

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO  
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE ALIMENTOS

**AVALIAÇÃO DE UM TÚNEL DE VENTO PARA CONGELAMENTO DE  
ALIMENTOS**

Eliana Weiss

Florianópolis

2021

# **AVALIAÇÃO DE UM TÚNEL DE VENTO PARA CONGELAMENTO DE ALIMENTOS**

Trabalho de Conclusão do Curso de Graduação em Engenharia de Alimentos, Departamento de Engenharia Química e de Alimentos do Centro Tecnológico da Universidade Federal de Santa Catarina como requisito para a obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Alimentos.  
Orientador: Prof. Bruno Augusto Mattar Carciofi Dr.

Florianópolis

2021

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

Weiss, Eliana

Avaliação de um túnel de vento para congelamento de alimentos / Eliana Weiss ; orientador, Bruno Augusto Mattar Carciofi , 2021.

115 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -  
Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico,  
Graduação em Engenharia de Alimentos, Florianópolis, 2021.

Inclui referências.

1. Engenharia de Alimentos. 2. Fenômenos de transporte .  
3. Termodinâmica . 4. Análise experimental . 5.  
Congelamento . I. Carciofi , Bruno Augusto Mattar. II.  
Universidade Federal de Santa Catarina. Graduação em  
Engenharia de Alimentos. III. Título.

Eliana Weiss

**Título:** Avaliação de um túnel de vento para congelamento de alimentos

Este Trabalho Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do Título de “bacharel” e aprovado em sua forma final pelo Curso de Engenharia de Alimentos

Florianópolis, 28 de setembro de 2021.

**Banca Examinadora:**

---

Prof.(a) Bruno Augusto Mattar Carciofi, Dr.  
Orientador(a)

---

Prof.(a). Alcilene Rodrigues Monteiro Fritz, Dr.(a)  
Avaliador(a)

---

Prof. Diogo Lôndero da Silva, Dr.  
Avaliador

Este trabalho é dedicado à minha família pelo apoio incondicional, em principal minha irmã, **Emiliana**, por ser uma inspiração. Dedico também aos meus amigos, colegas e professores do IFSC e da UFSC.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a minha família, pela força, apoio e coragem durante toda esta caminhada para minha formação, tanto no técnico em Refrigeração e Climatização pelo IFSC como na graduação Engenharia de Alimentos pela UFSC, pois sem eles nada seria possível.

Aos meus amigos pelo apoio incentivo a não desistir e seguir em minha trajetória e por não perderem a fé em mim. Em especial os meus amigos Bernado L. Lorini, Bruna M. Maran, Jessica M. Machado, Davi G.L. Girardi e Andrea Melgar por sempre me incentivar independentemente da situação, ou para me fazer acordar para outras.

Ao meu orientador Prof. Bruno Augusto Mattar Carciofi, a minha banca avaliadora Prof. Alcilene e Prof. Diogo por me ajudar a ser mais crítica com processos e ser uma inspiração na faculdade. Ao POLO, em especial Prof Christian Losso Hermes, e o LATESC, por me oferecer a oportunidade de aperfeiçoar meu técnico e casar os conhecimentos adquiridos na faculdade.

Ao time do Controles em refrigeração do POLO, engenheiro Alexsandro, Gustavo, Raul Breno e Jairo pela ajuda fundamental durante todas as fases do projeto e por tonar palpáveis todos os assuntos difíceis sempre demonstrando alto conhecimento e segurança.

Agradeço também meus professores do IFSC de São José pelo apoio oferecido na época do técnico e na faculdade.

À academia de Karatê IFSC-SJE e ao sensei Anastácio da Silva Junior por me ajudar a manter a calma, ter foco e aprender sobre meus limites e como superar os mesmos, OSS!

Você controla o seu destino, você não precisa de magia para fazer isso. (VALENTE  
Pixar, 2012)

## RESUMO

O presente trabalho apresenta um estudo experimental em um túnel de vento com o propósito de congelar alimentos no futuro, onde as variáveis de referência de controle foram alteradas, a temperatura da seção variou entre  $-18^{\circ}\text{C}$  e  $-42^{\circ}\text{C}$  já a velocidade foi variada entre  $1\text{ m/s}$  e  $5\text{ m/s}$ , com a finalidade de avaliar a resposta do sistema de controle, o comportamento do fluido refrigerante no ciclo de refrigeração e o tempo de congelamento de uma massa de esponja com água. Para avaliar o comportamento da seção de testes e dos componentes de refrigeração e do túnel de vento ocorreu a instrumentação com sensores de temperatura em de pontos chaves e transdutores de pressão, onde também foi introduzido um objeto para congelamento. Análises críticas sobre o ciclo de refrigeração e a influência que os atuadores têm sobre a temperatura do fluido no evaporador forma realizadas. Os resultados experimentais demonstraram que no ciclo de refrigeração a temperatura do fluido refrigerante no evaporador, tanto na entrada quanto na saída, sofreu grandes variações entre os testes a mais evidente no teste 4 onde a linha de entrada apresentou temperatura igual a  $-33,84^{\circ}\text{C}$  e a de saída  $-24,04^{\circ}\text{C}$ , sendo que o requisito de operação era a temperatura em  $-40^{\circ}\text{C}$  em todos os testes. Conclui-se que tal característica é devido a potência da resistência interna como também da vazão de ar sobre o evaporador, no teste 4 chegou-se a uma diferença de 34% na linha de entrada e 54,49% na linha de saída ao ser comparado com o teste 3 (condição do sistema com uma menor interferência da velocidade e da potência da resistência sobre o evaporador). Observou-se também que o sistema de controle apresentou um desvio máximo do valor de referência de 0,64% para a temperatura e 0,20% para a velocidade, sendo evidenciado no teste 1 esse percentual. O tempo de congelamento da massa de água seguiu o esperado, onde a condição de  $-42^{\circ}\text{C}$  e  $5\text{ m/s}$  diminuiu em média 37% o tempo de congelamento em comparação com a velocidade mais branda empregada,  $1\text{ m/s}$ . O congelamento foi considerado completo quando a massa de água atingiu  $-18^{\circ}\text{C}$ .

**Palavras-chave:** Temperatura, Fluido, Referência, Testes, Seção, Controle, Termodinâmica, Análise Experimental

## ABSTRACT

The following study carried out an experiment in a forced-air freezing tunnel with the objective of freezing food in the future. The control reference variables were changed, the section temperature ranged between  $-18^{\circ}\text{C}$  and  $-42^{\circ}\text{C}$  whereas the speed was varied between 1 m/s and 5 m/s, in order to evaluate the response of the system, the behavior of the refrigerant in the refrigeration cycle and the freezing time of a sponge with water. To evaluate the behavior of the test section and the refrigeration components and the forced-air freezing tunnel, an experiment was carried out with temperature sensors at key points and pressure transducers, where an object for freezing was also introduced. Critical analyzes on the refrigeration cycle and the influence that the actuators have on the temperature of the fluid in the evaporator were carried out. The experimental results showed that in the refrigeration cycle the temperature of the refrigerant fluid in the evaporator, both intake and outtake, suffered large variations between the tests, the most evident in test 4 where the inlet line had a temperature equal to  $-33.84^{\circ}\text{C}$  and the output  $-24.04^{\circ}\text{C}$ , with the operating requirement being the temperature at  $-40^{\circ}\text{C}$  in all tests. We can concluded that this characteristic is due to the power of the internal resistance as well as the air flow over the evaporator. In test number 4, a difference of 34% in the input line and 54.49% in the output line was reached. compared to test number 3 (system condition with less interference of the speed and power of the resistance on the evaporator). It was also observed that the control system presented a maximum deviation from the reference value of 0.64% for temperature and 0.20% for speed, with this percentage being evidenced in test number 1. The freezing time of the water mass followed the expected, where the condition of  $-42^{\circ}\text{C}$  and 5 m/s decreased, on average, 37% the freezing time compared to the milder speed used, 1 m/s. Freezing was considered complete when the mass of water reached  $-18^{\circ}\text{C}$ .

**Keywords:** Temperature 1. Fluid mechanics 2. Reference 3. Test 4. Section 5. Control 6. Thermodynamics 7. Experimental Analysis8.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Primeiras geladeiras.....	16
Figura 2 - Equações para diâmetro hidráulico.....	21
Figura 3 - Perfil de velocidade do escoamento na região de entrada e no escoamento completamente desenvolvido .....	22
Figura 4 - Camada limite em um escoamento .....	22
Figura 5 - Desenvolvimento da camada limite em diferentes partes do túnel de vento .....	23
Figura 6 - Valores de K para tubos curvados .....	26
Figura 7 - Esquema de um túnel de vento fechado .....	28
Figura 8 - Sistema teórico e real de refrigeração e seus componentes.....	33
Figura 9 - Esquema de congelador de placas horizontais de funcionamento descontínuo.....	36
Figura 10 - Ilustração de um sistema de refrigeração para câmara fria. ....	37
Figura 11- Supercongelador Simply modelo 5GN 1/1.....	38
Figura 12 - Desenho esquemático do Supercongelador Simply modelo 5GN 1/1.....	39
Figura 13 - Etapas do congelamento .....	40
Figura 14 - Comparação de curvas de congelamento entre a água e um alimento qualquer .....	41
Figura 15 - Fluxograma de trabalho .....	43
Figura 16 - Esquemática do túnel de vento com o sistema de refrigeração.....	45
Figura 17 - Geometria da seção de testes .....	46
Figura 18 – Exemplificação do bocal.....	47
Figura 19 - Diagrama P-h Propano com pontos de operação teóricos .....	48
Figura 20 - Ilustração do evaporador utilizado .....	50
Figura 21 - Foto do condensador utilizado.....	51
Figura 22 - Foto do compressor utilizado .....	52
Figura 23 - Esquemática do sistema de controle PID focado na resistência .....	53
Figura 24 - Esquemática do sistema de controle PID .....	54
Figura 25 - Foto da malha de termopares no interior do túnel .....	56
Figura 26 - Demonstrativo de medições superficiais em tubos.....	57

Figura 27 - Fotos dos transdutores de pressão .....	58
Figura 28 - Foto do gerador de função utilizado .....	59
Figura 29 - Foto das abas da interface.....	60
Figura 30 - Subsistema para aquisição de dados em tempo real .....	61
Figura 31 - Esquematização da malha de controle PID .....	62
Figura 32 - Modelo do objeto para congelamento .....	64
Figura 33 - Sistema multi-estágio .....	65
Figura 34 - Temperatura na entrada e saída do evaporador (°C) .....	66
Figura 35 - Temperatura das linhas de operação do compressor e na sua superfície (°C) .....	67
C) .....	67
Figura 36 - Temperatura na entrada e saída do condensador (°C) .....	68
Figura 37 - Diferencial de pressão no bocal (bar) .....	69
Figura 38 - Vazão do ventilador ao longo do teste (m <sup>3</sup> /h) .....	70
Figura 39 - Temperatura do fluido ao longo dos testes visualização em diagrama P-h .....	71
.....	
Figura 40 - Comportamento da temperatura na seção de testes condição 1.....	74
Figura 41 -Comportamento da velocidade na seção de testes condição 1 .....	75
Figura 42 - Comportamento da temperatura na seção de testes condição 3.....	76
Figura 43 - Comportamento da velocidade na seção de testes condição 3 .....	77
Figura 44 - Comportamento da temperatura na seção de testes condição 4.....	78
Figura 45 -Comportamento da velocidade na seção de testes condição 4 .....	79
Figura 46 -Comportamento da temperatura na seção de testes condição 2.....	80
Figura 47 -Comportamento da velocidade na seção de testes condição 2 .....	80
Figura 48 - Tempo de congelamento da massa de esponja com água.....	82

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Propriedades termodinâmicas no ciclo de refrigeração.....	48
Tabela 2: Planejamento experimental .....	62
Tabela 3: Temperatura do fluido refrigerante ao longo dos testes .....	71
Tabela 4: Tempo de congelamento da massa de esponja com água .....	82

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

Re - Número de Reynolds (adimensional)

COP - Coeficiente de performance (adimensional)

POLO- Laboratórios de pesquisa em Refrigeração e Termofísica

EMBRACO - Empresa Brasileira de Compressores

NIDEC - Fabricante e distribuidor japonês de motores elétricos

PID - Proporcional-Integral-Derivativo

LabVIEW - Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench - Linguagem de programação gráfica

EES - Engeneering Equation Solver

NASA- National Aeronautics and Space Administration

AMCA 210 - Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating

SolidWorks - Software de CAD 3D

Min – Minutos

UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

IFSC - Instituto Federal de Santa Catarina

RPS - Rotações por segundo

RPM – Rotações por minuto

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Símbolos Latinos

$v_i$ velocidade	(m/s)
$D_h$ Diâmetro hidráulico	(m)
$L$ comprimento	(m)
$P_{est}$ pressão estática	(Pa)
$q$ pressão dinâmica	(Pa)
$P_{tot}$ pressão total	(Pa)
$A_i$ área de entrada e saída	(m <sup>2</sup> )
$t$ tempo	
$m$ massa	(kg)
$\dot{m}_i$ vazão mássica	(kg/s)
$g$ força da gravidade	(m/s <sup>2</sup> )
$z$ altura	(m)
$k_i$ coeficiente de perde da carga	
$f$ fator de atrito calculado	
$K$ fator de atrito experimental e tabelado	
$D$ diâmetro	(m)
$L_e$ Comprimento equivalente	(m)
$\dot{Q}_{evap}$ capacidade de refrigeração do evaporador	(kW)
$\dot{W}$ Potência	(kW)
$h_i$ entalpia	(kJ/kg)
$h_{LOC}$ perda de carga localizada	(m)
$\dot{Q}_{cond}$ energia cedida do condensador ao ambiente externo	(kW)
$a$ etapa de liberação do calor sensível	
$T_{di}$ etapa de início da inversão de densidade	
$T_f$ temperatura de congelamento	(° C)
$b$ estado líquido metaestável	
$T_n$ Ocorrência de nucleação	
$c$ região de água super-resfriada	
$d$ etapa do início de mudança de fase	
$e$ etapa da segunda liberação do calor sensível	
$D_v$ deslocamento volumétrico	(m <sup>3</sup> /s)

L curso do pistão (m)  
N rotação por segundo (rps)  
n número de cilindros

### Símbolos Gregos

$\rho$  massa específica (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\mu$  viscosidade dinâmica do fluído (kg/m.s)  
 $\delta$  espessura da camada limite  
 $\Delta P_{total}$  somatório das perdas de pressão (Pa)  
 $\Delta P$  diferencial de pressão (Pa)  
 $\varepsilon$  rugosidade  
 $\pi$  pi

### Ilustrações



Medição de temperatura do objeto



Medição de temperatura dos componentes



Medição de pressão



Válvula de expansão micrométrica



Condensador



Evaporador



Trocador de calor interno entre a linha de sucção do compressor e o tubo capilar



Compressor



Resistência no interior do túnel de vento



Ventilador no interior do túnel de vento



Bocal

## SUMÁRIO

<b>Avaliação de um túnel de vento para congelamento de alimentos.....</b>	<b>16</b>
<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>15</b>
1.1 Contexto histórico da refrigeração.....	15
1.2 Motivação .....	17
1.3 Justificativa .....	17
1.4 OBJETIVOS .....	18
<b>Objetivo Geral .....</b>	<b>18</b>
<b>Objetivos Específicos.....</b>	<b>18</b>
<b>2 Revisão Bibliográfica.....</b>	<b>19</b>
2.1 Fundamentação .....	19
<b>2.1.1 Conceitos da mecânica dos fluidos necessários para fabricação de um túnel de vento para congelamento .....</b>	<b>19</b>
2.1.1.1 <i>Escoamento</i> .....	19
2.1.1.2 <i>Número de Reynolds</i> .....	20
2.1.1.3 <i>Perfil de velocidade</i> .....	21
2.1.1.4 <i>Camada limite</i> .....	22
2.1.1.5 <i>Equação da continuidade</i> .....	24
2.1.1.6 <i>Equação de Bernoulli</i> .....	25
2.1.1.7 <i>Perdas de carga em escoamentos internos</i> .....	25
<b>2.1.2 Túnel de vento.....</b>	<b>27</b>
2.1.2.1 <i>Circuito fechado</i> .....	28
2.1.2.1.1 Enumeração generalizadas das seções.....	28
2.1.2.2 <i>Cálculo de perda de carga generalizado por seção</i> .....	29
<b>2.1.3 Conceitos do sistema de refrigeração.....</b>	<b>32</b>
2.1.3.1 <i>Componentes</i> .....	33
2.1.3.2 <i>Estágios do ciclo teórico</i> .....	35

2.1.4	<b>Equipamentos de congelamento encontrado no mercado.....</b>	<b>36</b>
2.1.5	<b>Etapas do congelamento.....</b>	<b>39</b>
<b>3</b>	<b>Projeto túnel de vento para congelamento de alimentos.....</b>	<b>42</b>
3.1	Metodologia de desenvolvimento do aparato Experimental .....	42
3.2	Requisitos impostos ao aparato experimental.....	43
3.3	Descrição do aparato experimental.....	44
<b>3.3.1</b>	<b>Divisão 1: Seção de testes .....</b>	<b>45</b>
<b>3.3.2</b>	<b>Divisão 2: Bocal.....</b>	<b>46</b>
<b>3.3.3</b>	<b>Divisão 3: Sistemas de refrigeração .....</b>	<b>47</b>
3.3.3.1	<i>Evaporador.....</i>	49
3.3.3.2	<i>Condensador.....</i>	50
3.3.3.3	<i>Compressor.....</i>	51
3.3.3.4	<i>Válvula micrométrica .....</i>	52
<b>3.3.4</b>	<b>Divisão 4: Resistência elétrica.....</b>	<b>53</b>
<b>3.3.5</b>	<b>Divisão 5: Ventilador do túnel .....</b>	<b>54</b>
3.4	Instrumentação e controle.....	55
<b>3.4.1</b>	<b>Instrumentação da Temperatura .....</b>	<b>55</b>
3.4.1.1	<i>Instrumentação da temperatura do ar.....</i>	55
3.4.1.2	<i>Instrumentação de superfície e do objeto de estudo.....</i>	56
<b>3.4.2</b>	<b>Instrumentação do transdutor de pressão.....</b>	<b>57</b>
<b>3.4.3</b>	<b>Instrumentação do gerador de função.....</b>	<b>58</b>
3.5	Interface .....	59
3.6	Testes para validação .....	62
<b>3.6.1</b>	<b>Metodologia do ensaio .....</b>	<b>62</b>
<b>4</b>	<b>Resultados e discussão.....</b>	<b>65</b>
4.1	Avaliação do sistema de refrigeração .....	65
4.2	Avaliação do sistema de controle .....	73
<b>4.2.1</b>	<b>Temperatura de referência de -42 °C e velocidade de referência de 5 m/s ....</b>	<b>74</b>

<b>4.2.2</b>	<b>Temperatura de referência de -42 °C e velocidade de referência de 1 m/s ....</b>	<b>76</b>
<b>4.2.3</b>	<b>Temperatura de referência de -18 °C e velocidade de referência de 5 m/s ....</b>	<b>77</b>
<b>4.2.4</b>	<b>Temperatura de referência de -18 °C e velocidade de referência de 1 m/s ....</b>	<b>79</b>
4.3	Tempo de congelamento.....	81
<b>5</b>	<b>Conclusão .....</b>	<b>85</b>
<b>6</b>	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>87</b>
<b>7</b>	<b>ANEXOS.....</b>	<b>90</b>
7.1	ANEXOS A – LAYOUT 3D DO TÚNEL DE VENTO .....	90
7.2	ANEXOS B – FOTOS DA BANCADA .....	92
7.3	ANEXOS C – FOTO DO OBJETO INSERIDO NA SEÇÃO DE TESTES .....	93
7.4	ANEXOS D – COMPORTAMENTO DO FLUÍDO REFRIGERANTE NAS DEMAIS CONDIÇÕES DE TESTE APLICADAS NO ESTUDO.....	94
7.5	ANEXOS E - COMPORTAMENTO DO SISTEMA DE CONTROLE NA CONDIÇÃO CENTRAL.....	114



# 1 INTRODUÇÃO

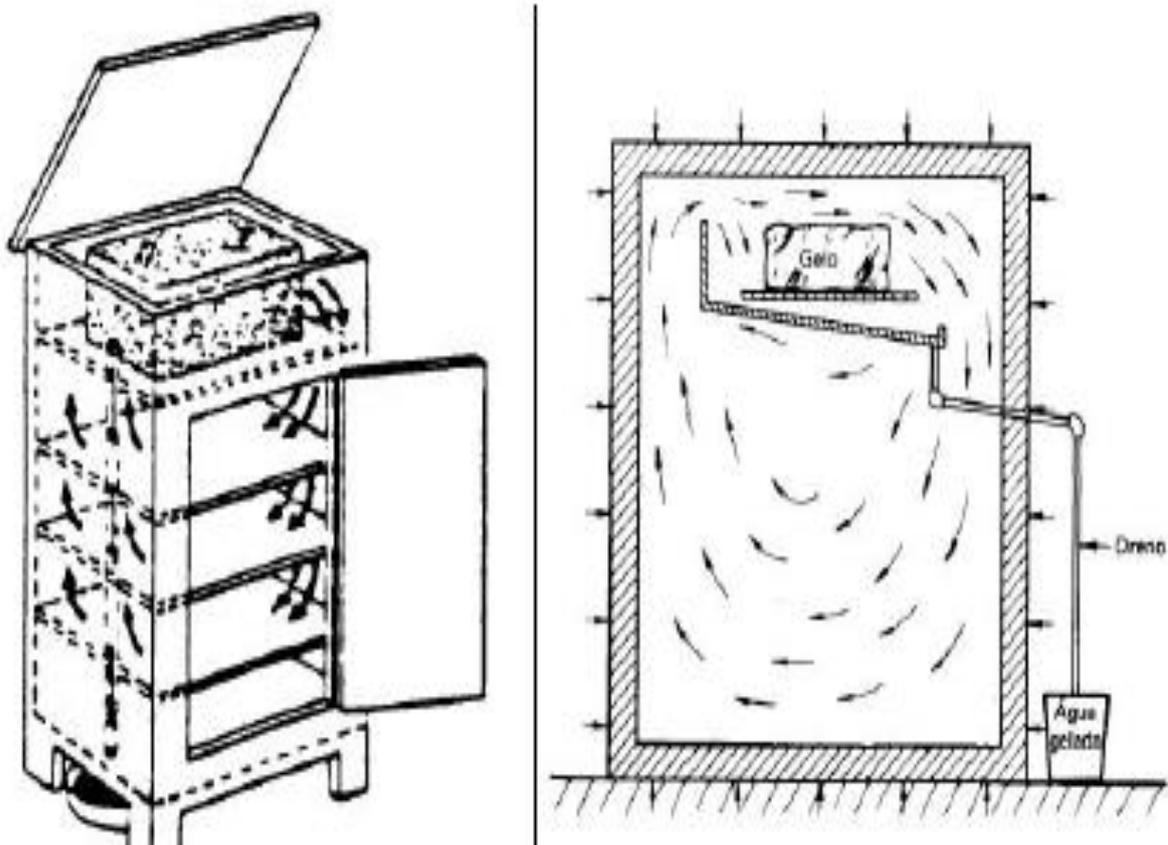
## 1.1 CONTEXTO HISTÓRICO DA REFRIGERAÇÃO

O processo de conservação de alimentos utilizando baixas temperaturas vem desde a antiguidade, como exemplo pode-se citar a civilização chinesa que, muitos antes mesmo do nascimento de Cristo, usava o gelo natural com a finalidade de conservar o chá. A civilização egípcia devido a sua localização geográfica utilizava o processo de evaporação, usando vasos de barro, semelhantes às mingotas, para refrescar a água, tão comuns no interior do Brasil. Entretanto, durante um longo período, a única utilidade que o homem encontrou para o gelo foi a de refrigerar alimentos e bebidas para melhorar seu paladar. (Ferraz, et al., 2008)

Ferraz, et al., 2008, descreve em sua apostila que com a invenção do telescópio, no século XVII, foi possível constatar a existência de microrganismos em superfícies, onde mais tarde ao se realizar diversas pesquisas com diferentes pesquisadores, entre eles o químico francês Louis Pasteur, se foi constatado que tais microrganismos auxiliam na putrefação dos alimentos e causam alguns tipos de doenças e epidemias. Ainda através de estudos, ficou comprovado que a contínua reprodução das bactérias podia ser impedida em muitos casos ou pelo menos limitada pela aplicação do frio. Essas conclusões provocaram, no século XVIII, uma grande expansão da indústria do gelo.

A utilização do gelo natural levou a criação, no princípio do século XIX, das primeiras geladeiras. Tais aparelhos eram constituídos simplesmente por um recipiente, quase sempre isolado por meio de placas de cortiça, dentro do qual eram colocadas pedras de gelo e os alimentos a conservar, ver figura abaixo. A fusão do gelo absorvia parte do calor dos alimentos e reduzia, de forma considerável, a temperatura no interior da geladeira (Wang, S, 2001).

Figura 1 - Primeiras geladeiras



Fonte: Wang, S. (2001)

Com a necessidade de alterar a dependência da indústria de gelo com a natureza, engenheiros e pesquisadores saíram na busca de conseguir produzir gelo artificial através de processos mecânicos e químicos. Em 1834 foi inventado, nos Estados Unidos, o primeiro sistema mecânico de fabricação de gelo artificial e, que constituiu a base precursora dos atuais sistemas de compressão frigorífica (Silva, J. G., 2003)

No alvorecer do século XX, começou a se disseminar outra grande conquista, a eletricidade. Os lares começaram a substituir os candeeiros de óleo e querosene e os lampiões de gases, pelas lâmpadas elétricas, notável invenção de Edison, e a dispor da eletricidade para movimentar pequenas máquinas e motores. Só em 1918 é que apareceu o primeiro refrigerador automático, movido a eletricidade, e que foi fabricado pela Kelvinator Company, dos Estados Unidos (Ferraz, et al., 2008)

No presente tempo tem-se surgido, em abundância, pesquisas que relatam a importância do congelamento rápido no processo de conservação de alimentos para se manter os atributos de interesse do consumidor.

## 1.2 MOTIVAÇÃO

A construção de túneis de vento é dada desde 1871, por Frank H. Wenham, engenheiro britânico que projetou o primeiro túnel de vento para entender o escoamento do ar em torno das aeronaves. Com o passar dos anos os túneis são projetados para entender diferentes fenômenos fluidodinâmicos da engenharia, sendo assim possuem distintas formas para atender propósitos específicos de cada projeto. Atualmente a área automobilística e a aeronáutica são as que mais utilizam túneis de vento em seus processos de fabricação.

Até então, poucos trabalhos foram publicados relatando o uso do túnel de vento com sistema de refrigeração acoplado, chamado de túnel de gelo por Chiesse, 2016. Segundo Chiesse, 2016, tal túnel possui vaporizadores à frente da seção de teste que vaporizam água no escoamento, para que ocorra o congelamento e assim se é testado a segurança de aeronaves que operam das baixas às médias altitudes.

O presente trabalho utilizou a configuração do túnel de gelo, sem os atomizadores, esquematizado no estilo da configuração de um split ar-condicionado, onde a unidade evaporadora se encontrado no interior do túnel e a condensadora fora, na sala. Assim, como resposta final na seção de teste do túnel de vento tem-se a alternativa de trabalhar com baixas temperaturas de operação do ar e distintas velocidade.

O motivo para o incremento, sistema de refrigeração, no túnel foi-se pensado para que em trabalhos futuros poder-se-á resfriar e congelar alimentos em distintas velocidade e temperaturas, adquirindo dados ao longo do tempo como a temperatura interna dele, compreendendo assim melhor o fenômeno de escoamento sobre uma matriz alimentar e o processo de transferência de calor.

