



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE

GUSTAVO ROHRICHT MACHADO

AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO ENERGÉTICO DE SISTEMAS AUTOMOTIVOS DE
CONDICIONAMENTO DE AR

Orientador: Prof. Diogo Lôndero da Silva, Dr.Eng.

Joinville
2025

RESUMO

Este relatório apresenta uma análise experimental do comportamento transiente de um sistema de condicionamento de ar automotivo sob diferentes condições de operação. Foram medidos temperatura, pressão, umidade relativa e vazão mássica em pontos estratégicos do sistema durante cinco ensaios com perturbações provocadas pela variação da rotação do compressor e da vazão de ar do ventilador do evaporador. Observou-se que o aumento da vazão de ar gera resposta oscilatória, com sobressinal de aproximadamente 6%, enquanto alterações na rotação do compressor resultam em resposta suave, sem sobressinal. As maiores histereses ocorreram na descarga do compressor, atingindo 16% na forma normalizada. Quanto ao desempenho, o COP reduziu 43% com aumento da vazão de ar e aumentou 22% com sua redução. Foi identificada histerese de aproximadamente 11% no COP. O COP diminuiu durante o aumento da rotação do compressor e aumentou durante sua redução, diminuindo 25% no aumento da rotação e 500 RPM para 890 RPM e aumentando 12% na diminuição da rotação do compressor de 1074 RPM para 890 RPM.

Palavras-chave: Coeficiente de desempenho (COP); Comportamento transiente; Condicionamento de ar automotivo; Histerese.

ABSTRACT

This report presents an experimental analysis of the transient behavior of an automotive air conditioning system under different operating conditions. Temperature, pressure, relative humidity, and mass flow rate were measured at strategic points of the system during five tests with disturbances caused by variations in compressor speed and evaporator fan airflow. It was observed that increasing airflow generated an oscillatory response, with an overshoot of approximately 6%, while changes in compressor speed resulted in a smooth response without overshoot. The largest hysteresis occurred at the compressor discharge, reaching 16% in normalized form. Regarding performance, the COP decreased by 43% with increased airflow and increased by 22% with its reduction. A hysteresis of approximately 11% was identified in the COP. The COP decreased during the increase in compressor speed and increased during its reduction, decreasing by 25% when increasing speed from 500 RPM to 890 RPM and increasing by 12% when reducing speed from 1074 RPM to 890 RPM.

Keywords: Automotive air conditioning; Coefficient of performance (COP); Hysteresis; Transient behavior.

Agradecimentos

Ao Laboratório de Refrigeração Veicular (REVE) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) pelo suporte na realização deste projeto, ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPQ) e a Fundação de Amparo à Pesquisa e Inovação do Estado de Santa Catarina (Fapesc) pelo apoio financeiro para aquisição dos equipamentos necessário para a construção do aparato. O presente trabalho foi realizado com apoio do CNPq, Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - Brasil.

LISTA DE FIGURAS

1	Representação do Sistema MAC (Mobile Air Conditioning) no Veículo Packard 180	8
2	Bancada Experimental	11
3	Representação dos Pontos de Instalação dos Transdutores	12
4	Inversor CFW-300 Utilizado para Alterar a Velocidade de Rotação do Compressor	14
5	Painel Utilizado para Alterar a Vazão de Ar do Ventilador do Evaporador . . .	15
6	Representação Visual do Algoritmo de Cálculo do Tempo de Acomodação . .	17
7	Representação Visual da Histerese Normalizada	18
8	Temperaturas de Descarga e Sucção do Transiente de P1 e P3	21
9	Vazão de Fluido Refrigerante Transiente de P1 e P3	22
10	Pressões de Descarga e Sucção P1 e P3	23
11	Pressões de Descarga e Sucção P2	24
12	Temperaturas de Descarga e Sucção P2	25
13	Histereses Normalizadas das Principais Variáveis do Teste	26
14	Pressão de Sucção nas Perturbações P4 e P5	27
15	Temperatura de Sucção nas Perturbações P4 e P5	28
16	Temperatura de Descarga nas Perturbações P4 e P5	29
17	Capacidade de Refrigeração e Potência de Consumo do Compressor nas Perturbações P1 e P3	30
18	COP nas Perturbações P1 e P3	31
19	Capacidade de Refrigeração e Potência de Consumo do Compressor na Perturbação P2	32
20	Transiente da Capacidade de Refrigeração e Potência de Consumo do Compressor na Perturbação P2	33
21	COP na Perturbação P2	34
22	Capacidade de Refrigeração e Potência de Consumo do Compressor nas Perturbações P4 e P5	35
23	Histerese no COP nas Perturbações P4 e P5	36
24	Módulo da Diferença entre as Constantes de Tempo do Sistema nas Perturbações P4 e P5	37
25	Histerese Normalizada e Módulo da Diferença entre as Constantes de Tempo do Sistema	38

LISTA DE TABELAS

- | | | |
|---|--|----|
| 1 | Perturbações Geradas no Sistema de Refrigeração para Análise do Transiente | 13 |
| 2 | Perturbações Geradas no Sistema de Refrigeração para Análise da Histerese | 13 |
| 3 | Velocidades de Rotação do Compressor Aferidas para as Perturbações P1-P5 | 20 |

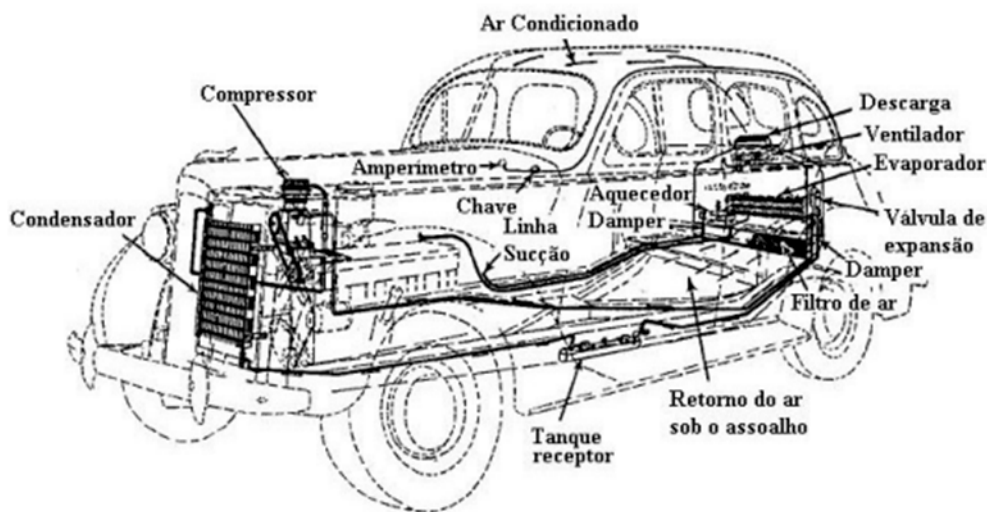
SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	8
1.1	OBJETIVOS	9
1.1.1	Objetivo Geral	9
1.1.2	Objetivos Específicos	10
2	MATERIAIS E MÉTODOS	11
2.1	PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL	13
2.2	DETERMINAÇÃO DOS TEMPOS DE ACOMODAÇÃO DO SISTEMA . . .	15
2.3	ANÁLISE E COMPARAÇÃO DAS HISTERESES	17
2.4	DETERMINAÇÃO DO COP DO SISTEMA	18
3	RESULTADOS E DISCUSSÕES	20
3.1	PERTURBAÇÃO PELA VARIAÇÃO DA VAZÃO DE AR DO VENTILADOR .	20
3.2	PERTURBAÇÃO PELA FREQUÊNCIA DE ROTAÇÃO DO COMPRESSOR	23
3.3	ANÁLISE DA HISTERESE	25
3.4	ANÁLISE DO COP	29
3.4.1	Efeito da Variação da Vazão de Ar do Ventilador no COP	29
3.4.2	Efeito da Frequência de Rotação do Compressor no COP	31
3.4.3	Efeito da Histerese no COP	34
3.5	ESTUDO DA HISTERESE NORMALIZADA PARA CONTROLE NÃO ADAP- TATIVO	36
4	CONCLUSÃO	40
4.1	COMO O IC CONTRIBUIU PARA A MINHA FORMAÇÃO	41
	REFERÊNCIAS	42

1 INTRODUÇÃO

Em decorrência da popularização dos veículos de carroceria fechada, constatou-se a necessidade do desenvolvimento de sistemas voltados à garantia do conforto térmico de seus ocupantes. Assim, na década de 1930, iniciou-se nos Estados Unidos o desenvolvimento do sistema de condicionamento de ar em veículos, com o primeiro registro de comercialização do primeiro veículo com sistema de condicionamento de ar nativo de fábrica, o Packard 180 (One-Eighty) produzido pela fabricante Packard Motor Car (Bhatti, 1999), o qual é apresentado na Figura 1, assim como a disposição dos principais componentes necessários para o funcionamento do sistema de condicionamento de ar no veículo.

Figura 1 – Representação do Sistema MAC (Mobile Air Conditioning) no Veículo Packard 180



Fonte: Bhatti adaptado por Santos (2005).

Atualmente, o Brasil está bem ranqueado na produção de veículos com sistema de condicionamento de ar nativo de fábrica, sendo o maior montador de veículos com ar condicionado da América do Sul e o 10º maior da América Latina com cerca de dois milhões de unidades de passeio (Da Silva; De Oliveira; Juliani *et al.*, 2024). Analisando o ano de novembro de 2024, a frota de veículos somente no Brasil era de 123,5 milhões, aproximadamente 63 milhões são automóveis, o que equivale a cerca de 51,2% (Ministério dos Transportes, 2024).

Esse sistema de condicionamento de ar automotivo consome uma parte significativa

da potência do motor durante a operação do veículo, com sua eficiência de refrigeração diretamente relacionada à capacidade de carga térmica. Em média, o ar-condicionado é utilizado entre 43% e 49% do tempo total de uso do veículo (Farrington; Rugh, 2000).

O sistema por compressão mecânica de vapor utilizado em sistemas veiculares, segundo Da Silva e Melo (2016), possui uma estrutura semelhante à dos sistemas de condicionamento de ar mecânico convencionais. Os principais componentes desses sistemas incluem trocadores de calor, um compressor e uma válvula ou dispositivo de expansão.

O princípio de funcionamento dos sistemas de condicionamento de ar e de refrigeração por compressão mecânica de vapor é compreendido pela operação dos quatro principais componentes: o compressor promove o escoamento do refrigerante ao longo do sistema, elevando a pressão e temperatura do fluido refrigerante, enquanto isso, o evaporador e condensador atuam como trocadores de calor, absorvendo e rejeitando o calor do ambiente a ser resfriado, e o dispositivo de expansão realiza a expansão isentrópica do fluido refrigerante, causando a redução da temperatura do mesmo (Junior, 2023).

Em geral, as propriedades dos sistemas veiculares não permanecem constantes durante toda a operação de um veículo, sendo precedidas por um regime transitório em que as propriedades do sistema variam devido a fatores externos. Além disso, deve-se levar em conta o ciclo tradicional de controle da temperatura do veículo, no qual o sistema é acionado e desligado continuamente com o objetivo de atingir uma temperatura determinada (Juliani; Jaskowiak; Da Silva, 2017).

Durante a operação nesse tipo de regime, os componentes podem apresentar não uniformidade das condições internas, a vazão mássica do refrigerante varia continuamente, resultando em mudanças na distribuição do refrigerante entre os componentes do sistema assim como a variação do superaquecimento e o ponto de operação do dispositivo de expansão, que se ajusta e regula continuamente para a operação (Rangel, 2007). Devido a esse motivo, faz-se necessária a realização de mais estudos sobre o comportamento do sistema durante o regime transiente com o intuito de aumentar a eficiência do sistema de condicionamento de ar.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Análise experimental do comportamento transiente de um sistema de condicionamento de ar automotivo e de seu ciclo de histerese para avaliar o seu efeito sobre o coeficiente de performance (COP), considerando diferentes condições de operação.

1.1.2 Objetivos Específicos

Para alcançar o objetivo geral, os objetivos específicos propostos são:

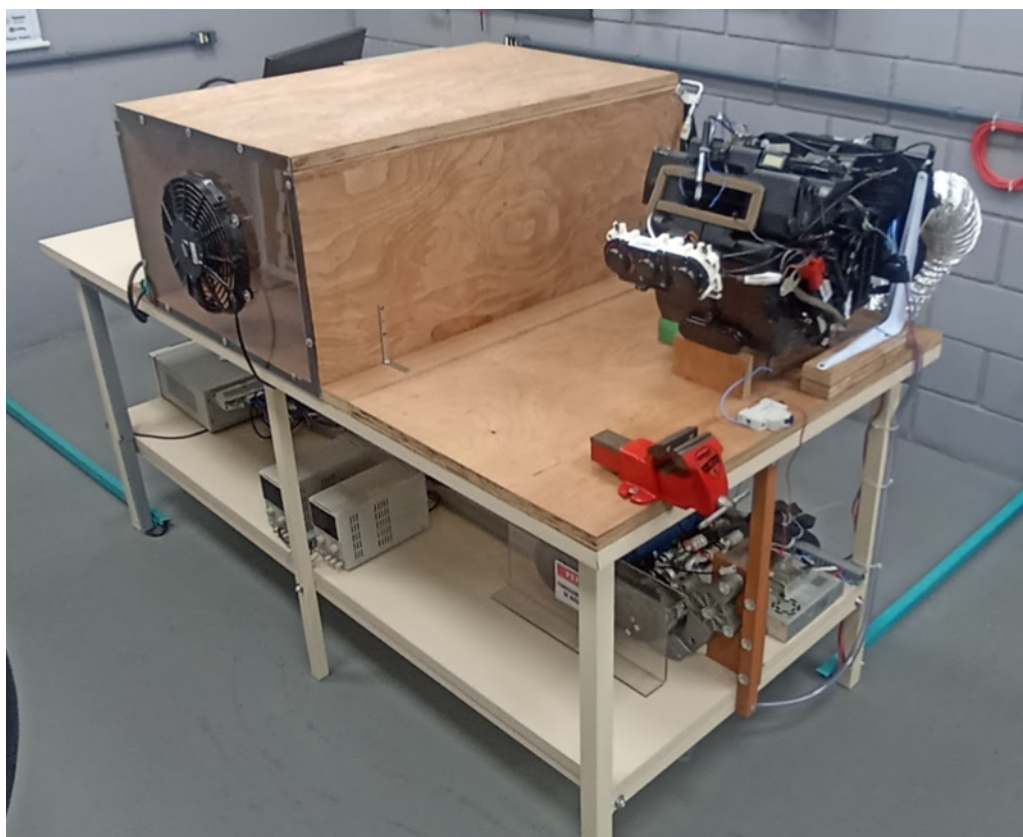
- 1) Revisão bibliográfica e obtenção de dados do sistema de referência;
- 2) Identificar modos para controle da rotação do compressor;
- 3) Adaptação do aparato experimental;
- 4) Estimativa das incertezas experimentais;
- 5) Elaboração do plano experimental;
- 6) Realização dos experimentos e obtenção da base de dados experimental;
- 7) Análise dos resultados.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

O aparato experimental consiste em um sistema de condicionamento de ar automotivo equipado com transdutores de pressão, temperatura e umidade relativa, vazão mássica e controle de temperatura com resistências elétricas, além de um sistema de aquisição de dados instalado na bancada de testes, destinado à execução de ensaios experimentais e à coleta de dados. Detalhes adicionais sobre a bancada experimental podem ser encontrados no relatório de De Oliveira (2023) e no artigo de Da Silva, De Oliveira, Juliani *et al.* (2024).

