



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DE PERNAMBUCO
UNIDADE ACADÊMICA DO CABO DE SANTO AGOSTINHO
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

João Vitor Oliveira Garcia

**Aplicação de técnicas de controle em sistemas de refrigeração de compressão
de vapor**

Cabo de Santo Agostinho - PE

2025

João Vitor Oliveira Garcia

Aplicação de técnicas de controle em sistemas de refrigeração de compressão de vapor

Monografia apresentada ao curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Unidade Acadêmica do Cabo de Santo Agostinho, Universidade Rural de Pernambuco, como requisito para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Weliton Soares Martins

Cabo de Santo Agostinho - PE

2025

Sistema Integrado de Bibliotecas da UFRPE
Bibliotecário(a): Suely Manzi – CRB-4 809

G216a Garcia, João Vitor Oliveira.
Aplicação de técnicas de controle em sistemas de refrigeração de compressão de vapor / João Vitor Oliveira Garcia. – Cabo de Santo Agostinho, 2025.
88 f.; il.

Orientador(a): Weliton Soares Martins.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Universidade Federal Rural de Pernambuco, Unidade Acadêmica Cabo de Santo Agostinho - UACSA, Bacharelado em Engenharia Mecânica, Cabo de Santo Agostinho, BR-PE, 2025.

Inclui referências.

1. Refrigeração. 2. Sistemas de refrigeração e ar condicionado. 3. Refrigeração - Manutenção e reparos. 4. Eficiência energética 5. Sustentabilidade e meio ambiente. I. Martins, Weliton Soares, orient. II. Título

CDD 620.1

João Vitor Oliveira Garcia

**Aplicação de técnicas de controle em sistemas de refrigeração de compressão
de vapor**

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal Rural de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 20/03/2025.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Weliton Soares Martins (Orientador)
Universidade Federal Rural de Pernambuco

Prof. Dr. Rogerio Soares da Silva (Examinador Interno)
Universidade Federal Rural de Pernambuco

Prof. Dr. Adriano da Silva Marques (Examinador Externo)
Universidade Federal da Paraíba

“Não tenho certeza de nada, mas a visão das estrelas me
faz sonhar.”

- Vincent van Gogh

AGRADECIMENTOS

Agradeço, em primeiro lugar, à minha mãe, por seu amor incondicional, paciência e por sempre ser o alicerce que sustenta minha vida. Seu apoio, dedicação e força nos momentos mais desafiadores foram essenciais para que esta conquista se tornasse possível.

À minha família, por acreditarem em mim e me apoiarem de todas as formas durante essa jornada. Cada palavra de incentivo e gesto de carinho fez toda a diferença.

Aos meus amigos, que dividiram comigo risadas, aprendizados e desafios, e que, mesmo nos momentos mais difíceis, me ofereceram apoio e motivação. Vocês foram fundamentais para tornar essa caminhada mais leve e significativa.

Ao meu orientador, Weliton Soares, por sua paciência, dedicação e pelos valiosos ensinamentos que contribuíram tanto para o meu crescimento acadêmico quanto pessoal. Sua orientação foi imprescindível para a realização deste trabalho.

Agradeço também aos professores da UFRPE, por transmitirem conhecimento com excelência e por contribuírem de maneira marcante para a minha formação.

Por fim, deixo minha gratidão a todas as pessoas que, de alguma forma, contribuíram para que este trabalho fosse possível. A cada um de vocês, meu sincero obrigado.

Resumo

A refrigeração de ambientes tem sido uma área de interesse da humanidade desde os seus primórdios. Nesse contexto, sua aplicação é essencial nos setores industrial, comercial e residencial, destacando-se pela importância na conservação de produtos e alimentos, e na climatização de ambientes. No entanto, o alto consumo de energia desses sistemas é uma preocupação generalizada. Os sistemas de Aquecimento, Ventilação e Ar-Condicionado (AVAC) são responsáveis por uma parcela significativa do consumo energético em residências, podendo representar até 60% da energia utilizada. Diante disso, o presente trabalho tem como objetivo aumentar a eficiência desses sistemas por meio de técnicas de controle. Para tal, foi desenvolvido um modelo matemático e simulações numéricas de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, no qual foram implementados dois tipos de controladores: o sistema de controle Liga/Desliga (ON/OFF), usado na maioria dos sistemas de refrigeração e um sistema de controle PID (Proporcional-Integral-Derivativo). Na modelagem, considerou-se sete volumes de controle, obtendo-se um conjunto de equações diferenciais que governam a dinâmica do sistema. Foram realizadas três simulações para avaliar o comportamento do sistema em regime transiente: (1) simulação isolada de cada volume de controle, (2) simulação com interação entre os volumes e (3) simulação com a aplicação das técnicas de controle. Os resultados demonstraram que o controlador PID é eficiente na regulação de variáveis críticas, como temperatura e pressão, promovendo maior estabilidade operacional e redução do consumo de energia. Por outro lado, o controlador ON/OFF apresentou um aumento de 36% no consumo energético em relação ao PID, além de provocar oscilações no compressor, reduzindo significativamente sua vida útil. Conclui-se que a aplicação de técnicas de controle inteligente, como o controlador PID, em sistemas de refrigeração proporciona benefícios concretos, incluindo maior eficiência energética, menor impacto ambiental e redução de custos operacionais, contribuindo para soluções mais sustentáveis na área.

Palavras-chave: sistemas de refrigeração; modelagem de sistema de refrigeração; técnicas de controle; eficiência energética; sustentabilidade.

Abstract

The refrigeration of environments has been an area of interest for humanity since its early days. In this context, its application is essential in industrial, commercial, and residential sectors, standing out for its importance in product and food preservation, as well as indoor climate control. However, the high energy consumption of these systems is a widespread concern. Heating, Ventilation, and Air Conditioning (HVAC) systems account for a significant portion of household energy consumption, reaching up to 60% of the total energy used. Given this, the present study aims to increase the efficiency of these systems through control techniques. To this end, a mathematical model and numerical simulations of a vapor-compression refrigeration system were developed, implementing two types of controllers: the ON/OFF control system, commonly used in most refrigeration systems, and the PID (Proportional-Integral-Derivative) control system. In the modeling process, seven control volumes were considered, resulting in a set of differential equations that govern the system's dynamics. Three simulations were performed to evaluate the system's transient behavior: (1) an isolated simulation of each control volume, (2) a simulation with interaction between the volumes, and (3) a simulation applying the control techniques. The results demonstrated that the PID controller is efficient in regulating critical variables such as temperature and pressure, ensuring greater operational stability and reducing energy consumption. On the other hand, the ON/OFF controller led to a 36% increase in energy consumption compared to the PID, in addition to causing oscillations in the compressor, significantly reducing its lifespan. It is concluded that the application of intelligent control techniques, such as the PID controller, in refrigeration systems provides concrete benefits, including higher energy efficiency, lower environmental impact, and reduced operational costs, contributing to more sustainable solutions in the field.

Keywords: refrigeration systems; refrigeration system modeling; control techniques; energy efficiency; sustainability.

Lista de ilustrações

Figura 1 - Esquematização de um sistema e sua vizinhança.....	15
Figura 2 – Representação esquemática de sistemas abertos, fechados e isolados.....	16
Figura 3 – Esquema de um volume de controle ilustrando a fluxo de entrada e saída de massa, assim como a troca de energia com a vizinhança (calor e trabalho).....	18
Figura 4 – Representação de um ciclo termodinâmico composto de um processo reversível e um processo irreversível.....	22
Figura 5 – Fenômeno da condução térmica em um sistema cilíndrico.....	25
Figura 6 – Distribuição de temperatura em um sólido com condução de calor unidimensional.....	25
Figura 7 - Esquema de funcionamento a) máquina térmica; b) refrigerador.....	27
Figura 8 - Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor – a) Esquema do funcionamento de um ciclo ideal de refrigeração por compressão a vapor; b) diagrama T-s do ciclo ideal.....	29
Figura 9 - Diagrama P – h do ciclo real.....	30
Figura 10 - Controlador ON/OFF.....	32
Figura 11 - Controlador PID.....	33
Figura 12 - Diagrama esquemático do sistema de refrigeração por compressão de vapor (VCR).....	35
Figura 13 – Diagrama Pressão x Volume para o compressor.....	44
Figura 14 – Representação da válvula de expansão termostática.....	46
Figura 15 – Aproximação do resultado pelo método de Runge-Kutta.....	57
Figura 16 – Ajuste polinomial da entalpia do sistema de refrigeração.....	60
Figura 17 – Ajuste polinomial do volume específico para o fluido refrigerante.....	61
Figura 18 – Ajuste polinomial da pressão de funcionamento do sistema.....	61
Figura 19 – Simulação isolada da temperatura do ambiente controlado.....	65
Figura 20 – Simulação isolada da temperatura da lateral do evaporador que circula o ar.....	65
Figura 21 – Simulação isolada da temperatura do lado do condensador onde circula o ar.....	66
Figura 22 – Simulação isolada da temperatura da evaporadora onde circula o refrigerante.....	68
Figura 23 – Simulação isolada da temperatura da evaporadora onde circula o refrigerante.....	68
Figura 24 – Simulação em conjunto do sistema de refrigeração.....	70
Figura 25 – Pressão de funcionamento do sistema de refrigeração.....	72
Figura 26 – Taxa de transferência de energia do sistema de refrigeração.....	73
Figura 27 – Energia devido ao fluxo de refrigerante no sistema de refrigeração.....	74

Figura 28 – Massa de refrigerante no sistema de refrigeração.	74
Figura 29 – Coeficiente de performance do sistema de refrigeração.	75
Figura 30 – Simulação com controle do sistema de refrigeração (PID).	77
Figura 31 – Simulação com controle do sistema de refrigeração (ON / OFF).	77
Figura 32 – Consumo de energia do sistema de refrigeração com controle.	78
Figura 33 – Rotações por segundo do compressor com controle.	79

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Característica de cada volume de controle em contato com o ar.....	38
Tabela 2 - Característica de cada volume de controle em contato com o fluido refrigerante.....	40
Tabela 3 – Parâmetros do sistema de refrigeração.....	59
Tabela 4 – Coeficientes do ajuste polinomial das propriedades termodinâmicas.	62
Tabela 5 – Condições iniciais do sistema de refrigeração.....	64

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Objetivos	14
1.1.1	Objetivo Geral	14
1.1.2	Objetivo específico	14
2	FUNDAMENTAÇÃO TEORICA	15
2.1	Termodinâmica	15
2.2.	Transferência de calor	23
2.2.1	Condução	24
2.2.2	Convecção	26
2.3	Ciclos de refrigeração	27
2.4	Técnicas de controle	31
2.4.1	Controle ON/OFF	31
2.4.2	Controle PID	32
3	METODOLOGIA	33
3.1	Estudo de caso	34
3.2	Modelagem matemática	34
3.2.1	Volumes de controle com o ar como fluido de trabalho	37
3.2.2	Volumes de controle CV4 e CV7	39
3.2.3	Volumes de controle CV5 (compressor) e Cv6 (válvula de expansão)	42
3.2.4	Metodo de Runge-Kutta de 4ª ordem	56
3.2	Simulação e análise	57
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	63
4.1	Simulação isolada	64
4.2	Simulação em conjunto dos volumes de controle	70
4.3	Simulação com o controlador em conjunto dos volumes de controle	76
5	CONCLUSÃO	81
5.1	Sugestão para trabalhos futuros	82
	REFERÊNCIA	84

1 INTRODUÇÃO

A refrigeração é um processo essencial para a vida moderna, sendo ela responsável por reduzir a temperatura de um ambiente ou substância em comparação com a do meio externo. É através desses sistemas que podemos conservar alimentos, controlar o ambiente em processos industriais e climatizar zonas, o que destaca ainda mais sua relevância na sociedade (Brownbridge *et al.*, 2021).

Segundo Wojcikiewicz (2018), a refrigeração tem início desde os primórdios da civilização, onde as antigas civilizações preservavam seus alimentos utilizando gelo retirados do próprio ambiente. Wojcikiewicz (2018) ainda completa que a refrigeração feita de forma artificial só começou por volta de 1755, chegando apenas em 1891 a climatização de ambientes, através de sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

Os sistemas de refrigeração têm um papel fundamental na manutenção da temperatura em diversas aplicações industriais, comerciais e residenciais. No entanto, esses sistemas são conhecidos por seu alto consumo de energia, o que os torna responsáveis por uma fração considerável do consumo de eletricidade a nível global (Ikram *et al.*, 2021). Carlesso *et al.* (2020) analisou que a área de refrigeração, em detrimento do crescente aumento do consumo de energia, está voltando cada vez mais esforços para vertentes como a eficiência energética desses sistemas. Com base nessas necessidades, Silva *et al.* (2018) verificou que até 60% do consumo elétrico de construções residenciais é voltado para atender a sistemas HVAC. Ademais a isso, ele também estudou o controle desses sistemas de refrigeração para aumentar a sua eficiência energética, onde salientou que o controle da temperatura é uma variável que potencializa a eficiência energética de um sistema. Nesse sentido de preocupação sobre a questão de sustentabilidade e eficiência energética, surgem desafios e uma oportunidade para a otimização desses sistemas.

No contexto de reduzir o consumo energético através do controle de sistemas de refrigeração, é válido investigar o monitoramento e a aplicação de técnicas de controle não linear inteligente em sistemas de refrigeração, com o objetivo de aumentar sua eficiência, flexibilidade e robustez. A dinâmica de sistemas de refrigeração é tipicamente complexa, com comportamento não linear devido à natureza dos processos térmicos envolvidos e às variações das condições de

operação. Essa não linearidade, combinada com as incertezas inerentes aos componentes do sistema (como compressores, válvulas de expansão e evaporadores), torna os controladores tradicionais menos eficazes em circunstâncias adversas (Dong *et al.*, 2022; Wang *et al.*, 2023).

A relevância desse estudo está diretamente ligada à necessidade global de reduzir o consumo de energia e minimizar os impactos ambientais, sem comprometer a eficiência e a confiabilidade dos sistemas de refrigeração. Em muitas indústrias, o uso de sistemas de refrigeração representa uma parcela significativa dos custos operacionais, e qualquer melhoria nesse campo pode resultar em grandes benefícios econômicos e ambientais. Dito isso, este trabalho, portanto, almeja não só contribuir para a melhoria dos sistemas de refrigeração, mas também abrir novas perspectivas para a utilização de controle não linear inteligente em outras áreas onde a eficiência energética e o desempenho são cruciais.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo Geral

Desenvolver uma modelagem matemática e realizar simulações numéricas de sistemas de refrigeração por compressão de vapor em regime transiente, aplicando diferentes técnicas de controle para otimizar sua eficiência energética

1.1.2 Objetivo específico

- Elaborar modelos dinâmicos para sistemas de refrigeração por compressão de vapor, levando em conta suas características não lineares.
- Resolver numericamente as equações diferenciais que regem a dinâmica dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, simulando seu comportamento em diferentes condições operacionais.
- Analisar o comportamento das simulações numéricas;
- Implementar técnicas de controle nas simulações numéricas e avaliar seu desempenho no controle de temperatura, considerando a eficiência energética e a dinâmica de controle do sistema.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEORICA

2.1 Termodinâmica

Segundo Dincer e Kanoglu (2020), o princípio de funcionamento de refrigeradores está diretamente ligado às leis da termodinâmica. Entretanto, para entender essas leis, é necessário introduzir alguns conhecimentos prévios. Um conceito fundamental para o estudo da termodinâmica é a definição de sistema e vizinhança, assim como de estado e processo termodinâmico. Dessa forma, nesta seção, serão introduzidos as leis e os conceitos fundamentais da termodinâmica, essenciais para a modelagem dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor.

Sistema é definido como o objeto de estudo, ou seja, abrange todos os corpos dentro de uma determinada região no espaço que se pretende analisar. Tudo que está fora dessa região é o que é chamado de vizinhança, sendo a separação entre sistema e vizinhança delimitada pelo que definimos como fronteira (linha pontilhada), conforme mostrado na Figura 1. A fronteira corresponde as paredes que separam o sistema de sua vizinhança, estabelecendo como eles interagem.

Figura 1 - Esquemática de um sistema e sua vizinhança.

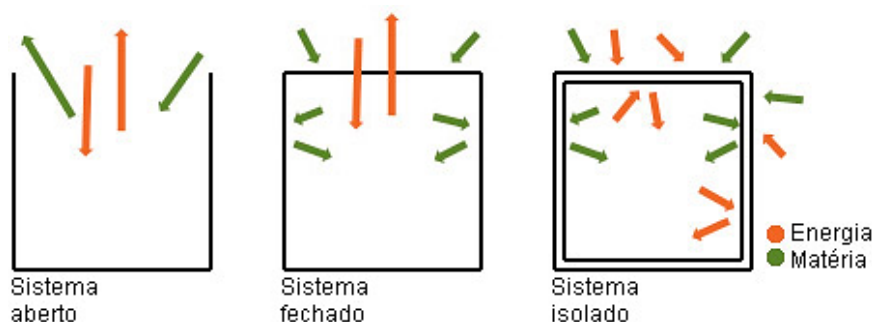


Fonte: Dipper, 2018.

Dependendo da interação do sistema com sua vizinhança podemos classificá-los em três tipos: sistema aberto, fechado e isolado. Em um sistema aberto, é possível trocar matéria e energia com a vizinhança. Um sistema fechado não permite a troca de matéria com o ambiente apenas energia e em um sistema isolado, não é permitido nem a troca de matéria ou energia com o meio. A Figura 2 ilustra os três casos, onde as setas em verde corresponde a entrada e saída de matéria, e a setas em laranja representa a troca de energia. Vale frisar que dois sistemas fechados interagem um com o outro apenas ao trocar calor ou pela realização de trabalho, onde o calor é o

processo de transferência de energia devido a diferença de temperatura entre os sistemas e o trabalho é um processo mecânico de transferência de energia, podendo ser realizado pelo sistema ou sobre o sistema.

Figura 2 – Representação esquemática de sistemas abertos, fechados e isolados.



Fonte: Universoquimico, 2022.

Liu (2020) define o estado termodinâmico como um conjunto de dados sobre as propriedades termodinâmicas, como temperatura, pressão, volume, entre outras, que descrevem o sistema em um determinado instante de tempo. Já o processo termodinâmico, ele o estabelece como uma mudança de um estado termodinâmico para outro. Essas propriedades termodinâmicas são funções de estado termodinâmico do sistema, definidas apenas quando o sistema está em equilíbrio¹. Isso significa que cada estado do sistema é determinado apenas quando o sistema se encontra em equilíbrio e que as propriedades termodinâmicas não dependem do caminho específico pelo qual o sistema sofreu uma mudança de um estado para outro.

A Primeira Lei da Termodinâmica está associada ao princípio geral da conservação de energia de um sistema, onde é enunciado que a energia não pode ser destruída nem criada, apenas transformada em outras formas de energia. Desta forma, a variação de energia interna (ΔU) de um sistema fechado é igual ao calor (Q) trocado com a vizinhança menos o trabalho (W) realizado pelo ou sobre o sistema, conforme a Equação 1².

¹ As variáveis de estado são definidas apenas quando o sistema se encontra em equilíbrio, ou seja, quando o seu estado não varia com o tempo, sendo o mesmo por todo o sistema.

² Adotamos a conversão do sinal negativo que precede o trabalho, o que significa que o trabalho realizado sobre o sistema é negativo.

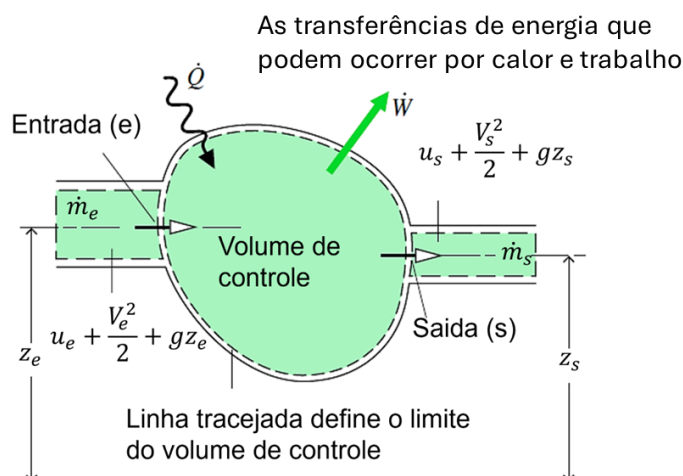
$$\Delta U = Q - W \quad (01)$$

A variação interna de energia de um sistema representa a soma total de todas as formas de energia associadas as partículas que o compõem, abrangendo a energia cinética das partículas em movimento e a energia potencial, que é devido a interações entre as partículas, um exemplo é a forças de ligação em moléculas, além de outras formas de energia, como energia térmica e energia química (Fermi, 2012). É valido ressaltar que a energia interna pode ser descrita através da energia interna específica, ou seja, $u = U/m$. Essa representação é necessária porque a energia interna (U) é uma propriedade extensiva, ou seja, depende diretamente do volume do sistema. Enquanto a energia interna específica (u) é uma propriedade intensiva, independe do volume, sendo também uma função de estado, facilitando assim a análise de sistemas termodinâmicos.

Alguns sistemas termodinâmicos, como turbinas, bombas e compressores, envolvem o fluxo de massa. Para analisar esses sistemas, delimita-se uma região do espaço, com base no sistema estudado, considerando-se o fluxo de massa que entra e sai dessa região. Essa região delimitada é denominada volume de controle, esquematizada na Figura 3. Entretanto, ao considerar um volume de controle, é necessário levar em conta o fluxo de energia que ocorre nesse tipo de sistema, uma vez que ele varia conforme o tempo. Ao aplicar a Primeira Lei da Termodinâmica a um volume de controle, devemos considerar as taxas de transferência de energia através das suas fronteiras como calor e trabalho, bem como deve-se levar em conta a entrada e saída de massa que contribui na energia interna do sistema. Com isso, aplicando-se a Primeira Lei a um controle de volume obtém-se a Equação 2 (Çengel, 2012),

$$\frac{dU_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (02)$$

Figura 3 – Esquema de um volume de controle ilustrando a fluxo de entrada e saída de massa, assim como a troca de energia com a vizinhança (calor e trabalho).



Fonte: Adaptado de Moran e Shapiro, 1993.

Na Equação 02 temos que U_{VC} representa a energia interna no volume de controle; \dot{Q}_{VC} é a taxa de transferência de calor para e do volume de controle, \dot{W}_{VC} é o trabalho líquido que cruza a superfície do volume de controle. As variáveis \dot{m}_e e \dot{m}_s são, respectivamente, os fluxos mássicos que entram e saem do volume de controle. No balanço energético, esses dois termos contribuem com a taxa de transferência de energia que atravessa a fronteira do volume de controle, onde é levado em conta a energia interna, energia cinética e energia potencial das correntes de entrada e saída.

A Equação 02 é obtida em função da entalpia específica, ao considerar o trabalho total dado por $\dot{W} = \dot{w}_{cv} + \dot{m}_s(p_s v_s) - \dot{m}_e(p_e v_e)$, de modo que a entalpia é introduzida ao considerar o produto pv (pressão e volume específico) e a energia interna específica, nos fluxos de entrada e saída da massa do volume de controle.

Além das trocas de energia, podemos determinar a taxa de variação de massa do volume de controle aplicando-se o princípio de conservação das massas, outra noção importante para o estudo da termodinâmica. Logo, a taxa de variação de massa do volume de controle é obtida pela Equação 3.