## 1.3 JUSTIFICATIVA

Este trabalho surgiu com o propósito de aprofundar o estudo do sistema de refrigeração por ar forçado com as restrições fornecidas ao projeto pela empresa contratante do estudo, NIDEC antiga EMBRACO. O sistema de refrigeração será acoplado a um túnel de vento fechado, sendo assim tem-se a necessidade de dimensionar um túnel de vento que se adeque ao propósito do projeto (com as restrições de dimensionamento fornecida pelo laboratório POLO/EMC/UFSC), catalogar e escolher seus componentes.

Ainda como justificativa tem-se que para ocorrer a construção do aparato experimental é necessário colocar em prática conceitos, equações e considerações vistas durante as aulas de termodinâmica, fenômenos de transporte e operações unitárias.

Assim, durante o projeto foi feita uma revisão bibliográfica buscando primeiramente caracterizar o túnel de vento, modelos existentes, componentes e conceitos para dimensionamento estrutural e dos equipamentos. Em seguida, tem-se a pesquisa voltada para o sistema de refrigeração com compressão a vapor, onde tem-se a revisão voltada para conceitos e dimensionamento dos componentes para serem adicionados ao túnel de vento.

Por fim, pesquisas sobre os equipamentos de congelamento encontrados no mercado, dando foco para equipamentos de congelamento rápido são apresentadas. São poucos os equipamentos presentes no mercado que apresentam o controle de velocidade e temperatura em conjunto para congelamento e tal comportamento é o de maior interesse no projeto.

#### 1.4 OBJETIVOS

Nas seções abaixo estão descritos o objetivo geral e os objetivos específicos deste TCC.

##### **Objetivo Geral**

O objetivo geral foi estudar os parâmetros necessários para o dimensionamento de um túnel de vento fechado com sistema de refrigeração acoplado e também com um sistema de controle para medir e controlar temperatura e velocidade do ar ao longo da seção de teste do túnel de vento, como também medir a temperatura dos componentes de sistema de refrigeração.

##### **Objetivos Específicos**

- Pesquisar as correlações necessárias na literatura para conceituar o projeto de um túnel de vento fechado;
- Pesquisar as correlações necessárias na literatura para conceituar o sistema de refrigeração de compressor a vapor de 1 estágio;
- Montagem do aparato experimental;
- Instrumentar o aparato experimental para medir as temperaturas no sistema de refrigeração, as temperaturas internas do gabinete (túnel de vento), a temperatura interna do objeto de teste e a pressão no bocal;
- Criação de uma interface em software (LabView) para visualização instantânea das variáveis ao longo do teste e salvamento dos dados;
- Controlar a temperatura e da velocidade do ar na seção de teste por meio de um PID;
- Realizar ensaios com água para comprovar e avaliar a eficiência do sistema de controle da temperatura e velocidade na seção de teste.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 FUNDAMENTAÇÃO

Devido à existência de um conjunto de termos e definições frequentemente empregados para o dimensionar o túnel de vento e um sistema de refrigeração, abaixo tem-se um resumo dos termos de interesse para o projeto e produtos existente no mercado para congelamento rápido.

#### 2.1.1 Conceitos da mecânica dos fluidos necessários para fabricação de um túnel de vento para congelamento

##### 2.1.1.1 *Escoamento*

O escoamento é definido como o movimento de fluidos, e cabe à mecânica dos fluidos analisar todos os possíveis tipos de escoamentos e classificá-los de acordo com as suas características particulares (Costa; Silva & Assayag, 2013). As características de cada escoamento são classificadas de acordo com a peculiaridade do projeto a ser implementado, os regimes de escoamento podem ocorrer sobre uma superfície, geralmente plana, ou em uma seção fechada como tubos.

O regime dos fluidos é classificado em laminar, transição e turbulento, a distinção entre cada um deles ocorre a partir do Número de Reynolds ( $Re$ ), atrelado a esse número deve ser observado no decorrer do escoamento a geometria do local de escoamento, as características do fluido e sua velocidade, tais observações possuem como resposta distintos  $Re$  e com isso pode-se concluir que existem diversas maneiras de se classificar escoamentos.

Vianna, 1993, observou o comportamento das partículas de acordo com a direção e trajetória do escoamento. O escoamento laminar é caracterizado com as partículas correndo umas sobre as outras, como se fossem superpostas ocorrendo somente troca de quantidade de movimento molecular. Já quando ocorre a troca de posições entre as partículas fluidas, demonstrando um movimento caótico, distribuído de maneira aleatória, diz-se que o escoamento é turbulento. O escoamento turbulento apresenta também as seguintes características importantes: irregularidade, difusividade, altos números de Reynolds, flutuações tridimensionais (vorticidade) e alta dissipação de energia (McDonald; Fox & Pritchard, 2006).

### 2.1.1.2 Número de Reynolds

É possível distinguir o tipo de escoamento na seção de teste do túnel de vento através do cálculo do número de Reynolds e determinar a velocidade que pode ser alcançada no túnel de vento (Coutinho, 2014). Possuindo tal grandeza, pode-se entender o comportamento do fluido ao longo da seção, podendo ser determinado que o fluido está em regime laminar, turbulento, ou na transição entre esses regimes (McDonald, Fox, & Pritchard, 2006).

McDonald; Fox, & Pritchard, 2006, relata a existência de testes experimentais internos em tubos, que demonstram que o fluxo laminar é caracterizado em valores com baixos do número de Reynolds,  $Re$ , até aproximadamente 3000, e o fluxo turbulento para valores de  $Re$  maiores que 4400 aproximadamente. Entretanto, existe uma parte não definida nos valores intermediários a esses apresentados, onde a região é produzida uma transição de fluxo e as teorias não reproduzem resultados experimentais.

O número de Reynolds é adimensional, a classificação o escoamento interno é:

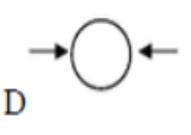
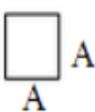
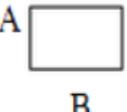
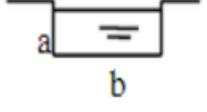
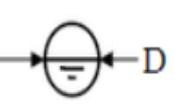
- $Re < 2300$  – *Escoamento Laminar*
- $Re > 4000$  – *Escoamento Turbulento*

Abaixo temos a equação do número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (1)$$

Onde  $\rho$  é a massa específica do fluido ( $\text{kg/m}^3$ ),  $v$  é velocidade do escoamento ( $\text{m/s}$ ),  $L$  ( $\text{m}$ ) é o comprimento do perfil,  $D_h$  é o diâmetro hidráulico ( $\text{m}$ ) e  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido ( $\text{kg/m.s}$ ). Ao se tratar de um túnel de vento o fluido que escoar é o ar. O comprimento do perfil é caracterizado pelo diâmetro hidráulico da seção, abaixo segue como deve ser calculado o mesmo:

Figura 2 - Equações para diâmetro hidráulico

SEÇÃO	Área	P	Rh	Dh
	$\pi \frac{D^4}{4}$	$\pi D$	$\frac{D}{4}$	D
	$a^2$	$4a$	$\frac{a}{4}$	A
	$ab$	$2(a + b)$	$\frac{ab}{2(a + b)}$	$\frac{2ab}{a + b}$
	$ab$	$2a + b$	$\frac{ab}{2a + b}$	$\frac{4ab}{2a + b}$
	$\pi \frac{D^4}{8}$	$\pi \frac{D}{2}$	$\frac{D}{4}$	D

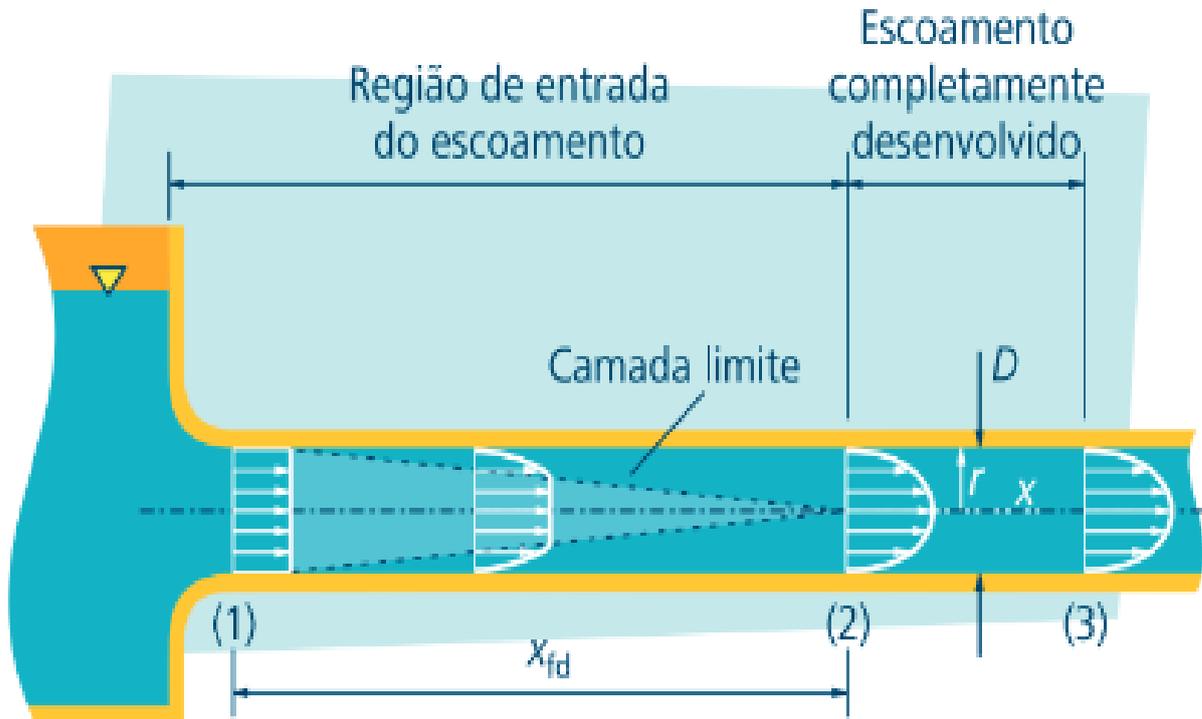
Fonte: White, F. M. (s.d.)

### 2.1.1.3 Perfil de velocidade

Ao logo do escoamento do fluido por uma seção tem se a criação de uma região hidrodinâmica caracterizada pelo seu comprimento, onde, de acordo com o comprimento, tem se a divisão entre em desenvolvimento e completamente desenvolvida. (Chiesse, 2016)

Quando um fluido adentra em um duto temos a região de entrada fluido dinâmico onde a medida que o fluido escoar se forma uma camada limite, devido ao efeito das forças de cisalhamento das paredes que atrasam o escoamento ao longo da parede, ao longo do aumento do comprimento, até atingir uma linha central da tubulação e o perfil de velocidade não alterar o escoamento então é dito plenamente desenvolvido, significando que o perfil de velocidade não sofrerá mais alteração, no caso de regime turbulento além do perfil de velocidade não sofrer alteração o perfil térmico também não mudará. (Adalberto Rodrigo dos Santos, 2014) Sua extensão do comprimento de entrada fluidodinâmica dependerá se o escoamento é laminar ou turbulento.

Figura 3 - Perfil de velocidade do escoamento na região de entrada e no escoamento completamente desenvolvido

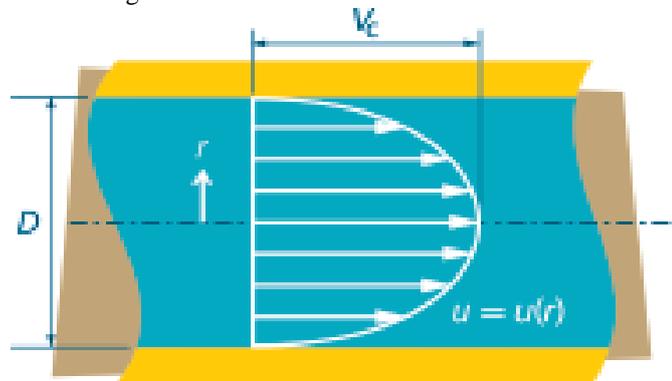


Fonte: Vilanova, 2011

#### 2.1.1.4 Camada limite

A camada limite, como dita anteriormente é uma região onde o fluido está em atrito com uma superfície, onde os efeitos viscosos do fluido e a rugosidade da superfície são importantes. Em um túnel de vento é interessante que a seção de testes esteja em uma região fora do comprimento de entrada fluidodinâmico, ou seja, uma região de corrente livre, sob velocidade constante. (Coutinho, 2014)

Figura 4 - Camada limite em um escoamento



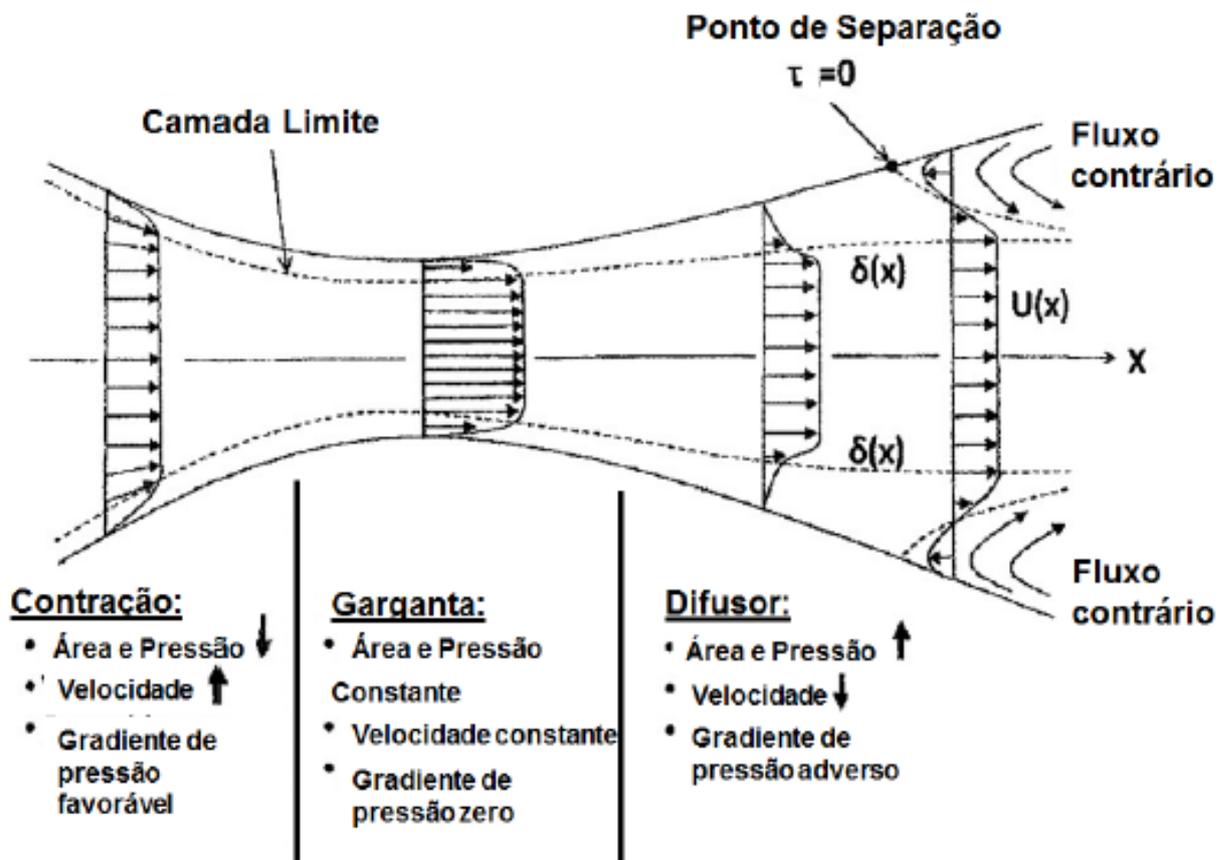
Fonte: Vilanova, 2011

A espessura desta camada limite é dada por  $\delta$  e aumenta ao longo do comprimento da superfície. A velocidade do fluido no local de contato com a superfície é zero, devido ao atrito, e vai sofrendo um aumentando à medida que se distância da parede. (Vilanova, 2011)

A propriedade física de um fluido, responsável pelo desenvolvimento da camada limite é a viscosidade, dada em kg/m.s ou N.s/m<sup>2</sup>. Esta propriedade é citada como a resistência de do fluido sobre o escoamento. Para os líquidos, a viscosidade tende a diminuir com o aumento da temperatura, devido que as moléculas líquidas possuem maior energia de translação e rotação com o aumento da temperatura, enquanto a viscosidade dos gases tende a aumentar com o aumento da temperatura, devido ao aumento da transferência da quantidade de movimento. (Costa, et al., 2013)

Na Figura 5 é demonstrada a mudança da espessura da camada limite ao longo dos componentes do túnel de vento, como também a mudanças no perfil de velocidade.

Figura 5 - Desenvolvimento da camada limite em diferentes partes do túnel de vento



Fonte: Coutinho, F. R. (2014)

Na contração existe uma redução de área da seção, reduzindo a pressão e aumentando a velocidade média do fluido. Na garganta, que se equivale a uma seção reta, a área, pressão e

velocidade são constantes. Por fim no difusor a área é incrementada e a velocidade reduzida. Obtém-se uma recuperação da pressão. (Coutinho, 2014)

#### 2.1.1.5 Equação da continuidade

Quando um fluido escoar por seções não retas possuindo curvas, acessórios, válvulas entre outros componentes que alteram o perfil da trajetória do escoamento surge uma diferença de pressão. No túnel de vento a queda de pressão é caracterizada por perda de carga que o sistema vem a sofrer. Para se calcular esse delta de pressão devemos estar cientes que todo objeto que se encontra na atmosfera sente o efeito da pressão sobre si, e a pressão no sistema é a somatória de duas componentes: a pressão estática ( $P_{est}$ ) e a pressão dinâmica ( $q$ ) (Çengel & Cimbala, 2007):

$$P_{tot} = P_{est} + q \quad (2)$$

Segundo Vicensi, 2014, A pressão estática é proporcional a energia potencial e a pressão dinâmica proporcional a energia cinética. A pressão dinâmica está relacionada com os valores da massa específica do fluido, na condição de temperatura do escoamento, e da velocidade do escoamento do fluido. Abaixo segue a equação:

$$q = \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (3)$$

Considerando o escoamento de um fluido com massa específica,  $\rho$ , conhecida em escoamento estacionário, sem alteração da vazão mássico do fluido, em numa tubulação sem derivações. As massas de fluido que escoam através das seções de entrada e saída, de áreas  $A_1$  e  $A_2$ , durante um intervalo de tempo  $t$  são (Çengel & Cimbala, 2007):

$$m_1 = \rho A_1 v_1 \text{ e } m_2 = \rho A_2 v_2 \quad (4)$$

Onde  $v_1$  e  $v_2$  são os módulos das velocidades nas seções entrada, 1, e saída, 2, respectivamente. Levando em consideração o princípio da conservação de massa de modo que:

$$\sum_i (\dot{m})_e = \sum_i (\dot{m})_s \quad (5)$$

Temos que:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (6)$$

Observa-se então que reduzindo a seção de saída obtém-se um aumento de velocidade de saída e o contrário também é verdadeiro, se as áreas não sofrem alterações temos que:

$$Av = \text{constante} \quad (7)$$

Esta é a equação da continuidade constata o princípio de conservação da massa.

### 2.1.1.6 Equação de Bernoulli

A equação de Bernoulli foi proposta em 1738, e tem como finalidade ser aplicada em regiões de escoamento incompressível e em regime permanente, onde podemos considerar as forças de atrito iguais a zero. Tal equação assume que o somatório das pressões aplicadas ao sistema é constante (Çengel & Cimbala, 2007).

Assim:

$$P_{est} + \rho v^2/2 + \rho g z = \text{constante} \quad (8)$$

Sua aplicação no túnel de vento envolve as regiões fora das camadas-limite, aquelas que se encontram próximas as paredes, e regiões esteiras onde se tem uma deficiência na quantidade de movimento, onde o movimento do fluido é governado pelos efeitos das forças de pressão e gravidade (Çengel & Cimbala, 2007).

Seguindo para a primeira hipótese que a altura pode ser considerada igual a zero a equação se transforma na seguinte:

$$P_{est} + \rho v^2/2 = \text{constante} \quad (9)$$

Vimos que a pressão dinâmica possui ligação como a densidade e a velocidade do fluido seguindo a equação 4.

Então, pode-se dizer que:

$$P_{est} + q = \text{constante} \quad (10)$$

A equação de Bernoulli, segundo Vicensi, 2014, pode ser utilizada para calcular a velocidade em um escoamento quando as pressões estática e total forem conhecidas. Estas podem ser medidas com um tubo de Pitot.

### 2.1.1.7 Perdas de carga em escoamentos internos

Ao analisar escoamentos internos é necessário analisar a perda de carga que a tubulação impõe sobre o deslocamento do fluido. Essa perda de carga é oriunda dos efeitos da viscosidade do fluido e pode ser determinada contabilizando-se os efeitos localizados  $h_{LOC}$  (m) impostos por componentes como curvas, três, joelhos, válvulas ou outros componentes que estejam montados e pelos efeitos normais da seção reta, que não apresenta nenhuma geometria que altera do perfil de deslocamento do fluido (Çengel & Cimbala, 2007).

A perda de pressão total ( $\Delta P_{total}$ ) é calculada a partir do somatório das quedas de pressão de cada componente do sistema. A perda de pressão de cada componente é obtida multiplicando o coeficiente de perda de carga local ( $k_i$ ) pela pressão dinâmica local ( $q_i$ ), onde o índice  $i$  varia para cada componente do sistema a ser analisado (Çengel & Cimbala, 2007).

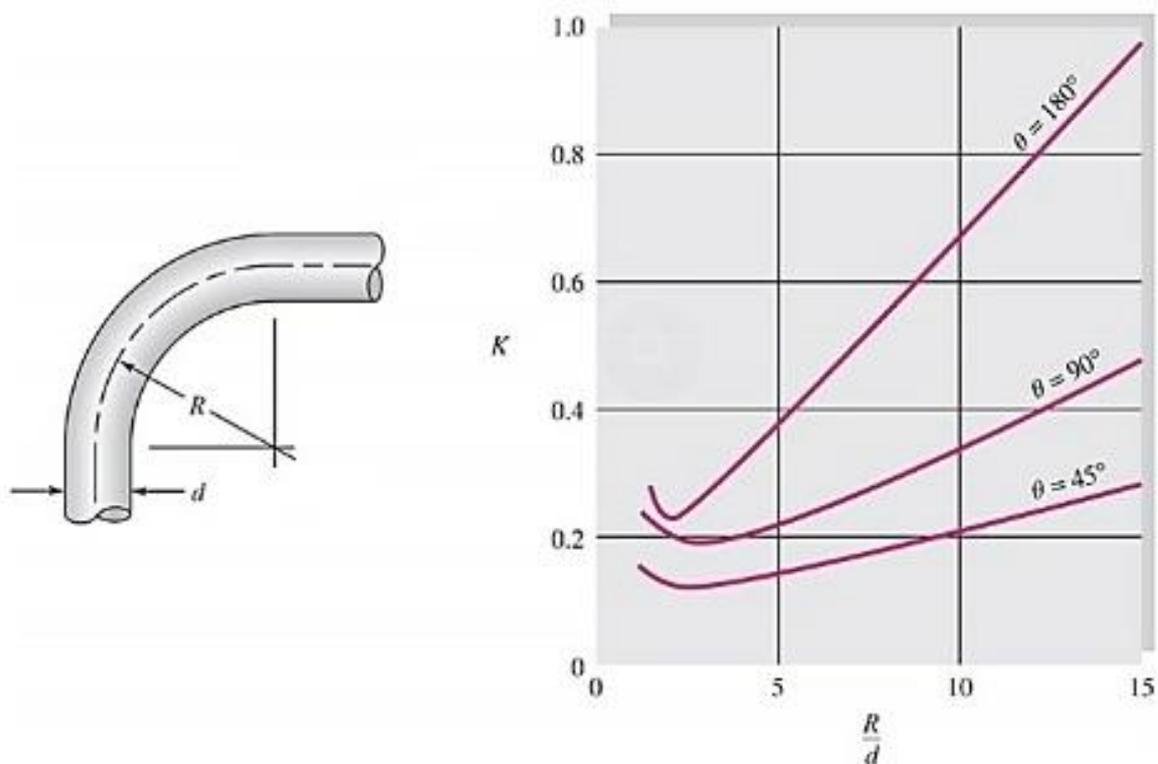
$$\Delta P_{total} = \sum_{i=1}^n k_i q_i \quad (11)$$

Onde coeficiente de perda local de carga é calculado pela equação a seguir, sendo  $\epsilon$  o fator de atrito, oriundo da rugosidade da parede,  $L$  é o comprimento do componente a ser analisado (m) e  $d_h$  é o diâmetro hidráulico (m) associado ao comprimento do túnel (Chiesse, 2016).

$$k_i = f \frac{L}{d_h} \quad (12)$$

Ou pode ser adquirido através de tabelas e gráfico que apresentam valores de  $k_i$  de acordo com a geometria que compõem.

Figura 6 - Valores de K para tubos curvados



Fonte: (Çengel & Cimbala, 2007)

O fator de atrito, usualmente utilizado nas seções retas, é obtido através de fórmulas teórico-experimentais ou gráficos e é uma função do número de Reynolds, uma expressão que pode ser utilizada para determinação de  $v_{em}$  da lei universal de Prandtl (Shames, 1992).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = [2 \log_{10}(\text{Re} \sqrt{f}) - 0,8]^{-2} \quad (13)$$

A equação 14 implícita é aproximada quase exatamente pela seguinte expressão explícita:

$$f = [2 \log(\text{Re} \sqrt{f}) - 0,8]^{-2} \quad (14)$$

Onde o número de Reynolds é baseado no diâmetro hidráulico.

Para escoamento turbulentos com Reynolds entre 4000 e  $10^5$  o fator de atrito pode ser calculado seguindo a seguinte equação de Blasius (Çengel & Cimbala, 2007):

$$f = [0,316(\text{Re})]^{-1/4} \quad (15)$$

Çengel & Cimbala, 2007, cita também que Haaland propôs a seguinte equação que leva em consideração a rugosidade da parede:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} \approx -1,8 \log \left[ \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} \right)^{1,1} + \frac{6,9}{\text{Re}} \right] \quad (16)$$

### 2.1.2 Túnel de vento

Na atualidade existem distintos túneis de vento, com diferentes objetivos, e são muitas as suas classificações. Os túneis de vento são objetos de interesse pois estudam a trajetória do ar, numa seção de teste dimensionada, através de objetos incluídos na seção. Seu dimensionamento é realizado para que seus componentes mantenham as condições de escoamento com velocidade aproximadamente constante. (Adalberto Rodrigo dos Santos, 2014)

Suas características de classificação dependerão da finalidade que o projeto é solicitado. Jewel B. Barlow, 1999, cita diversos tipos de túneis de ventos com diferentes finalidades, como por exemplo, na área aeronáutica, automobilística, acústica, construção civil. A NASA, s.d. afirma que a classificação dos túneis de vento podem vir de acordo com a velocidade de operação, geometria e fluídos utilizados para compreender o estudo, o próprio site da NASA demonstra como se trabalhar com alguns dados e alguns passos para o dimensionamento de túneis de vento.