As atividades experimentais serão conduzidas no laboratório de refrigeração veicular, situado no campus Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina (REVE, 2023). Por sua vez, uma imagem real da bancada que será utilizada para a obtenção dos dados experimentais é apresentada na Figura 2.

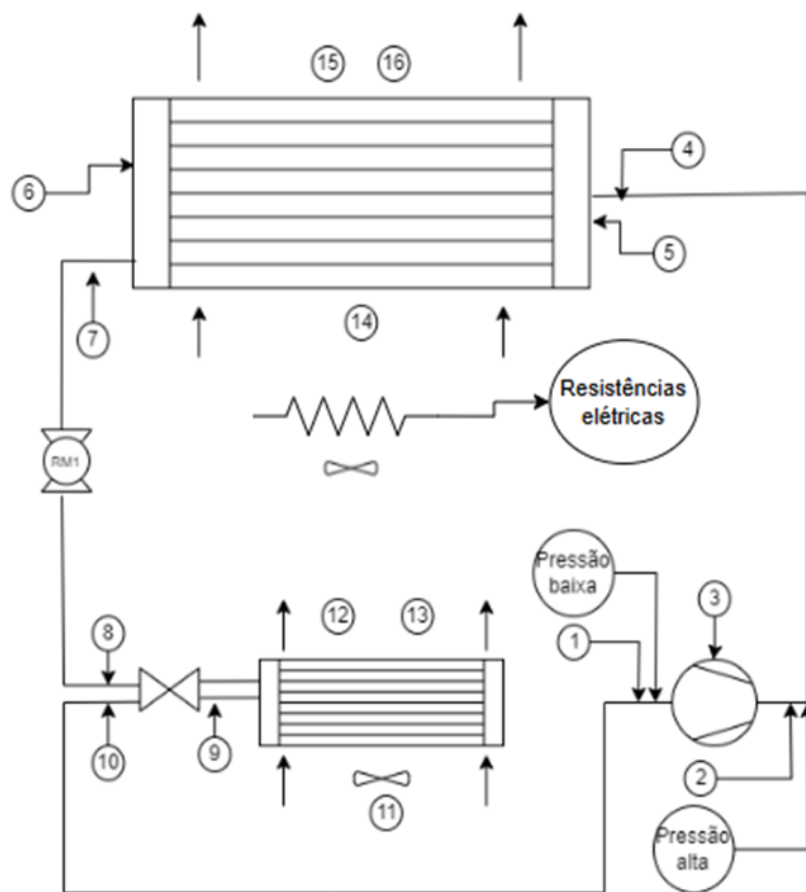
Figura 2 – Bancada Experimental



Fonte: O Autor (2024)

Para a coleta de dados, foram instalados transdutores em pontos específicos no sistema de condicionamento de ar, com 17 transdutores de temperatura, 2 transdutores de pressão, 2 transdutores de umidade relativa e 3 resistências para o controle de temperatura. As posições dos pontos de medição das propriedades do sistema estão presentes na Figura 3.

Figura 3 – Representação dos Pontos de Instalação dos Transdutores



Fonte: O Autor (2024)

2.1 PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL

O plano de teste foi desenvolvido com o objetivo de validar os dados obtidos pelo sistema de aquisição. Para a realização da fase experimental, foram elaborados dois roteiros para duas análises distintas: A primeira, que pode ser encontrada na Tabela 1, tem o intuito único de analisar como diferentes perturbações causadas ao sistema afetam seu comportamento transiente. Os testes serão realizados alterando dois principais parâmetros: a frequência de rotação do compressor e a posição de velocidade do ventilador do evaporador.

Tabela 1 – Perturbações Geradas no Sistema de Refrigeração para Análise do Transiente

Perturbação	Frequência de Rotação do Compressor Esperada [RPM]	Posição Ventilador
P1	500	1 → 4
P2	500 → 890	4
P3	890	4 → 1

Fonte: O Autor (2025)

Na segunda análise, o intuito principal muda. Pretende-se gerar uma perturbação ao sistema, esperar que ele entre em estado permanente e, então, voltar ao seu estado inicial, observando assim se existe histerese no sistema de refrigeração e, posteriormente, avaliando seu impacto. A Tabela 2 então mostra as perturbações causadas no sistema para a segunda parte deste trabalho. Apenas a frequência de rotação foi alterada, aumentando-a e depois voltando ao ponto original, mantendo a posição do ventilador fixa.

Tabela 2 – Perturbações Geradas no Sistema de Refrigeração para Análise da Histerese

Perturbação	Frequência de Rotação do Compressor Esperada [RPM]	Posição Ventilador
P4	890 → 1074	4
P5	1074 → 890	4

Fonte: O Autor (2025)

Para alterar a frequência de rotação do compressor, o laboratório REVE (2023) tem à sua disposição um inversor CFW-300 da WEG conforme a Figura 4. O inversor controla a amplitude e frequência do sinal (em Hertz) de tensão alternada que chega até o motor trifásico, que é acoplado ao compressor através de uma embreagem eletromagnética. Este sinal de tensão com frequência diferente da rede elétrica é, então, responsável por

controlar a velocidade de rotação do motor e, por consequência, do compressor. A variação da frequência pode ser facilmente alterada nos parâmetros do inversor e, com a ajuda de uma tabela experimental do laboratório, é possível saber a correspondência da frequência de rotação em Hertz do sinal gerado pela rotação do compressor em RPM.

Figura 4 – Inversor CFW-300 Utilizado para Alterar a Velocidade de Rotação do Compressor



Fonte: O Autor (2025)

A posição do ventilador pode ser alterada em um painel analógico que é similar ao de muitos automóveis comerciais, como mostra a Figura 5. É evidente que, diferentemente da frequência de rotação do compressor, o controle da vazão de ar do ventilador é menos preciso. A posição 0 representa o ventilador completamente desligado, enquanto as posições 1-4 representam um crescente de velocidade. A vazão de ar do ventilador nestas posições foi aferida em testes anteriores e estes dados estão incluídos no artigo de da Silva *et al.* (2023).

Figura 5 – Painel Utilizado para Alterar a Vazão de Ar do Ventilador do Evaporador



Fonte: O Autor (2025)

2.2 DETERMINAÇÃO DOS TEMPOS DE ACOMODAÇÃO DO SISTEMA

A determinação dos tempos de acomodação do sistema é importante para estudar o comportamento do sistema de refrigeração e, falar de forma mais assertiva sobre a diferença de convergência entre os testes de subida e descida de rotação do compressor, além de ser um parâmetro importante para possíveis modelos matemáticos que venham a ser desenvolvidos, por exemplo, para encontrar funções de transferência do sistema.

Determinar estes valores não é uma tarefa trivial. Todavia, primeiro é preciso definir o conceito de tempo de acomodação. O tempo de acomodação, conforme Ogata (2010) é o tempo necessário para que a curva de resposta do sistema alcance valores de, geralmente, 2% ou 5% do valor final. Para este trabalho, será utilizado o valor de 2% do valor final, ou seja, o tempo de acomodação será definido como o tempo necessário para que a curva de resposta do sistema atinja 98% do valor final.

Entretanto, como está sendo estudado um sistema real, é necessário levar em consideração principalmente o ruído dos dados experimentais. Caso este ruído não for levado

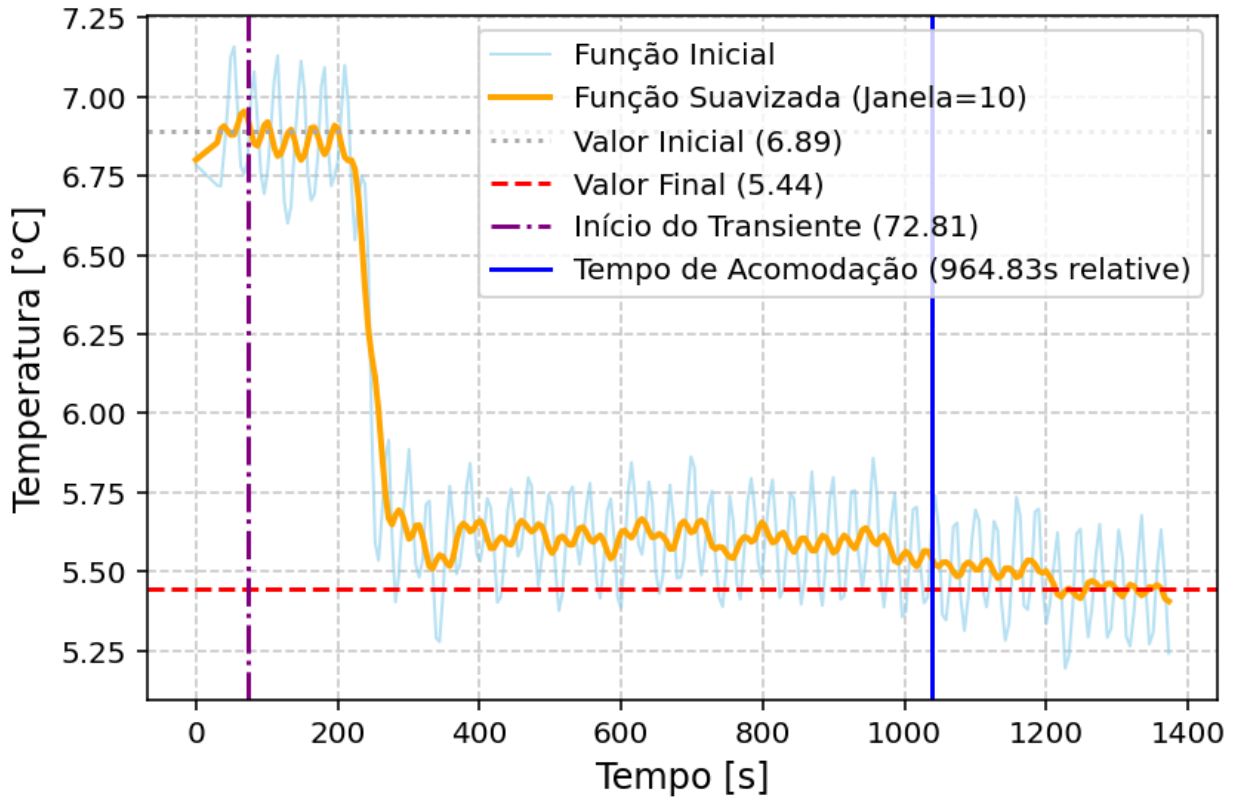
em consideração, o valor do tempo de acomodação será calculado de forma errônea. Além disso, o transiente do sistema não inicia imediatamente na coleta de dados, os dados iniciais estão relacionados ao estado inicial permanente do sistema, portanto, ele não deve ser considerado no cálculo do tempo de acomodação.

Assim, um algoritmo foi desenvolvido para calcular o tempo de acomodação do sistema. O algoritmo é o seguinte:

1. É calculado a média dos 10 primeiros valores do teste, estes valores serão utilizados como o valor inicial do sistema.
2. É calculado a média dos últimos 10 valores do teste, estes valores serão utilizados como o valor final do sistema.
3. Para filtrar os dados experimentais e diminuir o ruído, é aplicado um filtro de média móvel com janela de 10 amostras dos dados experimentais, suavizando assim a curva.
4. Para detectar o início do transiente, é definido que o seu início no momento em que o valor da curva de resposta do sistema é maior ou menor que 2% do valor inicial do sistema. O tempo aferido nesta amostra é o momento zero do cálculo do tempo de acomodação.
5. O valor do tempo de acomodação do sistema será encontrado então a partir do último valor do teste, o tempo aferido na primeira amostra que for 2% maior ou menor que o valor final do sistema (dependendo se a curva de resposta é crescente ou decrescente).
6. O tempo de acomodação é então calculado como a diferença entre o tempo da amostra final e o tempo da amostra inicial do transiente.

Um bom exemplo de como o algoritmo funciona é apresentado na Figura 6. É possível observar que, ao suavizar a curva, o algoritmo consegue detectar o início e fim do transiente e o tempo de acomodação do sistema, assim como os demais passos necessários para o cálculo de maneira coerente. Através do tempo de acomodação, é possível também definir as constantes de tempo do sistema, para sistemas de primeira ordem, a constante de tempo é definida como o tempo de acomodação dividido por 4 (Ogata, 2010). Isto será relevante, já que boa parte das variáveis deste sistema, como será visto posteriormente, são, em boa aproximação, de primeira ordem.

