

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELÉTRICA E ELETRÔNICA  
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

Jairo Souza Vieira

**AUTOMATIZAÇÃO DE UM CALORÍMETRO PARA COMPRESSORES DE  
REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA**

Florianópolis

2023

Jairo Souza Vieira

**AUTOMATIZAÇÃO DE UM CALORÍMETRO PARA COMPRESSORES DE  
REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA**

Trabalho de Conclusão do Curso de Graduação em Engenharia Elétrica do Centro Tecnológico da Universidade Federal de Santa Catarina como requisito para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Elétrica.

Orientador: Aleksandro dos Santos Silveira, Dr. Eng.  
Coorientador: Guilherme de Aguiar Senger, M. Eng.

Florianópolis

2023

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Vieira, Jairo Souza  
Automatização de um calorímetro para compressores de  
refrigeração doméstica / Jairo Souza Vieira ; orientador,  
Alexsandro dos Santos Silveira, coorientador, Guilherme de  
Aguiar Senger, 2023.  
106 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -  
Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico,  
Graduação em Engenharia Elétrica, Florianópolis, 2023.

Inclui referências.

1. Engenharia Elétrica. 2. Calorímetro.. 3. Refrigeração  
doméstica.. 4. Automação de testes.. 5. Automatização de  
calorímetro.. I. Silveira, Alexsandro dos Santos. II.  
Senger, Guilherme de Aguiar . III. Universidade Federal de  
Santa Catarina. Graduação em Engenharia Elétrica. IV. Título.

Jairo Souza Vieira

## Automatização de um Calorímetro para Compressores de Refrigeração Doméstica

Este Trabalho Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do Título de “Bacharel em Engenharia Elétrica” e aceito, em sua forma final, pelo Curso de Graduação em Engenharia Elétrica.

Florianópolis, 14 de dezembro de 2023.



Documento assinado digitalmente

**Miguel Moreto**

Data: 18/12/2023 10:36:26-0300

CPF: \*\*\*.850.100-\*\*

Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

---

Prof. Miguel Moreto, Dr.  
Coordenador do Curso de Graduação em Engenharia Elétrica

### Banca Examinadora:



Documento assinado digitalmente

**Alexandro dos Santos Silveira**

Data: 15/12/2023 15:57:11-0300

CPF: \*\*\*.291.239-\*\*

Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

---

Alexandro dos Santos Silveira, Dr. Eng.  
Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina



Documento assinado digitalmente

**JOAQUIM MANOEL GONCALVES**

Data: 18/12/2023 16:46:30-0300

CPF: \*\*\*.526.969-\*\*

Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

---

Prof. Joaquim Manoel Gonçalves, Dr.  
Instituto Federal de Santa Catarina



Documento assinado digitalmente

**Nelson Sadowski**

Data: 18/12/2023 10:40:17-0300

CPF: \*\*\*.384.389-\*\*

Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

---

Prof. Nelson Sadowski, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Este trabalho é dedicado aos meus maiores apoiadores, minha família.



## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus, pois sem Ele nada seria possível.

À minha amada família – pais, irmãos e namorada –, cujo apoio, amor e compreensão foram alicerces fundamentais ao longo deste processo.

Ao meu orientador, Alessandro dos Santos Silveira, por nossa amizade, pelo grande apoio e contribuição essencial não apenas para a conclusão deste trabalho, mas também ao longo de toda a minha trajetória no POLO.

Ao coorientador deste trabalho, Guilherme de Aguiar Senger, por todo suporte, orientações e correções, que foram de suma importância.

Ao Professor Christian Hermes pela oportunidade de realizar meu trabalho de conclusão de curso no Laboratório de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, localizado na UFSC, bem como pelo apoio oferecido.

Agradeço a participação crucial dos colegas Murilo Ferreira Vitor, Gabrielle Weis, Erick Lopes da Silva, Luiz Augusto Raitz, Raul Junges Liston e aos demais integrantes do POLO, cuja contribuição foi vital para o êxito deste projeto.

Não posso deixar de expressar minha gratidão aos professores do Núcleo de Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Santa Catarina pelo conhecimento transmitido nas disciplinas que se revelaram ferramentas indispensáveis no desenvolvimento da automação de um calorímetro para compressores de refrigeração doméstica.

A todos, meu mais profundo agradecimento.

“Sonhos não se tornam realidade através de mágica;  
é preciso suor, determinação e trabalho árduo.”

Colin Powell



## RESUMO

Um calorímetro de compressores tem por finalidade obter as curvas características de desempenho de um compressor em diferentes condições de operação, fornecendo como resposta a capacidade de refrigeração, a vazão de refrigerante, a potência consumida, a temperatura de descarga e o COP. Esses dados são de extrema relevância para a seleção adequada do compressor no projeto de refrigeradores. Desde 2015, a indústria de refrigeração doméstica enfrenta mudanças regulatórias importantes, propostas pela norma IEC 62552, que exige testes de consumo de energia em refrigeradores domésticos nas temperaturas ambiente de 16°C e 32°C. Nesse contexto, surge a necessidade de novas adequações em calorímetros para avaliar o desempenho de compressores herméticos de deslocamento positivo em duas condições de temperatura ambiente. O objetivo deste trabalho é automatizar os processos envolvidos nos ensaios de compressores de refrigeração em conformidade com as atualizações regulatórias. As principais adequações envolveram o controle ativo de temperatura no compartimento climatizado, controle das pressões de descarga e sucção, desenvolvimento de algoritmo para automatizar os ensaios, e desenvolvimento de um código computacional para automatizar o processamento de dados e a geração de relatórios. Numa primeira etapa, a temperatura da seção de testes foi controlada com auxílio de um sistema de refrigeração auxiliar, por meio de um controlador do tipo PI (Proporcional-Integral). Como resultado, o calorímetro permitiu controlar a temperatura do ar externo ao compressor em 16 e 32°C, de acordo com os limites e tolerâncias estabelecidos pelas normas vigentes. Em seguida, as pressões de sucção e descarga também foram controladas de forma automática por meio de um controlador do tipo PI com ganho escalonado em dois estágios, sendo que o primeiro estágio foi projetado para estabelecer agilidade na transição de referência, e o segundo para garantir estabilidade. Os atuadores utilizados foram duas válvulas eletrônicas de abertura proporcional, e os resultados obtidos para o controle das pressões também respeitaram os limites estabelecidos por norma. Na terceira etapa, foi elaborado um algoritmo para automatizar os ensaios, permitindo transições automáticas entre os pontos de operação na matriz de ensaio, rastreando os pontos de forma ordenada, apresentando mais celeridade e precisão na obtenção das condições de teste, além de tirar o operador de uma condição enfadonha e minimizar os erros provenientes de intervenções humanas. Estima-se que o algoritmo desenvolvido pode reduzir o tempo de execução dos testes em até 90%, comparado a um processo manual. Adicionalmente, por meio da implementação de um critério de estabilidade, estima-se a redução de tempo de cada ponto em regime permanente de 1 hora para 15 minutos. Essa redução resultaria em uma diminuição de aproximadamente 48% no tempo total de preenchimento de uma matriz de teste com 15 condições. Finalmente, um relatório automático desenvolvido com auxílio da plataforma de programação Python foi implementado na rotina de processamento de dados. O principal resultado dessa adequação foi a agilidade na fase de edição e processamento dos dados extraídos do calorímetro. Com a implementação do processamento automatizado, estimou-se um ganho de 5h de trabalho do operador. Entretanto, é importante ressaltar que a agilidade na edição do relatório não elimina os cuidados que devem ser tomados durante as análises dos dados obtidos em calorímetro.

**Palavras-chave:** Calorímetro. Refrigeração doméstica. Automação de testes. Automatização de calorímetro.



## ABSTRACT

A compressor calorimeter aims to obtain the performance characteristic curves of a compressor under different operating conditions, providing responses such as cooling capacity, refrigerant flow, power consumption, discharge temperature, and COP (Coefficient of Performance). These data are crucial for the proper selection of the compressor in refrigerator design. Since 2015, the household refrigeration industry has faced significant regulatory changes proposed by the IEC 62552 standard, which requires energy consumption tests for household refrigerators at ambient temperatures of 16°C and 32°C. In this context, there arises the need for new adaptations in calorimeters to assess the performance of hermetic positive displacement compressors under two ambient temperature conditions. The aim of this work is to automate the processes involved in refrigeration compressor tests in compliance with regulatory updates. The main adaptations involved active temperature control in the climate-controlled compartment, control of discharge and suction pressures, development of an algorithm to automate tests, and creation of a computer code to automate data processing and report generation. In the first stage, the temperature of the test section was controlled with the aid of an auxiliary refrigeration system, using a PI (Proportional-Integral) controller. As a result, the calorimeter allowed control of the external air temperature to the compressor at 16°C and 32°C, in accordance with the limits and tolerances established by current standards. Subsequently, suction and discharge pressures were also automatically controlled using a two-stage PI controller with stepped gain. The first stage was designed to establish agility in the reference transition, and the second to ensure stability. Two electronically controlled proportional opening valves were used as actuators, and the results for pressure control also adhered to the limits established by the standard. In the third stage, an algorithm was developed to automate tests, enabling automatic transitions between operating points in the test matrix. It tracked points in an orderly manner, providing more speed and precision in obtaining test conditions, relieving the operator from monotonous tasks, and minimizing errors resulting from human interventions. The developed algorithm reduced the test execution time by approximately 90% compared to a manual process. Additionally, through the implementation of a stability criterion, it is estimated that the time for each point in steady-state would be reduced from 1 hour to 15 minutes. This reduction would lead to an approximately 48% decrease in the total filling time of a test matrix with 15 conditions. Finally, an automatic report, developed with the aid of the Python programming platform, was implemented in the data processing routine. The main result of this adaptation was the agility in the editing and processing phase of data extracted from the calorimeter. With the implementation of automated processing, an estimated gain of 5 hours of operator work was achieved. However, it is important to note that the speed in data processing does not eliminate the care that must be taken during the analysis of data obtained from the calorimeter.

**Keywords:** Calorimeter. Household refrigeration. Test automation. Calorimeter automation.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ciclo padrão de refrigeração (esquerda) e respectivo diagrama P-h (direita). .....	23
Figura 2 - Diagrama P-h do ciclo quente e ciclo padrão de refrigeração. ....	24
Figura 3 - Vista frontal (esquerda) e vista traseira (direita) do calorímetro. ....	33
Figura 4 – Diagrama geral do aparato experimental. ....	34
Figura 5 – Válvula micrométrica manual. ....	35
Figura 6 – Válvula proporcional eletrônica e controlador. ....	35
Figura 7 – Cilindro em aço inox. ....	36
Figura 8 – Representação do controle da temperatura de sucção. ....	37
Figura 9 – Representação da seção de testes. ....	38
Figura 10 – Resistor elétrico aletado. ....	38
Figura 11 - ventilador utilizado no circuito auxiliar. ....	39
Figura 12 - Termopar de superfície (esquerda) e termopar com massa de cobre (direita). ....	40
Figura 13 - Representação do procedimento de instrumentação. ....	41
Figura 14 – Transdutor de pressão. ....	41
Figura 15 – Transdutor de vazão mássica (esquerda) e unidade de tratamento de sinal (direita). .....	42
Figura 16 – Analisador de potência. ....	42
Figura 17 – Relé de estado sólido. ....	44
Figura 18 - Relé de Ângulo de Fase. ....	45
Figura 19 – Interruptor diferencial residual. ....	45
Figura 20 – Termostato. ....	46
Figura 21 – Torre luminosa. ....	47
Figura 22 – Ilustração dos locais de instrumentação dos tubos de sucção e descarga. ....	51
Figura 23 – Visão traseira (esquerda) e visão frontal (direita) da ilustração dos locais de instrumentação no compressor. ....	52
Figura 24 – Matriz de teste representativa. ....	53
Figura 25 – Representação gráfica da aplicação de um degrau. ....	55
Figura 26 – Matriz com as regiões mapeadas. ....	57
Figura 27 – Representação gráfica do método lugar das raízes para a pressão de sucção. ....	59
Figura 28 – Malha de controle de pressão através da modulação da abertura da válvula. ....	60

Figura 29 – Resposta da simulação em malha fechada para a pressão de sucção. ....	60
Figura 30 - Representação gráfica do método lugar das raízes para a pressão de descarga. ....	61
Figura 31 - Resposta da simulação em malha fechada para a pressão de descarga. ....	62
Figura 32 - Diagrama de blocos de um controlador PI com ganho escalonado. ....	62
Figura 33 - Resposta da simulação do controle utilizado próximo à referência em malha fechada para a pressão de sucção. ....	63
Figura 34 - Diagrama de blocos do controlador PI utilizado próximo à referência em malha fechada para a pressão de descarga. ....	64
Figura 35 – Representação gráfica das transições entre os controladores de longe do ponto de operação (C1) e perto do ponto de operação (C2). ....	65
Figura 36 – Resposta da pressão de sucção, em malha fechada, com os dois controladores implementados. ....	66
Figura 37 – Resposta da pressão de descarga, em malha fechada, com os dois controladores implementados. ....	66
Figura 38 - Malha de controle de temperatura através da modulação de um resistor elétrico. ....	67
Figura 39 - Temperaturas do box e sucção controladas em 32 °C (esquerda) e em 16 °C (direita). ....	68
Figura 40 - Fluxograma do algoritmo de automação de ensaios. ....	70
Figura 41 – Representação do cálculo de tendência. ....	72
Figura 42 – Aba para inicialização e acompanhamento dos testes. ....	73
Figura 43 - Controle das pressões (esquerda) e variação de abertura das válvulas (direita) por razão de compressão. ....	75
Figura 44 - Controle das pressões (esquerda) e variação de abertura das válvulas (direita) por condensação constante. ....	75
Figura 45 – Representação da sequência em que os pontos são alcançados. ....	77
Figura 46 – Preenchimento da matriz de teste e representação de pontos alcançados. ....	77
Figura 47 - Momento em que o ponto é considerado estável. ....	78
Figura 48 – Tempo limite para alcançar o ponto. ....	79
Figura 49 – Gráficos de vazão e potência por pressão de sucção. ....	83
Figura 50 – Gráficos de vazão estimada e potência estimada. ....	85
Figura 51 – Gráficos de erro relativo. ....	86
Figura 52 – Gráficos de capacidade e COP. ....	87

Figura 53 - Ponto não alcançado em teste com temperatura do box em 32 °C. ....	89
Figura 54 - Pontos não alcançados do teste com temperatura do box em 16 °C. ....	90

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resumos dos trabalhos encontrados na literatura a calorímetro de compressores. 31	31
Tabela 2 – Descrição dos módulos do sistema de aquisição e controle de dados. .... 43	43
Tabela 3 – Variáveis controladas. .... 49	49
Tabela 4 – Tolerância dos parâmetros para testes e avaliação de desempenho de compressores de refrigeração. .... 52	52
Tabela 5 – Ganhos e constantes de tempo calculados para a pressão de sucção..... 57	57
Tabela 6 - Ganhos e constantes de tempo calculados para a pressão de descarga. .... 57	57
Tabela 7 - Erros percentual entre os dois métodos de preenchimento da matriz. .... 76	76
Tabela 8 – Tabela modelo. .... 82	82
Tabela 9 - Resultados com a temperatura do box em 32 °C..... 89	89
Tabela 10 - Resultados com a temperatura do box em 16 °C..... 91	91
Tabela 11 - Incertezas de medição dos transdutores de pressão..... 93	93
Tabela 12 - Incertezas de medição do transdutor de vazão mássica. .... 94	94

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

**ASHRAE** – *American Society of Heating, Refrigerating, and Air-conditioning Engineers*

**IEC** – *International Electrotechnical Commission*

**SCXI** – *Signal conditioning extensions for instrumentation*

**PWM** – *Pulse width modulation*

**BIBO** – *Bounded Input, Bounded Output*

**R600a** – Isobutano

**CO<sub>2</sub>** – Dióxido de carbono

**R134a** – Tetrafluoretano

**USB** – *Universal Serial Bus*

**LBP** – *Low Back Pressure*

**GPIB** – *General Purpose Interface Bus*

**LabVIEW** – *Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*

**MATLAB** – *Matrix Laboratory*

**PI** – Controlador proporcional integral

**PID** – Controlador proporcional integral derivativo

**COP** – *Coefficient of performance*

**P-h** – Diagrama de pressão versus entalpia

**EPS** – Poliestireno expandido

**IDR** – Interruptor diferencial residual



## LISTA DE SÍMBOLOS

$\dot{Q}$	capacidade de refrigeração [W]
$\dot{m}$	vazão mássica [kg/s]
$h$	entalpia específica [J/kg]
$COP$	coeficiente de performance [W/W]
$\dot{W}$	potência ativa consumida pelo compressor [W]
$\tau$	constante de tempo
$k$	ganho estático
$s$	variável no domínio de Laplace
$T_i$	tempo integral [s]
$\Delta y$	variação da variável em análise
$\Delta t$	variação de tempo [s]
$\sigma$	desvio padrão
$N$	velocidade do compressor [Hz]
$\dot{V}$	taxa de vazão volumétrica [m <sup>3</sup> /s]
$V$	deslocamento volumétrico [m <sup>3</sup> ]
$v$	volume específico [m <sup>3</sup> /kg]
$P$	pressão [Pa]
$T$	temperatura [K]
$u$	incerteza de medição
$n$	número de amostras
$V_{ef}$	grau de liberdade efetivo
$U$	incerteza expandida
$t$	coeficiente de Student
$R_C$	razão de compressão

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>21</b>
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO .....	21
1.2	INTRODUÇÃO A REFRIGERAÇÃO .....	22
1.3	CALORÍMETRO DE COMPRESSORES .....	23
1.4	OBJETIVOS .....	25
<b>1.4.1</b>	<b>Objetivo Geral.....</b>	<b>25</b>
<b>1.4.2</b>	<b>Objetivos Específicos .....</b>	<b>25</b>
1.5	ESTRUTURA DO TRABALHO .....	26
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>26</b>
<b>3</b>	<b>APARATO EXPERIMENTAL.....</b>	<b>32</b>
3.1	CIRCUITO DE FLUIDO REFRIGERANTE COM TEMPERATURA DA SEÇÃO DE TESTES CONTROLADA .....	32
<b>3.1.1</b>	<b>Descrição Geral.....</b>	<b>32</b>
<b>3.1.2</b>	<b>Válvulas de Controle .....</b>	<b>34</b>
<b>3.1.3</b>	<b>Reservatório Intermediário .....</b>	<b>36</b>
<b>3.1.4</b>	<b>Trocador para controle da temperatura de sucção .....</b>	<b>36</b>
<b>3.1.5</b>	<b>Seção de testes .....</b>	<b>37</b>
<i>3.1.5.1</i>	<i>Resistores Elétricos .....</i>	<i>38</i>
<i>3.1.5.2</i>	<i>Ventiladores.....</i>	<i>39</i>
3.2	SISTEMA DE MEDIÇÃO .....	39
<b>3.2.1</b>	<b>Medição de temperatura .....</b>	<b>39</b>
<b>3.2.2</b>	<b>Medição de pressão.....</b>	<b>41</b>
<b>3.2.3</b>	<b>Medição de vazão Mássica .....</b>	<b>41</b>
<b>3.2.4</b>	<b>Medição de parâmetros elétricos.....</b>	<b>42</b>
<b>3.2.5</b>	<b>Sistema de aquisição e controles de dados.....</b>	<b>42</b>

3.2.6	Relê de Estado Sólido .....	44
3.2.7	Relê de Ângulo de Fase.....	44
3.2.8	Interruptor Diferencial Residual.....	45
3.2.9	Termostatos .....	46
3.2.10	Sinalizadores .....	47
4	<b>METODOLOGIA EXPERIMENTAL .....</b>	<b>48</b>
4.1	VARIÁVEIS DE TRABALHO.....	48
4.1.1	Variáveis controladas .....	48
4.1.2	Variáveis não controladas .....	49
4.1.3	Variáveis dependentes indiretas.....	49
4.2	PREPARAÇÃO DA AMOSTRA .....	50
4.3	TESTE TÍPICO .....	52
4.3.1	Estabilização das variáveis controladas.....	52
4.3.2	Matriz de teste.....	53
4.3.3	Processamento de testes .....	54
5	<b>AUTOMAÇÃO DO CALORÍMETRO .....</b>	<b>54</b>
5.1	CONTROLE DAS PRESSÕES DE DESCARGA E SUCCÃO .....	55
5.2	CONTROLE DA TEMPERATURA DO BOX E SUCCÃO.....	67
5.3	AUTOMAÇÃO DOS ENSAIOS .....	68
5.3.1	<b>Critério de estabilidade .....</b>	<b>71</b>
5.3.2	<b>Rastreamento automático das referências da matriz .....</b>	<b>73</b>
5.3.3	<b>Definição de modelo de sequência de testes.....</b>	<b>74</b>
5.3.3.1	<i>Verificação da estabilidade das variáveis de interesse .....</i>	<i>78</i>
5.3.3.2	<i>Time out .....</i>	<i>78</i>
5.4	GERAÇÃO AUTOMÁTICA DE RELATÓRIOS.....	79
6	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>88</b>

6.1	TEMPERATURA DO BOX EM 32°C.....	88
6.2	TEMPERATURA DO BOX EM 16°C .....	90
6.3	ANÁLISE DE INCERTEZAS .....	92
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>95</b>
7.1	CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	96
7.2	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	99
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>100</b>
	<b>APÊNDICE A – Curvas de calibração dos transdutores de pressão.....</b>	<b>102</b>
	<b>APÊNDICE B – Curva de calibração dos transdutores de vazão mássica ..</b>	<b>103</b>
	<b>APÊNDICE C – Modelo de descrição para relatório automático.....</b>	<b>103</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contextualização

Estima-se que existam cerca de um bilhão de refrigeradores e freezers domésticos em funcionamento em todo o mundo, responsáveis por consumir aproximadamente 14% da energia elétrica destinada ao setor residencial (Barthel & Götz, 2012). Esse cenário tem fomentado o estudo de todos os meios que contribuem para alcançar uma maior eficiência energética de acordo com a aplicação e o respeito às normas técnicas relacionadas a eficiência energética (BELMAN-FLORES et al., 2015).

A indústria de refrigeração passa por atualizações regulatórias importantes, destacadas pela norma IEC 62552 (*International Electrotechnical Commission*), que agora exige testes dos refrigeradores domésticos em duas temperaturas ambiente: 16°C e 32°C. Atualmente, as indústrias de compressores domésticos fornecem apenas as curvas características do compressor na temperatura ambiente de 32°C em seus catálogos. Essa limitação no fornecimento de dados de temperatura a 16°C, dificulta e atrasa o projeto e desenvolvimento de novos refrigeradores. Essa mudança na legislação, motiva o teste de compressores em calorímetro, também em temperaturas ambiente controladas em 16°C e 32°C, ampliando o fornecimento de dados para indústria de refrigeração.

Nesse contexto, surge a necessidade de um calorímetro, com um sistema de refrigeração auxiliar para controlar a temperatura da seção de testes em dois patamares distintos. Essa abordagem permitirá caracterizar o desempenho do compressor em um cenário mais próximo da operação real, auxiliando no projeto de refrigeradores destinados a regiões mais frias ou mais quentes do globo.

Ensaio em calorímetros são dispostos normalmente em um formato de matriz, onde são avaliadas geralmente 5 ou 6 temperaturas de evaporação, combinadas com 3 ou 4 temperaturas de condensação, totalizando entre 15 e 24 ensaios para uma temperatura ambiente. Com adição de mais uma temperatura ambiente o número de ensaios dobrará de valor, o que levará a uma demanda de tempo e recursos humanos maior. Além disso, atualmente, há uma demanda significativa de tempo e recursos para realizar ajustes manuais nas válvulas durante os testes em calorímetros convencionais, o que prolonga o processo e requer dedicação exclusiva de um profissional. Para superar essa limitação, torna-se essencial automatizar todos os processos de teste do compressor no calorímetro. A solução proposta é o uso de válvulas eletrônicas proporcionais, que permitem o controle preciso da pressão de descarga e sucção do

sistema. Com a aplicação de arquiteturas de controle adequada, as válvulas eletrônicas agilizarão os testes, eliminando a necessidade de intervenção manual e garantindo resultados consistentes. Outra solução proposta, que visa agilidade na execução da matriz de ensaios, é a implementação de um algoritmo de automação de ensaio.

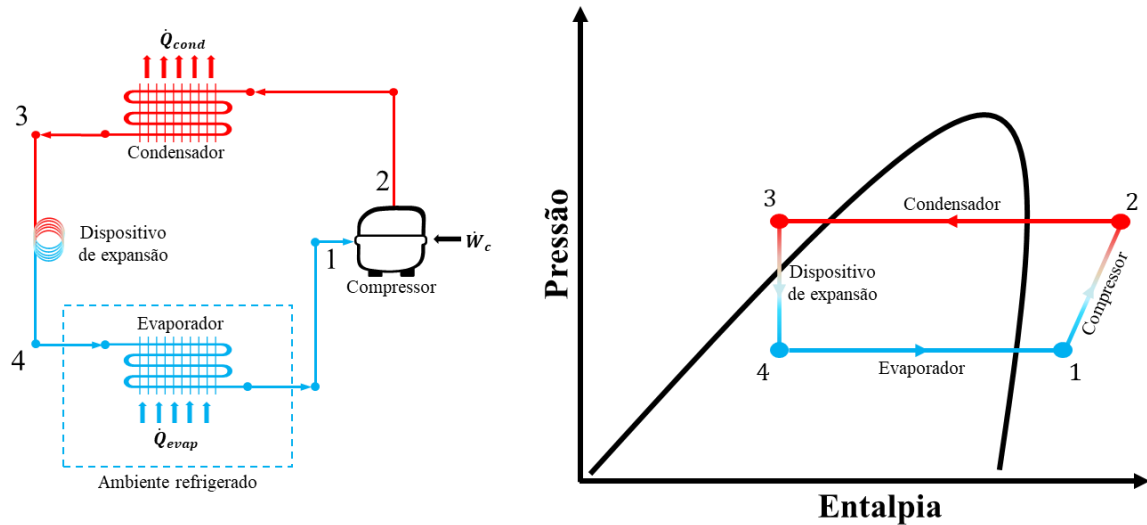
Outro fator determinante é o tempo dispendido no processamento de dados obtidos nos testes realizados no calorímetro. Para otimizar o pós-processamento dos dados, é necessário coletar automaticamente os dados necessários e gerar relatórios automatizados contendo as informações relevantes dos testes. A implementação de um sistema automatizado para o processamento de dados permitirá uma edição mais rápida e eficiente, proporcionando ganhos significativos em termos de tempo operacional.

## 1.2 Introdução a refrigeração

O ciclo de refrigeração por compressão mecânica do vapor é o método mais tradicional e amplamente utilizado em refrigeradores domésticos. Adicionalmente, é reconhecida a importância desses refrigeradores na preservação de alimentos, na manutenção da qualidade e no aumento do conforto nos espaços residenciais ao redor do mundo.

Como ilustrado na Figura 1, o ciclo pode ser representado por meio de diagramas de pressão versus entalpia (diagrama P-h). Neste ciclo, começando no ponto 1, o refrigerante está em estado de vapor superaquecido a baixa temperatura. Esse vapor é comprimido pelo compressor até atingir a pressão de condensação. Após atingir a pressão de condensação no ponto 2, o refrigerante, na forma de vapor, alcança uma temperatura mais alta do que o ambiente externo. No condensador, o calor é dissipado do refrigerante para o ambiente externo, resultando em uma redução de temperatura e uma mudança de fase de vapor para líquido, no ponto 3. Posteriormente, ao passar pelo dispositivo de expansão, o refrigerante sofre uma redução de pressão, chegando ao ponto 4 como uma mistura de líquido e vapor, a uma temperatura inferior à do ambiente refrigerado. Ao percorrer o evaporador, o fluido refrigerante absorve calor do ambiente refrigerado, aquecendo até atingir o estado de vapor superaquecido, no ponto 1.

Figura 1 - Ciclo padrão de refrigeração (esquerda) e respectivo diagrama P-h (direita).