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (03)$$

Vamos introduzir algumas relações termodinâmicas utilizadas para obter as equações que governam a dinâmica de sistemas de refrigeração. Usando a relação entre energia interna e energia interna específica ($U_{CV} = m_{CV}u_{CV}$), temos que:

$$\frac{dU_{VC}}{dt} = u_{CV} \frac{dm_{VC}}{dt} + m_{CV} \frac{du_{VC}}{dt} \quad (04)$$

Para um fluxo de massa estacionário ($\dot{m}_{CV} = 0$),

$$\frac{dU_{VC}}{dt} = m_{CV} \frac{du_{VC}}{dt} \quad (05)$$

Nas condições em que a energia interna depende apenas da temperatura, aplicando a regra da cadeia, temos que,

$$\frac{du_{VC}(T(t))}{dt} = \left(\frac{\partial u_{VC}}{\partial T} \right) \frac{dT}{dt} \quad (06)$$

Em diversas análises termodinâmicas, é comum encontrar a soma da energia interna U com o produto da pressão p pelo volume V . Devido à frequência com que essa expressão aparece, foi introduzido um nome específico para essa combinação: entalpia, representada pelo símbolo H .

$$H = U + pV \quad (07)$$

A entalpia específica é definida por,

$$h = u + pv \quad (08)$$

onde v é o volume específico. Nas condições em que a pressão é constante e o volume (não há realização de trabalho), podemos mostrar que,

$$\Delta h = \Delta u \quad (09)$$

Outra propriedade importante a ser definida é o calor específico a volume constante (c_v) e a pressão constante (c_p), dados por:

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad (10)$$

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (11)$$

Nas condições em que c_p não variam com a temperatura temos que,

$$\Delta h = c_p \Delta T \quad (12)$$

E podemos reescrever a equação (06) usando a equação (10),

$$\frac{du_{VC}}{dt} = c_v \frac{dT}{dt} \quad (13)$$

Dessa forma, obtemos da equação (05) que a variação da energia interna é dada por:

$$\frac{dU_{VC}}{dt} = m_{CV} c_v \frac{dT}{dt} \quad (14)$$

Para um fluxo de massa estacionário e considerando as condições em que c_p não varia com a temperatura.

A Segunda Lei da Termodinâmica estabelece diretrizes sobre a direção dos processos e a irreversibilidade natural dos fenômenos, enquanto a Primeira Lei determina a conservação da energia de forma matemática e precisa. Além disso, é por meio da Segunda Lei que se introduz o conceito fundamental de entropia, que quantifica a irreversibilidade e a degradação da energia em um sistema (Fermi, 2012). A Segunda Lei pode ser formulada por meio de três enunciados principais: o Enunciados de Clausius; o Enunciado de Kelvin e o Enunciado da entropia.

- O enunciado de Clausius postula que é impossível existir um sistema no qual a transferência de calor aconteça de forma espontânea de um

corpo frio para um corpo quente. Segundo ele, para que isso ocorra, é necessário fornecer trabalho para o sistema.

- O enunciado de Kelvin determina ser inconcebível em uma transformação cíclica, cujo único efeito seja que todo o calor concedido por uma fonte quente seja inteiramente convertido em trabalho.
- O enunciado da entropia define que em um sistema fechado a entropia se mantém constante ou aumenta ao longo do tempo.

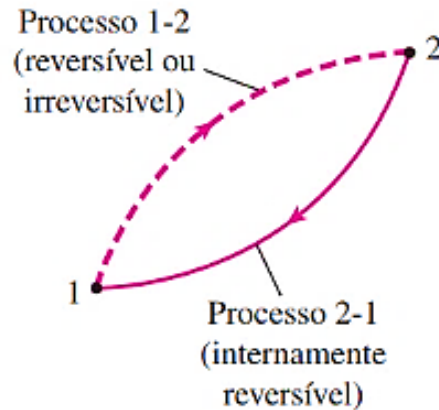
De forma geral, os enunciados de Clausius e Kelvin, podem ser vistos como consequências do enunciado da entropia. Segundo Atkins (2010), a entropia é a propriedade responsável por quantificar o número de microestados acessíveis de um sistema, isto é, as diferentes possibilidades de como as moléculas de um sistema podem ser organizadas e os modos como podem se movimentar. Çengel (2012) complementa que a entropia pode ser interpretada como uma medida da desordem molecular em um sistema termodinâmico. Quanto mais desordenado o sistema, maior o número de configurações, ou seja, estados possíveis para as moléculas, o que leva a um aumento da entropia. Em outras palavras, a entropia quantifica a aleatoriedade presente no sistema.

Para Borgnakke e Sonntag (2018), o conceito da entropia é necessário, pois ele está diretamente ligado a disponibilidade de energia que um sistema possui para realizar trabalho, ou seja, quanto maior a entropia, menor a energia que pode ser de fato utilizada pelo sistema, a energia útil.

Conforme discutido por diversos autores, a principal consequência da Segunda Lei é a irreversibilidade de alguns processos, isso resulta na compreensão da evolução dos sistemas termodinâmicos e a direção dos processos naturais. Um processo é dito como reversível quando ele pode voltar ao seu estado inicial, passando pelos mesmos estados intermediários na ordem inversa, sem deixar nenhuma alteração permanente no sistema ou em seu entorno, não perdendo nenhuma informação no caminho. Já um processo irreversível é um processo que não pode ser revertido completamente ao seu estado inicial, devido à dissipação de energia e ao aumento da entropia (desordem) do sistema. A Figura 4 apresenta a representação de um processo reversível e de um irreversível, onde a linha tracejada é usada para denotar que não conhecemos os estados termodinâmicos intermediários

em um processo irreversível (Borgnakke e Sonntag, 2018; Çengel, 2012; Fermi, 2012; Atkins, 2010).

Figura 4 – Representação de um ciclo termodinâmico composto de um processo reversível e um processo irreversível.



Fonte: Çengel, 2012.

Fermi (2012) ressalta que processos que são considerados isentrópicos, isto é, aqueles em que a entropia permanece constante, são exclusivamente teóricos, uma vez que todo processo real produz uma variação na entropia do sistema devido às irreversibilidades envolvidas. A variação entropia do sistema pode ser determinada através da Equação 15.

$$\Delta S_{sis} = \int_1^2 \left(\frac{dQ}{T} \right) + S_{ger} \quad (15)$$

$$S = ms \quad (16)$$

Onde o termo ΔS_{sis} representa a variação de entropia do sistema. $\int_1^2 \left(\frac{dQ}{T} \right)$ corresponde à variação de entropia associada à transferência de calor em um processo reversível que conecta os mesmos estados inicial e final. S_{ger} representa a geração de entropia, devido às irreversibilidades do sistema, sendo maior que zero em processos irreversíveis) ou é igual a zero em processos reversíveis), mas nunca menor que zero, pois violaria a Segunda Lei da Termodinâmica. Na equação 16 definimos a entropia específica 's', sendo uma variável independente da extensão do sistema.

Para determinar a taxa de variação da entropia em um volume de controle, assim como ocorre na Primeira Lei da Termodinâmica, , devemos considerar a adição de entropia devido à transferência de massa através das fronteiras, obtendo-se à Equação 17 (Çengel, 2012).

$$\frac{dS_{sis}}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \dot{S}_{ger} \quad (17)$$

O termo $\sum \frac{\dot{Q}_j}{T_j}$ corresponde a transferência de entropia devido ao calor trocado com o ambiente a uma temperatura de fronteira T_j . Vale ressaltar que esta equação, não é essencialmente um balanço de energia, como a Primeira Lei da Termodinâmica, permitindo analisar sistemas termodinâmicos reais, os quais possuem processos irreversíveis. Dessa forma, é possível determinar a eficiência de processos reais em relação a processos ideais, nos quais os processos termodinâmicos são reversíveis.

2.2. Transferência de calor

Antes de passar para a análise de ciclos termodinâmicos, um tópico que abordaremos são as formas de transferências de calor que ocorrem nos mais diversos sistemas. Çengel (2009) argumenta que a transferência de calor é área responsável por descrever os fenômenos que acontecem quando há uma troca de energia térmica entre dois ou mais corpos. O calor é definido como uma forma de energia em trânsito e que continuará a fluir de forma espontânea, de um corpo de maior temperatura para o de menor temperatura, até que seja atingido o equilíbrio térmico. O principal foco desse campo de estudo é a taxa em que o calor é transferido, ou seja, a velocidade em que estes processos ocorrem. Dessa forma, essa área se diferencia das análises termodinâmicas convencionais, que se concentram na quantidade total de calor transferido.

O processo de transferência de calor, conforme já apresentado no tópico anterior, sempre ocorre quando há uma diferença de temperatura e um meio físico que permita o fluxo de energia térmica. Dependendo das características desse meio,

a transferência de calor pode ocorrer por diferentes mecanismos, ou modos de transferência de calor, classificados em 3 tipos: condução, convecção e radiação.

Devido à baixa influência da transferência de calor por radiação em sistemas de refrigeração, de forma simplificada este trabalho focará apenas nos dois primeiros mecanismos.

2.2.1 Condução

A transferência de calor através da condução térmica acontece devido à diferença de temperatura ao longo das diversas regiões de um material ou de múltiplos materiais. A energia térmica é transferida devido a troca de energia cinética entre moléculas próximas, sendo transferida das partículas com maior energia para as de menor energia (Incropera et al., 2014).

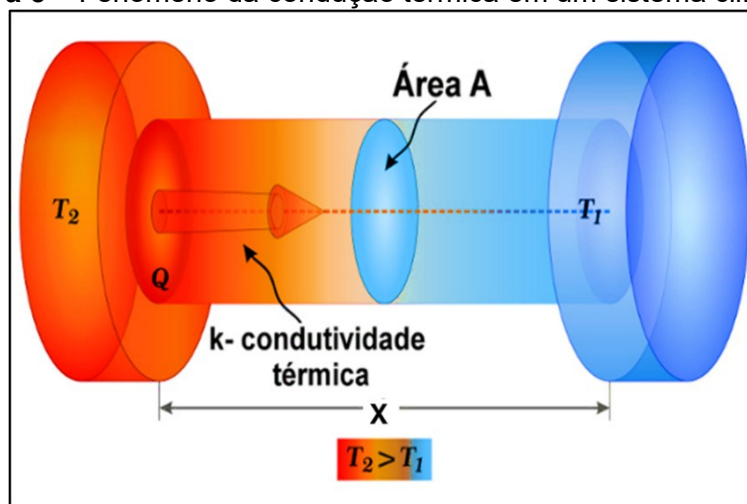
Com o objetivo de descrever como o calor se propaga através de um material, determinando assim a taxa de transferência de calor por condução, Fourier formulou a Lei da Condução Térmica. Em uma dimensão, considerando uma distribuição de temperatura $T(x)$, a equação que determina a taxa de transferência de energia é dada por:

$$Q_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (18)$$

Q_{cond} representa a taxa de transferência de calor por condução; A é a área transversal à direção do fluxo de calor; k é o termo referente a condutividade térmica do material; $\frac{dT}{dx}$ é o gradiente de temperatura. Ressalta-se que o sinal negativo na equação indica que o calor é sempre transferido na direção da redução da temperatura.

Para facilitar o entendimento, a Figura 5 ilustra a contribuição de cada um desses termos. Nela é representado a condução de calor em um sistema cilíndrico. O fluxo de calor (Q) ocorre ao longo da direção radial devido à diferença de temperatura entre as extremidades, onde $T_2 > T_1$. A eficiência desse processo é então influenciada pela condutividade térmica (k) do material e pela área (A) disponível para a condução.

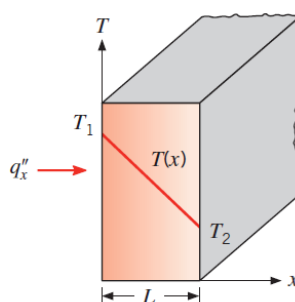
Figura 5 – Fenômeno da condução térmica em um sistema cilíndrico.



Fonte: Helerbrock, 2019.

Em um regime de condução estacionário, mostrado na Figura 6, onde a distribuição de temperatura é linear, o gradiente de temperatura pode ser expresso $\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L}$, de modo que a taxa de transferência de calor é dada pela Equação 19.

Figura 6 – Distribuição de temperatura em um sólido com condução de calor unidimensional.



Fonte: MA *et al.*, 2012.

$$Q_{cond} = -kA \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (19)$$

Essa Equação representa uma simplificação de um problema extremamente complexo, onde é considerado diversos fatores para simplificar a solução, tais como condições de regime estacionário de condução, material homogêneo, desconsidera

energia gerada, condutividade térmica constante e transferência de calor unidimensional em uma parede plana.

2.2.2 Convecção

Na transferência de calor por convecção, estão envolvidos dois mecanismos. A transferência de calor por condução, associada aos graus de liberdade microscópicos das moléculas (energia cinética translacional, rotacional e vibracional das moléculas) e a transferência de calor devido ao movimento macroscópico do fluido. A convecção ocorre exclusivamente em fluidos (gases ou líquidos), sendo subdividida em dois tipos: convecção natural e forçada (Çengel, 2009; Incropera *et al.*, 2014).

A convecção natural ocorre devido à variação da densidade do fluido, que é causada por diferenças de temperatura em diferentes partes do fluido. Isso significa que o movimento do fluido é gerado exclusivamente por forças internas, sem nenhuma força externa impulsionando sua circulação. Já na convecção forçada, uma força externa, como uma bomba ou um ventilador, induz o movimento do fluido, criando um gradiente de pressão que faz o fluido se mover. No caso da convecção natural, o escoamento do fluido é espontâneo, enquanto na convecção forçada, é imposta por uma força externa. Em diversos sistemas, os dois tipos de convecção ocorrem simultaneamente, resultando na chamada convecção mista.

Para os diferentes casos de convecção, a taxa de transferência de calor pode ser determinada de forma simplificada a partir da Lei de Resfriamento de Newton, dada pela seguinte equação:

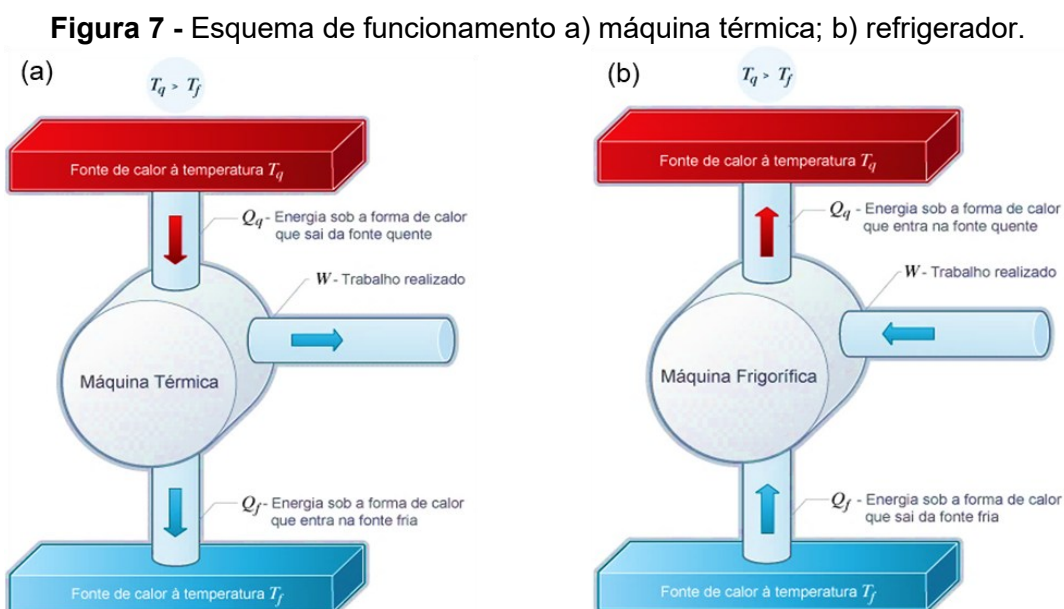
$$Q_{conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_{\infty}) \quad (20)$$

Na Equação 20, Q_{conv} representa a taxa de transferência de calor por convecção. A é a área de superfície que está de fato em contato com o fluido. T_s e T_{∞} representa, respectivamente, a temperatura da superfície e do ambiente. h é o termo que representa o coeficiente de transferência de calor por convecção. Diferentemente do coeficiente por condução térmica, que é uma propriedade intrínseca do material, o coeficiente de convecção depende do tipo de escoamento e das condições do

problema que está sendo analisado. Esse coeficiente é determinado através de correlações empíricas e teóricas que envolvem números adimensionais que relacionam fenômenos físicos complexos com parâmetros experimentais, como os números de Reynolds, Nusselt, Prandtl, entre outros.

2.3 Ciclos de refrigeração

Um ciclo termodinâmico é uma sequência de processos termodinâmicos interligados pelos quais um sistema retorna ao seu estado inicial ao final de cada ciclo. Durante esse ciclo, ocorrem trocas de energia na forma de calor e trabalho com o ambiente, permitindo a conversão de energia térmica em trabalho mecânico, como em máquinas térmicas, ou a realização de trabalho para a transferência de calor de uma fonte térmica fria para um quente, como em refrigeradores. Logo, os ciclos termodinâmicos estão intimamente ligados a esses dois tipos de equipamentos: máquinas térmicas, que transformam calor em trabalho, e refrigeradores, que utilizam trabalho para retirar calor.



Fonte: Fernandes, 2019.

A Figura 7 (a) corresponde a uma máquina térmica, convertendo energia térmica em trabalho mecânico, com o calor fluindo naturalmente da fonte quente para a fria. A Figura 7 (b) representa uma máquina frigorífica que transfere calor de uma

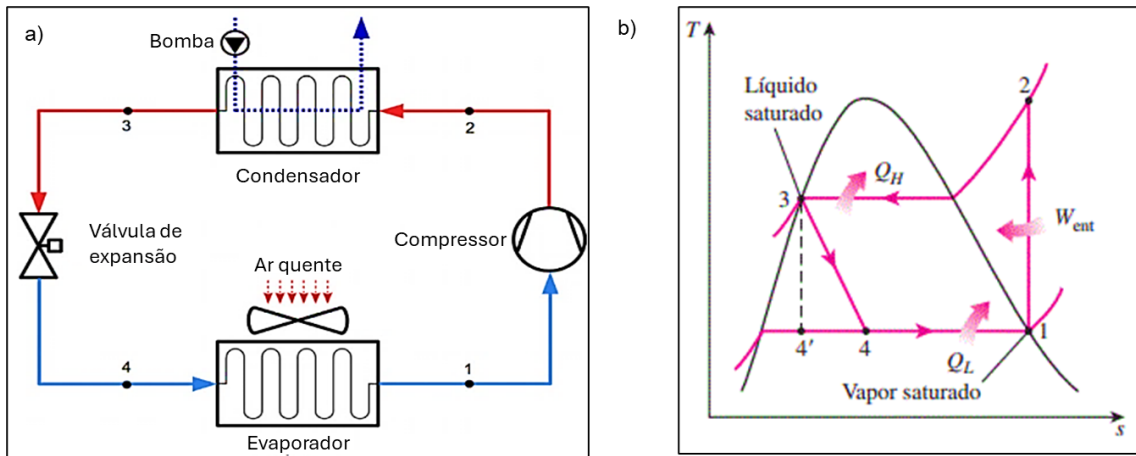
região de menor temperatura para uma região de maior temperatura, utilizando trabalho externo para realizar esse processo.

Neste trabalho, serão abordados apenas os refrigeradores. Carlesso *et al.* (2020) avaliaram que para um sistema de refrigeração seja eficiente, ele deve trabalhar em ciclos. Yao e Yu (2018) analisaram que, de forma geral, sistema de refrigeração possuem 4 componentes básicos: condensador; compressor; válvula de expansão e evaporador.

O compressor é responsável por manter o fluxo de massa no sistema, além de aumentar a pressão do fluido refrigerante. O compressor suga o fluido na forma de vapor de baixa pressão que sai do evaporador e o comprime, elevando sua temperatura. O fluido aquecido e sob alta pressão é então enviado para o condensador, onde ocorre a transição de fase do estado gasoso para o líquido. O condensador tem a função de transformar o refrigerante quente e gasoso, que chega a alta pressão do compressor, em líquido, liberando calor até que se atinja a temperatura de condensação e todo o vapor se torne líquido. Em seguida o líquido refrigerante segue para a válvula de expansão, responsável por reduzir a pressão do fluido, além de controlar o fluxo de massa na entrada do evaporador, produzindo o efeito de frio. No evaporador ocorre a mudança de fase do fluido refrigerante de líquido para gasoso, através da absorção de calor do ambiente a ser refrigerado. Após esse processo, o fluido retorna ao compressor, reiniciando o ciclo (Geronimo, 2017; Joffily, 2007; Luft, 2014).

Na Figura 8 (a), apresentamos a representação esquemática do sistema de refrigeração ideal e seus principais componentes, onde as linhas azuis denotam regiões de baixa pressão e as linhas vermelhas representam regiões de alta pressão. E na Figura 8 (b), apresentamos a representação do ciclo termodinâmico, ilustrando os processos termodinâmicos no diagrama T- s (temperatura em função da entropia específica).

Figura 8 - Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor – a) Esquema do funcionamento de um ciclo ideal de refrigeração por compressão a vapor; b) diagrama T-s do ciclo ideal do ciclo ideal



Fonte: Adaptado de Jesuegraciliano, 2017; Çengel e Boles, 2013.

Esse ciclo pode ser descrito pelas seguintes etapas:

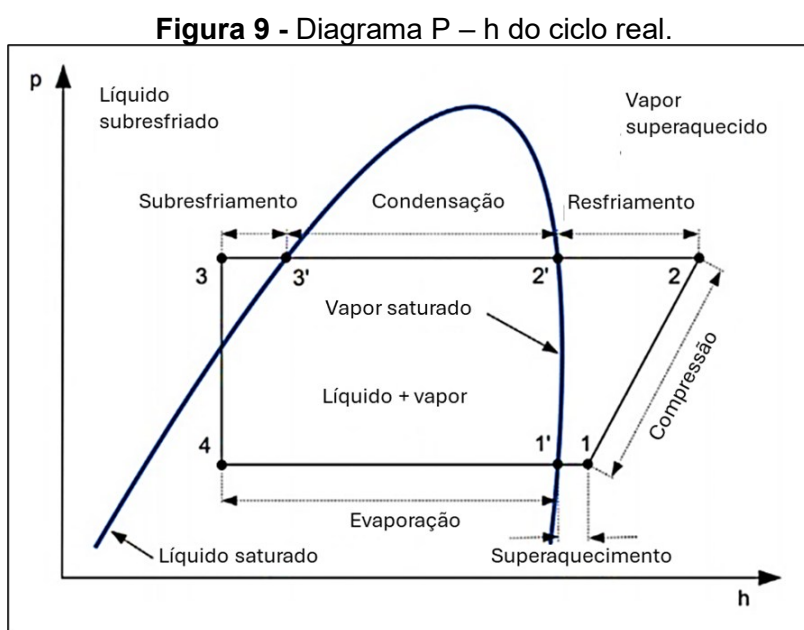
- Processo de 1 – 2: o fluido refrigerante chega no compressor em forma de vapor saturado e, devido ao trabalho realizado pelo compressor (W_{ent}), sua temperatura se eleva em um processo de compressão isentrópica.
- Processo de 2 – 3: o fluido é transportado para o condensador, onde, a pressão constante, perde calor (Q_H) até que se transforme completamente em líquido.
- Processo de 3 – 4: o fluido no estado líquido, vindo do condensador, chega na válvula de expansão, onde perde pressão num processo isoentálpico, diminuindo assim sua temperatura.
- Processo 4 – 1: No evaporador, o fluido refrigerante absorver calor (Q_L) em um processo isobárico, evaporando-se completamente. Dessa forma, retorna ao compressor, reiniciando o ciclo.