Figura 6 – Representação Visual do Algoritmo de Cálculo do Tempo de Acomodação



Fonte: O Autor (2025)

2.3 ANÁLISE E COMPARAÇÃO DAS HISTERESES

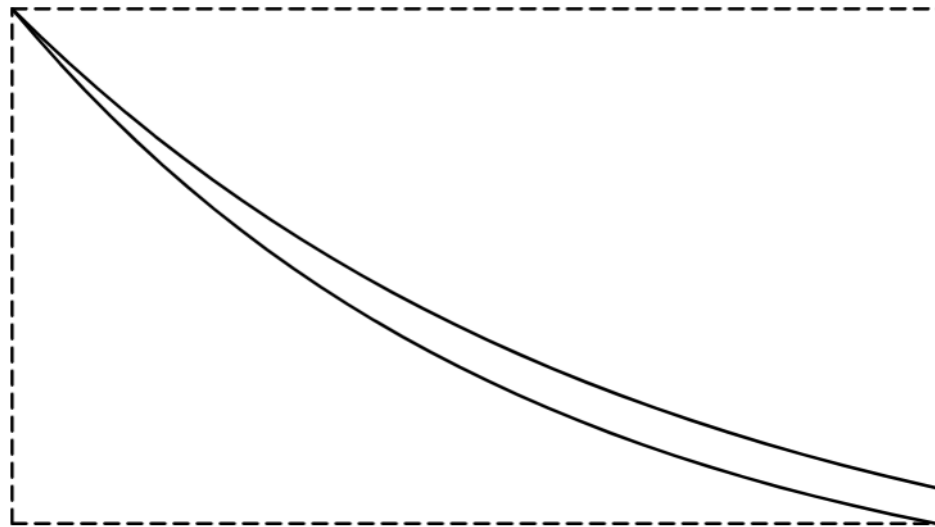
Antes de realizar as análises em si, é preciso definir uma forma de comparar a histerese de várias variáveis diferentes de forma única. A histerese é usualmente definida como a área entre as curvas de subida e descida, isto é, a diferença de caminho entre a ida e volta a um mesmo ponto. A fim de ser possível relacionar diferentes variáveis com variações distintas, a histerese será calculada da seguinte forma: é feito o cálculo da diferença entre a área das curvas de subida e descida da velocidade de rotação do compressor, então esta área é dividida pela multiplicação dos intervalos das variáveis nos eixos t e y a fim de normalizá-la; por fim, é aplicado o módulo neste número. De forma genérica pode-se escrever a fórmula utilizada para o cálculo da histerese normalizada H_{norm} como:

$$H_{norm} = \left| \frac{\int_{t_0}^t f_{subida}(t)dt - \int_{t_0}^t f_{descida}(t)dt}{\Delta y \Delta t} \right| \quad (1)$$

Em que t representa o tempo do teste, e as funções genéricas f podem representar:

temperatura, pressão ou vazão de fluido refrigerante. No entanto, como estas funções de ida e da volta na equação 1 são desconhecidas, dada a natureza do estudo experimental, estas integrais são calculadas de forma numérica utilizando o método numérico de 1/3 de Simpson composto (Chapra, 2013). Uma representação visual do que a equação 1 representa é apresentada na Figura 7, as funções $f_{subida}(t)$ e $f_{descida}(t)$ são representadas pelas curvas não tracejadas e o retângulo tracejado representa a área $\Delta y \Delta t$. Ao encontrar a área entre as duas curvas e dividi-la pela área do retângulo em que elas estão inscritas, encontra-se a porcentagem de histerese de determinada variável.

Figura 7 – Representação Visual da Histerese Normalizada



Fonte: O Autor (2025)

2.4 DETERMINAÇÃO DO COP DO SISTEMA

O COP segue alguns dos métodos e dados experimentais já utilizados e existentes no laboratório REVE (2023), como no artigo de da Silva *et al.* (2023) no qual já constam dados experimentais da taxa de transferência de massa necessária para calcular o COP nas condições deste artigo. Isto é, o COP será avaliado da seguinte forma:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}} \quad (2)$$

Em que \dot{W} é o consumo de potência do compressor e \dot{Q}_e é a capacidade de refrigeração do evaporador dada por:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{ar}(h_{ar,entrada} - h_{ar,saida}) \quad (3)$$

Em que \dot{m}_{ar} é a taxa de transferência de massa de ar e h_{ar} é a entalpia do ar úmido. O valor de \dot{m}_{ar} será definido como 0,058 kg/s, dados experimentais provenientes do artigo de da Silva *et al.* (2023). Os dados de entalpia são determinados utilizando o software EES, para o cálculo das entalpias de entrada, os dados experimentais da temperatura e umidade relativa de entrada do evaporador foram utilizados, assumindo pressão constante igual a uma atmosfera. Para as entalpias de saída, foi também assumida uma pressão constante de uma atmosfera e utilizado os dados de temperatura e umidade relativa de saída do evaporador.

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção será discutido, da melhor maneira possível, os resultados obtidos causando as perturbações P1-P5 no sistema de refrigeração. Antes de iniciar o tópico da variação das temperaturas e pressões, é importante saber se as velocidades de rotação reais do compressor estão próximas do esperado durante o planejamento experimental. A Tabela 3 mostra as velocidades de rotação aferidas utilizando o tacômetro MDT-2238B. Nota-se que estas velocidades estão próximas das esperadas conforme as Tabelas 1 e 2, logo, conclui-se que as condições de teste reais estão dentro do planejamento experimental esperado.

Tabela 3 – Velocidades de Rotação do Compressor Aferidas para as Perturbações P1-P5

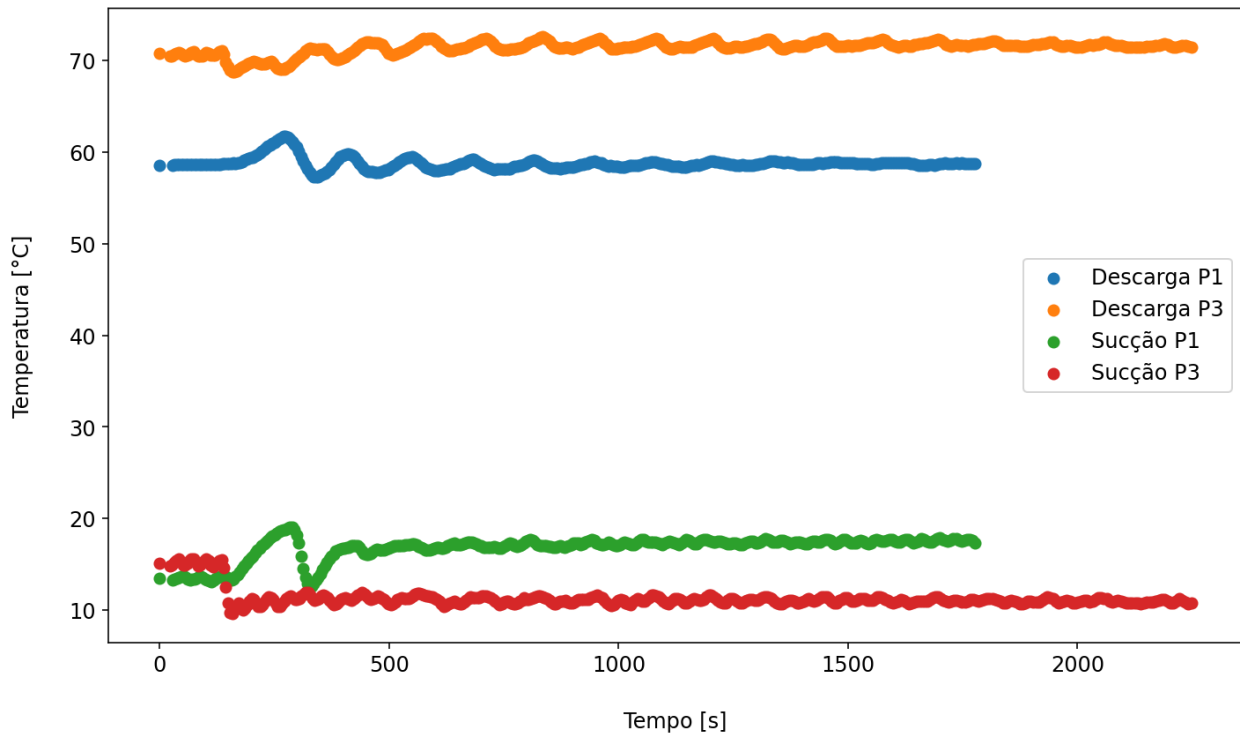
Perturbação	Frequência de Rotação Compressor Medida [RPM]
P1	489
P2	838
P3	838
P4	1083
P5	883

Fonte: O Autor (2025)

3.1 PERTURBAÇÃO PELA VARIAÇÃO DA VAZÃO DE AR DO VENTILADOR

A primeira observação, que talvez seja a mais específica entre todas, não observada de maneira tão clara, por exemplo, nas perturbações de rotação, são oscilações análogas a oscilações senoidais decrescentes até que o sistema estabilize em um determinado valor de temperatura ou pressão. Por exemplo, a Figura 8 mostra o comportamento mencionado na temperatura de sucção e descarga do compressor nas perturbações P1 e P3.

Figura 8 – Temperaturas de Descarga e Sucção do Transiente de P1 e P3

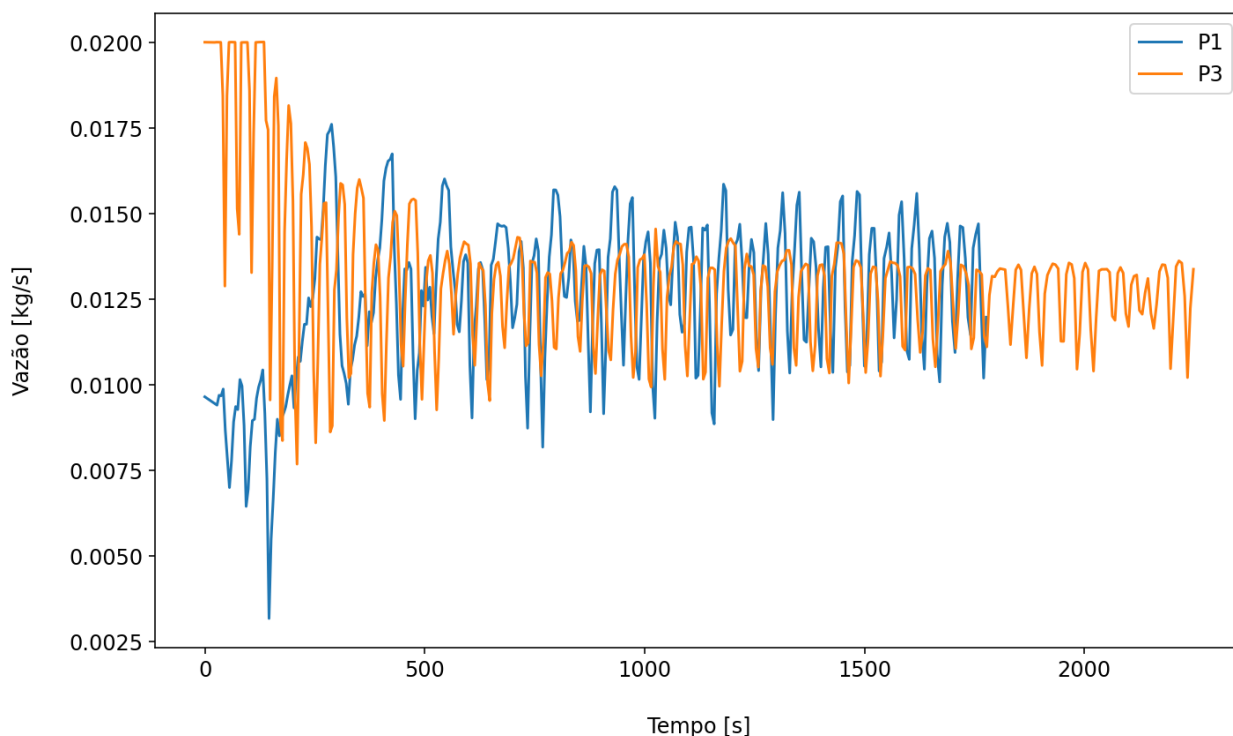


Fonte: O Autor (2025)

Nota-se, na Figura 8, que há um pico máximo de temperatura de sucção e descarga em P1 logo após o aumento da vazão de ar. Este pico foi calculado como sendo 6 % do valor final em estado estacionário. Isto ocorre devido a um evaporador subalimentado (Stoecker; Jones, 1982). Tal fato acontece quando a válvula de expansão não consegue alimentar o evaporador com refrigerante o suficiente para refrigerar a superfície do evaporador adequadamente; como resultado, a temperatura e a pressão sobem.

O pico mínimo de temperatura ocorre logo depois, provavelmente, devido a um evaporador inundado, isto é, após a subalimentação do evaporador, a válvula de expansão então deixa que mais fluido refrigerante passe até que o evaporador inunde, esta interpretação pode ser embasada com dados experimentais como na Figura 9, onde há um pico máximo de vazão de fluido refrigerante ao mesmo tempo em que as temperaturas de sucção e descarga são mínimas. Também, no artigo de Cavallaro e Bullard (1994) foi observado que aumentar a vazão de ar do ventilador implica em um aumento do coeficiente de transferência de calor h do sistema. Isto também deve estar auxiliando para que a queda da temperatura ocorra mais rapidamente.

Figura 9 – Vazão de Fluido Refrigerante Transiente de P1 e P3



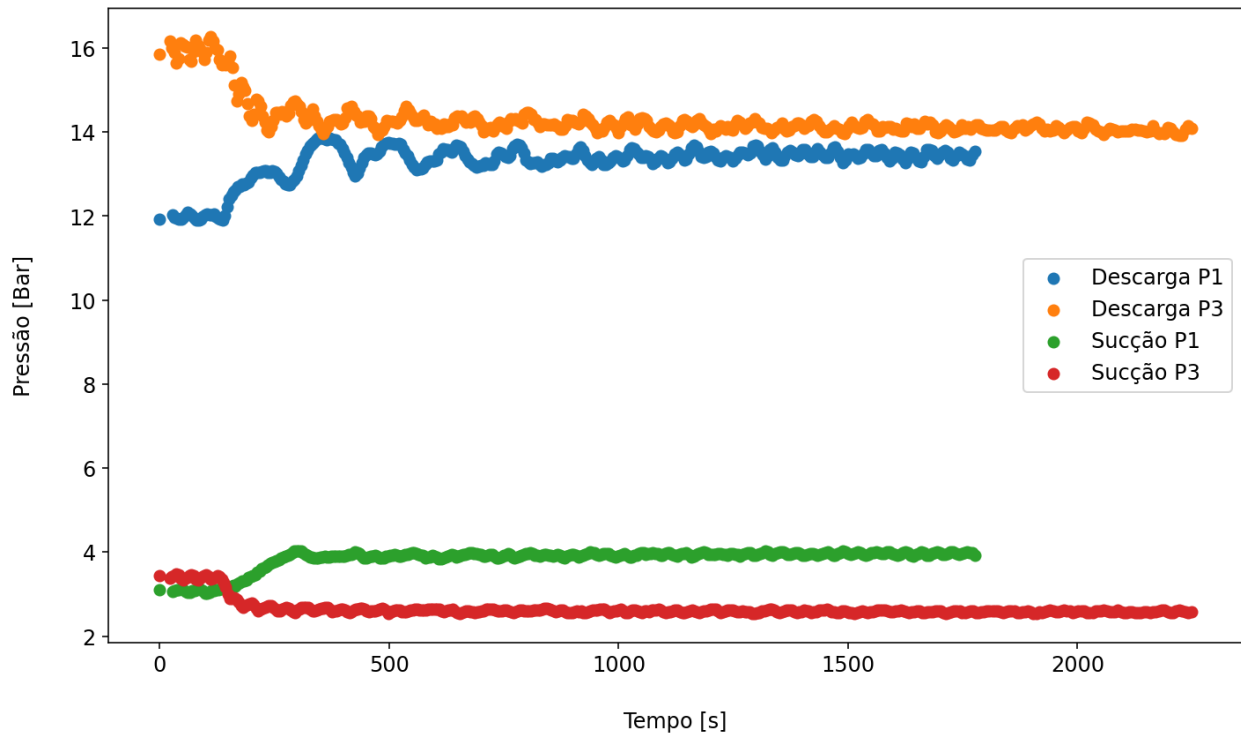
Fonte: O Autor (2025)

No entanto, a temperatura após isso sobe, e oscila até estabilizar. Esta subida de temperatura possivelmente tem relação com que, embora o coeficiente de transferência de calor tenha aumentado, há mais vazão de ar do que o que pode ser resfriado de maneira mais eficaz pelo sistema, então as temperaturas sobem, e fazem isso oscilando, procurando a posição de equilíbrio entre a pressão de sucção e o fluxo da taxa de massa (Stoecker; Jones, 1982).