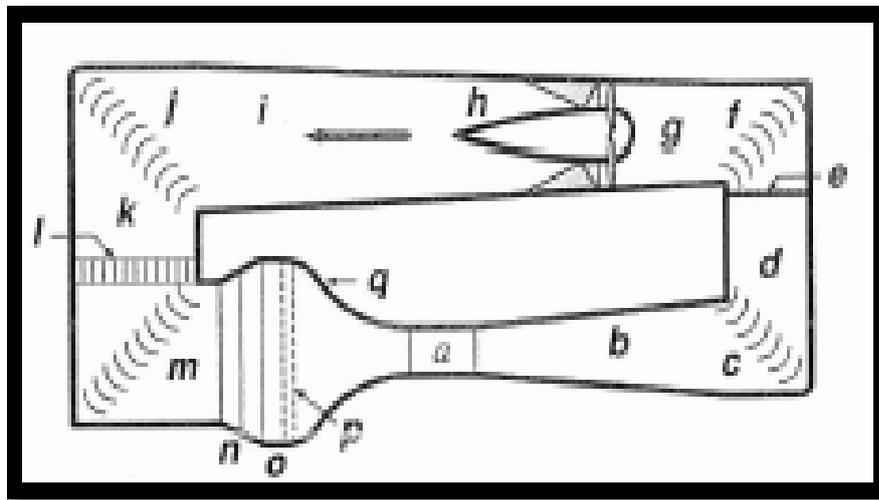
Abaixo, se é apresentado as configurações básicas, geométricas, de túnel de vento circuito fechado que se é de interesse para o projeto.

### 2.1.2.1 Circuito fechado

Os túneis de vento de circuito fechado possuem um retorno para que o ar de saída seja reutilizado, a circulação do fluido pode ser horizontal ou vertical, mas devido ao fácil acesso aos componentes, é utilizado, normalmente a horizontal (Jewel B. Barlow, 1999). Este modelo possui mais elementos do que o circuito aberto, os quais podem ser observados na Figura 7.

A grande vantagem do túnel de vento fechado é necessitar de uma energia menor para movimentar o fluido no sistema, ocorrendo um aproveitamento da energia cinética do ar, aumentando assim a eficiência energética do túnel, possuir um melhor controle da qualidade e do escoamento do ar através das seções. Por possuir um design fechado não ocorre a interferência externas no ar. (NASA)

Figura 7 - Esquema de um túnel de vento fechado



Fonte: Jewel B. Barlow, 1999

#### 2.1.2.1.1 Enumeração generalizadas das seções segundo Jewel B. Barlow, 1999:

- (a) a seção de teste pode ser aberta, fechada, parcialmente aberta ou conversível;
- (b) o difusor possui área transversal de no mínimo 3-4 vezes o tamanho da área de seção de teste. Seu formato é cônico, de ângulo variando de 2-3,5°, com os menores ângulos desejáveis, típicas razões de áreas estão na faixa de 2-3, sendo os menores valores desejáveis;
- (c) primeira curva, incorporando as palhetas;
- (d) segunda curva que pode ser continuação do difusor ou com área constante;
- (e) tela de segurança serve como proteção, caso pedaços ou objeto soltem do modelo, não atinjam o ventilador;
- (f) segunda curva, cópia da primeira;
- (g) transição da seção retangular para seção circular;

- (h) seção do ventilador;
- (i) retorno ou segundo difusor, similar ao primeiro;
- (j) terceira curva;
- (k) terceira curva pode ser de área constante;
- (l) trocador de calor;
- (m) quarta curva, cópia da terceira curva;
- (n) difusor Grande Angular com telas de controle de separação. Ângulos de cerca de 45° e razão de área de 2-4;
- (o) câmara de Estabilização;
- (p) Condicionadores de fluxos, normalmente incluindo um direcionador de fluxo e telas de controle de turbulência;
- (q) Contração ou bocal. Típicas razões de área na faixa 7-12, embora valores menores ou maiores sejam utilizados.

Nos projetos utiliza-se geralmente ventiladores axiais ou até mesmo um compressor axial multi-estágio para forçar a passagem do ar no circuito. Como se pode observar, o ar segue o circuito, que possui 4 curvas de 90 graus. Relembrando os conceitos inclusos na fluidodinâmica as curvas provocam uma alteração no perfil do escoamento fazendo com que ocorra perdas de pressão do sistema, devido também ao trajeto o fluido perde forças no escoamento que alteram assim a sua velocidade. Em consequência a isso, diversos autores citam a utilização de perfis direcionadores de velocidade, como chapas curvadas que auxiliam na diminuição do vórtex, que auxiliam a amenizar essa perda de carga.

Alguns pontos negativos é que a geometria apresentada pelo circuito fechado acaba por ocupar grandes espaços em instalações e necessita de alto custos de investimentos devido aos dutos de retorno, aos perfis direcionadores e aos usos de trocadores de calor, ou qualquer outro método de arrefecimento, se o túnel for utilizado intensamente. (Jewel B. Barlow, 1999)

#### 2.1.2.2 Cálculo de perda de carga generalizado por seção

O túnel de vento pode possuir diversos tamanhos e formas em sua construção, tendo como objetivo satisfazer o propósito dos testes. Os componentes do túnel de vento apresentam um propósito no fluxo do ar e exerce um efeito sobre a qualidade do vento (Chiesse, 2016).

Os túneis de vento podem ter os seguintes componentes:

- Seção de teste: A seção de teste é o onde os objetos de interesse do projeto são alocados, sua geometria pode variar de acordo com o tamanho e geometria da

finalidade do projeto, podendo ser quadrada, retangular ou circular. A de maior recorrência é a retangular por apresentar a melhor forma de posicionamento dos objetos.

O comprimento da seção de teste geralmente causa o descolamento da camada limite, resultando em um ambiente com velocidade seja constante. Segundo Çengel & Cimbala, 2007, o comprimento de entrada hidrodinâmico é calculado seguindo a seguinte equação para turbulento:

$$L_E = 1,359 * D_h * Re^{1/4} \quad (17)$$

E para fins práticos o comprimento é aproximadamente:

$$L_e \approx 10 * D_h \quad (18)$$

Por se tratar de uma seção reta, a perda da pressão neste índice é calculada pela seguinte equação:

$$\Delta P = f * \frac{L}{D_h} * \rho * \frac{v^2}{2} \quad (19)$$

Onde:

$\Delta P$  é o diferencial de pressão (Pa);

$f$  é o fator de atrito;

$L$  é o comprimento característico da seção em observação (m);

$D_h$  é o diâmetro hidráulico da seção (m);

$\rho$  é a massa específica do fluido nas operações de teste ( $kg/m^3$ )

$v$  é a velocidade na seção (m/s)

Ou por esta equação:

$$\Delta P = K * \rho * \frac{v^2}{2} \quad (20)$$

Onde:

$\Delta P$  é o diferencial de pressão (Pa);

$K$  é o fator de atrito, onde seu valor é obtido experimentalmente e tabelado para cada tipo de acidente;

$\rho$  é a massa específica do fluido nas operações de teste ( $kg/m^3$ )

$v$  é a velocidade na seção (m/s)

- Expansão e contração (difusor) gradual: De acordo com White um difusor é um “[...] aumento de área destinado a reduzir a velocidade a fim de recuperar a altura

de pressão do escoamento.” Assim o difusor tem a finalidade de reduzir a velocidade do ar com o mínimo de perdas possíveis, levando em consideração que a perda de velocidade está associada ao ganho de pressão, a redução da velocidade deve ocorrer no menor espaço possível. A expansão segue o inverso da contração. O cálculo do  $\Delta P$ , perda de carga ou pressão, para ambas as seções, segue a equação 20, apresentada anteriormente:

$$\Delta P = K * \rho * \frac{V^2}{2}$$

- Ventilador/exaustor: este componente do túnel de vento tem função de gerar deslocamento do ar através do uso de um motor. Podem ser usados no projeto tanto ventiladores quanto exaustores, para ocorrer o deslocamento do ar a potência do ventilador deve ser superior a perda de carga do sistema. Os ventiladores usados podem ser axiais, radiais ou centrífugos. O sistema responsável pelo fluxo de ar no túnel é o propulsor, e é por este sistema que a vazão do ventilador ser escolhida, vencendo as perdas de carga no sistema. Para encontrar a potência a ser consumida pelo ventilador deve-se primeiro calcular a perda de carga total gerada no túnel de vento.
- Tela: Quando o ar atravessa as telas sua formação corrige o fluxo os tornando paralelos, ficando então um escoamento com menos turbulência, auxiliando numa homogeneização do ar.
- Bocal de contração: Cone ou bocal faz a ligação de passagem do ar entre a câmara de estabilização e a seção de testes aumentando a velocidade média do ar, devido a diferença de área entre a entrada e a saída. Esse aumento da velocidade é descrito pelo princípio da conservação de massa. A perda de pressão pode ser estimada seguindo a norma AMCA 210, onde se tem correlações que auxiliam nesta estimativa de perda.
- Câmara de estabilização: tem a finalidade de melhorar a qualidade do fluxo de ar logo após passar pelo difusor, ou seja, alterar o fluxo turbulento para laminar. Tal seção é construída dependendo do tipo de estudo a ser feito. O cálculo da perda de pressão nesta seção segue o da equação 20.

- Evaporador/Resfriador: abaixa a temperatura interna do túnel. O cálculo de perda de pressão ocasionada por este componente segue a equação 19.

### 2.1.3 Conceitos do sistema de refrigeração

Segundo Santos, 2020, os ciclos de refrigeração são ciclos termodinâmicos que atuam com o uso de refrigeradores – aparelhos repetitivos que utilizam um fluido de trabalho, chamado gás refrigerante, no qual está passa por processos de alterações de fase (condensação/evaporação) até voltar ao seu estado inicial. Essas alterações de mudança de fase são responsáveis pelo resultado termodinâmico da refrigeração. A 1ª lei da termodinâmica diz que o fluxo de calor tende ir de um potencial maior (alta temperatura) para um potencial menor (baixa temperatura). Para poder transferir calor de uma temperatura menor para uma temperatura maior, usa-se um sistema de refrigeração. (Wyllen, Sonntac, & Borgnakke, 1995)

O sistema de compressão de vapor domina as aplicações de produção de frio com mais de 90% de todas as produções a nível mundial (Devotta e Sicars, 2005; Toro, 2017). Tal utilização do sistema deve-se a facilidade com que satisfaz os níveis de temperatura usados nas indústrias, configuração simples, tecnologia desenvolvida, grande versatilidade, baixo custo, bom desempenho e boa eficiência energética comparativamente aos outros tipos de sistemas e não influencia excessivamente as condições ambientais durante o seu funcionamento (Toro, 2017; Wang, 2001).

No sistema de refrigeração por compressão de vapor é utilizado um compressor mecânico, que consome energia eléctrica, para elevar a pressão do vapor de fluido refrigerante para um nível de pressão superior e uma temperatura do vapor mais elevada que a do meio dissipador de calor para realizar a transferência de calor e condensar para a forma líquida. O fluido refrigerante na forma líquida sofre uma queda de pressão para o nível inferior reunindo as condições adequadas para absorver o calor do meio a refrigerar através da sua vaporização (Martín, 2005).

O desempenho é avaliado através do parâmetro eficiência, também designado por “coeficiente de performance” (COP) que se define como a relação entre o calor removido do ambiente a baixa temperatura e o trabalho fornecido do exterior, de acordo com a equação

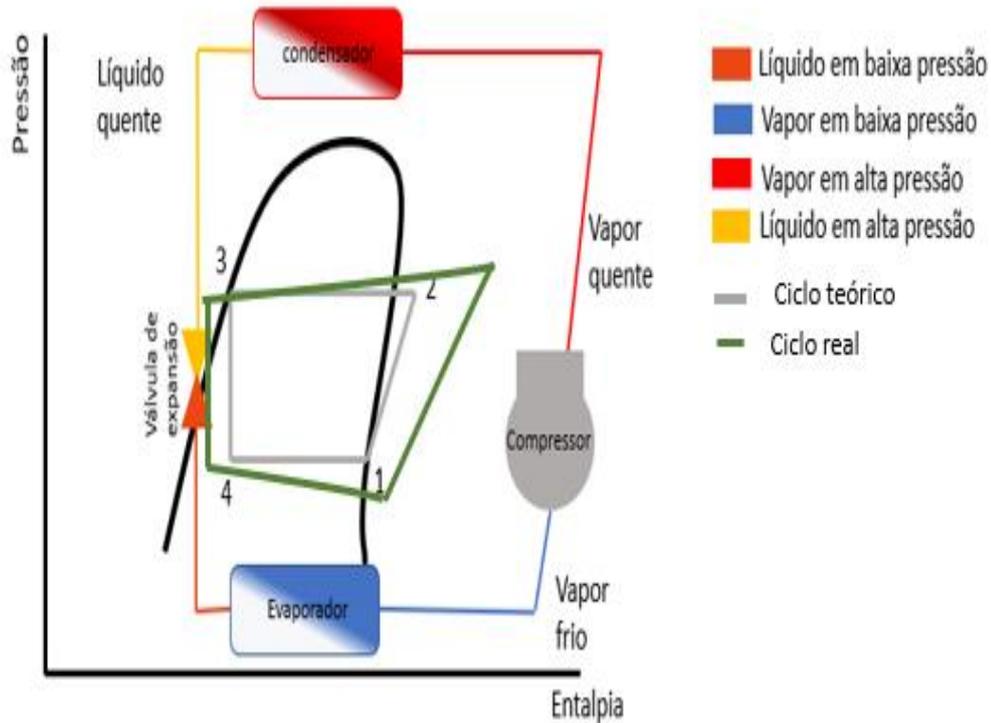
$$COP = \frac{\text{calor removido do ambiente a baixa temperatura}}{\text{trabalho fornecido do exterior}} \quad (21)$$

Ou por

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}} \quad (22)$$

Onde  $\dot{Q}_{evap}$  é a capacidade de refrigeração do evaporador, dada em kW, e  $\dot{W}$  é o trabalho do compressor, dado em kW.

Figura 8 - Sistema teórico e real de refrigeração e seus componentes.



Fonte Autora, 2021

A Figura 8 apresentada acima representa uma esquematização de um ciclo teórico e um ciclo real de refrigeração. Se é perceptível que um ciclo real apresenta comportamentos diferentes de um ciclo real como a existência de um superaquecimento na entrada do compressor e um sub-resfriamento na saída do condensador.

### 2.1.3.1 Componentes

As principais grandezas utilizadas para caracterizar os sistemas de refrigeração são a sua capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{evap}$ ) e a potência de compressão ( $\dot{W}$ ). Estes dois parâmetros, para além de serem usados para avaliar o desempenho energético do sistema, servem igualmente para aferir a sua capacidade para a manutenção das condições ambientais desejadas nos equipamentos de frio. A capacidade do sistema de refrigeração depende das características dos elementos que o constituem, nomeadamente dos quatro elementos fundamentais:

compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. Para obter as condições de funcionamento pretendidas todos os elementos que o compõem, trabalham em conjunto para atingir os pontos de equilíbrio do sistema (Langley, 2009).

Os elementos constitutivos dos sistemas de refrigeração são da maior relevância para a obtenção das características dos sistemas usados no sector doméstico, comercial e industrial.

Neste sentido, segue abaixo uma apresentação dos elementos mais relevantes dos sistemas de refrigeração, encontrados nas indústrias. (Ferraz, et al., 2008):

- **COMPRESSOR:** sua principal função é succionar o fluído refrigerante a baixa pressão da linha de sucção e comprimi-lo em direção ao condensador a alta pressão e alta temperatura na fase gasosa (vapor superaquecido).
- **CONDENSADOR:** através do condensador e suas aletas, o fluído refrigerante proveniente do compressor a alta temperatura, efetua a troca térmica com o ambiente externo, liberando o calor absorvido no evaporador e no processo de compressão. Nesta fase, ocorre uma transformação de vapor superaquecido para líquido sub resfriado a alta pressão.
- **FILTRO SECADOR:** exerce duas funções importantes: A primeira é reter partículas sólidas que em circulação no circuito, podem ocasionar obstrução ou danos à partes mecânicas do compressor. A segunda é absorver totalmente a umidade residual do circuito que porventura não tenha sido removida pelo processo de vácuo, evitando danos ao sistema como: formação de ácidos, corrosão, aumento das pressões e obstrução do tubo capilar por congelamento da umidade.
- **TUBO CAPILAR:** é um tubo de cobre com diâmetro reduzido que tem como função receber o fluído refrigerante do condensador e promover a perda de carga do fluído refrigerante separando os lados de alta e de baixa pressão.
- **EVAPORADOR:** recebe o fluído refrigerante proveniente do tubo capilar, no estado líquido a baixa pressão e baixa temperatura. Nesta condição, o fluído evapora absorvendo o calor da superfície da tubulação do evaporador, ocorrendo a transformação de líquido sub resfriado para vapor saturado a baixa pressão. Este efeito acarreta o abaixamento da temperatura do ambiente interno do refrigerador.

### 2.1.3.2 Estágios do ciclo teórico

O ciclo teórico de compressão a vapor é constituído por uma compressão isentrópica, sem alteração na entropia (processo 1 – 2 representados na figura 10), uma condensação do vapor até líquido saturado a pressão constante (processo 2 – 3 representado na figura 10), um processo em que a entalpia é constante, até à pressão de evaporação (processo 3 – 4 representado na figura 10) e finalmente uma evaporação do fluido a pressão e temperatura constante até ao estado de vapor saturado (processo 4 – 1 representado na figura 10). Detalhando:

- Estágio 1 – 2 (Processo de compressão -  $\dot{W}$ ): O compressor comprime o vapor superaquecido derivado do evaporador, elevando a sua pressão e, logo a sua temperatura. Para se calcular o potencial teórico analisamos a diferença de entalpia entre o processo vezes a vazão do fluido, como representado na equação a seguir

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \text{ (kW)} \quad (23)$$

Onde  $\dot{m}$  é a vazão mássico de fluido refrigerante e os  $h_i$  são as entalpias de operação na entrada e saída dos componentes.

- Estágio 2 – 3 (Processo de condensação –  $\dot{Q}_{cond}$ ): O vapor é direcionado para o condensador, onde irá liberar calor para o ambiente. Neste procedimento, o fluido é condensado e descarregado no estado líquido. É importante que o líquido fique sub-resfriado, para prevenir que entre uma parcela de fluido no estado gasoso na válvula de expansão. Tal grandeza corresponde a quantidade de calor que por unidade de tempo o fluido refrigerante cede ao meio exterior.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_2 - h_3) \text{ (kW)} \quad (24)$$

- Estágio 3 – 4 (Processo de expansão): O fluido, líquido sub-resfriado, chega com a pressão elevada e a válvula é responsável por reduzi-la. Nessa etapa o fluido torna-se uma mistura de fluido e gás.

$$h_3 = h_4$$

- Estágio 4 – 1 (Processo de evaporação –  $\dot{Q}_{evap}$ ): Esta mistura de líquido mais vapor saturados, entra no evaporador onde vai receber o calor originário da câmara frigorífica. Ao absorver este calor, o fluido no estado líquido evapora até a condição de vapor saturado ou superaquecido. É importante que este vapor seja superaquecido para impedir o risco de introduzir-se fluido no compressor

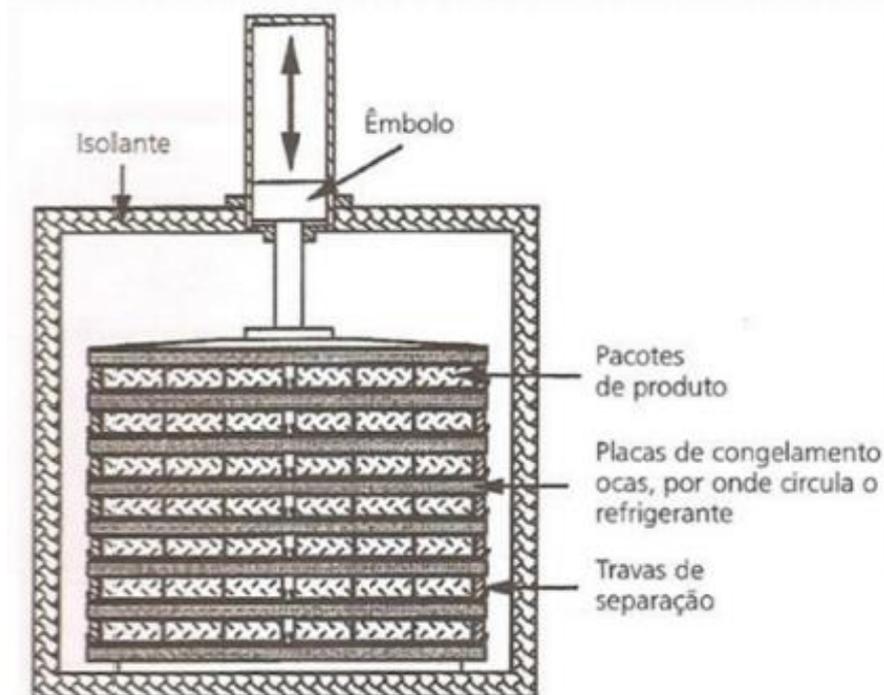
$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \text{ (kW)} \quad (25)$$

#### 2.1.4 Equipamentos de congelamento encontrado no mercado

No presente tempo são inúmeros os métodos e equipamentos encontrados no mercado para se congelar alimentos. Alguns utilizam ar imóvel, ar forçado, imersão e aspersão em líquidos, congelamento a placas, congelamentos em túneis entre outros.

O primeiro equipamento industrial projetado para congelar alimentos data de 1920 e foi desenvolvido por Clarence Birdseye, que utilizou um congelador de placas para congelar filés de peixe embalados em caixas (Nitzke, s.d.). A base de seu funcionamento consiste no interior das placas ter-se a circulação do fluido refrigerante, os produtos são dispostos entre as placas e tem-se uma leve pressão para assim aumentar a superfície de contato e ter-se o congelamento mais rápido.

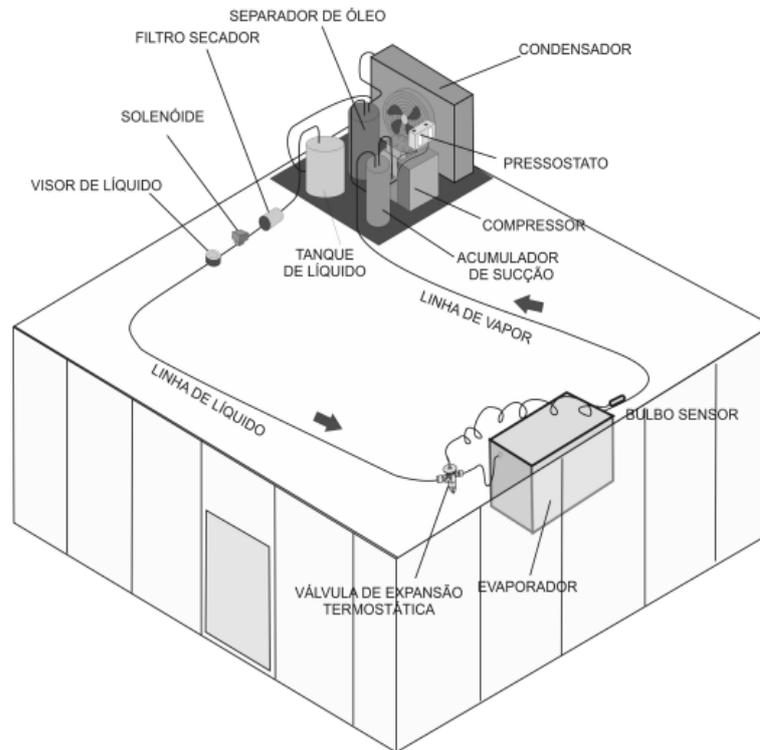
Figura 9 - Esquema de congelador de placas horizontais de funcionamento descontínuo.



Fonte: Nitzke, s.d.

As câmaras frias são equipamentos largamente utilizados nas indústrias de frio que se adapta a diferentes projetos tendo assim uma diversidade no mercado, possuindo características de acordo com o manuseio e finalidade da sua utilização, na indústria de alimentos sua principal finalidade é armazenar os produtos mantendo sua temperatura ou reduzindo-a.

Figura 10 - Ilustração de um sistema de refrigeração para câmara fria de pequeno porte.



Fonte: Silva, 2013.

Na contemporaneidade das pesquisas englobadas na Cadeia de frio um dos pontos mais citados é o congelamento rápido, suas peculiaridades, equipamentos reproduzidos no mercado e seu efeito na matriz alimentar.

Existem diversas revisões sobre resfriamento e congelamento por meio de ar forçado que são de interesse para este projeto, entre as revisões podemos citar Dempsey & Bansal, 2012, que engloba o tipo de operação denominada de Blast Freezer. A faixa de operação de velocidades destes equipamentos vai de 1,5 a 100 m/s para diferentes modelos estruturais. Um dos equipamentos encontrados hoje no mercado brasileiro para congelamento rápido é o Supercongelador Simply da Tramontina.

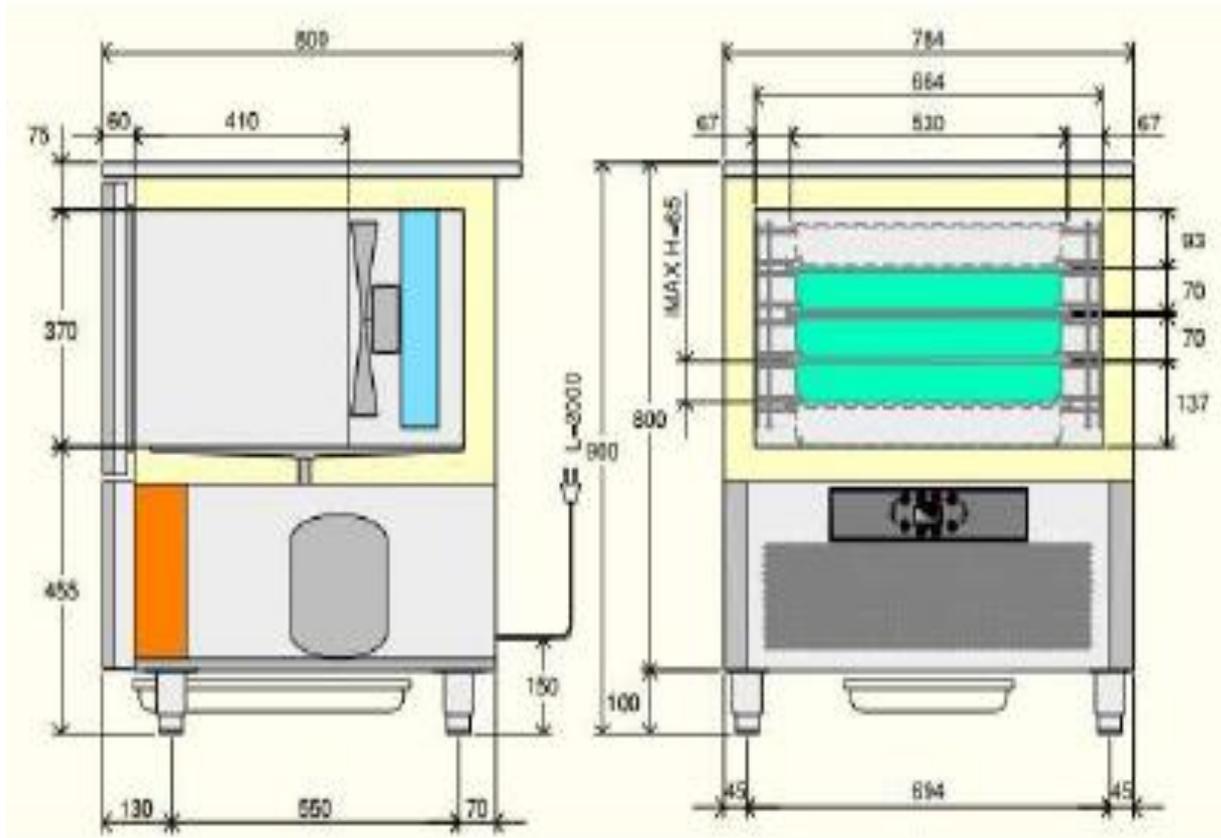
Figura 11- Supercongelador Simply modelo 5GN 1/1.