Segundo Geronimo (2017), o ciclo real de refrigeração por compressão a vapor se diferencia do ideal devido a perdas de energia, como a dissipação de calor para a vizinhança e o desempenho dos próprios equipamentos do sistema de refrigeração. Para Çengel (2012), em um sistema real não é possível ter uma alta precisão em relação ao estado termodinâmico do fluido. Por isso, é aconselhado iniciar o ciclo do sistema ligeiramente acima da temperatura do ciclo ideal, ou seja,

com o fluido refrigerante em condição de superaquecimento, garantindo que, o fluido ao entrar no compressor esteja totalmente na forma de vapor.

No ciclo real, também ocorre queda de pressão devido ao atrito do fluido ao escoar pelo sistema e à transferência de calor entre o fluido e o ambiente externo. Essas perdas podem ser significativas e afetar diretamente a eficiência do sistema. Portanto, devido também a imprecisão em determinar o estado termodinâmico do fluido, ao sair do condensador, o fluido refrigerante é resfriado um pouco mais do que na teoria, garantindo que o fluido que passa para a válvula de expansão, esteja totalmente no estado líquido (Geronimo, 2017).

A Figura 9 esquematiza aproximadamente o ciclo real por compressão a vapor, através de um gráfico Pressão versus entalpia específica, onde os efeitos de queda de pressão são desprezados. O superaquecimento ocorre entre os estados 1 e 1', onde, após a evaporação completa do fluido refrigerante, com o aumento da sua temperatura além da condição de vapor saturado. Isso garante que o fluido entre no compressor na fase gasosa, evitando danos mecânicos e melhorando a eficiência da compressão. O subresfriamento acontece entre os estados 3 e 3', após a condensação, quando o líquido refrigerante é resfriado abaixo da temperatura de saturação na pressão de condensação. Esse processo evita a formação de bolhas na válvula de expansão, melhorando a eficiência da troca térmica no evaporador e garantindo um fluxo mais estável do refrigerante.



Fonte: Adaptado de Jesuegraciliano, 2017.

Com isso, através da fundamentação apresentada, é possível observar a importância do estudo das leis da termodinâmica, seus princípios e fenômenos associados para a compreensão do comportamento dos sistemas de refrigeração. Esses conceitos são cruciais para o desenvolvimento e otimização de tecnologias de refrigeração, sendo aplicados diretamente no estudo e controle dos ciclos termodinâmicos que regem esses sistemas. Dessa forma, finalizamos a apresentação das Leis e os conceitos fundamentais da termodinâmica, essenciais para a modelagem dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor estudando nesse trabalho.

2.4 Técnicas de controle

A implementação de técnicas de controle em sistemas térmicos é fundamental para garantir a estabilidade dinâmica, a otimização do consumo energético e a preservação da integridade dos componentes. Um sistema de controle é concebido para regular variáveis de saída, como a temperatura interna de uma câmara refrigerada, por meio da minimização do erro entre o valor medido e o estabelecido (*Setpoint*). Essa regulação ocorre mesmo diante de perturbações externas, tais como variações da carga térmica ou do ambiente externo (Dulău, 2019; Ulpiani *et al.*, 2016).

Esta seção explora os princípios, equacionamentos e desempenho das estratégias de controle ON/OFF e PID (Proporcional-Integral-Derivativo) aplicadas ao sistema de refrigeração modelado.

2.4.1 Controle ON/OFF

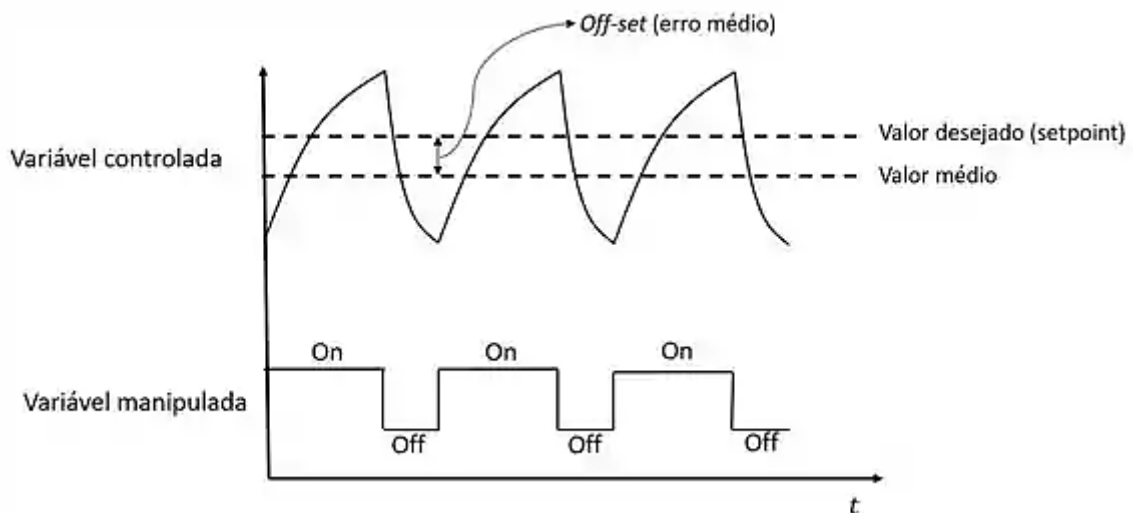
O controle ON/OFF, é uma técnica de controle de atuação binária amplamente empregada em sistemas de automação de baixo custo e complexidade. A lógica de operação é simples: o atuador é acionado integralmente quando a variável controlada ultrapassa um limiar superior e desligado quando atinge um limiar inferior. Essa abordagem estabelece uma faixa de histerese em torno do ponto de referência que evita o chaveamento constante do atuador (Bao *et al.*, 2023; Olszewski, 2022).

Conforme colocado por Olszewski (2022) o controle ON/OFF não requer modelagem precisa do sistema nem ajuste de parâmetros dinâmicos. No entanto, Anil

et al. (2023) afirma que sua principal limitação reside na incapacidade de regular de forma contínua a atuação do sistema, resultando em oscilações térmicas e acionamentos frequentes do compressor. Ele ainda complementa que esse comportamento acarreta desgaste prematuro dos componentes e elevação do consumo energético. A Figura 10 apresenta o comportamento típico de um sistema controlado através da técnica *ON/OFF*. Nele podemos ver as oscilações abrutadas citadas, além da instabilidade desse tipo de controle. Matematicamente, a lógica de controle é descrita por:

$$u(t) = \begin{cases} 0, & \text{se } T(t) < (T_{ref} - \Delta T) \\ 1, & \text{se } T(t) > (T_{ref} + \Delta T) \\ u(t-1), & \text{caso contrario} \end{cases}$$

Figura 10 - Controlador ON/OFF.



Fonte: Alexandre Nunes, 2023.

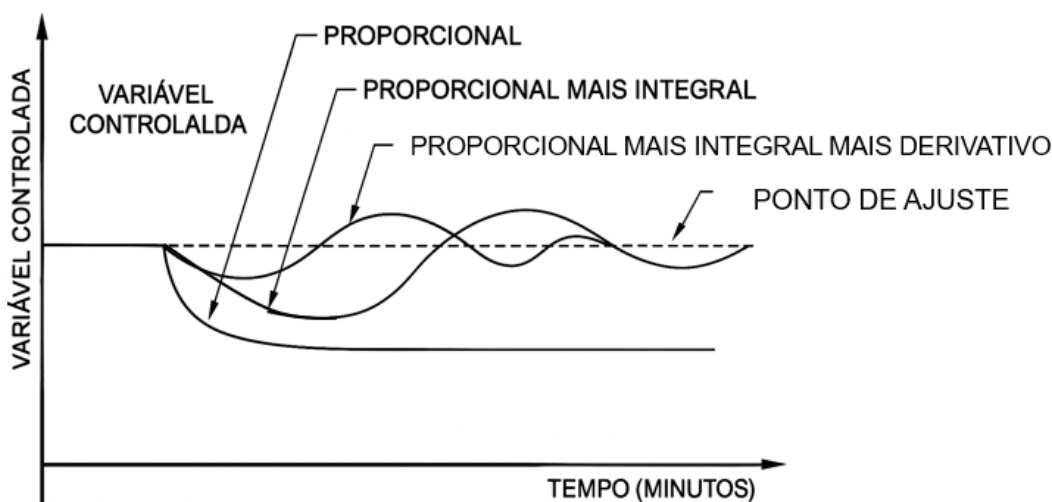
2.4.2 Controle PID

O controle PID é um método de controle contínuo amplamente utilizado em sistemas dinâmicos com comportamento previsível. Ele combina três ações de controle: proporcional, integral e derivativa. O sinal de controle é gerado com base na magnitude do erro, seu histórico e sua tendência futura. Essa abordagem permite uma regulação precisa, minimizando o erro em regime permanente e aprimorando a resposta transitória. Sua versatilidade permite a adaptação a diferentes configurações

de plantas, desde que os parâmetros sejam sintonizados adequadamente. O ganho proporcional acelera a resposta, o termo integral elimina desvios persistentes e o termo derivativo antecipa tendências, reduzindo oscilações (Gómez-Gómez *et al.*, 2025).

O controle PID destaca-se por sua capacidade de adaptar-se a sistemas com comportamento não linear, além de oferecer um excelente desempenho no controle térmico de sistemas de refrigeração. A Figura 11 demonstra graficamente as respostas típicas de controladores P, PI e PID frente a um degrau de entrada, destacando tempo de subida, sobre-elevação e erro de regime permanente.

Figura 11 - Controlador PID.



Fonte: Pacheco, 2022.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo, são apresentados os procedimentos adotados para a realização deste estudo, estruturado em três seções. Na primeira seção, são discutidas as escolhas feitas para a modelagem matemática do sistema, incluindo a formulação das equações diferenciais que descrevem o comportamento dos volumes de controle. Cada etapa desse processo é minuciosamente explicada, permitindo sua aplicação tanto em sistemas mais complexos quanto em configurações não convencionais. A segunda seção aborda o sistema específico ao qual será aplicada a simulação do

modelo de refrigeração. Por fim, a terceira secção é referente a abordagem feita na construção do programa para simular e otimizar os parâmetros do sistema.

3.1 Estudo de caso

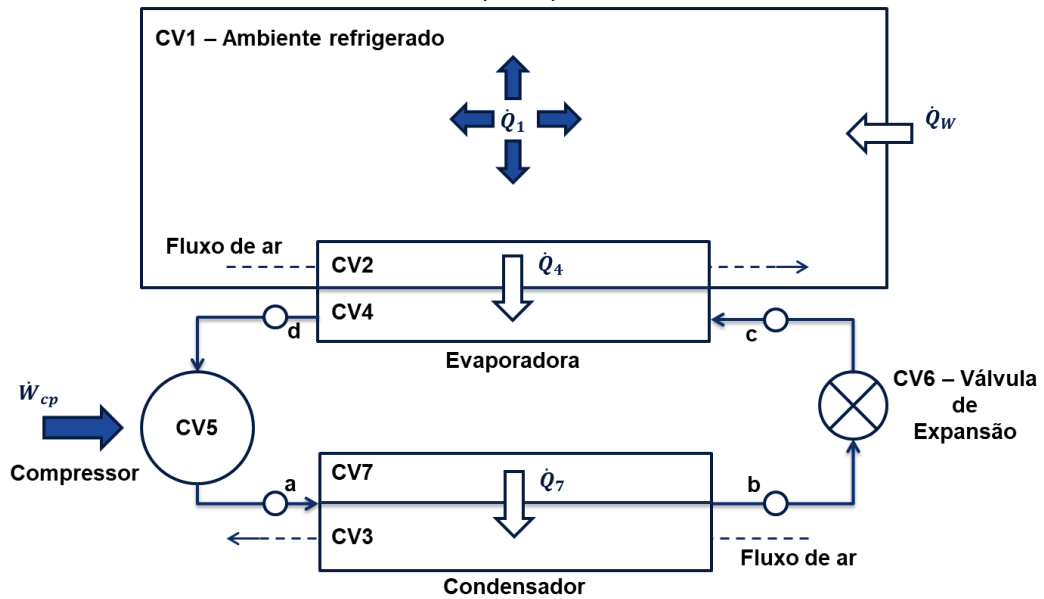
O presente trabalho tem como objeto de estudo um sistema de refrigeração por compressão de vapor modelado e simulado com base no estudo de caso apresentado por Nunes *et al.* (2015). O artigo mencionado serviu como referência principal para a formulação do modelo matemático e das estruturas físicas e termodinâmicas do sistema, sendo adaptado e expandido neste trabalho com o objetivo de aplicar técnicas de controle automático e analisar seu desempenho. Ele também serviu de base para a maior parte dos parâmetros utilizados na solução das Equações do sistema, onde, quando alterados, esses parâmetros seguiram as proporções do artigo. O sistema original proposto por Nunes foi escolhido devido à sua abordagem clara e estruturada, onde a segmentação utilizada pelo autor permite uma melhor visualização dos balanços de massa e energia, além de facilitar a implementação computacional dos modelos dinâmicos.

Dessa forma, o modelo de Nunes *et al.* (2015) não apenas fundamenta o desenvolvimento metodológico do presente estudo, como também serve como referência para validação dos resultados obtidos, garantindo coerência com a literatura técnica da área.

3.2 Modelagem matemática

Preservando o caráter não linear do sistema, além de permitir a análise dinâmica transiente, Nunes *et al.* (2015) fez uma modelagem onde o sistema de refrigeração foi dividido em 7 volumes de controle, conforme esquematizado no diagrama apresentado na Figura 12. Esses volumes de controle podem ser agrupados em dois grupos: no primeiro, estão os volumes de controle em que o fluxo de ar é o fluido de trabalho (CV1, CV2 e CV3) e no segundo, aqueles em que o fluido refrigerante é o meio de transporte de energia (CV4, CV5, CV6 e CV7).

Figura 12 - Diagrama esquemático do sistema de refrigeração por compressão de vapor (VCR).



Fonte: Adaptado de Nunes *et al.*, 2015.

O volume de controle CV1 corresponde ao ambiente refrigerado, ou seja, à câmara de refrigeração. Esse volume de controle apresenta uma taxa de transferência de calor com o ambiente externo (\dot{Q}_w) e outra taxa de transferência de calor interna ao próprio espaço (\dot{Q}_1), que representa a carga térmica ao qual o sistema é submetido. O segundo volume de controle, CV2, corresponde a parte externa do evaporador, que troca calor com o volume de controle CV1 e CV4. Essa troca ocorre tanto pela transferência de calor para o refrigerante dentro do evaporador quanto pelo fluxo de ar dentro do ambiente refrigerado. De forma análoga ao CV2, o terceiro volume de controle, CV3, corresponde a parte externa do condensador, trocando calor com CV7 e com o ambiente externo por meio do processo de convecção térmica.

Os volumes de controle CV4 e CV7, correspondem à parte interna do evaporador e do condensador, respectivamente, onde o refrigerante atua como fluido de trabalho. Esses volumes de controle estão ligados às mudanças de fase que acontecem no sistema de refrigeração. Como mencionado anteriormente, no evaporador, o refrigerante absorve calor e muda de fase, passando do estado líquido para vapor, enquanto no condensador o refrigerante libera calor, retornando do estado de vapor para o estado líquido. Por fim, o volume de controle CV5 que corresponde ao compressor e o CV6 a válvula de expansão térmica que em conjunto determinam a pressão de funcionamento do sistema e o fluxo de massa do sistema.

A partir da modelagem do sistema, obtemos um conjunto de equações diferenciais que governam seu comportamento. As equações obtidas foram normalizadas com o objetivo de melhorar a estabilidade numérica dos métodos empregados, reduzir o número de parâmetros independentes, facilitar a interpretação física do sistema e permitir a comparação com outros sistemas semelhantes.

As temperaturas no sistema foram normalizadas pela temperatura do ambiente externa T_0 , as pressões pela pressão externa p_0 , aproximadamente 0,1 MPa, e as massas pela massa do volume de controle CV1, m_1 . As áreas normalizadas pela área total A , que corresponde à soma das áreas do evaporador e do condensador ($A = A_4 + A_7$), enquanto o calor específico foi normalizado pelo calor específico do ar a volume constante $c_{v,a}$. Temos, então, o conjunto de parâmetros e variáveis normalizadas,

$$\tau_i = \frac{T_i}{T_0} \quad \tilde{p}_i = \frac{p_i}{p_0} \quad \tilde{m}_i = \frac{m_i}{m_1} \quad \tilde{A}_i = \frac{A_i}{A} \quad \tilde{c}_i = \frac{c_i}{c_{v,a}} \quad (21)$$

onde o índice i denota um volume de controle específico. As taxas de transferência de calor e o trabalho realizado foram normalizados pelo produto UAT_0 , onde U corresponde ao coeficiente global de troca de calor com unidades de $[W/(m^2 \cdot K)]$, as entalpias específicas pelo produto $c_{v,a}T_0$, o tempo pelo termo $\left(\frac{m_1 c_{v,a}}{UA}\right)$ e o fluxo de massa, definido pela variável $\psi_{i,j}$, onde o índice j se refere ao fluido de trabalho ($j = a$ o ar e $j = r$ o fluido refrigerante), sendo normalizado pelo termo $\left(\frac{UA}{c_j}\right)$. Dessa forma, obtemos o conjunto de parâmetros e variáveis normalizadas.

$$(\tilde{Q}_i, \tilde{W}_i) = \frac{(\dot{Q}_i, \dot{W}_i)}{UAT_0} \quad \tilde{h}_i = \frac{h_i}{c_{v,a}T_0} \quad \tilde{t} = \frac{t}{\frac{m_1 c_{v,a}}{UA}} \quad \psi_{i,j} = \frac{\dot{m}_{i,j} c_j}{UA} \quad (22)$$

Para os termos presentes nas Equações acima temos que, \dot{Q} representa a taxa de transferência de calor em unidades $[W]$; \dot{W} a potência, ou seja, a taxa de realização de trabalho, $[W]$; U o coeficiente global de transferência de calor, $[W/(m^2 \cdot K)]$; A a área em $[m^2]$; T para a temperatura de referência, $[K]$; t para a tempo, $[s]$; c para calor específico, $[J/(kg \cdot K)]$; p para a pressão, $[N/m^2]$; h para a entalpia específica, $[J/kg]$; m para a massa, $[kg]$. Os termos ψ e τ representam, respectivamente, o fluxo de

massa e a temperatura adimensionais, e o sobrescrito (\sim) simboliza uma variável normalizada.

3.2.1 Volumes de controle com o ar como fluido de trabalho

Nesta seção, determinaremos as equações diferenciais que descrevem a variação de temperatura nos volumes de controle que têm o ar como fluido de trabalho (CV1, CV2 e CV3). Aplicando o balanço de energia (Equação 2) e assumindo que a variação de energia cinética e potencial é pequena em relação aos outros tipos de energia e que não há trabalho realizado, obtemos a equação:

$$\frac{dU_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} + \dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s \quad (23)$$

onde temos apenas um fluxo de saída e entrada de massa.

Como a massa total no volume de controle é constante, da equação da continuidade (Equação 03) temos que $\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}_{ij}$, onde o índice i denota o volume de controle e j o fluido de trabalho,

$$\frac{dU_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} + \dot{m}_{ij} \Delta h \quad (24)$$

$$\Delta h = h_e - h_s \quad (25)$$

Substituindo as equações 12 e 14 na equação acima e tendo o ar como fluido de trabalho, obtemos que:

$$m_{CV} c_{v,a} \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_{VC} + \dot{m}_{i,j} c_{p,a} \Delta T \quad (26)$$

Vale apontar que para os 3 volumes de controle seguem o mesmo procedimento de cálculo. Onde temos a seguinte relação para cada volume de controle, conforme a Tabela 1. O sinal apresentado se deve pelo sentido dos fluxos de acordo com a Figura 10. E a diferença de temperatura é determinada pela diferença entre a temperatura do fluxo de ar que entra no controle de volume e a temperatura

em que sai. Aplicando essas relações na Equação 26, tem-se as Equações 33 a 35 para cada um dos volumes de controle.

Tabela 1 - Característica de cada volume de controle em contato com o ar.

Volume de controle	\dot{Q}_{VC}	ΔT
CV1	$\dot{Q}_1 + \dot{Q}_w$	$T_2 - T_1$
CV2	$-\dot{Q}_4$	$T_1 - T_2$
CV3	\dot{Q}_7	$T_0 - T_3$

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

$$m_1 c_{v,a} \frac{dT_1}{dt} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_w + \dot{m}_{1a} c_{p,a} (T_2 - T_1) \quad (27)$$

$$m_2 c_{v,a} \frac{dT_2}{dt} = \dot{m}_{2a} c_{p,a} (T_1 - T_2) - \dot{Q}_4 \quad (28)$$

$$m_3 c_{v,a} \frac{dT_3}{dt} = \dot{Q}_7 + \dot{m}_{3a} c_{p,a} (T_0 - T_3) \quad (29)$$

Fazendo a mudança de variável da temperatura para a temperatura normalizada ($T \rightarrow \tau$), conforme a Equação 21, assim como a do tempo para o tempo normalizado ($t \rightarrow \tilde{t}$), a qual é feita segundo a Equação 22, uma vez que na conversão das variáveis referentes ao tempo estarem na forma diferencial, é preferível reescrever que $dt = \frac{m_1 c_{v,a}}{UA} d\tilde{t}$. Com isso é obtido a Equação 30 a qual foi multiplicada por $(1/T_0)$. Devido ao interesse ser justamente na taxa de variação das temperaturas nesses diferentes volumes de controle, é necessário isolar esse termo, conforme apresentado na Equação 31.

$$\left(\frac{m_{VC} c_{v,a} UA}{m_1 c_{v,a} T_0} \right) \frac{dT}{d\tilde{t}} = \frac{\dot{Q}_{VC}}{T_0} + \dot{m}_{ij} c_{p,a} \frac{\Delta T}{T_0} \quad (30)$$

$$\frac{1}{T_0} \frac{dT}{d\tilde{t}} = \frac{\dot{Q}_{VC}}{UAT_0} + \frac{\dot{m}_{ij} c_{p,a} \Delta T}{UAT_0} \quad (31)$$

Por fim, basta apenas aplicar a normalização definida nas equações 21 e 22, a Equação 31, que descrevem como a temperatura adimensional varia em função do tempo, obtendo que

$$\frac{d\tau}{d\tilde{t}} = \frac{\tilde{Q}_{CV} + \psi_{i,j}\Delta T}{\tilde{m}_{CV}} \quad (32)$$

Para cada volume de controle obtemos as equações 33, 34 e 35. A taxa de transferência calor adimensional \tilde{Q}_w é calculada com $\tilde{Q}_w = z(\tau_0 - \tau_1)$, em que o termo 'z' é a condutância térmica das paredes adimensionalizada e \tilde{Q}_1 é a carga térmica do CV1.

$$\frac{d\tau_1}{d\tilde{t}} = \tilde{Q}_w + \tilde{Q}_1 + \psi_{2,a}(\tau_2 - \tau_1) \quad (33)$$

$$\frac{d\tau_2}{d\tilde{t}} = \frac{\psi_{2,a}(\tau_1 - \tau_2) - \tilde{Q}_4}{\tilde{m}_2} \quad (34)$$

$$\frac{d\tau_3}{d\tilde{t}} = \frac{\psi_{3,a}(1 - \tau_3) + \tilde{Q}_7}{\tilde{m}_3} \quad (35)$$

Dessa forma, obtemos as equações normalizadas, que descrevem o comportamento térmico dos volumes de controle, considerando tanto as trocas de calor internas quanto as condições externas. Esse procedimento permite uma análise simplificada do sistema, facilitando a modelagem e otimização dos parâmetros envolvidos, garantindo a eficácia no controle das variações de temperatura e a eficiência térmica do sistema de refrigeração.