No caso de P3 não são observados extremos de temperatura, provavelmente pois, como a velocidade e vazão de ar neste caso são reduzidos, diminuí-los é uma alteração menos brusca no sistema, ela apenas decresce oscilando, devido possivelmente à mesma razão que P1 cresce, isto é, com menos vazão de ar é mais fácil resfriá-lo e oscila procurando o equilíbrio.

As pressões de descarga e sucção ambas crescem ou decrescem conjuntamente, o que é o oposto do observado nas pressões nas perturbações por rotação. Como na Figura 10, o aumento das pressões ou diminuição delas ocorre em decorrência do aumento ou diminuição da carga térmica no evaporador, respectivamente (Datta; Das; Mukhopadhyay, 2014).

Figura 10 – Pressões de Descarga e Sucção P1 e P3

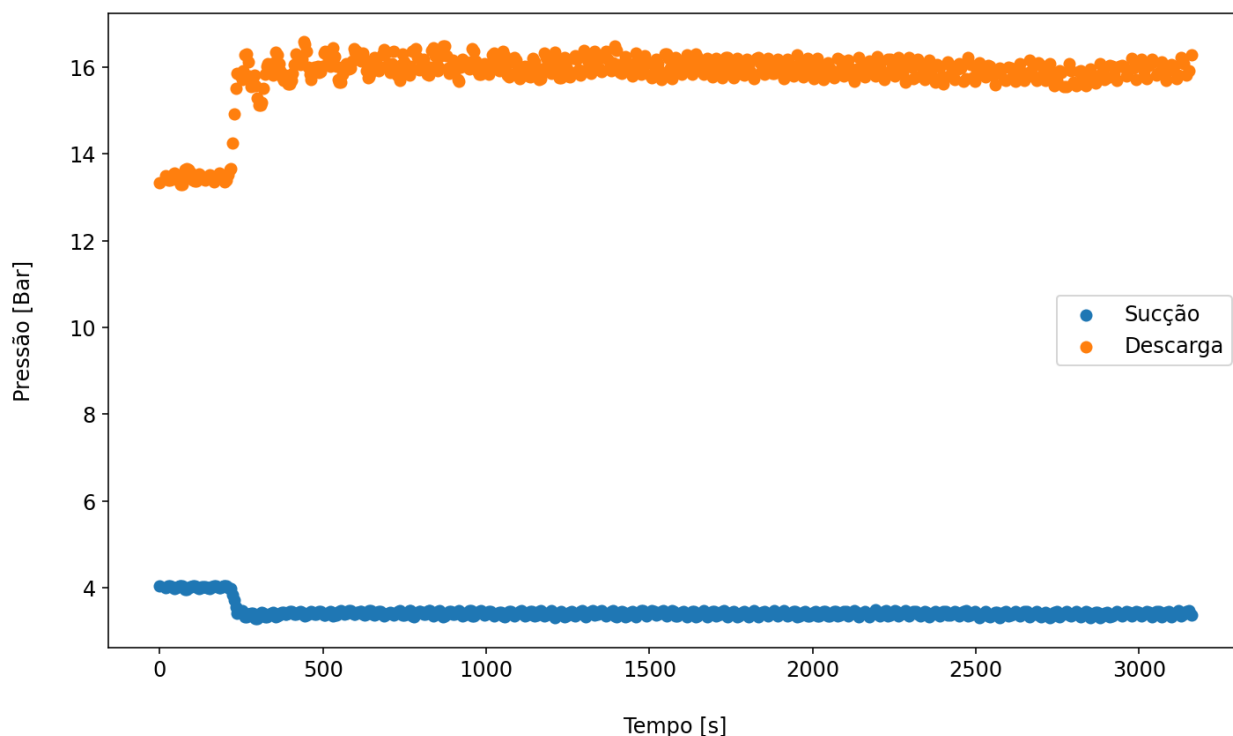


Fonte: O Autor (2025)

3.2 PERTURBAÇÃO PELA FREQUÊNCIA DE ROTAÇÃO DO COMPRESSOR

As perturbações causadas por rotação, como P2, P4 e P5, demonstraram um comportamento, em geral, menos oscilatório do que as que foram apresentadas previamente na subseção 3.1. É perceptível que, em relação às pressões, quando há aumento da velocidade de rotação do compressor, a pressão de descarga sobe e a de sucção desce, esta relação inversa entre as pressões também foi apontada em outros trabalhos, como o estudo de Datta, Das e Mukhopadhyay (2014). Por exemplo, a Figura 11 mostra esta relação nas pressões de P2.

Figura 11 – Pressões de Descarga e Sucção P2



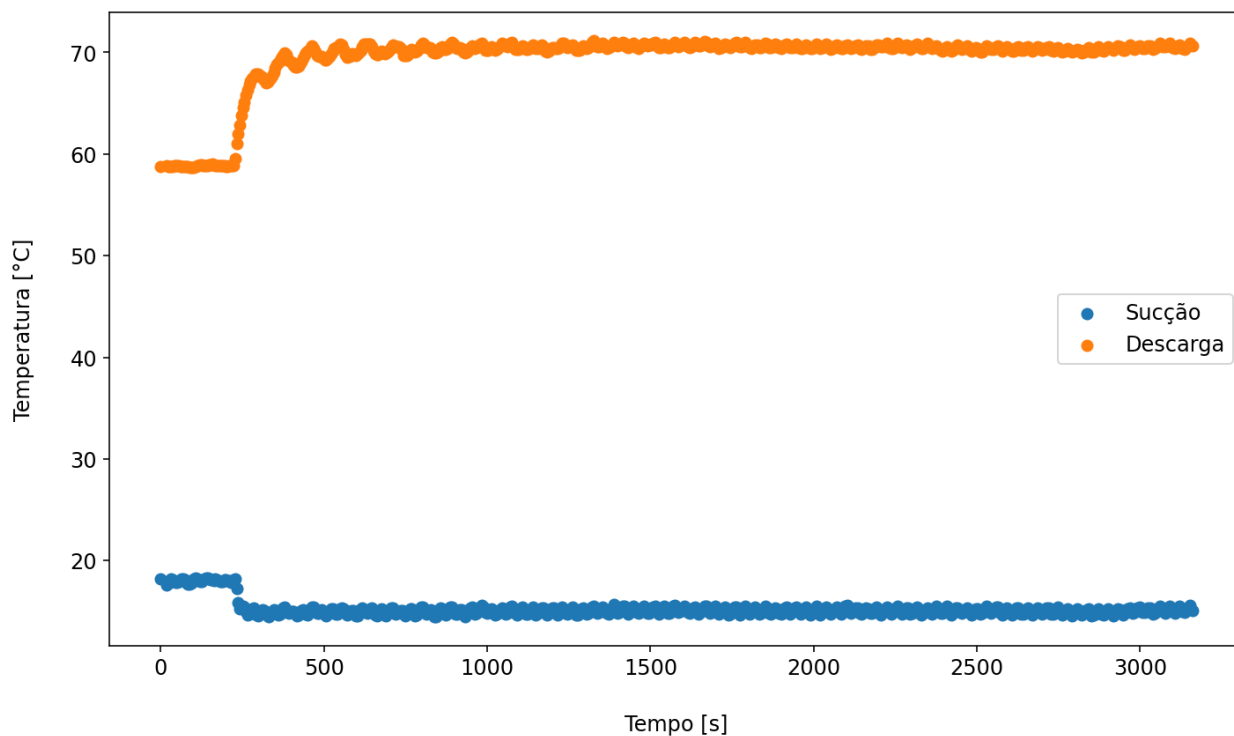
Fonte: O Autor (2025)

A relação inversa entre as pressões pode ser explicada devido à capacidade do compressor aumentar quando a rotação é elevada, variando então inversamente as quedas de pressão, como pode ser representado por um diagrama P-V do compressor, as quedas de pressão variam com o RPM ao quadrado (Phillippi, 2008). É observado também uma maior variação na pressão de descarga do que na pressão de sucção; tal comportamento ocorre devido ao aumento da região ocupada por líquido sub-resfriado no condensador. A prática é usual e serve à função de fazer com que apenas líquido entre na válvula de expansão (Stoecker; Jones, 1982),

O transiente da parte de sucção é mais rápido que na parte de descarga e isto é possível de concluir não somente das pressões, mas também das temperaturas respectivas, assim como mostra a Figura 12. Esta diferente velocidade dos transientes ocorre, provavelmente, devido à maior inércia térmica do condensador, fazendo com que a sua resposta seja mais lenta e também devido ao efeito da válvula de expansão. Ao aumentar a velocidade do compressor, a carga térmica aumenta quase que instantaneamente no sistema, isto aumenta a pressão e temperatura de descarga e mais fluido refrigerante é sugado pelo compressor por consequência. No entanto, a válvula de expansão ainda demora para permitir que mais fluido refrigerante passe para o evaporador (Chen *et al.*,

2008). Então, causando atraso, como visto nas Figuras 11 e 12.

Figura 12 – Temperaturas de Descarga e Sucção P2

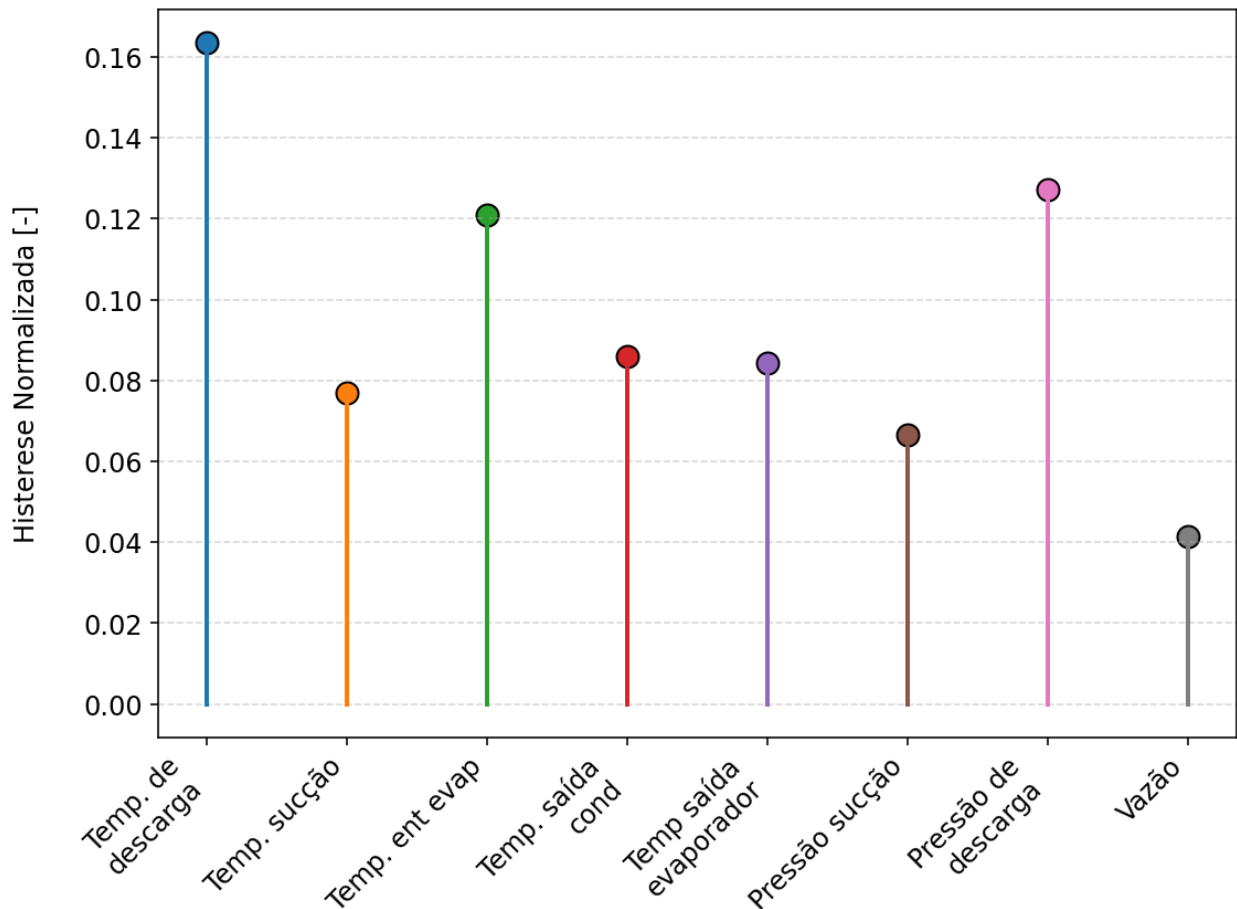


Fonte: O Autor (2025)

3.3 ANÁLISE DA HISTERESE

Utilizando o método de análise introduzido na subseção 2.3 deste trabalho, foi possível calcular a histerese normalizada das principais variáveis do sistema de refrigeração. A Figura 13 demonstra então estes valores encontrados.