Fonte: Tramontina (2017)

Seu funcionamento consiste em forçar a passagem do ar, sob temperaturas extremamente baixas e em alta velocidade, pelo alimento. A circulação forçada de ar aumenta o coeficiente de transferência de calor e diminui o tempo de congelamento em relação a um congelador convencional. Tal equipamento tem a produtividade de 9 kg para um ciclo de 270 min considerando a temperatura inicial de 90 °C e a final de -18 °C. Abaixo tem-se o desenho esquemático do Supercongelador Simply modelo 5GN 1/1.

Figura 12 - Desenho esquemático do Supercongelador Simply modelo 5GN 1/1.



Fonte: Tramontina (2014)

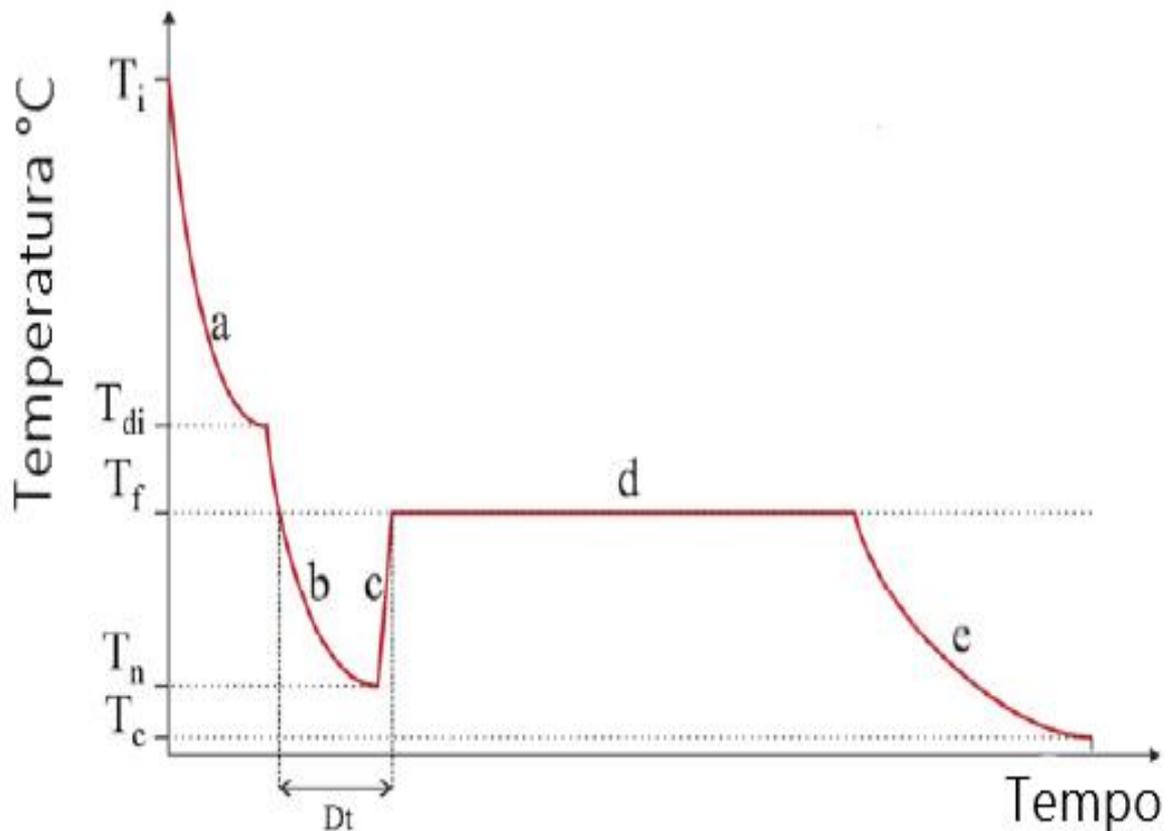
### 2.1.5 Etapas do congelamento

Braga & Milón, 2012, demonstram que durante o processo de resfriamento de materiais puros ou multicomponentes, diferentes situações podem ocorrer com ou sem solidificação.

O processo de super-resfriamento, nucleação e mudança de fase para substâncias puras como a água são mostrados na Fig 13. Primeiramente o componente é resfriado liberando calor sensível (a), na sequência tem-se o início da inversão de densidade ( $T_{di}$ ) e a chegada na temperatura de congelamento ( $T_f$ ); imediatamente depois, ele continua baixando sua temperatura entrando no estado de líquido metaestável (b) abaixo de  $T_f$ . O estado metaestável termina quando ocorre nucleação ( $T_n$ ) e cristais dendríticos em forma de placa fina o gelo cresce na região da água super-resfriada (c), esta volta a  $T_f$ , que forma uma curva, se deve ao fato da liberação do calor latente ser mais rápida que a velocidade de liberação desse calor (Ordóñez, 2005), que gera esse aumento de energia, a temperatura da água retorna ao seu ponto de congelamento ( $0\text{ }^\circ\text{C}$ ) e início da mudança de fase (d); mais tarde, ocorre novamente a liberação

do calor sensível (e). Este tipo de curva aparece com frequência em estudos de congelamento de componentes puros.

Figura 13 - Etapas do congelamento

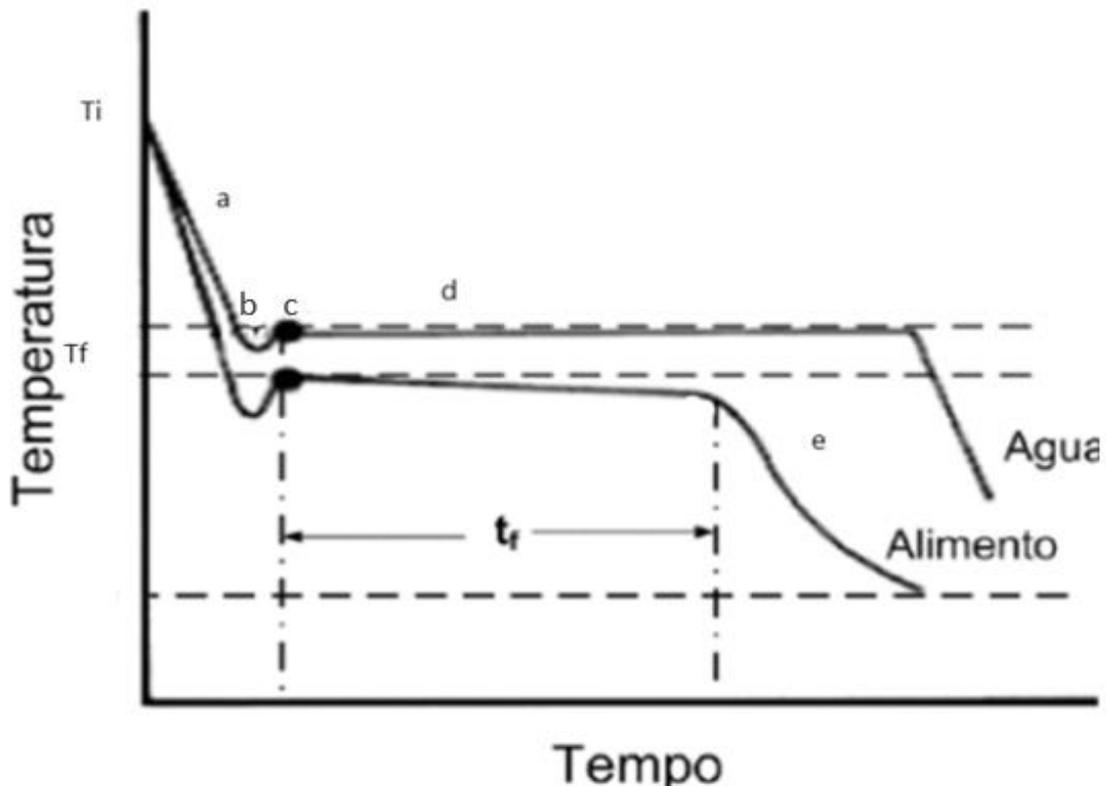


Fonte: Adaptado de Braga e Milón, (2012)

Em alimentos o mesmo acontece temos a migração da água entre os componentes, devido a nucleação, a movimentação da água ocorre do meio mais concentrado para o menos concentrado, geralmente do meio extracelular para o intracelular. Resultando em possíveis alterações nas matrizes celulares. (Carneiro, 2001)

Na Figura 14 temos uma outra representação gráfica do processo de congelamento, nesta figura se é comparado as etapas do congelamento da água pura e num alimento qualquer. As etapas são as mesmas só se chama atenção que no alimento o seguimento *b* e *c* não se comporta como a água, apresentando em sua maioria a temperatura de congelamento inferior a  $0^\circ\text{C}$ , devido aos diferentes componentes presentes (como sólidos solúveis, proteínas, lipídeos entre outros componentes) com concentrações distintas na matriz alimentar. Uma outra alteração que pode ser vista é entre o final de *d* e início de *e* temos o ponto em que a maior parte da água livre se encontra solidificada. (Ordóñez, 2005)

Figura 14 - Comparação de curvas de congelamento entre a água e um alimento qualquer



Fonte: Adaptado de Zaritzky (2000)

O resultado que esse processo (congelada/descongelada) ocasiona na matriz celular é manifestado de distintas formas, em alimentos de origem vegetal essa mudança é mais visível devido que sua parede celular é rígida, fazendo que a migração da água no descongelamento não muito eficiente. Já a parede celular de alimentos de origem animal possui fibras que fazem com que a água se rearranje no processo de descongelamento. Alguns exemplos dessas mudanças são a perda de água por sublimação, absorção e redistribuição de água no alimento ou nos componentes dos alimentos, cristalização, perda por gotejamento entre outros. (Carneiro, 2001)

É esperado que quanto mais rápido for o congelamento, menores serão os danos causados nos alimentos. A explicação para tal efeito é que irá ocorrer uma maior nucleação (concentração de solutos) sendo espalhada pela matriz celular de forma mais homogênea possível, intracelular e extracelular, tendo cristais de gelos em maiores quantidades e menores tamanhos com formatos mais arredondados evitando assim uma grande alteração/perfuração na matriz celular. Contudo, deve-se evitar velocidades excessivamente

grandes pois a mesma pode causar uma desidratação superficial, gerando uma mudança na consistência da amostra. Já que as áreas desidratadas não voltam a absorver água na mesma medida durante o descongelamento. (Ordóñez, 2005)

A nucleação em alimentos se dá de maneira heterogênea, devido a composição da matéria-prima. Os núcleos formam-se sobre partículas estranhas suspensas, sólidos insolúveis, superfícies de películas ou paredes de embalagens. Quanto mais rápido for o processo de congelamento maior será o número de núcleos na amostra. Deduz-se que é possível regular o tamanho e a geometria dos cristais de gelo ao se controlar a velocidade de transferência de calor. Quando ocorre um resfriamento lento temos uma menor nucleação, cristais de gelo em tamanhos maiores e com forma alongada; já no resfriamento rápido o número de nucleação aumento e os cristais de gelo possuem um menor tamanho com formato arredondado. (Ordóñez, 2005)

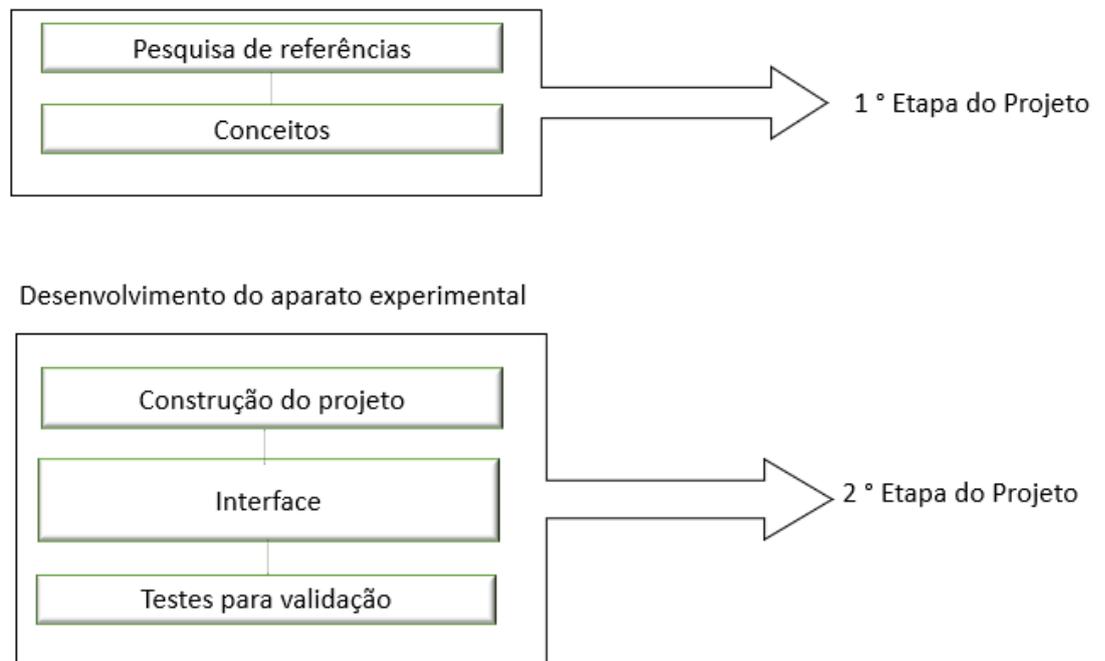
### **3 Projeto túnel de vento para congelamento de alimentos**

Neste capítulo se encontra a descrição do aparato experimental que foi estudado no presente trabalho de conclusão de curso para se obter o grau de bacharel em Engenharia de Alimentos. Sendo descrito, no capítulo: os requisitos impostos ao projeto, descrição das seções do túnel e dos equipamentos/componentes utilizados, os procedimentos de ensaio e processamento de dados.

#### **3.1 METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO DO APARATO EXPERIMENTAL**

O desenvolvimento e construção do aparato experimental para congelamento foram concebidos em conjunto com a divisão de Controles em Refrigeração do Laboratório POLO. Foi seguido as seguintes etapas de planejamento, a primeira etapa possuiu cunho teórico com a intenção de auxiliar no entendimento de tomadas de decisão do time pertencente ao *Projeto de dimensionamento de um túnel de vento para congelamento*. Já a segunda etapa representou a parte de construção do aparato baseado nas restrições do projeto e na experiência do time que se comprometeu ao projeto, ocorreu avaliação do sistema de controle e testes de congelamento com água.

Figura 15 - Fluxograma de trabalho



Fonte: Autora, 2021.

### 3.2 REQUISITOS IMPOSTOS AO APARATO EXPERIMENTAL

O conceito do aparato experimental foi definido a partir dos requisitos de projeto a seguir descritos, que visavam a construção de um gabinete que possibilita-se o controle da temperatura e da velocidade na seção de testes, sendo este controle o diferencial do aparato experimental para aqueles que se encontram no mercado no presente tempo. Dentre as características principais, pode-se destacar:

- Espaço longitudinal máximo ocupado de 2 m;
- Espaço vertical máximo ocupado de 1,5 m;
- escoamento turbulento plenamente desenvolvido;
- Aresta da seção de testes 0,1 x 0,1 m;
- Dimensões do espaço reservado para colocar o objeto 24 (comprimento) x 5 (largura) cm;
- Altura mínima de 0,55 cm (altura do ventilador);
- Alimentação 220 V, monofásica, 60 Hz;
- Carga térmica até 300 W;
- Isolamento com 20 cm de espessura de EPS;
- Fluido refrigerante: Propano;
- Compressor hermético alternativo;
- Temperatura do evaporador = -40 °C;
- Temperatura do condensador = 35 °C;
- Medição das temperaturas no sistema de refrigeração;
- Medição das temperaturas internas do gabinete (túnel de vento);

- Medição da temperatura interna de amostras alocadas na seção de teste;
- Medição de pressão;
- Controle da temperatura e da velocidade do ar na seção de teste.

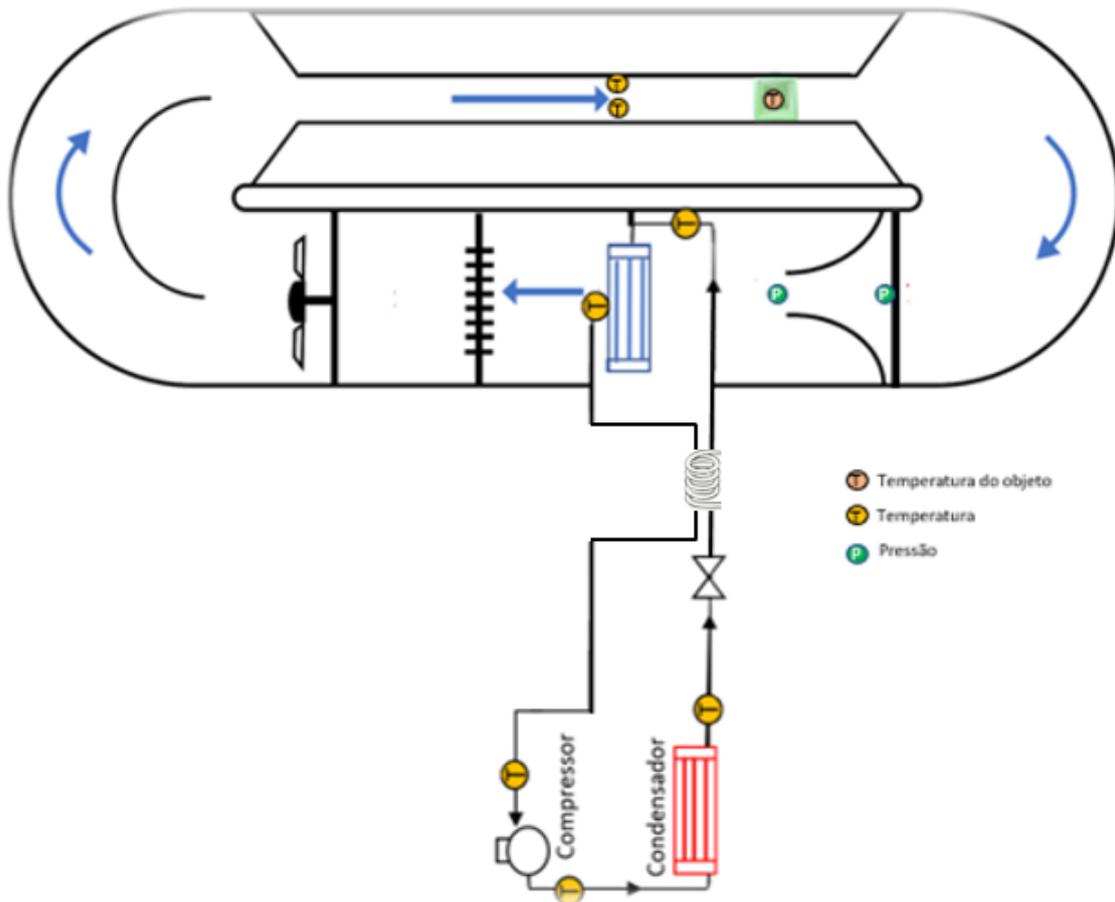
A partir dos requisitos do projeto mencionados acima, iniciou-se o dimensionamento e construção do aparato experimental. O POLO-*Laboratórios de pesquisa em Refrigeração e Termofísica* possui uma equipe com vasta experiência na criação de túneis de vento, para diferentes propósitos, facilitando e otimizando o tempo de projeto descrito.

### 3.3 DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental foi construído se baseando em um túnel “mãe” presente na sala de Sistemas Aeronáuticos do POLO. Abaixo, na Figura 16, segue uma esquematização enumerada de cada seção ou componente presente no túnel de vento que auxiliaram na realização do objetivo final: controlar a temperatura e a velocidade na seção de testes.

Para o desenvolvimento do projeto utilizou-se as ferramentas fornecidas pelo Software EES e SolidWorks.

Figura 16 - Esquemática do túnel de vento com o sistema de refrigeração

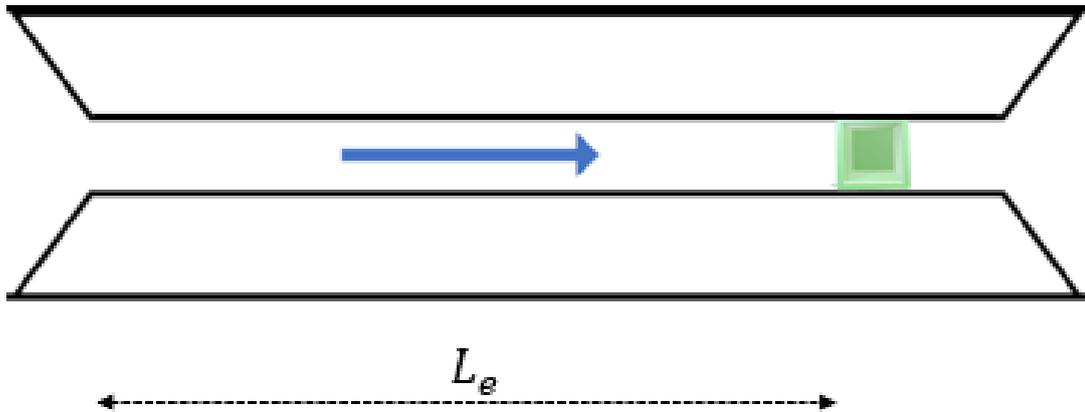


Fonte: POLO, 2021

### 3.3.1 Divisão 1: Seção de testes

Se é apresentada na primeira divisão das seções do túnel a seção de testes, sendo a principal área do túnel de interesse do projeto. Esta área é caracterizada por um perfil de deslocamento do fluido turbulento plenamente desenvolvido, tal escolha de perfil se foi feita devido que o mesmo apresenta uma intensa mistura, os comprimentos hidrodinâmicos e térmicos são os mesmos e o comportamento da velocidade e temperatura permanece inalterado, tal perfil de escoamento é fornecida devido ao comprimento da seção.

Figura 17 - Geometria da seção de testes



Fonte: POLO,2021

Observando a Figura 17, é perceptível a existência de uma contração gradual e logo após a passagem pelo objeto em estudado uma expansão gradual, tal característica geométrica na entrada e saída da seção de teste, como detalhado na revisão bibliográfica, tivesse o objetivo de alterar o perfil de escoamento do fluido. Após a determinação do comprimento mínimo ( $L_e$ ) necessário para se ter o perfil de escoamento plenamente desenvolvido na sequencia se tem a área destinada ao objeto.

### 3.3.2 Divisão 2: Bocal

Um dos requisitos do projeto que se foi apresentado é o trabalho com diferentes faixas de velocidade na seção de teste. A utilização de bocais forneceu a obtenção de distintas faixas para a velocidades e uma melhoria distribuição do ar até o ventilador. A obtenção da velocidade foi baseada na área de saída do bocal, na medição de pressão entre saída e a entrada do bocal, gerando um delta de pressão ( $\Delta P$ ), e no controle da vazão do ventilador. Para realizar a fixação no túnel de vento foi necessário projetar e construir um dispositivo de nylon ao redor do bocal como demonstrado nas imagens abaixo. O diâmetro dois bocais utilizados foi de 1,6 polegadas, como 1 m/s, para as faixas de velocidades baixas e 3 polegadas para altas velocidades, 5 m/s.

Figura 18 – Exemplificação do bocal



Fonte: POLO, 2021

### 3.3.3 Divisão 3: Sistemas de refrigeração

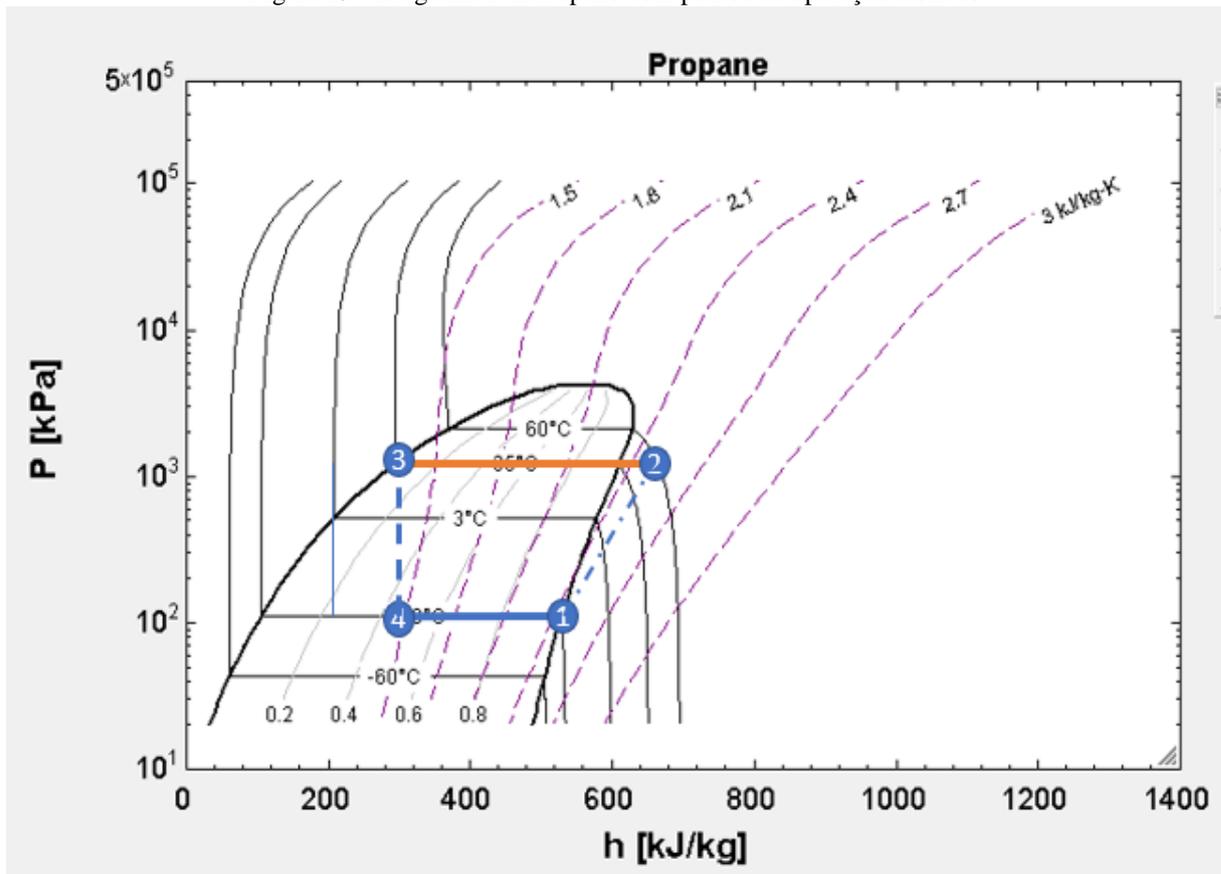
O sistema de refrigeração que participou do túnel de vento utilizado neste trabalho apresentou o fluido refrigerante 290a-Propano, evaporador e condensador tubo aletado, compressor hermético alternativo e válvula micrométrica.

Foi determinado uma condição inicial de operação para descrever os sistema de refrigeração. O fluido refrigerante selecionado foi o R290a e o que motivou a escolha foi a range de temperaturas baixas que ele abrangeu e em principal ao requisito de ser utilizado o compressor selecionado pela empresa que investiu no estudo.

O ciclo de refrigeração e seus elementos estão representados na Figura 16. Como preestabelecido as condições de operação, apresentadas na etapa de requisitos do projeto/aparato experimental, foi necessário visualizar o ciclo do fluido refrigerante de forma teórica em um diagrama P-h, conforme a Figura 19.

Abaixo segue uma esquematização do diagrama P-h com os estágios teóricos e uma tabela com alguns dados retirados do diagrama.

Figura 19 - Diagrama P-h Propano com pontos de operação teóricos



Fonte: EES adaptado

Propriedades termodinâmicas retiradas do diagrama P-h do R290a do ciclo de refrigeração.