3.2.2 Volumes de controle CV4 e CV7

Para o volume de controle que corresponde a região interna do evaporador (CV4) e do condensador (CV7), em que o refrigerante circula, é válido aplicar a mesma Equação para o balanço de energia feita para os volumes de controle que tem o ar como fluido de trabalho. Entretanto, é necessário levar em conta a variação das suas propriedades, uma vez que nessa parte do ciclo de refrigeração ocorrem mudanças significativas. Com isso, as hipóteses e relações utilizadas para o caso anterior não são totalmente válidas nesses volumes de controle.

Partindo da Equação 23, que corresponde ao balanço de energia, e da Equação 04, obtemos a equação:

$$u_{CV} \frac{dm_{VC}}{dt} + m_{CV} \frac{du_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} + \dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s. \quad (36)$$

Da a equação 08 devemos ter que,

$$\frac{du_{VC}}{dt} = \frac{dh_{VC}}{dt} \quad (37)$$

e considerando que $u_{CV} \approx h_{VC}$, obtemos que:

$$h_{CV} \frac{dm_{VC}}{dt} + m_{CV} \frac{dh_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} + \dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s. \quad (38)$$

Aplicando a Equação 36 em ambos os volumes de controle, assim como no caso anterior, seguindo o mesmo procedimento. Levando em consideração a direção do fluxo de calor, vazão mássica e entalpia específica que entra e que sai nos volumes de controle. Seguindo a Tabela 2, obtemos as Equações 39 e 40, que correspondem aos volumes de controle da parte interna do evaporador e do condensador. Os termos \dot{m}_5 e \dot{m}_6 correspondem, respectivamente, à vazão mássica do fluido refrigerante no compressor e na válvula de expansão.

Tabela 2 - Característica de cada volume de controle em contato com o fluido refrigerante.

Volume de controle	\dot{Q}_{VC}	$\dot{m}_e h_e$	$\dot{m}_s h_s$
CV4	\dot{Q}_4	$\dot{m}_6 h_c$	$\dot{m}_5 h_d$
CV7	$-\dot{Q}_7$	$\dot{m}_5 h_a$	$\dot{m}_6 h_b$

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

$$h_4 \frac{dm_4}{dt} + m_4 \frac{dh_4}{dt} = \dot{Q}_4 + \dot{m}_6 h_c - \dot{m}_5 h_d \quad (39)$$

$$h_7 \frac{dm_7}{dt} + m_7 \frac{dh_7}{dt} = \dot{m}_5 h_a - \dot{m}_6 h_b - \dot{Q}_7 \quad (40)$$

Normalizando a equação 38, conforme aplicado anteriormente, obtemos a Equação 41. E isolando a taxa da variação da entalpia específica, obtemos a Equação 42.

$$UA \left(\frac{1}{m_1 c_{v,a} T_0} \left\{ h_{VC} \frac{dm_{VC}}{d\tilde{t}} + m_{VC} \frac{dh_{VC}}{d\tilde{t}} \right\} \right) = \frac{\dot{Q}_{VC}}{T_0} + \frac{\dot{m}_e h_e}{T_0} - \frac{\dot{m}_s h_s}{T_0} \quad (41)$$

$$\frac{1}{c_{v,a} T_0} \frac{dh_{VC}}{d\tilde{t}} = \frac{\frac{\dot{Q}_{VC}}{UAT_0} + \frac{\dot{m}_e h_e}{UAT_0} - \frac{\dot{m}_s h_s}{UAT_0} - \left(\frac{h_{VC}}{m_1 c_{v,a} T_0} \right) \frac{dm_{VC}}{d\tilde{t}}}{m_{VC}/m_1} \quad (42)$$

Usando as relações definidas nas equações 21 e 22 chegamos as Equações 43 e 44, uma vez que $h_c \approx h_b$, já que a válvula passa por um processo de expansão isoentálpico.

$$\frac{d\tilde{h}_4}{d\tilde{t}} = \frac{\frac{(\psi_{5,r}\tilde{h}_b - \psi_{6,r}\tilde{h}_a)}{\tilde{c}_{p,r}} + \tilde{Q}_4 - \tilde{h}_4 \frac{d\tilde{m}_4}{d\tilde{t}}}{\tilde{m}_4} \quad (43)$$

$$\frac{d\tilde{h}_7}{d\tilde{t}} = \frac{\frac{(\psi_{5,r}\tilde{h}_a - \psi_{6,r}\tilde{h}_b)}{\tilde{c}_{p,r}} - \tilde{Q}_7 - \tilde{h}_7 \frac{d\tilde{m}_7}{d\tilde{t}}}{\tilde{m}_7} \quad (44)$$

Os termos $\psi_{5,r}$ e $\psi_{6,r}$ são, respectivamente, os fluxos de massa normalizados do fluido refrigerante no compressor e na válvula de expansão. $\tilde{c}_{p,r}$ é para o calor específico a pressão constante do refrigerante normalizado; \tilde{h}_a é para a entalpia específica normalizada do refrigerante na entrada do condensador, nesse ponto o refrigerante está no estado de vapor superaquecido; \tilde{h}_b é para a entalpia específica normalizada do refrigerante na saída do condensador, nesse ponto, o refrigerante está no estado de líquido sub-resfriado; \tilde{h}_d é para a entalpia específica normalizada na entrada do compressor; \tilde{Q}_4 e \tilde{Q}_7 são, respectivamente, a taxa de transferência de calor normalizada.

As equações obtidas para CV4 e CV7 expressam a taxa de variação da entalpia específica em cada volume de controle. No entanto, é necessário reescrever

essas equações em termos da taxa de variação de temperatura. Além disso, precisamos determinar:

- a vazão mássica em todas as partes do sistema;
- a entalpia específica no evaporador e no condensador;
- as propriedades termodinâmicas nos principais pontos do sistema, onde serão abordadas apenas as que vão impactar na modelagem do sistema de refrigeração;
- a taxa de transferência de calor tanto no evaporador quanto no condensador;
- as pressões de funcionamento do sistema de refrigeração.

Dessa forma, obtendo-se as equações que descreve o sistema de refrigeração.

3.2.3 Volumes de controle CV5 (compressor) e Cv6 (válvula de expansão)

Primeiro vamos analisar a vazão mássica nos volumes de controle CV4, CV5, CV6 e CV7. Aplicando o balanço de massa ao ciclo de refrigeração, tendo o gás refrigerante com fluido de trabalho, e levando em conta que a taxa de variação da massa nos volumes de controle CV5 e CV6 são nulos, obtemos que:

$$\dot{m}_{Ciclo} = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (45)$$

Como massa total de fluido refrigerante no sistema é constante, ou seja, $\dot{m}_{Ciclo} = 0$, temos que

$$\dot{m}_7 = - \dot{m}_4 \quad (46)$$

E aplicando o balanço de massa ao evaporador, obtemos a taxa de variação de massa no evaporador dado por,

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_6 - \dot{m}_5 \quad (47)$$

onde \dot{m}_6 e \dot{m}_5 são os fluxos de massa que entram e saem do evaporador.

Na modelagem do compressor deve leva em conta fatores que afetam diretamente a eficiência e a vazão do compressor, como o volume morto, a eficiência volumétrica e as condições de compressão do gás dentro do compressor, conforme argumenta Lei e Zaheeruddin (2005). Analisando o compressor (CV5), através dessa ótica, assumido um regime de trabalho em condições quase estacionárias, em que a troca de calor através das paredes do equipamento são desprezíveis e o processo de compressão é politrópico, temos que a vazão mássica no compressor é dada pela equação:

$$\dot{m}_5 = \dot{V}_{cp} \cdot \rho_{entrada} \quad (48)$$

onde o termo \dot{V}_{cp} é a vazão volumétrica do refrigerante no compressor e $\rho_{entrada}$ é a densidade do fluido refrigerante na entrada do compressor. A equação 48 pode então ser reescrita sabendo que,

$$\dot{V}_{cp} = \eta_v \cdot V_c \cdot rps \quad (49)$$

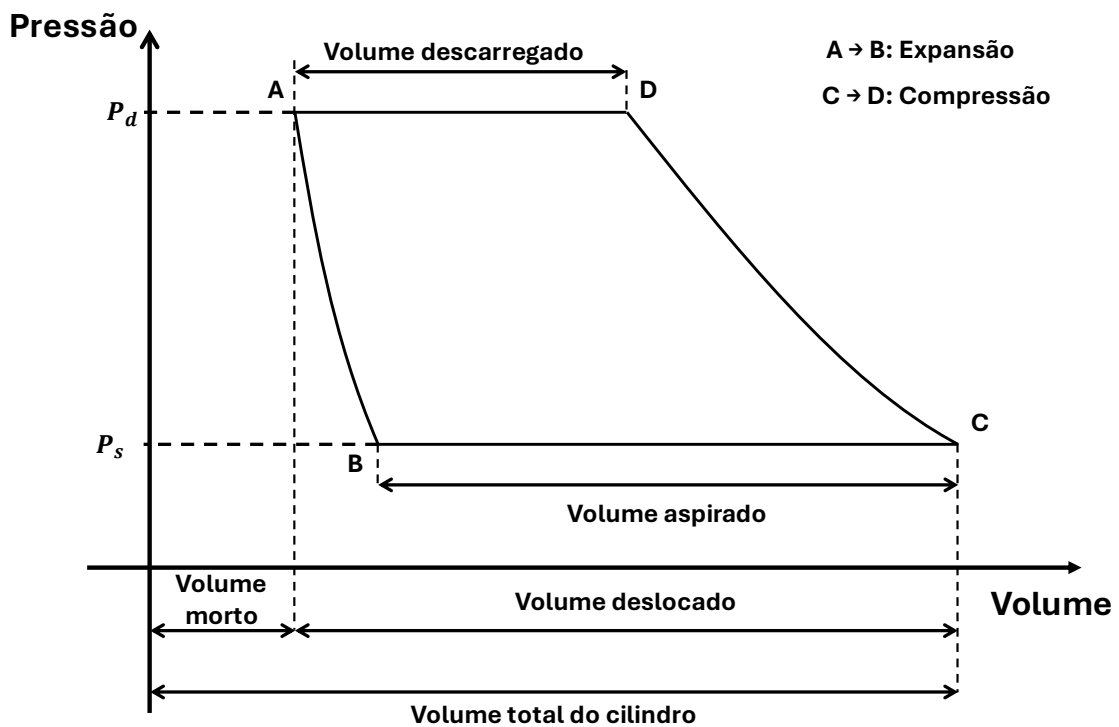
onde o termo η_v representa o coeficiente de eficiência volumétrica do compressor, um parâmetro que indica o quão eficaz o compressor é em admitir e comprimir o fluido refrigerante, comparando o volume real de gás aspirado com o volume deslocado pelo pistão (V_c), dado por:

$$\eta_v = 1 + c_0 - c_0 \left(\frac{P_7}{P_4} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (50)$$

Nas equações acima, V_c é o deslocamento volumétrico do compressor; rps é o número de ciclos por segundo, sendo a rotação do compressor; c_0 é chamado de fator de recalque, uma constante empírica que representa o efeito do gás residual no compressor (varia entre 3% e 10% dependendo do compressor). E n é o coeficiente politrópico do compressor, para $n = 1$ o processo é isotérmico e $n = \gamma$ adiabático, onde $\gamma = c_p/c_v$.

A Figura 13 apresenta esses termos de forma gráfica, onde o diagrama pressão-volume representa o ciclo de um compressor alternativo, composto por expansão (A → B), admissão (B → C), compressão (C → D) e descarga (D → A). O eixo horizontal indica o volume do cilindro, dividido em volume deslocado (gás efetivamente movimentado) e volume morto (resíduo remanescente). O eixo vertical mostra a variação de pressão ao longo do ciclo. Esse gráfico é essencial para avaliar o desempenho e a eficiência do compressor.

Figura 13 – Diagrama Pressão x Volume para o compressor.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Substituindo a Equação 49 na Equação 48, obtemos que:

$$\dot{m}_5 = \frac{\eta_v \cdot V_c \cdot rps}{v_d} \quad (50)$$

onde utilizamos que $\rho_{entrada} = 1/v_d$, sendo v_d o volume específico. Para normalizar a Equação 47 usamos que o fluxo de massa adimensional é dado por $\psi_{5,r} = \dot{m}_5 / (UA/c_{p,r})$, o volume específico é normalizado por v_0 (volume específico do refrigerante nas condições de p_0 e T_0), $\tilde{v}_d = v_d/v_0$, e o produto $(V_c \cdot rps)$ é normalizado por (UAT_0/p_0) que tem

dimensão vazão volumétrica. Dessa forma, introduzimos uma nova variável adimensional,

$$\phi = \frac{V_c \cdot rps}{(UAT_0/p_0)} \quad (51)$$

Substituindo essas normalizações na equação 47, obtemos que:

$$\psi_{5,r}(UA/c_{p,r}) = \frac{\eta_v \cdot \phi \cdot (UAT_0/p_0)}{\tilde{v}_d \cdot v_0} \quad (52)$$

Simplificando a equação acima e usando que $\tilde{c}_{p,r} = c_{p,r}/c_{v,a}$,

$$\psi_{5,r} = \frac{\eta_v \cdot \phi \cdot \tilde{c}_{p,r}}{\tilde{v}_d} \left(\frac{T_0 \tilde{c}_{p,r}}{p_0 T_0} \right)$$

E definindo uma nova variável adimensional,

$$\mu = \frac{c_{v,a} T_0}{p_0 v_0} \quad (53)$$

Obtemos o fluxo de massa adimensional no compressor dado por:

$$\psi_{5,r} = \frac{\eta_v \cdot \phi \cdot \tilde{c}_{p,r} \cdot \mu}{\tilde{v}_d} \quad (54)$$

A equação 54 é multiplicada pelo fator $(\tilde{m}_4/\tilde{m}_{ciclo})$, onde \tilde{m}_{ciclo} é a massa total do refrigerante. Com esse termo, levamos em conta o fato que a massa total do fluido refrigerante é constante. E multiplicamos pelo termo C_v , coeficiente da válvula do compressor, que leva em conta a oposição ao escoamento do fluido refrigerante pela válvula, obtendo a Equação:

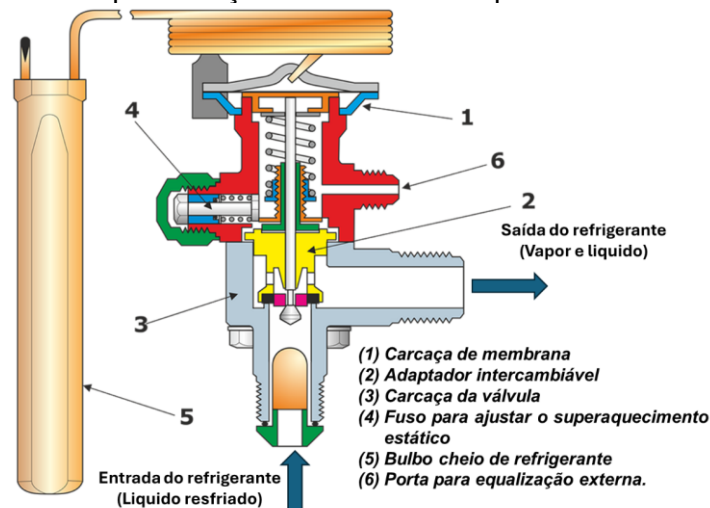
$$\psi_{5,r} = \frac{\eta_v C_v}{\tilde{v}_d} \phi \tilde{c}_{p,r} \mu \frac{\tilde{m}_4}{\tilde{m}_{ciclo}} \quad (55)$$

onde o termo \tilde{v}_d é o volume específico do refrigerante na entrada do compressor, onde sua normalização é $\tilde{v}_d = \frac{v_d}{v_0}$; ϕ é relacionado velocidade de rotação do compressor, determinada pela a Equação 51; μ um fator de correção adimensional, dado pela Equação 53; \tilde{m}_4 e \tilde{m}_{Ciclo} são, respectivamente, a massa normalizada de refrigerante no evaporador e a soma das massas do evaporador e do condensador.

Passando agora para modelagem da válvula de expansão (CV6), responsável por controlar o fluxo de refrigerante na evaporadora, bem como o grau de superaquecimento desejado na entrada do compressor. Na válvula de expansão, o refrigerante, sofre um processo isoentálpico.

Esse modelo de válvula ajusta o fluxo de refrigerante no evaporador utilizando três elementos principais: o bulbo sensor, que mede a pressão com base na temperatura do refrigerante na linha de sucção; a pressão da linha de sucção, que atua para fechar a válvula quando o refrigerante não está evaporando adequadamente; e a mola interna, que exerce uma pressão constante para regular a abertura da válvula e manter o superaquecimento dentro de limites ideais. Esses componentes trabalham em conjunto para garantir a quantidade exata de refrigerante no sistema, protegendo o compressor e otimizando a eficiência da operação. Assim, a válvula se ajusta dinamicamente conforme as mudanças de temperatura e pressão, abrindo-se para permitir mais refrigerante quando necessário e fechando-se para restringir o fluxo após a evaporação completa do refrigerante. A Figura 14 apresenta o esquema de funcionamento desse tipo de válvula de expansão.

Figura 14 – Representação da válvula de expansão termostática.



Fonte: Adaptado de David Richardson, 2016.

Para obter a expressão da vazão mássica da válvula de expansão, é preciso utilizar do princípio de Bernoulli, conforme apresentada na Equação 56.

$$\frac{P_e}{\rho} + \frac{vel_e^2}{2} + gz_e = \frac{P_s}{\rho} + \frac{vel_s^2}{2} + gz_s \quad (56)$$

Assumindo que a variação de energia cinética e potencial é pequena em relação à variação de pressão, a equação pode ser simplificada para a Equação 57.

$$\frac{P_e - P_s}{\rho} \approx \frac{vel_s^2}{2} \quad (57)$$

Utilizando a expressão da continuidade, Equação 48, onde ela representa a vazão volumétrica da válvula de expansão, em conjunto com a Equação 58 para esse caso, a vazão mássica do refrigerante é determinada, conforme é apresentado na Equação 59.

$$\dot{V}_{val} = A \cdot vel_s \cdot \rho \quad (58)$$

$$\dot{m}_6 = A_6 \sqrt{2\rho\Delta P} \quad (59)$$

Para a válvula de expansão, assim como para o caso anterior, a vazão mássica vai ser associada com a taxa de transferência de calor adimensional do refrigerante quando normalizada por Nunes et. al. (2015), onde também foi adicionado um termo para contabilizar a variação do fluxo de refrigerante. Com isso, a Equação 60 e 61 apresentam como é determinada essa associação com a taxa de transferência de calor normalizada.

$$\frac{\dot{m}_6 \cdot c_{p,r}}{UA} = \frac{A_6 \cdot \sqrt{2\rho\Delta P} \cdot c_{p,r}}{UA} \quad (60)$$

$$\psi_{6,r} = \tilde{A}_6 \left[\frac{2}{\tilde{v}_b} (\tilde{P}_7 - \tilde{P}_4) \right]^{\frac{1}{2}} \xi \frac{\tilde{m}_7}{\tilde{m}_{ciclo}} \quad (61)$$

Nessa Equação, o termo \tilde{A}_6 representa a função que descreve como a válvula vai ser ajustada de acordo com o grau de superaquecimento, conforme apresentado

na Equação 62; \tilde{v}_b é o volume específico do refrigerante na entrada da válvula; ξ é um fator de correção adimensional, que é determinado com a Equação 63; \tilde{m}_7 é a massa normalizada de refrigerante na condensadora.

$$\tilde{A}_6 = \tilde{A}_{set} + \tilde{G}(\Delta\tau_{sh} - \Delta\tau_{dsh}) \quad (62)$$

$$\xi = \frac{c_{p,r}}{U} \left(\frac{p_0}{v_0} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (63)$$

\tilde{A}_{set} representa o ajuste adimensional da área de abertura da válvula de expansão devido ao grau de superaquecimento do fluido; \tilde{G} é o ajuste da válvula termostática adimensional, os termos $\Delta\tau_{sh}$ e $\Delta\tau_{dsh}$ são, respectivamente, o grau de superaquecimento na saída do evaporador e o grau de superaquecimento desejado, sendo o último um parâmetro arbitrário.

Dando continuidade, para determinar a entalpia específica na evaporadora e na condensadora, é necessário considerar a fração de vapor dentro desses volumes de controle (y_4), visto que o fluido vai estar em uma mistura com duas fases (líquido e vapor). Iniciando a análise com o evaporador, a fração de vapor é determinada através das Equações 64 e 65, onde elas dependem da entalpia do refrigerante no estado líquido e no vapor, assim como da entalpia na entrada do evaporador.

$$y_{4,in} = \frac{h_b - h_{4l}}{h_{4v} - h_{4l}} \quad (64)$$

$$y_4 = \frac{y_{4,in} + 1}{2} \quad (65)$$

É válido ressaltar que, para facilitar a análise e diminuir o tempo computacional necessário, otimizando assim o sistema, a variação da fração de volume no evaporador é estabelecida como linear entre a entrada e a saída no evaporador. Com isso, a entalpia do refrigerante no evaporador é determinada pela contribuição da entalpia do refrigerante no estado líquido e no estado de vapor, conforme a Equação 66.

$$h_4 = y_4 h_{4v} + (1 - y_4) h_{4l} \quad (66)$$

A entalpia do vapor e do líquido do refrigerante no evaporador são propriedades de estado termodinâmicas. Isso significa que elas descrevem as características de um sistema termodinâmico em um determinado momento, independentemente do processo que o sistema fez para alcançar esse estado. Essas propriedades podem ser relacionadas a outras variáveis de estado, o que permite que sejam determinadas por meio de tabelas, equações de estado, softwares de simulação ou interpolação. Se a condição específica do sistema não estiver disponível diretamente nas tabelas, a interpolação linear entre valores conhecidos pode ser utilizada para encontrá-las, a qual é a opção mais utilizada por diversos autores.

