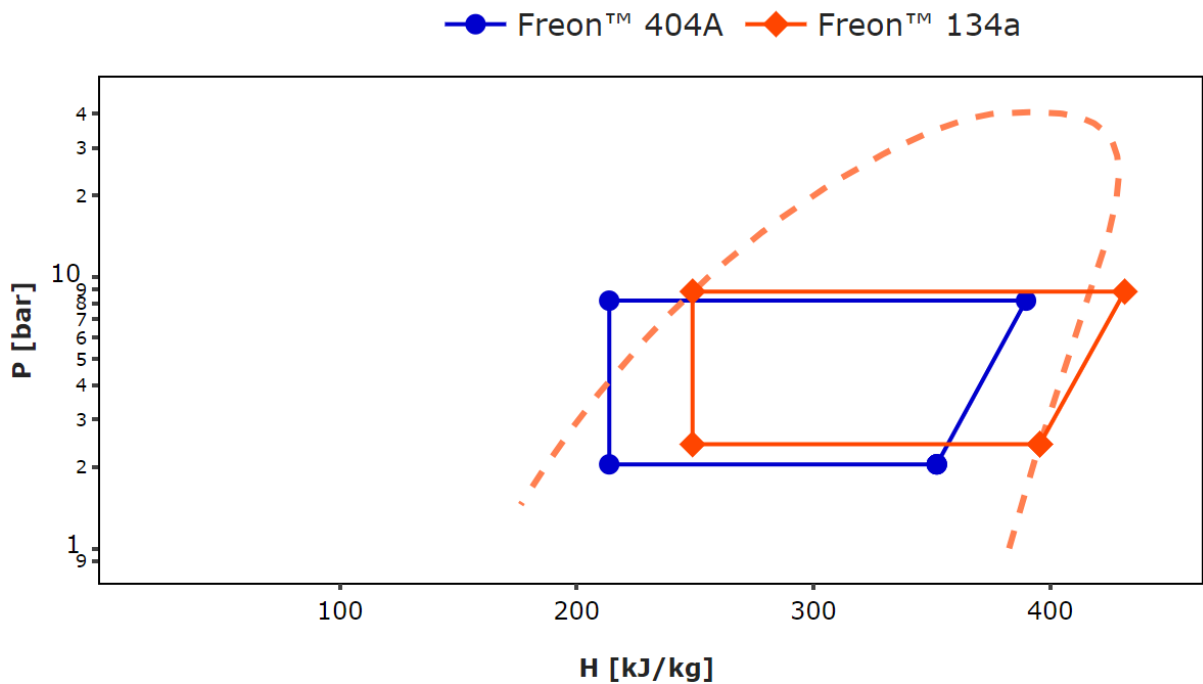


Figura 18: Diagrama de pressão e entalpia
 Fonte: Pesquisa Direta (2024)

A Figura 19 representa os resultados do teste 2 obtidos através do *software EES*.

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

COP = 1,719 [-]	COPH = 3,211 [-]	COPL = 3,699 [-]	DTsubresf = 0 [K]	DTsuper = 3 [K]
EFcomp1 = 0,75 [-]	EFcomp2 = 0,75 [-]	h13 = 379,57 [kJ/kg]	h14 = 274,4 [kJ/kg]	mH = 0,08655 [kg/s]
mL = 0,07259 [kg/s]	P _{sat1} = 208 [kPa]	P _{sat3} = 827 [kPa]	P _{sat7} = 887 [kPa]	P _{sat8} = 243 [kPa]
QCON = 15,82 [kW]	qEV = 137,8 [kJ/kg]	QEVA = 10 [kW]	QHEH = 12,7 [kW]	qHEH2 = 146,8 [kJ/kg]
QHEL = 12,7 [kW]	qHEL1 = 175 [kJ/kg]	rpH = 3,65 [-]	rpL = 3,976 [-]	s13 = 1,634 [kJ/kg-K]
s14 = 0,9344 [kJ/kg-K]	T13 = 291,9 [K]	T14 = 313,1 [K]	TCON = 308 [K]	TEVA = 243 [K]
THEH = 268 [K]	THEL = 283 [K]	w113 = 27,93 [kJ/kg]	w514 = 26,99 [kJ/kg]	wCOM1 = 37,24 [kJ/kg]
wCOM2 = 35,98 [kJ/kg]	WCOMP1 = 2,703 [kW]	WCOMP2 = 3,114 [kW]	WT = 5,818 [kW]	

Figura 19: Teste 2 implementado no EES

Fonte: Pesquisa Direta (2024)

Realizando o mesmo procedimento para os três testes, obtém-se o comparativo demonstrado na Tabela 9.