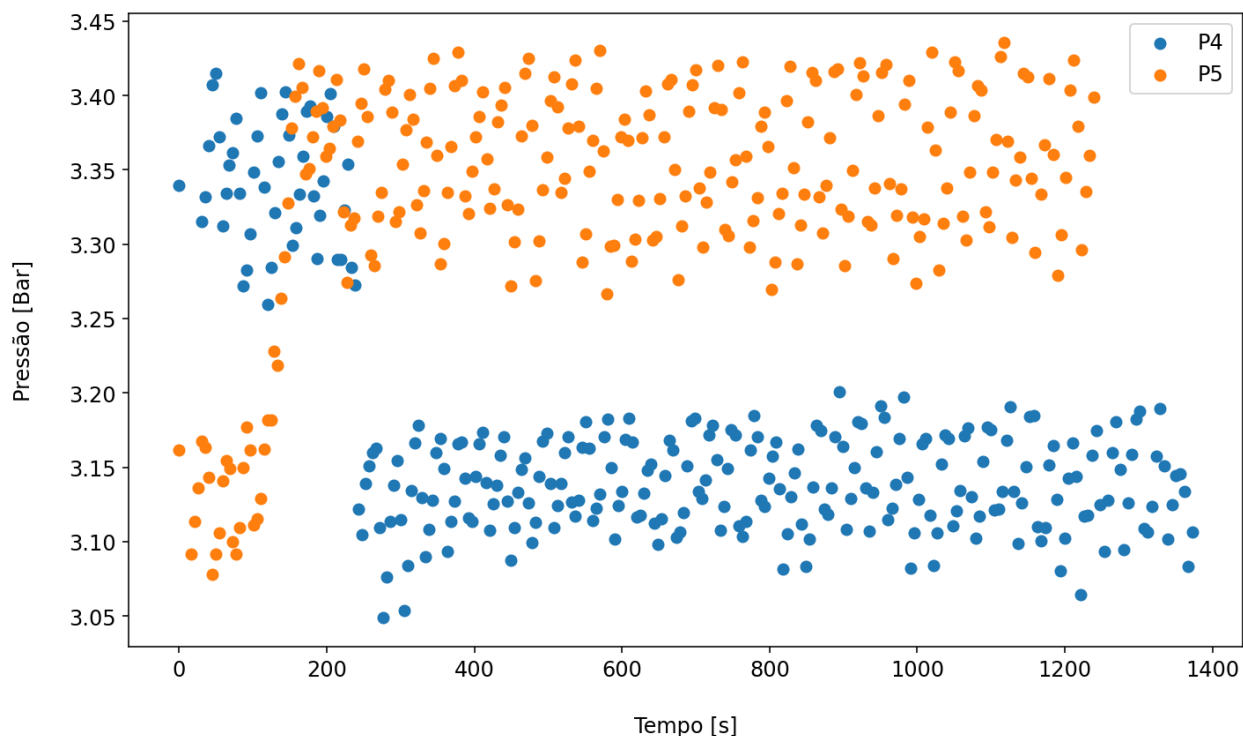
Figura 13 – Histereses Normalizadas das Principais Variáveis do Teste



Fonte: O Autor (2025)

Nota-se que as histereses mais altas encontram-se próximas da região da válvula de expansão. Tanto na sua entrada como na sua saída, o que é um possível indício de que ela é a principal responsável pela diferença entre os caminhos de subida e descida de rotação. Foi também perceptível que a velocidade de convergência das variáveis de teste é afetada pela subida ou descida de rotação, principalmente das de menor histerese, como a temperatura e pressão de sucção. Por exemplo, o gráfico da Figura 14 mostra a pressão de sucção nas perturbações P4 e P5, nota-se que em boa parte do transiente na subida de rotação há uma lacuna na coleta dos dados. Isto acontece pois a subida do transiente foi mais rápida do que a taxa de amostragem do sistema de aquisição.

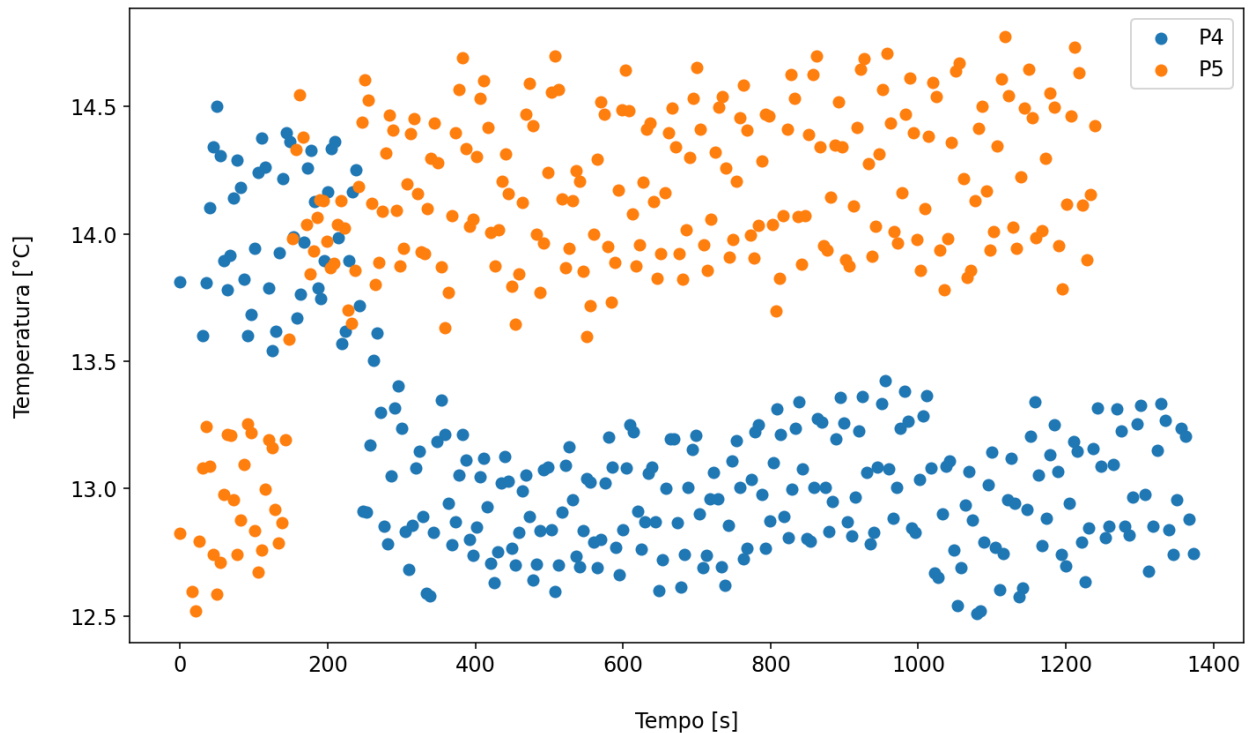
Figura 14 – Pressão de Sucção nas Perturbações P4 e P5



Fonte: O Autor (2025)

Uma possível explicação para esta mudança da velocidade de convergência pode ser o efeito da válvula de expansão. Quando a velocidade de rotação do compressor é diminuída, a vazão de fluido refrigerante passando pela válvula diminui, então ela começa a se fechar, não completamente, mas há diminuição da seção por onde passa o fluido, causando atraso no aumento da pressão de sucção. Contrastando com a situação oposta, isto é, durante o aumento da velocidade de rotação, há um aumento na vazão de fluido refrigerante, e a válvula já está completamente aberta, permitindo que a pressão varie mais facilmente. Tal comportamento é observável não só na pressão de sucção, mas também na temperatura, como mostra a Figura 15, o que demonstra que o comportamento citado acima é compatível com a observação experimental.

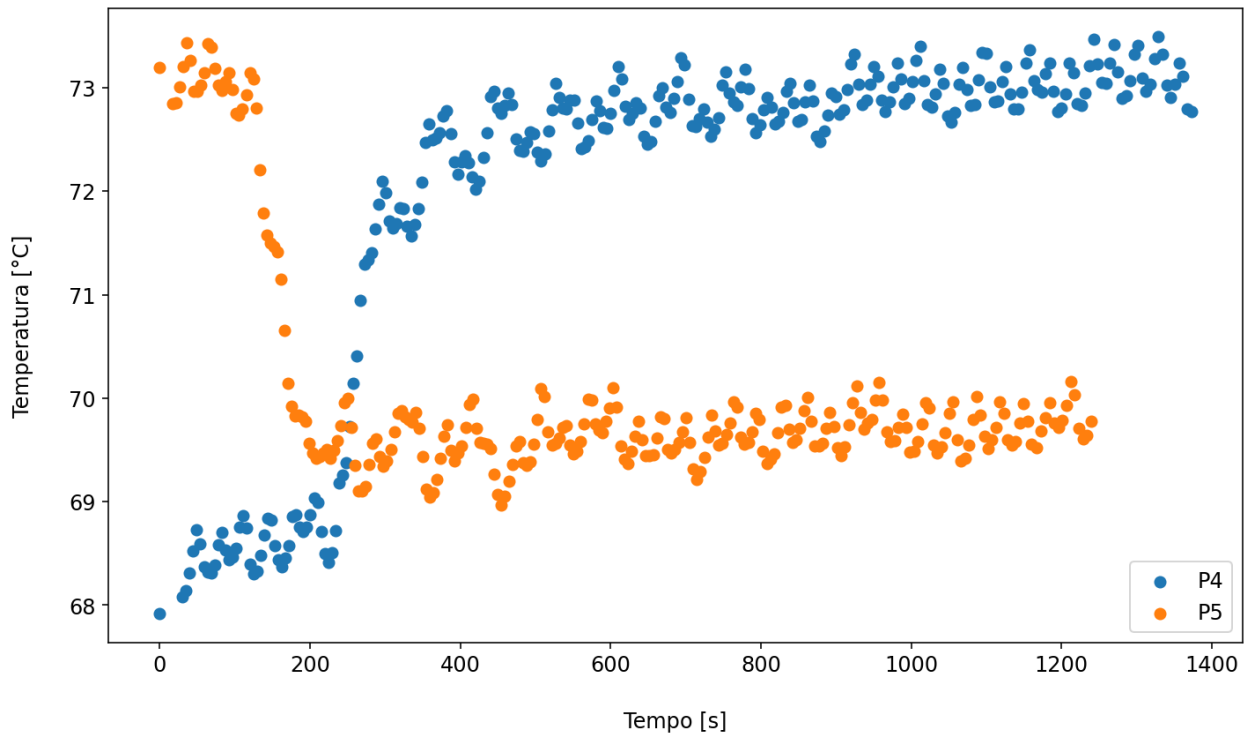
Figura 15 – Temperatura de Sucção nas Perturbações P4 e P5



Fonte: O Autor (2025)

O transiente da pressão e temperatura de descarga é mais lento que o de sucção, como demonstrado na Figura 16. O que já era esperado, conforme discutido na subseção 3.2 de forma mais detalhada. Percebe-se, no entanto, após a estabilização da temperatura de descarga em P5, ela não volta ao mesmo valor que tinha inicialmente em P4, o que deveria ser o comportamento esperado. É razoável propor que isso ocorra devido ao aumento da temperatura ambiente, que foi de 22 °C em P4 para 24 °C ao final de P5, o que diminui a eficiência do sistema de refrigeração e, conseqüentemente, a temperatura de descarga não conseguiu voltar ao seu valor inicial.

Figura 16 – Temperatura de Descarga nas Perturbações P4 e P5



Fonte: O Autor (2025)

A maior histerese encontrada nas variáveis de descarga, como observado na Figura 13, pode ser explicada pois estas variáveis são mais lentas em seu transiente, e são dependentes das variáveis de sucção e da ação da válvula de expansão, isto é, elas acabam acumulando no seu resultado os efeitos da histerese destas outras partes do sistema.

3.4 ANÁLISE DO COP

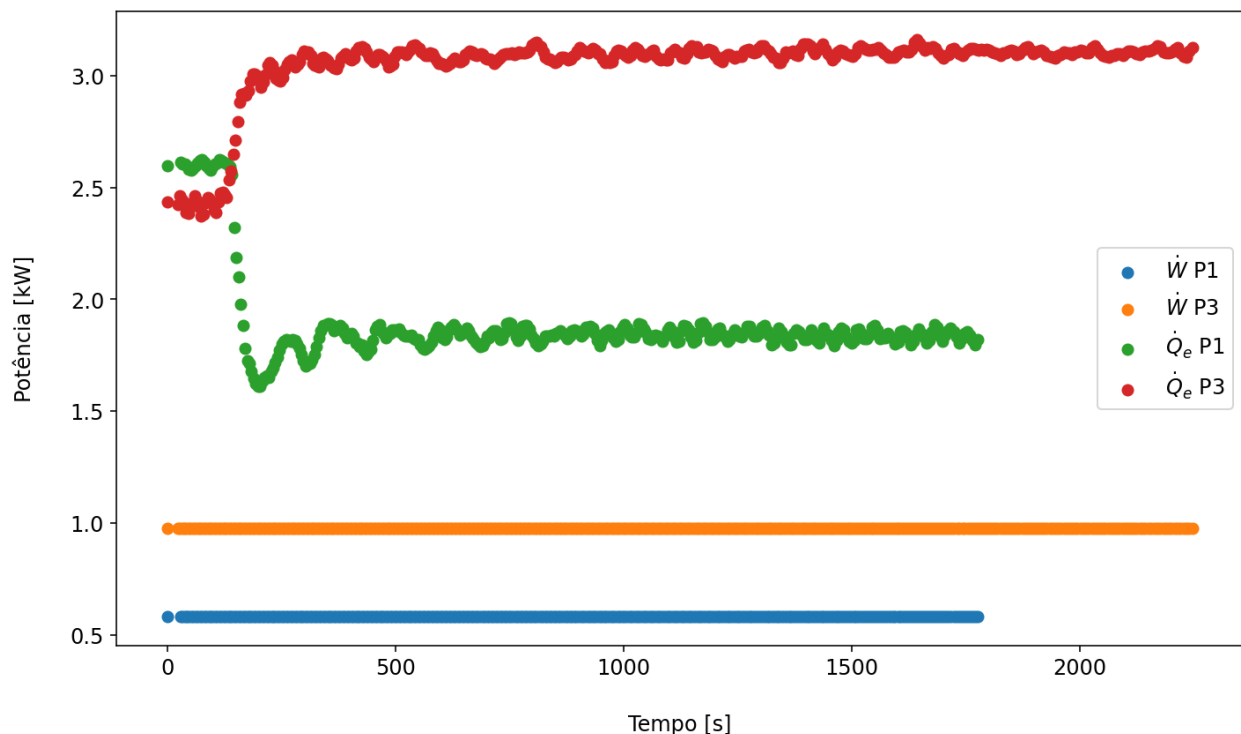
Nesta subseção, serão apresentadas as análises do Coeficiente de Performance (COP) do sistema de refrigeração nas condições de perturbação aplicadas ao sistema. O cálculo da determinação do COP foi feito conforme detalhado na subseção 2.4.

3.4.1 Efeito da Variação da Vazão de Ar do Ventilador no COP

A capacidade de refrigeração do sistema oscila ao aumentar a vazão de ar do ventilador, o que é um resultado razoável devido ao analisado das perturbações nas temperaturas e pressões de sucção e descarga do compressor, analisadas com mais detalhe na subseção 3.1. A capacidade de refrigeração decresce e oscila com o aumento da vazão

de ar do ventilador, isto é, para P1, como pode ser visto na Figura 17. Isto ocorre devido, principalmente, à temperatura de saída e umidade relativa de saída do evaporador que apresentaram oscilações, o que afeta diretamente os cálculos de entalpia do ar. P3 oscila menos, o que deve estar relacionado com as razões explicadas anteriormente na subseção 3.1.