Tabela 1: Propriedades termodinâmicas no ciclo de refrigeração

Ponto	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Entalpia (kJ/kg)
1	-40	0,1	530
2	50	1	640
3	35	1	290

---

4	-40	0,1	290
---	-----	-----	-----

---

Fonte: Autora, 2021

### 3.3.3.1 Evaporador

O evaporador acrescido no aparato experimental retira calor do meio através de expansão direta, onde o fluido refrigerante recebeu o calor diretamente. A utilização de aletas na geometria do evaporador ocasionou um aumento na área, que como consequência obtivemos um aumento na troca calor. Além disto o evaporador se enquadrou na classificação do tipo seco, onde segundo Silva, 2003, a maior parte do evaporador contém vapor refrigerante e o fluido vaporiza-se ao escoar através dos tubos do evaporador, deixando-o apenas vapor.

O evaporador selecionado apresentava 64 aletas, capacidade de refrigeração de 434 W, área de troca 2,5 metros e fluxo mássico total de 6,6 kg/h.

Figura 20 - Ilustração do evaporador utilizado



Fonte: POLO, 2021

### *3.3.3.2 Condensador*

A unidade condensadora foi feita de tubos aletados. O resfriamento da unidade condensadora utilizada no projeto é feito pela convecção forçada do ar, onde foi-se instalado um ventilador no condensador para forçar o resfriamento como demonstrado na imagem abaixo.

Figura 21 - Foto do condensador utilizado



Fonte: POLO, 2021

### 3.3.3.3 Compressor

No compressor hermético alternativo o motor e o compressor ficam dentro da mesma carcaça possuindo a vantagem de não ocorrer vazamento de refrigerante através do eixo.

O compressor utilizado no aparato experimental possuía um deslocamento volumétrico de  $10,85 \text{ cm}^3$ , a capacidade de refrigeração na menor faixa de temperatura de trabalho é de  $468 \text{ W}$  com fluxo mássico de  $4,72 \text{ kg/h}$ . Tal compressor foi cedido pela empresa apoiadora dos estudos NIDEC.

Uma característica do compressor cedido é que o mesmo apresenta capacidade de rotação variável, sendo caracterizado como um compressor VCC.

Figura 22 - Foto do compressor utilizado



Fonte: POLO, 2021

#### 3.3.3.4 Válvula micrométrica

Ao invés de se utilizar um dispositivo de expansão convencional foi utilizado um tubo capilar montado em série com uma válvula micrométrica. A válvula micrométrica, ou válvula agulha, é um tipo de válvula que possui um pequeno orifício cuja abertura é controlada pela posição de um obturador movimentado através de uma rosca fina. A associação do tubo capilar de maior diâmetro e válvula micrométrica permitiu aumentar ou diminuir a restrição do dispositivo de expansão em relação as restrição imposta pelo tubo capilar original. O efeito no ciclo de refrigeração foi possibilitar um controle mais preciso do fluxo de refrigerante.

O tubo capilar neste diâmetro interno reduzido produziu uma diferença de pressão entre a saída do condensador e a entrada do evaporado, que provocou uma queda de temperatura do refrigerante que escoou através dele, o dimensionamento ocorreu com base na experiência do engenheiro pesquisador envolvido no projeto Alexandro Dos Santos Silveira.

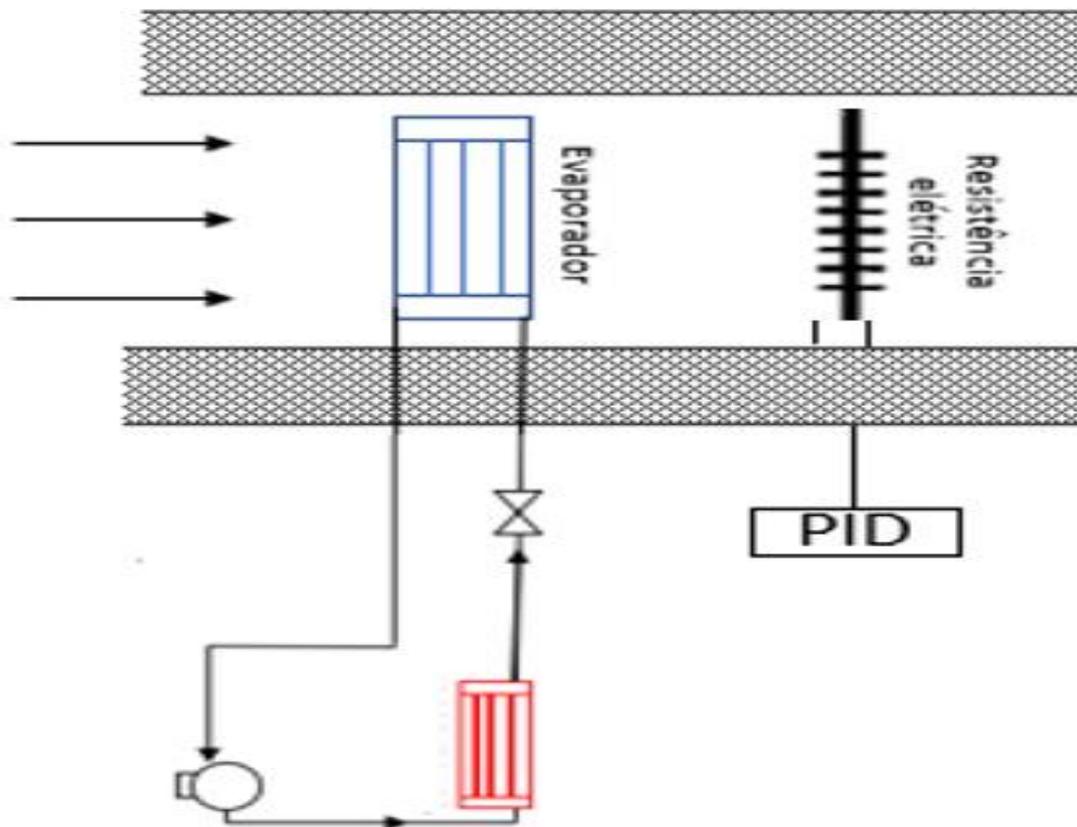
Entre o tubo capilar e a linha de sucção do compressor existe um trocador de calor interno para aumentar a temperatura do fluido refrigerante ao sair do evaporador, impedindo que o estado físico do fluido comprometa o funcionamento do compressor.

### 3.3.4 Divisão 4: Resistência elétrica

A temperatura do ar na seção de testes foi controlada na parte inferior do túnel de vento através de alguns processos.

Inicialmente, o ar foi resfriado abaixo da temperatura desejada com o auxílio do evaporador, o mesmo sempre funcionava com operação máxima, através do circuito de refrigeração por expansão direta como transcrito anteriormente. A temperatura do ar foi então aumentada com a atuação de uma resistência elétrica de 1000 W, posicionada perpendicularmente ao escoamento de ar e controladas por um controlador do tipo PID, *Proporcional-Integral-Derivativo*. O sensor que determinava a potência que a resistência elétrica deveria atingir para que a seção de testes chegue-se na temperatura desejada é uma malha de termopar demonstrada na Figura 25.

Figura 23 - Esquemática do sistema de controle PID focado na resistência

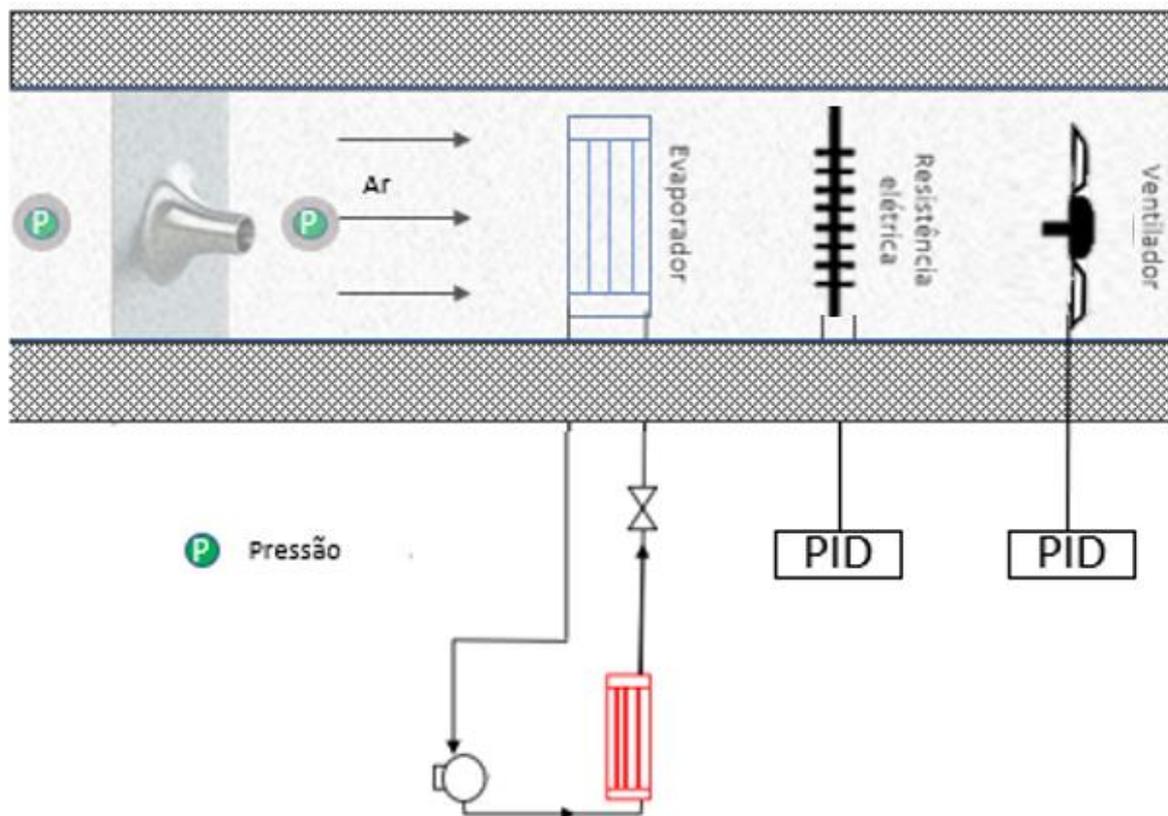


### 3.3.5 Divisão 5: Ventilador do túnel

Um dos requisitos do projeto era a necessidade de controlar a velocidade do ar em uma faixa preestabelecida no interior da seção de testes. Para isso, foi se adquirido um ventilador que é capaz de gerar o deslocamento do ar “vencendo” a perda de carga ocasionada pela geometria do túnel e pelos seus componentes internos.

O ventilador escolhido possuía uma vazão máxima no sistema de 360 m<sup>3</sup>/h e uma impedância 245 Pa, faixa de trabalho interessante à atual aplicação. O controle da vazão do ventilador, assim como na resistência, era um controlador do tipo PID. O sensor que determinava a vazão que o ventilador deveria trabalhar para que a seção de testes chega-se no valor de referência, *Set Point*, era um transdutor de pressão posicionado entre o bocal como demonstrado com maior destaque na figura abaixo.

Figura 24 - Esquematização do sistema de controle PID



Fonte: POLO, 2021

### 3.4 INSTRUMENTAÇÃO E CONTROLE

A instrumentação do túnel de vento foi dividida em duas partes. A primeira foi responsável adquirir/medir a temperatura de todos os pontos importantes do sistema de refrigeração e do ar no túnel de vento, e a segunda instrumentação foi responsável por atuar na potência da resistência, variável responsável por controlar a temperatura do ar na seção de testes e na instrumentação do atuador da vazão do ventilador, variável responsável por controlar a velocidade na seção de teste.

#### 3.4.1 Instrumentação da Temperatura

No presente trabalho dois tipos de medições de temperatura foram aplicados sobre o túnel de vento com sistema de refrigeração acoplado trabalhado. A primeira foi utilizada para medições de temperaturas de ar e a segunda para medições de temperaturas superficiais, em geral para as tubulações do circuito de refrigeração.

##### *3.4.1.1 Instrumentação da temperatura do ar*

A medição da temperatura do ar foi através de termopares do tipo T, onde nos termopares foi adicionado uma massa de cobre, a qual possui formato cilíndrico e altura e diâmetro padronizados de 11 mm. Sua disposição ao longo do túnel de vento foi demonstrado na Figura 16, formando uma malha de termopares em pontos chaves para se medir a temperatura do ar no interior da seção de testes.

O objetivo da utilização de massas de cobre foi para impedir que as medições fossem influenciadas pela variação do escoamento do ar ao longo do túnel de vento. Por fim, pela malha de termopares acopladas na região da seção de teste obtivemos uma média da temperatura na seção.

Figura 25 - Foto da malha de termopares no interior do túnel



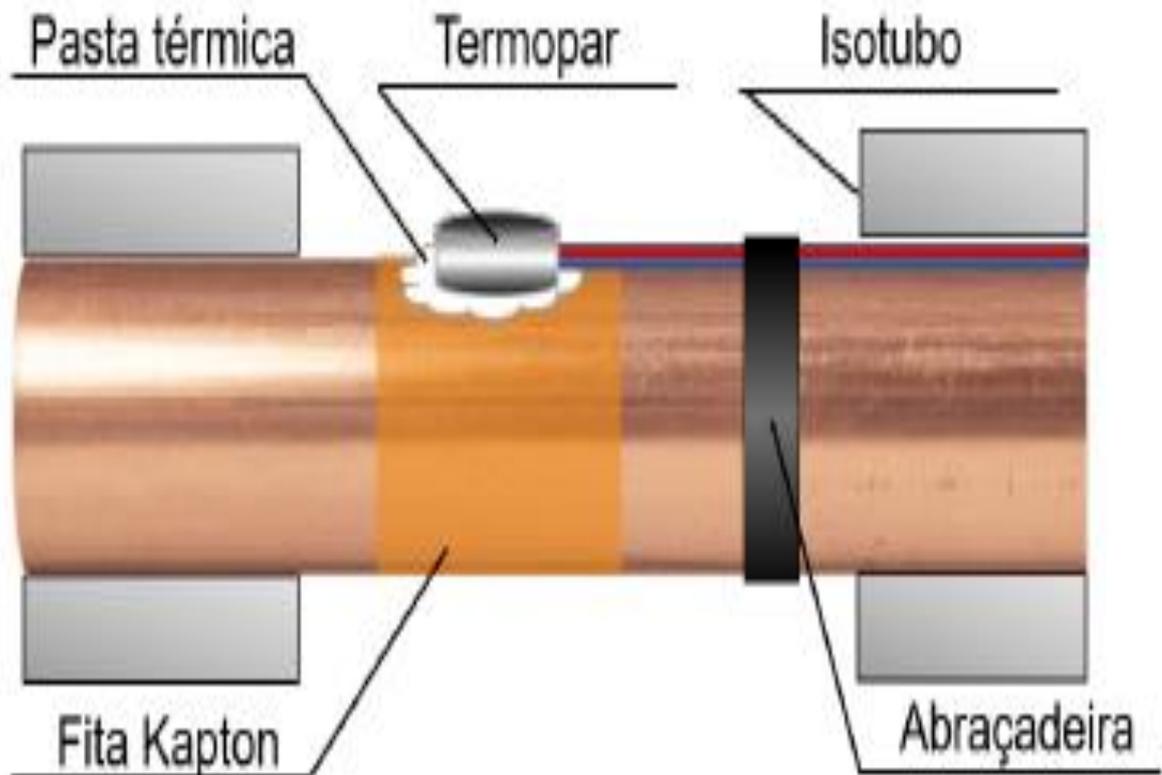
Fonte: POLO, 2021

#### 3.4.1.2 Instrumentação de superfície e do objeto de estudo

As medições superficiais apresentaram diferentes características na construção e foram utilizadas para medir a temperatura do fluido refrigerante ao longo das tubulações. Os termopares precisaram ser instalados de maneira diferente, para que se ter uma medição mais limpa, minimizando a presença de ruídos e incertezas.

Primeiramente o tubo foi lixado para remover impurezas que podem formar uma resistência de contato entre o tubo e a instrumentação. Em seguida, foi colocada uma fita kapton, com o cuidado de apenas aplicar uma volta sobre o tubo. Em seguida, para aumentar a condutividade e área de contato, foi aplicado sobre o tubo uma camada de pasta térmica. Por fim, o termopar foi colocado sobre a pasta térmica e isolado. (Felix, 2019)

Figura 26 - Demonstrativo de medições superficiais em tubos



Fonte: Felix, 2019

O termopar para medições internas de temperatura da massa de água possuiu a mesma configuração daqueles fixados nas tubulações.

### 3.4.2 Instrumentação do transdutor de pressão

Para as medições de pressão foram instalados entre a entrada e a saída do bocal, um transdutor diferencial de pressão que trabalha na faixa de pressão entre 0-10 bar. O fabricante escolhido foi a Dwyer Modelo 607-2 e 607-3.

Figura 27 - Fotos dos transdutores de pressão



Fonte: POLO, 2021

### 3.4.3 Instrumentação do gerador de função

Para ocorrer o acionamento do compressor foi-se instalado um gerador de função de frequência com ajuste manual, como demonstra a figura abaixo. A rotação do compressor deveria ficar por volta de 3600 RPM, sendo ajustado o gerador de função para 120 RPS. Estes aparelhos são muito utilizados em laboratórios como fontes de sinal para se efetuarem testes em diversos tipos de aparelhagem eletrônica.

Figura 28 - Foto do gerador de função utilizado

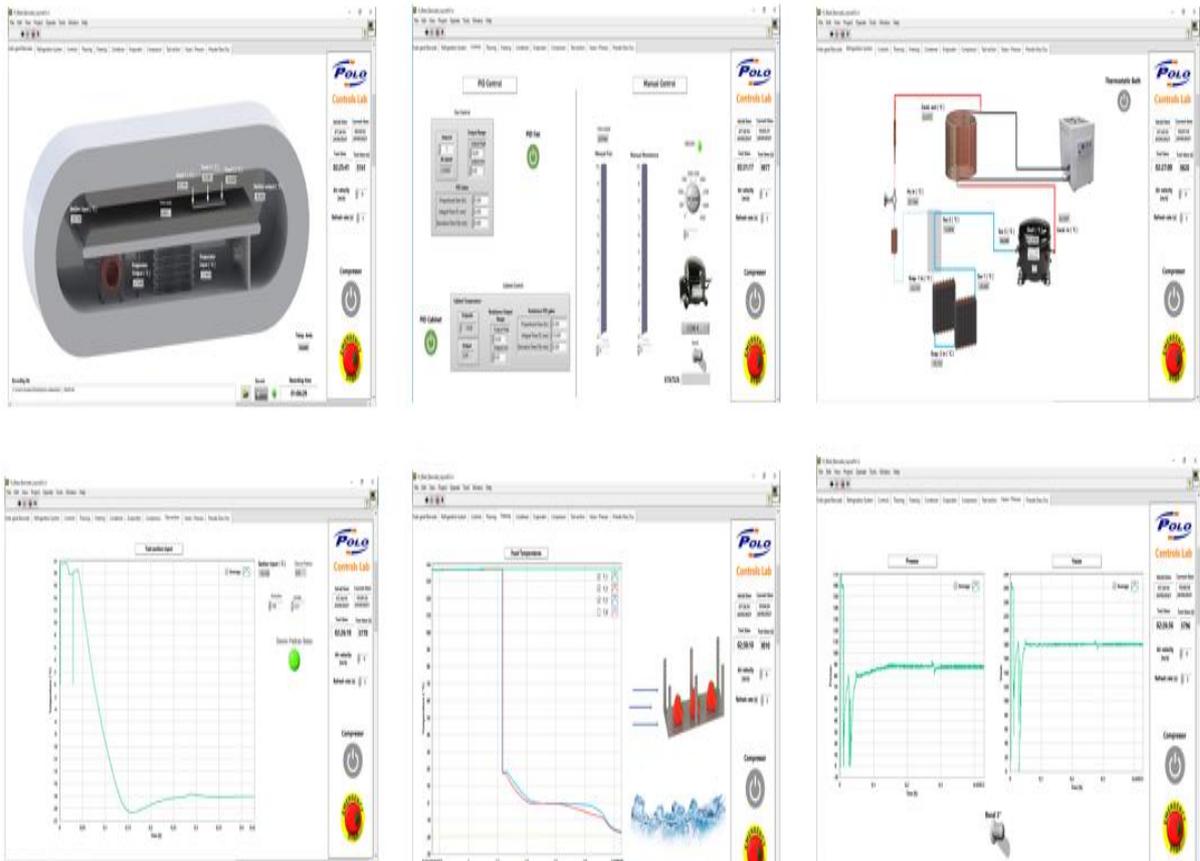


Fonte: POLO, 2021

### 3.5 INTERFACE

A supervisão e operação da bancada foi-se desenvolvida no software do *Lab-VIEW 2014*© onde se foi permitido que usuário interaja com o equipamento instantaneamente. Todos os pontos medidos de temperatura e velocidade na seção de testes foram informados na tela principal da interface de controle, e nas abas seguintes foi possível observar as temperaturas do sistema de refrigeração, gráfico de pressão pelo tempo, gráficos específicos da temperatura dos componentes de refrigeração pelo tempo e a temperatura do objeto em estudo, massa de água. Na Figura 29 temos exemplos de abas da interface de controle atuando ao longo de um teste.

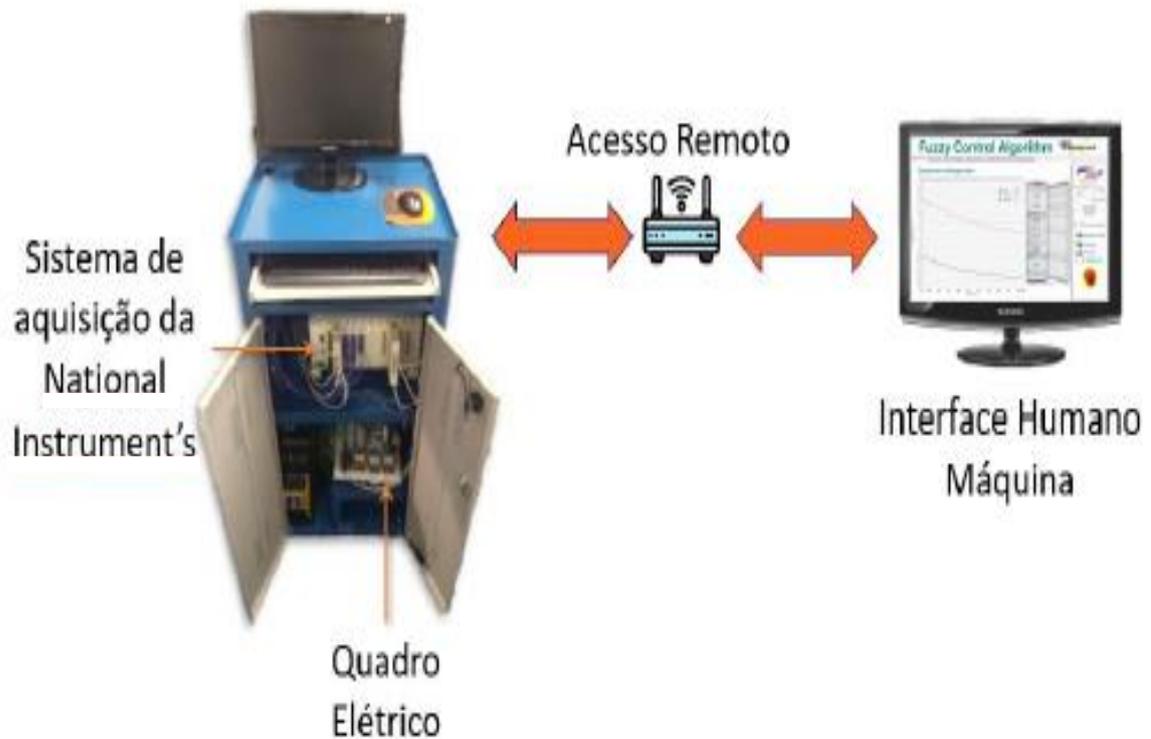
Figura 29 - Foto das abas da interface



Fonte: POLO, 2021

Foi possível adquirir dados das variáveis e interagir com o sistema de supervisão devido ao subsistema modular composto por um computador, um sistema de aquisição de dados, conexões para a instrumentação e um quadro elétrico.

Figura 30 - Subsistema para aquisição de dados em tempo real



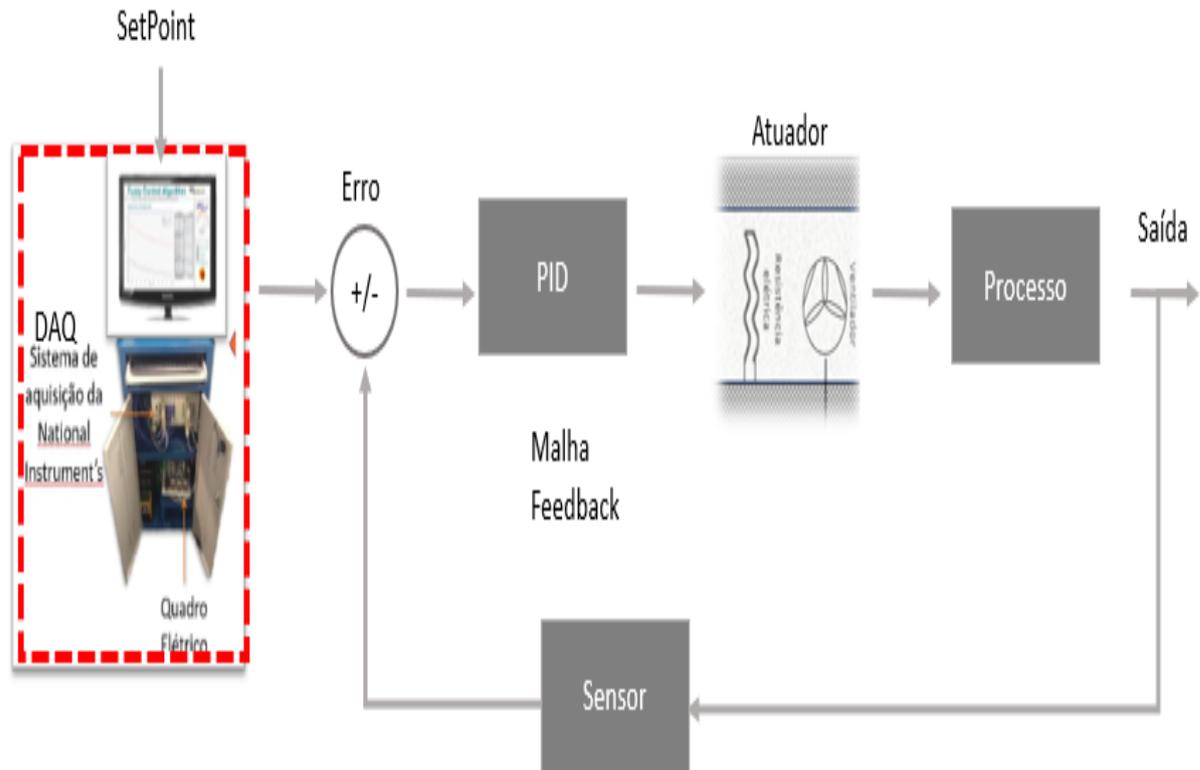
Fonte: Felix, 2019

A lógica de programação e a obtenção dos dados, realizados pela interface desenvolvida, foi através da implementação de diagrama de blocos, cada variável implementada é chamada de terminal, podendo ser um número definido no controlador do painel frontal, uma constante ou um número que será representado no indicador. As variáveis são conectadas através de linhas de fluxo e nós.

Essa lógica de programação no formato de diagrama de blocos foi o que possibilitou que o usuário realize-se as ações desejadas. Foi construída internamente a um *while loop*, uma estrutura que repete infinitamente enquanto o usuário não desliga o programa. Sendo assim, os dados foram sempre atualizados no decorrer de cada teste. A gravação dos dados obtidos ao longo do teste foi transcrita para um arquivo de texto produzido pelo *software*.

O sistema utilizado no controle dos atuadores para manter a seção de testes nas condições de referências, *Set Point*, inseridos na interface é PID - *Proporcional-Integral-Derivativo*, abaixo segue uma esquematização.