Tabela 9: Comparação de resultados do COP

Teste	Ustaoglu <i>et al.</i> (2020)	EES	Chemours
1	1,973	1,883	1,89
2	1,752	1,719	1,71
3	2,369	2,271	2,27

Fonte: Pesquisa Direta (2024)

Nota-se que os resultados obtidos através dos sistemas implementados no EES e no *Chemours Refrigerant Expert* foram muito próximos entre si. No entanto, observa-se que, se comparados com o modelo de Ustaoglu *et al.* (2020), há uma margem de erro nos três testes de aproximadamente 4,2%, 2,4% e 4,3%, respectivamente.

3.2.3 Definição da função objetivo e do método de otimização

Nesta etapa será relacionada a função objetivo em função do COP e das principais variáveis envolvidas no problema, e as restrições para a análise do estudo do método de otimização (Método de Busca direta, Métrica variável, Genético e Simplex Nelder-Mead). Durante o estudo, notou-se que todos os métodos forneceram os mesmos resultados, sendo assim, o método escolhido para a otimização foi da Métrica variável.

Dessa forma, visando a maximização do COP, a função objetivo se dá pela seguinte equação:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{W}_{BT,comp} + \dot{W}_{AT,comp}} \quad (8)$$

Onde \dot{Q}_{EVAP} é a carga térmica no evaporador, $\dot{W}_{BT,comp}$ é a potência consumida pelo compressor do ciclo BT, e $\dot{W}_{AT,comp}$ é a potência consumida pelo compressor do ciclo AT.

3.2.4 Definição dos parâmetros de otimização

Nessa etapa ocorre a análise e definição dos parâmetros que serão utilizados para realizar a otimização. Os parâmetros selecionados foram as temperaturas no trocador de calor em cascata e a eficiência dos compressores, devido a plausibilidade de manipulação e escolha em um projeto pré-determinado.

3.2.5 Otimização do ciclo cascata

Durante a otimização do ciclo cascata, torna-se possível determinar o COP ótimo para o ciclo, através do desenvolvimento e manipulação das variáveis do sistema.

3.2.6 Conclusão

Durante a conclusão, explicita-se a otimização a partir dos dados obtidos nas simulações, analisando se os resultados foram satisfatórios ou não.

3.3 Variáveis e Indicadores

De acordo com Francisco e Russi-Duarte (2007), variável é tudo aquilo que pode assumir diferentes valores, desde o ponto de vista quantitativo ou qualitativo. Segundo os mesmos autores, não é possível medir variáveis abstratas, a menos que sejam fatos previamente conceituados como indicadores dessas ideias, sendo assim, para medir essas variáveis, é possível basear-se em indicadores.

As variáveis do presente trabalho estão destacadas na Tabela 10, sendo que a principal variável, que é desempenho do sistema de refrigeração, possui vários indicadores que são necessários para sua análise.

Tabela 10: Variáveis e Indicadores

Variáveis	Indicadores
Desempenho do ciclo cascata analisado.	<ul style="list-style-type: none"> • Temperaturas de operação; • Fluidos refrigerantes; • Coeficiente de performance; • Carga térmica; • Potência dos compressores; • Vazão mássica.

Fonte: Pesquisa direta (2024)

3.4 Instrumento de coleta de dados

Os instrumentos utilizados para a coleta de dados, foram os *softwares* de simulação EES e o *Chemours Refrigerant Expert*.

3.5 Tabulação dos dados

Para a tabulação e análise dos dados, utilizou-se o Microsoft Excel.

3.6 Considerações finais do capítulo

Neste capítulo, explicitou-se a metodologia utilizada para a formulação do trabalho, bem como os *softwares* e ferramentas utilizados durante o processo.

No próximo capítulo os resultados obtidos serão apresentados, bem como as análises realizadas no *software EES*, e uma discussão será realizada de acordo com os resultados atingidos em comparação com o estudo de caso selecionado.

4 RESULTADOS

Neste capítulo ocorre a discussão acerca dos resultados obtidos através da otimização de um ciclo de refrigeração em cascata presente em um estudo de caso. O estudo de caso refere-se ao modelo avaliado por Ustaoglu *et al.* (2020), e o *software* utilizado para a simulação é o *Engineering Equation Solver* – EES.