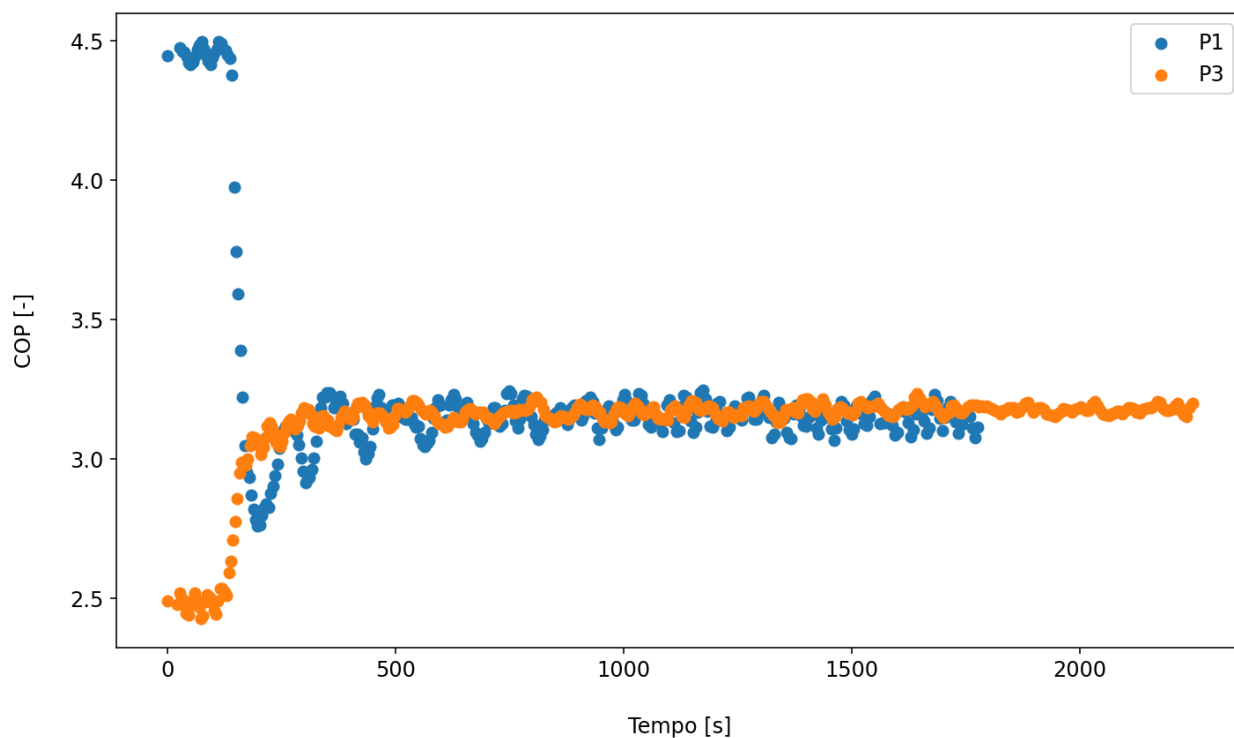
Figura 17 – Capacidade de Refrigeração e Potência de Consumo do Compressor nas Perturbações P1 e P3



Fonte: O Autor (2025)

Portanto o COP também oscila, como pode ser visto na Figura 18. A oscilação do COP é completamente relacionada à oscilação da capacidade de refrigeração neste caso, já que a potência de consumo do compressor é mantida fixa. Oscilando para P1 e menos para P3. Nota-se que o COP inicial de P1 e P3 são completamente diferentes, isto, claro, tem relação com as rotações do compressor que, embora fixas, são distintas entre si como foi apresentado na Figura 17. O COP final é muito similar entre P1 e P3, isto ocorre pois, embora a capacidade de refrigeração de P1 seja menor que a de P3, a razão entre capacidade de refrigeração e potência de consumo do compressor, isto é, o COP, neste caso são ambas muito similares. Foram observadas reduções de 43% no COP em P1 e aumentos de 22% em P3, quando comparado ao estado estacionário.

Figura 18 – COP nas Perturbações P1 e P3

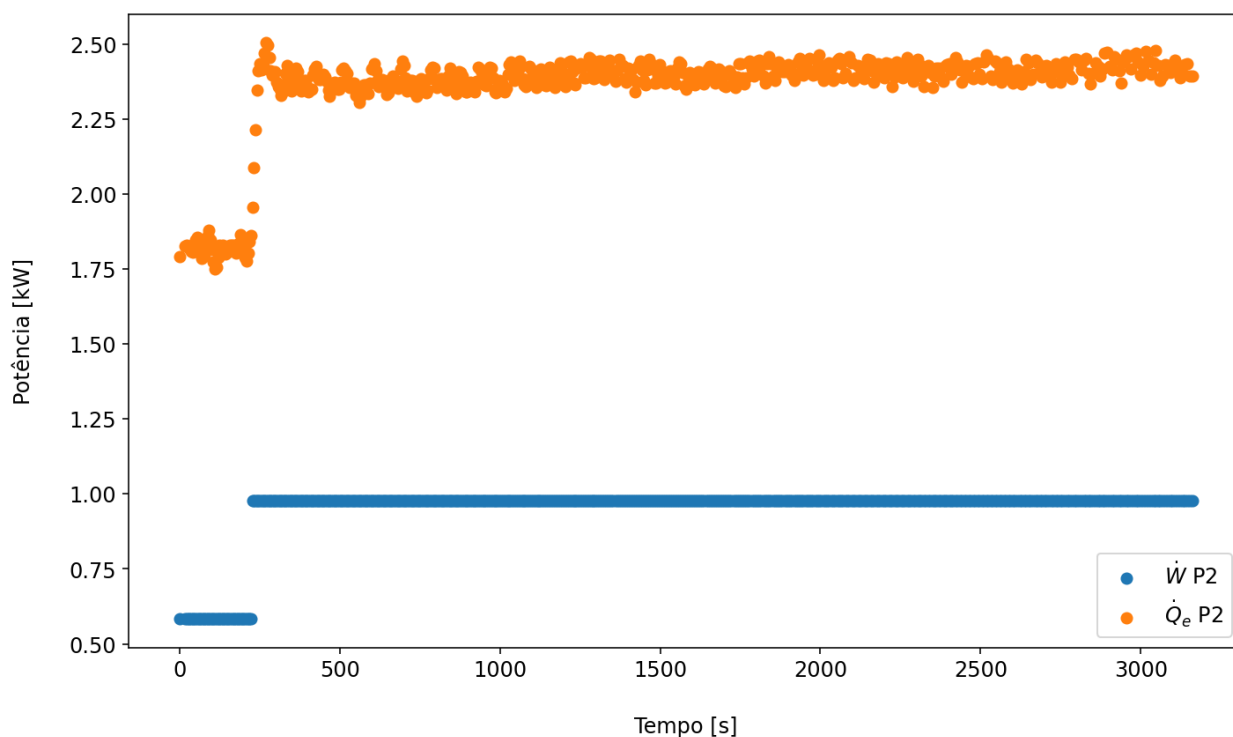


Fonte: O Autor (2025)

3.4.2 Efeito da Frequência de Rotação do Compressor no COP

Nesta situação, ao aumentar a frequência de rotação do compressor, a capacidade de refrigeração do sistema aumenta, como pode ser vista na Figura 19 para a perturbação P2. Isto ocorre devido à diminuição da entalpia de saída e o aumento da entalpia de entrada do ar.

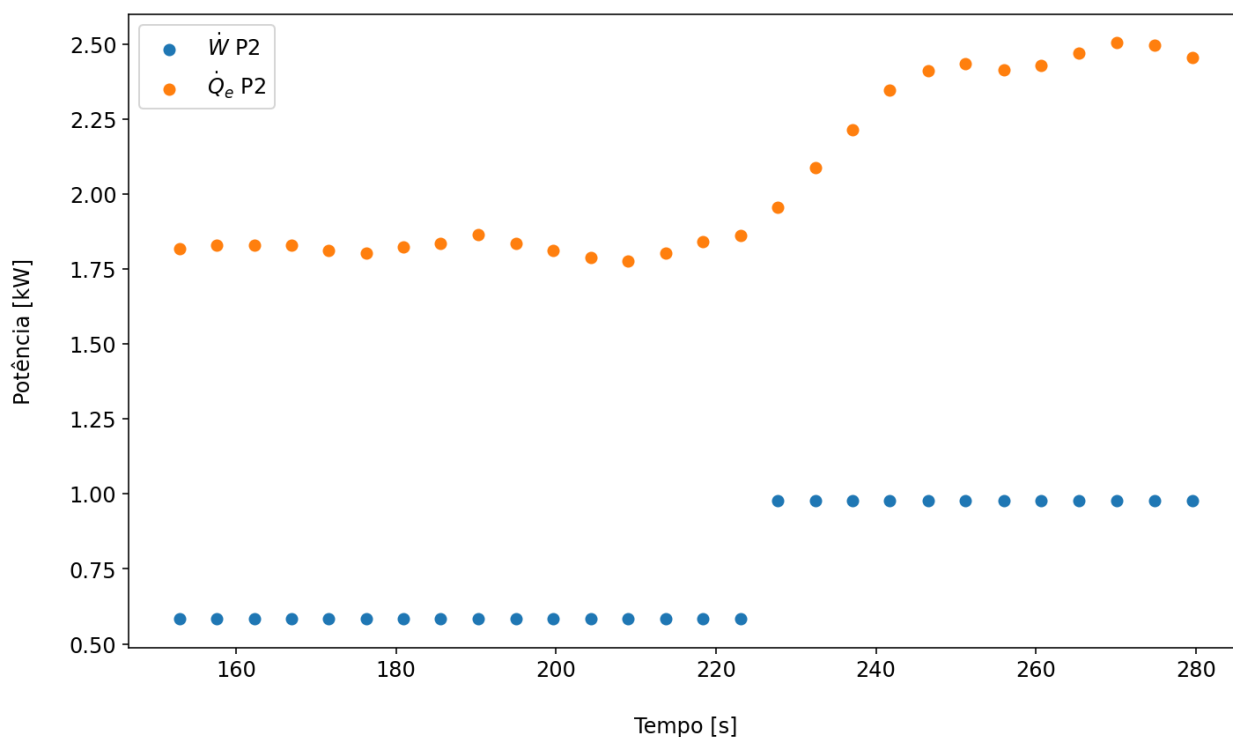
Figura 19 – Capacidade de Refrigeração e Potência de Consumo do Compressor na Perturbação P2



Fonte: O Autor (2025)

É importante ressaltar que o transiente da potência de consumo do compressor é, para efeitos práticos de análise, instantâneo, o que não acontece com a capacidade de refrigeração. Esta diferença entre os transientes da capacidade de refrigeração e da potência de consumo do compressor pode ser vista na Figura 20. O transiente imediato da potência de consumo do compressor é o causador da variação abrupta do COP que pode ser observada nas Figuras 21 e 23 também.

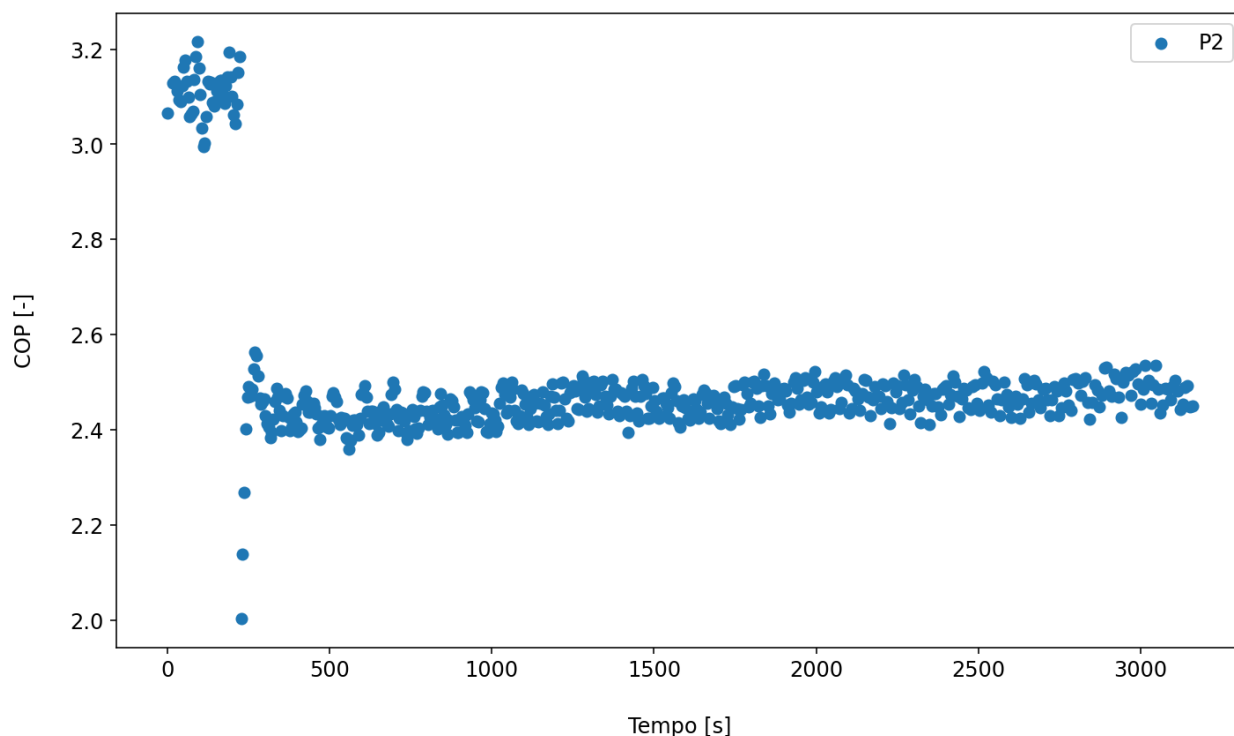
Figura 20 – Transiente da Capacidade de Refrigeração e Potência de Consumo do Compressor na Perturbação P2



Fonte: O Autor (2025)

Embora a capacidade de refrigeração do sistema aumente, o oposto ocorre no COP, como pode ser visto na Figura 21, o COP diminui com o aumento da frequência de rotação do compressor. Este resultado é bem documentado na literatura, por exemplo Masche *et al.* (2021) explica que o COP diminui devido ao aumento da potência de consumo do compressor, aumentando mais do que a capacidade de refrigeração do sistema. Também pode estar atrelado às quedas de pressão do fluido refrigerante ao passar pelos trocadores de calor, como mencionado por Constantino e Kanizawa (2022) o que pode levar à diminuição também da eficiência da compressão em rotações mais elevadas, como mencionado por Stoecker (1998). Foi observada uma diminuição de 25% no COP em P2, quando comparado ao estado estacionário.