Figura 31 - Esquemática da malha de controle PID



Fonte: Autora, 2021

### 3.6 TESTES PARA VALIDAÇÃO

#### 3.6.1 Metodologia do ensaio

Avaliou-se o aparato experimental através de um planejamento experimental fatorial de  $2^2$  com ponto central e em duplicata para adquirir, comparar e constatar o funcionamento do túnel de vento. Assim demonstrou-se a repetibilidade das condições de teste pelo aparato experimental e o congelamento de uma massa de água.

Tabela 2: Planejamento experimental

Ordem do teste	Velocidade (m/s)	Temperatura (° C)
1	5	-42
2	1	-18
3	1	-42
4	5	-18
5	5	-42

<b>Ponto central</b>	3	-30
<b>6</b>	1	-18
<b>7</b>	5	-18
<b>8</b>	1	-42

Fonte: Autora, 2021

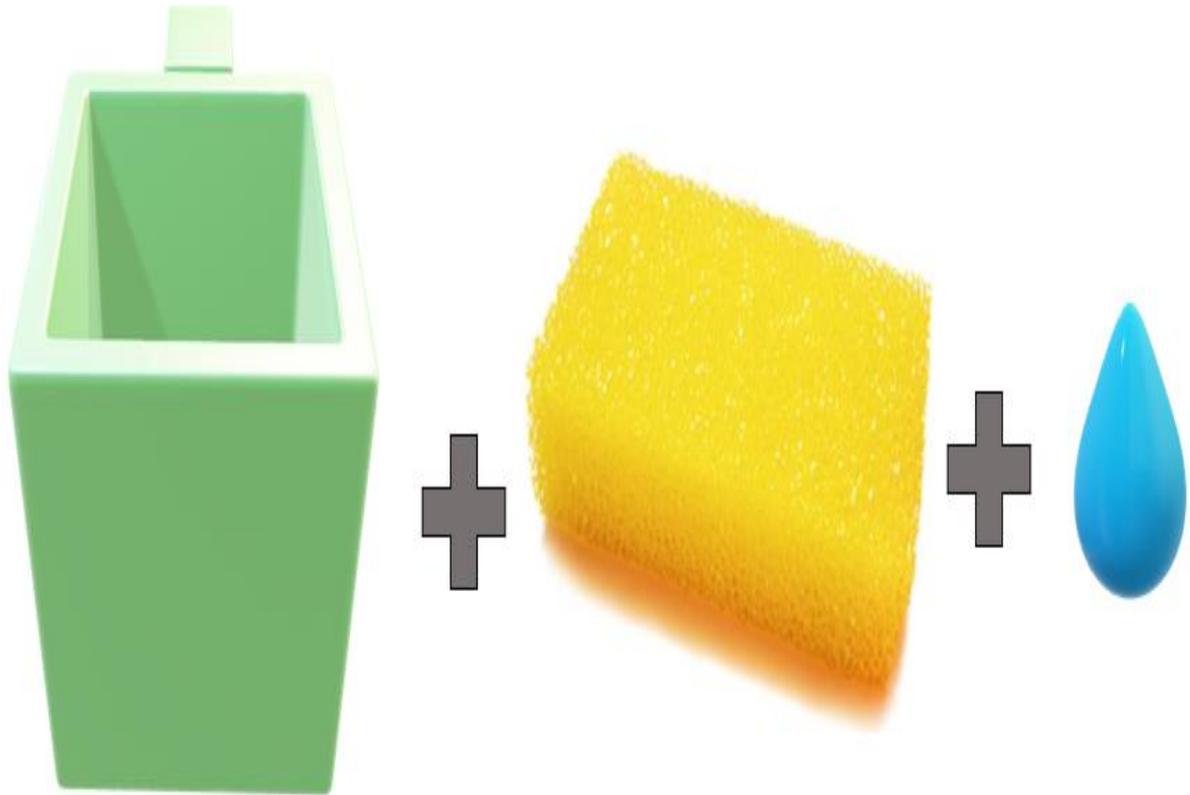
Durante a realização dos ensaios, a temperatura do laboratório foi mantida próxima a 18°C, com auxílio de um sistema de ar-condicionado. Os ensaios foram realizados através de procedimento operacional estruturado em duas etapas.

Na primeira etapa, tem-se a estabilização do aparato experimental na condição de teste via controlador PID para velocidade e temperatura na seção de testes. A estabilização da temperatura foi considerada satisfatória  $\pm 1^\circ C$  acima ou abaixo da condição proposta.

Na segunda etapa, ocorreu a introdução na seção de testes do cubo, feito do polímero Poliacetal, com uma esponja encharcada em 30 ml água, sendo instrumentada. Durante o congelamento da massa de água se tem a aquisição de dados da temperatura até  $-18^\circ C$ . Foi realizado cada condição de testes em duplicata para representar a repetibilidade do aparato experimental, em suma significando que o equipamento consegue repetir e controlar as condições de testes que foram solicitadas. Após a aquisição dos dados ocorreu a avaliação do sistema de refrigeração frente a cada condição de operação, onde se foi observado e comparado a temperatura do fluido no ciclo, avaliação do sistema de controle analisando o desvios do valor de referência e a comparação do tempo de congelamento da massa de água.

A Figura 32 representa o modelo do objeto para congelamento. Se é utilizado uma esponja no processo de congelamento da água para garantir que no processo a etapa de condução governa o processo de transferência de calor, simulando assim um alimento.

Figura 32 - Modelo do objeto para congelamento

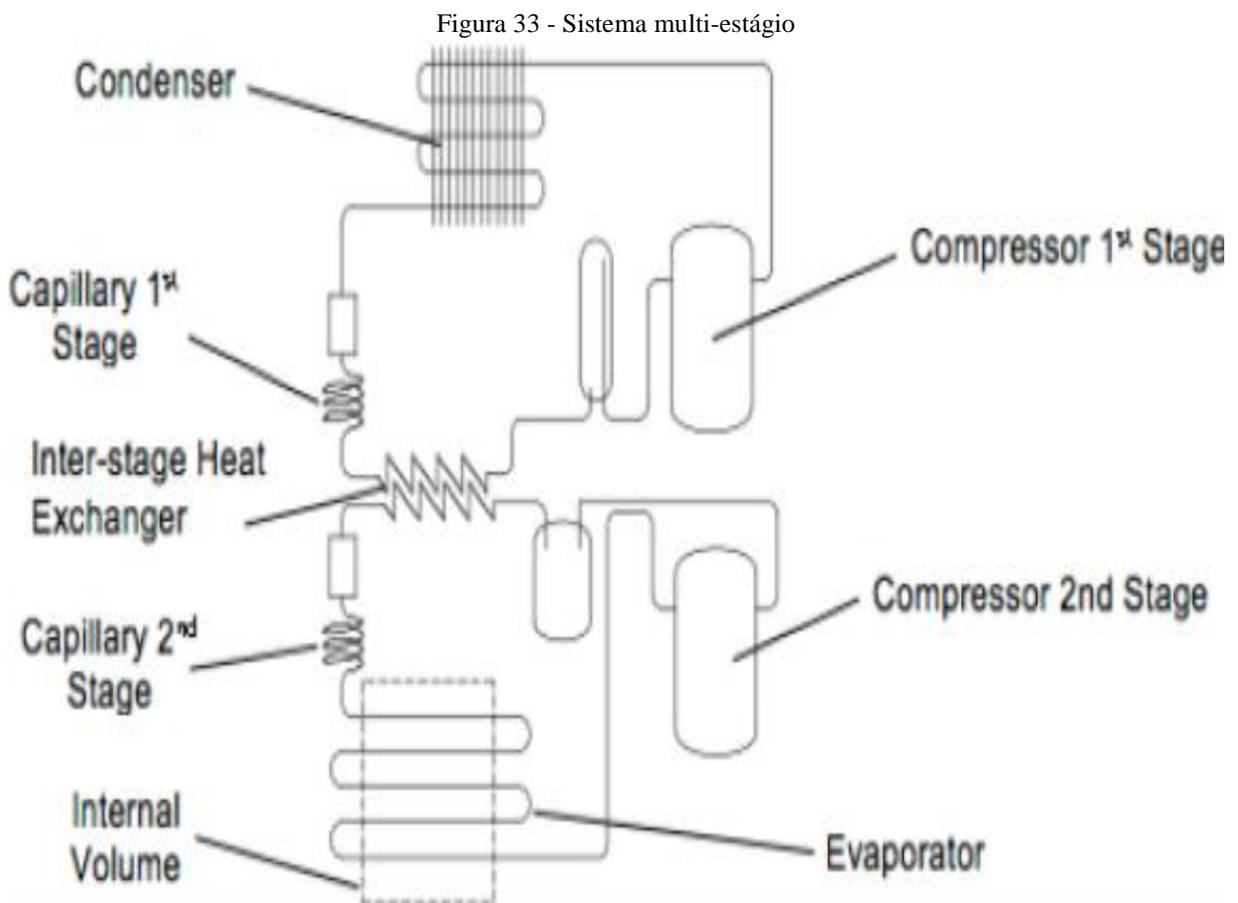


Fonte: Autora, 2021

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 AVALIAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Os equipamentos para congelamento rápido, classificados como *ultra-freezing* ou como refrigeradores cascata, encontrados no mercado apresentam, em sua maioria, na descrição e construção do sistema de refrigeração a presença de multi-estágios para atingir temperaturas nas faixas de  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Abaixo segue uma exemplificação da anatomia do sistema que pode ser encontrada no mercado.

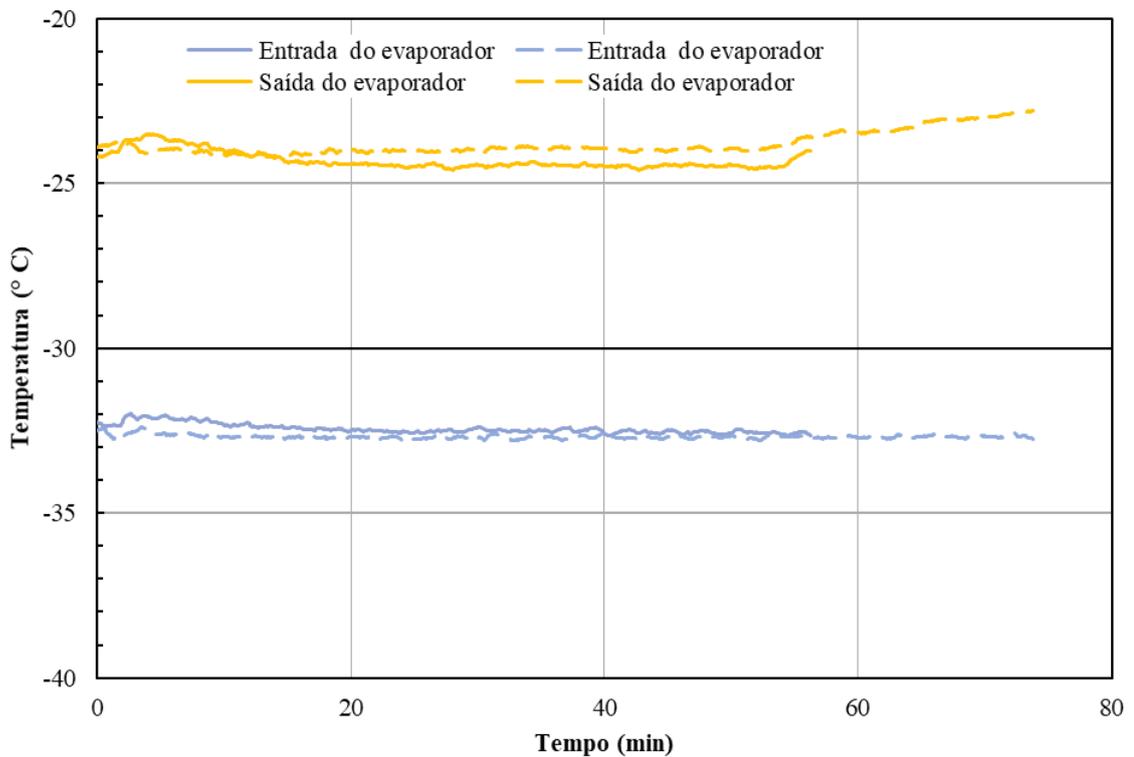


Fonte: Berchowitz & Kwon, 2012

Diferentemente dos equipamentos que são encontrados no mercado hoje, o túnel de vento para congelamento de alimentos que foi descrito no presente trabalho, apresenta em sua anatomia um sistema de refrigeração de único estágio, onde se conseguiu atingir e controlar temperaturas abaixo de  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Demonstrando um futuro promissor para o protótipo de compressor doado para estudo pela NIDEC.

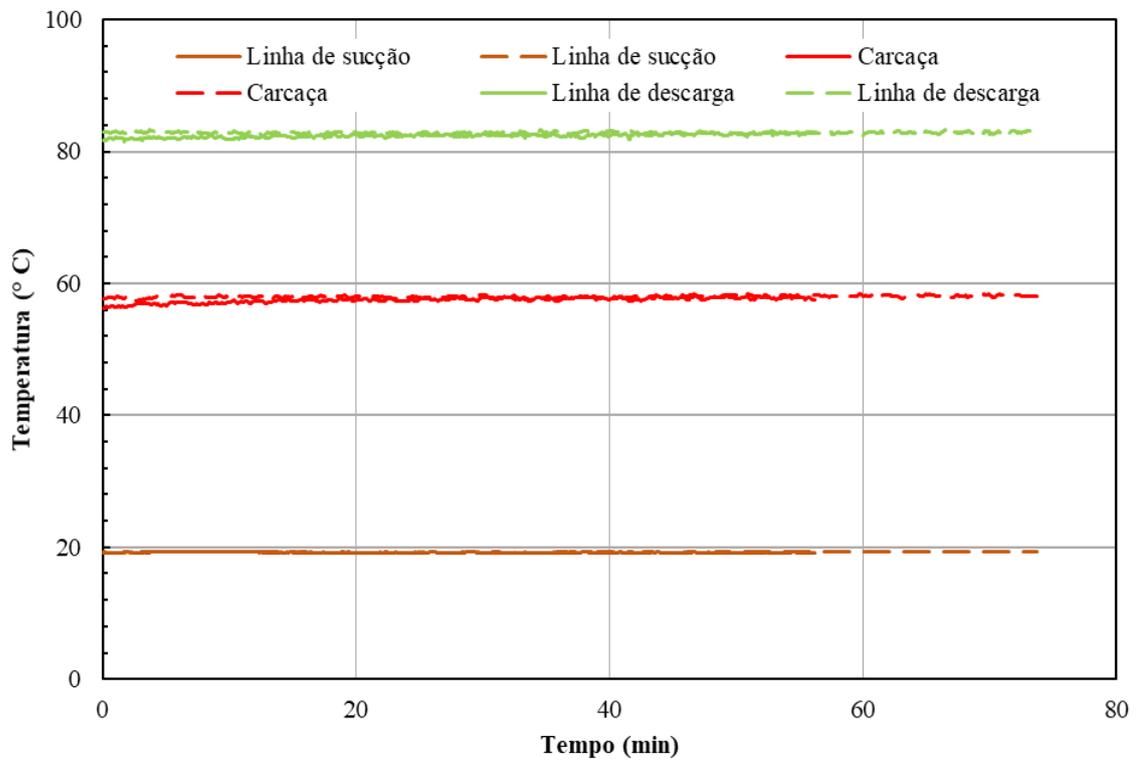
Como foi descrito anteriormente, no capítulo de instrumentação, ocorreu a medição da temperatura do fluido refrigerante no sistema de refrigeração e com isso se foi possível realizar uma avaliação do comportamento do fluido ao longo de cada condição proposta. Abaixo se tem a apresentação do comportamento das variáveis medidas ao longo do congelamento na condição 4. Os demais gráficos se encontram no Anexos D.

Figura 34 - Temperatura na entrada e saída do evaporador (°C)



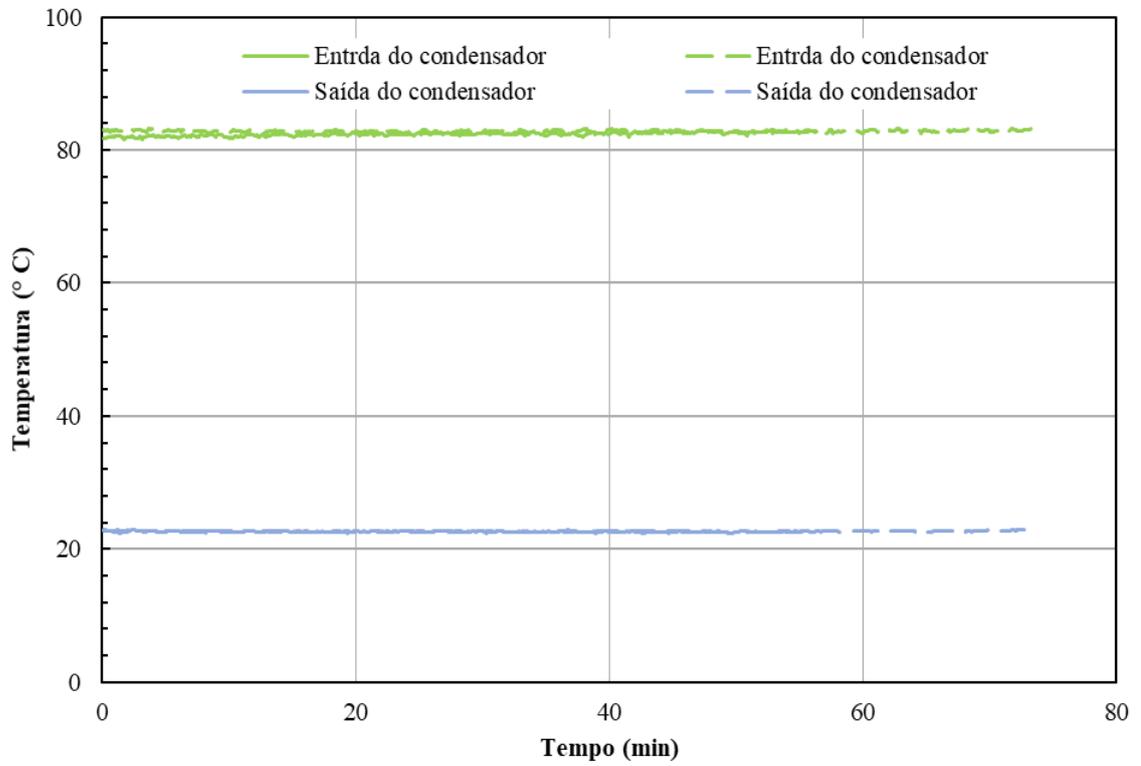
Fonte: Autora, 2021

Figura 35 - Temperatura das linhas de operação do compressor e na sua superfície (° C)



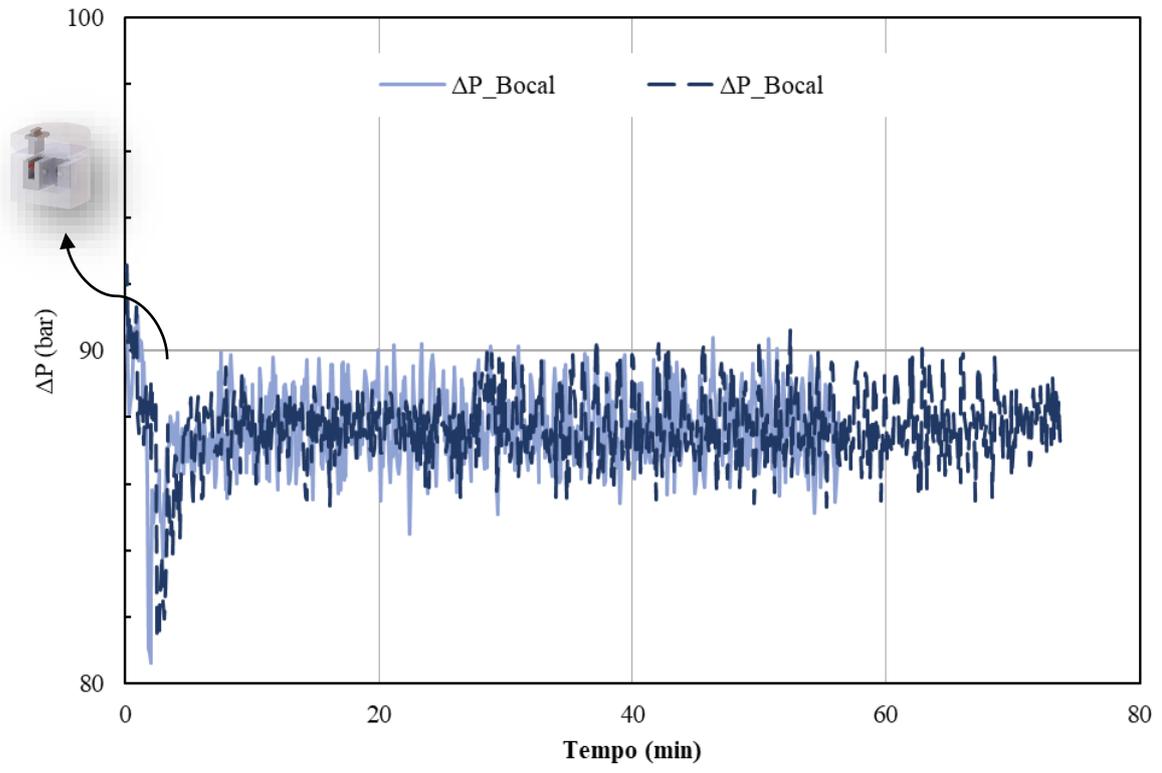
Fonte: Autora, 2021

Figura 36 - Temperatura na entrada e saída do condensador (°C)

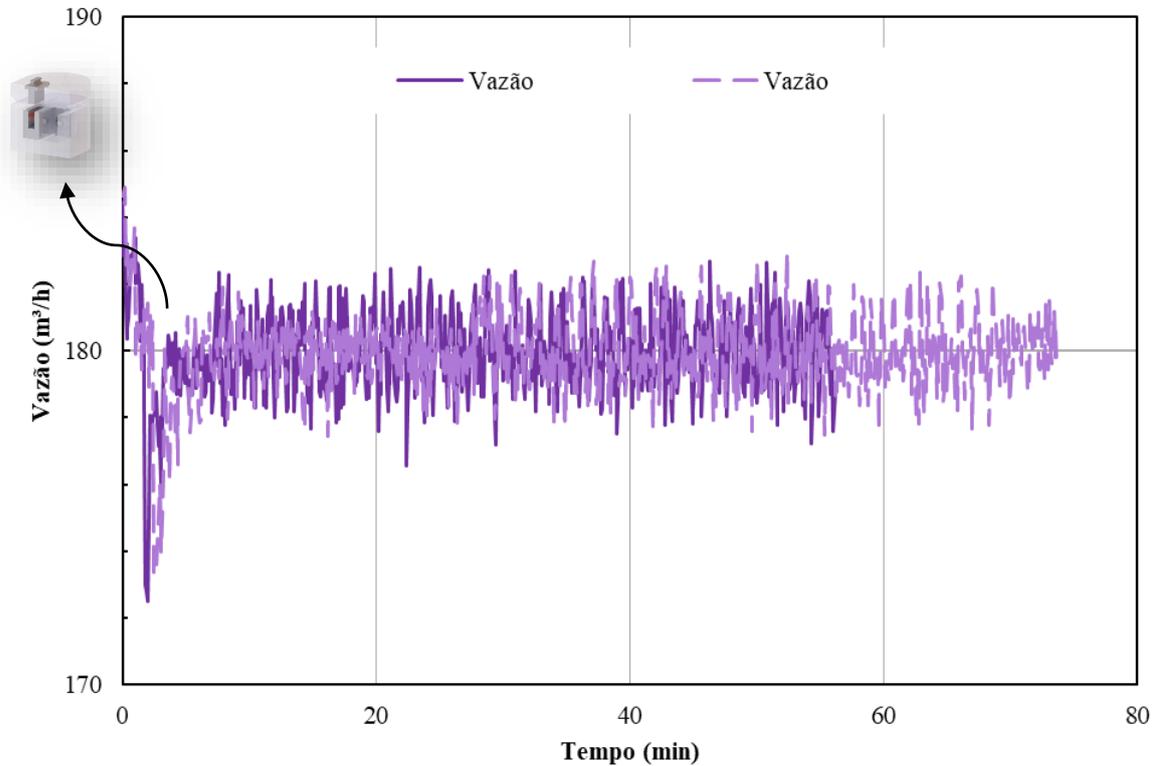


Fonte: Autora, 2021

Figura 37 - Diferencial de pressão no bocal (bar)



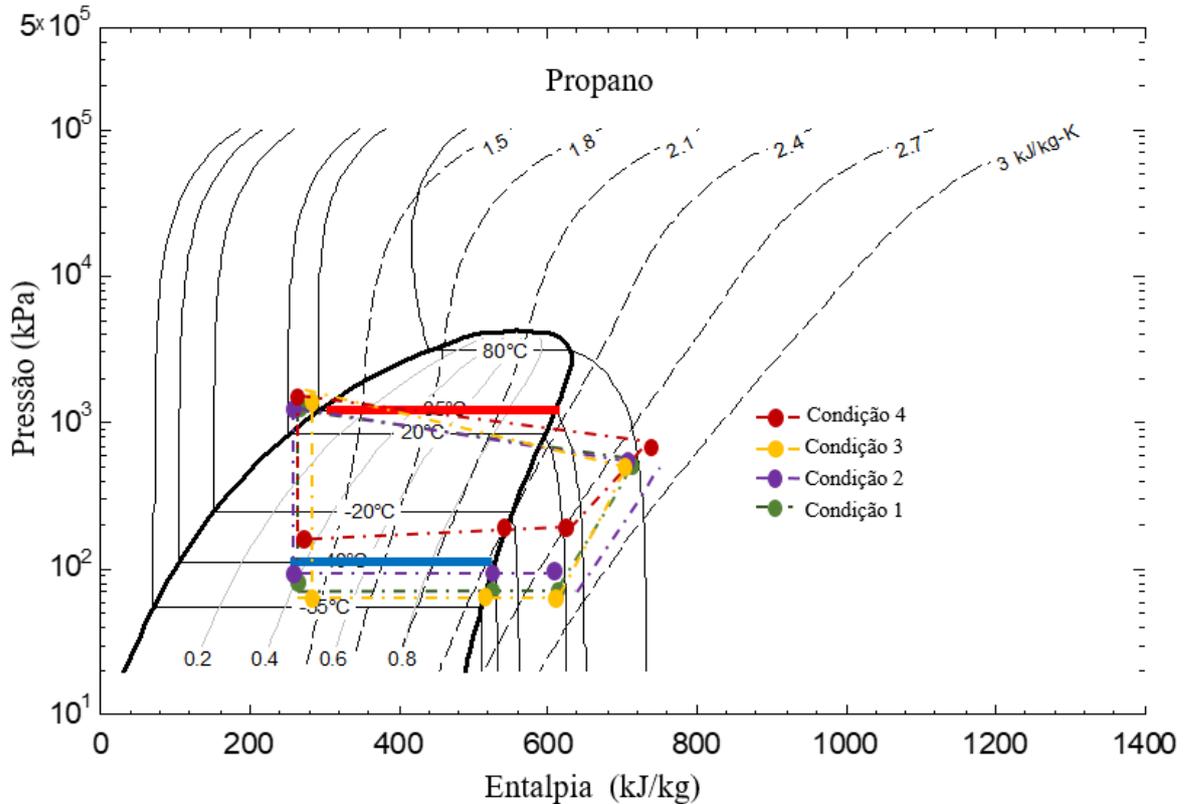
Fonte: Autora, 2021

Figura 38 - Vazão do ventilador ao longo do teste (m<sup>3</sup>/h)

Fonte: Autora, 2021

Com os dados adquiridos ao longo de cada teste, pegou-se uma média das temperatura em cada ponto de interesse é demonstrado na Figura 39 um resumo do comportamento do fluido em diagrama P-h com as demais condições, demonstrando assim o ciclo de refrigeração real de cada condição, para facilitar a visualização uma tabela com o desvio padrão amostral de cada temperatura, ao longo do tempo, de cada componente se encontra na sequência. Foi se mantidas os pontos numa mesma faixa de entropia entre as etapas 2 e 3 de um ciclo teórico de refrigeração.