4.1 Otimização do sistema cascata

Com o sistema implementado no EES validado, inicia-se o processo de otimização. Este processo consiste na fixação de uma ou mais variáveis do sistema, as quais são variadas dentro de um limite determinado. Dessa forma, a partir do ponto ótimo determinado pelo sistema, encontra-se o valor de máximo para o COP.

Visando as possibilidades de otimização para aplicação em um projeto, conclui-se que as variáveis mais adequadas para variação dentro de um sistema pré-determinado de refrigeração são as temperaturas do trocador de calor, podendo ser controlada através da válvula de expansão no sistema e a eficiência dos compressores, que são selecionados durante o dimensionamento do projeto.

A partir do projeto de Ustaoglu *et al.* (2020), define-se um sistema para ser otimizado, baseando-se nos parâmetros dos três sistemas anteriormente implementados pelo autor.

O sistema definido é representado pela Tabela 11.

Tabela 11: Sistema implementado para otimização

Parâmetros		
A	Capacidade de refrigeração (kW)	10
B	Temperatura evaporador (T_{eva} , °C)	- 40
C	Temperatura condensador (T_{con} , °C)	30
D	Temperatura trocador de calor BT (°C)	5
E	Temperatura trocador de calor AT (°C)	-5
F	Eficiência isentrópica do compressor (N_{com})	0.75
G	Temperatura de sub-resfriamento (T_{sub} , °C)	3
H	Temperatura de superaquecimento (T_{super} , °C)	6
I	Fluido refrigerante BT	R744
J	Fluido refrigerante AT	R717

Fonte: Pesquisa Direta (2024)

A Tabela 12 representa os resultados que serão analisados a partir do sistema definido.

Tabela 12: Resultados do sistema definido

Resultados do sistema		
COP	1,547	
QCON	16,46	kW
WCOMP (BT)	3,738	kW
WCOMP (AT)	2,725	kW
WT	6,463	kW
EFICIÊNCIA COMPRESSOR	0,75	
T TROCADOR AT	- 5	C°
T TROCADOR BT	5	C°

Fonte: Pesquisa Direta (2024)

A partir dos resultados do sistema implementado, conforme a Tabela 12, serão realizados dois testes de otimização, com os parâmetros demonstrados na Tabela 13. Dessa forma, será possível observar a influência de determinados parâmetros em relação ao COP do sistema.

Tabela 13: Testes de Otimização

Parâmetros		Testes	
		1	2
A	Capacidade de refrigeração (kW)	10	10
B	Temperatura evaporador (T_{eva} , °C)	-40	-40
C	Temperatura condensador (T_{con} , °C)	30	30
D	Temperatura trocador de calor BT (°C)	{5,15}	5
E	Temperatura trocador de calor AT (°C)	{-5,-2.5}	-5
F	Eficiência isentrópica do compressor (N_{com})	0.75	{0.75,0.85}
G	Temperatura de sub-resfriamento (T_{sub} , °C)	3	3
H	Temperatura de superaquecimento (T_{super} , °C)	6	6
I	Fluido refrigerante BT	R744	R744
J	Fluido refrigerante AT	R717	R717

Fonte: Pesquisa Direta (2024)

A partir desses testes, verifica-se a influência dos parâmetros em questão em relação ao COP, ao variá-las dentro da faixa determinada. No primeiro teste, realiza-se a variação das temperaturas no trocador de calor, sendo que a faixa de variação utilizada para o ciclo BT é de 5°C até 15°C, e para o ciclo AT é de -5°C até -2,5°C. Já no segundo teste, realiza-se a variação da eficiência dos compressores, alternando seu valor dentro da faixa de 0,75 até 0,85.

4.1.1 Variação das temperaturas do trocador de calor

Para o primeiro teste, utilizou-se da variação das temperaturas do trocador de calor para realizar a otimização.

A Figura 20 representa a seleção dos parâmetros para otimização, bem como o método de otimização. O método de otimização selecionado foi o método da métrica variável, entretanto, realizou-se o mesmo procedimento com os outros métodos, e obteve-se os mesmos resultados.