Fonte: do Autor

O compressor desempenha uma função indispensável no contexto de sistemas de refrigeração, em outras palavras é o coração do sistema de refrigeração. Sua principal atribuição consiste em realizar a compressão do refrigerante, promovendo a transição do estado de baixa pressão e temperatura para um estado de alta pressão e temperatura. Este processo é essencial para a extração de calor do ambiente a ser refrigerado. As curvas características de compressores de deslocamento positivo que são dispositivos projetados para reduzir o volume do fluido confinado e, assim, aumentar a sua pressão são obtidas por meio de testes em calorímetros, posteriormente esses dados são disponibilizados nos catálogos dos fabricantes com intuito de auxiliar na escolha de um compressor mais adequado para o projeto do sistema de refrigeração.

### 1.3 Calorímetro de compressores

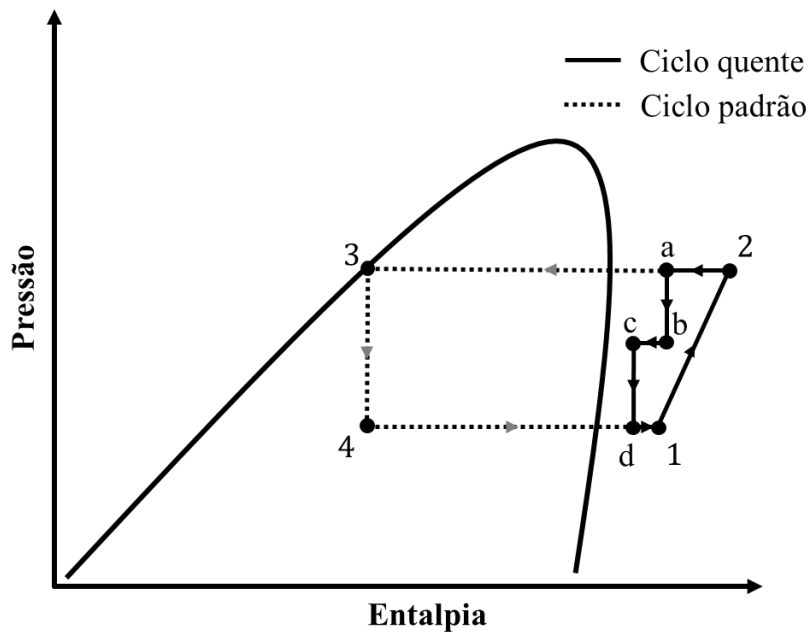
A calorimetria de um compressor exerce uma função importante na obtenção de dados e informações essenciais para indústria de refrigeração. Esses dados desempenham um papel crucial na adequação e dimensionamento de sistemas de refrigeração, uma vez que o compressor representa um componente indispensável para o funcionamento do sistema, bem como para o atendimento dos requisitos necessários para alcançar a temperatura desejada no ambiente refrigerado.

Os calorímetros são dispositivos projetados para mensurar a quantidade de calor absorvida ou dissipada por um fluido refrigerante específico. Geralmente, esses instrumentos

são empregados na indústria de refrigeração com o propósito de avaliar o desempenho de trocadores de calor e compressores. No contexto do presente estudo, aborda-se calorímetros associados a compressores, cuja função vai além da medição de capacidade, incluindo a obtenção de informações como vazão máxima, potência ativa consumida pelo compressor e, subsequentemente, o COP (do inglês *Coefficient of Performance*), o qual expressa o desempenho do compressor.

Dentre os vários tipos de calorímetros de compressores, destacam-se o calorímetro de fluido secundário e o calorímetro de ciclo quente. Neste trabalho, utiliza-se o calorímetro de ciclo quente. A ilustração do ciclo quente em comparação ao ciclo padrão de refrigeração pode ser visualizada na Figura 2, por meio do diagrama P-h. O ciclo quente é representado pelo circuito 1-2-a-b-c-d-1, no qual fluido permanece completamente no estado de vapor superaquecido, enquanto o ciclo padrão, 1-2-3-4-1, apresenta mudanças de fase na condensação e evaporação. Destaca-se que, do ponto de vista do compressor, mesmo em um ciclo de refrigeração convencional, é essencial que ele opere com vapor superaquecido, como observa-se no processo entre os pontos 1 e 2 do diagrama, comuns entre os dois ciclos. Nesse contexto, ao concentrar-se a atenção exclusivamente nos resultados relacionados ao compressor, efetua-se uma emulação do ciclo de refrigeração convencional utilizando o ciclo de refrigeração de ciclo quente, baseando-se nessa premissa.

Figura 2 - Diagrama P-h do ciclo quente e ciclo padrão de refrigeração.



Fonte: do Autor



Adicionalmente, essa decisão foi fundamentada em diversos fatores encontrados na literatura, com ênfase na eficiência e rapidez na conclusão dos testes. A manutenção contínua do fluido em estado de vapor superaquecido, com a conseqüente redução da carga no sistema, contribui para minimizar a inércia nos processos de controle das pressões de descarga e de sucção. Isso, por sua vez, acelera o processo de caracterização do compressor, permitindo acelerar a conclusão da matriz de testes. Outros aspectos que influenciaram essa decisão incluem a eliminação da presença de líquido em pressões baixas, o que poderia causar o resfriamento da tubulação, levando à condensação de umidade e, possível congelamento desta, prejudicando a operação do calorímetro e o ambiente em que ele está alocado, além do risco de golpe de líquido no compressor.

## 1.4 OBJETIVOS

### 1.4.1 Objetivo Geral

O objetivo principal deste trabalho é automatizar os processos envolvidos nos ensaios de compressores de refrigeração doméstica em conformidade com as atualizações regulatórias.

### 1.4.2 Objetivos Específicos

- Adequar o compartimento climatizado com controle ativo de temperatura;
- Projetar o controle de temperatura da câmara de teste para referências de 16°C e 32°C;
- Projetar o controle de temperatura de sucção do compressor em 16°C e 32°C;
- Instalar válvulas eletrônicas de abertura proporcional para o controle automático das pressões de sucção e descarga, e projetar os controladores dessas válvulas;
- Desenvolver algoritmo de rastreamento automático para execução da matriz de testes;
- Automatizar o processamento dos dados obtidos nos testes realizados no calorímetro.

## 1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este documento está organizado em seis capítulos. O capítulo 1 concentra-se na contextualização do problema que motiva a elaboração desse trabalho, incluindo um breve resumo sobre calorímetros para compressores e a formalização dos objetivos.

O capítulo 2 apresenta os principais resultados da literatura sobre calorímetros. A primeira parte dedica-se a analisar os métodos e estratégias de automação existentes no tema abordado. Posteriormente, é apresentada uma tabela com o resumo, os principais pontos dos trabalhos encontrados na literatura e uma análise das lacunas a serem preenchidas pelo trabalho aqui proposto.

O capítulo 3 apresenta cada componente do aparato experimental, bem como a descrição dos métodos e procedimentos da etapa de ensaios em um compressor doméstico.

No capítulo 4, é descrita a automação do calorímetro, dividida em 3 frentes. A primeira frente é dedicada ao desenvolvimento do sistema de controle de pressões, a segunda à automação dos ensaios experimentais, e a terceira descreve a geração automatizada de relatórios com as informações relevantes dos ensaios.

No capítulo 5, a automação do calorímetro é validada através da execução da matriz de testes com um compressor nas duas temperaturas ambiente consideradas. Também é apresentada a análise de incertezas das variáveis de interesse.

O capítulo 6 traz as considerações finais e conclusões derivadas do trabalho. Adicionalmente, são listadas propostas para trabalhos futuros, almejando o aprimoramento contínuo do estudo em questão.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Diversos trabalhos disponíveis na literatura focam em melhorias e avanços de calorímetros para compressores de refrigeração, Dirlea et al. (1996) e Joffily (2007) propuseram projetos de calorímetros mais ágeis, com redução da carga de refrigerante e menor tempo de teste. Entretanto, os testes eram realizados de forma semiautomática e, em apenas uma condição de temperatura ambiente.

Silveira (2012) desenvolveu um calorímetro destinado a microcompressores de refrigeração, no qual foi necessário um redimensionamento dos componentes integrantes do ciclo, quando comparado aos calorímetros tradicionais. O autor optou por um ciclo termodinâmico que funcionava inteiramente na região de vapor superaquecido. Segundo o

autor, tal abordagem revela uma série de vantagens em comparação com os ciclos convencionais, tais como menor inércia do processo, redução significativa na carga de fluido refrigerante e minimização dos riscos associados à injeção de líquido na sucção do compressor. A bancada em destaque inclui um reservatório intermediário, que desempenha um papel fundamental no equilíbrio de pressões do ciclo ao atuar como um "buffer" de massa entre a linha de descarga e a linha de sucção, viabilizando a operação do compressor em uma ampla gama de condições, sem a necessidade de alterações na quantidade de carga de fluido refrigerante da bancada. Além disso, o projeto incorporou um trocador de calor de microcanal com um módulo termoelétrico do tipo Peltier, o que assegura um controle preciso da temperatura de sucção do compressor. Esta abordagem inovadora com o módulo Peltier acoplado ao trocador de calor eliminou a necessidade do uso de resistores de aquecimento, tradicionalmente empregados em calorímetros, resultando em uma redução significativa nos custos de fabricação. Para o controle das pressões de sucção e descarga, Silveira adotou um motor de passo acoplado a uma válvula agulha, possibilitando o ajuste automático da pressão por meio da variação na abertura da válvula. Contudo, o arranjo adotado pelo autor para fazer o controle das pressões apresentou problema de alinhamento entre a manopla da válvula agulha com o acoplamento do motor de passo, gerando travamento na válvula ou até mesmo vazamento através do selo de vedação da válvula. Além disso, por se tratar de um microcompressor com geometria cilíndrica o compartimento refrigerado foi projetado no formato de túnel de vento, limitando o calorímetro para a aplicação específica de microcompressores ou outros compressores de geometria similares.

Flesch (2012) empregou um calorímetro de fluido secundário, caracterizado por um ambiente termicamente isolado do entorno em que se encontra. O ambiente experimental é composto por dois compartimentos de temperatura controlada, um destinado ao compressor sob ensaio e o outro ao calorímetro. A temperatura de sucção do compressor é controlada por meio de um trocador de calor em contra-corrente com água, no qual a vazão de água fria é ajustada manualmente por intermédio de uma válvula. Esse trocador é do tipo tubo em tubo, permitindo a passagem do fluido refrigerante em seu interior, em conjunto com a circulação da água fria. Adicionalmente, o controle da temperatura de sucção é realizado com o auxílio de um resistor siliconado, cuja operação é desempenhada por um controlador PID. A vazão de água é ajustada manualmente para cada condição de ensaio e mantida constante ao longo do experimento, a menos que a condição de vazão se torne impraticável, devido a valores excessivamente altos ou baixos. Por sua vez, o ambiente do compressor de ensaio é submetido ao controle de temperatura mediante a integração de uma unidade condensadora e uma resistência, com a

unidade condensadora operando de forma contínua, enquanto a potência dissipada na resistência é regulada por meio de uma razão cíclica controlada por modulação por largura de pulso (PWM). É importante ressaltar que a temperatura ambiente é mantida em 32°C, com uma banda de variação de  $\pm 1^\circ\text{C}$ . O controle da pressão de entrada no compressor foi efetuado mediante uma válvula de expansão, que responde a um sinal elétrico na faixa de (0 a 10) V, transformado em um sinal pneumático de (0 a 6) bar, encarregado de acionar a válvula. O controle da pressão de saída, ou seja, a pressão de descarga do compressor, é alcançado com o auxílio de uma válvula do tipo agulha, associada a um motor elétrico de corrente contínua que pode ser acionado em ambas as direções. Contudo, o autor não explora testes em temperatura ambiente de 16°C.

Frutuoso (2014) desenvolveu um calorímetro de ciclo quente para avaliar compressores que operam com dióxido de carbono. O calorímetro em questão apresenta características singulares, como a ausência de um gás cooler para a rejeição de calor para o ambiente, bem como a eliminação do processo de mudança de fase. Essas características simplificam significativamente o controle das condições de operação do compressor, permitindo uma análise mais precisa dos fenômenos térmicos envolvidos. O controle das pressões de sucção e descarga foi realizada com o uso de válvulas micrométricas manuais da fabricante *Swagelok* e válvulas motorizadas em paralelo para aumentar o range de operacional do calorímetro. Além disso, foi empregado um reservatório intermediário para acomodar o excedente de fluido em determinadas condições de operação e liberá-lo para o restante do sistema em outras condições. A temperatura de sucção do compressor foi controlada com o auxílio de um trocador de calor tubo-aleta e um resistor elétrico enrolado na tubulação próxima à entrada do compressor. A sessão de teste, na qual o compressor foi avaliado, foi controlada em 35°C, embora fosse possível variar a temperatura entre 25°C e 40°C, graças a um circuito auxiliar que contou com o auxílio de um condensador e de um controlador PID da Eurotherm. Um dos principais diferenciais deste trabalho é o uso de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) como fluido de trabalho. Esse aspecto é notável devido às pressões elevadas envolvidas, podendo chegar até 110 bar, o que acrescenta complexidade e relevância aos resultados obtidos. Adicionalmente, destaca-se o amplo range de capacidade desse sistema, com uma faixa de capacidade de refrigeração que varia de 100 a 1200 watts. Apesar de trabalhar numa ampla faixa de capacidade de refrigeração esse calorímetro não cobre toda a faixa de capacidade de refrigeração doméstica.

Schmitz (2016) também trabalhou com um calorímetro de ciclo quente. O controle da pressão de sucção foi executado por meio de uma válvula termostática do modelo TE2, com a particularidade de que seu bulbo foi adaptado para possibilitar o controle direto da pressão sobre

o diafragma. Essa funcionalidade foi viabilizada por um regulador eletropneumático proporcional, possibilitando o controle da abertura da válvula por meio da tensão enviada ao regulador, operando de maneira análoga a uma válvula de controle convencional. Por outro lado, o controle da pressão de descarga foi conduzido com um atuador pneumático do tipo mola e diafragma, em conjunto com uma válvula globo. Um dos aspectos singulares desse protótipo é a capacidade de realizar testes em pressões quase equalizadas. Para atingir esse objetivo, uma terceira válvula, denominada válvula de equalização, foi empregada para desviar o fluxo do compressor diretamente da descarga para a sucção. O controle da equalização foi alcançado por meio de uma válvula solenoide proporcional da marca Burkert, a qual opera através de um conversor, modelo 8605, também da mesma fabricante. Um ponto de destaque no projeto é a automação das três válvulas de controle: a válvula de descarga, a válvula de sucção e a válvula de equalização. No entanto, o autor constatou que a válvula de descarga não apresentava um comportamento linear. Isso levou à divisão da matriz de testes em três partes distintas, cada uma com configurações de controle específicas. Estas regiões compreendiam temperaturas de condensação mais elevadas, temperaturas de condensação e evaporação mais baixas, e temperaturas próximas da equalização. Devido à não linearidade da válvula de descarga, também foi desenvolvido um projeto de escalonadores que ajustavam o ganho do controlador de forma variável em diferentes regiões de abertura da válvula. Este projeto contribuiu significativamente para o controle da pressão de descarga. Além disso, o trabalho discorre sobre o método de sequência de testes, no qual a pressão de descarga foi mantida constante, enquanto as pressões de sucção foram variadas, repetindo o processo para todos os valores de pressões de descarga. Esse método foi adotado devido à constatação de que a constante de tempo da sucção é mais rápida do que a da descarga, permitindo atingir todos os pontos de teste em um tempo reduzido. Para automação dos ensaios foram definidas referências de temperaturas pré-estabelecidas que foram atingidas automaticamente. No entanto, vale ressaltar que os valores de tolerância adotados são empíricos, não se baseando em normas e critérios de regime permanente aprofundados.

Balvedi (2018) desenvolveu uma bancada, chamada de "emulador", que opera seguindo o conceito de bancada de ciclo quente. O emulador é projetado para testar compressores em condições transitórias e tem a função de controlar e medir parâmetros relevantes durante os testes, incluindo pressão de sucção, pressão de descarga, temperatura de sucção do compressor, temperatura do ambiente, tensão de alimentação elétrica e movimentação do ar no ambiente de teste. Para controlar as pressões de sucção e descarga durante os testes, a bancada utiliza um controlador do tipo Proporcional-Integral-Derivativo

(PID), que atua sobre válvulas de expansão acionadas por motores de passo. Esse controle garante que o compressor opere dentro dos parâmetros desejados. Adicionalmente, a bancada é capaz de controlar as temperaturas do ambiente onde o compressor está instalado e a temperatura a montante da sucção do compressor. Isso é feito por meio de trocadores de calor instalados na linha de sucção e no interior do box da bancada e alimentado com água, cuja temperatura é controlada por um banho termostático, além de resistências elétricas. A vazão mássica do compressor é medida por um transdutor baseado no princípio de Coriolis. A potência elétrica consumida pelo compressor é medida por um wattímetro, que calcula a potência com base na tensão, corrente e ângulo de fase entre elas. Contudo, o autor concentra-se no regime transitório e não aborda o processamento automatizado de dados.

No estudo conduzido por Liston et al. (2022), foi apresentado um calorímetro semi-automatizado de ciclo quente, projetado para avaliar compressores com capacidades na faixa de 1 a 9 cm<sup>3</sup>. O controle das pressões de sucção e descarga é realizado por meio de dois conjuntos de válvulas, cada um composto por uma válvula manual e uma válvula eletrônica. Esses conjuntos propiciam um controle semi-automático das pressões no sistema, devido ao fato de que as válvulas eletrônicas não conseguem alcançar todos os pontos de operação, necessitando, assim, do auxílio das válvulas manuais. Além disso, o aparato incorpora um reservatório intermediário, cujo propósito primordial é assegurar a capacidade de controle da carga do sistema em uma ampla gama de vazão mássica. As especificações operacionais do calorímetro abrangem uma faixa de capacidade de refrigeração de 30 a 400 W, vazão mássica variando de 0 a 10 kg/h, pressões que podem atingir até 20 bar, temperatura ambiente entre 16 e 32 °C, e a utilização do fluido R600a. Vale ressaltar que este calorímetro conta com um sistema de refrigeração auxiliar, que inclui um compressor adicional projetado para auxiliar no controle da temperatura do ambiente onde o compressor em teste está instalado.

A seguir, é apresentada a Tabela 1, que compreende um resumo abrangente dos principais aspectos avaliados nos trabalhos revisados da literatura.

Tabela 1 – Resumos dos trabalhos encontrados na literatura a calorímetro de compressores.

<b>Autor</b>	<b>Refrigerante</b>	<b>Aplicação</b>	<b>Operação</b>	<b>Controle de pressões</b>	<b>Regime</b>	<b>Etapa de ensaios</b>	<b>Temperatura ambiente</b>	<b>Processamento de dados</b>
Silveira (2012)	R134a/R600a	Microcompressores	Semi-automático	Motor de passos	Permanente	Manual	32°C	Manual
Flesch (2012)	R134a/R600a	-	Semi-automático	-	Permanente	-	-	Manual
Frutuoso (2014)	CO2	Doméstico e comercial	Manual	Manual	Permanente	Manual	20°C à 40°C	Manual
Schmitz (2016)	R134a	Doméstico*	Semi-automático	Atuador pneumático	Permanente	Automatizada	Não controlada	Manual
Balvedi (2018)	R600a	Doméstico	Semi-automático	Motor de passos	Transiente	Automatizada	16°C à 32°C	Manual
Liston et al. (2022)	R600a	Doméstico	Semi-automática	Válvula manual e proporcional eletrônica	Permanente	Manual	16°C à 32°C	Manual

Fonte: do Autor

A revisão bibliográfica permite identificar a presença de lacunas no que diz respeito à automação dos procedimentos relacionados aos testes de compressores em calorímetros. Tais lacunas abrangem uma automação integral dos diversos componentes e aspectos envolvidos nesses testes, incluindo o controle automático das pressões de descarga e sucção, a execução automatizada dos ensaios, bem como o controle da temperatura de sucção e do box (ou do ambiente no qual o compressor é testado) em 16 °C, em contraste com os 32 °C, que são mais usualmente observados. Além disso, contempla-se a automação do processamento de dados.

A introdução dessas automações nos procedimentos em questão pode apresentar melhorias significativas, culminando em uma redução substancial do tempo requerido para a execução dos testes. Essa redução de tempo é de extrema relevância, considerando que, na ausência de tais automatizações, os testes costumam demandar um período consideravelmente mais longo, reduzindo a eficácia da bancada de teste. Além disso, a celeridade nos ensaios trará ganhos financeiros para a indústria de compressores.

### **3 APARATO EXPERIMENTAL**

#### **3.1 Circuito de fluido refrigerante com temperatura da seção de testes controlada**

##### **3.1.1 Descrição Geral**

A descrição do aparato experimental engloba as suas principais características e funcionalidades. O compressor destinado ao teste é inserido em uma seção de testes, também referida como box (Figura 9). Essa seção permite um controle preciso da temperatura ambiente na qual o compressor opera, sendo fundamental para a realização deste trabalho. O controle da temperatura nessa seção é viabilizado por meio de um sistema de refrigeração auxiliar. Conforme Beek e Jong (2014), os compressores mais eficientes para o regime de resfriamento desejado (100 a 300 W) são os compressores R600a de baixa contrapressão (LBP), comumente utilizados em refrigeradores domésticos. Baseado nessa recomendação, optou-se pelo uso de R600a na bancada experimental. A Figura 3 exibe a representação real do calorímetro.



Figura 3 - Vista frontal (esquerda) e vista traseira (direita) do calorímetro.



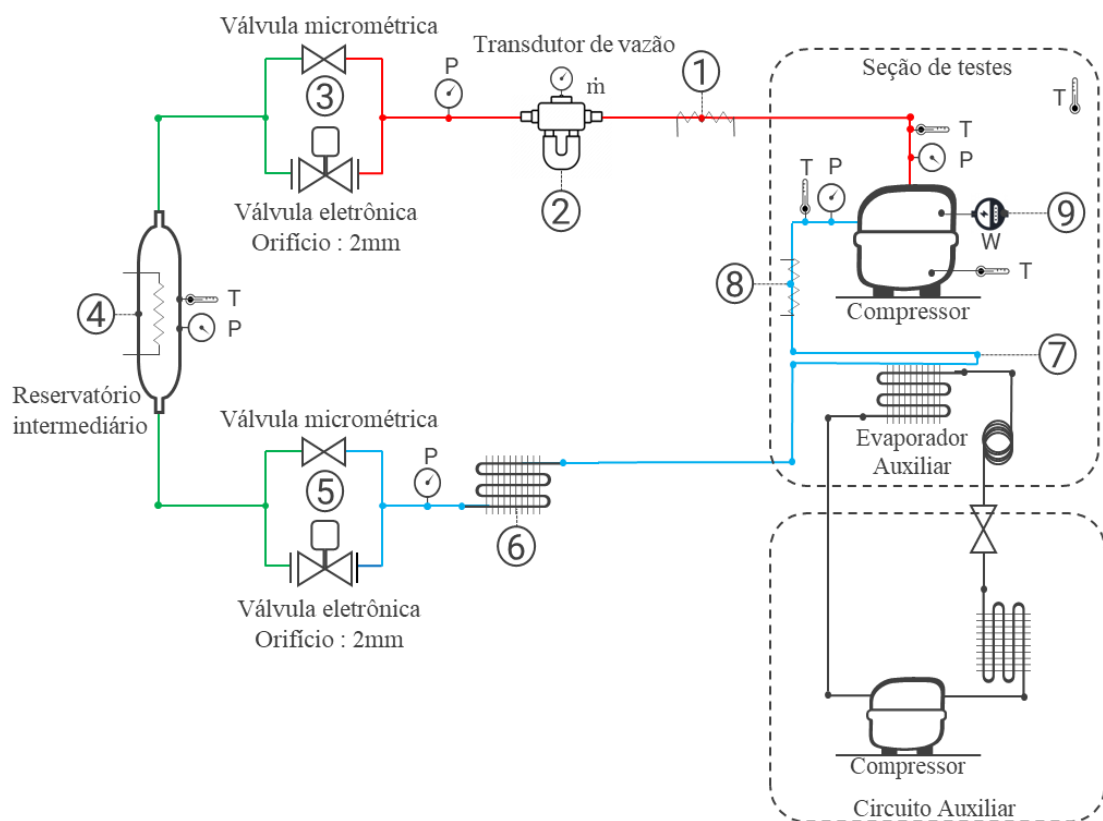
Fonte: do Autor

Na Figura 4 é apresentado o diagrama geral do aparato, no qual os componentes serão especificados e cada ponto é numerado. Iniciando pela linha de descarga do compressor, no ponto 1, encontra-se uma resistência, cuja presença tem o propósito de evitar a saturação do vapor antes de sua entrada no transdutor de vazão. No ponto 2, foi instalado um transdutor de vazão de efeito Coriolis, para medir a vazão mássica do sistema. Este ponto é seguido por um par de válvulas em paralelo, consistindo em uma válvula manual e uma válvula eletrônica proporcional (ponto 3). A válvula manual micrométrica, é parcialmente aberta, de modo a evitar o estrangulamento completo da tubulação. A válvula eletrônica é responsável pelo controle da pressão de descarga durante o teste. No ponto 4, o sistema passa por um reservatório intermediário, utilizado para equilibrar a carga, armazenando ou distribuindo o refrigerante conforme necessário, o qual também abriga uma resistência sobre a superfície externa para controlar a sua temperatura. Após o reservatório intermediário, encontra-se um segundo conjunto de válvulas em paralelo, consistindo em uma válvula manual e outra válvula eletrônica proporcional. Esse conjunto é destinado ao controle das pressões de sucção (ponto 5). Na sequência, no ponto 6, o sistema inclui um trocador de calor tubo-aleta com convecção natural, projetado para ajustar a temperatura do fluido na tubulação à temperatura ambiente. Subsequentemente ao trocador de calor citado, a tubulação se conecta a um outro trocador de calor, onde ocorre a transferência de calor entre a linha de sucção e o evaporador do circuito auxiliar (ponto 7). Uma explicação mais detalhada sobre este ponto será apresentada na

subseção 3.1.4. O sistema inclui ainda uma resistência na linha de sucção antes da entrada do compressor, que auxilia no controle da temperatura de sucção do compressor (ponto 8). No ponto 9, A potência ativa consumida pelo compressor é medida por um analisador de potência de alta precisão. Por fim, cabe ressaltar, que o compressor submetido a calorimetria se localiza dentro da sessão de testes.

Assim, está apresentada a descrição geral do calorímetro proposto. A seguir cada componente será descrito individualmente de forma detalhada.

Figura 4 – Diagrama geral do aparato experimental.



Fonte: do Autor

### 3.1.2 Válvulas de Controle

O controle das pressões de sucção e descarga é fundamental para o funcionamento do calorímetro. Sendo assim, foram instalados conjuntos idênticos de válvulas, tanto na sucção quanto na descarga. Cada conjunto é composto por uma válvula manual micrométrica em

paralelo com uma válvula eletrônica proporcional. A válvula micrométrica (fabricante: Hoke, modelo: M-M 1300, com orifício de ~1,19 mm) permite um controle manual da pressão, evitando que o circuito seja bloqueado totalmente em caso de falha da válvula eletrônica. A Figura 5 exibe a válvula micrométrica manual.

Figura 5 – Válvula micrométrica manual.



Fonte: Hoke®

A válvula eletrônica é do tipo solenoide proporcional de ação direta, modelo Burkert 2875, com orifício de 2,0 mm. A válvula é acoplada ao controlador (modelo 8605), que recebe um sinal de tensão (0 a 10 V) ou corrente (0 a 20 mA ou 4 a 20 mA) e aciona proporcionalmente a solenoide por meio de uma saída PWM (Pulse Width Modulation). Esse conjunto permite um controle preciso, ágil e estável, de modo que as pressões são mantidas nos valores especificados, obedecendo à condição de regime permanente durante os testes. A Figura 6 mostra a válvula proporcional acoplada ao controlador.

Figura 6 – Válvula proporcional eletrônica e controlador.



Fonte: Burkert

Um detalhe importante ao especificar essa válvula é o material no qual é fabricado o selo de vedação, devido a sua compatibilidade ou incompatibilidade com o fluido refrigerante utilizado no calorímetro.