Figura 21 – COP na Perturbação P2

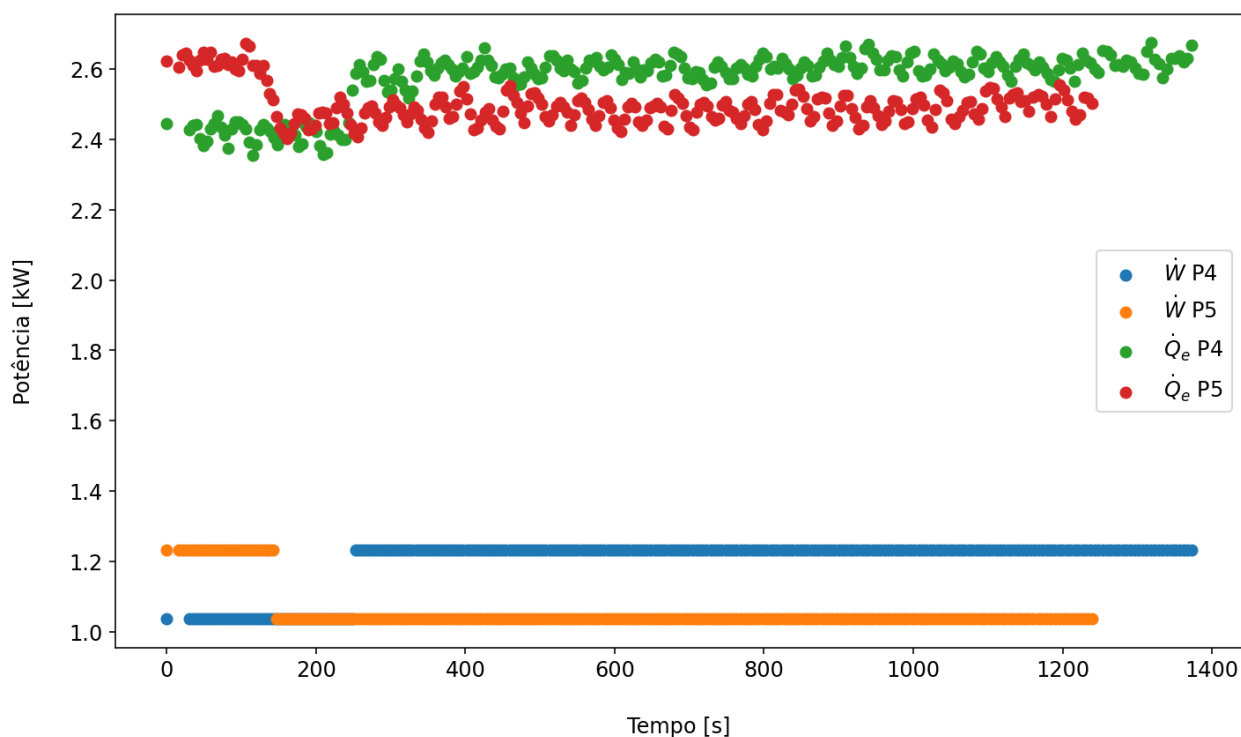


Fonte: O Autor (2025)

3.4.3 Efeito da Histerese no COP

Conforme Masche *et al.* (2021), a influência da histerese no COP é muito mais dramática do que na capacidade de refrigeração do sistema. Isto acontece pois o trabalho de entrada de refrigeradores eficientes é muito baixo. O COP cai rapidamente e a histerese aumenta devido à redução da capacidade de refrigeração e ao aumento do trabalho de entrada do compressor. Esta frase é possível de ser verificada, para a capacidade de refrigeração, observando a Figura 22. Ela demonstra como a capacidade de refrigeração e a potência de consumo do compressor variam nas perturbações P4 e P5. A potência de consumo do compressor varia, para efeitos práticos, quase que instantaneamente, enquanto a capacidade de refrigeração varia de forma mais lenta e gradual, pois o transiente das entalpias está relacionado aos transientes de umidade e temperaturas do evaporador, que dependem também do restante do sistema, enquanto a rotação do compressor depende apenas do inversor.

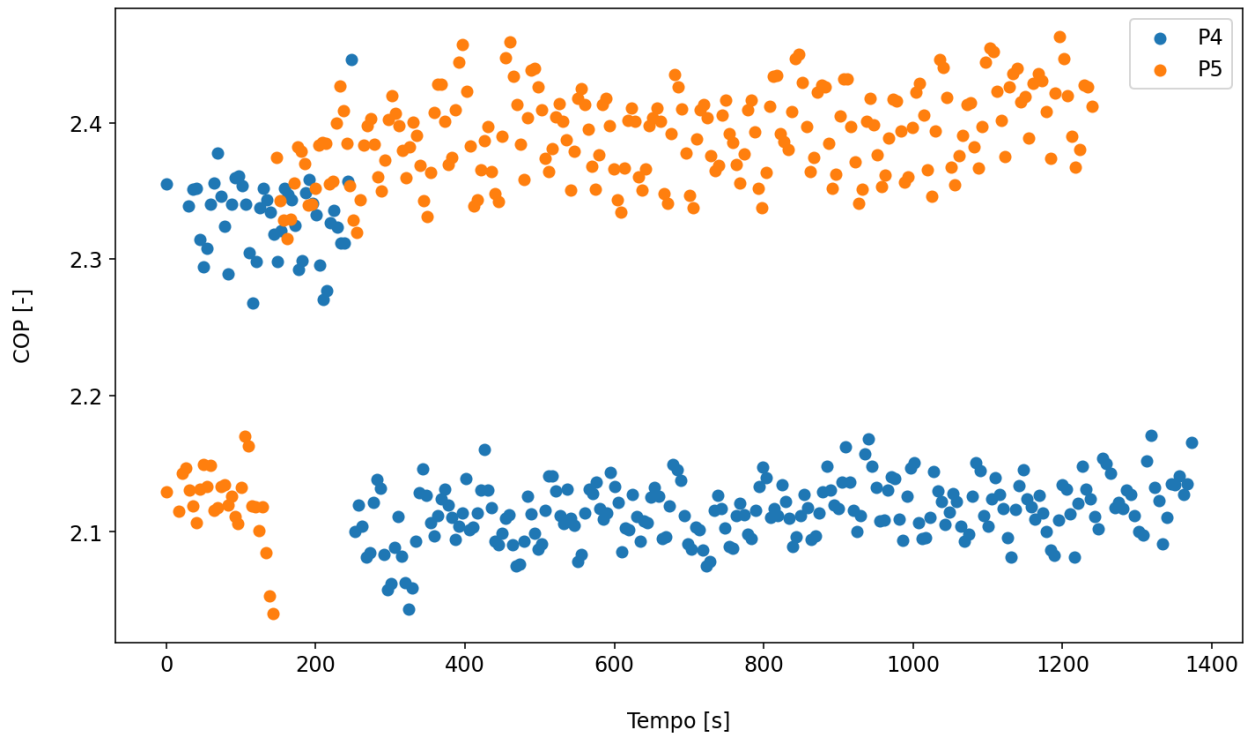
Figura 22 – Capacidade de Refrigeração e Potência de Consumo do Compressor nas Perturbações P4 e P5



Fonte: O Autor (2025)

Utilizando a equação 2, então é possível determinar o COP do sistema nas perturbações P4 e P5, o que pode ser visto na Figura 23, nota-se que a histerese do COP, como dito por Masche *et al.* (2021), é acentuada e isto ocorre devido ao impacto da variação da potência de consumo do compressor ser consideravelmente maior do que a variação da capacidade de refrigeração do sistema. A histerese normalizada do COP foi calculada como sendo 11%, o que é um valor considerável. Houve também uma diminuição de 11% no COP em P4 e 12% de aumento em P5, quando comparado ao estado estacionário.

Figura 23 – Histerese no COP nas Perturbações P4 e P5



Fonte: O Autor (2025)

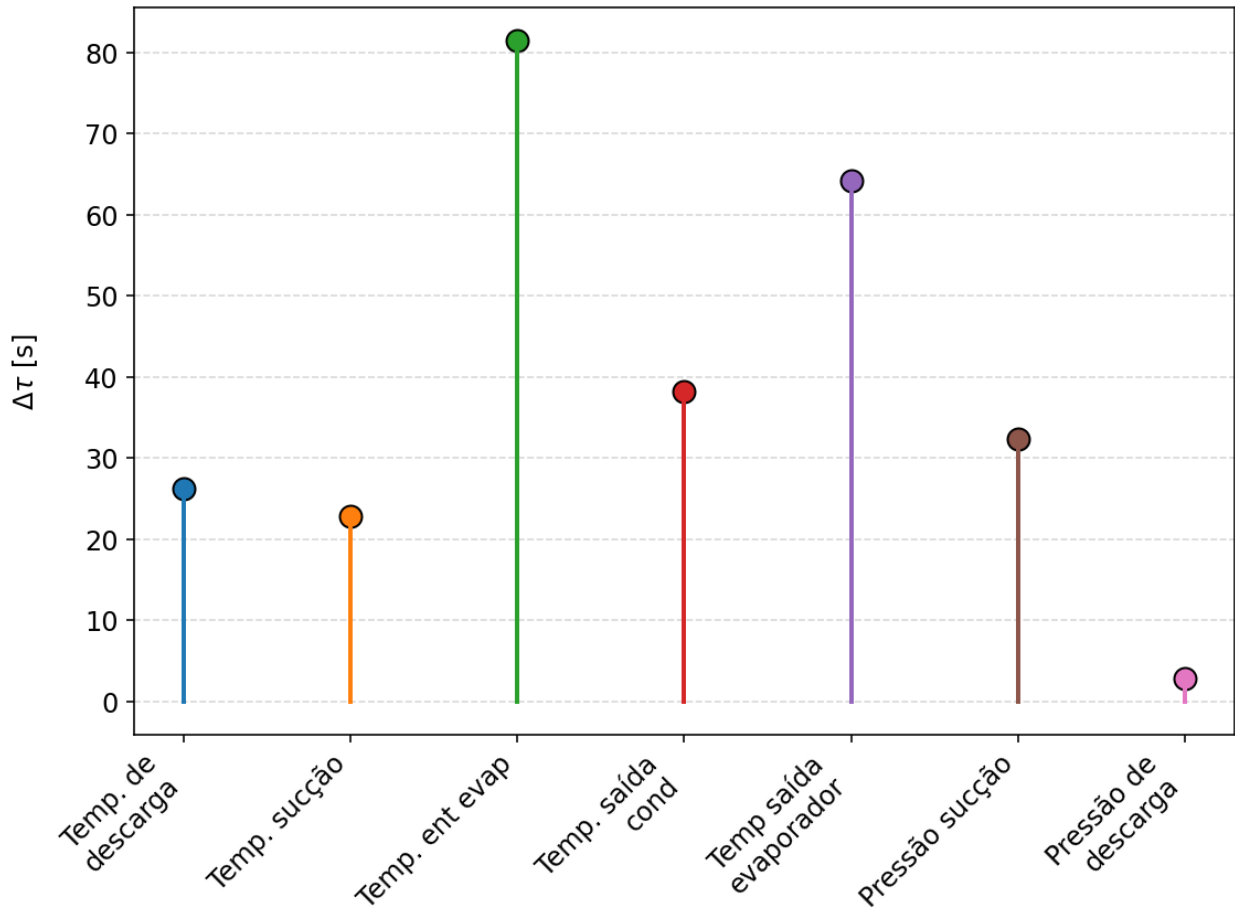
3.5 ESTUDO DA HISTERESE NORMALIZADA PARA CONTROLE NÃO ADAPTATIVO

Para finalizar esta seção, é interessante realizar um estudo final da histerese normalizada e estudar a relação dela com parâmetros do sistema, como, por exemplo, as suas constantes de tempo, que são um parâmetro importante e que são alteradas justamente devido à histerese do sistema.

Todas as variáveis de teste aqui apresentadas, considerando as perturbações P4 e P5, podem ser consideradas, no tempo, como variáveis de primeira ordem, devido ao seu comportamento aproximadamente exponencial. Para tentar então encontrar a relação entre a histerese normalizada e as constantes de tempo do sistema, como a histerese é relativa à diferença entre os caminhos de subida e descida, então é proposto tentar encontrar uma relação entre a histerese normalizada e a diferença entre as constantes de tempo de subida e descida do sistema.

A diferença entre as constantes de tempo do sistema pode ser então encontrada na Figura 24. As variáveis escolhidas para análise são as mesmas anteriormente apresentadas na Figura 13, sendo a única exceção a vazão de fluido refrigerante, já que ela não pode ser considerada de primeira ordem.

Figura 24 – Módulo da Diferença entre as Constantes de Tempo do Sistema nas Perturbações P4 e P5

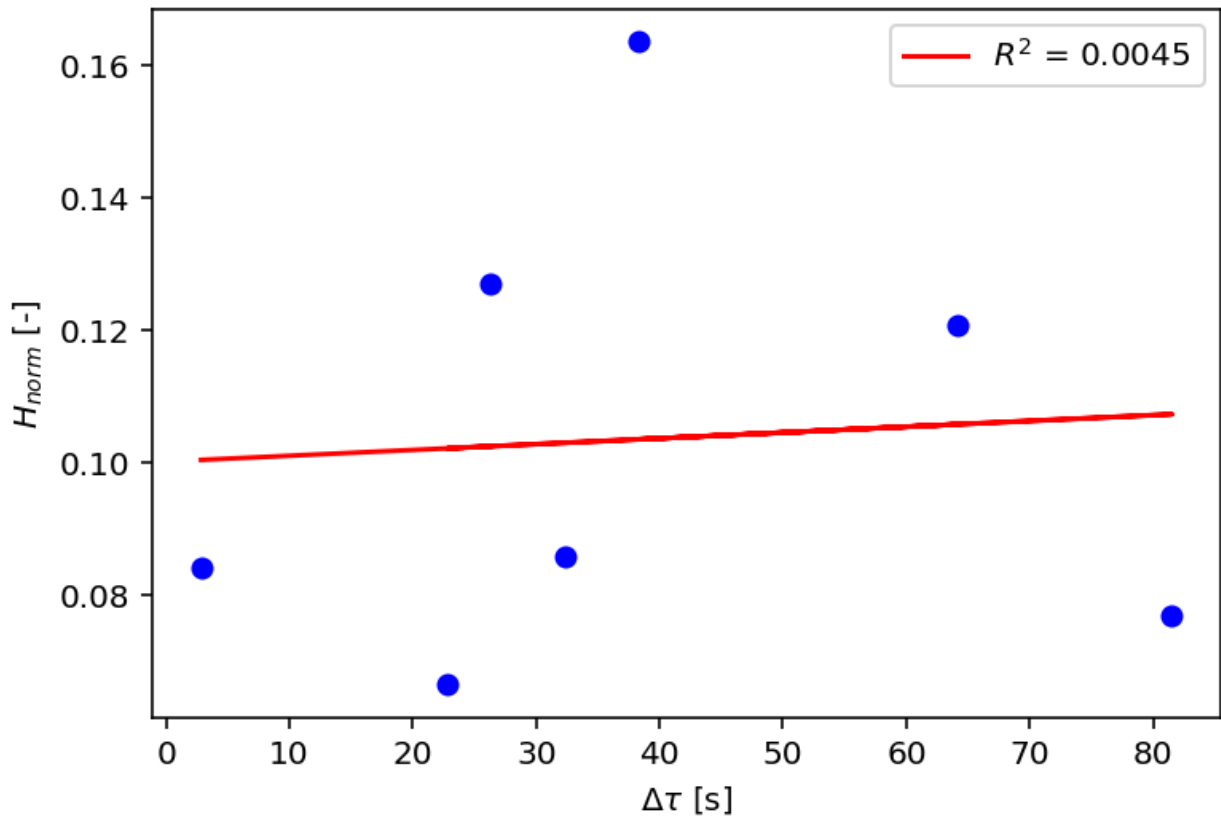


Fonte: O Autor (2025)

$\Delta\tau$ é o módulo da diferença entre as constantes de tempo de subida e descida do sistema, ou seja, $\Delta\tau = |\tau_{subida} - \tau_{descida}|$, onde τ_{subida} é a constante de tempo do sistema durante a subida da perturbação e $\tau_{descida}$ é a constante de tempo do sistema durante a descida da perturbação.