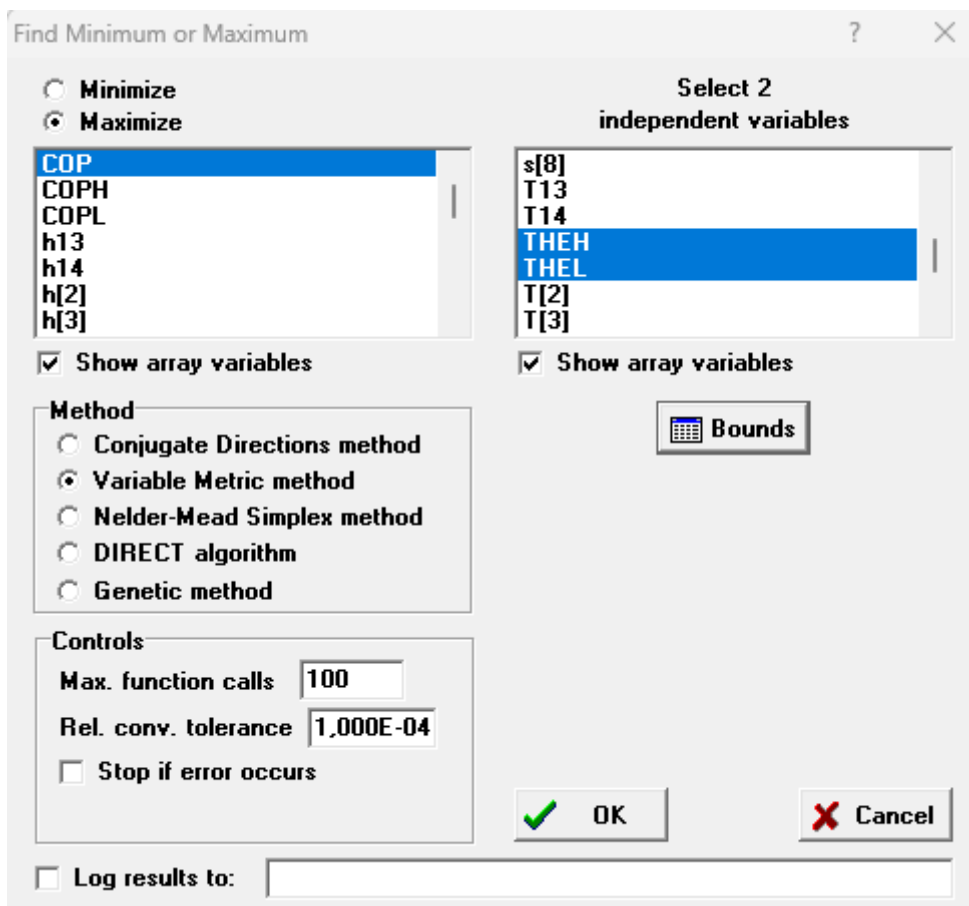


Figura 20: Definição da otimização no EES
Fonte: Pesquisa Direta (2024)

A Figura 21 representa a definição dos limites em que os parâmetros serão variados.