### 3.1.3 Reservatório Intermediário

Um cilindro de aço inox da fabricante *Swagelok* (Figura 7), modelo 304L-HDF4-400 com volume interno de 400 cm<sup>3</sup>, foi empregado como um reservatório intermediário. Assim, torna-se possível a realização de testes em todas as condições de operação do compressor sem a necessidade de alterar a carga de fluido refrigerante, visto que o reservatório intermediário acomoda o excedente de fluido no ciclo, minimizando o efeito de acoplamento das pressões de sucção e descarga. O nível da pressão no interior do reservatório varia conforme ocorrem mudanças nos pontos de operação de testes. Essa pressão não é controlada e não tem grande influência nos resultados, desde que esteja entre as pressões de descarga e sucção, assim, impondo limites de operação para o calorímetro. Um resistor elétrico flexível de 25 W foi acoplado externamente ao reservatório, para manter o fluido refrigerante no estado de vapor superaquecido.

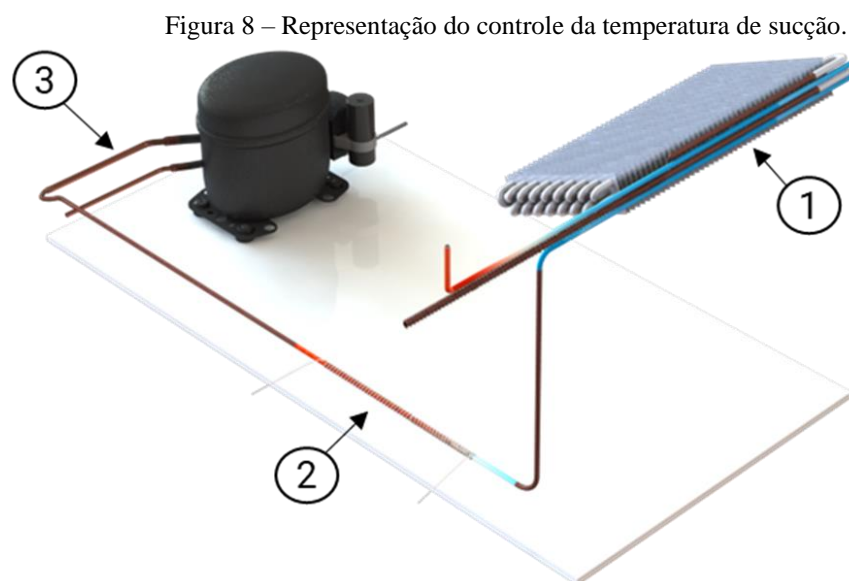
Figura 7 – Cilindro em aço inox.



Fonte: do Autor

### 3.1.4 Trocador para controle da temperatura de sucção

O controle da temperatura de sucção do compressor sob teste é realizado através de um sistema, como representado na Figura 8, que envolve o uso de um trocador de calor, entre a tubulação da sucção do ciclo principal com o evaporador do circuito auxiliar, bem como de um resistor elétrico. Esse sistema é projetado de modo a utilizar o evaporador do circuito auxiliar, originalmente destinado a resfriar apenas o ambiente onde o compressor está localizado para também realizar uma transferência de calor com a linha de sucção do compressor em teste (ponto 1). Essa estratégia é adotada quando o compressor é avaliado na condição ambiente de 16°C, e busca-se manter a temperatura da linha de sucção, localizada a uma distância de 100 milímetros da carcaça do compressor (ponto 3), também a 16°C, alinhando-se com a temperatura do ambiente. Quando o compressor é avaliado em 32°C, o resistor elétrico aquece a linha de sucção (ponto 2), garantindo que ela também atinja essa temperatura.



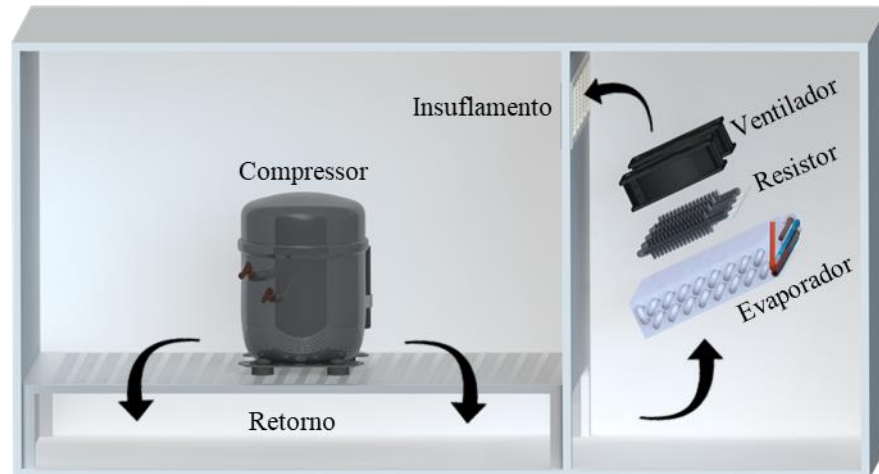
Fonte: do Autor

### 3.1.5 Seção de testes

A seção de teste é um ambiente isolado termicamente (50 mm de EPS) e com temperatura controlada, onde o compressor é abrigado durante os ensaios. O controle de temperatura na seção de testes é realizado através de uma unidade de refrigeração auxiliar (Figura 9), que mantém a temperatura na vizinhança do compressor numa faixa entre 16 e 32°C.

Adicionalmente, para aprimorar o controle de temperatura do ar e reduzir oscilações oriundas da ciclagem do sistema de refrigeração auxiliar, resistores foram instalados na sequência do evaporador, garantindo um controle estável de temperatura.

Figura 9 – Representação da seção de testes.



Fonte: do Autor

O ar é insuflado na parte superior da seção de teste, e retorna na parte inferior, passando por um piso perfurado que ajuda a homogeneizar o escoamento de ar na seção de teste.

### 3.1.5.1 Resistores Elétricos

Foi realizada a instalação de um conjunto composto por quatro resistores elétricos do tipo aletado, cada um com uma potência máxima de 200 W e uma tensão nominal de 110 V (porém acionados em pares de resistores em série, para a utilização da alimentação em 220 V). Esta configuração foi montada em paralelo de modo que a potência máxima do conjunto atinja 800W, como ilustrado na Figura 10. Este conjunto foi dimensionado com a finalidade específica de atender à capacidade de resfriamento do circuito auxiliar, proporcionando potência suficiente para atingir as condições operacionais desejadas.

Figura 10 – Resistor elétrico aletado.



Fonte: Fogo Forte Resistências

### 3.1.5.2 Ventiladores

Para o controle da temperatura do box, o sistema emprega dois ventiladores para promover a circulação do ar no interior do ambiente. Essa abordagem cria um cenário de convecção forçada, facilitando a eficiente troca de calor entre a carcaça do dispositivo e o ambiente. Portanto, é relevante considerar o uso do ventilador Ebmpapst W2K121-AA01-01 (Figura 11), que se apresenta como um ventilador do tipo axial com dimensões de 127 mm x 127 mm x 38 mm. Este ventilador opera a uma tensão de 230V e possui uma faixa de potência entre 17W e 18W. A vazão máxima fornecida pelo ventilador é 3.42 m<sup>3</sup>/min.

Figura 11 - ventilador utilizado no circuito auxiliar.



Fonte: AXXA Ltd

Essa vazão é suficiente para garantir velocidades do ar em um range de operação entre 0,25 e 3 m/s. Durante os ensaios a velocidade do ar foi fixada em 0,25 m/s condição estabelecida pela norma.

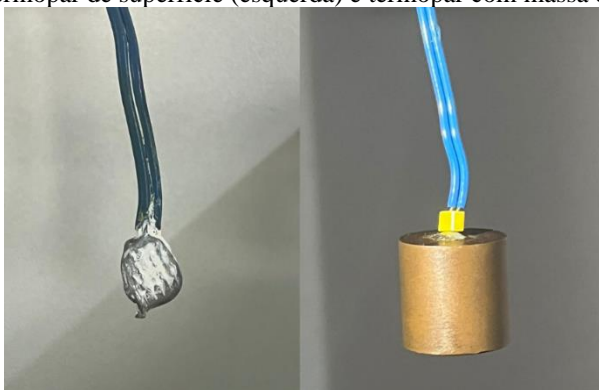
## 3.2 SISTEMA DE MEDIÇÃO

### 3.2.1 Medição de temperatura

Para a medição de temperatura, foram empregados termopares do tipo T (Cobre/Constantan) devido a sua faixa de medição (-100°C a 400°C), em duas configurações. Em primeiro lugar, recorreu-se ao termopar de superfície, que é apropriado para a aferição de temperaturas rápidas por conta da sua pequena inércia, o mesmo foi utilizado na carcaça do compressor (3 ao nível do óleo e um no topo) e regiões na tubulação do circuito, como na sucção e descarga (100 mm da carcaça do compressor), na entrada do medidor de vazão e no cilindro

intermediário. Além disso, utilizou-se termopares com a ponta revestida em massa de cobre, o que proporciona uma inércia adicional durante a medição, reduzindo ruídos de alta frequência, especialmente em situações nas quais se faz necessária a medição da temperatura de ambientes, como a temperatura do box e a temperatura onde o calorímetro está localizado. A Figura 12 apresenta os dois tipos de termopares utilizados.

Figura 12 - Termopar de superfície (esquerda) e termopar com massa de cobre (direita).



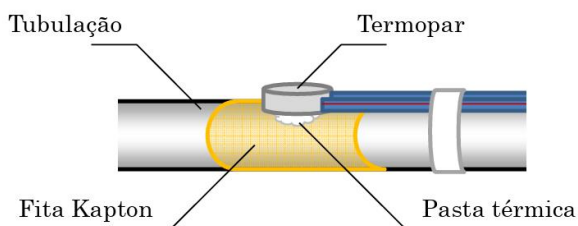
Fonte: do Autor

Para garantir que não haja fugas de corrente nas medições dos termopares de superfície, inseriu-se a fita Kapton, um isolante dielétrico, entre o termopar e a superfície de instalação, assegurando que não haja interferências ou perturbações na coleta dos dados termométricos, além de proteger o sistema de aquisição e evitar eventuais fugas de corrente na bancada sejam conduzidas pelo termopar até o módulo de aquisição. Adicionalmente, empregamos pasta térmica, com o objetivo de otimizar o contato entre o termopar e a superfície na qual é instalado. Por fim, aplicamos uma fita isolante para isolar eletricamente o termopar, mantendo a integridade da medição e fixação do sensor.

Este conjunto de boas práticas representa uma abordagem rigorosa na instrumentação e medição das temperaturas no calorímetro, visando a confiabilidade dos resultados. Na Figura 13, é ilustrado o procedimento utilizado.



Figura 13 - Representação do procedimento de instrumentação.



Fonte: Frutuoso, 2014

### 3.2.2 Medição de pressão

A pressão do fluido refrigerante foi medida na sucção, na descarga e no reservatório intermediário, por meio de transdutores do tipo Strain Gauge de pressão absoluta do fabricante *hottinger Baldwin Messtechnik* (HBM) com fundo de escala de 10 e 20 bar (Figura 14). Os transdutores são alimentados por uma fonte de tensão de corrente contínua de 12 V e geram um sinal de tensão proporcional ao valor da pressão e da tensão de alimentação.

Figura 14 – Transdutor de pressão.



Fonte: Gonçalves, 2004

As curvas de calibração dos transdutores de pressão podem ser encontradas no Anexo A.

### 3.2.3 Medição de vazão Mássica

A vazão mássica do ciclo de refrigeração é medida através de um transdutor de vazão mássica tipo Coriolis, modelo SITRANS FC MASSFLO MASS 2100 DI 1.5, da fabricante Siemens, com incerteza de  $\pm 0,1\%$  do valor medido. Por se tratar de um calorímetro adaptado para compressores domésticos, o transdutor foi calibrado para uma faixa de vazão de 0 a 10 kg/h, garantindo maior acurácia na medição de baixas vazões. Como unidade de tratamento de sinal foi utilizado o SITRANS FC MASSFLO MASS 6000. Ambos os componentes são exibidos na Figura 15.

Figura 15 – Transdutor de vazão mássica (esquerda) e unidade de tratamento de sinal (direita).



Fonte: do Autor

A curva de calibração do transdutor de vazão pode ser encontrada no Anexo B.

### 3.2.4 Medição de parâmetros elétricos

Foi utilizado o analisador de potência modelo WT3000 da fabricante *Yokogawa*, Figura 16, para mensurar as grandezas elétricas. Além de ser utilizado para mensurar potência ativa e reativa, o equipamento é capaz de medir uma ampla gama de parâmetro elétricos, e foi utilizado para mensurar a tensão, corrente e frequência. Adicionalmente, o analisador pode ser conectado a computadores por meio de interfaces como USB ou GPIB (do inglês *General Purpose Interface Bus*), simplificando a comunicação com o software utilizado no trabalho (*LabVIEW*).

Figura 16 – Analisador de potência.



Fonte: do Autor

### 3.2.5 Sistema de aquisição e controles de dados

O sistema de aquisição e controle de dados selecionado para o calorímetro consiste em um chassi SCXI (do inglês *signal conditioning extensions for instrumentation*), fabricado pela

*National Instruments*, equipado com 12 módulos configuráveis, dos quais 7 foram empregados na aplicação em questão. O SCXI é uma plataforma de chaveamento e condicionamento de sinais de alto desempenho, direcionada para aplicações de medição e automação. Sua interface com o sistema supervisor é estabelecida por meio de uma conexão USB (do inglês *Universal Serial Bus*).

Para a presente aplicação, os módulos do chassi foram utilizados com as seguintes finalidades: 1 módulo de aquisição de dados e controle, 3 módulos com o total de 24 canais para a leitura de temperaturas de sensores do tipo T com compensação eletrônica por canal, 1 módulo com 32 canais destinado à entrada de sinais de tensão provenientes de , por exemplo, transdutores de pressão, 1 módulo composto por 16 canais com saídas digitais de tensão e, por fim, um módulo com 6 canais voltados para a saída analógica de corrente.

A Tabela 2 a seguir lista, de maneira detalhada, a configuração dos referidos componentes:

Tabela 2 – Descrição dos módulos do sistema de aquisição e controle de dados.

<b>Função</b>	<b>Descrição</b>
Chassi	<i>SCXI-1001 12-Slot Chassis, U.S. 220 VAC</i>
Controlador	<i>NI SCXI-1600 USB Data Acquisition and Control Module</i>
Temperatura - entrada	<i>SCXI-1112 8 ch Thermocouple Input Module</i>
Tensão – entrada	<i>SCXI-1303 32 ch Isothermal Terminal Block</i>
Tensão - saída analógica	<i>SCXI-1325 Screw Terminal Block, Cast</i>
Corrente - saída analógica	<i>SCXI-1325 Screw Terminal Block, Cast</i>

Fonte: do Autor

Adicionalmente, o software escolhido para a programação do sistema em tempo real e do sistema supervisor foi o *LabVIEW*. O *LabVIEW* (acrônimo para *Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*) é uma linguagem de programação gráfica originária da National Instruments. É uma ferramenta de programação altamente intuitiva, baseada em programação por blocos, o que simplifica o processo de desenvolvimento e permite a criação de uma interface de supervisão complexa e de fácil utilização. Essas características agregaram valor ao projeto, otimizando a operação e o monitoramento do calorímetro de forma local ou remota.

### 3.2.6 Relé de Estado Sólido

Os relés de estado sólido monofásicos (Figura 17) são uma opção viável para o chaveamento de cargas resistivas com correntes nominais de até 25 amperes, desempenhando a função de substituir os tradicionais contadores. Sua adoção se respalda no controle eletrônico que oferecem, resultando em uma vida útil prolongada, uma vez que não estão sujeitos a desgastes mecânicos, e proporcionando, adicionalmente, eficiência no consumo de energia e uma notável velocidade de acionamento.

Figura 17 – Relé de estado sólido.



Fonte: do Autor

O acionamento desses relés ocorre mediante a aplicação de uma tensão entre 3 e 32 volts contínuos (Vcc), possibilitando a ativação de cargas diversas de forma virtual no projeto, sendo elas: compressor e ventiladores do sistema auxiliar, e o compressor a ser testado. Esse acionamento é efetuado a partir de um módulo de saída de tensão de 10 Vcc proveniente do sistema de aquisição de dados e controle.

### 3.2.7 Relé de Ângulo de Fase

O relé de ângulo de fase, Figura 18, é um componente essencial para o controle de potência em resistores elétricos utilizados no trabalho. Sua operação é eletrônica, caracterizada por um baixo consumo de energia e acionamento proporcional ao sinal de comando, na faixa de 4 a 20 mA. A variação do sinal de corrente de comando resulta na correspondente variação da tensão de saída do relé, o que, por sua vez, permite o ajuste preciso da potência fornecida ao resistor. Esse recurso torna o relé de ângulo de fase altamente recomendado para aplicações que demandam controle em processos de aquecimento, com a capacidade de suportar correntes de

carga de até 40 A. Utilizou-se o dispositivo para variar a potência de 4 resistores, sendo eles: resistor para controle da temperatura do cilindro intermediário, resistor para controle de temperatura do box, resistor para controle da temperatura sucção do compressor e resistor para controle da temperatura da entrada do medidor de vazão.

Figura 18 - Relé de Ângulo de Fase.



Fonte: do Autor

### 3.2.8 Interruptor Diferencial Residual

A utilização de um interruptor diferencial residual (IDR), é fundamental para garantir a segurança de instalações elétricas e proteger os usuários contra choques elétricos e incêndios. O IDR (Figura 19) é um dispositivo que monitora a corrente elétrica que entra e sai de um circuito e atua rapidamente em caso de desequilíbrio entre essas correntes. Quando a corrente de entrada não é igual à corrente de saída, o IDR desarma o circuito, interrompendo o fornecimento de energia elétrica. Isso ocorre quando há uma fuga de corrente elétrica, que pode representar um risco para a segurança.

Figura 19 – Interruptor diferencial residual.



Fonte: Hidromar

A corrente máxima e a sensibilidade do IDR são dois parâmetros essenciais a serem considerados ao escolher e instalar esse dispositivo de proteção. No trabalho, optou-se por um IDR com uma corrente máxima de 40 A, o que significa que ele é capaz de operar em circuitos com correntes de até 40 amperes. Além disso, a sensibilidade do IDR é de 30 mA, o que se refere à diferença mínima de corrente que o dispositivo pode detectar. Isso implica que o IDR é projetado para interromper o circuito se a corrente de fuga exceder o limite de sensibilidade, desempenhando um papel crucial na detecção precoce de falhas que possam representar riscos à segurança.

### 3.2.9 Termostatos

A utilização de termostatos (Figura 20) é essencial para assegurar a segurança em sistemas que envolvem controle de temperaturas, especialmente em aplicações com resistores e outros componentes suscetíveis ao aquecimento. Os termostatos são dispositivos de controle que monitoram a temperatura do ambiente ou do componente e agem para manter essa temperatura em limites seguros. Eles funcionam com sensores que detectam a temperatura e, quando a mesma atinge um valor pré-determinado, o termostato desativa um circuito elétrico. Essa ação visa garantir que a temperatura de componentes críticos, como resistores, permaneça dentro de limites seguros de operação, evitando danos, falhas e riscos, como incêndios.

Figura 20 – Termostato.



Fonte: ageTherm

Utilizam-se 2 termostatos na bancada: um posicionado próximo ao resistor para controlar a temperatura no box, configurado para que a temperatura local não ultrapasse 60 °C; outro localizado no resistor para controlar a temperatura na entrada do medidor de vazão, com

um limite de temperatura de 90 °C. Este último limite é superior devido à proximidade da região da descarga do compressor, onde a temperatura é normalmente mais elevada.

### 3.2.10 Sinalizadores

Foi instalado um sinalizador (Figura 21) com o propósito de aprimorar a segurança operacional do calorímetro. Quando a bancada é energizada, indicando que a alimentação de energia está disponível no disjuntor, mas o disjuntor principal está desligado, resultando na ausência de alimentação elétrica para todos os componentes da bancada localizados após o mencionado disjuntor, a bancada encontra-se inativa. O sinalizador, neste cenário, entra em operação, iluminando uma luz verde para sinalizar que o calorímetro não está em operação.

Figura 21 – Torre luminosa.



Fonte: do Autor

Entretanto, ao acionar o disjuntor principal, a bancada é colocada em funcionamento efetivo, e todos os componentes localizados após o disjuntor principal recebem energia elétrica. Neste momento, o sinalizador exibe uma luz vermelha, alertando o operador para a necessidade de máxima atenção, uma vez que todos os elementos da bancada estão energizados, aumentando o potencial de riscos, caso o operador não observe os procedimentos de segurança apropriados.

Portanto, o propósito primordial do sinalizador é indicar o estado operacional da bancada, informando ao operador se ela está em operação ou não. Isso contribui substancialmente para a segurança do operador, permitindo que ele tome as precauções necessárias nos momentos pertinentes.

## 4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Na metodologia experimental adotada, o processo de ensaio de desempenho é conduzido com a finalidade de avaliar características essenciais do compressor. Especificamente, visa determinar quatro parâmetros fundamentais: a capacidade de refrigeração, a vazão mássica, a potência elétrica ativa consumida e o COP.

Esses ensaios são aplicados tanto em atividades de pesquisa e desenvolvimento quanto na obtenção de dados para catálogo e no controle de qualidade. A realização desses ensaios ocorre em bancadas específicas, como o calorímetro discutido neste trabalho, devido à necessidade de medição, controle e monitoramento de diversas variáveis de interesse.

Os ensaios seguem normas que regulamentam e definem características tanto do processo de medição quanto do sistema de refrigeração utilizado e de suas variáveis. No contexto deste trabalho, foi adotada a norma internacional, desenvolvida pela *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (ASHRAE)*, *ASHRAE Standard 23*.

### 4.1 VARIÁVEIS DE TRABALHO

Antes de iniciar a apresentação das principais variáveis envolvidas em um ensaio de calorimetria, é relevante destacar que ao abordar as temperaturas ou pressões de evaporação e condensação, estas são consideradas em função das pressões de sucção e descarga do compressor. Tais valores são derivados a partir da curva de saturação do fluido refrigerante. Devido à natureza calorimétrica do ciclo quente em questão, é importante observar que esses parâmetros de condensação e evaporação são hipotéticos, uma vez que no sistema há apenas fluido no estado de vapor superaquecido. No contexto do compressor, entretanto, esses valores mantêm uma representação equivalente.

#### 4.1.1 Variáveis controladas

As variáveis controladas são os elementos gerenciados e manipulados pelo pesquisador com o propósito de avaliar seu impacto ou influência sobre outras variáveis. A descrição dessas variáveis é fornecida na Tabela 3, juntamente com os dispositivos de controle



e medição correspondentes. Esses dispositivos são ajustados de forma automática por meio de um controlador PI (proporcional-integral) implementado no software *LabVIEW*.

Tabela 3 – Variáveis controladas.

Variável	Dispositivo de Controle	Medição
Temperatura do box	Circuito auxiliar em conjunto com um resistor elétrico	Média entre 3 termopares com massa de cobre alocados em regiões distintas no interior do box
Temperatura de sucção	Trocador de calor com o evaporador do circuito auxiliar em conjunto com um resistor elétrico	Termopar de superfície alocado a 100 mm da entrada do compressor
Temperatura do cilindro intermediário	Resistor elétrico	Termopar de superfície alocado no corpo do cilindro
Temperatura de entrada do medidor de vazão	Resistor elétrico	Termopar de superfície alocado na entrada do medidor de vazão
Pressão de sucção	Válvula proporcional eletrônica	Transdutor de pressão absoluta localizado na entrada do compressor
Pressão de descarga	Válvula proporcional eletrônica	Transdutor de pressão absoluta localizado na saída do compressor

Fonte: do Autor

#### 4.1.2 Variáveis não controladas

No contexto deste estudo, é fundamental conceituar as variáveis não controladas, que representam grandezas efetivamente mensuradas, mas que não estão sujeitas a intervenção controlada. As variáveis que dependem diretamente das grandezas mencionadas são as temperaturas do corpo e descarga do compressor, refletindo o estado térmico do sistema. Adicionalmente, incluem-se a pressão intermediária do sistema, a vazão mássica e, por fim, a potência ativa consumida pelo compressor.

#### 4.1.3 Variáveis dependentes indiretas

As variáveis dependentes indiretas são aquelas calculadas a partir de outras variáveis, mas que são de suma importância serem analisadas.

A capacidade de refrigeração, equação ( 1 ), é calculada a partir das entalpias específicas na entrada e saída do evaporador que por sua vez são encontradas de forma hipotética por se tratar de um calorímetro de ciclo-quente e não haver mudanças de fase do fluido refrigerante. A entalpia na entrada do evaporador é considerada no ponto líquido saturado e com pressão igual a pressão de condensação (ou no caso, é considerado a pressão de descarga do compressor). Adicionalmente, a entalpia na saída do evaporador hipotético é considerada no ponto de vapor superaquecido a temperatura ambiente, seja ela 16 ou 32°C, com pressão igual a pressão de evaporação (ou no caso, é considerada a pressão de sucção do compressor).

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{VAP_{P_{evap}_{T_{amb}}}} - h_{SAT_{P_{cond}}}) \quad (1)$$

Onde,  $\dot{Q}$  = capacidade de refrigeração [W]

$\dot{m}$  = vazão mássica [kg/s]

$h_{VAP_{P_{evap}_{T_{amb}}}}$  = entalpia específica de vapor superaquecido em temperatura ambiente e na pressão de evaporação [J/kg]

$h_{LÍQ_{P_{cond}}}$  = entalpia específica de líquido saturado na pressão de condensação [J/kg]

O coeficiente de performance (COP) é definido por meio da razão entre a capacidade de refrigeração e a potência ativa consumida pelo compressor, como observa-se na equação ( 2 ).

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

Onde,  $COP$  = coeficiente de performance [W/W]

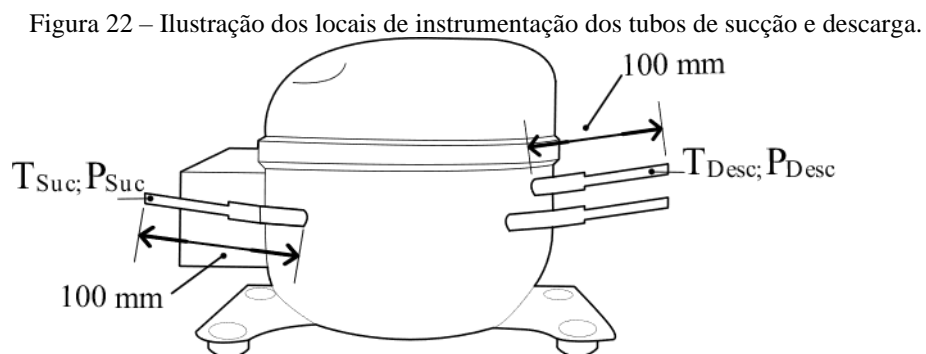
$\dot{W}$  = potência ativa consumida pelo compressor [W]

## 4.2 PREPARAÇÃO DA AMOSTRA

A etapa de preparação da amostra engloba diversos procedimentos. Inicialmente, a amostra, que neste contexto é representada pelo compressor, é posicionada dentro do box. Nesse ponto, são estabelecidas as conexões necessárias, tanto na saída do tubo de descarga quanto na entrada sobre o tubo de sucção do compressor. As conexões são realizadas com o uso de porcas e anilhas da fabricante *Swagelok*, visando a vedação adequada.

Após a conclusão das conexões, é efetuado um teste de vazamento na região das conexões e posteriormente na bancada como um todo, utilizando nitrogênio sob pressão, aproximadamente 8 bar, a fim de assegurar a ausência de vazamentos. Com a confirmação da estanqueidade do sistema, procede-se à evacuação do mesmo por meio de uma bomba de vácuo, visando a remoção da umidade do sistema.

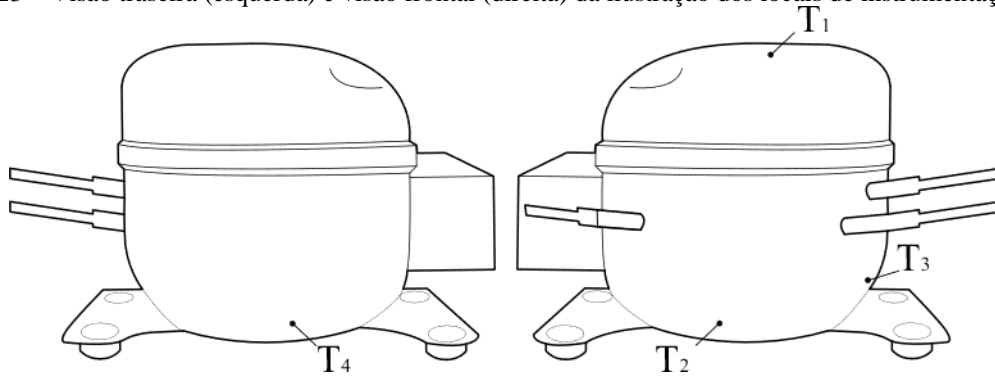
Após a evacuação do sistema, a carga de isobutano (R600a) é introduzida. A etapa subsequente envolve a instrumentação do compressor, com a utilização de termopares de superfície. São posicionados termopares a 100mm tanto na entrada de sucção quanto na saída de descarga do compressor (Figura 22).