Figura 39 - Temperatura do fluido ao longo dos testes visualização em diagrama P-h



Fonte: Autora, 2021

Tabela 3: Temperatura do fluido refrigerante ao longo dos testes

Condição	Linha de descarga [° C]	Linha de saída do condensador [° C]	Linha de sucção [° C]	Carcaça do compressor [° C]	Linha de entrada do evaporador [° C]	Linha de saída do evaporador [° C]
1	77,53±0,39	21,01±0,22	18,31±0,18	58,48±0,24	-48,75±0,8	-48,01±0,68
2	78,02±0,51	20,69±0,28	16,98±0,39	57,15±0,56	-42,51±1,10	-42,90±0,30
3	71,43±0,48	19,61±0,34	18,13±0,28	56,13±0,27	-51,69±1,64	-52,89±0,18
4	82,57±0,41	22,63±0,11	19,22±0,05	57,68±0,54	-33,84±1,28	-24,07±0,41
Central	77,23±0,68	22,28±0,07	17,98±0,13	55,56±0,95	-41,36±1,02	-42,90±0,15

Fonte: Autora, 2021

A discussão do comportamento do fluido refrigerante nos ciclos de refrigeração para condição de testes proposta para a seção de testes, iniciou-se com o evaporador. Foi observado, pela esquematização da Figura 39 com auxílio da Tabela 3, que as medições de temperatura do fluido refrigerante no evaporador, linha azul preenchida, tanto na entrada como na saída, em especial na condição 4 (que tem como característica a temperatura na seção de teste igual a -18 °C, sendo a maior temperatura, e velocidade igual a 5 m/s a maior velocidade trabalhada)

apresentou uma temperatura elevada neste componente, saindo da zona “padrão” apresentada na Figura 39. Além desta observação feita, a temperatura do fluido nas linhas do evaporador apresentou uma grande distribuição chegando a um diferencial de 24 ° C ao se comparado os testes.

Uma justificativa para essas distribuições elevadas de temperatura acontecer somente na linha do evaporador, é devido que a resistência se encontra a uma distância relativamente curta do evaporador, os dois estão no interior do túnel de vento, e com isso o calor oriundo da resistência, pôr a mesma estar trabalhando em diferentes potência, para manter a seção de testes na temperatura que foi inserida no *Set Point*, acaba cedendo calor para o fluido que acarretou numa influencia na temperatura. Além do calor oriundo da potência da resistência o ventilador também está cedendo uma quantidade de calor significativa, pois está trabalhando em uma rotação diferenciadas, e ambos estão perto do evaporador.

Piucco et al., 2005, mostrou que a capacidade de refrigeração do sistema aumenta com o aumento do fluxo de massa de refrigerante, com o aumento da rotação do ventilador e com o aumento da vazão de ar. Mostrou-se também que o grau de superaquecimento na saída do evaporador é diretamente proporcional com o aumento da vazão de ar. Com isso podemos concluir que o aumento da vazão de ar sobre o evaporador influenciou na temperatura do fluido refrigerante devido que, para o presente trabalho, o evaporador trabalha no seu máximo em todas as condições, sendo a resistência responsável pela temperatura do ar na seção de testes.

O fluido refrigerante chega à linha de sucção do compressor com distribuições de temperaturas de no máximo de 3 ° C entre os testes, demonstrando que as propriedades do fluido não sofreu grandes alterações na entrada do compressor. Já na descarga do compressor foi observado um comportamento que mereceu discussão.

Na condição 3, onde se foi trabalhado com a menor temperatura na seção de testes, - 42 ° C, sendo assim uma menor potência da resistência, e menor velocidade na seção, 1 m/s, a temperatura do fluido neste componente, que foi caracterizado como a descarga do compressor/entrada do condensador, foi menor chegando a uma diferença de temperatura entre 7,51% e 13,49% entre os testes para o mesmo componente. A presença dessas distribuições de temperatura neste componente, linha de descarga do compressor, pode estar atrelada ao fato do compressor apresentar rotação variada e isso influência no deslocamento volumétrico do compressor, podendo não ter ocorrido o ajuste correto na frequência do gerador de função. Silva 2003, demonstrou o cálculo do deslocamento do fluido e que a vazão mássica é uma relação entre o deslocamento volumétrico e o volume específico.

$$D_v = \frac{\pi D^2}{4} L N n \quad (26)$$

Onde  $D_v$  é o deslocamento volumétrico ( $m^3/s$ )  $D$  é o diâmetro do cilindro (m),  $L$  é o curso do pistão (m),  $N$  é a rotação ( rotações por segundo) e  $n$  é o número de cilindros. E o vazão mássico pode ser descrito da seguinte forma:

$$\dot{m}(kg/s) = \frac{D_v (m^3/s)}{v_e (kg/m^3)} \quad (27)$$

Sendo  $v_e$  o volume específico  $kg/m^3$ .

Percebeu-se assim que a vazão mássica é diretamente proporcional ao deslocamento volumétrico, substituindo a mesma na equação 23 é possível concluir que a potência do compressor também é diretamente proporcional ao deslocamento. Com a alteração no número de rotações do compressor ( $N$ ) foi gerado uma alteração no fluxo mássico que ocasionou uma mudança na potência do compressor que deve como resultado esse abaixamento na pressão e na temperatura na linha de descarga do compressor.

Foi observado que a temperatura do fluido refrigerante saindo do condensador tem característica de um fluido sub-resfriamento, apresentando em média uma alteração de  $15^\circ C$  ao sair a linha de operação de  $35^\circ C$ , sendo assim ocorreu um deslocamento de  $\mp 15^\circ C$ . Entre os testes a temperatura do fluido sub-resfriado não sofre grandes alterações, onde o mesmo apresentou uma variação de temperatura de no máximo de  $4^\circ C$  entre as condições aplicadas, as temperaturas ficaram em torno  $19^\circ C$  e  $22^\circ C$  nessa seção de sub-resfriamento.

A temperatura do fluido na entrada do evaporador sofreu distribuições como na saída devido as causas apresentadas anteriormente.

#### 4.2 AVALIAÇÃO DO SISTEMA DE CONTROLE

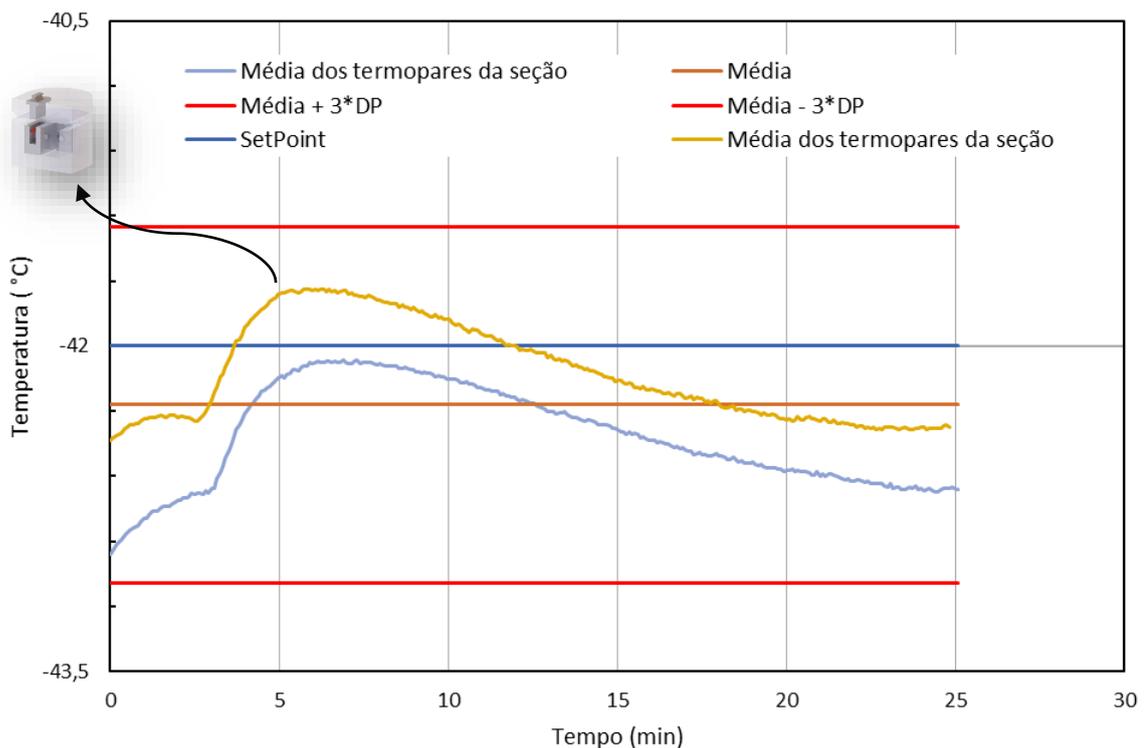
Nesta seção serão apresentados os testes realizados a temperatura de referência de  $-42^\circ C$  com velocidade de referência de  $1 m/s$  e  $5 m/s$  na seção de testes. Também está presente os resultados da temperatura de referência de  $-18^\circ C$  com velocidade de referência de  $1 m/s$  e  $5 m/s$  na seção de testes. O teste com o ponto central de operação pode ser encontrado nos ANEXOS E desde documento.

O sistema de controle foi analisado durante o congelamento da massa até  $-18^\circ C$ , já que a inserção da massa de água causou uma perturbação que tirou o mesmo da “zona” de estabilidade durante os intervalos de amostragem. O tempo médio para a o túnel de vento sair da temperatura ambiente,  $24^\circ C$ , e chegar no valor de referência, mantendo a rotação do compressor constante, foi entre  $1,5 h - 2 h$ .

#### 4.2.1 Temperatura de referência de $-42^{\circ}\text{C}$ e velocidade de referência de $5\text{ m/s}$

A primeira análise do sistema de controle está presente na Figura 40, onde foi observado o comportamento da temperatura da seção de testes em comparação com o *Set Point*, valor de referência, e o valor médio da variável medida ao longo dos testes. O valor médio das variáveis em medição foi de  $-42,27^{\circ}\text{C}$ , com desvio padrão amostral entre si de  $0,27$ . Quando comparado com o valor de referência,  $-42^{\circ}\text{C}$ , percebeu-se um deslocamento de  $0,64\%$  abaixo do *Set Point*. Foi observado também que a introdução da massa de água causou uma perturbação no sistema, gerando um ganho de temperatura, que pode ter ocorrido devido a infiltração de ar.

Figura 40 - Comportamento da temperatura na seção de testes condição 1

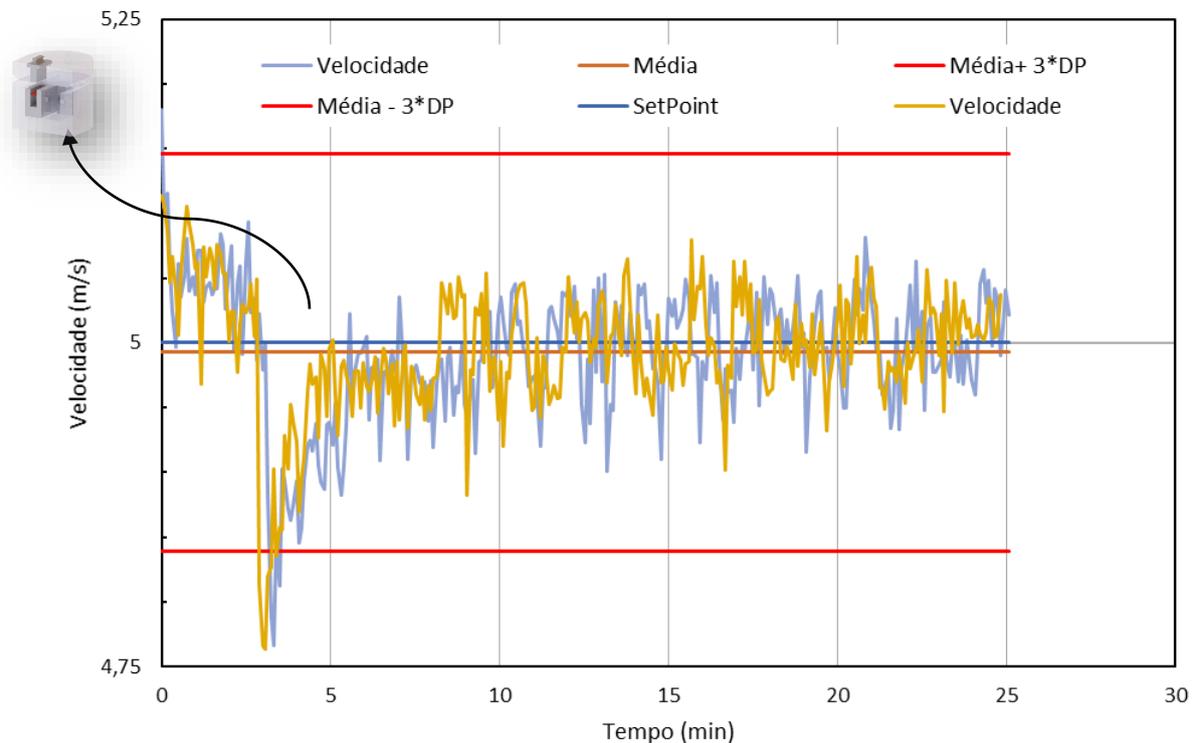


Fonte: Autora, 2021

A segunda análise envolveu o controle da velocidade na seção de testes, foi possível perceber a presença de pontos de medição da velocidade ao longo do tempo de congelamento, da massa de água, fora do limite inferior média menos três vezes o desvio padrão amostral,

justamente no momento da incremento da massa de água na seção de testes uma possível causa é uma alteração na pressão do túnel sentida pela Bocal. O desvio padrão amostral das medições 0,051 e a diferença entre a média, do conjunto de medições, e o valor de referência foi de 0,20%, o valor médio da velocidade foi de 4,99 m/s.

Figura 41 -Comportamento da velocidade na seção de testes condição 1



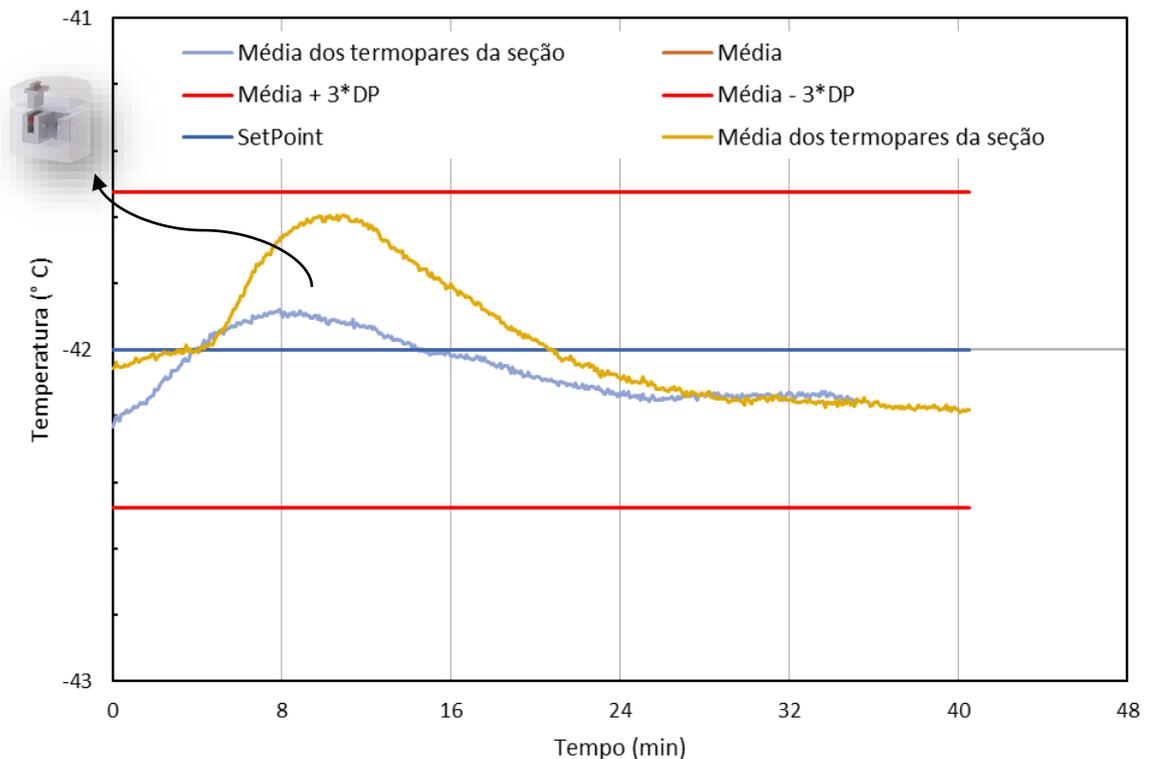
Fonte: Autora, 2021

Este teste foi caracterizado como o de menor tempo de congelamento do objeto, com isso se é possível observar com maior atenção como o fechamento da porta da seção de testes e a inserção do objeto na seção causam um distúrbio no sistema. Contudo, o equipamento controla essa perturbação com eficiência tanto na temperatura como na velocidade, mesmo a velocidade possuindo algumas medições fora da média menos três vezes o desvio padrão amostral, apresentando uma diferença menor que 1 % entre o valor de referência e da média amostral e um baixo desvio padrão amostral.

#### 4.2.2 Temperatura de referência de $-42^{\circ}\text{C}$ e velocidade de referência de $1\text{ m/s}$

O valor de referência de  $-42^{\circ}\text{C}$  na temperatura e de  $1\text{ m/s}$  na velocidade caracteriza a condição de teste número 3. Como podemos observar na Figura 42 o valor de referência,  $-42^{\circ}\text{C}$ , e a média das medições de temperatura,  $-42,00^{\circ}\text{C}$ , não apresentaram diferenças entre si, já as medições de temperatura obtiveram um desvio padrão amostral de  $0,16$ . Novamente foi demonstrado como a introdução do objeto na seção de testes causou um distúrbio que o sistema de controle consegue conter de maneira mais eficiente na velocidade.

Figura 42 - Comportamento da temperatura na seção de testes condição 3

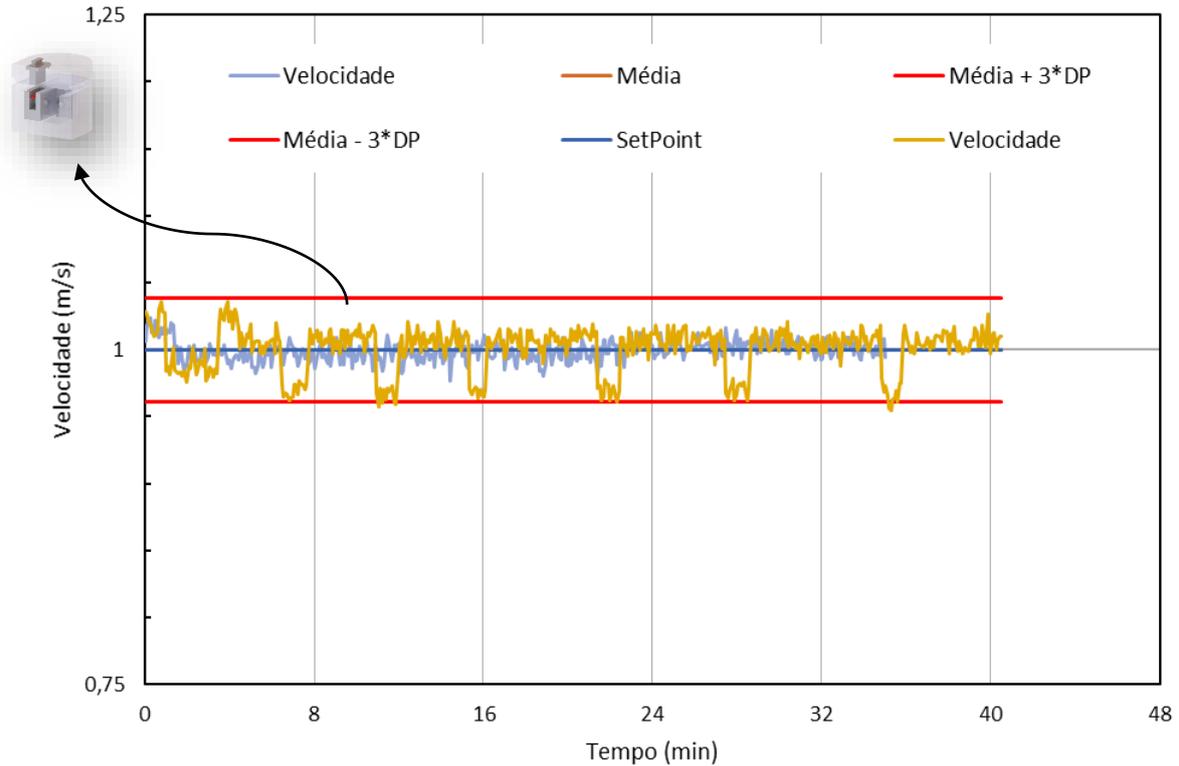


Fonte: Autora, 2021

Na Figura 43 que ao contrário do que da condição 1, Figura 41, apresentou, o incremento da massa de água na seção de teste não levou a um distúrbio no comportamento da velocidade. Assim como na temperatura o *Set Point*,  $1\text{ m/s}$ , e a média na velocidade,  $1\text{ m/s}$ , não apresentou diferenças percentuais, estando as linhas sobrepostas. Contudo, foi observado oscilações bem marcadas e algumas medições tocaram ou ultrapassaram a linha da média menos três vezes o desvio padrão. Tal comportamento foi atrelado ao diferencial de pressão

entre o Bocal que atua na vazão do ventilador, o desvio padrão amostral entre os testes de velocidade foi de 0,013.

Figura 43 - Comportamento da velocidade na seção de testes condição 3



Fonte: Autora, 2021

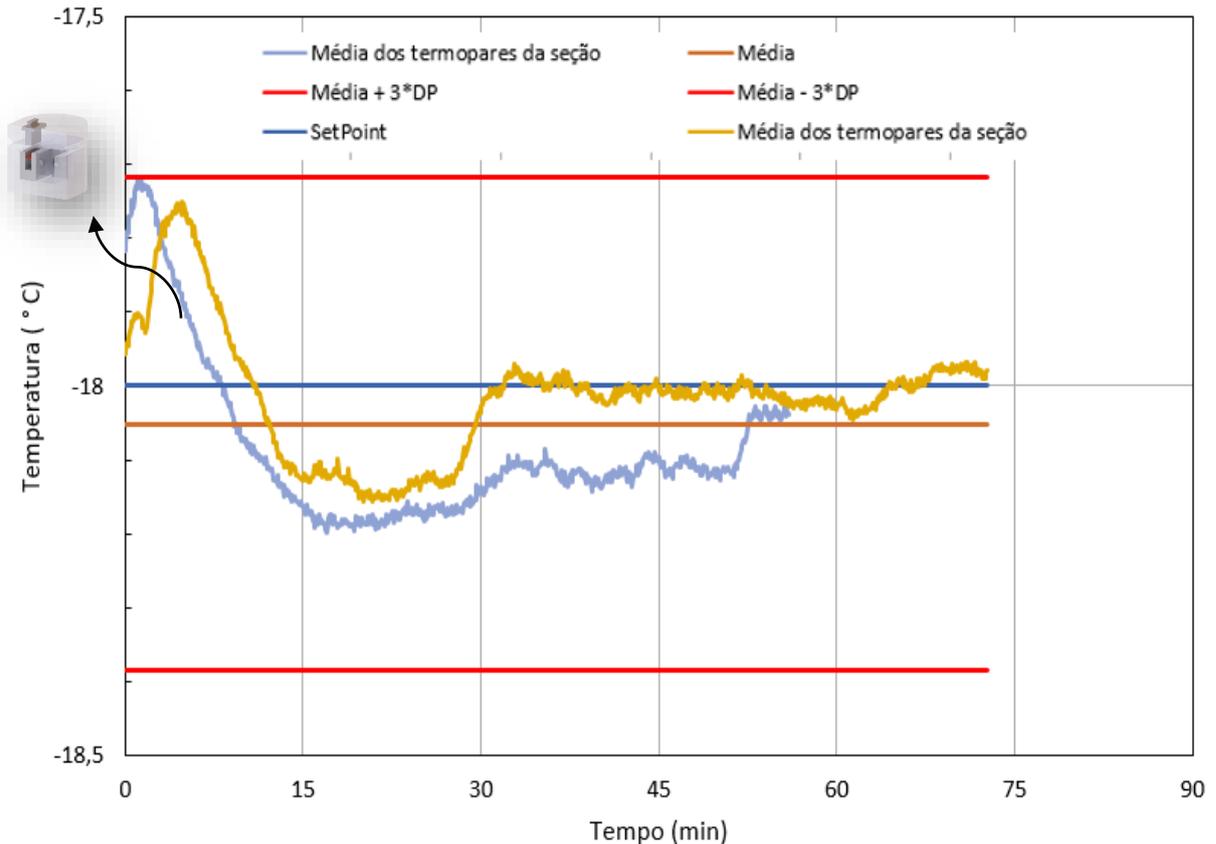
Concluiu-se que a utilização de baixas velocidade gerou um controle no sistema mais eficiente ao compararmos com a mesma temperatura,  $-42^{\circ}\text{C}$ , devido que os desvios padrões apresentado foi menor e o valor de referência e a média das amostras não apresentam diferença, ficando sobrepostas.

#### 4.2.3 Temperatura de referência de $-18^{\circ}\text{C}$ e velocidade de referência de 5 m/s

Diferentemente das condições que foram apresentadas anteriormente, esta condição apresentou uma atuação da potência da resistência mais elevada, devido que o calor que gerado pela resistência manteve a seção de testes na temperatura de referência. Observou-se nos

intervalos de amostragem uma temperatura média,  $-18,05\text{ }^{\circ}\text{C}$ , obtendo assim uma diferença de 0,28% acima da temperatura de referência com um desvio padrão amostra de 0,11 entre os intervalos de amostragem. Devido a um possível erro de instrumentação observou-se tempos distintos de congelamento da massa de água.