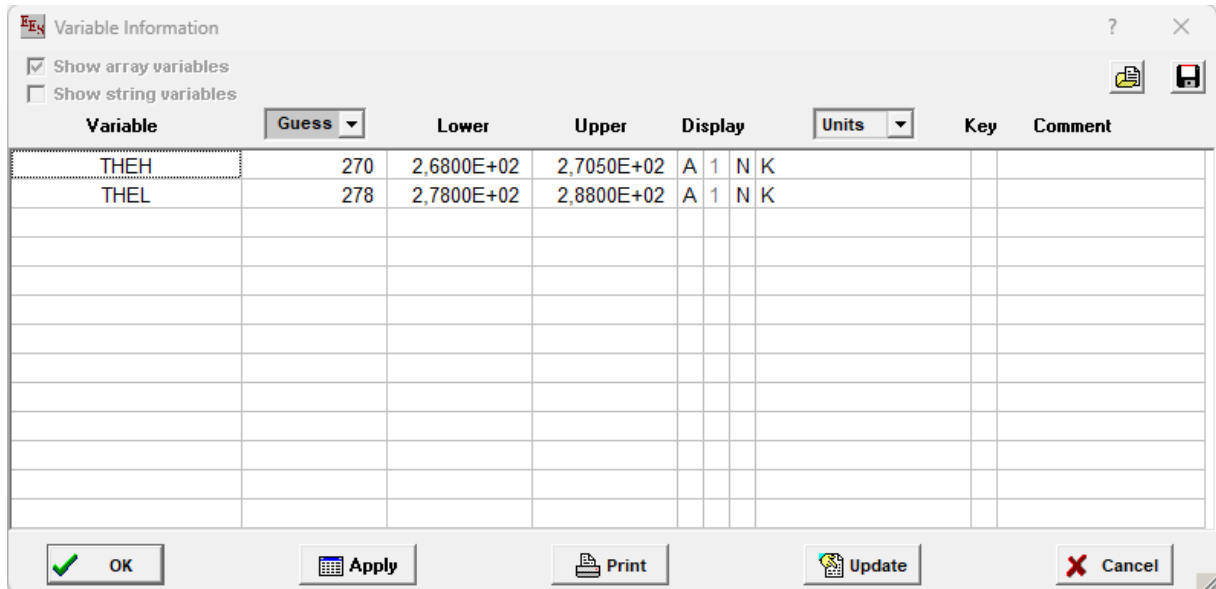


Figura 21: Definição dos limites de variação dos parâmetros

Fonte: Pesquisa Direta (2024)

Os valores definidos foram de 268 K (-5 °C) à 270,5 K (-2,5 °C) para o trocador de calor no ciclo AT e 278 K (5 °C) à 288 K (15 °C) para o ciclo BT.

Os resultados da otimização do primeiro teste são representados pela Tabela 14.

Tabela 14: Resultados do Teste 1

Teste 1		
COP	1,608	
QCON	16,22	kW
WCOMP (BT)	3,738	kW
WCOMP (AT)	2,482	kW
WT	6,219	kW
EFICIÊNCIA COMPRESSOR	0,75	
T TROCADOR AT	-2,5	C°
T TROCADOR BT	5	C°

Fonte: Pesquisa Direta (2024)

A Tabela 15 representa a diferença percentual entre os resultados do sistema inicial e do sistema otimizado em relação ao Teste 1.

Tabela 15: Diferença percentual para o Teste 1

Diferença percentual para o Teste 1	
COP	3,94 %
QCON	-1,46 %
WCOMP (BT)	0,00 %
WCOMP (AT)	-8,92 %
WT	-3,78 %

Fonte: Pesquisa Direta (2024)

Nota-se que ao variar as temperaturas do trocador de calor em cascata houve um aumento de 3,94% do COP e, conseqüentemente, redução na potência consumida pelo compressor do ciclo AT e na potência total do sistema. As temperaturas ótimas de operação foram encontradas como sendo de -2,5°C para o trocador de calor do ciclo de alta temperatura e de 5°C para o trocador de calor de baixa temperatura.

4.1.2 Variação da eficiência isentrópica dos compressores

Para o segundo teste, realiza-se o mesmo processo do teste anterior. Dessa forma, obtém-se os resultados demonstrados na Tabela 16.

Tabela 16: Resultados do Teste 2

Teste 2		
COP	1,778	
QCON	15,63	kW
WCOMP (BT)	3,298	kW
WCOMP (AT)	2,327	kW
WT	5,625	kW
EFICIÊNCIA COMPRESSOR	0,85	
T TROCADOR AT	- 5	C°
T TROCADOR BT	5	C°

Fonte: Pesquisa Direta (2024)

A Tabela 17 representa a diferença percentual entre os resultados do sistema inicial e do sistema otimizado em relação ao Teste 2.

Tabela 17: Diferença percentual para o Teste 2

Diferença percentual para o Teste 2	
COP	14,93 %
QCON	-5,04 %
WCOMP (BT)	-11,77 %
WCOMP (AT)	-14,61 %
WT	-12,97 %

Fonte: Pesquisa Direta (2024)

Nota-se que ao variar eficiência dos compressores houve um aumento de 14,93% do COP, o que indica um impacto mais significativo desse parâmetro em relação às temperaturas no trocador de calor. Além disso, é possível notar uma redução expressiva na potência consumida pelos compressores AT e BT, e na potência total do sistema, com redução de 14,61%, 11,77% e 12,97%, respectivamente. A eficiência isentrópica ótima dos compressores foi encontrada como sendo de 0,85.

4.2 Otimização do sistema e maximização do COP

Após a verificação da influência das temperaturas do trocador de calor e da eficiência isentrópica dos compressores em relação ao COP, utiliza-se da variação dos parâmetros que foram trabalhados nos dois testes, a fim de definir o sistema ótimo para as condições de trabalho pré-determinadas.