Fonte: Liston et. al (2022)

Adicionalmente, um termopar é instalado no topo do compressor (T1), além de três termopares posicionados próximos ao nível do óleo: um na parte frontal (T2), outro na lateral direita (T3) e um terceiro na parte traseira da carcaça do compressor (T4) (Figura 23).

Figura 23 – Visão traseira (esquerda) e visão frontal (direita) da ilustração dos locais de instrumentação no compressor.



Fonte: Liston et. al (2022)

Essa instrumentação é essencial para a aquisição precisa de dados de temperatura, desempenhando um papel crítico no monitoramento do compressor durante os ensaios e no registro de informações significativas para a análise do seu comportamento em diferentes condições operacionais.

### 4.3 TESTE TÍPICO

#### 4.3.1 Estabilização das variáveis controladas

Após a preparação da amostra, esboça-se os passos que definem o procedimento integral de um teste convencional na caracterização de um compressor. Este processo segue estritamente as normas e diretrizes pré-definidas, incluindo a consideração das tolerâncias, conforme especificado pela norma *ASHRAE Standard 23*. Os limites estabelecidos por norma estão descritos na Tabela 4.

Tabela 4 – Tolerância dos parâmetros para testes e avaliação de desempenho de compressores de refrigeração.

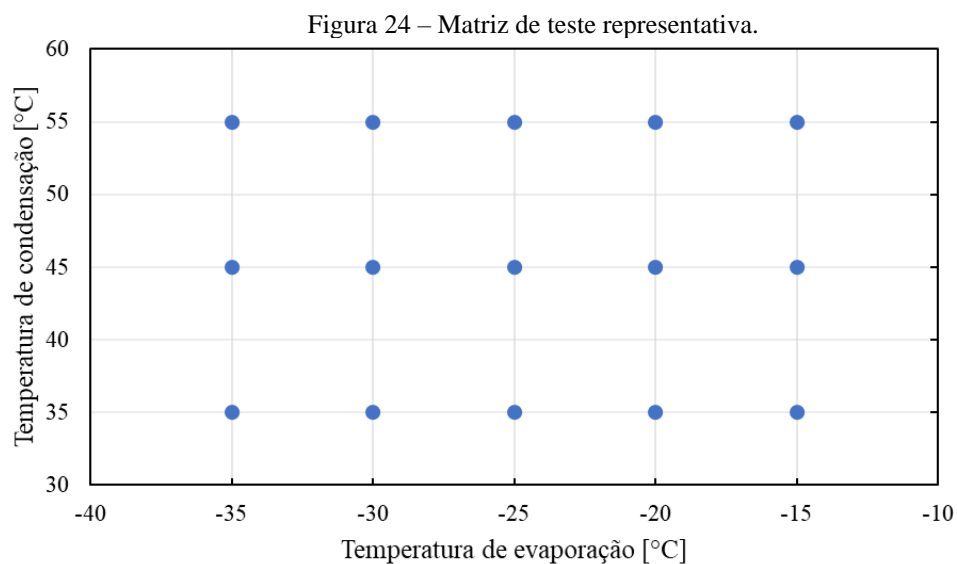
<b>Condição de Operação</b>	<b>Tolerâncias</b>
Temperatura do box	$\pm 4 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura de sucção	$\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$
Pressão de sucção	$\pm 1\%$
Pressão de descarga	$\pm 1\%$

Fonte: ASHRAE Standard 23-2022

Este requisito implica que todas as variáveis listadas devem estar estabilizadas dentro dos parâmetros pré-definidos e das respectivas tolerâncias para cada ponto de operação analisado. A norma não especifica um tempo definido de teste. Portanto, os valores médios das variáveis em regime permanente são considerados ao longo de um período estipulado de 15 minutos. Esse intervalo foi determinado com base no conhecimento da bancada. Ao considerar mais de 15 minutos após as variáveis atingirem a estabilidade, conforme definido pelo critério demonstrado na seção 5.1.3, observa-se que os valores das variáveis permanecem inalterados.

### 4.3.2 Matriz de teste

A matriz de teste é um envelope que define todos os pontos de operação necessários para a realização completa de um teste em um compressor. Essa matriz estabelece valores de temperatura de condensação e temperatura de evaporação, e é crucial que todos os pontos nela contidos sejam alcançados a fim de considerar o teste completo e bem-sucedido. Em outras palavras, é fundamental que todas as tolerâncias especificadas pelas normas sejam estritamente atendidas em cada ponto de operação estipulado pela matriz. Um exemplo de matriz de teste é exibido na Figura 24.



Fonte: do Autor

### 4.3.3 Processamento de testes

A seção de processamento de testes e elaboração do relatório de entrega dos dados obtidos na caracterização de um compressor requer uma série de etapas e componentes detalhados. Essa seção deve conter informações que abordam o processo de calorimetria do compressor, incluindo uma descrição da metodologia utilizada para a coleta dos testes. Além disso, é necessário fornecer detalhes sobre a instrumentação utilizada no compressor.

O relatório deve incluir informações técnicas sobre o compressor testado. Cada ponto de operação definido previamente em uma matriz específica deve ser detalhadamente documentado, incluindo uma tabela com os dados pertinentes medidos em cada teste. Isso inclui médias obtidas ao longo de 15 minutos de testes, bem como o desvio padrão durante esse período em cada ponto da matriz. Adicionalmente, essas tabelas devem incluir informações como a data da realização dos testes e os responsáveis pela operação da bancada. Exemplo de uma tabela de dados completa será exibida na seção 5.4.

A elaboração de gráficos é igualmente essencial para apresentar visualmente os resultados, facilitando a análise da coerência dos dados obtidos. As variáveis que devem ser representadas graficamente são: coeficiente de performance (COP), capacidade de refrigeração, potência do compressor, e vazão mássica.

## 5 AUTOMAÇÃO DO CALORÍMETRO

O capítulo atual aborda os métodos empregados neste estudo para a completa automação dos processos que envolvem a caracterização de compressores em calorímetro. O principal objetivo é a otimização do tempo requerido para a realização de um teste completo em um compressor, que, de maneira convencional, é um processo notoriamente demorado. Além disso, busca-se a eliminação da necessidade de um operador dedicado para monitorar esses testes.

Portanto, o propósito central é acelerar o processo de teste, garantindo, ao mesmo tempo, a conformidade com todos os parâmetros estipulados pelas normas pertinentes. É fundamental atingir essa agilidade no processo sem depender significativamente da experiência de um operador, tornando-o mais automatizado e independente possível do envolvimento humano, resultando em uma maior eficácia na obtenção dos resultados.

## 5.1 CONTROLE DAS PRESSÕES DE DESCARGA E SUCÇÃO

Antes de aplicar qualquer técnica de controle é necessário compreender a dinâmica do processo a ser controlado. Uma representação matemática da dinâmica do processo pode ser obtida pela função de transferência, a qual descreve a relação entre a entrada e a saída do sistema no domínio da frequência. O modelo de um processo de primeira ordem pode ser caracterizado pela função de transferência demonstrada na equação ( 3 ).

$$G(s) = \frac{k}{\tau s + 1} \quad (3)$$

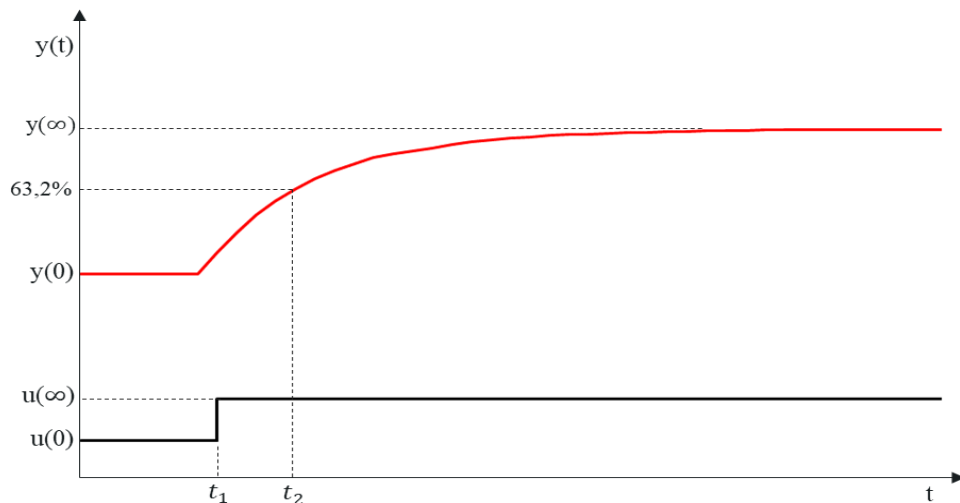
$\tau$  – constante de tempo;

$k$  – ganho estático;

$s$  – variável complexa.

Para determinar os parâmetros  $k$  e  $\tau$  de uma função de transferência, pode-se analisar a resposta do processo ( $\Delta y$ ) a uma entrada em degrau ( $\Delta u$ ). Pode-se visualizar uma ilustração do método de identificação de sistema em malha aberta na Figura 25.

Figura 25 – Representação gráfica da aplicação de um degrau.



Fonte: Ogata (2010)

Os parâmetros representados no gráfico são determinados por meio das equações (4), (5) e (6).

$$k = \frac{\Delta y}{\Delta u} = \frac{y(\infty) - y(0)}{u(\infty) - u(0)} \quad (4)$$

$$y(t_2) = 0,632[y(\infty) - y(0)] \quad (5)$$

$$\tau = t_2 - t_1 \quad (6)$$

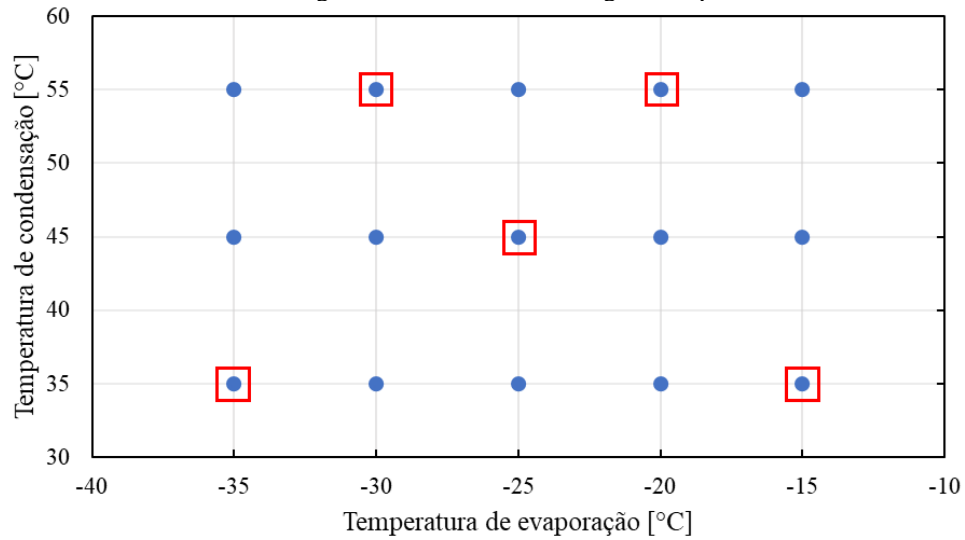
O controle das pressões foi projetado mediante a elaboração de um da matriz de teste, a qual engloba os parâmetros de temperatura de condensação e temperatura de evaporação. Modelos foram desenvolvidos nos pontos extremos dessa matriz, com o intuito de abordar todas as regiões de relevância. É importante destacar que, nos pontos em que a temperatura de condensação atinge 55°C, não foram utilizados os extremos reais da matriz devido às limitações físicas. As limitações físicas observadas decorrem da especificidade do compressor utilizado nos testes, o qual possui uma capacidade nominal superior a 300 watts, um valor que excede a faixa de operação desejada, limitada a um máximo de 250 watts.

A dificuldade em alcançar o ponto de menos 35°C de evaporação e 55°C de condensação está intrinsecamente relacionada à limitação de vazão desse compressor. Nem mesmo no datasheet fornecido pelo fabricante ou na experiência da própria empresa fabricante do compressor foi possível obter informações detalhadas sobre esse ponto crítico. Essa condição de funcionamento representa um desafio particularmente complexo para o compressor, resultando na falta de estabilidade em seu desempenho.

Portanto, nesses casos, foi necessário optar pelos extremos alcançáveis pela bancada. Adicionalmente, realizou-se a verificação do ponto central da matriz, a fim de checar o método empregado. Em um sistema de natureza convexa, como é o caso da dinâmica das pressões no calorímetro, a existência de um ponto central se torna, em certa medida, redundante, especialmente quando já dispomos de informações referentes aos extremos. No entanto, a inclusão desses pontos centrais foi realizada com o propósito de efetuar uma validação adicional do método empregado, visando a verificar a sua correta aplicação e funcionalidade (Figura 26).



Figura 26 – Matriz com as regiões mapeadas.



Fonte: do Autor

As tabelas 5 e 6 apresentam os ganhos estáticos e constantes de tempo para as pressões de sucção e descarga, respectivamente. Verifica-se que a variação dos ganhos estáticos e constantes de tempo, para cada pressão, em cada condição de operação, é pequena. Essa característica permite a seleção de um modelo médio para cada pressão para o projeto dos controladores.

Tabela 5 – Ganhos e constantes de tempo calculados para a pressão de sucção.

Temperatura de Condensação [°C]	Temperatura de evaporação [°C]	k - Ganho estático	$\tau$ - Constante de tempo (s)
55	-20	0,00949	67
55	-30	0,01164	81
45	25	0,01126	72
35	-15	0,01466	66
35	-35	0,01335	87

Fonte: do Autor

Tabela 6 - Ganhos e constantes de tempo calculados para a pressão de descarga.

Temperatura de Condensação [°C]	Temperatura de evaporação [°C]	k - Ganho estático	$\tau$ - Constante de tempo (s)
55	-20	-0,06774	66
55	-30	-0,05811	83
45	25	-0,06862	64
35	-15	-0,0278	71
35	-35	-0,04972	59

Fonte: do Autor

Uma etapa de suma importância foi a aplicação do critério *BIBO* (*Bounded Input, Bounded Output*) para simplificar um cenário de maior complexidade, visto que um sistema é *BIBO*-estável se, e somente se, sua função de transferência não possuir polos sobre o eixo imaginário ou positivos. Logo, foi constatado que todas as funções de transferência das regiões analisadas apresentam polos reais e negativos, o que reforçou a confiabilidade do método. Portanto, foi utilizado o critério *BIBO* para consolidar a abordagem, recorrendo à criação de dois modelos médios: um destinado à pressão de sucção e outro à pressão de descarga.

Portanto, foram empregados modelos médios, utilizando a constante de tempo e o ganho estático médios para ambos. As equações ( 7 ) e ( 8 ) referem-se às funções de transferência de pressão de sucção e descarga, respectivamente.

$$G_S = \frac{0,01208}{75s + 1} \quad (7)$$

$$G_D = \frac{-0,0544}{69s + 1} \quad (8)$$

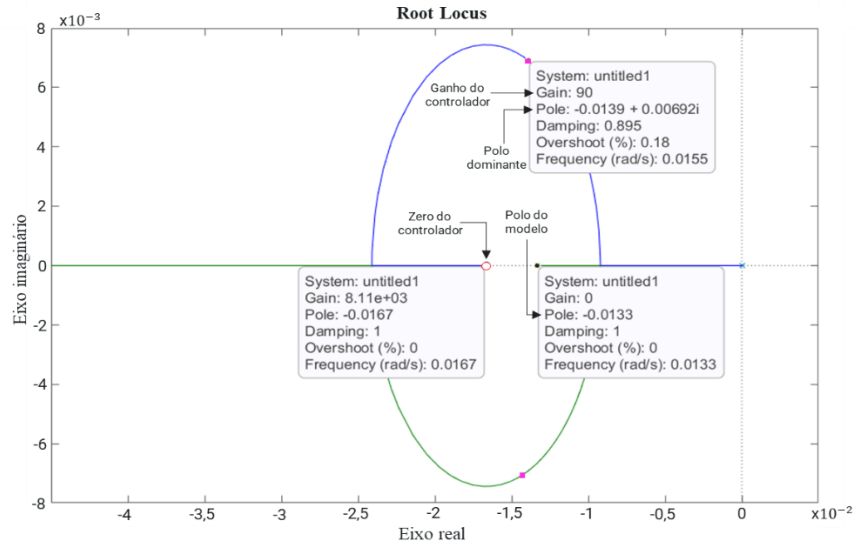
Os controladores foram projetados pelo método do lugar das raízes, que é uma abordagem clássica para o projeto de sistemas de controle. A estratégia de controle escolhida foi um controlador PI, devido à sua adequação para sistemas representados por funções de transferência de primeira ordem.

Inicialmente, durante a seleção dos parâmetros do controlador, optou-se por posicionar o polo dominante com uma constante de tempo ligeiramente inferior à constante de tempo da planta sem se importar com a complexidade dos polos. Essa escolha foi feita após uma análise detalhada do impacto potencial do sobressinal no controle das pressões. Constatou-se que o risco significativo ocorreria quando o sobressinal pudesse levar ao fechamento completo de uma das válvulas, causando o estrangulamento da tubulação, o que poderia causar algum dano ao compressor em teste. No entanto, para anular esse risco, foi estabelecida uma limitação de abertura das válvulas em 5%, o que assegura que as mesmas não sejam completamente fechadas.

Diante desse contexto, a análise central concentrou-se no tempo necessário para que as variáveis de processo alcançassem a estabilidade, de acordo com os padrões estabelecidos pelas normas regulamentadoras pertinentes ao sistema em estudo. A Figura 27 mostra

graficamente os valores dos polos, zero e ganho obtidos com a ferramenta *Root locus* do software *MATLAB*:

Figura 27 – Representação gráfica do método lugar das raízes para a pressão de sucção.



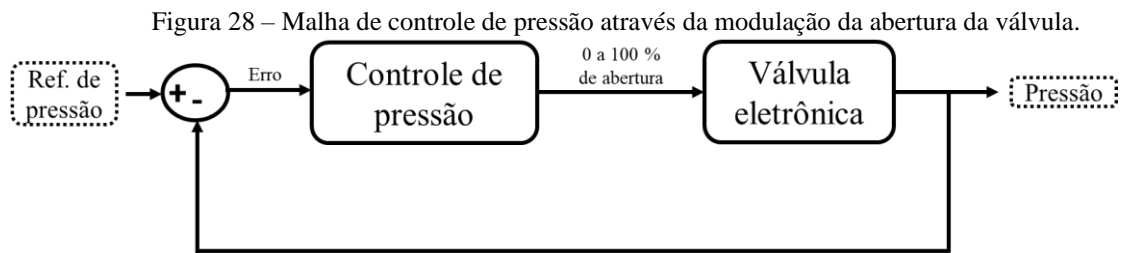
A partir da Figura 27, é possível obter um controlador PI (9).

$$C1_s = 90 * \frac{(s + 0,0166)}{s} \quad (9)$$

Onde  $k_{c1} = 90$  [bar/% de abertura] e  $Ti_{c1} = \frac{1}{0,0166} = 60$  [s]

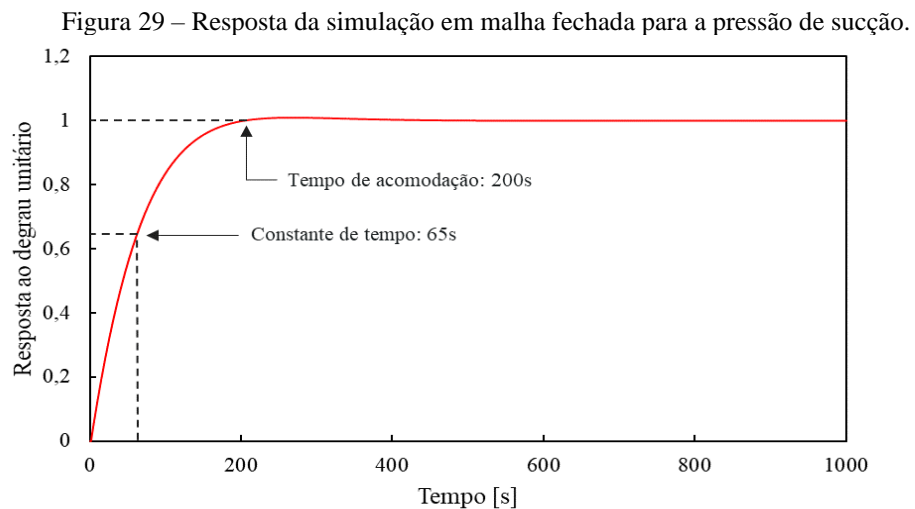
Posteriormente, após a conclusão do cálculo do controlador proporcional-integral ilustrado na equação, foi possível proceder com a simulação do referido controlador.

Conforme ilustrado, por meio de um diagrama de blocos na Figura 28, estabelece-se uma referência de pressão controlada, em seguida, calcula-se o erro do segmento de referência, que é definido como a diferença entre o valor de referência e o valor medido da pressão controlada. O controlador proporcional-integral calcula um sinal de referência para a abertura da válvula. Por último, a pressão controlada é mensurada por meio de um transdutor de pressão, repetindo-se esse processo ciclicamente.



Esta simulação foi realizada utilizando a plataforma de *software MATLAB*, em conjunto com o pacote de ferramenta *Simulink*.

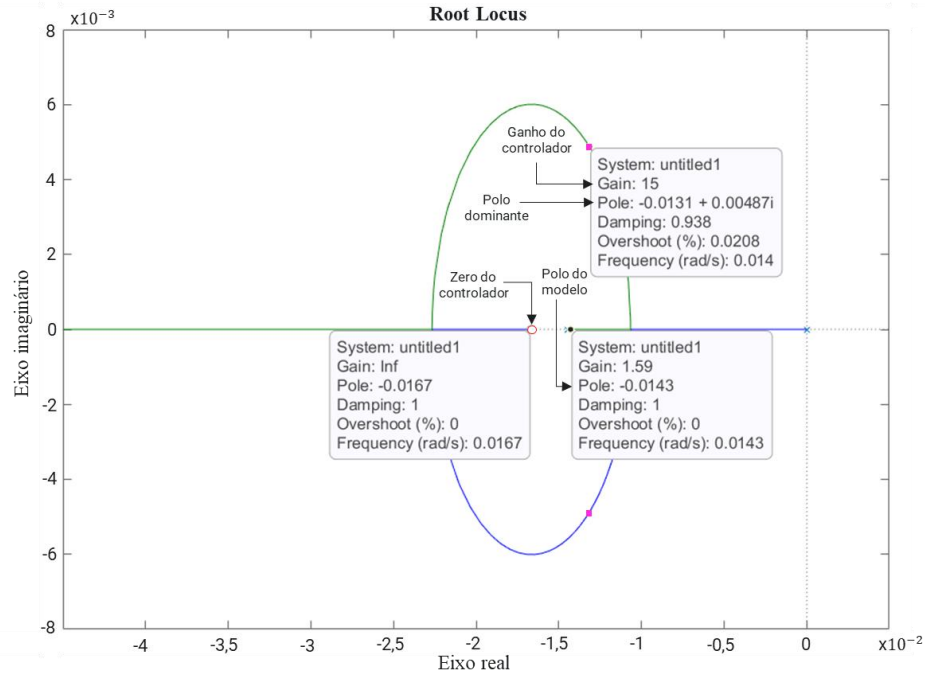
O resultado da simulação é exibido na Figura 29 a seguir. Ele apresenta uma constante de tempo de 65 segundos, um pouco abaixo dos 72 segundos esperados pela escolha do polo dominante em malha fechada. Adicionalmente, um pouco menor que os 75 segundos da constante de tempo da planta em malha aberta, portanto, a simulação apresentou um resultado satisfatório.



Fonte: do Autor

A Figura 30 mostra graficamente os valores dos polos e ganho obtidos com a ferramenta *Root locus* do *software MATLAB*:

Figura 30 - Representação gráfica do método lugar das raízes para a pressão de descarga.



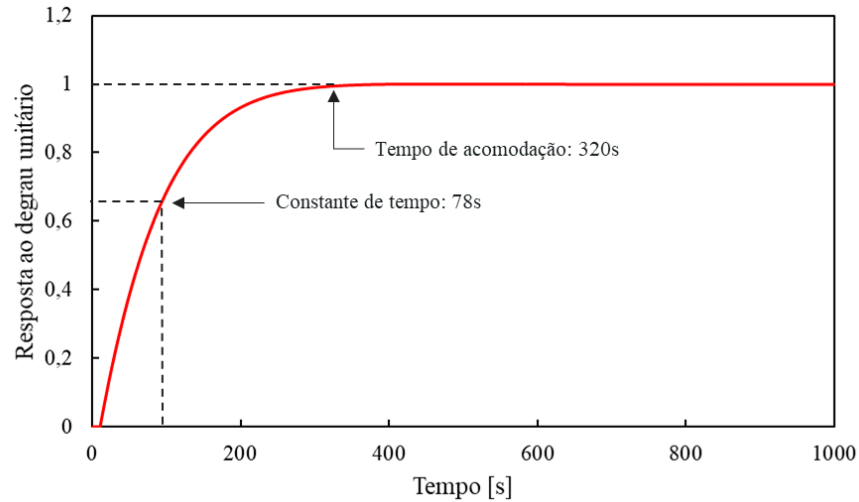
A partir da Figura 30, é possível obter um controlador PI ( 10 ).

$$C1_D = -15 * \frac{(s + 0,0166)}{s} \quad (10)$$

Onde  $k_{c1} = -15$  [bar/% de abertura] e  $Ti_{c1} = \frac{1}{0,0166} = 60$  [s]

Simulação utilizando *Simulink* do controlador ( 10 ) juntamente com a função de transferência ( 8 ), como na Figura 30 e resultados na Figura 31. Neste caso a contante de tempo em malha fechada é 78 segundos, aproximadamente os 76 segundos esperados pela escolha do polo do dominante em malha fechada, e similar aos 69 segundos da contante de tempo da planta em malha aberta.

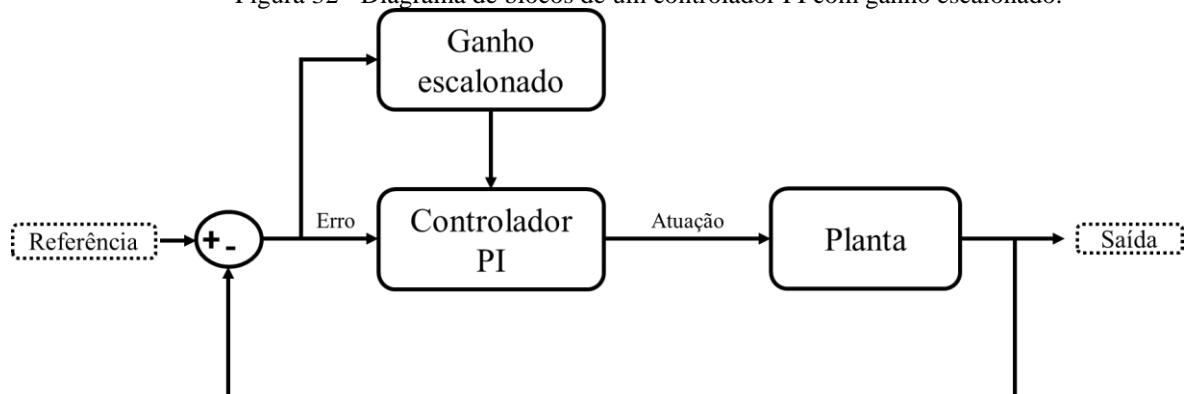
Figura 31 - Resposta da simulação em malha fechada para a pressão de descarga.