Com base nisso, Nunes et. al. (2015) determinou o comportamento dessas propriedades através de uma interpolação polinomial, conforme as Equações 67 e 68, nos quais os termos a_1 ao a_5 são coeficientes polinomiais obtidos para o fluido refrigerante utilizado no sistema de refrigeração.

$$h_{4v} = a_1 T_4^2 + a_2 T_4 + a_3 \quad (67)$$

$$h_{4l} = a_4 T_4 + a_5 \quad (68)$$

Dando continuidade, derivando agora as Equações 66, 67 e 68, obtém-se uma expressão, Equações 69 a 71, onde é assumido que $\frac{dy_4}{dt} \ll \left(\frac{dh_{4v}}{dt}, \frac{dh_{4l}}{dt} \right)$.

$$\frac{dh_{4v}}{dt} = 2a_1 T_4 \frac{dT_4}{dt} + a_2 \frac{dT_4}{dt} \quad (69)$$

$$\frac{dh_{4l}}{dt} = a_4 \frac{dT_4}{dt} \quad (70)$$

$$\frac{dh_4}{dt} \cong y_4 \frac{dh_{4v}}{dt} + (1 - y_4) \frac{dh_{4l}}{dt} \quad (71)$$

Utilizando agora as Equações 69 e 70 na Equação 71 e isolando o termo $\frac{dT_4}{dt}$, chega-se na função para a calcular a variação da temperatura dentro do evaporador ao longo do tempo, Equação 72. Onde c_4 é o calor específico de CV4, sendo determinado segundo a Equação 73.

$$\frac{dT_4}{dt} = \frac{1}{c_4} \frac{dh_4}{dt} \quad (72)$$

$$c_4 = (1 - y_4)a_4 + 2a_1T_4y_4 + a_2y_4 \quad (73)$$

Fazendo uso da normalização se consegue uma Equação para a variação da temperatura adimensional, conforme é apresentado na Equação 74.

$$\frac{d\tau_4}{d\tilde{t}} = \frac{1}{\tilde{c}_4} \frac{d\tilde{h}_4}{d\tilde{t}} \quad (74)$$

Por último, observando agora o condensador (CV7), tem-se que a análise executada para ele é similar a feita no evaporador (CV4), onde vão ser utilizados os mesmos polinômios, bastando apenas substituir a temperatura T_4 por T_7 . É necessário salientar que, devido ao refrigerante entrar no condensador no estado de vapor supersaturado ($y_7 = 1$) e sair no de líquido sub-resfriado ($y_7 = 0$), o título vai ser aproximado das propriedades de uma mistura de líquido-vapor com seu valor constante ao longo do condensador, sendo seu constante e igual a média dos valores do título na entrada e na saída, $y_7 = 0.5$, uma vez que é assumido um modelo homogêneo e uma variação linear para o refrigerante dentro do condensador. Como o modelo é homogêneo (propriedades uniformes em CV7), y_7 também é assumido igual à fração de vazios, ou seja, a fração de volume de vapor em escoamento bifásico (líquido e vapor). Com essas considerações em mente e, analogamente as análises feitas nas Equações 66 a 74, chega-se as Equações 75 a 78.

$$h_7 = y_7h_{7v} + (1 - y_7)h_{7l} \quad (75)$$

$$h_{7v} = a_1T_7^2 + a_2T_7 + a_3 \quad (76)$$

$$h_{7l} = a_4T_7 + a_5 \quad (77)$$

$$\frac{d\tau_7}{d\tilde{t}} = \frac{1}{\tilde{c}_7} \frac{d\tilde{h}_7}{d\tilde{t}} \quad (78)$$

Partindo para as propriedades nos pontos mais importantes do sistema, sendo eles na entrada e saída da evaporadora e da condensadora – os pontos 'a', 'b', 'c', 'd', conforme a Figura 12. É de se ressaltar as condições em que o refrigerante está

nesses pontos, onde para os pontos a e d estão numa região de vapor superaquecido; no ponto b em uma região de líquido sub-resfriado; no ponto c uma região de mistura.

Para o ponto a, aplicando a primeira lei para o compressor chega-se em uma expressão para calcular a entalpia específica do refrigerante na entrada do condensador apresentada na Equação 79.

$$h_a = h_d + \frac{\dot{W}_{cp}}{\dot{m}_5} \quad (79)$$

Nessa expressão, \dot{W}_{cp} é a taxa de trabalho do compressor em um processo politrópico. Para determinar a sua potência, basta utilizar os parâmetros definidos ao estipular a vazão mássica, com isso a Equação 80 apresenta o método para calcular essa taxa.

$$\dot{W}_{cp} = \left(\frac{n}{n-1}\right) \eta_v V_c P_4 N \left\{ 1 - \left(\frac{P_7}{P_4}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right\} \quad (80)$$

Aplicando a normalização proposta por Nunes et. al. (2015), é obtido as Equações 81 e 82.

$$\tilde{h}_a = \tilde{h}_d + \frac{\tilde{W}_{cp} \tilde{c}_{p,r}}{\psi_{5,r}} \quad (81)$$

$$\tilde{W}_{cp} = \left(\frac{n}{n-1}\right) \eta_v \tilde{P}_4 \phi \left\{ 1 - \left(\frac{\tilde{P}_7}{\tilde{P}_4}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right\} \quad (82)$$

Para a entalpia específica nos pontos 'b' (saída do condensador) e 'c' (entrada da evaporadora), elas são idênticas devido ao processo isoentálpico. Para determinar essa entalpia, utilizamos a interpolação das propriedades termodinâmicas do fluido na região de líquido saturado, correspondente à temperatura T_b , como mostrado na Equação 83. Da mesma forma, o volume específico, que é outra propriedade importante nesse ponto, é calculado por um procedimento semelhante, conforme descrito na Equação 84.

$$h_b = a_4 T_b + a_5 \quad (83)$$

$$v_b = b_1 T_b + b_2 \quad (84)$$

Para a temperatura no ponto 'b', assim como já descrito, se trata da temperatura do refrigerante após o sub-resfriamento, ou seja, a temperatura na entrada da válvula de expansão. Assumindo condições quase estacionárias, é possível então calcular o grau de sub-resfriamento do refrigerante nessa região (ΔT_{sc}), sendo ela, por definição, a diferença entre a temperatura do refrigerante na saída do condensador (T_7) e a temperatura do refrigerante após o sub-resfriamento (T_b). A Equação 85 apresenta a forma que é obtida essa temperatura, onde o termo referente ao sub-resfriamento será discutido mais à frente.

$$\Delta T_{sc} = T_7 - T_b \rightarrow T_b = T_7 - \Delta T_{sc} \quad (85)$$

Por fim, para a entalpia específica na entrada do compressor é levado em conta uma variação linear de entalpia através do evaporador, que é calculada segundo a Equação 86.

$$h_d = 2h_4 - h_b \quad (86)$$

Para a o volume específico na saída do evaporador (v_d) é estimado como uma função da temperatura e da pressão no ponto 'd', o qual é determinado por bibliotecas especializadas que auxiliam na modelagem de ciclos termodinâmicos.

Diferente da temperatura no ponto 'b', a temperatura no ponto 'd' precisa ser monitorada considerando a taxa de variação ao longo do tempo, pois essa temperatura influencia diretamente a vida útil do compressor. Além disso, ela é essencial para determinar o grau de superaquecimento do sistema. Para calcular essa taxa de variação na entrada do compressor, utiliza-se a Equação 87, assumindo que $\frac{dh_d}{dt} \approx \frac{dh_{4v}}{dt}$, em conjunto com a relação fornecida na Equação 72.

$$\frac{dT_d}{dt} = \frac{1}{c_{p,r}} \frac{dh_{4v}}{dt} \quad (87)$$

Para o grau de superaquecimento citado, o efeito da pressão é negligenciado na variação da entalpia na região de vapor superaquecido em uma faixa de temperatura, onde essa faixa é definida como esse grau de superaquecimento na saída do evaporador. Esse grau de superaquecimento é determinado segundo a Equação 85, dependendo apenas da temperatura do evaporador e da temperatura no ponto 'd' do sistema de refrigeração, semelhante ao grau de sub-resfriamento da Equação 88.

$$\Delta T_{sh} = T_d - T_4 \quad (88)$$

Para assemelhar-se ao trabalho de Nunes et. al. (2015), basta apenas aplicar a normalização nas Equações 79 a 88. Por fim, para determinar as taxas de transferência de calor em CV4 e CV7, é estabelecido a relação de calor do evaporador com o lado voltado para o ar, conforme apresentado na Equação 89.

$$Q_4 = U_4 A_4 (T_2 - T_4) \quad (89)$$

Aplicando agora o balanço energético para global no sistema de refrigeração, onde, primeiramente, reconhece-se que a válvula de expansão é adiabática, portanto, $\frac{dE_6}{dt} = 0$; deve ser considerado também que a taxa de transferência de calor do compressor é negligenciável quando comparada com as taxas do compressor e do evaporador, ou seja, $\frac{dE_5}{dt} \ll \left(\frac{dE_4}{dt}, \frac{dE_7}{dt} \right)$; ademais, assumindo que o módulo da taxa de energia do condensador é aproximadamente igual ao do evaporador, tem-se como resultado dessas ponderações a Equação 90, onde ela determina a taxa de transferência de calor total do condensador.

$$\dot{Q}_7 = \dot{Q}_4 + \dot{W}_{cp} \quad (90)$$

Aplicando agora a normalização proposta por Nunes et. al. (2015), é possível obter as Equações 89 e 90 na sua forma adimensional, conforme apresentado nas Equações 91 e 92,

$$\tilde{Q}_4 = sx_4(\tau_2 - \tau_4) \quad (91)$$

$$\tilde{Q}_7 = \tilde{Q}_4 + \tilde{W}_{cp} \quad (92)$$

Onde o termo 's' é a taxa global de transferência de calor do evaporador para o condensador, que é determinado segundo a Equação 93; x_4 é a fração de área do trocador de calor, conforme a Equação 94, sendo A a soma das áreas de troca de calor do condensador e da evaporadora.

$$s = \frac{U_4}{U_7} \quad (93)$$

$$x_4 = \frac{A_4}{A} \quad (94)$$

Devido à mudança de fase que ocorre ao longo do condensador, o refrigerante passa de vapor superaquecido e bifásico (líquido + vapor) para líquido sub-resfriado na saída. Com isso, é possível reescrever a Equação 89, onde é adotado um modelo em que a taxa de transferência de calor entre o lado do refrigerante e do ar no condensador é dividido em duas contribuições: vapor superaquecido e as zonas bifásicas \dot{Q}_{sh-2p} , que pode ser determinado segundo a Equação 95; zona de líquido sub-resfriado, \dot{Q}_{sc} , obtendo assim a Equação 96. É de se referir que a taxa de calor do condensador, \dot{Q}_{sh-2p} , é dominada pela zona de duas fases.

$$\dot{Q}_{sh-2p} = U_7 A_7 (T_7 - T_3) \quad (95)$$

$$\dot{Q}_7 = \dot{Q}_{sh-2p} + \dot{Q}_{sc} \quad (96)$$

Utilizando as Equações 95 e 96 para obter uma expressão para a taxa de transferência adimensional na zona de líquido sub-resfriado, Equação 97.

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{Q}_7 - \dot{Q}_{sh-2p} \quad (97)$$

Aplicando a primeira lei da termodinâmica nesse trecho é possível obter o grau de sub-resfriamento com a Equação 95. Por fim, assumindo condições quase estacionárias na zona de sub-resfriada do condensador, tendo como resultado que

$\frac{dE_{7,sc}}{dt} \rightarrow 0$, assim é possível calcular a temperatura adimensional do refrigerante na saída do condensador, conforme apresentado na Equação 98.

$$\Delta T_{sc} = \frac{\dot{Q}_{sc}}{\dot{m}_5 c} \quad (98)$$

Aplicando novamente a normalização proposta por Nunes et. al. (2015), é possível obter as Equações 95 e 98 na sua forma adimensional, conforme apresentado nas Equações 99 a 102.

$$\dot{Q}_{sh-2p} = s x_7 (\tau_7 - \tau_3) \quad (99)$$

$$\tilde{Q}_7 = \tilde{Q}_{sh-2p} + \tilde{Q}_{sc} \quad (100)$$

$$\tilde{Q}_{sc} = \tilde{Q}_7 - \tilde{Q}_{sh-2p} \quad (101)$$

$$\Delta \tau_{sc} = \frac{\tilde{Q}_{sc}}{\psi_{5,r}} \quad (102)$$

As pressões de funcionamento do sistema de refrigeração são obtidas, assim como para outros parâmetros já citados, através de uma interpolação polinomial das propriedades termodinâmicas do fluido na região de saturação, conforme apresentado nas Equações 103 e 104.

$$P_4 = c_1 T_4^2 + c_2 T_4 + c_3 \quad (103)$$

$$P_7 = c_1 T_7^2 + c_2 T_7 + c_3 \quad (104)$$

Através das Equações é possível descrever um sistema de refrigeração de forma coerente, obtendo suas propriedades nos pontos chaves do ciclo termodinâmico, facilitando assim o estudo de um desses sistemas, onde é possível melhorar sua eficiência, diminuindo assim o consumo energético de diversas redes de energia. Onde elas serão resolvidas numericamente através de uma Runge-Kutta de 4ª ordem.

3.2.4 Metodo de Runge-Kutta de 4ª ordem

Para resolver numericamente as equações diferenciais ordinárias (EDOs), aplicamos o método de Runge-Kutta de 4º ordem. O método faz uma estimativa do valor real da solução da EDO utilizando polinômios que coincidem com a expansão de Taylor de mesmo grau que a usada no Runge-Kutta, no qual se procura uma melhor estimativa da derivada avaliando a função em mais pontos no intervalo $[t_n, t_{n+1}]$ (Sterza e Brandi, 2016).

Para aplicá-lo em um EDO, é preciso definir a derivada como uma função de t e y e ter sua condição inicial determinada, conforme mostrado abaixo.

$$\begin{cases} y' = f(t, y) \\ y(t_n) = y_n \end{cases}$$

Com isso, aplica-se o método de Runge-Kutta, de acordo com a Equação 105.

$$y_{n+1} = y_n + hK \quad (105)$$

Em que 'h' é o tamanho do intervalo e o termo 'K' representam a inclinação da reta que determina o resultado aproximado da EDO, sendo este determinado por uma média ponderada das inclinações das subdivisões no decorrer do intervalo, como indicado na Equação 106. Onde valores de $w_1 = w_4 = \frac{1}{6}$ e $w_2 = w_3 = \frac{1}{3}$ e as variáveis k_1, k_2, k_3, k_4 são determinadas conforme as Equações 106 a 110.

$$y_{n+1} = y_n + h(w_1k_1 + w_2k_2 + w_3k_3 + w_4k_4) \quad (106)$$

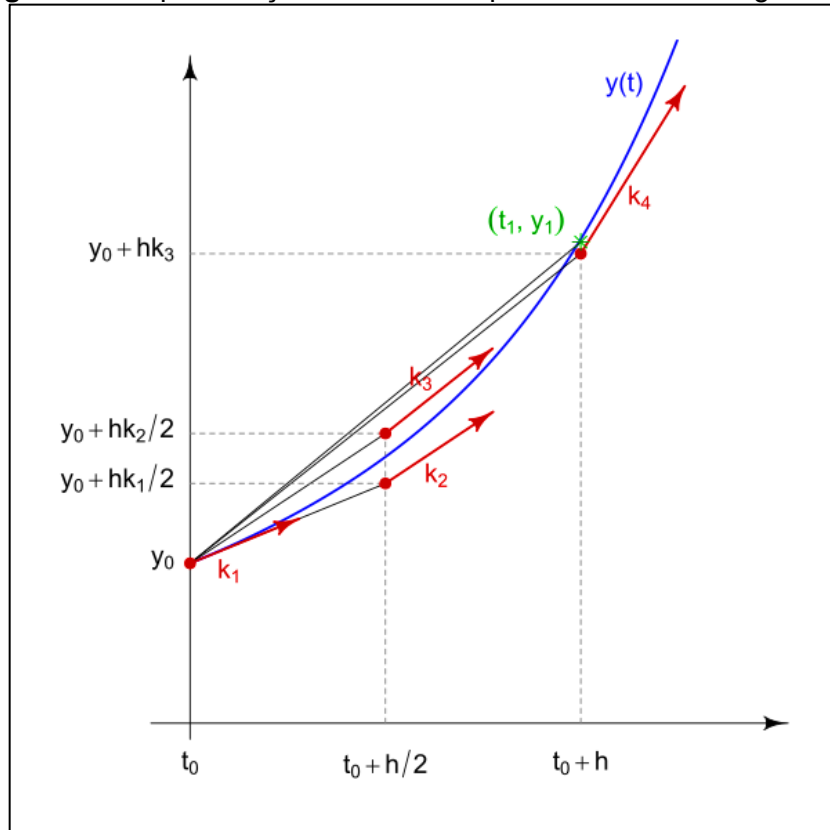
$$k_1 = f(t_n, y_n) \quad (107)$$

$$k_2 = f\left(t_n + \frac{1}{2}h, y_n + \frac{1}{2}hk_1\right) \quad (108)$$

$$k_3 = f\left(t_n + \frac{1}{2}h, y_n + \frac{1}{2}hk_2\right) \quad (109)$$

$$k_4 = f(t_n + h, y_n + hk_3) \quad (110)$$

Figura 15 – Aproximação do resultado pelo método de Runge-Kutta.



Fonte: Wikimedia Commons, 2017.

A Figura 15 representa graficamente a aproximação do resultado da EDO utilizando o método de Runge-Kutta. Com base na Figura 15, observa-se que o método de Runge-Kutta fornece uma aproximação precisa para a solução da EDO, avaliando a inclinação em diferentes pontos dentro do intervalo e combinando essas estimativas de forma ponderada. Essa abordagem, além de reduzir significativamente o erro de cálculo, permitindo uma melhor previsão do comportamento da função ao longo do tempo, tornando-o uma ferramenta amplamente utilizada em problemas de engenharia e física que envolvem a resolução numérica de equações diferenciais.

3.2 Simulação e análise

As simulações numéricas foram implementadas em Python, onde utilizamos o ambiente anaconda, para instalação do Python que fornece uma grande coleção de bibliotecas, além de ferramentas úteis para gerenciamento de pacotes e ambientes virtuais. A tomada de decisão ao usar tal *ambiente* se deu porque ele integra diversas

bibliotecas da linguagem de programação Python, simplificando o gerenciamento e implementação de diversos pacotes.

Dentre a grande gama de pacotes oferecidos, foram utilizados dois em específico, o *Numpy* e o *CoolProp*. O *Numpy* é uma das bibliotecas fundamentais para computação numérica em Python, fornece suporte para arrays multidimensionais, além de funções matemáticas eficientes para operações com esses arrays. É amplamente utilizado em ciência de dados, aprendizado de máquina, simulações numéricas e processamento de sinais. O *CoolProp* por sua vez é uma biblioteca voltada para a área da termodinâmica, calculando as propriedades termodinâmicas de uma substância, fornecendo também diversas possibilidades de avaliar diferentes sistemas. Iniciando a descrição das etapas adotadas para a implementação da simulação e análise do sistema estudado, o trabalho envolveu diversas fases, desde a definição de parâmetros e variáveis até a implementação das técnicas de controle para otimização do sistema.

O primeiro passo foi diferenciar entre o que seriam os parâmetros e as variáveis do sistema. Parâmetros foram definidos como constantes os termos que não mudariam durante a simulação, tais como as propriedades físicas dos materiais e as dimensões dos componentes. Exemplos incluem a capacidade a densidade, a condutividade térmica e as características geométricas dos componentes (como o volume e a área de troca térmica), conforme a Tabela 3. Por outro lado, as variáveis foram identificadas como grandezas que poderiam variar ao longo do tempo ou devido a mudanças nas condições operacionais. Essas variáveis incluíram a temperatura e a pressão em diferentes pontos do sistema, além do fluxo de massa dos refrigerantes. A distinção clara desses elementos foi essencial para a modelagem precisa do sistema.

Tabela 3 – Parâmetros do sistema de refrigeração.

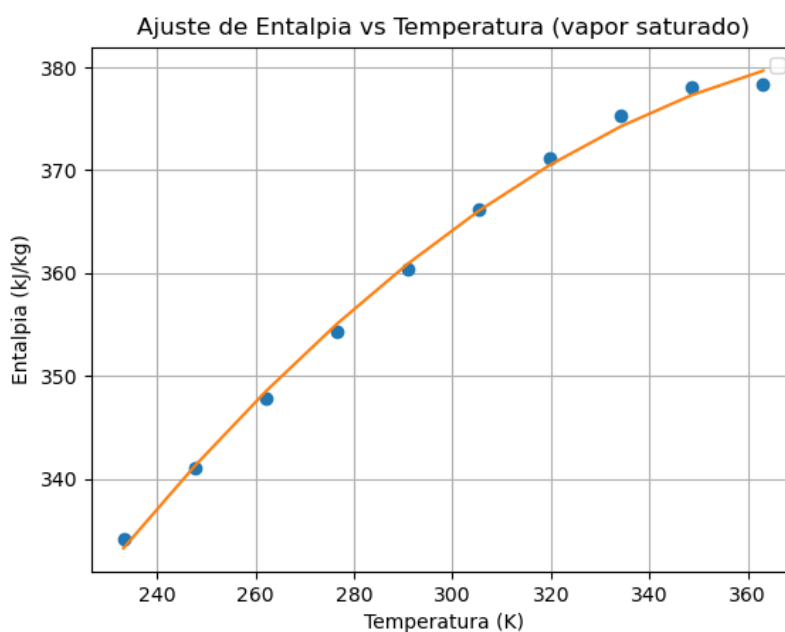
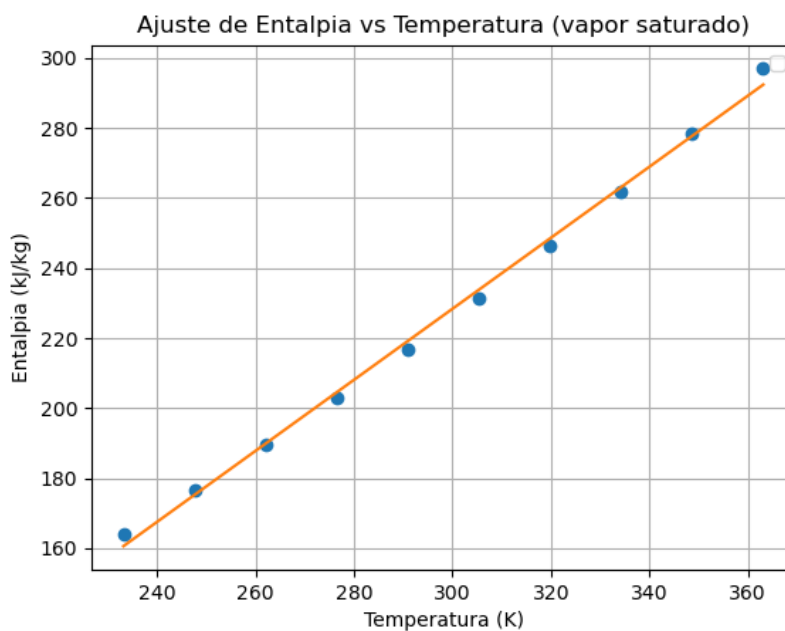
PARAMETROS	VALOR	UNIDADE
U	0.01	[kW/(m ² .K)]
U_4	0.01	[kW/(m ² .K)]
U_7	0.01	[kW/(m ² .K)]
U_w	0.01123	[kW/(m ² .K)]
A	63.83	[m ²]
A_4	167.973	[m ²]
A_w	1,00E-06	[m ²]
A_{set}	1.32	[m ²]
Q_1	0.3	[kW]
n	1.1	-
C_0	0.05	-
V_c	0.0007	[m ³]
T_0	293.15	[K]
P_0	0.1	[MPa]
m_1	1.13	[kg]
m_2	1.1	[kg]
m_3	1.0	[kg]
C_{pa}	1.005	[kJ/(kg.K)]
C_{va}	0.716	[kJ/(kg.K)]
C_v	1.008	-
dm_1	0.636	[kg/s]
v_0	0.197	[m ³ /kg]
G	5,00E-08	[m ² /K]
ΔT_{dhs}	15	[K]

Fonte: Elaborado pelo próprio autor, 2025.

Os parâmetros ainda podem ser subdivididos em 2 tipos, o do sistema de refrigeração, o qual já foi apresentado, e os referentes ao fluido refrigerante. Para o último caso, esses parâmetros são obtidos para determinar as propriedades termodinâmicas através do ajuste polinomial, conforme explicado na seção anterior. Esse ajuste é aplicado a três propriedades: entalpia, volume específico e pressão.