A partir dos dados apresentados na Figura 13 e na Figura 24, é possível então traçar o gráfico da histerese normalizada pela diferença entre as constantes de tempo do sistema, como mostrado na Figura 25.

Figura 25 – Histerese Normalizada e Módulo da Diferença entre as Constantes de Tempo do Sistema



Fonte: O Autor (2025)

Entretanto, não foi possível encontrar uma relação clara entre a histerese normalizada e a diferença entre as constantes de tempo do sistema. É possível notar que o R^2 da regressão linear entre a histerese normalizada e a diferença entre as constantes de tempo do sistema é muito baixo, indicando que a histerese normalizada parece não ter uma relação direta com a diferença entre as constantes de tempo do sistema, o que pode indicar que outros fatores estão influenciando a histerese do sistema.

Além desta análise, houve também a tentativa de encontrar uma relação linear entre o logaritmo da histerese normalizada e a diferença entre as constantes de tempo do sistema. A lógica por trás desta tentativa é que as funções de transferência de primeira ordem são exponenciais no domínio do tempo, o que poderia indicar então alguma relação linear entre os logaritmos da histerese normalizada e da diferença entre as constantes de tempo do sistema. No entanto, esta tentativa também não mostrou resultados satisfatórios, o que indica que talvez não seja possível encontrar uma relação direta entre a histerese normalizada e as constantes de tempo do sistema.

Embora não tenha sido possível encontrar uma relação clara entre a histerese normalizada e as constantes de tempo do sistema, estes resultados obtidos não são inúteis em termos de controle. Para um controle não adaptativo, saber a diferença entre as constantes de tempo pode ser bem útil para determinar o tempo de amostragem do controlador, ou seja, o tempo que o controlador deve esperar para fazer uma nova leitura das variáveis do sistema e tomar uma nova ação de controle. Isto é, escolher o menor tempo de amostragem possível para evitar que certas variáveis não sejam amostradas de maneira adequada, comprometendo o controle do sistema.

Também vê-se necessário que o controlador seja projetado de tal forma que tenha uma banda morta em torno do valor de referência desejado, isto porque é possível que os valores em estado estacionário do sistema da ida não sejam exatamente iguais aos da volta, assim como observado na Figura 16. É importante então que o controlador entenda que uma certa variação em torno do valor de referência é aceitável, e que não deve ser considerado um erro de controle, mas sim uma característica do sistema.

Por fim, para um controle adaptativo, é possível utilizar modelos matemáticos mais complexos para modelar o fenômeno da histerese do sistema de forma mais precisa. Um exemplo de modelo que poderia ser utilizado é o modelo de histerese de Bouc-Wen, que é um modelo matemático não linear que pode ser utilizado para modelar sistemas com histerese, como utilizado por Zhang *et al.* (2024). Neste artigo, foi utilizado para modelar histerese em um sistema de servoacionamento de microdeslocamento piezolétrico. Obtendo erro máximo de 0,06% em uma trajetória senoidal, o que demonstra que esta abordagem pode ser bastante eficaz para modelar sistemas com histerese e, se necessário, pode ser utilizada para projetar um controlador adaptativo para um sistema de refrigeração. Além do modelo de Bouc-Wen, o modelo de Prandtl-Ishlinskii também é um modelo matemático que pode ser utilizado para modelar sistemas com histerese, porém, conforme também Zhang *et al.* (2024), ele é computacionalmente mais complexo que o de Bouc-Wen. Mesmo assim, pode ser interessante de ser utilizado em estudos futuros.

4 CONCLUSÃO

Neste trabalho, foi proposta a análise experimental do comportamento transiente de um sistema automotivo de condicionamento de ar do laboratório de refrigeração veicular (REVE) e do seu ciclo de histerese. Para isso, foram realizados ensaios experimentais causando perturbações na frequência de rotação do compressor e na vazão de ar do ventilador do evaporador. Ao todo, foram realizadas cinco perturbações distintas para estudar o resultado das perturbações e da histerese no sistema de refrigeração.

Foi possível observar que, para perturbações pela variação da vazão de ar do ventilador, isto é, para P1 e P3, o sistema apresenta um comportamento oscilatório, principalmente ao aumentar a vazão de ar, com sobressinal de aproximadamente 1 °C ou 6% do valor final em estado estacionário. Já quando a vazão de ar do ventilador é reduzida, o sistema apresenta um comportamento mais estável, sem sobressinal, e comportamento mais similar a sistemas de primeira ordem. Para a perturbação P2, que consiste na variação da frequência de rotação do compressor, o sistema apresenta um comportamento suave, também sem sobressinal.

As perturbações P4 e P5 também são perturbações na frequência de rotação do compressor, mas com foco na análise do ciclo de histerese. Foi notado que a histerese está presente em todas as variáveis do sistema, as maiores histereses estão na região de descarga do compressor, com a maior histerese normalizada observada sendo de 0,16 ou 16%. Isto é, há uma diferença de 16% entre os caminhos de subida e descida da frequência de rotação do compressor.

No COP foi demonstrado experimentalmente que quando há aumento da vazão de ar, o COP decresce e quando a vazão de ar diminui neste sistema, o COP cresce. Foi observada uma redução de 43% na perturbação P1 e um aumento de 22% na perturbação P3, quando comparado ao estado estacionário.

Para as perturbações de rotação do compressor como P2, P4 e P5 é possível observar que o COP apresenta um comportamento suave, sem sobressinal, assim como as demais variáveis do sistema em transiente. O COP diminui quando a rotação do compressor aumenta e aumenta quando a rotação do compressor diminui, o que é o oposto da capacidade de refrigeração do sistema. Para a perturbação P2, por exemplo, o COP apresentou uma diminuição de 25% quando comparado ao estado estacionário.

Além disso, foi possível observar expressiva histerese no COP, o principal responsável por isso sendo, provavelmente, a mudança abrupta da potência de consumo do compressor. Em P4 observou-se uma diminuição de aproximadamente 11% no COP quando comparado ao estado estacionário, enquanto que em P5, o COP aumentou 12% quando

comparado ao estado estacionário. O que indica que o sistema retorna, mesmo que com histerese, ao seu estado estacionário anterior após a perturbação.

Ademais, não foram observadas correlações significativas entre as histereses normalizadas do sistema e as constantes de tempo das variáveis do sistema, o que indica que a histerese observada no sistema não é diretamente proporcional às constantes de tempo do sistema. Um controle não adaptativo, no entanto, utilizando as menores constantes de tempo observadas como referência para a taxa de amostragem dos sensores e escolhendo uma banda morta em torno do valor final da variável de interesse, pode ser uma abordagem viável para lidar com a histerese observada no sistema.

Por fim, para trabalhos futuros, recomenda-se a realização de mais ensaios experimentais com diferentes condições de operação do sistema, como variações na temperatura ambiente e umidade relativa do ar, para uma análise mais abrangente do comportamento transiente e da histerese do sistema de condicionamento de ar automotivo. Além disso, a implementação de técnicas de controle não adaptativo e adaptativo, conforme mencionadas anteriormente, pode ser uma abordagem interessante para confirmar a eficácia das estratégias de controle propostas.

4.1 COMO O IC CONTRIBUIU PARA A MINHA FORMAÇÃO

A realização deste trabalho de Iniciação Científica foi fundamental para o meu desenvolvimento acadêmico e profissional. Através da análise experimental do sistema de condicionamento de ar automotivo, pude aplicar os conhecimentos teóricos adquiridos ao longo do curso em um contexto prático, além de adquirir conhecimentos que vão além dos ensinados em sala, desenvolvendo habilidades essenciais como a coleta e análise de dados, a interpretação e tratamento de resultados experimentais e a elaboração de relatórios técnicos. Além disso, a experiência me proporcionou uma compreensão mais profunda no que diz respeito ao comportamento transiente e à histerese em sistemas de refrigeração veicular. A interação com os equipamentos do laboratório REVE e a realização de ensaios experimentais foram enriquecedoras, permitindo-me aprimorar minhas habilidades técnicas e de resolução de problemas. Também tive a oportunidade de me aprofundar em conceitos de controle, como a análise de histerese e a influência das variáveis do sistema no desempenho do condicionamento de ar, o que é essencial para o desenvolvimento de sistemas mais eficientes e sustentáveis. Essas experiências foram valiosas para minha formação, pois me proporcionaram uma formação mais sólida, além de despertar meu interesse por pesquisas futuras na área de refrigeração veicular e controle de sistemas.

REFERÊNCIAS

BHATTI, M. S. Riding in Comfort, Part 2: Evolution of Automotive Air Conditioning.

ASHRAE Journal, v. 41, n. 8, p. 51–57, 1999. Disponível em:

<https://www.ashrae.org/file%20library/about/mission%20and%20vision/ashrae%20and%20industry%20history/evolution-of-automotive-heating-riding-in-comfort-part-ii.pdf>. Acesso em: 28 nov. 2024.

CAVALLARO, Alberto; BULLARD, C.W. Effects of Varying Fan Speed on a Refrigerator/Freezer System. **ACRC**, jul. 1994.

CHAPRA, Steven C. **Métodos Numéricos Aplicados com MatLab para Engenheiros e Cientistas**. 3. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

CHEN, Yiming *et al.* A study on the operational stability of a refrigeration system having a variable speed compressor. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 8, p. 1368–1374, 2008. ISSN 0140-7007. DOI:

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.04.012>.

CONSTANTINO, Matheus Coitinho; KANIZAWA, Fabio Toshio. Evaluation of pressure drop effect on COP of single-stage vapor compression refrigeration cycles. **Thermal Science and Engineering Progress**, v. 28, p. 101048, 2022. ISSN 2451-9049. DOI:

<https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.101048>. Disponível em:
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2451904921002092>.

DA SILVA, D.L.; DE OLIVEIRA, I.S.; JULIANI, A.D.P. *et al.* Avaliação do desempenho térmico de sistemas de ar condicionado automotivo: uma abordagem experimental combinando primeira e segunda leis da termodinâmica. **J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.**, v. 46, p. 703, 2024. DOI: [10.1007/s40430-024-05283-1](https://doi.org/10.1007/s40430-024-05283-1). Acesso em: 28 nov. 2024.

DA SILVA, D.L.; MELO, Cláudio. **A Perspective on R&D&I Activities in the Brazilian Mobile Air Conditioning Market**. In: 16TH Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. Vitória, ES, Brazil: [s. n.], 2016. Disponível em:

<https://refridynamics.ufsc.br/>. Acesso em: 10 out. 2024.

DA SILVA, Diogo Lôndero *et al.* **Experimental Thermal Performance Evaluation of an Automotive Air Conditioning System**. In: COBEM. Florianópolis: [s. n.], jan. 2023.

DOI: [10.26678/ABCM.COBEM2023.COB2023-1460](https://doi.org/10.26678/ABCM.COBEM2023.COB2023-1460).

DATTA, Santanu; DAS, Prasanta Kumar; MUKHOPADHYAY, Siddhartha. **Effect of Refrigerant Charge, Compressor Speed and Air Flow Through the Evaporator on the Performance of an Automotive Air Conditioning System**. In: INTERNATIONAL

Refrigeration and Air Conditioning Conference. [S. l.: s. n.], jul. 2014. Disponível em: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2469&context=iracc#:~:text=Increase%20of%20blower%20speed%20induces,are%20direct%20outcome%20of%20that.&text=Figure%204%20describes%20the%20effect,compressor%20speeds%20and%20blower%20settings..> Acesso em: 13 jun. 2025.

DE OLIVEIRA, Igor Santos. **Avaliação do desempenho energético de sistemas automotivos de condicionamento de ar**. In: 33º Seminário de Iniciação Científica e Tecnológica. Santa Catarina, Brazil: Universidade Federal de Santa Catarina, 2023. Acesso em: 10 nov. 2024.

FARRINGTON, R.; RUGH, J. **Impact of Vehicle Air-Conditioning on Fuel Economy, Tailpipe Emissions, and Electric Vehicle Range**. In: EARTH Technologies Forum. Washington, D.C.: National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2000.

JULIANI, Aline Durrer; JASKOWIAK, Pablo Andretta; DA SILVA, Diogo Lôndero. **Estratégias de Controle para Sistemas de Condicionamento de Ar Automotivo**. In: III Congresso Nacional das Engenharias da Mobilidade. Joinville, Brazil: CONEMB, 2017.

JUNIOR, Alan Coelho Kremer. **Modelagem matemática e simulação de um condensador do tipo tubo aleta empregado em um condicionador de ar doméstico**. 2023. Diss. (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, Brazil. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/245221>. Acesso em: 28 nov. 2024.

MASCHE, M. *et al.* Impact of hysteresis on caloric cooling performance. **International Journal of Refrigeration**, v. 121, p. 302–312, 2021. ISSN 0140-7007. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.10.012>. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700720304229>.

MINISTÉRIO DOS TRANSPORTES. **Frota Nacional (Novembro de 2024)**. 2024. Disponível em: <https://www.gov.br/transportes/pt-br/assuntos/transito/conteudo-Senatran/frota-de-veiculos-2024>. Acesso em: 12 dez. 2024.

OGATA, Katsuhiko. **Engenharia de Controle Moderno**. 5. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

PHILLIPPI, Greg. **Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station**. In: BASIC Thermodynamics of Reciprocating Compression. [S. l.: s. n.], 2008. Disponível em: <https://core.ac.uk/download/pdf/147252848.pdf>. Acesso em: 13 jun. 2025.

RANGEL, Sergio de Camargo. **Simulação transiente de um sistema de refrigeração doméstico - Análise paramétrica**. 2007. f. 102. Diss. (Mestrado) – Universidade de São Paulo, São Carlos, Brazil.

REVE. **Laboratório de Refrigeração Veicular**. 2023. Disponível em: <https://refridynamics.ufsc.br/>. Acesso em: 20 out. 2024.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeration and Air Conditioning**. 2. ed. Porto Alegre: McGraw-Hill, 1982.

STOECKER, Wilbert F. **Industrial Refrigeration Handbook**. 1. ed. New York: McGraw-Hill, 1998.

ZHANG, Yangming *et al.* Robust control of uncertain asymmetric hysteretic nonlinear systems with adaptive neural network disturbance observer. **Applied Soft Computing**, v. 167, p. 112387, 2024. ISSN 1568-4946. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.asoc.2024.112387>.