Fonte: do Autor

Ao implementar este controle no experimento, observou-se a aceleração da resposta. No entanto, ao se aproximar do valor de referência, uma tendência a oscilações e um tempo de estabilização prolongado foram observados. Esta situação se apresentou como um desafio, uma vez que a estabilidade precisa ser mantida com rigor para atender a todos os requisitos estabelecidos pela norma *ASHRAE Standard 23*, que regula os parâmetros das pressões em questão. Consequentemente, optou-se por adotar dois controles escalonados (Figura 32): um com uma constante de tempo ligeiramente inferior (equações (9) e (10)), e outro com constante de tempo superior à constante de tempo em malha aberta (equações (11) e (12)), buscando agilidade do controle e estabilidade em relação a referência, respectivamente.

Figura 32 - Diagrama de blocos de um controlador PI com ganho escalonado.



Fonte: do Autor

O diagrama de blocos, apresentado na Figura 32, ilustra a aplicação do ganho escalonado no controlador PI com base na análise do erro entre a saída e a referência. Portanto, quando o referido erro é grande, opta-se por um ganho mais elevado visando agilidade. Em contrapartida, quando o erro é reduzido, a transição para um ganho menor é efetuada com o intuito de promover a estabilidade.

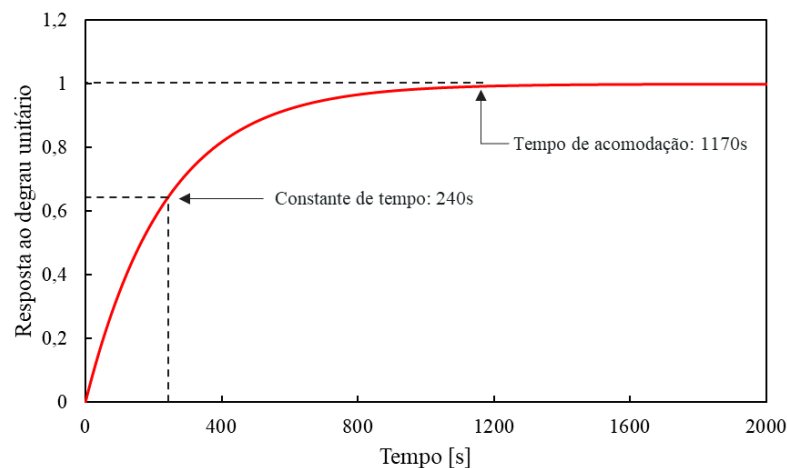
Os novos controladores foram projetados utilizando o mesmo método mostrado anteriormente:

$$C2_s = 25 * \frac{(s + 0,01333)}{s} \quad (11)$$

Onde  $k_{c1} = 25$  [bar/% de abertura] e  $Ti_{c1} = \frac{1}{0,01333} = 75$  [s]

Simulação utilizando *Simulink* do controlador ( 11 ) juntamente com a função de transferência ( 7 ), como ilustrado na Figura 33. Observa-se que com o ganho do controlador mais conservador a constante de tempo em malha fechada aumentou para 240 segundos e um tempo de acomodação mais elevado.

Figura 33 - Resposta da simulação do controle utilizado próximo à referência em malha fechada para a pressão de sucção.



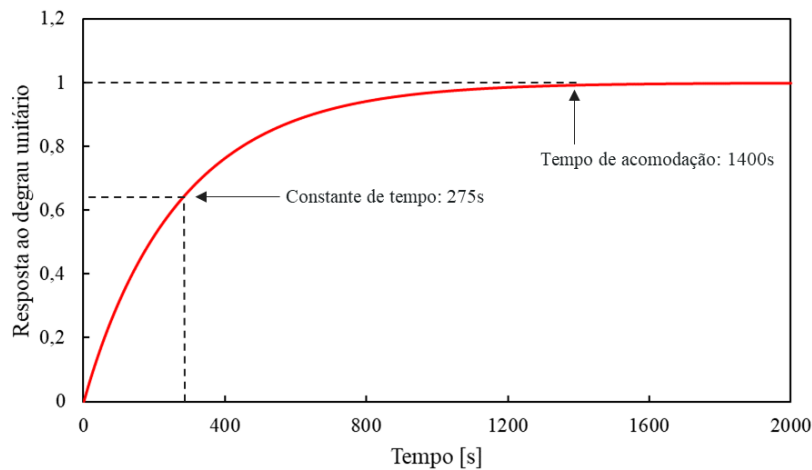
Fonte: do Autor

$$C2_D = -5 * \frac{(s + 0,01333)}{s} \quad (12)$$

Onde  $k_{c1} = -5$  [bar/% de abertura] e  $Ti_{c1} = \frac{1}{0,01333} = 75$  [s]

Simulação utilizando *Simulink* do controlador ( 12 ) juntamente com a função de transferência ( 8 ), representados na Figura 34. Observa-se que com o ganho do controlador mais conservador a constante de tempo em malha fechada aumentou para 275 segundos e um tempo de acomodação mais elevado.

Figura 34 - Diagrama de blocos do controlador PI utilizado próximo à referência em malha fechada para a pressão de descarga.



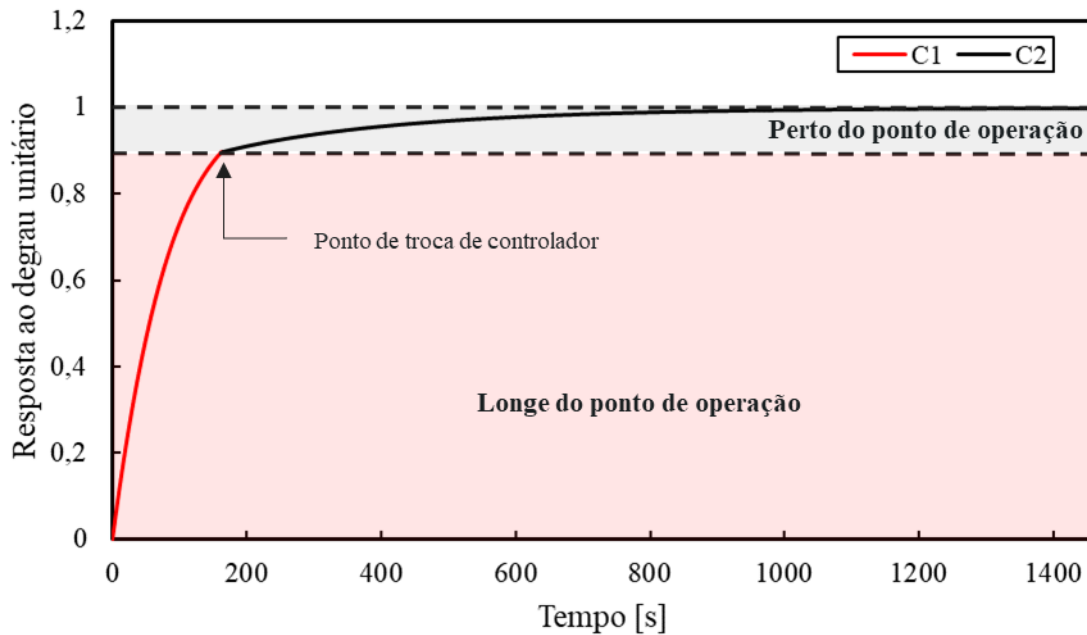
Fonte: do Autor

Observa-se, nas Figura 33 e 34, que, nas simulações com os controladores mais robustos implementados, os valores da constante de tempo e do tempo de acomodação são substancialmente maiores em comparação com o controlador ( 9 ) e ( 10 ). Entretanto, é importante ressaltar que os controladores ( 11 ) e ( 12 ) asseguram a estabilidade requerida para a realização dos testes.

Portanto, quando a pressão se aproxima do valor de referência, procede-se à transição para um controle mais robusto, visando assegurar a estabilidade do regime permanente do sistema. Na Figura 35, mostra-se a simulação do processo de transição entre os controladores, onde neste caso a transição acontece quando a variável de processo atinge 90% do valor de referência.



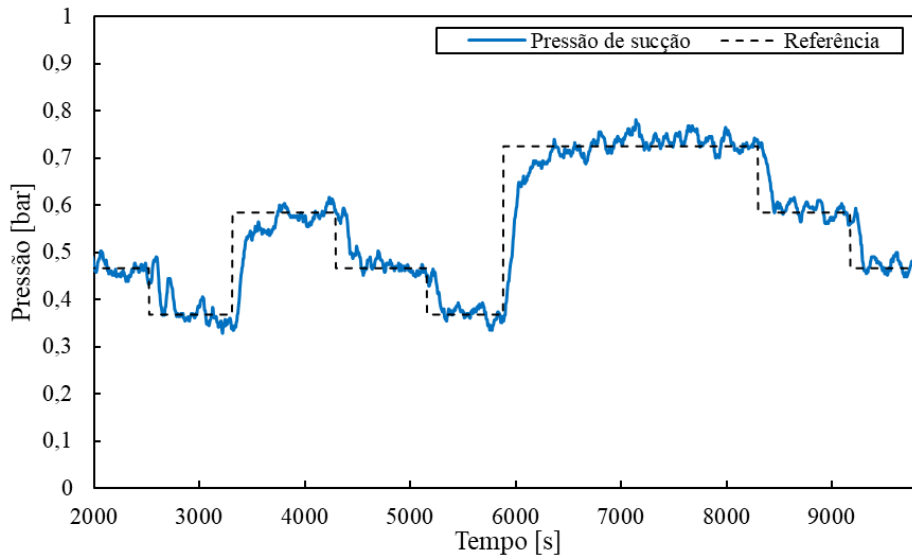
Figura 35 – Representação gráfica das transições entre os controladores de longe do ponto de operação (C1) e perto do ponto de operação (C2).



Fonte: do Autor

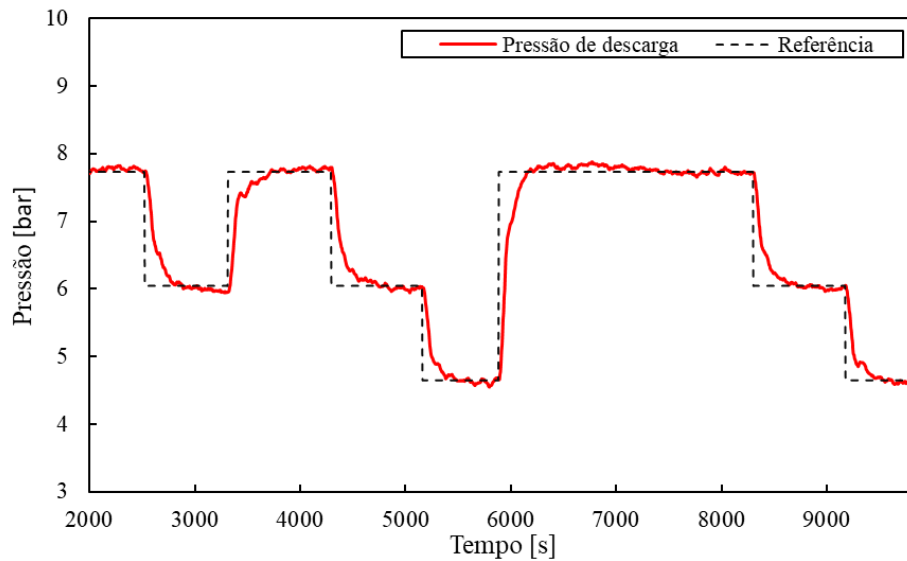
O presente ajuste foi efetuado tanto para a pressão de descarga quanto para pressão de sucção. Esse enfoque possibilitou a agilidade do teste, além de assegurar que as pressões permanecessem dentro dos critérios estabelecidos para a operação em estado estacionário, bem como dentro dos parâmetros definidos pela norma *ASHRAE Standard 23*. Os resultados dos sistemas em malha fechada podem ser observados na Figura 36 e na Figura 37, a partir de um teste de seguimento de referência.

Figura 36 – Resposta da pressão de sucção, em malha fechada, com os dois controladores implementados.



Fonte: do Autor

Figura 37 – Resposta da pressão de descarga, em malha fechada, com os dois controladores implementados.

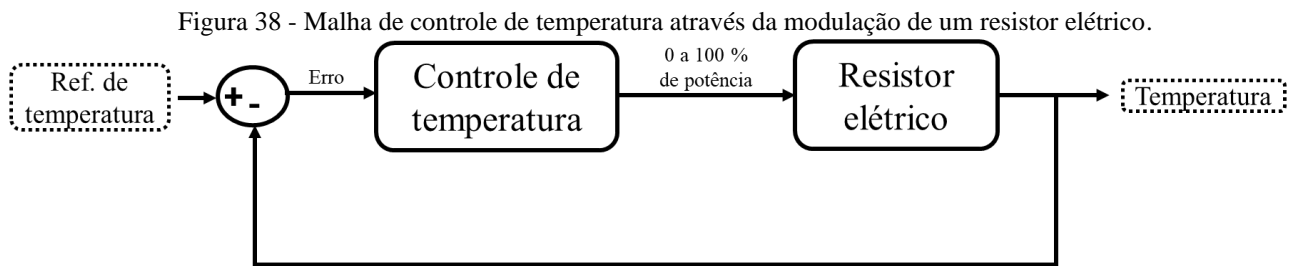


Fonte: do Autor

Os resultados após a implementação dos dois controladores foram positivos, uma vez que o controle se tornou consideravelmente mais eficaz, apresentando uma resposta transitória mais rápida e alcançando estabilidade próxima à referência. Esses resultados confirmam a realização bem-sucedida do objetivo de atingir a estabilidade em um menor tempo.

## 5.2 CONTROLE DA TEMPERATURA DO BOX E SUÇÇÃO

O controle das temperaturas do box e da sucção do compressor foi projetado com uma estrutura semelhante àquela descrita para o controle das pressões, conforme ilustrado na Figura 38. Nessa malha de controle, o atuador empregado é um resistor elétrico, apresentado nas Figuras 7 e 9, cujas potências podem variar de 0 a 100%. O erro do segmento é calculado como a diferença entre o valor de referência de temperatura e o valor medido da temperatura controlada. Para o controle, utilizamos um controlador proporcional-integral, que calcula um sinal de referência para a potência desejada do resistor elétrico. A temperatura controlada é medida através de um termopar, e esse processo é repetido ciclicamente.



Fonte: do Autor

Adicionalmente, o controlador para a temperatura do box é apresentado na Equação ( 13 ), enquanto o controlador para a temperatura da sucção do compressor é apresentado na Equação ( 14 ).

$$C_{TB} = 5 * \frac{(s + 0,00166)}{s} \quad (13)$$

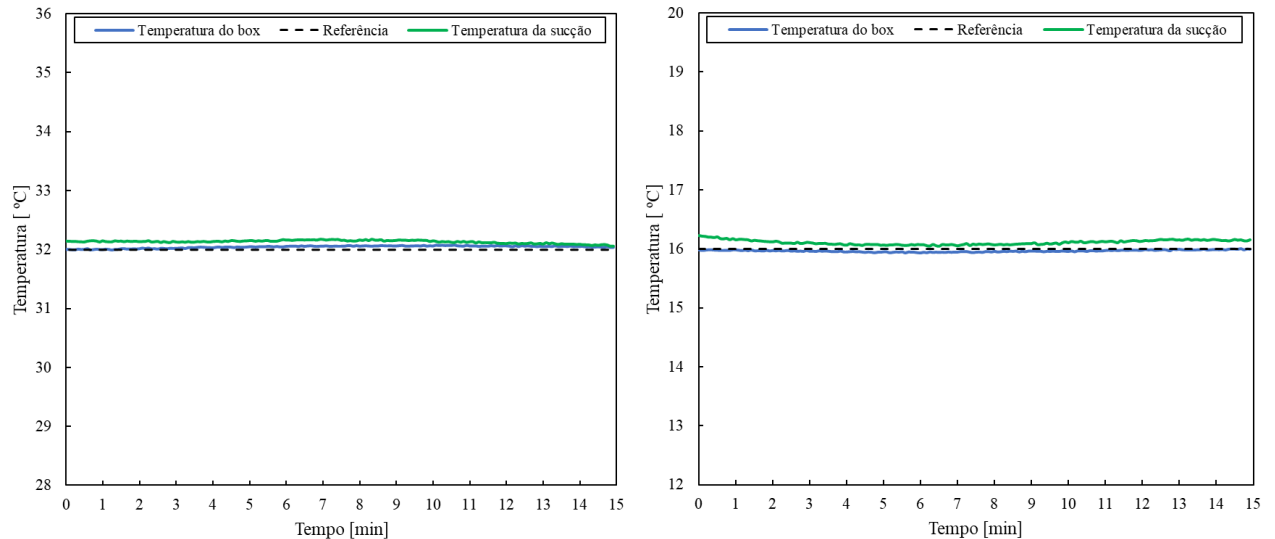
Onde  $k_c = 5$  [°C/% de potência] e  $Ti = \frac{1}{0,00166} = 600$  [s]

$$C_{TS} = 1 * \frac{(s + 0,00166)}{s} \quad (14)$$

Onde  $k_c = 1$  [°C/% de potência] e  $Ti = \frac{1}{0,00166} = 600$  [s]

O gráfico que reflete a implementação desses controladores pode ser visualizado na Figura 39.

Figura 39 - Temperaturas do box e sucção controladas em 32 °C (esquerda) e em 16 °C (direita).



Fonte: do Autor

Nos gráficos apresentados, é evidente que os valores controlados das temperaturas do box e da sucção permaneceram dentro das tolerâncias estabelecidas pela norma *ASHRAE standard 23*, conforme delineadas na Tabela 4. Para a temperatura de sucção, a tolerância especificada é de  $\pm 1^\circ\text{C}$ , enquanto para a temperatura do box é de  $\pm 4^\circ\text{C}$ . Este resultado, portanto, valida a eficácia dos controladores empregados para ambas as temperaturas.

### 5.3 AUTOMAÇÃO DOS ENSAIOS

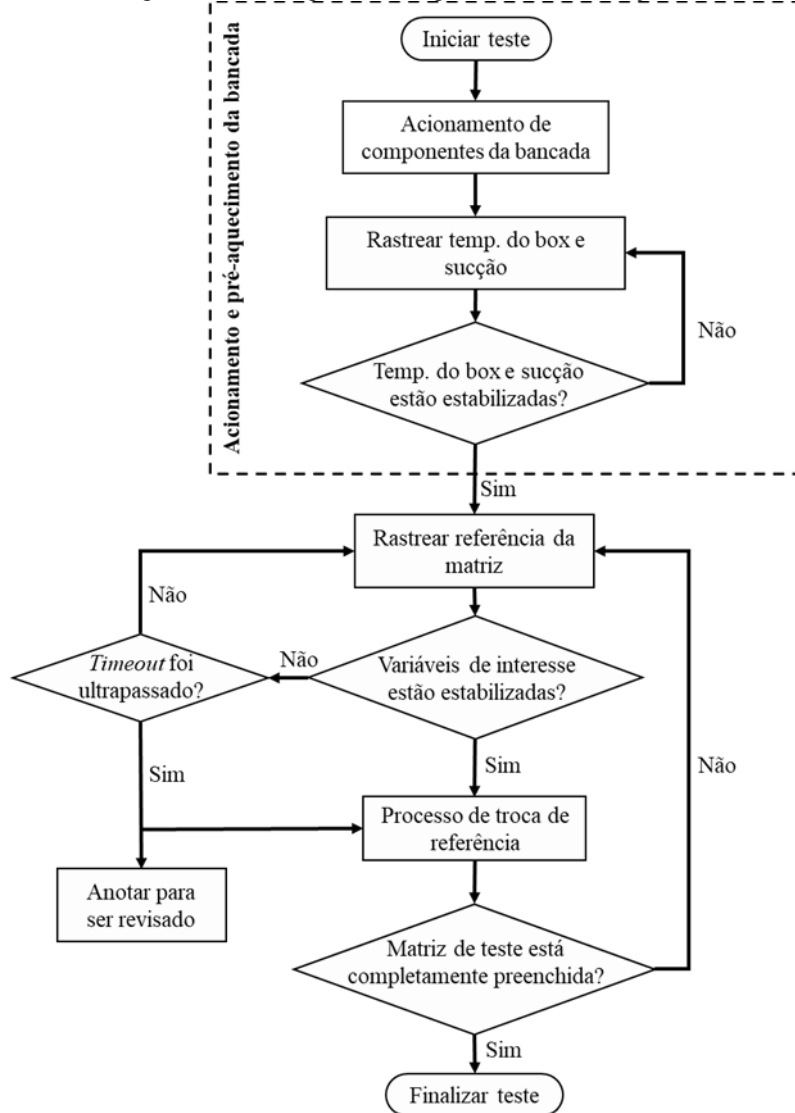
O processo de automação dos testes é uma etapa crucial deste estudo, visando alcançar a completa caracterização de um compressor. O principal objetivo é reduzir significativamente o tempo necessário para conduzir um teste completo, estimado com base na experiência na operação do calorímetro antes das automações presentes nesse trabalho, o qual demandaria aproximadamente um período de 32 horas se conduzido de maneira contínua, desta forma precisaria de operadores 24 horas por dia, abrangendo todas as condições simultaneamente. Além disso, ao adotar uma abordagem gradual e considerar uma carga horária diária de 8 horas de trabalho, o período necessário poderia se estender, chegando a um período estimado de 5 dias. Esse período considera que, em todos os dias, o operador teria que aguardar a estabilização

das temperaturas do box e sucção do compressor antes de iniciar efetivamente os testes. Adicionalmente, busca-se eliminar a necessidade de um operador dedicado para supervisionar esses testes, tornando o processo mais eficiente e minimizando possíveis erros, bem como a dependência de intervenção humana. Além disso, por comunicação pessoal com uma importante indústria do ramo, verificou-se que é determinado um período de 1 hora para cada condição após atingir o regime permanente, o que aumenta consideravelmente o tempo de preenchimento de uma matriz de teste.

Um fluxograma do algoritmo de automação de ensaios é apresentado na Figura 40. Na etapa inicial dos testes o algoritmo passa pelo processo de **acionamento e pré-aquecimento da bancada**, com o objetivo de superaquecer completamente a bancada antes de iniciar o preenchimento da matriz de teste, diminuindo a inércia gerada por mudanças de fase do fluido refrigerante e tornando o ensaio mais ágil. Nesse processo, são **acionados os componentes da bancada**, incluindo o compressor a ser testado, o circuito de refrigeração auxiliar, o analisador de potência, o medidor de vazão, resistência da entrada do medidor de vazão e a resistência do cilindro intermediário. Posteriormente inicia-se o **rastreamento das temperaturas do box e da sucção do compressor**, e o algoritmo **verifica a estabilidade dessas variáveis** utilizando o critério demonstrado na seção 5.3.1, antes de começar o **rastreamento das referências da matriz de teste**. Nessa etapa, as referências da matriz são definidas com base em um modelo de sequência de testes, que estabelece a ordem em que os pontos devem ser alcançados, conforme demonstrado na seção 5.3.3.1. Com as referências definidas, o algoritmo rastreia a primeira referência até **verificar que as variáveis de interesse estão estáveis**, utilizando o mesmo critério da seção 5.3.1. Além disso, verifica se as variáveis controladas estão dentro das tolerâncias da norma *ASHRAE standard 23* da tabela 4, antes de entrar no **processo de troca de referência**. As variáveis de interesse incluem a temperatura do box, a temperatura do passador de sucção, a pressão de descarga, a pressão de sucção, a vazão mássica e a potência consumida pelo compressor, conforme demonstrado na seção 5.3.3.2. Adicionalmente, foi implementado um *time out* (tempo limite) para encontrar a estabilidade, portanto, se o **time out for ultrapassado** o algoritmo também avança para o processo de troca de referência e anota qual é o **ponto a ser revisado** posteriormente. O processo de troca de referência é dividido em 3 etapas: Armazenamento dos dados do ponto estável, acionamento de um led mostrando que este ponto já foi alcançado e avanço para o próximo ponto da matriz, mais detalhes são exibidos na seção ao final da seção 5.3.3.1. Após o processo de troca de referência, é feita uma

verificação se a **matriz de testes está completamente preenchida**, exceto os pontos identificados pelo *time out*, e somente quando essa verificação é verdadeira o ensaio é finalizado.

Figura 40 - Fluxograma do algoritmo de automação de ensaios.



Fonte: do Autor

A automação dos ensaios engloba uma série de considerações fundamentais. Primeiramente, é crucial verificar a estabilidade dos pontos de teste, o que envolve a análise automática dos critérios de estabilidade das variáveis controladas. Além disso, determinar o momento apropriado para a mudança entre esses pontos requer a estabilidade de todas as variáveis controladas e critérios bem definidos para considerar o teste como satisfatório. É nesse

contexto que os dados precisam ser salvos antes de prosseguir para o próximo ponto da matriz de testes, que deve ser totalmente preenchida de forma automatizada.

Adicionalmente, para cumprir este objetivo, a programação desempenha um papel crucial na automação, pois permite a alteração das referências para atingir o próximo ponto da matriz de testes. Em suma, a automação dos ensaios compreende um conjunto abrangente de procedimentos e requisitos bem definidos para garantir um processo mais ágil.

### 5.3.1 Critério de estabilidade

É necessário o desenvolvimento e a implementação de um critério de regime permanente para todas as variáveis controladas listadas na Tabela 3, além da vazão mássica e da potência. Adicionalmente, elas devem cumprir as tolerâncias estabelecidas pela norma *ASHRAE Standard 23*, conforme delineadas. Ambos os critérios são indispensáveis para verificar se as variáveis estão estáveis e em conformidade com as especificações normativas.

O critério de regime permanente é projetado para avaliar dois aspectos relevantes dos dados: a inclinação e o seu desvio padrão. Isso assegura que os dados atendam aos requisitos de estabilidade e precisão estabelecidos.

Definiu-se o critério de estabilidade a partir da equação ( 15 ), cuja condição necessária é a inclinação da tendência temporal dos dados ser menor do que o desvio padrão ponderado por um ganho. A análise dessa equação ocorre em momentos específicos, nos quais, inicialmente, a inclinação dos dados é avaliada, considerando que os dados completos abrangem um período de 15 minutos. O primeiro minuto e o último minuto desse intervalo são analisados separadamente, onde uma média dos valores do primeiro minuto é calculada, assim como uma média dos valores do último minuto. Uma reta é traçada, entre esses dois pontos médios, para calcular a tendência, ou seja, a variação da variável analisada ao longo dos 15 minutos (Figura 41).

$$\frac{\Delta y}{\Delta t} < \alpha * \sigma \quad (15)$$

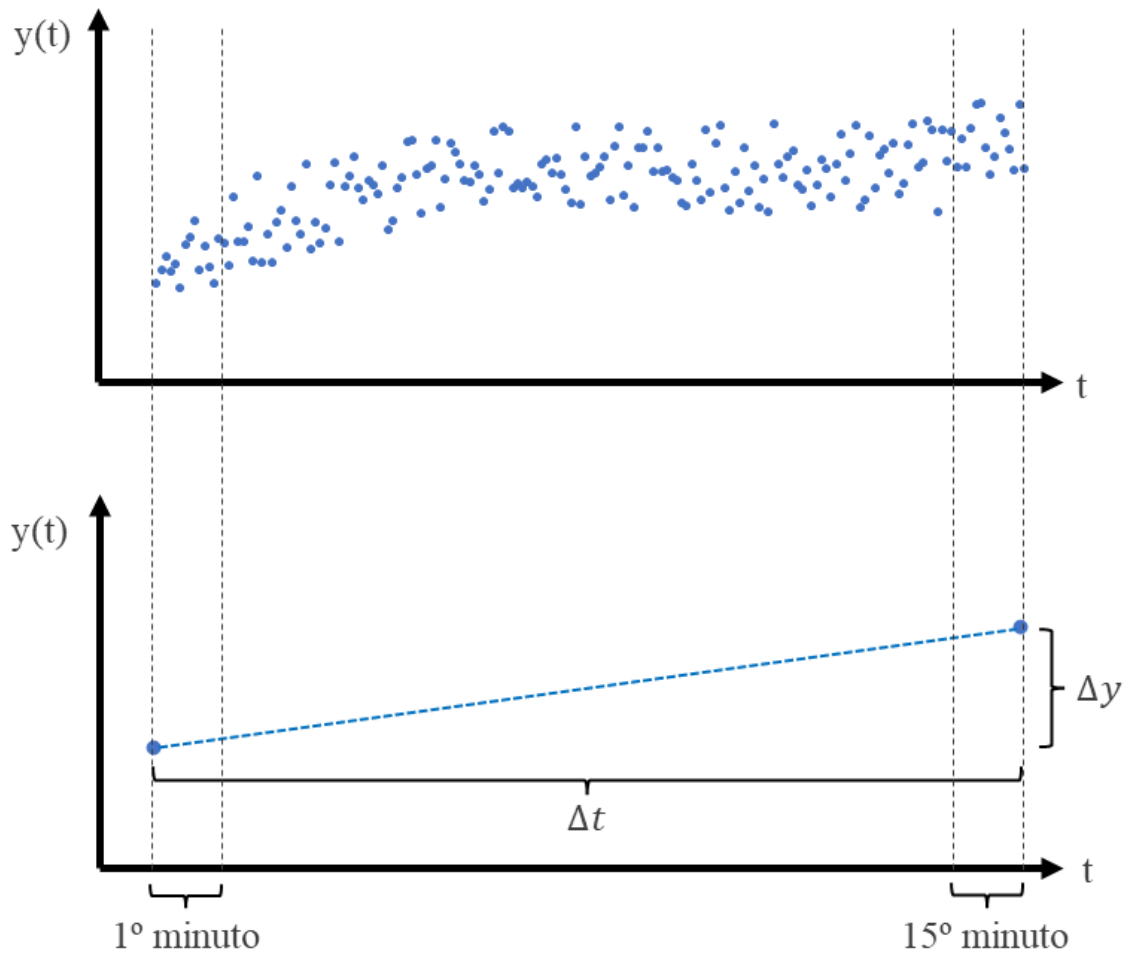
Onde,  $\Delta y$  = variação da variável em análise

$\Delta t$  = variação de tempo [s]

$\alpha$  = ganho

$\sigma$  = desvio padrão

Figura 41 – Representação do cálculo de tendência.