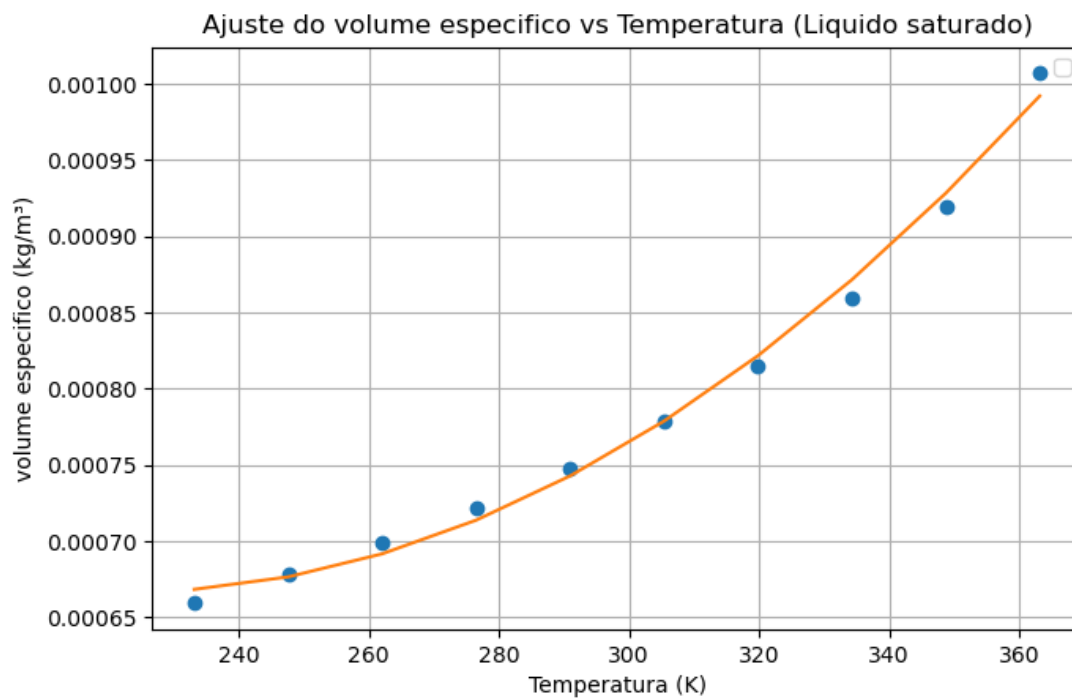
As Figuras 16 a 18 mostram graficamente as curvas resultantes desse ajuste para cada uma dessas propriedades. Nas figuras, a curva laranja representa o ajuste obtido pela função polinomial, enquanto os pontos azuis indicam os valores exatos nas condições especificadas. A Figura 14 mostra a entalpia do fluido refrigerante em dois casos: a entalpia do líquido saturado, ajustada por uma função linear, e a entalpia do vapor saturado, ajustada por uma função quadrática.

Figura 16 – Ajuste polinomial da entalpia do sistema de refrigeração.

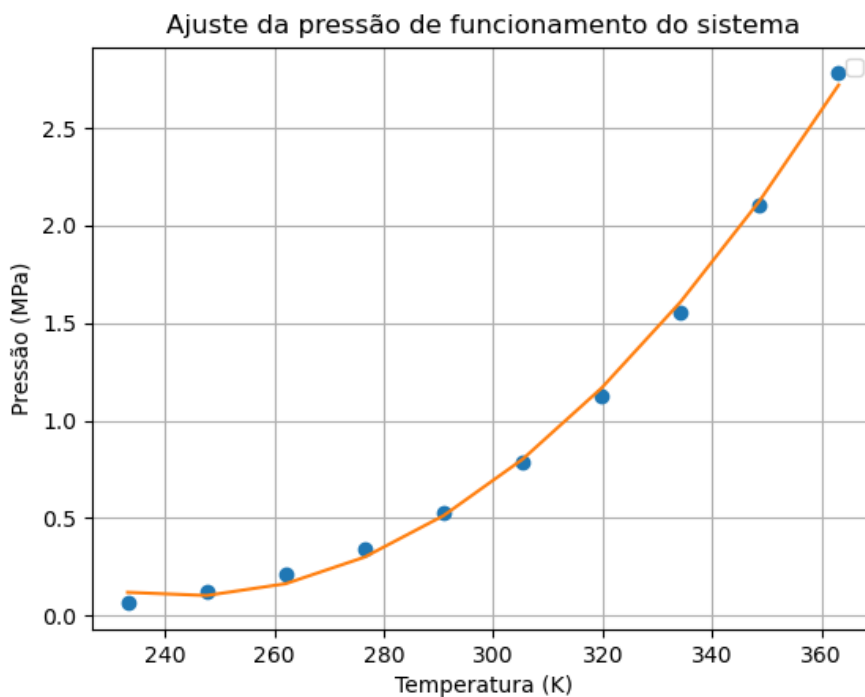


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Já as Figuras 17 e 18 apresentam, respectivamente, os ajustes polinomiais para o volume específico e para a pressão de funcionamento do sistema. Por fim, a Tabela 4 exibe os valores obtidos por meio desse ajuste para cada uma das propriedades, valores estes que serão os utilizados nas Equações desenvolvidas.

Figura 17 – Ajuste polinomial do volume específico para o fluido refrigerante.

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 18 – Ajuste polinomial da pressão de funcionamento do sistema.

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tabela 4 – Coeficientes do ajuste polinomial das propriedades termodinâmicas.

Propriedade ajustada	Estado Termodinâmico utilizado	Coeficientes da função ajustada	Valor
Entalpia	Vapor saturado	a1	-0,0017
		a2	1,36
		a3	107,75
	Líquido saturado	a4	1,013
		a5	-75,57
Volume específico	Líquido saturado	b1	2,49E-06
		b2	4,66E-05
		b3	0,001497
Pressão	Vapor saturado	c1	0,0001707
		c2	-0,08219
		c3	9,991

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Tendo como base o modelo matemático apresentado nas seções anteriores, foram implementados os programas para resolver as equações diferenciais que governam a dinâmica do sistema. Para isso, o programa foi estruturado em nove módulos distintos: sete correspondentes aos volumes de controle do modelo, implementados como funções em Python, e dois adicionais, responsáveis pelos parâmetros do sistema e pelas subfunções específicas que auxiliam na modelagem. Essa abordagem modular foi desenvolvida para permitir a análise independente de cada volume de controle, facilitando ajustes que alinhem o programa ao comportamento real de um sistema de refrigeração.

As subfunções específicas são variáveis compartilhadas por mais de um volume de controle, sendo “chamadas” dentro das funções que representam esses volumes. No programa desenvolvido, as subfunções incluem: cálculo do trabalho do compressor e seu fluxo mássico; taxa de calor transferido do ambiente controlado para o evaporador; taxa de calor transferido do condensador para o ambiente externo; propriedades termodinâmicas dos pontos-chave do sistema; entalpia e calor específico no condensador e no evaporador; abertura e vazão mássica da válvula; e fluxo mássico no evaporador e condensador.

Após validar o comportamento de cada volume de controle de forma isolada, todos os volumes foram integrados em um único programa, formando assim o sistema completo. Com isso, as variáveis passaram a interagir entre si, influenciando os

resultados de cada volume de controle e tornando o sistema simulado mais fiel à realidade. Utilizou-se o método de Runge-Kutta de 4ª ordem para resolver as equações diferenciais do sistema, garantindo precisão na simulação do comportamento dinâmico. A interação entre os volumes de controle foi modelada para capturar a dependência mútua das variáveis de estado, como a influência da potência do compressor na pressão do condensador.

Com todos os volumes de controle operando em conjunto, o comportamento do sistema completo foi analisado. Foram então gerados gráficos que mostraram as variações de temperatura, pressão e outras variáveis ao longo do tempo. Esses gráficos foram essenciais para entender a dinâmica do sistema e identificar possíveis pontos de melhoria. Comparações com dados experimentais ou teóricos ajudaram a validar a precisão do modelo desenvolvido.

Foi implementado um controlador para otimizar o desempenho do sistema de refrigeração, ajustando a velocidade de rotação do compressor com base em uma temperatura de referência. Para avaliar a eficácia do controle inteligente em comparação ao método convencional, foram adotadas duas abordagens distintas. No controle inteligente, utilizou-se um controlador proporcional-integral-derivativo (PID), que ajusta dinamicamente a rotação do compressor, aumentando ou diminuindo o trabalho conforme necessário. Por outro lado, no método convencional, foi empregado um sistema ON/OFF, em que o compressor é desligado completamente ao atingir a temperatura de referência, zerando sua rotação.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nessa seção, serão apresentados os resultados obtidos das simulações do modelo matemático para o sistema de refrigeração. Esses resultados seguiram as etapas apresentadas na seção de simulação e análise, sendo eles divididos em 3 simulações principais: A isolada para cada um dos volumes de controle; A simulação em conjunto, onde os resultados dos volumes de controle interferem nos outros; A simulação geral do sistema somado ao controle.

4.1 Simulação isolada

Na primeira etapa, cada volume de controle foi simulado de forma independente, permitindo uma análise detalhada de cada parte do sistema. O objetivo desta fase foi validar o comportamento individual de cada volume, assegurando que as variáveis de estado (como temperatura, pressão e fluxo de massa) evoluíssem conforme esperado. A simulação isolada permitiu identificar possíveis discrepâncias nos parâmetros, ajustando as subfunções e verificando se os valores condiziam com as características físicas reais do sistema, onde foi preferível alterar os parâmetros relacionados a troca de calor para tal fim.

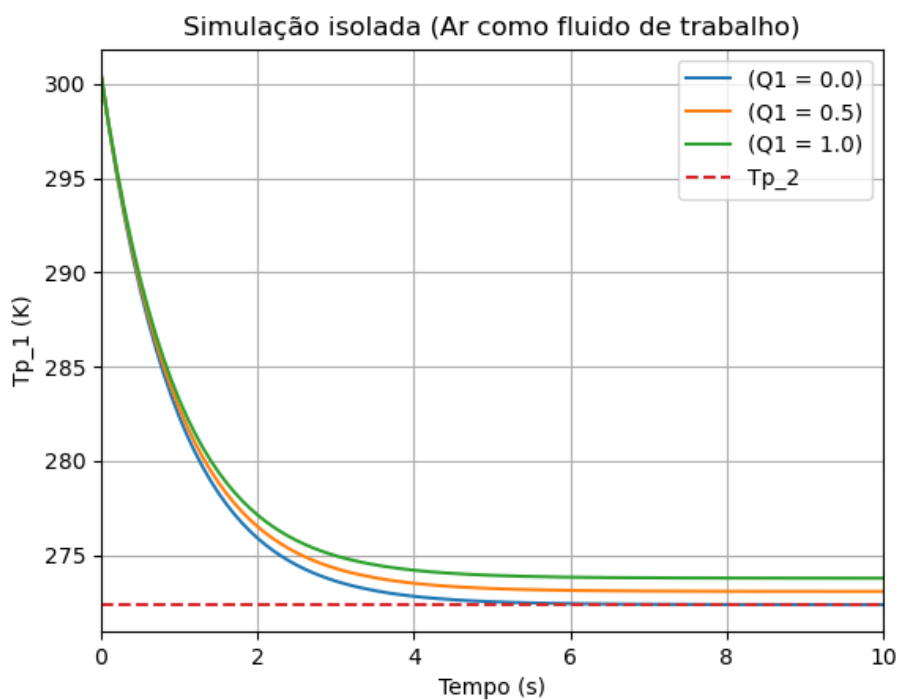
As Figuras 19 a 23 apresentam os gráficos gerados para cada volume de controle, mostrando como as variáveis de interesse variam ao longo do tempo. É importante destacar que, nos casos individuais, apenas a temperatura do volume de controle analisado variava, enquanto as temperaturas dos volumes vizinhos permaneciam constantes do ponto de vista físico. As Figuras 19, 20 e 21 são referentes aos volumes de controle que tem o ar como fluido de trabalho. Já as Figuras 22 e 23 são referentes, respectivamente, a evaporadora e a condensadora. Para todos os casos, as condições de iniciais do sistema foram as mesmas, conforme apresentado na Tabela 5.

Tabela 5 – Condições iniciais do sistema de refrigeração.

PROPRIEDADE	CONDIÇÕES INICIAIS DO SISTEMA		
	Simbologia	VALOR	
		normalizado	Não ajustado
Temperatura externa ao sistema	T_0	1.0	273.15 (K)
Temperatura do ambiente de controle	T_1	1.1	300.465 (K)
Temperatura da lateral do evaporador que circula o ar	T_2	0.997	272.330 (K)
Temperatura do lado do condensador que circula o ar	T_3	1.005	274.516 (K)
Temperatura do evaporador onde circular o refrigerante	T_4	0.9922	271.019 (K)
Temperatura do condensador onde circular o refrigerante	T_7	1.1	300.465 (K)
Temperatura do refrigerante no superaquecimento	T_d	1.0	273.15 (K)
Massa de refrigerante no evaporador	m_4	1.876	2.12 (kg)
Massa de refrigerante no condensador	m_7	0.533	0.602 (kg)

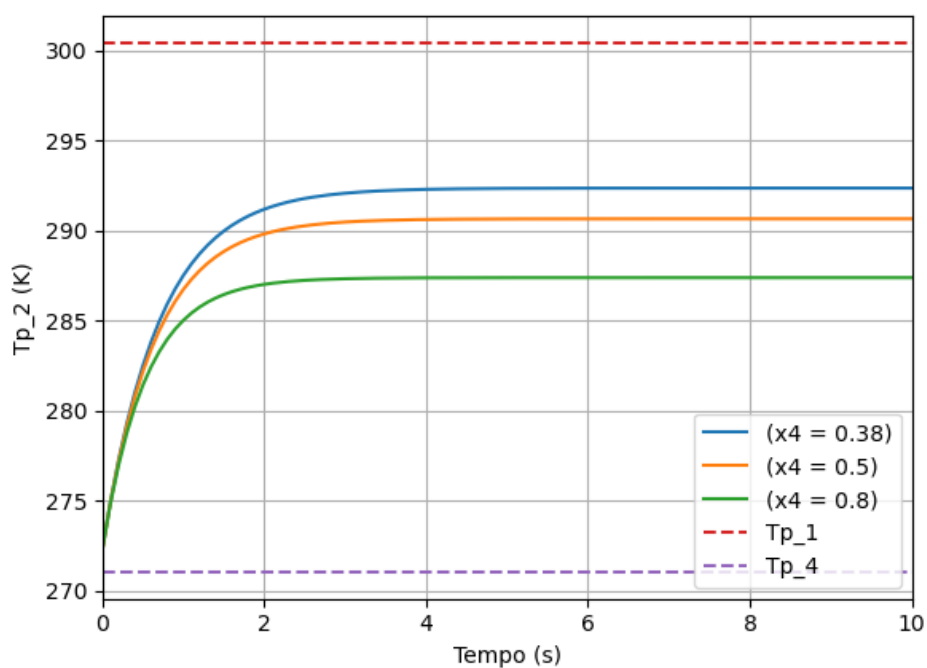
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 19 – Simulação isolada da temperatura do ambiente controlado.



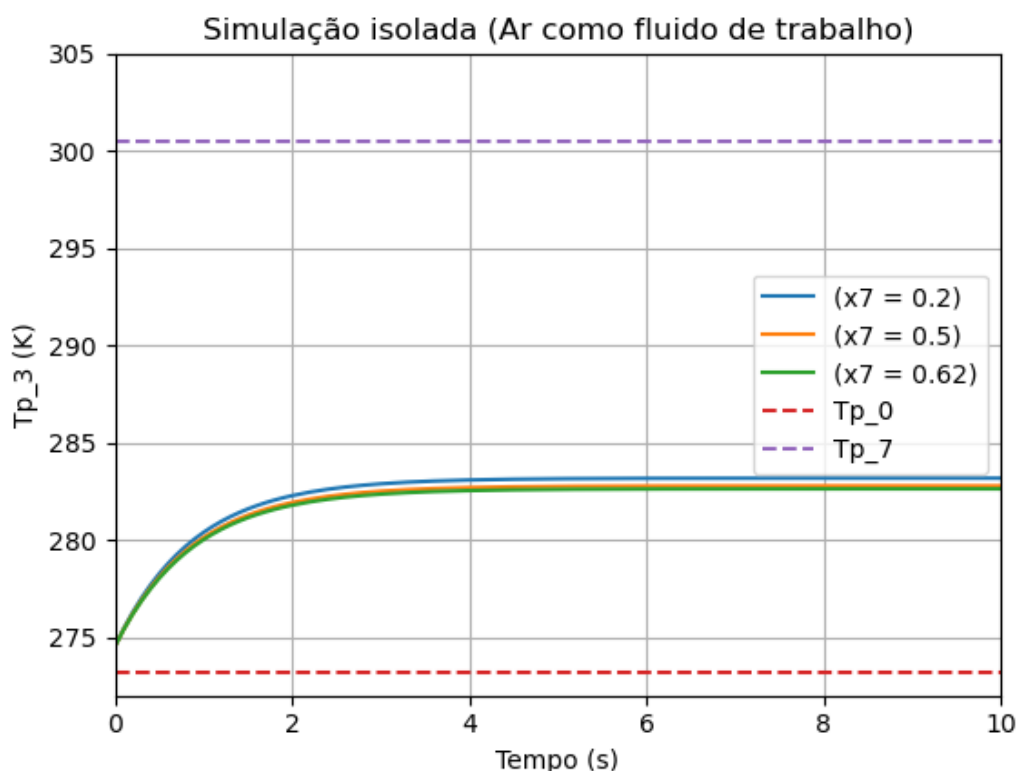
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 20 – Simulação isolada da temperatura da lateral do evaporador que circula o ar.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 21 – Simulação isolada da temperatura do lado do condensador onde circula o ar.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Nas três Figuras, observa-se que a temperatura do volume de controle atinge o equilíbrio térmico quando a troca de calor se ajusta, de modo que a energia adicionada ao volume se iguala à energia dissipada ou trocada com outros volumes e com o ambiente. É válido ressaltar também o tempo necessário para atingir esse equilíbrio, que é praticamente o mesmo para os três volumes de controle, além da rapidez com que isso acontece.

Esses comportamentos refletem o equilíbrio dinâmico entre os diversos fatores de troca de calor no sistema, onde o calor que entra no volume de controle é eficientemente transferido para os volumes adjacentes, assegurando uma operação estável. Outro ponto que foi observado nos testes com a modelagem individual é de que, para os mesmos parâmetros, caso fosse alterado apenas a temperatura principal do volume de controle, o regime estacionário é atingido exatamente na mesma temperatura final, independente de qual seja essa temperatura inicial.

A Figura 19 mostra a curva associada à Equação 37, onde o equilíbrio térmico é alcançado quando a temperatura se estabiliza próximo ao valor da temperatura da

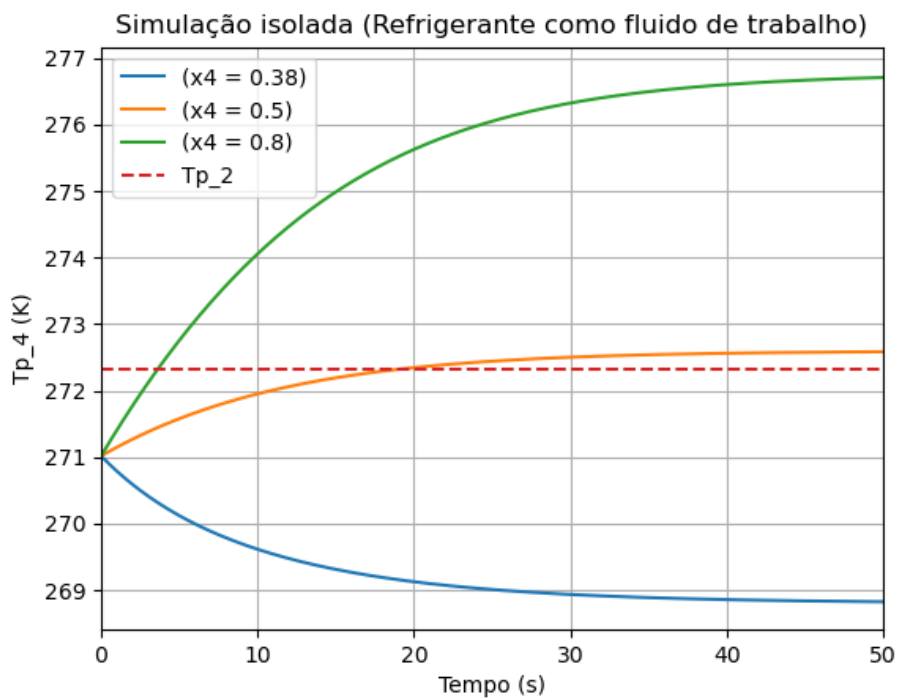
parcela do evaporador que troca calor com o ambiente controlado (T_2). Esse comportamento indica que este volume de controle (CV1), que recebe uma carga térmica líquida (\dot{Q}_1) e um fluxo de calor através das paredes (\dot{Q}_w), compensa essa entrada de energia pela troca de calor com o volume adjacente (CV2). Dessa forma, a energia térmica absorvida por CV1 é dissipada principalmente por meio dessa troca, o que leva ao estabelecimento de um regime estacionário.

As Figuras 20 e 21 apresentam os resultados das curvas das Equações 38 e 39, respectivamente, exibindo um comportamento semelhante ao da Figura 19. No caso do volume de controle do evaporador (CV2), a carga térmica recebida advém do calor transferido pelo ambiente de controle e é compensada pela quantidade de calor cedido ao refrigerante dentro do evaporador (\dot{Q}_4). Observa-se que o impacto de cada um desses fluxos de calor no sistema é determinado por seus respectivos coeficientes de transferência, levando o sistema a uma temperatura de equilíbrio entre T_1 e T_4 , o que reflete o balanço desses dois fluxos.

No volume de controle do condensador, o processo é inverso, onde é o calor provido pelo refrigerante (\dot{Q}_7) que é transferido para o ambiente externo. A temperatura em que o regime estacionário é atingido depende de várias interações no sistema. Contudo, o fator mais importante é apresentado na temperatura externa e seu coeficiente de transferência de calor. Similar ao caso anterior, essa temperatura de equilíbrio tende a se estabilizar em um valor entre as duas temperaturas envolvidas nesse volume de controle, T_0 e T_7 .

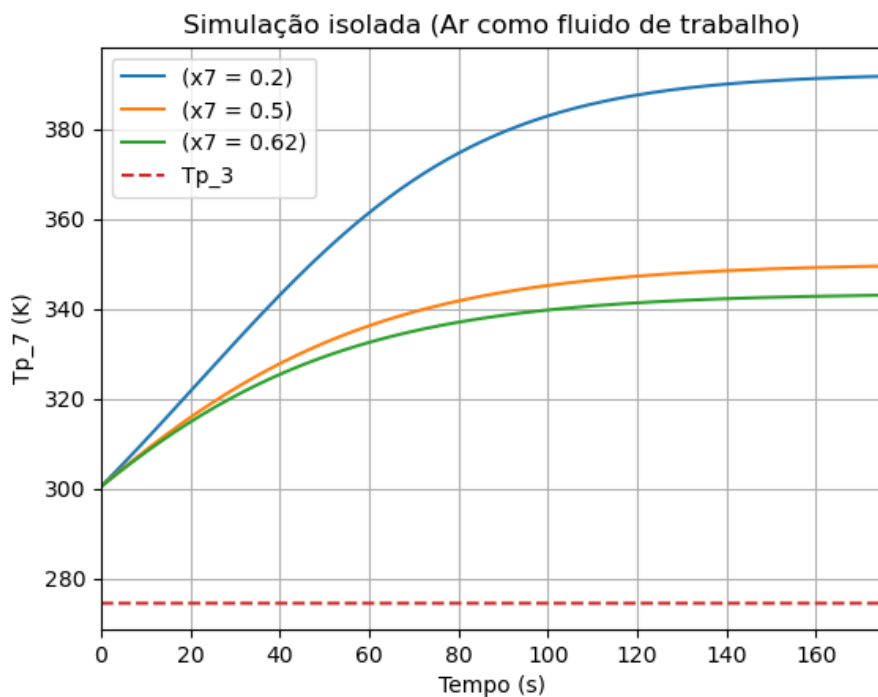
Dando continuidade para os volumes de controle que possuem o refrigerante como fluido de trabalho, correspondendo ao evaporador e ao condensador, as Figuras 22 e 23 apresentam as curvas das Equações 73 e 77.