A Tabela 18 representa os resultados obtidos através da otimização, buscando o valor máximo para o COP.

Tabela 18: Resultados do sistema otimizado

COP	1,832	
QCON	15,46	kW
WCOMP (BT)	3,298	kW
WCOMP (AT)	2,161	kW
WT	5,458	kW
EFICIÊNCIA	0,85	
T TROCADOR AT	- 3	C°
T TROCADOR BT	5	C°

Fonte: Pesquisa Direta (2024)

Nota-se através dos resultados demonstrados da Tabela 18, que o sistema ótimo é atingido conforme a maior eficiência isentrópica dos compressores e baixos valores de temperatura para o trocador de calor.

A Tabela 19 representa a diferença percentual entre os resultados do sistema inicial e do sistema otimizado para maximização do COP.

Tabela 19: Diferença percentual para o sistema Otimizado

Diferença percentual para o sistema Otimizado	
COP	18,42 %
QCON	-6,08 %
WCOMP (BT)	-11,77 %
WCOMP (AT)	-20,70 %
WT	-15,55 %

Fonte: Pesquisa Direta (2024)

Observa-se que ao variar ambos os parâmetros dos testes anteriores, sendo eles a eficiência dos compressores e as temperaturas no trocador de calor em cascata, atinge-se o maior valor de COP para as condições pré-determinadas do sistema, obtendo-se um aumento de 18,42% em relação ao COP do sistema original. Vale ressaltar também, uma redução notória na potência consumida pelos compressores AT e BT, e na potência total do sistema, com redução de 20,70%, 11,77% e 15,55%, respectivamente. A condição ótima de operação é encontrada quando as temperaturas de operação são de -3°C para o trocador de calor do ciclo de alta temperatura e de 5°C para o trocador de calor de baixa temperatura, e a eficiência isentrópica dos compressores é de 0,85.

5 CONCLUSÃO

Neste capítulo, apresenta-se as conclusões referentes ao estudo, bem como recomendações para futuros trabalhos relacionados ao tema abordado.

5.1 Conclusões

O objetivo do presente trabalho foi realizar a otimização de um sistema de refrigeração por compressão de vapor em cascata com relação ao critério de máximo coeficiente de performance. Dessa forma, utilizou-se simulações computacionais de sistemas de refrigeração em cascata para representar os ciclos de refrigeração, e através dos modelos implementados, utilizou-se métodos de otimização para definir os parâmetros que implicam em um maior COP.

A partir dos resultados obtidos, foi observado que o valor do COP aumenta à medida que alguns parâmetros são alterados. Dentre os possíveis parâmetros a serem trabalhados, enfatiza-se a influência das temperaturas do trocador de calor em cascata e a eficiência dos compressores, que são parâmetros plausíveis de serem manipulados, de acordo com a finalidade de projeto em que se deseja atingir temperaturas pré-determinadas através da refrigeração.

Dessa forma, é possível concluir que, ao reduzir a potência consumida pelos compressores, aumenta-se o valor do COP, uma vez que são inversamente proporcionais. Sendo assim, um sistema devidamente otimizado para atingir o máximo coeficiente de performance, apresenta menor potência consumida pelos compressores, logo, há um menor consumo de energia pelo sistema. Ao concluir a otimização, observou-se uma redução notória na potência consumida pelos compressores AT e BT, e na potência total do sistema, com redução de 20,70%, 11,77% e 15,55%, respectivamente, resultando em um aumento de 18,42% no coeficiente de performance em relação ao COP do sistema original.

5.2 Recomendações

Em seguida, lista-se algumas recomendações para trabalhos futuros.

- Avaliação da eficiência energética em sistemas de refrigeração por compressão de vapor com mais de dois estágios;
- Desenvolvimento e avaliação de métodos para minimização de perdas de energia em sistemas de refrigeração por compressão de vapor;
- Comparação entre sistemas de refrigeração por compressão de vapor e sistemas de absorção em termos de eficiência energética e impacto ambiental.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

A importância da eficiência energética em sistemas de refrigeração. ELGIN, 2023. Disponível em: <https://blog.elgin.com.br/refrigeracao/importancia-eficiencia-energetica-refrigeracao/>. Acesso em: 17/10/2023

ANDRADE, THALLES ALLAN. **Otimização de Ciclos de Refrigeração para a produção de Gás Natural Liquefeito**, 2014.