Fonte: do Autor

Também é calculado, automaticamente via software *LabVIEW*, o desvio padrão do último minuto desse intervalo de 15 minutos, que em teoria é o momento em que os dados têm um desvio menor. Cada variável pode ter um ganho de calibração específico.

A determinação do ganho da fórmula ( 15 ) deve ponderar o nível de estabilidade necessário para cada variável, a fim de atender as exigências do teste, a incerteza de medição e o conhecimento do experimento. Em suma, o ganho deve ser rigoroso o suficiente para garantir os requisitos do teste, mas ser factível quando consideradas as próprias incertezas experimentais. Com a implementação de um critério de estabilidade bem definido, foi possível reduzir o tempo convencional, de 1 hora para cada condição em regime permanente, para 15 minutos. Ao considerar uma matriz de teste com 15 condições, estima-se uma redução de aproximadamente 48% no tempo total. Se uma matriz com mais condições for considerada, essa diminuição pode ser ainda mais expressiva. Contudo podem ter requisitos não avaliados

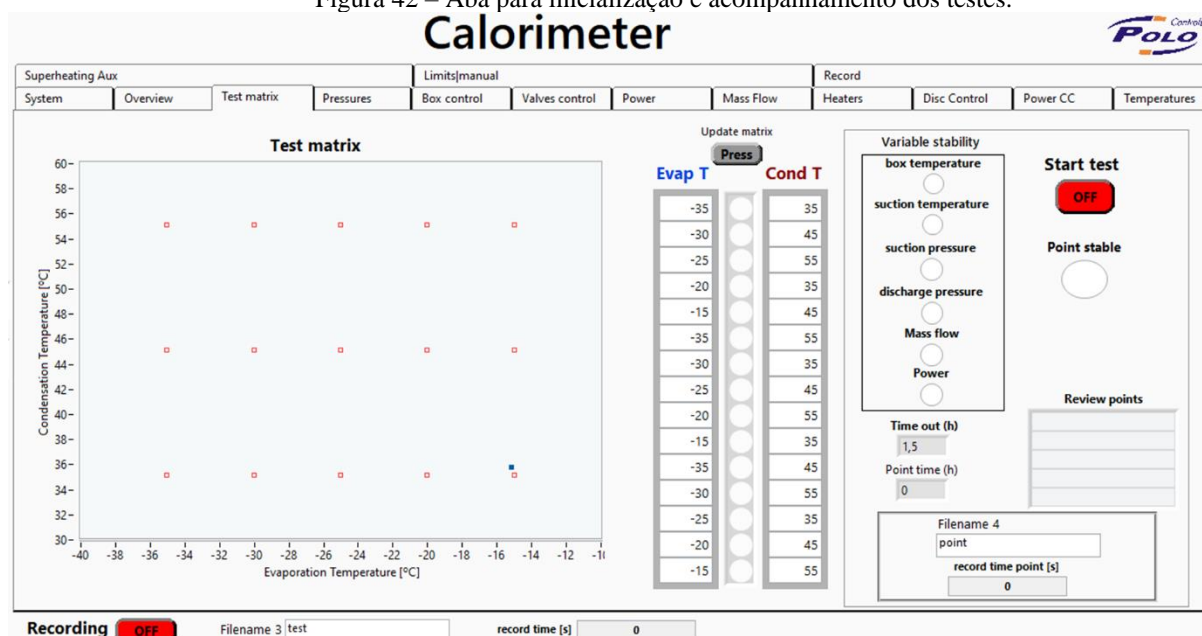


nesse trabalho para a definição desse período de 1 hora pela indústria, o que requer um estudo mais profundo sobre o assunto.

### 5.3.2 Rastreamento automático das referências da matriz

O rastreamento automático das referências da matriz foi implementado em uma aba específica dentro do próprio software *LabVIEW* que faz o controle e a supervisão dos ensaios. A aba onde foram implementados os algoritmos de rastreamento será detalhada no decorrer deste item; podemos observá-la na Figura 42 a seguir.

Figura 42 – Aba para inicialização e acompanhamento dos testes.



Fonte: do Autor

Quando o operador inicia um teste, o algoritmo de automação de ensaios assume o controle. Inicialmente, o algoritmo aguarda a estabilidade de duas variáveis antes de iniciar o controle de pressões: a temperatura do ambiente do compressor (ou temperatura do box) e a temperatura de sucção do compressor. Uma vez que essas variáveis atingem a estabilidade, o algoritmo aciona uma função para liberar o controle das pressões. O ponto azul dentro da matriz de teste, representando a condição atual das temperaturas, inicia o movimento em direção aos pontos vermelhos, que são as referências a serem alcançadas pelo controle de pressões.

### 5.3.3 Definição de modelo de sequência de testes

Na elaboração da matriz, foram avaliados métodos de sequência de testes e estratégias para cobrir todos os pontos necessários de forma automática. Na primeira abordagem considerada foi a implementação de um algoritmo baseado na razão de compressão, equação ( 16 ), uma variável que impacta a vazão mássica e a potência do compressor, e o qual pode-se levar a uma estabilização mais rápida desses parâmetros.

$$R_C = \frac{P_D}{P_S} \quad (16)$$

Onde,  $R_C$  = razão de compressão

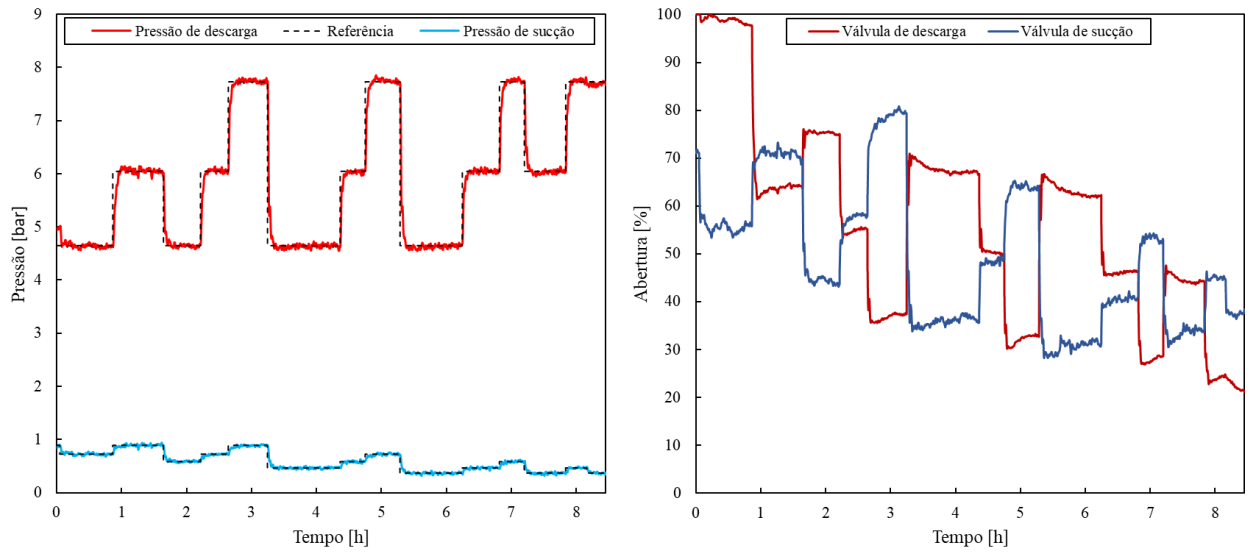
$P_D$  = pressão de descarga [Pa]

$P_S$  = pressão de sucção [Pa]

A segunda abordagem explorada, envolveu a manutenção da condensação constante, variando apenas a temperatura de evaporação. Após variar todas as temperaturas de evaporação com a mesma temperatura de condensação, a condensação é alterada, repetindo o método até preencher toda a matriz. Essa segunda abordagem foi escolhida para avaliação devido à menor variação na abertura da válvula de sucção necessária para mudar para outro ponto de evaporação, tornando mais eficiente a manipulação da pressão de evaporação enquanto se mantém a condensação constante, facilitando a estabilização das pressões.

Ambos os métodos foram analisados para determinar a abordagem que preencheria toda a matriz de teste, alcançando todos os pontos possíveis no menor tempo possível. Na Figura 43, é possível observar o controle das pressões e as aberturas das válvulas. Verificou-se que, nesse método, mesmo com às consideráveis mudanças nas aberturas das válvulas, as pressões se estabilizam rapidamente. Adicionalmente, as variáveis principais, potência e vazão mássica, atingiram a estabilidade de forma rápida. O tempo total para finalizar o teste utilizando o método por razão de compressão foi de 8,45 horas.

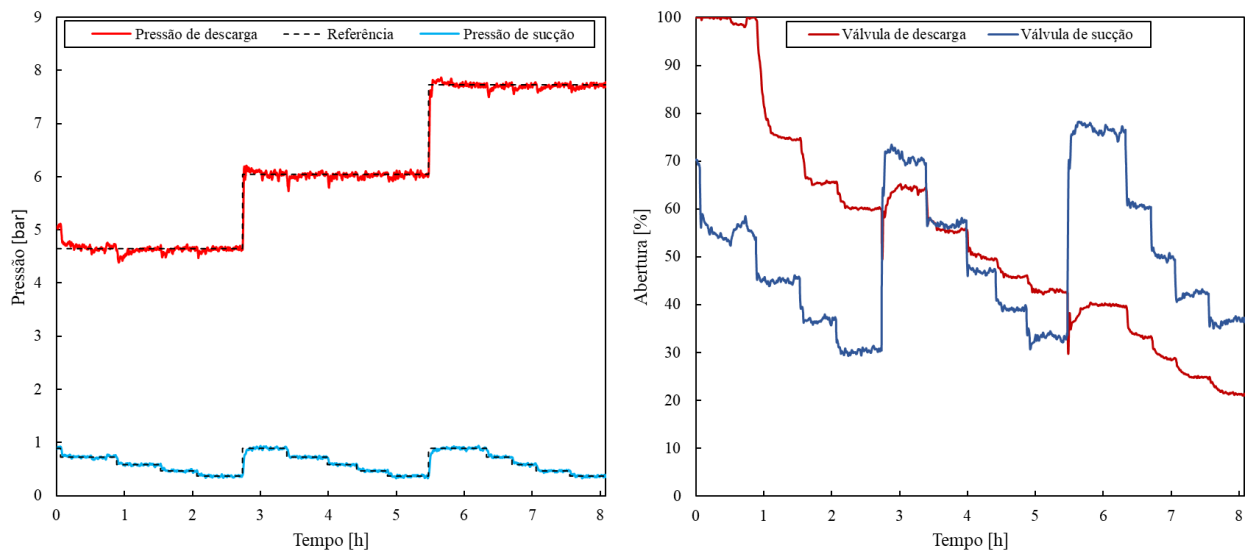
Figura 43 - Controle das pressões (esquerda) e variação de abertura das válvulas (direita) por razão de compressão.



Fonte: do Autor

Na Figura 44, é possível avaliar que a variação da abertura das válvulas é muito menor para cada alteração de um ponto para o outro, e observa-se um padrão mais coerente nesse método, concluindo o teste e preenchendo completamente a matriz em um tempo total reduzido. O método de condensação constante levou um tempo menor, de 8,10 horas.

Figura 44 - Controle das pressões (esquerda) e variação de abertura das válvulas (direita) por condensação constante.



Fonte: do Autor

A Tabela 7, fornece uma análise dos erros resultantes da aplicação de dois algoritmos distintos para o preenchimento da matriz de teste: o algoritmo fundamentado na razão de compressão e o algoritmo baseado na temperatura de condensação constante. Os resultados expressos na tabela evidenciam discrepâncias pequenas entre ambas as abordagens, assim, comprovando a precisão da bancada experimental em questão. Notavelmente, o erro máximo na comparação entre os dois métodos, foi de aproximadamente 4%, destacando a consistência dos resultados obtidos.

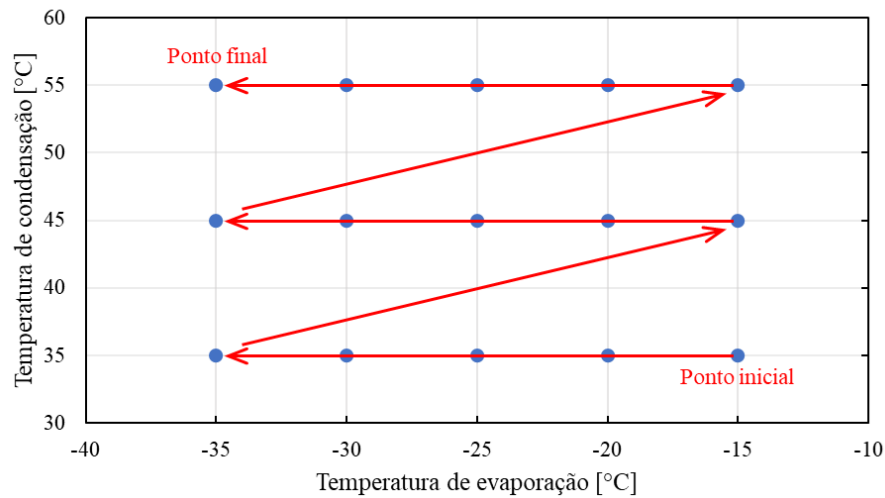
Tabela 7 - Erros percentual entre os dois métodos de preenchimento da matriz.

<b>Temperatura de Condensação [°C]</b>	<b>Temperatura de evaporação [°C]</b>	<b>Erro potência [%]</b>	<b>Erro vazão mássica [%]</b>
35	-15	-----	-----
	-20	0,99	0,79
	-25	0,57	0,74
	-30	1,22	1,09
	-35	3,22	4,87
45	-15	0,91	0,58
	-20	0,51	0,03
	-25	0,66	0,74
	-30	1,93	2,79
	-35	2,17	2,89
55	-15	0,12	1,29
	-20	1,59	1,79
	-25	1,74	2,22
	-30	1,27	0,61
	-35	0,53	0,50

Fonte: do Autor

Após a análise comparativa dos dois algoritmos, constata-se que a discrepância entre os dois não é tão relevante, representando apenas 4% do tempo total. Contudo, a tomada de decisão precisa ser fundamentada em uma quantidade mais significativa de testes. Portanto, para a continuação do trabalho, optou-se por empregar o algoritmo de rastreamento baseado na pressão de condensação constante. Esse procedimento é demonstrado na Figura 45, seguindo exatamente a ordem estabelecida.

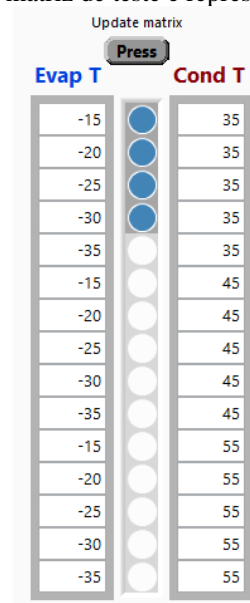
Figura 45 – Representação da sequência em que os pontos são alcançados.



Fonte: do Autor

A matriz de testes, que contém todas as temperaturas de condensação e temperaturas de sucção, é preenchida pelo operador. Quando o operador atualiza a matriz, o sistema se ajusta automaticamente às referências que devem ser alcançadas, na sequência ilustrada na Figura 45. Independentemente de como o operador organiza os pontos na matriz, a programação garante que eles sejam percorridos na ordem correta. Adicionalmente, leds acendem para informar quais pontos já foram alcançados, como podemos observar na Figura 46.

Figura 46 – Preenchimento da matriz de teste e representação de pontos alcançados.

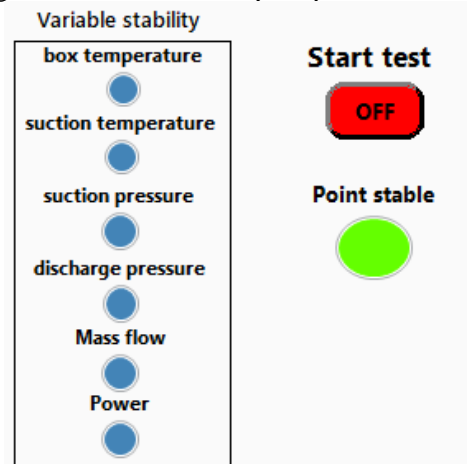


Fonte: do Autor

### 5.3.3.1 Verificação da estabilidade das variáveis de interesse

O processo de automação dos testes envolve a verificação da estabilidade das variáveis de interesse. Quando o sistema considera a temperatura do box, a temperatura de sucção, a pressão de descarga, a pressão de sucção, vazão mássica e potência estabilizadas e dentro das tolerâncias da norma, é o momento em que os dados são salvos em um arquivo de texto. Pode-se observar detalhes sobre essa etapa na Figura 47.

Figura 47 - Momento em que o ponto é considerado estável.



Fonte: do Autor

### 5.3.3.2 Time out

Foi implementado um *Time out* (um limite de tempo) para evitar que o sistema fique indefinidamente tentando alcançar um ponto instável ou inalcançável pela bancada. Se as variáveis não estabilizam ou não são alcançadas dentro do tempo definido no *Time out*, o sistema avança para o próximo ponto e registra o ponto anterior na tabela de *Review Points* para revisão posterior, como demonstrado na Figura 48.

Figura 48 – Tempo limite para alcançar o ponto.

Review points	
Time out (h)	C = 55 E = -15
Point time (h)	

Fonte: do Autor

Durante esse processo de automação do ensaio, outras variáveis, como a temperatura do cilindro intermediário e a temperatura na entrada do medidor de vazão, também são controladas. A temperatura do cilindro é ajustada em relação à pressão de descarga, e a temperatura na entrada do medidor de vazão é controlada para manter um ciclo quente no calorímetro, evitando a mudança de fase do fluido refrigerante. Isso garante que o sistema funcione de forma eficaz e dentro dos parâmetros desejados.

#### 5.4 GERAÇÃO AUTOMÁTICA DE RELATÓRIOS

A automatização do processo de geração de relatórios é um elemento relevante no processo de calorimetria de compressores. Isso ocorre porque, no cenário tradicional, a tarefa demanda um nível considerável de conhecimento por parte do operador. Além disso, exige um tempo substancial para a organização dos dados, a elaboração de tabelas e gráficos, entre outros procedimentos de edição. A essência desse processo automático reside no propósito de otimizar o uso do tempo do operador. A agilidade adquirida por meio dessa automação resulta em ganhos de tempo e, conseqüentemente financeiro para organização.

O processo começa com a disponibilidade dos arquivos de texto (TXT), que foram gerados automaticamente durante a execução da matriz de testes. Cada arquivo TXT contém os dados de um ponto de teste, com um intervalo de 15 minutos. Para ilustrar, no caso de a matriz de testes possuir 15 pontos, serão gerados 15 arquivos de texto, cada um contendo informações específicas de um ponto de teste. A partir desses arquivos TXT, o procedimento de processamento dos dados é iniciado. Os dados previamente armazenados são processados, permitindo que todas as informações relevantes sejam compiladas e analisadas para a elaboração do relatório. O Pseudocódigo 1 oferece uma visão resumida das principais funções desenvolvidas no código computacional em *Python*.

---

Pseudocódigo 1 – Visão resumida do código para geração automática de relatórios.

---

```
1: # IMPORTA BIBLIOTECAS NECESSÁRIAS
2: # SELECIONA OS CAMINHOS EM QUE SE ENCONTRAM O RELATÓRIO MODELO DE DESCRIÇÃO E O MODELO DE TABELA
3: doc_text_model = pathlib.Path("C:/.../relatorio_modelo_descricao.docx")
4: doc_table_model = pathlib.Path("C:/.../relatorio_modelo_tabela.docx")
5: # SELECIONA O LOCAL EM QUE O DOCUMENTO OFICIAL SERÁ SALVO (ESCOLHA DO USUÁRIO)
6: doc_oficial = filedialog.askopenfilename(defaultextension=".docx",filetypes=(("DOCX", "*.docx"),
("All files", "*")))
7: # SELECIONAR A PASTA ONDE OS TESTES EM TXT ESTÃO LOCALIZADOS
8: desktop = pathlib.Path("C:/.../testes")
9: # INICIALIZAÇÃO DAS VARIÁVEIS
10: # NOME DAS VARIÁVEIS ENCONTRADAS NA TABELA MODELO
11: nome_variaveis = ['DATA','Tensao_non', '...', 'Pot_media']
12: # ADQUIRE REPORTES DOS ARQUIVOS TXT
13: def aquire_reports():
14: # CALCULA A MÉDIA E O DESVIO PADRÃO DE TODAS AS COLUNAS
15: # INSERE O MODELO DE TABELA NO DOCUMENTO OFICIAL
16: def add_doc_tables(doc_file):
17: # INSERE OS GRÁFICOS NO DOCUMENTO OFICIAL
18: def add_doc_graphs(doc_file):
19: # INSERE O RELATÓRIO MODELO DE DESCRIÇÃO NO COMEÇO DO DOCUMENTO OFICIAL
20: def add_doc_texts(doc_file):
21: # SUBSTITUI TABELA COM VARIÁVEIS E CRIA NOVAS TABELAS
22: def replace_words(doc_file,variaveis_table):
23: # NOME DAS VARIÁVEIS NO DOCUMENTO DO MODELO DA TABELA SERÃO SUBSTITUÍDOS PELAS VARIÁVEIS OBITIDAS
24: # AGRUPA TESTES POR P_DESC
25: def group_tests(variaveis_graph):
26: # NOMEIA OS TESTES - LEGENDA DOS GRÁFICOS POR Tcond
27: def name_tests(Pdesc_tests):
28: # CÁLCULO DAS CURVAS DA VAZAO E DA POTÊNCA ESTIMADAS UTILIZANDO O MODELO DE SANTOS (2019)
29: def curva_vazao_est(Psuc,Pdesc,Vazao,Pot,Tsuc,Freq):
30:     return vazao_est
31: def curva_pot_est (Psuc,Pdesc,Vazao,Pot,Tsuc):
32:     return pot_est
33: # CRIA OS GRÁFICOS
34: def graficos(doc_file,variaveis_tests):
35: # INSERE OS GRÁFICOS NO DOCUMENTO
36: # ROTINA PRINCIPAL - CHAMA AS FUNÇÕES NECESSÁRIAS EM ORDEM
37: def main():
38:     # ADQUIRE REPORTES DOS ARQUIVOS TXT
39:     # SUBSTITUI PALAVRAS NAS TABELAS PELOS VALORES OBTIDOS
40:     # AGRUPA TESTS POR Pdesc
41:     # ELABORA E PLOTA GRÁFICOS
42:     # ADICIONA TEXTOS INICIAIS AO DOCUMENTO
43: main()
```

---



Nesse contexto, os arquivos de texto contendo os dados são lidos, e cada coluna é processada individualmente, obtendo-se, em cada coluna, os dados de uma variável como potência, vazão mássica, temperatura de evaporação, temperatura de condensação e todas as outras variáveis.

Nesse procedimento, são calculadas a média e o desvio padrão de cada variável analisada. As médias representam os valores médios registrados ao longo dos 15 minutos de cada teste e são fundamentais para a construção de tabelas e gráficos, sendo utilizados como valores de referência. Por outro lado, o desvio padrão assume um papel para indicar a estabilidade do teste refletindo a consistência e padronização dos resultados dos testes.

Com base nisso, para fins de programação, foi criada uma tabela modelo em arquivo *Word*. A tabela modelo precisa ser preenchida com os dados de cada teste, garantindo que cada relatório contenha uma tabela completa para representar cada ponto correspondente. A estrutura dessa tabela modelo pode ser observada na Tabela 8. Além disso, foi desenvolvido um modelo de descrição que consiste no texto informativo presente nos relatórios, também em arquivo *Word*. Esse modelo descreve o processo, o funcionamento da bancada, os locais de instrumentação e oferece detalhes sobre a especificação do compressor. O formato desse modelo de descrição pode ser visualizado no Apêndice C.

Na Tabela 8, ilustra-se um exemplo do modelo de tabela. Para esclarecer, onde se lê na tabela "Pot\_media", esse texto seria substituído pelo valor da média de potência consumida pelo compressor, e o mesmo princípio se aplica a todos os outros itens da tabela. Vale destacar que a área destacada em amarelo é aquela que contém informações específicas de cada compressor, requerendo modificações manuais. No entanto, todo o restante do preenchimento é automatizado.

Tabela 8 – Tabela modelo.

Tabela X# – Detalhamento do ensaio

<b>ENSAIO X#</b>				
<b>Operador:</b>	Jairo Souza Vieira			
<b>Data:</b>	DATA			
<b>Taxa de amostragem:</b>	5/s			
<b>Duração:</b>	15 minutos			
<b>DADOS DE ENTRADA</b>				
<b>Compressor:</b>	MODELO COMPRESSOR			
<b>Fluido:</b>	R-600a			
<b>Tensão de alimentação (nominal):</b>	Tensao_non V			
<b>Temperatura do box (nominal):</b>	Tsuc_nom °C			
<b>Temperatura de sucção (nominal):</b>	Tsuc_nom °C			
<b>Temperatura de evaporação (nominal):</b>	Tevap_nom °C			
<b>Temperatura de condensação (nominal):</b>	Tcond_nom °C			
<b>MEDIÇÕES</b>	Unidade	Média	Desv. Pad.	
<b>Pressão de descarga:</b>	bar	Pdesc_media	Pdesc_desv	
<b>Pressão de sucção:</b>	bar	Psuc_media	Psuc_desv	
<b>Tensão de alimentação:</b>	V	Tensao_media	Tensao_desv	
<b>Temperatura de condensação:</b>	°C	Tcond_media	Tcond_desv	
<b>Temperatura de evaporação:</b>	°C	Tevap_media	Tevap_desv	
<b>Temperatura do box:</b>	°C	Tbox_media	Tbox_desv	
<b>Temperatura média do compressor:</b>	°C	Tcomp_media	Tcomp_desv	
<b>Temperatura de sucção:</b>	°C	Tsuc_media	Tsuc_desv	
<b>Temperatura de descarga:</b>	°C	Tdesc_media	Tdesc_desv	
<b>Vazão mássica</b>	kg/h	Vazao_media	Vazao_desv	
<b>Potência consumida</b>	W	Pot_media	Pot_desv	
<b>Capacidade</b>	W	Cap_media	Cap_desv	
<b>COP</b>	W/W	COP_media	COP_desv	

Fonte: do Autor

Adicionalmente, além de gerar o relatório do teste no arquivo *Word*, a descrição do processo de realização do teste e a tabela, também são produzidos, automaticamente, gráficos. Nos gráficos, são plotadas as médias, previamente calculadas, das variáveis em função da pressão de sucção. São exemplos, os gráficos de vazão e potência, como exemplificado na Figura 49, onde cada curva de condensação apresenta suas respectivas legendas e descrições, fornecendo informações claras sobre o conteúdo de cada gráfico.

Figura 49 – Gráficos de vazão e potência por pressão de sucção.