Figura 22 – Simulação isolada da temperatura da evaporadora onde circula o refrigerante.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 23 – Simulação isolada da temperatura da evaporadora onde circula o refrigerante.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Nas Figuras 22 e 23, nota-se que o tempo necessário para o sistema atingir o equilíbrio térmico nos volumes de controle da evaporadora e da condensadora é consideravelmente maior em comparação com os outros volumes. Esse comportamento deve-se às transformações físico-termodinâmicas específicas que ocorrem nesses dois volumes. Na evaporadora, o refrigerante passa de uma mistura de líquido-vapor para vapor superaquecido, enquanto na condensadora ele se transforma de vapor superaquecido para líquido sub-resfriado, processo que exige ainda mais tempo para que o condensador alcance o regime estacionário.

Na Figura 22 é possível observar a influência no comportamento devido ao aumento na fração de área que troca calor entre o ambiente controlado e o evaporador, onde o impacto é extremo na temperatura em que é atingido o regime estacionário. Com isso, é possível notar que frações menores de área de troca de calor resultam em uma remoção de calor mais rápida e temperaturas mais baixas no evaporador, o que pode ser benéfico para melhorar a eficiência de resfriamento. Outro ponto importante é garantir o fluxo natural da transferência de calor do ambiente controlado para o refrigerante dentro do sistema de refrigeração, onde, conforme proposto na Segunda Lei da Termodinâmica, sempre acontece do quente para o frio. Para otimizar essa troca de calor e garantir que o fluxo de calor ocorra do ambiente para o refrigerante, conforme a Segunda Lei da Termodinâmica, é essencial que a temperatura do evaporador permaneça inferior à do ambiente. A Figura demonstra que com frações maiores de área de troca de calor, a temperatura do evaporador pode se elevar além da temperatura do ambiente controlado, o que comprometeria o desempenho da evaporadora como trocador de calor.

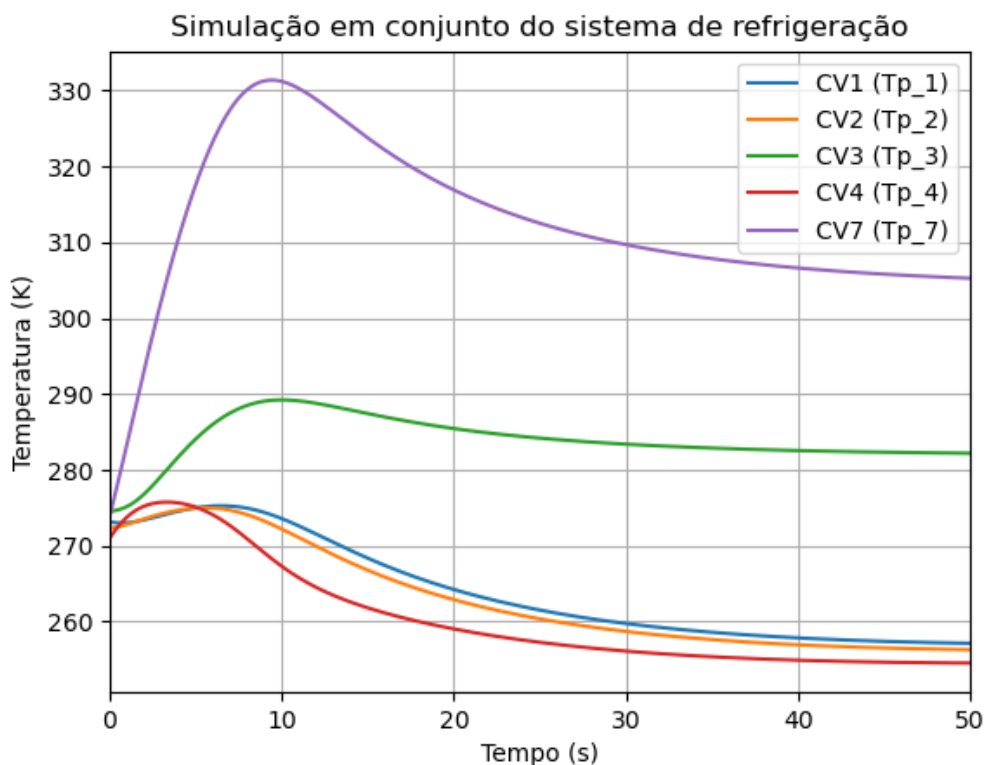
Na Figura 23, a análise do processo de condensação revela um comportamento similar: o aumento na fração de área de troca de calor aprimora a eficiência da condensação, reduzindo a temperatura de operação. Contudo, uma vez que essa fração de área é normalizada pela soma das áreas de troca de calor do condensador e do evaporador, o aumento em um afeta diretamente o outro. Assim, um equilíbrio cuidadoso entre a área de troca de calor do evaporador e do condensador é crucial para otimizar o desempenho do sistema de refrigeração, maximizando a remoção de calor e a eficiência energética.

Para concluir as análises das simulações isoladas, é importante destacar que, neste caso, em que apenas a temperatura do volume de controle analisado varia, todas as Equações que descrevem as curvas nas Figuras 19 a 23 se reduzem a Equações Diferenciais Ordinárias (EDOs) com soluções de formato exponencial. Isso pode ser observado nas curvas apresentadas, em que os parâmetros associados determinam a evolução da temperatura. No entanto, como o foco deste trabalho é analisar o comportamento em conjunto do sistema, onde há interação entre as temperaturas dos volumes de controle, a solução específica dessas EDOs não será aprofundada.

4.2 Simulação em conjunto dos volumes de controle

A Figura 24 apresenta as curvas de temperatura dos volumes de controle do sistema de refrigeração, destacando o comportamento térmico de cada volume e a dinâmica de troca de calor e de mudança de fase do refrigerante.

Figura 24 – Simulação em conjunto do sistema de refrigeração.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

O ambiente de controle, correspondendo ao primeiro volume de controle (CV1), representado pela curva azul, onde a curva mostra uma queda inicial de temperatura, indicando o início da extração de calor pelo sistema. Essa redução progressiva reflete a eficiência do sistema em diminuir a temperatura do ambiente até alcançar um estado de equilíbrio, onde a temperatura se estabiliza, atingindo assim o regime estacionário.

O volume de controle CV2, associado ao evaporador, está diretamente ligado ao processo de transferência de calor entre o ambiente controlado e o refrigerante. Nesse volume, observa-se uma estabilização gradual da temperatura, indicando um processo de evaporação no qual o refrigerante passa de uma mistura líquido-vapor para vapor superaquecido. O superaquecimento é essencial porque garante que apenas vapor entre no compressor, evitando possíveis danos ao equipamento. Esse processo de superaquecimento no evaporador permite que o refrigerante absorva calor suficiente para maximizar a eficiência do resfriamento, mas sem comprometer a segurança e a durabilidade do sistema.

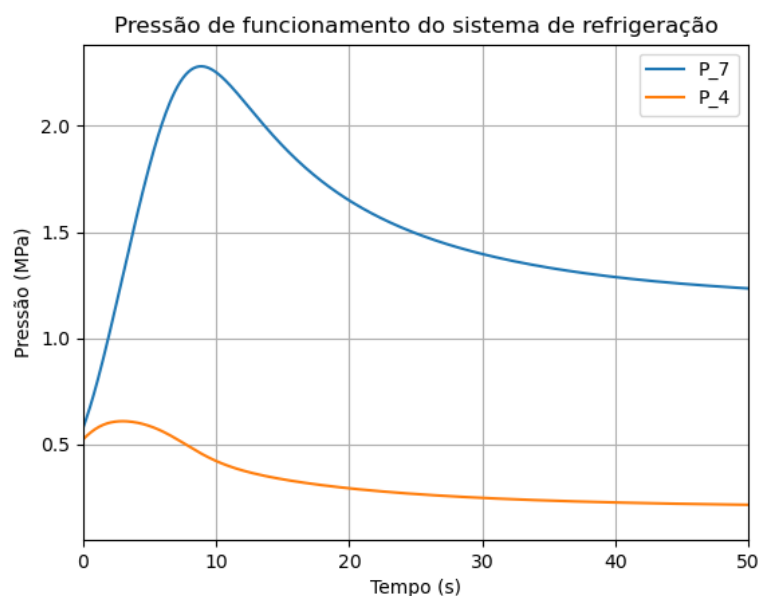
O volume de controle CV3, que representa a seção de troca de calor com o condensador, mostra um aumento inicial de temperatura seguido de estabilização. Esse volume reflete a liberação de calor pelo refrigerante, que ocorre no condensador, permitindo que o refrigerante mude do estado de vapor superaquecido para líquido sub-resfriado. O sub-resfriamento é importante porque evita que o refrigerante comece a vaporizar antes de entrar no evaporador, o que aumentaria a eficiência do sistema e maximiza a capacidade de resfriamento ao garantir que o líquido esteja totalmente condensado.

Os volumes CV4 e CV7, que mostram as curvas de temperatura vermelha e roxa, respectivamente, correspondem às zonas de mudança de fase no evaporador e no condensador. No CV4, o refrigerante absorve calor enquanto passa de líquido para vapor, o que causa uma queda de temperatura até estabilizar, representando o processo de evaporação com superaquecimento. No CV7, o refrigerante libera calor no processo de condensação, passando de vapor superaquecido para líquido sub-resfriado, como indicado pelo pico de temperatura inicial seguido de um declínio e estabilização. Essa curva reflete a necessidade de mais tempo para que o sub-resfriamento ocorra e estabilize o sistema, assegurando a eficiência térmica necessária para o funcionamento ideal.

De forma geral, a análise das curvas evidencia as diferentes respostas térmicas dos volumes de controle, determinadas pelo papel de cada um no sistema. A variação nos tempos de estabilização e nas temperaturas de equilíbrio reflete a interação entre os volumes e a eficiência dos processos de troca de calor. Os volumes relacionados ao evaporador e ao condensador merecem destaque, pois as mudanças de fase do refrigerante nesses volumes são essenciais para o funcionamento adequado do sistema. Essa interação entre os volumes de controle e os processos de sub-resfriamento e superaquecimento contribui para o equilíbrio térmico e a eficiência do sistema real de refrigeração.

Uma vez que o sistema está operando de forma esperada, é possível então obter o comportamento de diversos outros parâmetros importantes do sistema, conforme é mostra nas Figuras abaixo. A Figura 25 apresenta as curvas referentes a pressão de funcionamento do sistema de refrigeração.

Figura 25 – Pressão de funcionamento do sistema de refrigeração.

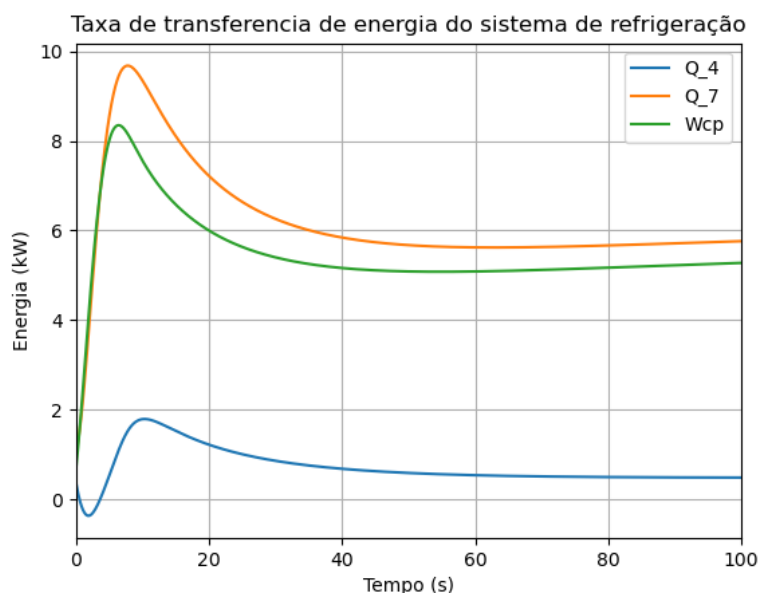


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

No condensador, o pico de pressão está em sincronia com o pico de temperatura, ambos marcando a fase inicial da condensação. No evaporador, a queda progressiva de pressão acompanha a estabilização da temperatura à medida que o refrigerante absorve calor do ambiente. O controle das pressões nos volumes de controle P_4 e P_7 é fundamental para maximizar a eficiência energética e evitar

problemas operacionais. Dando seguimento, a Figuras 26 apresenta o gráfico para a taxa de transferência de energia do sistema.

Figura 26 – Taxa de transferência de energia do sistema de refrigeração.

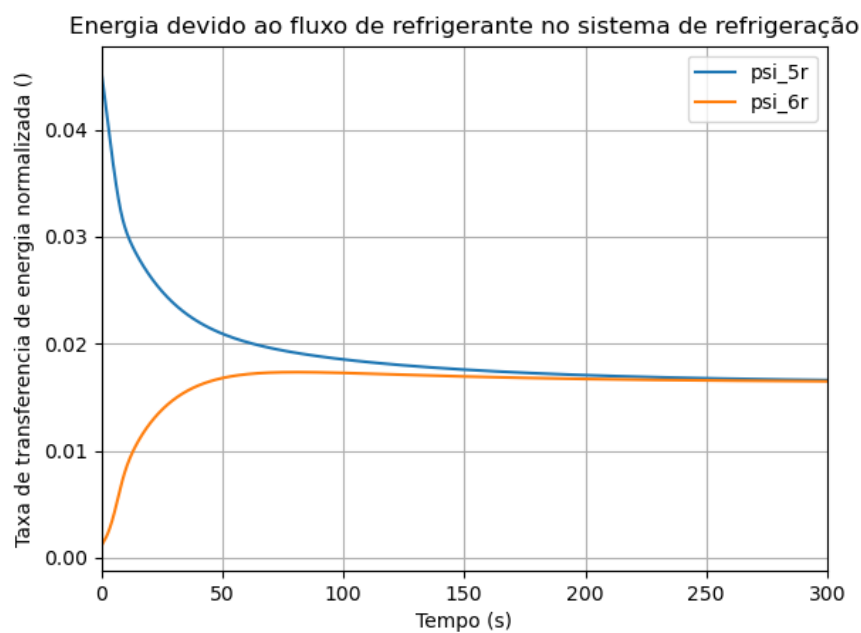


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A interação entre as curvas \dot{Q}_4 , \dot{W}_{cp} e \dot{Q}_7 reflete o balanço energético do sistema de refrigeração. O comportamento inicial de transição, seguido da estabilização em regime estacionário, demonstra que o sistema é capaz de lidar com variações térmicas iniciais e operar de maneira eficiente em condições de equilíbrio. Os picos observados em \dot{W}_{cp} e \dot{Q}_7 destacam o esforço inicial do sistema para atingir o estado operacional, enquanto a estabilização posterior indica que o sistema está funcionando com eficiência térmica e energética. O comportamento das curvas também evidencia a importância dos processos de mudança de fase do refrigerante — evaporação no evaporador e condensação no condensador — para o desempenho do sistema. Já as Figuras 28 e 29, apresentam as curvas referentes aos parâmetros relacionados a vazão mássica do sistema de refrigeração.

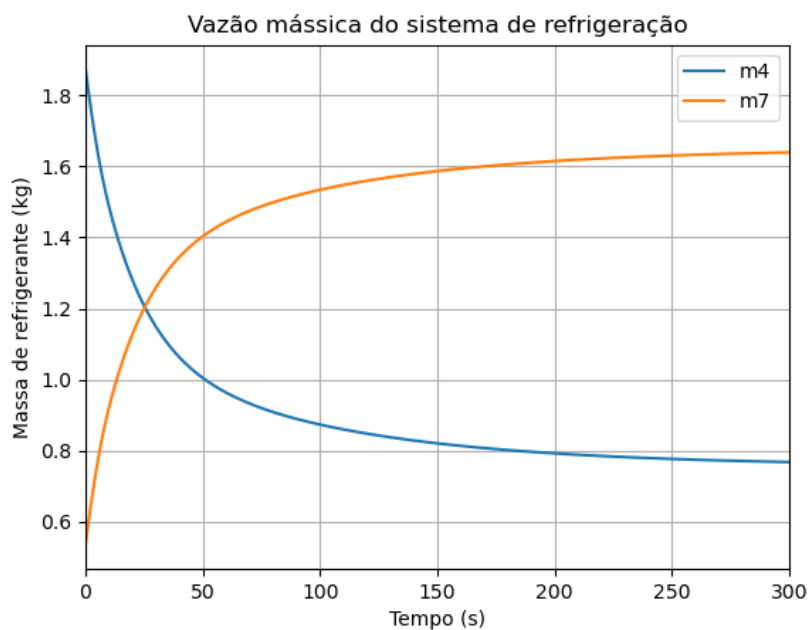
A Figura 27 é a curva representada pela taxa de transferência de energia devido aos fluxos de massas do compressor e da válvula de expansão, uma vez que, assim como descrito na secção anterior, as vazões mássicas nesses pontos vão ser atreladas a um termo de energia. A Figura 28 por sua vez apresenta a quantidade de fluido refrigerante tanto para o evaporador quanto para o condensador.

Figura 27 – Energia devido ao fluxo de refrigerante no sistema de refrigeração.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 28 – Massa de refrigerante no sistema de refrigeração.



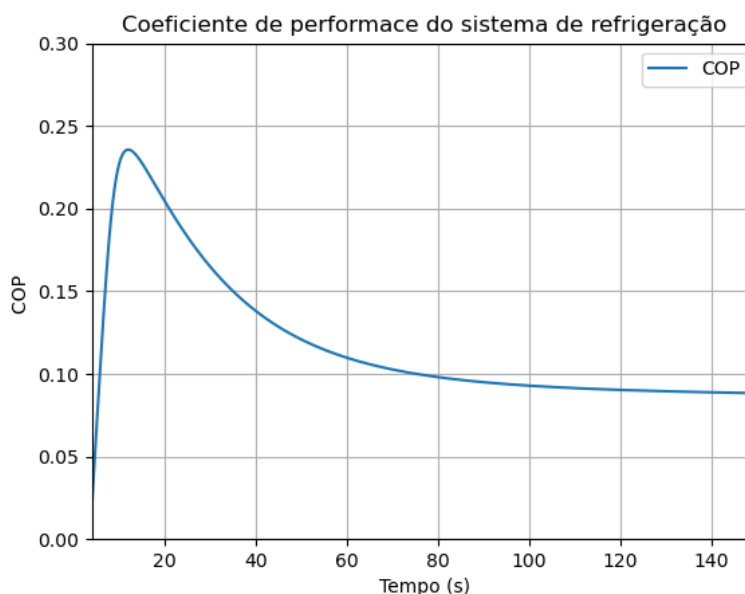
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A relação entre essas Figuras se dá na dinâmica do sistema, onde o comportamento decrescente da quantidade de refrigerante no evaporador (m_4) na

Figura 27 está associado à redução gradual de $\psi_{5,r}$ na Figura 28, indicando que a diminuição da massa de refrigerante no evaporador está alinhada com a estabilização do processo de absorção de calor. Da mesma forma, o crescimento de (m_7) está correlacionado com o aumento gradual de $\psi_{6,r}$, demonstrando que a estabilização da vazão mássica no condensador contribui para a eficiência do processo de rejeição de calor.

As curvas das Figuras 25 a 28 indicam um comportamento coerente com o sistema de refrigeração apresentado na Figura 24, onde os regimes transientes (com picos e oscilações) gradualmente convergem para condições estacionárias. Os gráficos analisados destacam o comportamento integrado de parâmetros essenciais no sistema de refrigeração, incluindo temperatura, pressão, vazão mássica e taxa de transferência de energia. A dinâmica entre evaporador, condensador e compressor demonstra um ciclo termodinâmico eficiente e bem ajustado, com interações claras entre os volumes de controle. Por fim, outro parâmetro para se analisar nesse sistema de refrigeração é o seu coeficiente de performance (COP), conforme apresentado na Figura 29.

Figura 29 – Coeficiente de performance do sistema de refrigeração.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Inicialmente, o COP aumenta rapidamente, atingindo um pico próximo de 0,25 em torno de 20 segundos, o que reflete a fase inicial de operação, quando as trocas

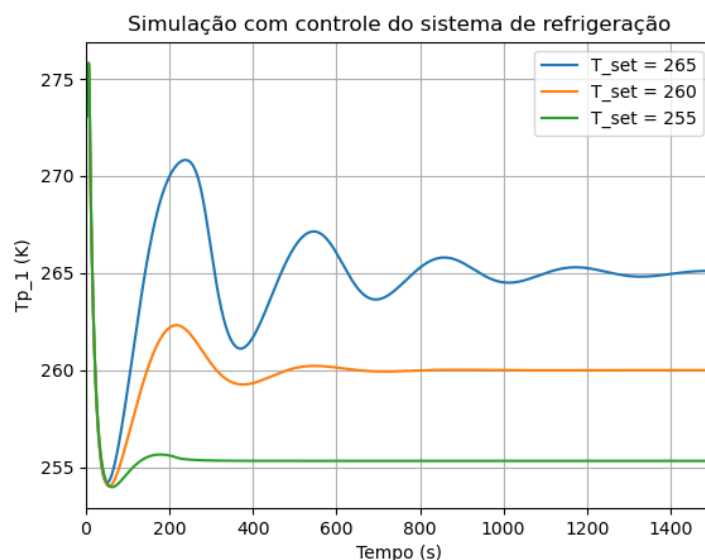
de calor são mais intensas e o sistema tem alta eficiência. Após o pico, o COP diminui gradualmente até atingir um valor estável após cerca de 100 segundos. Essa redução ocorre à medida que o sistema se estabiliza, com as taxas de calor retirado, o rejeitado e o trabalho do compressor se tornando constantes.

Em sistemas de refrigeração eficientes, espera-se um COP consideravelmente mais alto. Para sistemas modernos, o COP pode variar entre 3 e 6, ou até mais, dependendo das condições de operação, como a temperatura ambiente e a carga térmica. Esse comportamento sugere que o sistema não está operando de forma eficiente ao longo do tempo. Se comparado a esses valores ideais, o COP observado no gráfico é muito inferior, indicando que o sistema não está operando de forma otimizada. Portanto, ao comparar com sistemas de refrigeração eficientes, o COP mostrado no gráfico sugere que o sistema analisado tem potencial para melhorias significativas em sua operação, visando aumentar a eficiência e reduzir o consumo de energia.