ARINI, Ricardo Greber. **Análise energética e exergetica de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor utilizando HC290 em substituição ao HCFC22**. 2008. 97 p. Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP. Disponível em: <https://hdl.handle.net/20.500.12733/1608875>. Acesso em: 24 nov. 2023.

BARBOSA, Luis Felipe Chilicaua. **Projeto de um Ciclo de Refrigeração Cascata Utilizando CO₂ como Refrigerante para Atender um Supermercado**. 2016. 50f. Dissertação (Graduação) – Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

BHATTI, S.S et al. Environment-Friendly Refrigerants for Sustainable Refrigeration and Air Conditioning: A Review. **Current World Environment**, 2023.

BOEHM R. F, 1987, “**Design analysis of thermal system**”. John Wiley & Sons Inc, New York. Vol. 1, pp. 118-167. COGEN Europe, 2010, “Case study factsheet - Northern region, UK: Museum of Liverpool – Public Sector”.

CARVALHO, Felipe Nogueira. **simulação termoeconômica de sistemas de refrigeração em cascata e integrado absorção-compressão de vapor**, Belo Horizonte, 2019

ÇENGEL Yunus A; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**, 7 ed., São Paulo: AMGH, 2013.

CIMSIT, Canan and OZTURK, Ilhan. “**Analysis of Compression-absorption Cascade Refrigeration Cycles**.” Applied Thermal Engineering 40 (2012): 311-17. Web.

Conheça as vantagens do sub-resfriamento e superaquecimento. PASCHOAL, 2017. Disponível em: <https://seupaschoal.blog.br/vantagens-superaquecimento-sub-resfriamento/>. Acesso em: 15/12/2023.

FERRAZ, F.; **Apostila de refrigeração**. Santo Amaro, 2008. Centro federal de educação tecnológica da Bahia.

FERREIRA, Vitor Pinheiro; CONCEIÇÃO, Michel Lima; SOUZA, William. **Projeto e testes de um protótipo de refrigeração em cascata**. 2022.

Fluido refrigerante Freon 404A (R-404A). Disponível em: [https://www.freon.com/pt-br/products/refrigerants/r404a#:~:text=O%20FreonTM%20404A%20é,global%20\(GWP\)%20de%203920](https://www.freon.com/pt-br/products/refrigerants/r404a#:~:text=O%20Freon%20404A%20é,global%20(GWP)%20de%203920). Acesso em: 12 mai. 2024

Gás Refrigerante R134A: O que é, Função e Características. WEBARCONDICIONADO, 2023. Disponível em: <https://www.webarcondicionado.com.br/gas-refrigerante-r134a/>.

GENIÊR, Francielli; COSTA, Andréa; JUNIOR, Esly Costa. **Ciclos de refrigeração: conceitos e estudos de eficiência**. Enciclopédia Biosfera, v. 9, n. 16, 2013.

GERHARDT, T.E.; SILVEIRA, D.T., **Métodos de Pesquisa**, Rio grande do Sul: UFRGS, 2009.

GIL, Antonio C. **Como Elaborar Projetos de Pesquisa**. Grupo GEN, 2022. E-book. ISBN 9786559771653. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9786559771653/>. Acesso em: 07 dez. 2023.

GUIMARÃES, Luiz Gustavo Monteiro. **Modelagem e construção de protótipo de refrigerador por absorção de vapor de baixa potência operando com par água-brometo de lítio e utilizando fontes térmicas de baixa temperatura**. São João Del Rei: 2011. Programa de pós-graduação em engenharia mecânica.

JALURIA, Y. **Design and Optmization of Thermal Systems**, 2. ed. CRC Press, 2007.

KASI, Parthiban; CHERALATHAN, M. **Review of cascade refrigeration systems for vaccine storage**. In: Journal of Physics: Conference Series. IOP Publishing, 2021. p. 012041.

KLEIN Sanford; NELLIS, Gregory. **Mastering EES**, 2012.

LAKATOS, Eva M. **Fundamentos de Metodologia Científica**. Grupo GEN, 2021. E-book. ISBN 9788597026580. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788597026580/>. Acesso em: 07 dez. 2023.

LUZ, Artur Araujo da. **Estudo de ciclos de refrigeração utilizando R-744 como fluido refrigerante**. 2019.