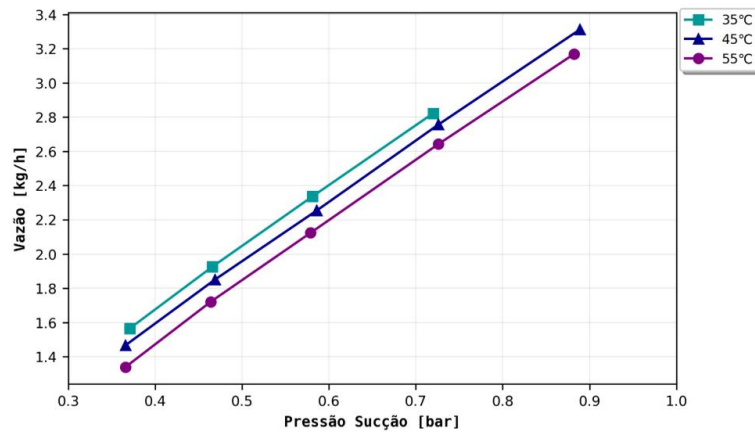


Gráfico 1 - Vazão Mássica.

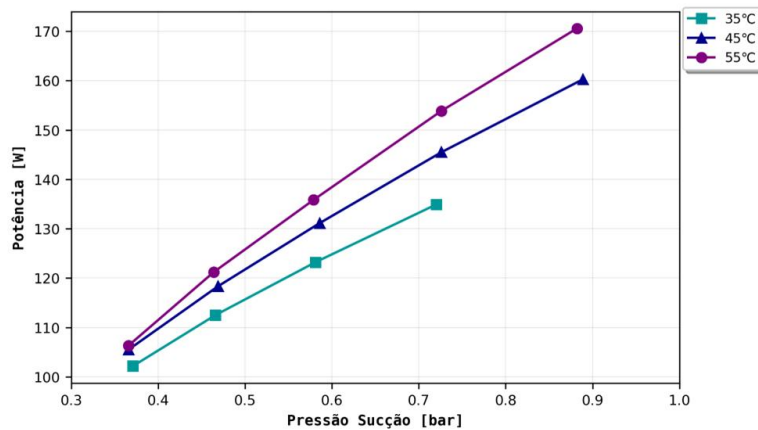


Gráfico 2 - Potência Total Consumida.

Fonte: do Autor

Vale ressaltar que foi realizada uma avaliação de modelos para interpolar os dados de vazão e potência do compressor, sendo considerados os modelos de Li (2012) e de Santos et. al (2019). Optou-se pela utilização do modelo de Santos et. al (2019) no código, pois o modelo de Li (2012) requer o conhecimento do deslocamento volumétrico do compressor ( $V_{disp}$ ), uma informação específica de cada compressor, o que tornaria mais difícil o processo de automação, como demonstrado nas equações ( 17 ), ( 18 ) e ( 19 ).

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_{suc}}{V_{disp}N_{comp}} \quad (17)$$

$$\dot{V}_{suc} = \dot{m} * v \quad (18)$$

$$\dot{m} = \frac{\eta_v V_{disp} N_{comp}}{v} \quad (19)$$

Onde,  $\dot{m}$  = vazão mássica estimada [kg/s]

$N_{comp}$  = velocidade do compressor [Hz]

$\dot{V}_{suc}$  = taxa de vazão volumétrica [m<sup>3</sup>/s]

$V_{disp}$  = deslocamento volumétrico [m<sup>3</sup>]

$v$  = volume específico [m<sup>3</sup>/kg]

O modelo de Santos et. al (2019), que não depende da informação de deslocamento volumétrico, foi desenvolvido e testado com uma grande variedade de compressores de diferentes deslocamentos volumétricos, o que o torna uma escolha confiável e robusta para estimar valores de vazão e potência em compressores diversos. Os modelos de vazão e potência de Santos et. al (2019) são apresentados, respectivamente, nas equações ( 20 ) e ( 21 ).

$$\dot{m} = \frac{P_S N}{T_S} \left\{ b_0 - b_1 \left[ \left( \frac{P_D}{P_S} \right)^{b_2} - 1 \right] \right\} \quad (20)$$

$$\dot{W} = \dot{m} \left\{ a_0 T_S \left[ \left( \frac{P_D}{P_S} \right)^{a_1} - 1 \right] + a_2 \right\} \quad (21)$$

Onde,  $\dot{m}$  = vazão mássica estimada [kg/s]

$\dot{W}$  = potência consumida estimada [kg/s]

$P_S$  = pressão de sucção [Pa]

$P_D$  = pressão de descarga [Pa]

$N$  = velocidade do compressor [Hz]

$T_S$  = temperatura de sucção [K]

$b_0, b_1, b_2$  = coeficientes para estimar a potência consumida

$a_0, a_1, a_2$  = coeficientes para estimar a vazão mássica

Além dos gráficos mencionados para cada variável, são gerados automaticamente gráficos com vazão estimada e potência estimada com base nos modelos citados anteriormente.

É importante destacar que esses modelos podem ser facilmente ajustados na programação, onde o modelo escolhido para este trabalho é, portanto, apenas um exemplo, sendo possível adaptá-lo conforme necessário. O objetivo principal é a automatização da geração de gráficos e preenchimento das tabelas, uma para cada ponto da matriz de teste, simplificando todo o processo.

Na Figura 50, são apresentados exemplos de gráficos que incluem as curvas de vazão estimada e potência estimada, juntamente com os pontos experimentais relativos à vazão, massa e potência consumida pelo compressor, ambos estão presentes e são gerados pelo relatório automaticamente.

Figura 50 – Gráficos de vazão estimada e potência estimada.

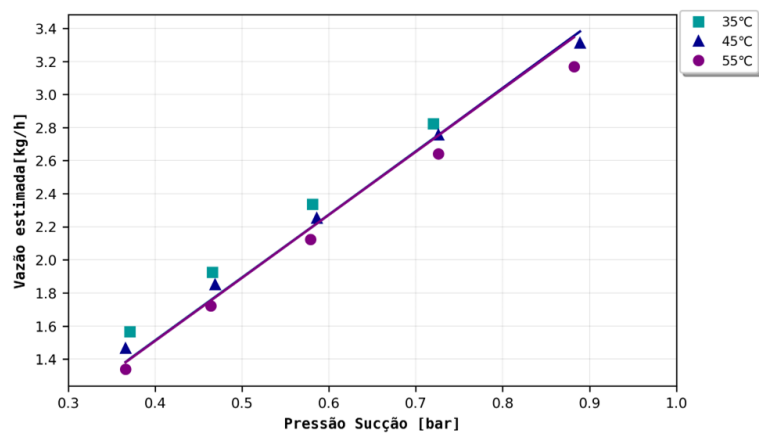


Gráfico 3 - Curva Vazão estimada.

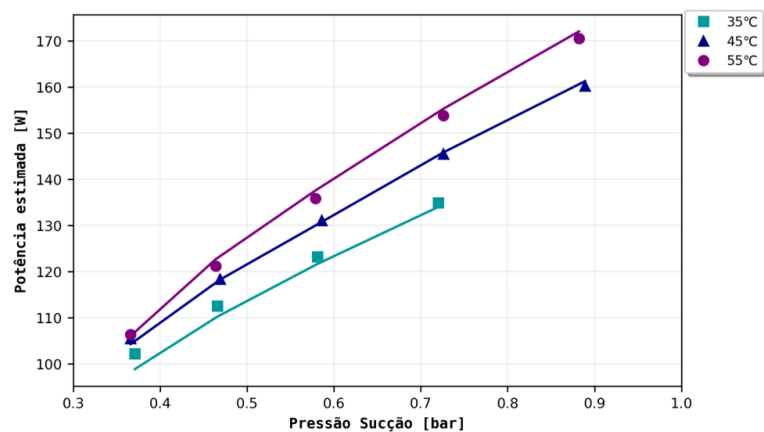


Gráfico 4 - Curva Potência estimada.

Fonte: do Autor

Observa-se, por meio dos gráficos apresentados, que o modelo de potência apresentou boa concordância com os dados experimentais. As curvas mostram uma notável proximidade em relação aos pontos experimentais, revelando um erro relativamente reduzido. No entanto, o

modelo para a estimativa de vazão não reproduziu com precisão os pontos experimentais e, especificamente para este compressor, sua adequação foi limitada. Notou-se que as curvas das três diferentes condensações convergiram para valores muito próximos, indicando um comportamento semelhante em circunstâncias isoladas.

Para uma análise mais aprofundada, os gráficos de erro relativo tanto para a potência quanto para a vazão mássica estimada são apresentados na Figura 51. Esses gráficos de erro relativo também são gerados automaticamente no relatório.

Figura 51 – Gráficos de erro relativo.

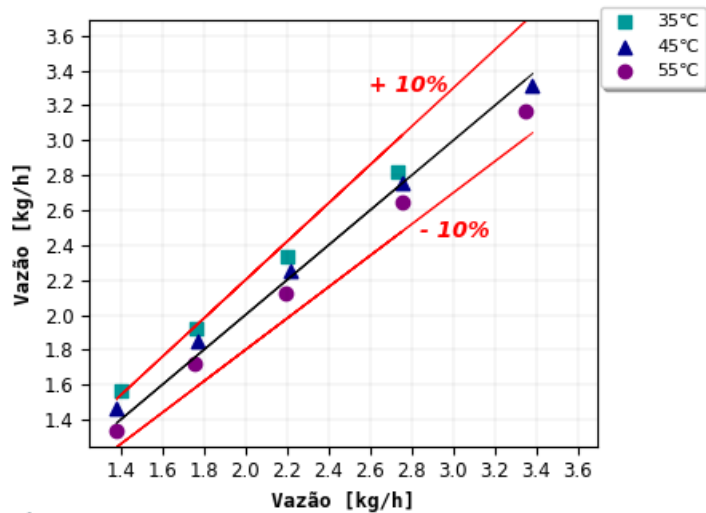


Gráfico 5 - Erro entre vazão modelada e experimental.

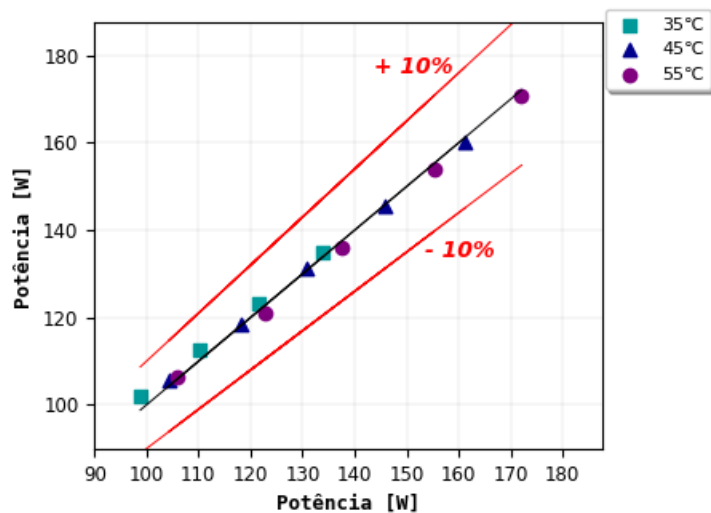


Gráfico 6 - Erro entre potência modelada e experimental

Fonte: do Autor

Conforme demonstrado anteriormente, os dados experimentais da potência permanecem dentro de uma margem de erro relativo de  $\pm 10\%$ . Isso corrobora a notável concordância entre o modelo e os resultados experimentais, com erros de magnitude reduzida. No entanto, mesmo considerando o erro associado ao gráfico da vazão estimada, observa-se que as discrepâncias não ultrapassaram significativamente o limite de  $\pm 10\%$  de erro relativo. O modelo, embora não reproduza os valores experimentais com precisão absoluta, mantém erros relativamente baixos. Esse comportamento pode ser atribuído ao fato de que, no caso específico em análise, as vazões para diferentes condensações são bastante próximas. Mesmo quando o modelo não reproduz os valores experimentais com exatidão, os erros permanecem contidos dentro de limites aceitáveis.

Por fim, é relevante mencionar que o relatório também incorpora automaticamente os gráficos das variáveis dependentes indiretas (Figura 52), tais como a capacidade de refrigeração e o Coeficiente de Performance do Compressor (COP).

Figura 52 – Gráficos de capacidade e COP.

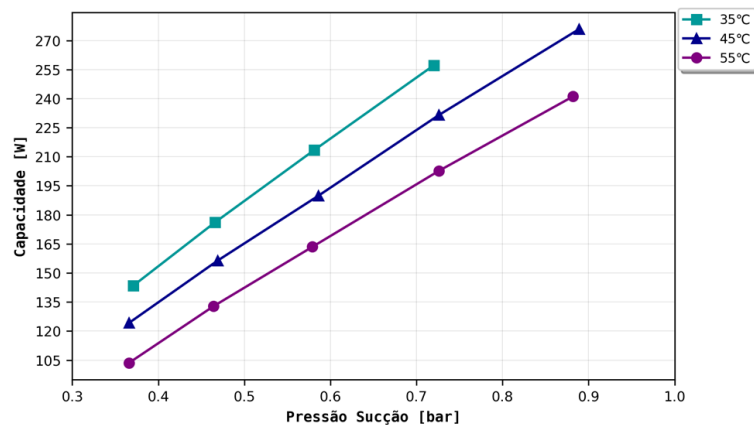


Gráfico 7 - Capacidade de Refrigeração.

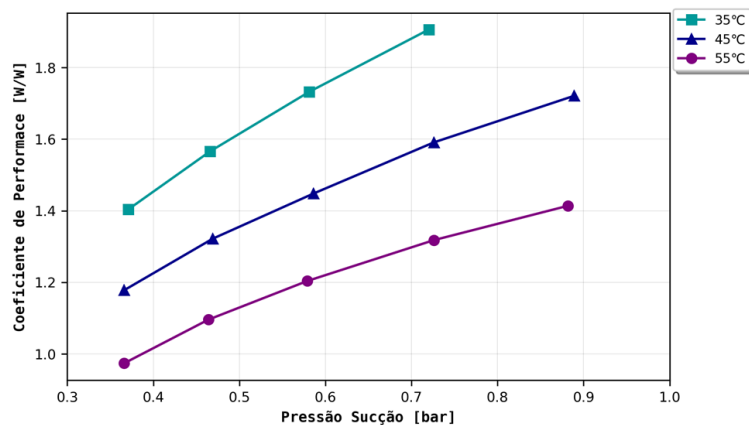


Gráfico 8 - Coeficiente de Performance.

Fonte: do Autor

Ambas as variáveis desempenham um papel fundamental na análise da eficiência do compressor e sua capacidade de resfriamento do ambiente.

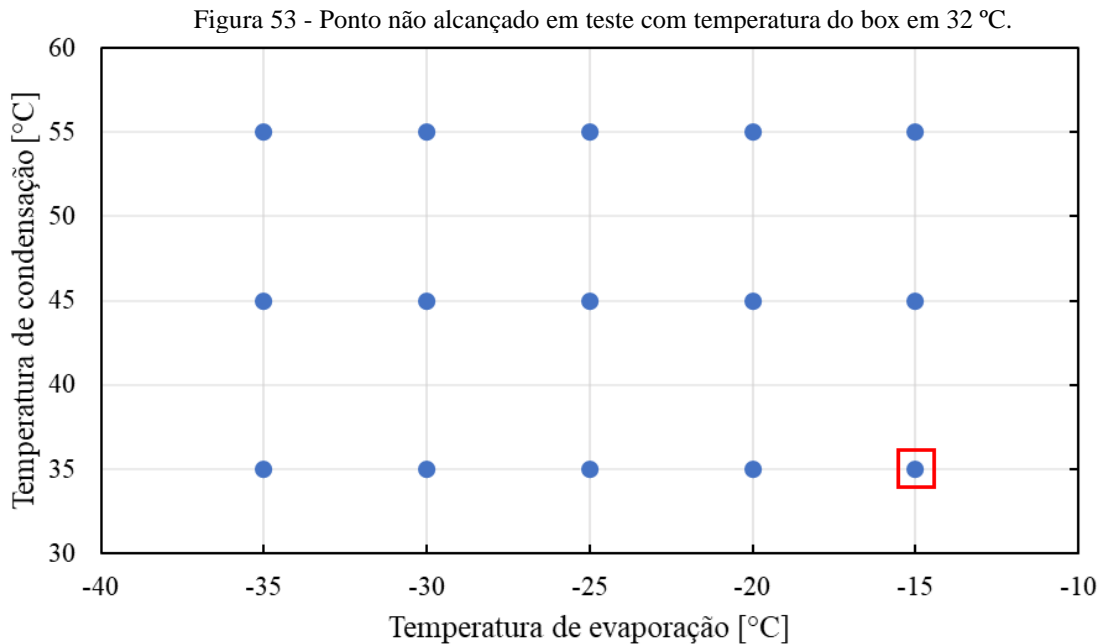
## 6 RESULTADOS

Neste trabalho, a amostra escolhida foi o compressor EM2S60CLP da fabricante Embraco. Optou-se por este compressor devido à sua disponibilidade no laboratório, capacidade semelhante aos limites do calorímetro e uso do refrigerante R600a. Adicionalmente, opera com 220 V e 60 Hz, possui aplicação LBP, deslocamento volumétrico de 9,04 cm<sup>3</sup> e uma capacidade de refrigeração máxima de 305 W, conforme os pontos considerados na matriz (). Essa capacidade é ligeiramente superior à proposta para o calorímetro deste estudo, permitindo assim verificar algumas limitações da bancada nos resultados.

### 6.1 TEMPERATURA DO BOX EM 32°C

Para a caracterização do compressor em temperatura do box em 32 °C, 14 dos 15 pontos da matriz de teste foram alcançados. Contudo, em um ponto específico, não foi possível realizar a calorimetria do compressor devido à sua capacidade de refrigeração elevada, a qual ultrapassa o limite previsto para o calorímetro. Este ponto representa a maior vazão e capacidade do compressor, sendo principalmente influenciado pela abertura das válvulas, onde a condição não é alcançada mesmo com estas totalmente abertas. Assim, existe um limite de vazão e, conseqüentemente, de capacidade para o calorímetro, sendo ultrapassado pelo compressor testado. Adicionalmente, esse ponto corresponde à menor razão de compressão, onde a temperatura de condensação é a mais baixa da matriz de testes e a temperatura de evaporação é a mais alta, representando 35 °C de condensação e -15 °C de evaporação. Este ponto é destacado na região especificada da matriz de testes na Figura 53.





Fonte: do Autor

A Tabela 9 exibe os resultados abrangentes das principais variáveis analisadas e cruciais na caracterização do compressor, mantendo a temperatura do box a 32 °C. A tabela fornece dados sobre a potência ativa consumida pelo compressor, vazão mássica, capacidade de refrigeração e COP.

Tabela 9 - Resultados com a temperatura do box em 32 °C.

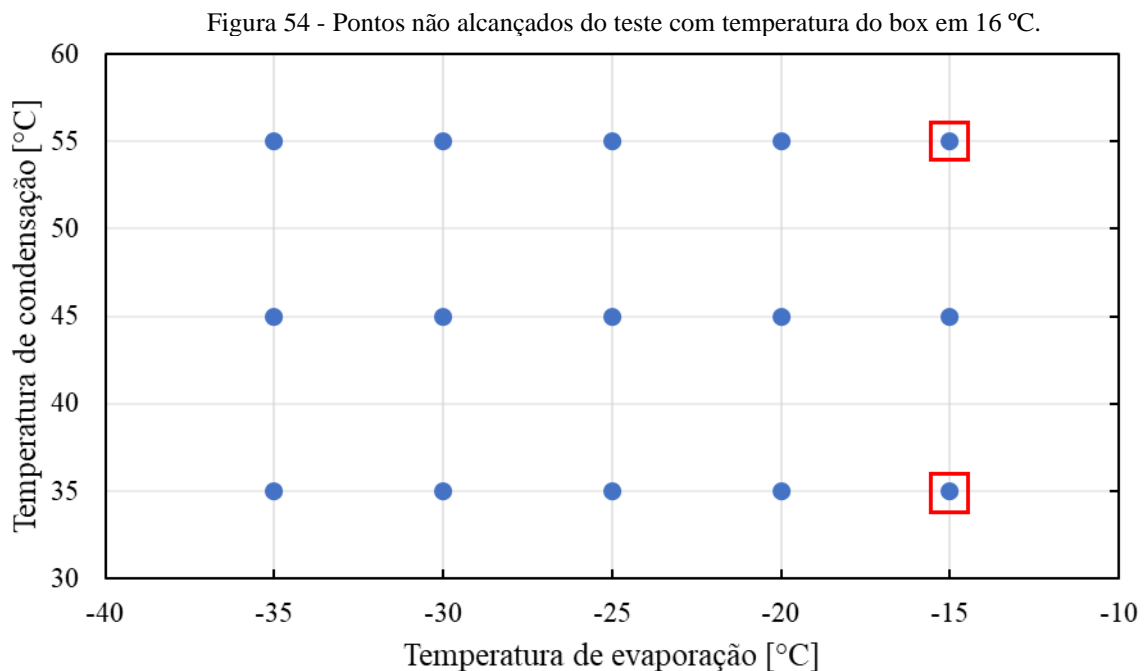
Temperatura de Condensação [°C]	Temperatura de evaporação [°C]	Potência [W]	Vazão mássica [kg/h]	Capacidade de refrigeração [W]	COP [W/W]
35	-15	-----	-----	-----	-----
	-20	134,92	2,75	250,19	1,854
	-25	124,16	2,31	210,10	1,692
	-30	113,16	1,88	171,39	1,515
	-35	101,94	1,50	137,52	1,349
45	-15	160,59	3,24	270,51	1,684
	-20	145,39	2,66	223,16	1,526
	-25	131,84	2,18	183,78	1,394
	-30	118,47	1,77	149,15	1,259
	-35	106,69	1,437	121,13	1,135
55	-15	172,59	3,13	238,44	1,382
	-20	153,91	2,53	194,10	1,261
	-25	137,17	2,06	158,62	1,156
	-30	121,98	1,67	128,45	1,053
	-35	107,52	1,317	101,56	0,944

Fonte: do Autor

## 6.2 TEMPERATURA DO BOX EM 16°C

Durante os testes com a temperatura do box a 16°C, observou-se que 2 dos 15 pontos da matriz de testes não foram alcançados. A única variável distinta entre os testes a 32°C e a 16°C é, de fato, a temperatura do box, ou seja, o ambiente onde o compressor está localizado. Isso levantou questionamentos sobre as razões pelas quais um ponto específico não pôde ser alcançado com a temperatura do box a 16 graus.

Uma das razões, conforme explicado anteriormente, está relacionada à capacidade de refrigeração do compressor, que ultrapassa o limite do calorímetro. Esse mesmo ponto, o de maior capacidade, também não é atingido a 16°C de temperatura do box. No entanto, o segundo ponto não alcançado apresenta as maiores pressões, tanto de condensação quanto de evaporação, com condensação a 55°C e evaporação a -15°C. As regiões são destacadas na Figura 54.



Fonte: do Autor

A impossibilidade de atingir esse segundo ponto está ligada à falta de fluido para alcançar essas condições durante o teste. Com a temperatura do box a 16°C, aumenta a solubilidade do fluido refrigerante no óleo lubrificante do compressor. Isso resulta na escassez

de fluido no restante do sistema para atingir as pressões de descarga e sucção. Portanto, a principal razão para a inatingibilidade desse ponto é a falta de fluido refrigerante no circuito.

Ambos os motivos destacados revelam que o compressor em questão é maior do que o sistema é capaz de testar, tanto em termos de capacidade quanto de tamanho e quantidade de fluido armazenado no seu interior. Essas informações são cruciais ao considerar a capacidade total de um calorímetro.

A Tabela 10 apresenta os resultados dessas variáveis essenciais provenientes dos 13 pontos alcançados com o compressor, considerando a temperatura do ambiente a 16°C.

Tabela 10 - Resultados com a temperatura do box em 16 °C.

<b>Temperatura de Condensação [°C]</b>	<b>Temperatura de evaporação [°C]</b>	<b>Potência [W]</b>	<b>Vazão mássica [kg/h]</b>	<b>Capacidade de refrigeração [W]</b>	<b>COP [W/W]</b>
35	-15	-----	-----	-----	-----
	-20	135,96	2,89	242,76	1,786
	-25	124,30	2,40	200,91	1,616
	-30	113,83	1,96	164,96	1,449
	-35	103,29	1,59	133,27	1,29
45	-15	160,09	3,37	257,41	1,608
	-20	146,52	2,84	217,84	1,487
	-25	131,76	2,30	176,61	1,341
	-30	118,94	1,88	144,55	1,216
	-35	106,15	1,47	113,22	1,067
55	-15	-----	-----	-----	-----
	-20	154,59	2,69	187,68	1,214
	-25	135,68	2,14	148,98	1,098
	-30	121,70	1,73	120,17	0,987
	-35	106,31	1,32	91,82	0,863

Fonte: do Autor

Com a implementação do algoritmo de automação de ensaios e outras otimizações destacadas no estudo, não apenas realizou-se a caracterização do compressor, mas também se acelerou substancialmente esse processo. Para cada condição de temperatura do box, a matriz de teste, abrangendo 15 pontos e englobando desde o pré-aquecimento da bancada até a conclusão de todos os pontos possíveis, agora é finalizada em aproximadamente 12 horas.

### 6.3 ANÁLISE DE INCERTEZAS

O cálculo das incertezas dos valores medidos, devido a todos resultados no trabalho serem com valores em regime permanente, considera as principais variáveis invariantes no tempo. Adicionalmente, existem dois tipos principais de incerteza: as do tipo A e as do tipo B. A incerteza do tipo A é definida pelos procedimentos estatísticos, e para uma variável medida invariável, a incerteza do tipo A é determinada pela equação ( 22 ).

$$u_A = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (22)$$

Onde,  $u_A$  = incerteza de medição do tipo A

$\sigma$  = desvio padrão

$n$  = número de amostras

A incerteza do tipo B origina-se de cada fonte de incerteza de dispositivos, como transdutores e outras incertezas determinadas por julgamento científico de todas as informações disponíveis sobre a possível variabilidade do valor estimado do mensurando. Isso inclui calibrações de transdutores, incerteza de dispositivos como o sistema de aquisição, bem como outros dispositivos como termopares e wattímetros utilizados no trabalho. Cada fonte dessas incertezas possui um grau de liberdade correspondente à sua distribuição probabilística, e a incerteza combinada de todos esses fatores é descrita na equação ( 23 ).

$$u_c = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_n^2} \quad (23)$$

Onde,  $u_c$  = incerteza combinada

O grau de liberdade efetivo, é representado como um número inteiro. Se for um número fracionado, é considerado apenas a parte inteira. Que é calculado como demonstrado na equação ( 24 ).

$$V_{ef} = \frac{u_c^4}{\frac{u_1^4}{V_1} + \frac{u_2^4}{V_2} + \dots + \frac{u_n^4}{V_n}} \quad (24)$$

Onde,  $V_{ef}$  = grau de liberdade efetivo

$V$  = grau de liberdade de cada fonte de incerteza

Por fim, calcula-se a incerteza expandida, equação ( 25 ), que é o resultado do produto entre a incerteza combinada e o coeficiente de Student correspondente ao número de graus de liberdade efetivo, para o intervalo de confiança desejado. Neste caso, foi considerado um intervalo de confiança de 95,45%.

$$U = t * u_c \quad (25)$$

Onde,  $U$  = incerteza expandida

$t$  = coeficiente de Student

A primeira variável analisada foi a pressão, e os transdutores de pressão foram calibrados no laboratório Polo da UFSC. A calibração incorpora a incerteza do transdutor, e o módulo de leitura analógica NI-SCXI-1102 da *National Instruments*, utilizado para a aquisição de dados, tem sua incerteza obtida a partir do datasheet do fabricante. Portanto, consideramos tanto a incerteza da calibração quanto a da aquisição, combinando esses valores para obter a incerteza combinada, e em seguida, a incerteza expandida. Além disso, a incerteza do tipo A foi encontrada a partir de 180 amostras em 15 minutos de testes com pressões estáveis. Assim, com todas as incertezas em mãos, os resultados estão apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 - Incertezas de medição dos transdutores de pressão.