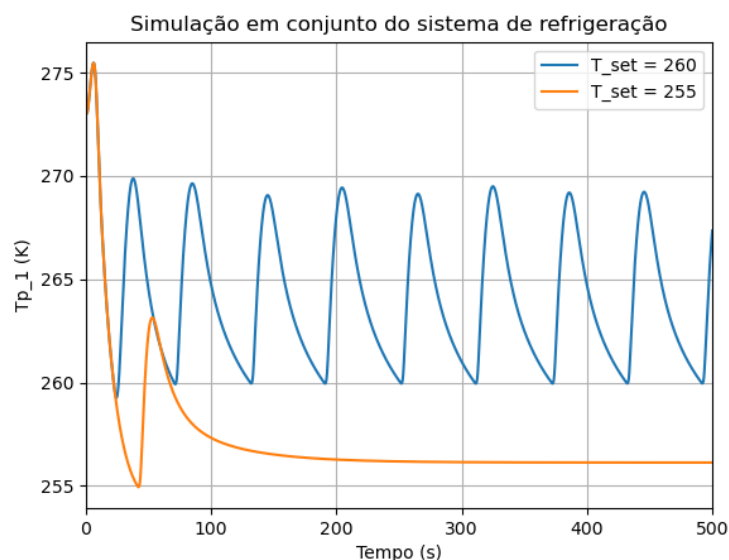
Dito isso, as análises realizadas sobre o sistema de refrigeração continuam válidas, pois, apesar de sua operação não ser totalmente eficiente, o comportamento observado segue os fenômenos reais de um sistema de refrigeração. A ineficiência, evidenciada pela variação do Coeficiente de Performance (COP) ao longo do tempo, reflete a dinâmica típica dos sistemas de refrigeração, onde o COP inicialmente elevado diminui à medida que o sistema se estabiliza. Isso sugere que há espaço para otimização do sistema através de técnicas de controle. Nesse contexto, a aplicação de um controlador é extremamente válida, pois poderia ajustar dinamicamente os parâmetros do sistema para melhorar sua eficiência. Portanto, a introdução de um controlador se justifica como uma estratégia para otimizar o desempenho do sistema e reduzir o consumo de energia, melhorando assim a eficiência global do processo de refrigeração.

4.3 Simulação com o controlador em conjunto dos volumes de controle

A Figura 30 e 31 apresentam o comportamento da temperatura no ambiente controlado ao longo do tempo para as duas formas de controle, controle inteligente e o usual.

Figura 30 – Simulação com controle do sistema de refrigeração (PID).

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 31 – Simulação com controle do sistema de refrigeração (ON / OFF).

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

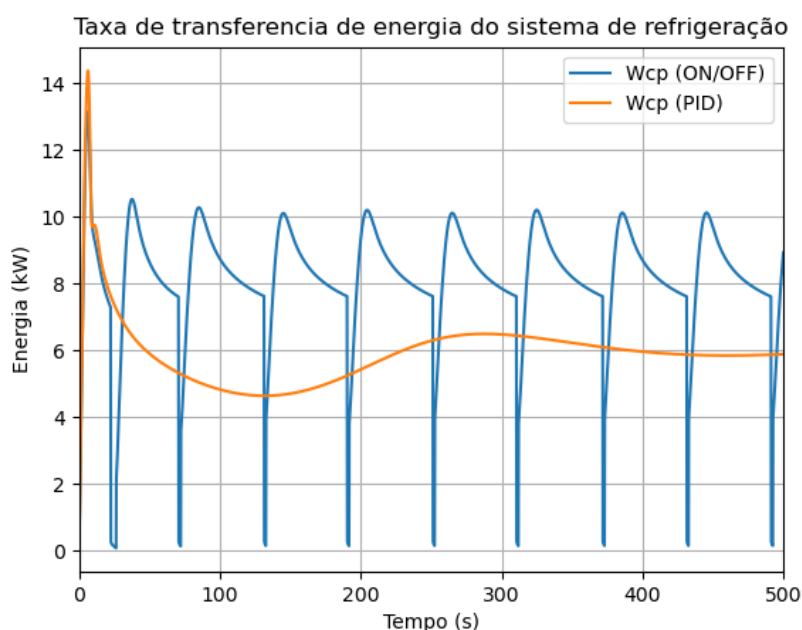
Para a Figura 30, o gráfico demonstra que o uso de um controlador PID é eficaz para ajustar a temperatura do sistema de refrigeração. Observa-se que o desempenho do sistema é melhor para temperaturas de referência mais baixas, o que indica que o controlador está melhor ajustado para operar em condições próximas às ideais do sistema. No entanto, à medida que a temperatura de referência se afasta dessas condições, o tempo necessário para estabilização e a dificuldade em

atingir o valor desejado aumentam, evidenciando limitações no ajuste do controlador PID para essas situações.

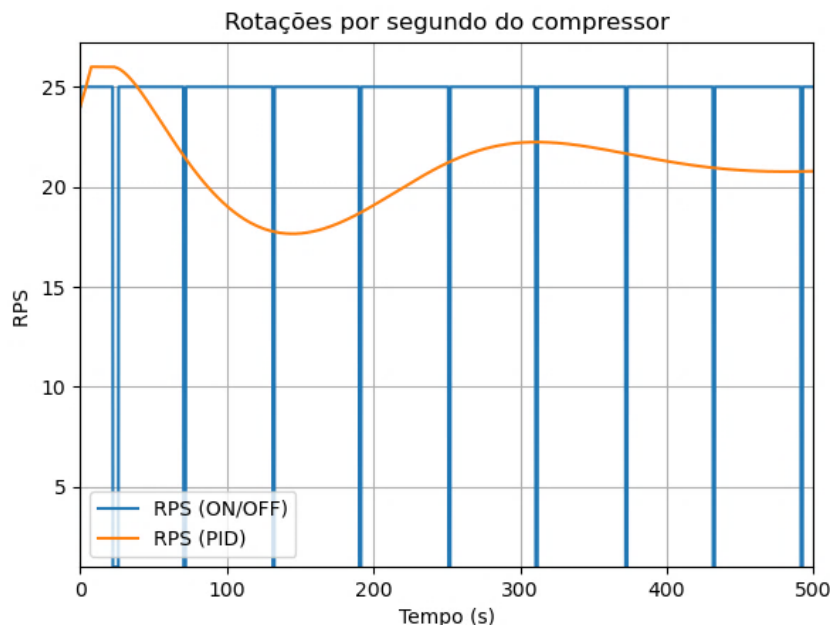
A Figura 31 apresenta os resultados para duas temperaturas de ajuste. Essa abordagem foi escolhida para evitar a repetição de padrões observados para valores acima de 260 K, o que tornaria o gráfico confuso e dificultaria a análise. Para temperaturas abaixo da capacidade máxima do sistema, como é o caso de 255 Kelvin, observa-se um desempenho estável, com a temperatura atingindo rapidamente o valor de referência e mantendo-se dentro de uma faixa aceitável, sem oscilações significativas. Por outro lado, para temperaturas acima desse limite de capacidade, como 260 K, é evidente o comportamento cíclico característico de controladores ON/OFF, em que o sistema alterna entre ligar e desligar para corrigir desvios de temperatura. Esse comportamento resulta em oscilações ao redor do ponto de ajuste, com períodos em que a temperatura excede ou fica abaixo do valor estabelecido.

Utilizando um ajuste em que o comportamento de ambos os tipos de controle é visível, as seguintes análises utilizam o ajuste em torno de 260 K. Para determinar o impacto da utilização no controle no consumo de energia, as Figuras 32 e 33 apresenta, respectivamente, as curvas referentes a potência e a rotação do compressor para ambos os casos.

Figura 32 – Consumo de energia do sistema de refrigeração com controle.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Figura 33 – Rotações por segundo do compressor com controle.

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Conforme mostrado na Figura 32, a comparação entre os dois tipos de controle, o controlador PID (inteligente) e o ON/OFF (comumente aplicado em sistemas de refrigeração), evidencia diferenças significativas em termos de eficiência energética e impacto operacional. O sistema ON/OFF consome cerca de 36% mais energias em comparação com o sistema controlado por PID. Comparando com a operação contínua do sistema, na qual ele permanece ligado o tempo todo, observa-se que essa abordagem consome até 24% menos energia em relação ao sistema operando com o controle ON/OFF. Isso ressalta as ineficiências inerentes ao controlador ON/OFF, especialmente no que se refere ao padrão de ligar e desligar de forma cíclica.

Um aspecto crítico associado ao controle ON/OFF são os picos abruptos de energia no compressor, como evidenciado também na Figura 33. Esses picos frequentes podem gerar sobrecarga mecânica e desgaste prematuro dos componentes do sistema, aumentando o risco de falhas ao longo do tempo. O comportamento cíclico não apenas consome mais energia, mas também compromete a durabilidade e confiabilidade do sistema.

Por outro lado, o controlador PID apresenta uma resposta significativamente mais suave e estabilizada ao longo do tempo, com variações menores na taxa de

transferência de energia. Essa característica não apenas reduz o consumo energético, mas também melhora a operação do compressor, minimizando os impactos mecânicos e maximizando a eficiência. Além disso, ao evitar oscilações bruscas, o controlador PID contribui para uma maior estabilidade térmica e energética do sistema, o que é essencial em aplicações que demandam precisão e confiabilidade na refrigeração. Essa análise reforça a superioridade do controle PID em relação ao ON/OFF, tanto do ponto de vista energético quanto operacional.

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho, foi apresentada uma modelagem detalhada de um sistema de refrigeração, que permitiu a discretização de diversos parâmetros e a divisão do sistema em sete volumes de controle principais. Cada volume foi analisado com base nas leis da termodinâmica, garantindo que seu comportamento refletisse os fenômenos reais. Essa abordagem possibilitou uma análise individualizada de componentes essenciais do sistema, permitindo ajustes estruturais e condições operacionais em ambiente virtual, validando o comportamento do sistema frente aos processos físicos esperados.

Na análise conjunta do sistema, observou-se que o modelo apresenta comportamento consistente com os fenômenos termodinâmicos previstos, incluindo a estabilização dos parâmetros em regime estacionário e a eficiência dos volumes de controle nos processos de troca de calor e mudança de fase. No entanto, a eficiência global, avaliada pelo Coeficiente de Performance (COP), revelou-se abaixo do esperado para sistemas modernos, evidenciando limitações operacionais. Esses resultados apontam para a necessidade de melhorias, que podem ser alcançadas pela implementação de estratégias avançadas de controle.

Os experimentos com controladores ON/OFF e PID demonstraram diferenças marcantes no desempenho do sistema. O controle ON/OFF, amplamente utilizado em sistemas convencionais, apresentou limitações como altos picos de energia e oscilações cíclicas, que comprometem a eficiência energética e aumentam o risco de desgaste mecânico do compressor. Por outro lado, o controlador PID mostrou-se significativamente mais eficiente, reduzindo o consumo energético em até 36% em comparação ao controle ON/OFF. Além disso, o PID garantiu maior estabilidade térmica, com menor variação na taxa de transferência de energia e uma operação mais confiável e suave.

Esses resultados reforçam a importância da aplicação de estratégias de controle avançadas, como o PID, e apontam para o potencial ainda maior dos controladores inteligentes. Tais tecnologias não apenas otimizam o desempenho do sistema, mas também reduzem o consumo energético e contribuem para a sustentabilidade ambiental, alinhando-se às demandas por sistemas mais eficientes e tecnologicamente avançados. Conclui-se, portanto, que a integração de técnicas de

controle dinâmico é essencial para atender às exigências de eficiência energética, confiabilidade operacional e redução de impacto ambiental em sistemas de refrigeração modernos.

5.1 Sugestão para trabalhos futuros

Com base nos resultados obtidos neste trabalho e nas limitações identificadas, diversas possibilidades de continuidade e aprofundamento surgem para o aprimoramento do estudo de sistemas de refrigeração. As principais sugestões para trabalhos futuros incluem:

1. Exploração de modelagens para outros tipos de sistemas de refrigeração: A metodologia de modelagem utilizada pode ser expandida para diferentes tipos de sistemas de refrigeração com configurações variadas, como sistemas com múltiplos estágios de compressão, sistemas com fluidos refrigerantes alternativos ou sistemas que utilizam tecnologias mais atuais. Isso permitirá avaliar o desempenho da modelagem em diferentes cenários e explorar configurações inovadoras para sistemas mais eficientes.
2. Validação com dados experimentais em bancada didática: Uma etapa crucial para validar e fortalecer a modelagem desenvolvida é compará-la com dados experimentais obtidos de um sistema real. Sugere-se a realização de testes utilizando a bancada de refrigeração ET 430, disponível na Unidade Acadêmica do Cabo de Santo Agostinho (UFRPE). Essa comparação permitirá avaliar a precisão da modelagem, especialmente em cenários com controle PID ou outras estratégias de controle inteligente. Além disso, tal análise contribuirá para ajustes mais robustos nos parâmetros do modelo e maior aderência às condições reais.
3. Introdução da análise exérgica na Modelagem: A incorporação de análises exérgicas ao estudo permitirá uma avaliação mais completa do sistema, considerando não apenas a eficiência energética, mas também a qualidade e a utilidade da energia transferida nos processos de refrigeração. Com isso, será possível identificar fontes de irreversibilidades no ciclo e propor melhorias mais

direcionadas para aumentar a eficiência global do sistema, incluindo sua sustentabilidade ambiental.

Essas sugestões não apenas ampliam o escopo do trabalho realizado, mas também abrem caminhos para uma compreensão mais abrangente e precisa dos sistemas de refrigeração, contribuindo para o avanço técnico e científico na área de engenharia térmica e energética.

REFERÊNCIA

ANIL, Swathi; SRINAATH, H. H.; JAYAKUMAR, M. Comparative Analysis of ON/OFF, PID and Model Predictive Control System in HVAC Systems. In: 2023 Innovations in Power and Advanced Computing Technologies (i-PACT), 2023, Kuala Lumpur. **Anais eletrônicos** [...]. Kuala Lumpur: IEEE, 2023, p. 1-5. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/10434750>. Acesso em: 25 jun. 2025.

ATKINS, Peter. **The laws of thermodynamics**: a very short introduction. Oxford: Oxford University Press, 2010. 128 p.

BABU, Viswanath. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. London: CRC Press, 2019. 440 p.

BAO, Yu-Qing *et al.* Price-based optimization of air conditioners by combined temperature set-point and main-power ON/OFF control. **Energy and Buildings**, v. 296, p. 113335, 2023. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778823005650?via%3Dihub>. Acesso em: 25 jun. 2025.

BELMAN-FLORES, Juan Manuel *et al.* A review on applications of fuzzy logic control for refrigeration systems. **Applied Sciences**, v. 12, n. 3, p. 1302, 2022. Disponível em: <https://www.mdpi.com/2076-3417/12/3/1302>. Acesso em: 25 jun. 2025.

BORGNAKKE, Claus; SONNTAG, Richard E. **Fundamentos da termodinâmica**. 8. ed. São Paulo: Blucher, 2018. 730 p.

BORIKAR, Sanjaykumar A. *et al.* A case study on experimental and statistical analysis of energy consumption of domestic refrigerator. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 28, p. 101636, 2021. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X21007991?via%3Dihub>. Acesso em: 25 jun. 2025.

BROWNBRIDGE, Oliver *et al.* Modeling and simulation of a retail commercial refrigeration system. **Journal of Thermal Science and Engineering Applications**, v. 13, n. 6, p. 061028, 2021. Disponível em: <https://asmedigitalcollection.asme.org/thermalscienceapplication/article-abstract/13/6/061028/1106165/Modeling-and-Simulation-of-a-Retail-Commercial?redirectedFrom=fulltext>. Acesso em: 25 jun. 2025.

CARLESSO, Cristiano Lucas; DUTRA, Elienai Josias Brum; ROSA, Josimar Souza. Desenvolvimento de uma bancada didática de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor. **Revista Liberato**, v. 21, n. 36, p. 131-142, 2020. Disponível em: <https://revista.liberato.com.br/index.php/revista/article/view/663>. Acesso em: 25 jun. 2025.

ÇENGEL, Yunus A. *et al.* **Termodinâmica**. 8. ed. São Paulo: McGraw Hill, 2012. 1048 p.

ÇENGEL, Yunus A. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4. ed. São Paulo: McGraw Hill, 2007. 928 p.

DEYMI-DASHTEBAYAZ, Mahdi et al. Energy, exergoeconomic and environmental optimization of a cascade refrigeration system using different low GWP refrigerants. **Journal of Environmental Chemical Engineering**, v. 9, n. 6, p. 106473, 2021. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S2213343721014500?via%3Dihub>. Acesso em: 25 jun. 2025.

DINCER, Ibrahim; KANOGLU, M. **Refrigeration Systems and Applications**. UK: John Wiley & Sons, 2020. 595 p.

DONG, Na et al. Model-free adaptive nonlinear control of the absorption refrigeration system. **Nonlinear Dynamics**, p. 1-13, 2022. Disponível em: <https://link.springer.com/article/10.1007/s11071-021-06964-5>. Acesso em: 25 jun. 2025.

DULĂU, Mircea. Experiments on temperature control using on-off algorithm combined with PID algorithm. **Acta Marisiensis. Seria Technologica**, v. 16, n. 1, p. 5-9, 2019. Disponível em: <https://sciendo.com/article/10.2478/amset-2019-0001>. Acesso em: 25 jun. 2025.

FERMI, Enrico. **Thermodynamics**. New York: Dover Publications, 2012. 176 p.

GERONIMO, Alinne. **Aprimoramento da bancada didática portátil de refrigeração**. 2017. 76 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2017. Disponível em: <http://repositorio.utfpr.edu.br/jspui/handle/1/15183>. Acesso em: 25 jun. 2025.

GÓMEZ-GÓMEZ, Omar R.; ZÁRATE-NAVARRO, Marco A.; GARCÍA-SANDOVAL, J. Paulo. Heat exchanger control: Performance of thermodynamics-based geometrical vs classical PID controllers. **Case Studies in Thermal Engineering**, p. 106130, 2025. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X25003909?via%3Dihub>. Acesso em: 25 jun. 2025.

HAMID, Noor Hayatee Abdul; KAMAL, Mahanijah Md; YAHAYA, Faieza Hanum. Application of PID controller in controlling refrigerator temperature. In: 2009 5th International Colloquium on Signal Processing & Its Applications, 2009, Kuala Lumpur. **Anais eletrônicos [...]**. Kuala Lumpur: IEEE, 2009, p. 378-384. Disponível em: <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/5069255>. Acesso em: 25 jun. 2025.

IKRAM, Hamid et al. Techno-economic evaluation of a solar PV integrated refrigeration system for a cold storage facility. **Sustainable energy technologies and assessments**, v. 44, p. 101063, 2021. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S2213138821000734?via%3Dihub>. Acesso em: 25 jun. 2025.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.; BERGMAN, Theodore L. **Fundamentos de Transferência de Calor E de Massa**. 7. ed. Grupo Gen-LTC, 2014. 648 p.

JOFFILY, Leandro de Azevedo Lima. **Caracterização do desempenho de compressores de refrigeração segundo um ciclo superaquecido de teste**. 2007. 159 f. Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas) - Universidade de Brasília, Brasília, 2007. Disponível em: <http://repositorio.unb.br/handle/10482/1452>. Acesso em: 25 jun. 2025.

LEI, Zhao; ZAHEERUDDIN, M. Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, n. 14-15, p. 2258-2271, 2005. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431105000335?via%3Dihub>. Acesso em: 25 jun. 2025.

LIU, Zi-Kui. Computational thermodynamics and its applications. **Acta Materialia**, v. 200, p. 745-792, 2020. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359645420306054?via%3Dihub>. Acesso em: 25 jun. 2025.

LUFT, Diego Jankiel. **Estudo de uma bancada didática de refrigeração**. 2014. 48 p. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdade Horizontina, Horizontina, 2014. Disponível em: https://fahor.com.br/images/Documentos/Biblioteca/TFCs/Eng_Mecanica/2014/Diego_Jankiel_Luft.pdf. Acesso em: 25 jun. 2025.

MA, Yuan et al. Experimental investigation of the discharge valve dynamics in a reciprocating compressor for trans-critical CO₂ refrigeration cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 32, p. 13-21, 2012. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431111001542?via%3Dihub>. Acesso em: 25 jun. 2025.

MORAN, Michael J. et al. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. 5 ed. John Wiley & Sons, 2010. 847 p.

MYAT, Aung et al. A second law analysis and entropy generation minimization of an absorption chiller. **Applied thermal engineering**, v. 31, n. 14-15, p. 2405-2413, 2011. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S135943111100192X?via%3Dihub>. Acesso em: 25 jun. 2025.

NUNES, T. K. et al. Modeling, simulation and optimization of a vapor compression refrigeration system dynamic and steady state response. **Applied Energy**, v. 158, p. 540-555, 2015. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S030626191501034X?via%3Dihub>. Acesso em: 25 jun. 2025.

OLIVEIRA, Mário José de. **Termodinâmica**. Editora Livraria da Física, 2005. 452 p.

OLSZEWSKI, Pawel. Experimental analysis of ON/OFF and variable speed drive controlled industrial chiller towards energy efficient operation. **Applied Energy**, v. 309, p. 118440, 2022. Disponível em: Acesso em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0306261921016652?via%3Dihub>. 25 jun. 2025.

PACHECO, Jacimara Vitoria Nunes Pacheco. **Desenvolvimento de um supervisor para a sintonia de um controlador vazão do tipo PID**. 2022. 31 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecatrônica) - Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2022. Disponível em: <https://repositorio.ufrn.br/handle/123456789/49079>. Acesso em: 25 jun. 2025.

RECH, Evandro; CAMPO, Alexandre Brincalepe. MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE LEVITAÇÃO MAGNÉTICA ATRAVÉS DE PROGRAMAÇÃO EM LINGUAGEM GRÁFICA. In: **X Conferência Brasileira de Dinâmica, Controle e Aplicações. Águas de Lindóia, São Paulo:[sn]**. 2011. p. 223-226. Disponível em: <http://repositorio.utfpr.edu.br/jspui/handle/1/13237>. Acesso em: 25 jun. 2025.

SILVA, Monaliza Correa Sobreira da. **Controle de sistemas de refrigeração visando conforto térmico e eficiência energética**. 2018. 52 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal de Campina Grande, 2018. Disponível em: <http://dSPACE.sti.ufcg.edu.br:8080/jspui/handle/riufcg/18926>. Acesso em: 25 jun. 2025.

SORIN, Mikhail; KHENNICH, Mohammed. Exergy Flows Inside Expansion and Compression Devices Operating below and across Ambient. **Energy Systems and Environment**, p. 61, 2018. Disponível em: <https://www.intechopen.com/chapters/59310>. Acesso em: 25 jun 2025.

STERZA, Rafae del LIMA; BRANDI, Analice Costacurta. Comparação entre métodos numéricos: Runge-Kutta de quarta ordem e previsor-corretor. **CQD-Revista Eletrônica Paulista de Matemática**, 2016. Disponível em: <https://sistemas.fc.unesp.br/ojs/index.php/revistacqd/article/view/77>. Acesso em: 25 jun. 2025.

ULPIANI, Giulia et al. Comparing the performance of on/off, PID and fuzzy controllers applied to the heating system of an energy-efficient building. **Energy and Buildings**, v. 116, p. 1-17, 2016. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778815304680?via%3Dihub>. Acesso em: 25 jun. 2025.

WANG, Dan et al. Modelling variable refrigerant flow system for control purpose. **Energy and Buildings**, v. 292, p. 113163, 2023. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0378778823003936?via%3Dihub>. Acesso em: 25 jun. 2025.

WOJCIKIEWICZ, George Henry. **Módulo de controle do superaquecimento para sistemas de refrigeração por compressão de vapor**. 2018. 70 p. Dissertação

(Mestrado em Mecatrônica) – Instituto Federal de Santa Catarina, 2018. Disponível em: <https://repositorio.ifsc.edu.br/handle/123456789/561>. Acesso em: 25 jun. 2025.

YANG, Xing et al. Adaptive fuzzy PID control of high-speed on-off valve for position control system used in water hydraulic manipulators. **Fusion Engineering and Design**, v. 203, p. 114437, 2024. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0920379624002904?via%3Di> hub. Acesso em: 25 jun. 2025.

YAO, Ye; YU, Yuebin. **Modeling and control in air-conditioning systems**. Berlin: Springer, 2017. 479 p.