M. AMINYAVARI, B. NAJAFI; A. SHIRAZI; F. RINALDI, **Exergetic, economic and environmental Uberaba, 01 e 02 de Dezembro de 2017 (3E) analyses, and multiobjective**

optimization of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system, Appl. Therm. Eng. 65 (2014) 42-50.

Martinelli, Matteo; ELSIDO, Cristina; GROSSMAN, Ignacio and MARTELLI, Emanuele. **"Simultaneous Synthesis and Optimization of Refrigeration Cycles and Heat Exchangers Networks."** Applied Thermal Engineering 206 (2022): 118052. Web.

MARTINEZ, José Mario; SANTOS, Sandra Augusta. **Métodos computacionais de otimização**. Colóquio Brasileiro de Matemática, Apostilas, v. 20, 1995.

MEDEIROS, Pedro Samuel Gomes; BARBOSA, Cleiton Rubens Formiga. **Análise do coeficiente de performance de um chiller doméstico operando com o R-401A em regime transiente**. 2009.

MENNA, Marcio Renato Mirapalheta et al. **Modelagem e análise de custo de sistemas de refrigeração por absorção**. 2008.

O futuro sustentável da refrigeração, porque R744 ou CO₂. INTARCON, 2023. Disponível em: <https://www.intarcon.com/pt-pt/o-futuro-sustentavel-da-refrigeracao-porque-r744-ou-co2/#:~:text=Trata-se%20de%20um%20gás,de%201430%20e%202088%2C%20respetivamente>.

O Gás R410A E Sua Contribuição ao Meio Ambiente. GREE, 2019. Disponível em: <https://gree.com.br/2019/07/02/o-gas-r410a-e-sua-contribuicao-ao-meio-ambiente/>.

O impacto econômico da eficiência energética no Brasil: refrigeradores. INSTITUTO ESCOLHAS, 2021. Disponível em: https://www.escolhas.org/wp-content/uploads/Relatorio_geladeiras.pdf. Acesso em: 17/10/2023

Os caminhos da eficiência energética na refrigeração. VIBROACUSTICA, 2022. Disponível em: <https://vibroacustica.com.br/pt/eficiencia-energetica-na-refrigeracao/> Acesso em: 16/12/2023.

R. J. CAVALLARO, J. R. D. FINZER, E. U. BUCEK. **Análise energética de um sistema de refrigeração em cascata CO₂/NH₃ comparando com o uso de R134a e R410A em substituição do CO₂**. Uberaba, 2017

SANTANA, Jorge Henrique Moreira *et al.* **Aplicação de algoritmos evolutivos para otimização de sistemas de refrigeração industrial**. 2018.

SEVERINO, Antônio J. **Metodologia do trabalho científico**. Cortez, 2017. E-book. ISBN 9788524925207. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788524925207/>. Acesso em: 07 dez. 2023.

Sonntag, R. E., Borgnakke, C. et VanWylen, G. J., 2003. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. Tradução da Sexta Edição Americana, São Paulo, Editora Edgard Blucher.

STOECKER, W.F.; SAIZ JABARDO, J.M., **Refrigeração Industrial**, 7 ed, São Paulo: Edgard Blucher Ltda, 2002.

Superaquecimento no sistema de refrigeração. ELGIN, 2022. Disponível em: <https://blog.elgin.com.br/refrigeracao/superaquecimento-no-sistema-de-refrigeracao/>. Acesso em: 15/12/2023.

T. G. Hovgaard, L. F. S. Larsen, M. J. Skovrup and J. B. Jørgensen, "**Power consumption in refrigeration systems - Modeling for optimization**," 2011 International Symposium on Advanced Control of Industrial Processes (ADCONIP), Hangzhou, China, 2011, pp. 234-239.

USTAOGLU, Abid et al. Performance optimization and parametric evaluation of the cascade vapor compression refrigeration cycle using Taguchi and ANOVA methods. **Applied Thermal Engineering**, v. 180, p. 115816, 2020.

Variáveis e indicadores. FRANCISCO, Alberto; RUSSI-DUARTE, Pedro, 2007. Disponível em: <https://metodologiadespesquisa2.blogspot.com/2007/08/variaveis-e-indicadores.html/> Acesso em: 08/03/2024.

X. Du, X. Qi and M. Ai, "**The analysis of the energy efficiency of refrigeration stations in HVAC**," 2009 IEEE International Conference on Automation and Logistics, Shenyang, China, 2009, pp. 175-180, doi: 10.1109/ICAL.2009.5262945.