Transdutor de pressão	Calibração		Aquisição		Tipo A	
	u [bar]	V	u [bar]	V	u [bar]	V
Sucção do compressor	± 0,011	13	± 0,0021	∞	± 0,000075	179
Descarga do compressor	± 0,004	13	± 0,0042	∞	± 0,002	179

Fonte: do Autor

As incertezas das medições de temperatura estão associadas aos termopares, que são os dispositivos usados para medi-la. Eles possuem uma compensação interna do próprio módulo utilizado, que é o NI-SCXI-1112, do sistema de aquisição, e essa incerteza já é fornecida pelo *datasheet* do fabricante, a *National Instruments*, sendo de  $\pm 0,7$  °C para o termopar do tipo T, o qual é o utilizado no trabalho, a 0 °C. Como não há outras incertezas significativas, a incerteza combinada é calculada seguindo a equação , considerando o sistema de aquisição e a incerteza do tipo A obtida nos experimentos.

Para a medição de vazão mássica, utilizou-se um transdutor tipo Coriolis, e para a leitura, foi utilizado o mesmo módulo de medição analógica dos transdutores de pressão. Assim, é considerada a incerteza desse módulo da *National Instruments*. Além disso, levou-se em conta a incerteza de calibração do transdutor de vazão mássica, visto que o transdutor é calibrado no laboratório POLO, localizado na UFSC. Também foi calculada a incerteza do tipo A, a qual foi obtida em um teste de 15 minutos estável, utilizando 180 amostras e calculando através da equação ( 22 ). Logo, encontrou-se a incerteza combinada entre a incerteza calculada e a incerteza de aquisição. Posteriormente encontra-se o grau de liberdade efetivo, determinando o coeficiente de student e, por fim, a incerteza expandida da medição de vazão. Todas essas incertezas são detalhadas na Tabela 12.

Tabela 12 - Incertezas de medição do transdutor de vazão mássica.

	Calibração		Aquisição		Tipo A	
	u [Kg/h]	V	u [Kg/h]	V	u [Kg/h]	V
<b>Transdutor de vazão mássica</b>	$\pm 0,002$	10	$\pm 0,0046$	$\infty$	$\pm 0,00025$	179

Fonte: do Autor

O analisador de potência utilizado, WT3000, apresenta em seu *datasheet* as incertezas associadas às medições de tensão e corrente. Logo, para calcular a incerteza da potência, é imperativo utilizar a fórmula de propagação de incerteza, considerando as incertezas associadas à tensão e à corrente. A referida fórmula, denotada como equação ( 26 ), é apresentada a seguir, demonstrando a relação matemática para a determinação da incerteza de potência.

$$up = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial V} * uv\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial I} * ui\right)^2} \quad (26)$$

Onde,  $up$  = incerteza de medição de potência [W]

$\frac{\partial P}{\partial V}$  = taxa de variação da potência em relação à tensão

$\frac{\partial P}{\partial I}$  = taxa de variação da potência em relação à corrente

$uv$  = incerteza de medição de tensão [V]

$ui$  = incerteza de medição de corrente [A]

A relação fundamental entre potência (P), tensão (V) e corrente (I) é expressa pela equação ( 27 ).

$$P = V * I \quad (27)$$

Onde,  $P$  = potência [W]

$V$  = tensão [V]

$I$  = corrente [A]

Logo, 
$$\frac{\partial P}{\partial V} = I \quad (28)$$

$$\frac{\partial P}{\partial I} = V \quad (29)$$

Portando, com as informações das fórmulas ( 28 ) e ( 29 ) consegue-se calcular a incerteza de medição de potência, equação ( 30 ).

$$up = \pm 0,344 \quad (30)$$

## 7 CONCLUSÕES

Ao longo deste projeto, foi proposta a automação de um calorímetro destinado à avaliação de compressores de refrigeração utilizados em aplicações residenciais, com

capacidade de refrigeração de até 250W. Paralelamente, investigou-se métodos que permitiriam reduzir o tempo total despendido nas avaliações, com o objetivo adicional de minimizar a intervenção humana e assegurar a conformidade com as normas regulamentares pertinentes a calorimetria de compressores.

## 7.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho, adotou-se um caráter multidisciplinar, incorporando conhecimentos em diversas áreas, incluindo termodinâmica, refrigeração, controle de processos, instrumentação e engenharia de controladores e dispositivos elétricos para garantir a segurança e a automação de um calorímetro para compressores utilizados na refrigeração doméstica.

- No primeiro capítulo, deu-se início ao estudo com base na motivação de desenvolver estratégias que permitissem a automação e a aceleração do processo de caracterização e teste de compressores, além de considerar a conformidade com as regulamentações vigentes. Foram abordadas as mudanças normativas em andamento e uma análise detalhada sobre a distinção entre um ciclo de refrigeração convencional e um ciclo quente, que é o método escolhido para a realização dos testes em compressores. Adicionalmente, foram definidos o objetivo geral e os objetivos específicos do trabalho.
- No Capítulo 2, realizou-se uma revisão da literatura sobre calorimetria e métodos de teste de compressores. Essa revisão identificou lacunas que precisavam ser abordadas para aprimorar a caracterização de compressores e identificar as variáveis críticas a serem monitoradas e controladas, permitindo a automação do processo de avaliação do compressor. Não foi encontrado na literatura um trabalho que tenha abordado a automação de todos os processos de uma caracterização de compressores, incluindo o controle automático das pressões, a automação dos ensaios e a geração automática de relatórios, além do controle da temperatura do box e sucção do compressor a 16°C e 32°C.
- O Capítulo 3 detalhou a escolha pelo uso do calorímetro de ciclo quente, caracterizado pela ausência de mudanças de fase, mantendo o fluido continuamente em estado de



vapor superaquecido. Essa abordagem minimizou a inércia decorrente de mudanças de fase, desempenhando um papel fundamental na redução do tempo total de teste. Adicionalmente, foram apresentadas as válvulas proporcionais eletrônicas, que possibilitaram um controle ágil das pressões, sem apresentar problemas como os enfrentados por Silveira (2012), que envolviam o alinhamento entre a manopla de uma válvula agulha e o acoplamento de um motor de passo. Além disso, a configuração do aparato experimental foi descrita, incluindo a abordagem que possibilitou para o controle da temperatura de sucção a 16°C e 32°C, envolvendo a combinação de um trocador de calor entre a linha de sucção e o evaporador do circuito auxiliar, além de um resistor elétrico para garantir um controle eficaz dessa variável. Posteriormente, é explicado o controle ativo da temperatura do box mediante a utilização de um circuito de refrigeração auxiliar. Por fim, são apresentadas informações sobre os sistemas de medição e controle da bancada.

- O Capítulo 4 apresentou a metodologia experimental, descrevendo todas as variáveis relevantes no teste de caracterização de um compressor e enfatizando sua importância. Adicionalmente, as etapas abrangeram desde a preparação e instrumentação da amostra (o compressor) até detalhes sobre a estabilização das variáveis controladas, incluindo as tolerâncias estabelecidas na norma *ASHRAE Standard 23*. Os procedimentos de um teste típico de calorimetria de compressor, juntamente com as considerações sobre o processamento de dados necessário também foram abordados.
- O Capítulo 5 detalhou a automação do calorímetro, começando pelo controle das pressões de sucção e descarga. Um destaque foi a implementação de um controlador PI com ganho escalonado, possibilitando um controle ágil durante o regime transitório com um ganho mais elevado, e estabilidade próximo à referência com um ganho mais conservador, resultando em uma otimização significativa do controle e na redução do tempo necessário para estabilizar as variáveis. Além disso, o controle das temperaturas do box e da sucção em 32 e 16 °C foi ajustado para cumprir as novas normativas da IEC e permanecer dentro das tolerâncias da norma *ASHRAE Standard 23*, estabelecidas em  $\pm 1^\circ\text{C}$  para a temperatura de sucção do compressor e de  $\pm 4^\circ\text{C}$  para a temperatura do box. Posteriormente, a automação dos ensaios foi descrita, envolvendo a elaboração de um

algoritmo, composto por acionamentos e pré-aquecimento automáticos, rastreamento automático das condições da matriz de teste e critérios de estabilidade. O algoritmo de automação de ensaios resultou em uma redução de tempo da ordem de 90% para caracterizar um compressor, quando comparado a um processo manual realizado por um operador com carga horária diária de 8 horas, utilizando como referência a operação da bancada antes da realização deste trabalho. Quando comparada a uma operação manual contínua, com operador 24 horas por dia, estima-se uma redução de aproximadamente 62%. Além disso, o tempo em regime de cada condição foi modificado com a implementação de um critério de estabilidade, reduzindo-o de 1 hora para 15 minutos. Em uma matriz de teste com 15 condições, essa modificação pode resultar em uma diminuição de 48% no tempo necessário para a caracterização completa do compressor. Por último, implementou-se a automação do processo de geração de relatórios, a qual compreende a elaboração de tabelas específicas para cada condição testada, incorporando todas as informações relevantes, processadas automaticamente. Adicionalmente, este processo inclui a criação de gráficos para variáveis como a vazão mássica, a potência consumida pelo compressor, o COP e a capacidade de refrigeração. Além disso, recorreu-se ao modelo proposto por Santos et. al (2019) para realizar a interpolação dos dados experimentais de vazão mássica, potência, além de apresentar gráficos dos erros relativos entre os dados estimados pelo modelo e os dados experimentais obtidos. Estima-se que a geração de relatório automatizada tenha resultado em uma economia de aproximadamente 5 horas, o que corresponde ao tempo habitualmente despendido pelo operador na elaboração manual desse tipo de relatório.

- O Capítulo 6 apresentou os resultados, incluindo detalhes sobre o compressor utilizado e testes com temperaturas do box a 16 e 32 °C, juntamente com as limitações identificadas e suas justificativas. Além disso, foram detalhados os dados obtidos nos testes completos de calorimetria, incluindo uma análise das incertezas associadas ao método de teste e aos dispositivos de medição. A solução proposta para os desafios do projeto provou ser satisfatória, alcançando o objetivo central de automatizar, de forma completa, a avaliação de um compressor.

## 7.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Após a conclusão dos estudos sobre calorimetria e os processos de teste de compressores realizados neste projeto, algumas sugestões e recomendações podem ser consideradas para futuros trabalhos. Entre elas, destaca-se a possibilidade de desenvolver métodos para ampliar a faixa de capacidade da bancada, permitindo testes com maior range de capacidade. Uma hipótese é desacoplar a pressão intermediária do sistema, de modo a controlá-la separadamente e avaliar o armazenamento de líquido apenas nessa região do ciclo, tornando-o parcialmente quente. Essa abordagem permitirá a execução de testes com uma carga de fluido refrigerante maior no sistema, o que ampliaria o alcance de capacidades testadas.

Além disso, é recomendável a automação dos processos de vácuo e carga no sistema. A troca da amostra de compressor ainda envolve tarefas que consomem tempo e demandam intervenção humana. Portanto, a automação dessas etapas seria altamente vantajosa para projetos futuros, agilizando o processo e reduzindo a dependência de operadores técnicos. Por último, uma análise mais detalhada da calibração do critério de estabilidade poderia resultar em uma redução do tempo necessário para a caracterização do compressor.

## REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Standard 23: Methods for Performance Testing Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units**. Peachtree Corners, GA, 2022.

BALVEDI, D. F.; **Desenvolvimento de um novo conceito de calorímetro para medição do desempenho de compressores em transientes periódicos de sistemas de refrigeração**. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro tecnológico, Florianópolis, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.

BARTHEL, C., GÖTZ, T.; **The overall worldwide saving potential from domestic refrigerators and freezers**. [S.l], 2012.

BEEK, M. V., JONG, H.; **Reducing Display Bottle Cooler Energy Consumption Using PCM As Active Thermal Storage**. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, Purdue EUA, 2014.

BELMAN-FLORES, J.M., BARROSO-MALDONADO, J.M., RODRÍGUEZ-MUÑOZ, A.P., CAMACHO-VÁZQUEZ, G; **Enhancements in domestic refrigeration, approaching a sustainable refrigerator – A review**. *International Journal of Refrigeration* 51, p. 955-968. Department of Mechanical Engineering, Engineering Division, Campus Irapuato-Salamanca, University of Guanajuato, Salamanca, Guanajuato CP 36885, México, 2015.

DIRLEA, R.; HANNAY, J.; LEBRUN, J.; **Testing of refrigeration compressors without condensation**. *International Compressor Engineering Conference*. West Lafayette: Purdue University, EUA, 1996.

FLESCH, R. C. C.; **Contribuições ao controle de sistemas monovariáveis e multivariáveis com atraso de transporte**. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro tecnológico, Florianópolis, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas, 2012.

FRUTUOSO, E. J.; 2014. **Análise do desempenho de compressores herméticos de refrigeração para aplicações com dióxido de carbono**. Universidade Federal de Santa Catarina - Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, 2014.

GONÇALVES, J. M.; **Desenvolvimento e Aplicação de uma Metodologia de Análise Térmica de Refrigeradores**. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2004.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. **IEC 62552: Household Refrigerating Appliances Characteristics and Test Methods**. [S.l], 2015

JOFFILY, L.; **Caracterização do Desempenho de Compressores de Refrigeração Segundo um Ciclo Superaquecido de teste**. Dissertação de Mestrado em Ciência Mecânica, publicação

CDU 115/07, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 140p, 2007.

LI, W.; **Simplified steady-state modeling for hermetic compressor with focus on extrapolation.** *International Journal of Refrigeration*. 35, 1722-1733. Syracuse, NY, EUA, 2012.

LISTON, R. J., VIEIRA, J. S., BRÜGGERMAN, P. A., MARCHI, D., SILVEIRA, A. S., HERMES, C. J. L.; **Um calorímetro de ciclo quente automatizado para compressores de refrigeração de baixa capacidade.** CONEM, Teresina, PI, Brasil, 2022.

OGATA, K; **Engenharia de Controle Moderno.** São Paulo, Brasil: Pearson, 2010.

SANTOS, G. Z., RONZONI, A. F., HERMES, C. J. L.; **Performance characterization of small variable-capacity reciprocating compressors using a minimal dataset.** *International Journal of Refrigeration*. 107, 191-201, 2019.

SCHMITZ, R. B.; **Desenvolvimento de bancada automatizada para controle de pressões em compressores de refrigeração.** Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro tecnológico, Florianópolis, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2016.

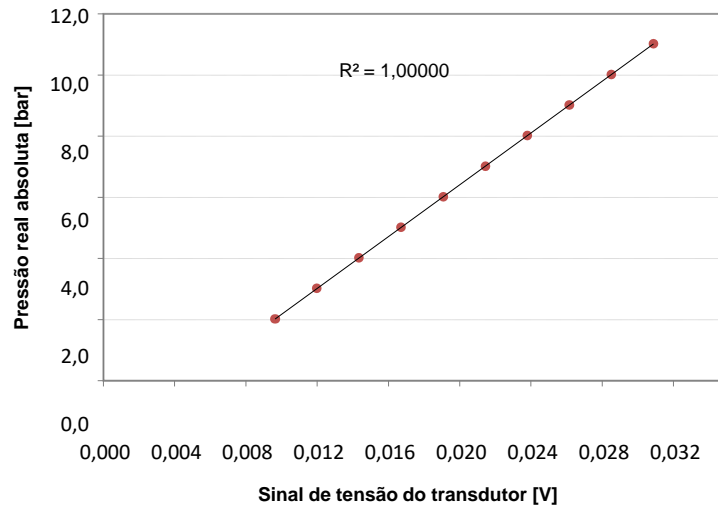
SILVEIRA, A. S.; **Desenvolvimento de um calorímetro automatizado para avaliação de microcompressores.** Dissertação de Mestrado em Mecatrônica - Instituto Federal de Santa Catarina, Campus Florianópolis, 2012.

SILVEIRA, A. S., Machado, E., de Sá, S. R. L and Gonçalves, J. M.; **Design and Construction of an Innovative Hot-Gas Cycle Calorimeter for Microcompressors.** ENCIT, Belém, PA, Brazil, 2014.

**APÊNDICE A – Curvas de calibração dos transdutores de pressão**

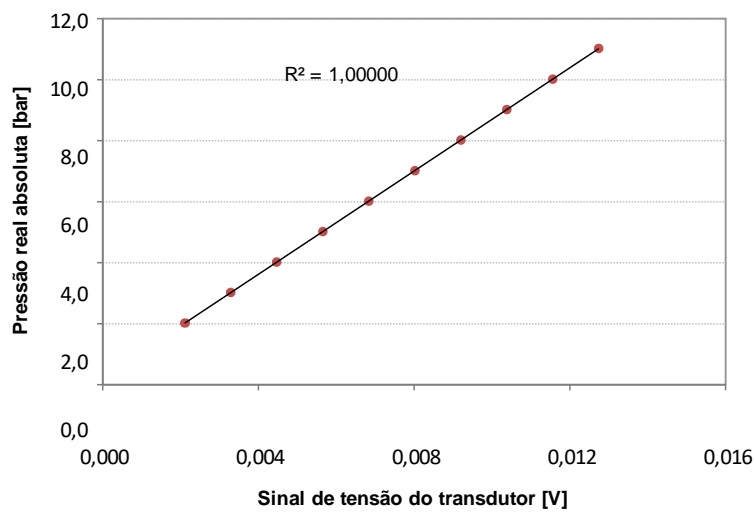
## CURVA AJUSTADA

$$P = 423,367134391122 * V + (-2,04819694992198)$$



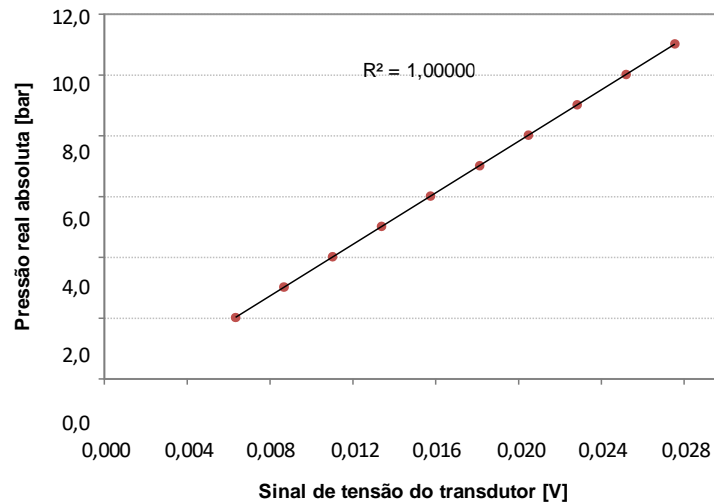
## CURVA AJUSTADA

$$P = 846,195768126285 * V + (0,244637300360285)$$



## CURVA AJUSTADA

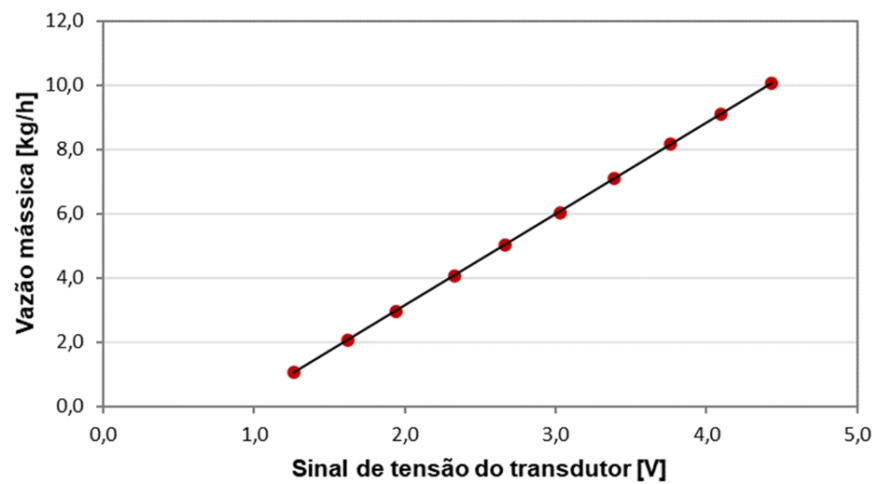
$$P = 423,953946297594 * V + (-0,653852760233735)$$



## APÊNDICE B – Curva de calibração dos transdutores de vazão mássica

## CURVA AJUSTADA

$$m = 2.841037206 * x + (-2.53733109)$$



## APÊNDICE C – Modelo de descrição para relatório automático

# RELATÓRIO DE RESULTADOS

## CARACTERIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE COMPRESSORES HERMÉTICOS MODELO **XXXXXXXXXXXX** EM CALORÍMETRO DE ACORDO COM NORMA ASHRAE/LBP32



## INTRODUÇÃO

Este relatório descreve o procedimento empregado na avaliação do desempenho de **XXXXXXXXXX** de compressores **XXXXXX**, modelo **XXXXXX**, utilizado pela **XXXXXXXXXXXXXX**.

Os ensaios foram realizados no POLO – Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Para tanto, a norma **XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX**.

## PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O aparato experimental utilizado neste trabalho consiste em um calorímetro de ciclo quente automatizado, com capacidade de refrigeração de até 250 W, cujo ciclo de refrigeração é representado de forma esquemática pela Figura 1.

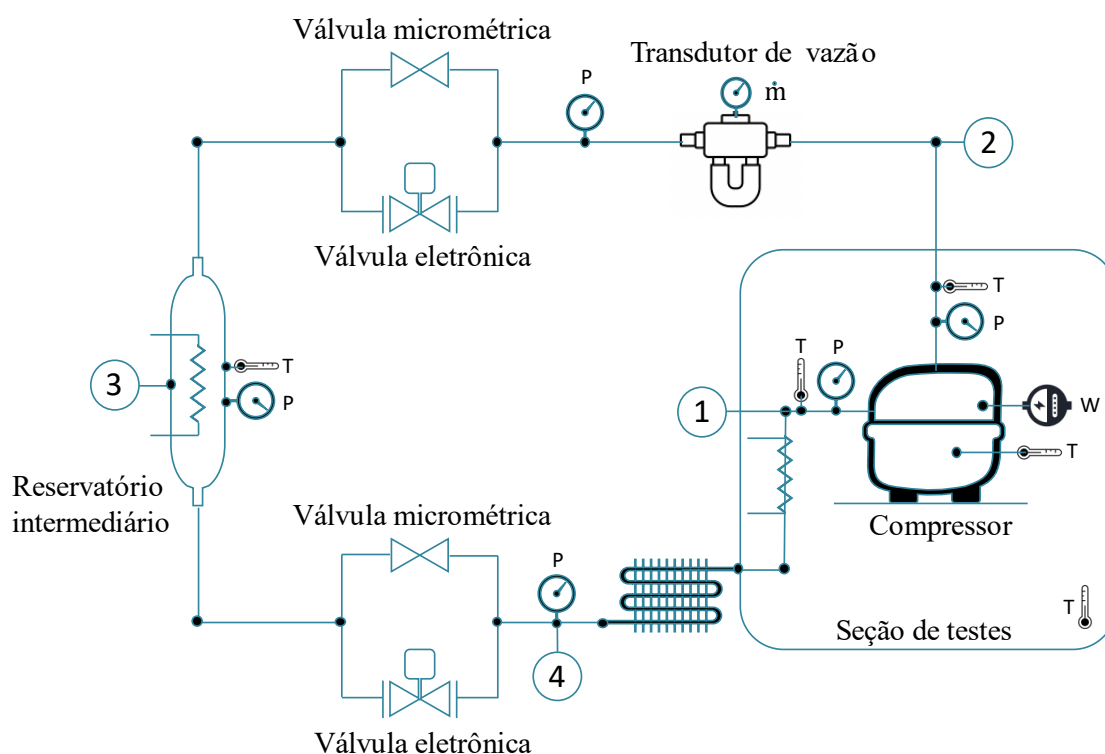


Figura 55 – Representação esquemática do circuito do calorímetro de ciclo quente

A metodologia de ciclo quente, adotada no projeto do calorímetro, faz com que fluido seja mantido na condição de vapor superaquecido ao longo de todo o circuito, o que garante

confiabilidade na manutenção das condições normatizadas, de sucção e descarga do compressor, e confere agilidade na execução dos testes. Com respeito ao funcionamento, o fluido é succionado (ponto 1) a pressão de sucção e comprimido pelo compressor até a pressão de descarga (ponto 2), passando por um medidor de vazão mássica posicionado na linha de descarga. Em seguida, o refrigerante sofre uma primeira expansão através de uma válvula proporcional eletrônica, posicionada em paralelo a uma válvula micrométrica, até uma pressão intermediária, onde é acumulado em um reservatório (ponto 3), cuja função é garantir que haja carga de refrigerante suficiente para a operação em uma ampla faixa de vazões mássicas. Logo após o reservatório, o refrigerante sofre uma segunda expansão adiabática e irreversível (*i. e.*, isentálpica) através de outro par de válvulas em paralelo, uma eletrônica e uma micrométrica (ponto 4), sendo resfriado subsequentemente em um trocador de calor tipo tubo-aleta com convecção forçada de ar e reaquecido por um resistor elétrico para atender a condição especificada de temperatura na sucção do compressor (ponto 1).

## COMPRESSOR

O compressor (XXXXXXXXXX), objeto da presente análise, foi desenvolvido para aplicações (XXXXXXXXXXXX), dispondo de um deslocamento volumétrico de XXX cm<sup>3</sup>. O compressor opera na tensão e frequência de alimentação de XXX V e XX Hz, Foto do compressor contendo a etiquetas de identificação pode ser encontrada na Figura 2.

Figura 56 – Foto do compressor XXXXXXXX

## INSTRUMENTAÇÃO

O compressor foi instrumentado com termopares do tipo T (cobre/constantan) e com transdutores de pressão absoluta, seguindo as recomendações da normalização pertinente. Os sensores de temperatura e pressão das linhas de sucção e descarga foram posicionados a 100 mm da carcaça do compressor (Figura 3), seguindo recomendações da norma.

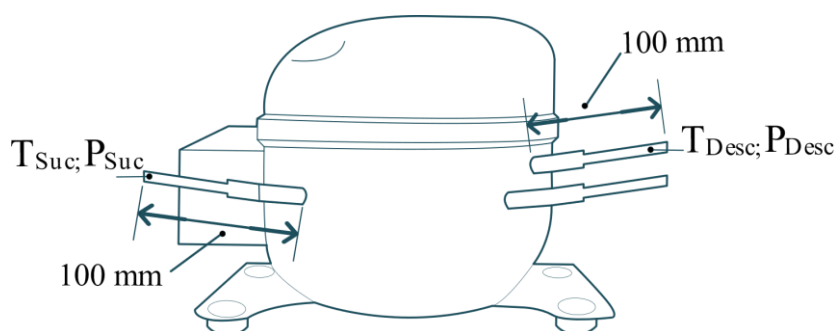


Figura 57 – Distância de instalação dos sensores

A carcaça dos compressores foi instrumentada com 4 termopares, como mostram a Tabela 1 e a Figura 4:

Tabela 1 – Termopares no corpo do compressor

<b>Termopar</b>	<b>Localização</b>
T <sub>1</sub>	Centro, topo do compressor
T <sub>2</sub>	Região frontal, nível do óleo
T <sub>3</sub>	Lateral direita, nível do óleo
T <sub>4</sub>	Região posterior, nível do óleo

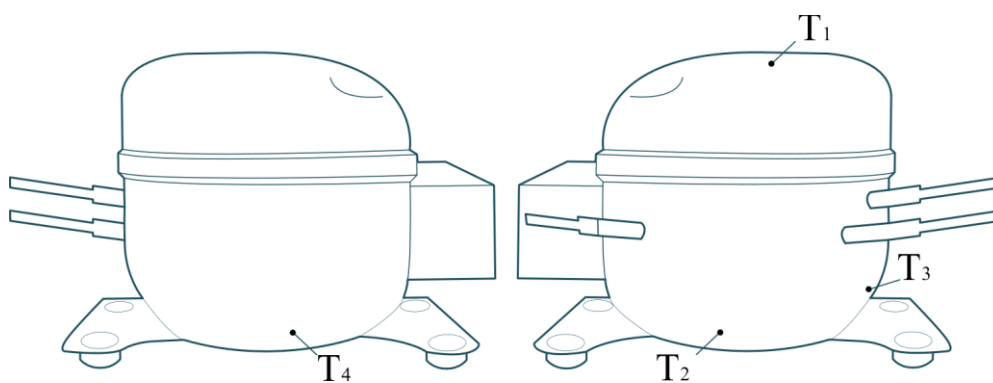


Figura 58 – Posição dos termopares. Vista posterior (esquerda) e Vista frontal (direita)