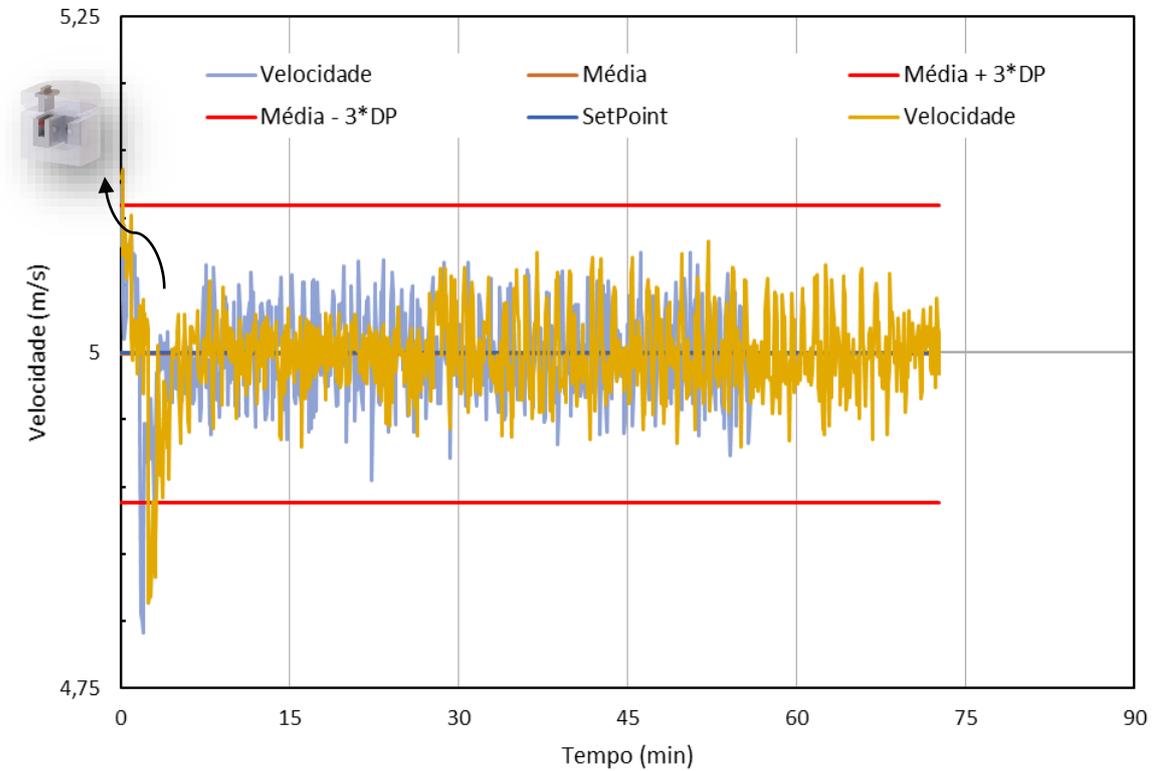
Figura 44 - Comportamento da temperatura na seção de testes condição 4



Fonte: Autora, 2021

Na Figura 45 novamente foi possível observar como o ar insuflado pela alocação do objeto na seção de testes ocasionou uma perturbação mais evidente quando se trata de altas velocidades, levou assim a ocorrência de medições fora do limite inferior, dito como sendo a média menos três vezes o desvio padrão. Contudo a atuação do sistema para minimizar essa perturbação foi rápida, levando novamente a não ocorrência de diferenças entre o *Set Point*, 1 m/s, e a média (1 m/s) apresentando um desvio padrão amostral por volta de 0,037.

Figura 45 -Comportamento da velocidade na seção de testes condição 4

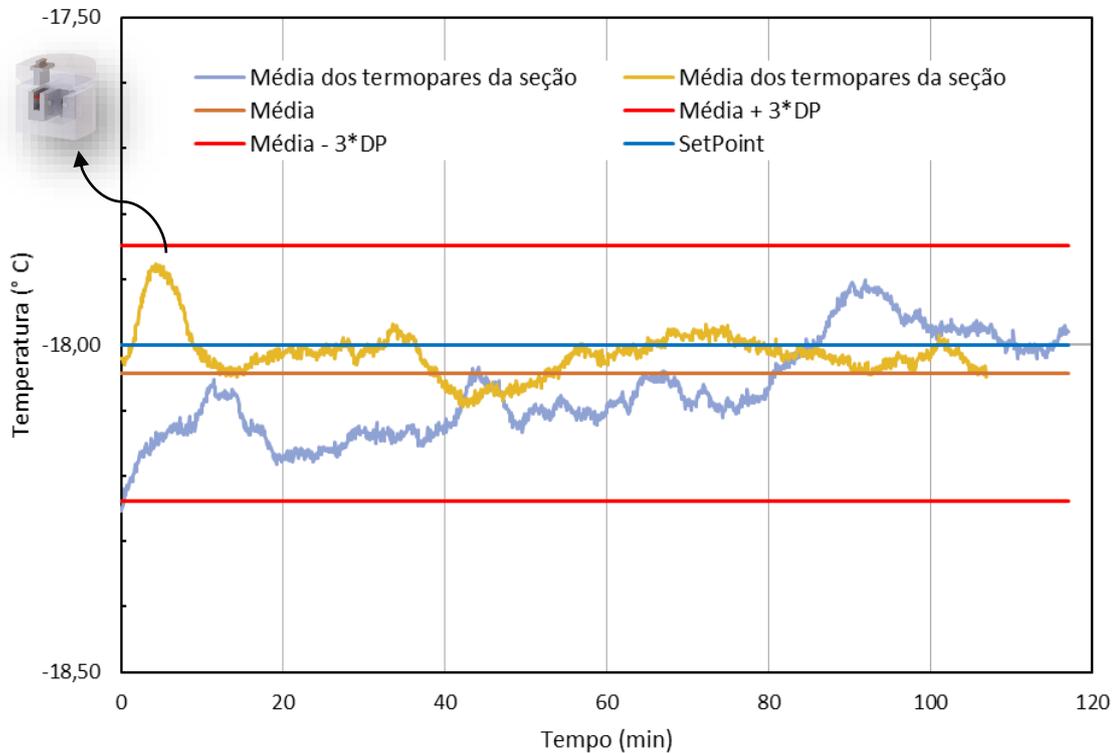


Fonte: Autora, 2021

#### 4.2.4 Temperatura de referência de $-18^{\circ}\text{C}$ e velocidade de referência de 1 m/s

A última condição de controle a ser ilustrada no presente capítulo é a condição de operação do sistema de controle com baixa velocidade, 1 m/s, e alta temperatura,  $-18^{\circ}\text{C}$ . O controle da temperatura como nas condições posteriores apresentou uma imprecisão, nesta condição foi por volta de 0,22%, ao ocorrer comparação com o valor de referência,  $-18^{\circ}\text{C}$ , a média dos intervalos de amostragem apresentou a seguinte temperatura  $-18,04^{\circ}\text{C}$ , o desvio padrão amostral foi de 0,065.

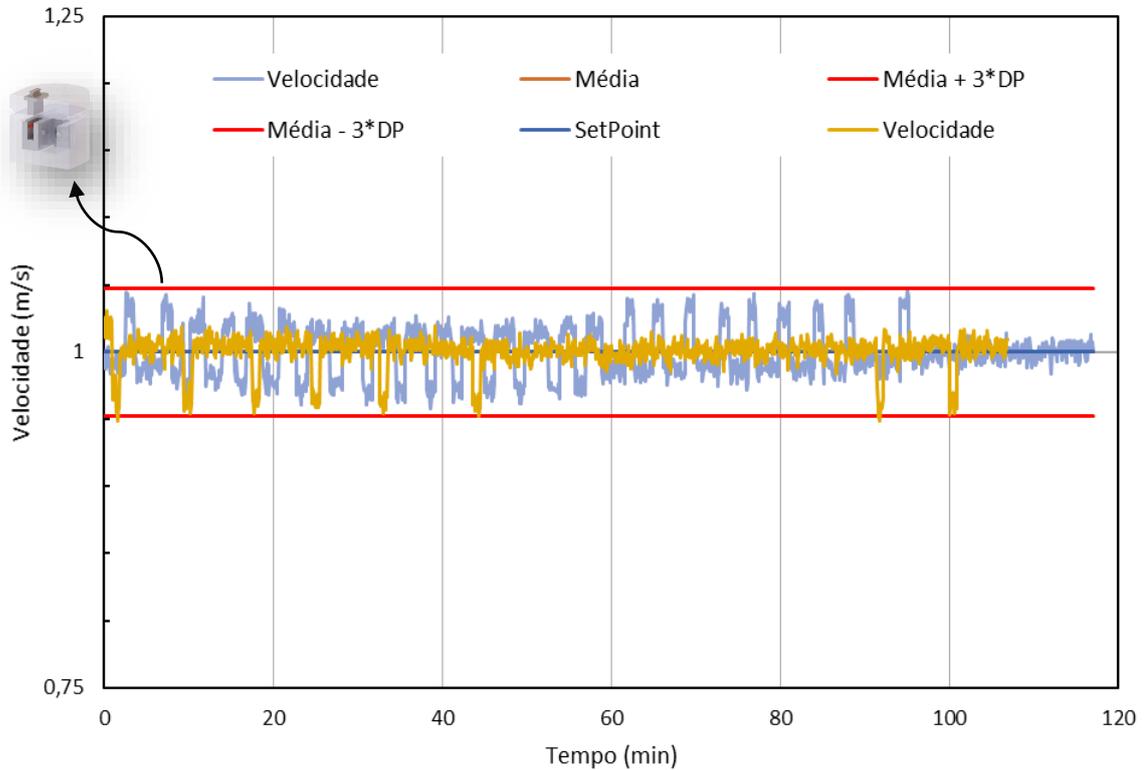
Figura 46 -Comportamento da temperatura na seção de testes condição 2



Fonte: Autora, 2021

Outra vez foi possível perceber que a introdução do objeto na seção de testes não ocasiona um distúrbio aparente no comportamento da velocidade, quando se está trabalhando com uma faixa de velocidade mais baixa, como demonstrado na Figura 47. O desvio padrão amostral foi de 0,016, sendo um dos menores ficando atrás somente da condição de operação número 3 que também se trabalhava com um valor de referência de velocidade baixo. Não ocorreu diferença entre o *Set Point* e a média da velocidade.

Figura 47 -Comportamento da velocidade na seção de testes condição 2



Fonte: Autora, 2021

Observou-se que o controle da temperatura no interior da seção de testes situa-se dentro dos respectivos limites de operação, inferior sendo a média menos três vezes o desvio padrão amostral, ou superior sendo a média mais três vezes o desvio padrão amostral. Com no máximo um distúrbio de 0,64% em relação ao valor de referência e 0,27 de desvio entre as amostras sendo estes valores para a temperatura.

Percebeu-se que o controle da velocidade responde de maneira rápida a distúrbios e este comportamento demonstra a capacidade da bancada para controlar as variáveis e repetir os resultados dos experimentos.

#### 4.3 TEMPO DE CONGELAMENTO

Devido ao contrato de sigilo os testes realizados com alimentos não serão apresentados no presente texto. Fotos do objeto inserido para substituição estão no ANEXO B.

Os resultados da determinação do tempo de congelamento massa de água estão presentes na Tabela 4 e na Figura 48. Os dados mostram que as condições que possuem as menores temperaturas,  $-42^{\circ}\text{C}$ , possuem os menores tempos de congelamento e que a junção

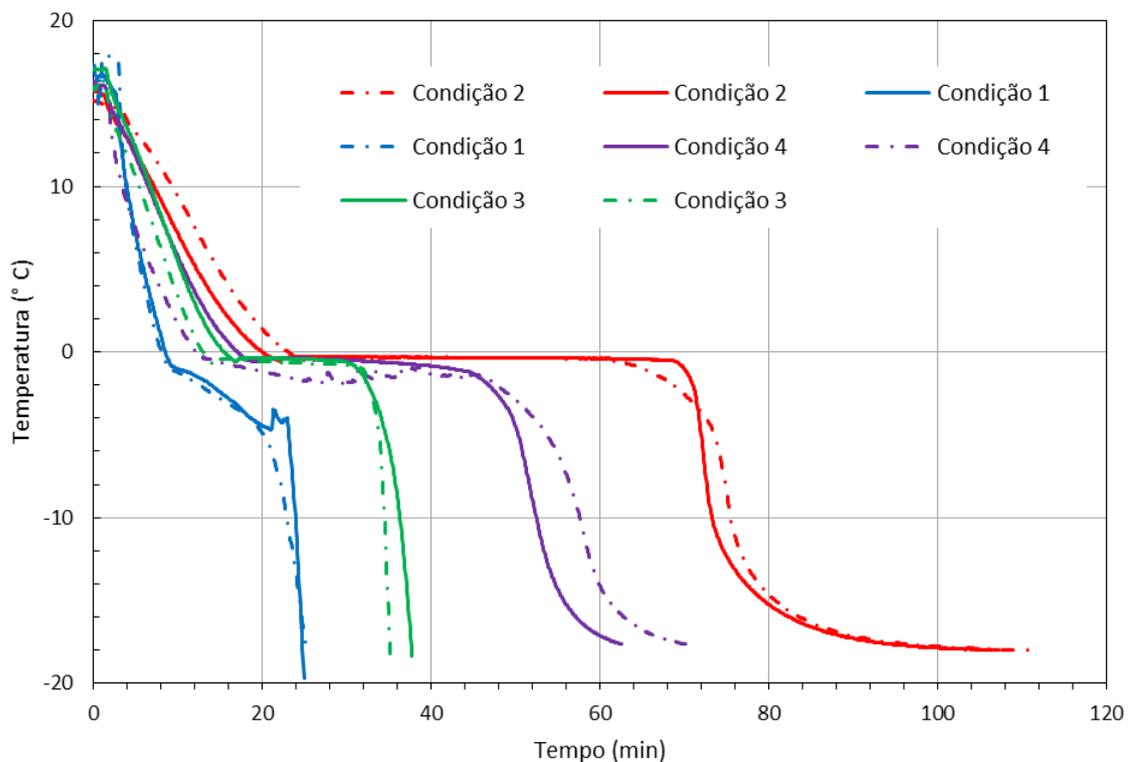
de uma alta velocidade diminuiu em média 37% em comparação com a velocidade mais branda empregada.

Tabela 4: Tempo de congelamento da massa de água

Condição	Média da massa (g)	Média do tempo de congelamento (min)
1	$27,19 \pm 0,35$	$22,71 \pm 0,29$
2	$29,95 \pm 1,56$	$108,25 \pm 1,30$
3	$33,25 \pm 2,90$	$36,46 \pm 1,83$
4	$30,22 \pm 0,05$	$66,42 \pm 7,78$
Central	$32,15 \pm 0,33$	$39,33 \pm 6,48$

Fonte: Autora

Figura 48 - Tempo de congelamento da massa de água



Fonte: Autora, 2021

Como se foi esperado a junção de baixas temperaturas e altas velocidades acarretou em um tempo de congelamento menor. A qualidade do alimento após o descongelamento é algo que o consumidor começou a dar uma maior atenção nos últimos tempos e grandes empresas veem investindo em técnicas para melhor essa entrega ao consumidor. Esse investimento anda

ocorrendo tanto em equipamentos mais eficientes, gerando um processos com menores tempos de congelamento para que a formação dos cristais de gelo danifique menos a matriz celular como já se foi discutido anteriormente ou em estudos como a utilização de soluções crioprotetoras para minimizar os danos na matriz celular durante o congelamento.

Uma pesquisa realizada por Phinney, Frelka, Wickramasinghe, & Heldman, 2017, investigou a resposta da textura de fatias de batatas de 6 mm (*Solanum tuberosum*) em função do tempo de congelamento com ar forçado a  $-34^{\circ}\text{C}$  e com velocidade a 6,1 m/s, em um freezer a  $-25^{\circ}\text{C}$  e uma mistura de pellets de dióxido de carbono sólido (gelo seco) em um banho de etanol líquido ( $\text{CO}_2 / \text{EtOH}$ ). A pesquisa criou um modelo de perda da qualidade de textura para a batata em função do tempo que o centro geométrico atingiu  $-20^{\circ}\text{C}$  e acabou por constatar nenhum benefício, em função da textura, entre um congelamento com alta velocidade e o congelamento com ar parado.

Além da qualidade da textura, a perda de peso após o descongelamento, o drip loss, é um dos grandes interesses da atualidade da indústria de frio. Uma pesquisa realizada com morangos sendo congelados em um freezer a  $-25^{\circ}\text{C}$  e a  $-18^{\circ}\text{C}$  e armazenados a temperatura constante e oscilatória, por Puksza & Palich, 2007, mostrou que o nível de a perda de peso após o descongelamento é influenciado tanto pela taxa de congelamento quanto pelo tempo que o produto permanece armazenado. A estabilidade da temperatura de armazenamento também influencia na perda de peso, quando não ocorreu oscilações na temperatura do ar de armazenamento a quantidade de perda foi menor devido à não ocorrência de recristalização do gelo na matéria-prima.

A parede celular de alimentos de origem animal possui fibras que fazem com que a água se rearranje no processo de descongelamento. Velocidades excessivamente grandes devem ser evitadas, pois, a mesma pode causar uma desidratação superficial, gerando uma mudança na consistência da amostra. Já que as áreas desidratadas não voltam a absorver água na mesma medida durante o descongelamento. (Ordóñez, 2005).

Boonsumrej, Chaiwanichsiri, Tantratian, Suzuki, & Takai, 2007, demonstraram isso ao realizar testes de congelamento a ar forçado a  $-28 \pm 2^{\circ}\text{C}$  com velocidades entre 4 a 8 m/s no congelamento de camarão tigre (*Penaeus monodon*). Seus resultados mostram que a porcentagem de perda de massa pós congelamento foi menor nas velocidades de ar a 4 e 6 m/s, já a 8 m/s ocorreu um aumento dessa porcentagem. Tal efeito pode ter ocorrido devido que a maior velocidade do ar causando uma desidratação excessiva das amostras (Fennema, Karel, & Lund, 1975). Para realizar o controle de qualidade de textura, foi-se observado a força de

corte (N) nas amostras pós descongelamento e os camarões congelados na velocidade do ar de 6 m/s apresentaram força de corte semelhante às amostras frescas, já a de 8 m/s apresentou uma força de corte elevada ao *in natura*, amostra fresca, isso pode ser devido à maior remoção de água na superfície durante o congelamento que causou uma possível desidratação superficial.

## 5 CONCLUSÃO

Neste trabalho foi avaliado o sistema de controle do túnel de vento; a temperatura do fluido refrigerante ao longo dos componentes de refrigeração e o tempo de congelamento de uma massa de água inserida no túnel. Em relação às atividades realizadas concluiu-se que foram cumpridos os objetivos específicos do trabalho, descrito a seguir: a montagem do túnel de vento com sistema de refrigeração de compressor a vapor de 1 estágio, interação com a interface de controle, aquisição de intervalos de amostragem, controle da temperatura e da velocidade do ar na seção de testes, caracterização do comportamento do fluido no sistema de refrigeração para cada teste e por fim o processo de congelamento de uma massa de água.

Os testes para a avaliação do sistema de controle, comportamento do fluido ao longo dos componentes de refrigeração e tempo de congelamento foram realizados em conjunto, somente ocorrendo a separação dos dados. Ao todo foram realizados 8 testes mais um teste de operação central. Segue abaixo a síntese das conclusões obtidas com as realizações dos testes descritos.

- Em condições com uma alta atuação da resistência e com uma alta vazão de ar sobre o evaporador ocorreu um distúrbio de temperatura do fluido refrigerante tanto na linha de entrada quanto na linha de saída do evaporador e isso pode acarretar em uma baixa eficiência do sistema de refrigeração ao ser comparado com algum outro teste para caracterização.

- A temperatura do fluido refrigerante possuiu uma maior mudança quando a mesma passa pelo evaporador. Devido à configuração estilo split-ar-condicionado o evaporador está sujeito a distintas vazões de ar que altera o valor de superaquecimento do fluido e ao calor oriundo da potência dissipada da resistência devido ao curto distanciamento.

- Os resultados mostraram que o sistema de controle agiu de maneira rápida nas perturbações ocasionadas pela infiltração de ar no momento de fechamento da seção de testes, em principal na velocidade, mantendo grande parte dos dados obtidos dentro dos limites.

- Para os testes com valor de referência de 1 m/s o controle PID foi mais eficiente, apresentando um desvio padrão no máximo de 0,016 e um comportamento oscilatório marcado na velocidade causado pelas medições de pressões.

- A temperatura da seção de testes se manteve dentro dos limites, média mais três vezes o desvio padrão e média menos três vezes o desvio padrão com no máximo um distúrbio de 0,64% em relação ao valor de referência e 0,27 de desvio entre as amostras.

- Foi validado o controle da velocidade e da temperatura na seção de testes, ambos apresentaram baixos distúrbios ao comparar com o valor de referência. Assim pode-se inserir alimentos e estudar o efeito de distintos valores de *Set Point* na seção de testes na matriz alimentar.

-Nos testes realizados com massa de água verificou-se que o tempo de congelamento seguiu o comportamento esperado, o menor tempo médio foi obtido para a condição de teste com temperatura de  $-42\text{ }^{\circ}\text{C}$  e velocidade de 5 m/s.

## 6 REFERÊNCIAS

- Air movement and control association international, Inc. (1999). AMCA 210: Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic performance Rating. *Norma*.
- Braga, S. L., & Milón, J. J. (2012). Visualization of dendritic ice growth in supercooled water inside cylindrical capsules. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 3694–3703.
- Carneiro, C. d. (2001). Estruturação de cristais de gelo e sua influência no dano celular .
- Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2007). *Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações*. AMGH; 1ª edição.
- Chiesse, J. L. (2016). Desenvolvimento de um túnel de vento de baixa velocidade para aplicações acadêmicas. *relatório de conclusão de curso* . São José dos Campos .
- Costa, R. H., Silva, W. J., & Assayag, S. E. (2013). Túnel de vento de baixo custo para atividades acadêmicas do curso de Engenharia Mecânica. *Congresso Brasileiro de Educação em Engenharia* . COBENGE.
- Coutinho, F. R. (2014). Projeto de um Túnel de Vento Subsônico do Tipo. *Monografia*. Rio de Janeiro : Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- Dempsey, P., & Bansal, P. (2012). The art of blast freezing: Design and efficiency considerations. *Applied Thermal Engineering* .
- Devotta, S., & Sicars, S. (2005). Refrigeration. *Safeguarding the ozone layer and the global climate system* . Intergovernmental Panel on Climate Change Technology and Economic Assessment Panel.
- Fábio Ferraz, M. G. (2008). O histórico da refrigeração. *Apostila* .
- Felix, F. (Dezembro de 2019). Avaliação do desempenho térmico de um sistema de congelamento rápido para uso doméstico. *Trabalho de conclusão de curso*. Florianópolis, Santa Catarina , Brasil: UFSC.
- Jewel B. Barlow, W. H. (1999). *Low-speed wind tunnel testing*. John Wiley & Sons, INC.
- Langley, C. (2009). *Refrigeración. Principios, Prácticas y Funcionamiento*. Paraninfo, España.
- M, J. (1938). Heat transfer and flow resistance in crossflow of gases over tube banks. *Heat Mass Transfer*, 1249-1262.
- Martín, P. (2005). *Tecnología del Frío y Frigoconservación de Alimentos*. Madrid.: AMV Edicione.

- Mcdonald, A. T., Fox, R. W., & Pritchard, P. J. (2006). *Introdução à mecânica dos fluidos. Livro Técnico e Científico*. Rio de Janeiro : S.a.
- Ministério da saúde. (2001). *Manual de Rede de Frio*. Brasil.
- NASA. (s.d.). *Aerodynamics*. Fonte: NASA Aerodynamics.Disponível em < <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/shortt.html>>. Acesso:21/05/2021
- Nitzke, J. (s.d.). *Vegetais congelados*. Fonte:UFRGS.Disponível em:< <http://www.ufrgs.br/napead/repositorio/objetos/vegetais-congelados/index.php>>. Acesso:13/04/21
- Ordóñez, J. A. (2005). *Tecnologia de alimentos Vol.2 Alimentos de origem Animal*.
- Santos, W. D. (2020). Análise do ciclo de refrigeração de duplo estágio funcionando com diferentes refrigerantes halogenados. *Trabalho de Conclusão de Curso*. Natal.
- Shames, H. I. (1992). *Mechanics of Fluids*. McGraw-Hill.
- Silva, J. G. (2003). *Introdução à tecnologia da refrigeração e da climatização*. São Paulo: Artliber Editora Ltda.
- Toro, J. F. (2017). *Tecnología Frigorífica, Colección de Transparencias*. Escuela Técnica Superior de Ingeniería Universidad de Sevilla.
- Tramontina. (2014). *Super Congelador Simply*. Fonte:TRamontina s.a.Disponível em: <<http://www.tramontina.com.br/upload/tramon/imagens/FAR/67451510INM001.pdf>>. Acesso: 01/06/2021
- Vianna, R. M. (1993). *Mecânica dos fluidos para engenheiros civis*. Belo Horizonte: Instituto de Engenharia Aplicada.
- Vicensi, A. (2014). Dimensionamento de um túnel de vento subsônico. *Monografia*. Panambi: Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul.
- Vilanova, L. C. (2011). *Mecânica dos fluidos*. Santa Maria, RS: Colégio Técnico Industrial de Santa Maria, Curso em Automação.
- Wang, S. (2001). *Handbook of air conditioning and refrigeration*.
- White, F. M. (s.d.). *Fluid Mechanics*. University of Rhode Island.
- Wylen, G. V., Sonntag, R., & Borgnakke, C. (1995). *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*. Blucher.
- Youn, B., & Kim, N. H. (2007). An experimental investigation on the airside performance of fin-and-tube heat exchangers having sinusoidal wave fins. *Heat Mass Transfer*, 1249-1262.

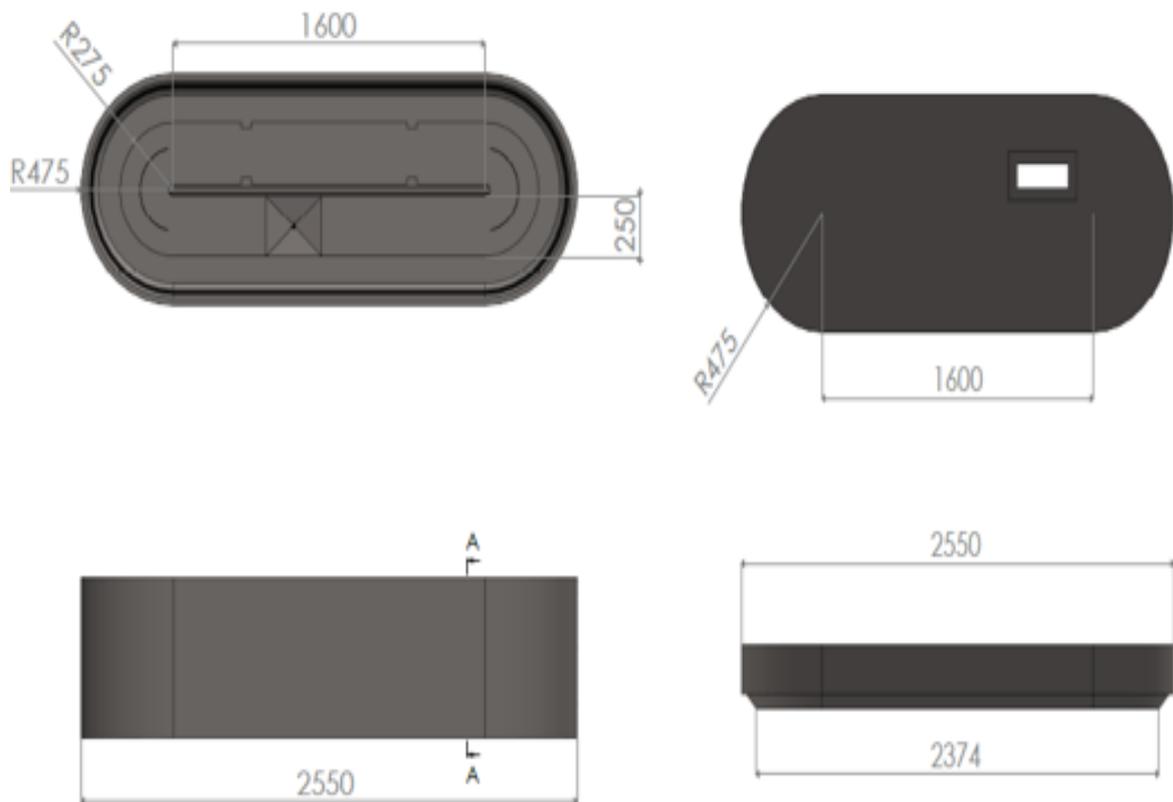
Zaritzky, N. (2000). Factors affecting the stability of frozen foods. . *Managing frozen*, pp. 111-133.

## 7 ANEXOS

### 7.1 ANEXOS A – LAYOUT 3D DO TÚNEL DE VENTO

Abaixo segue o layout do túnel de vento com o seu dimensionamento.

Figuras ANEXOS 1- Cotas do túnel de vento



Figuras ANEXOS 2- Layout 3D do túnel de vento

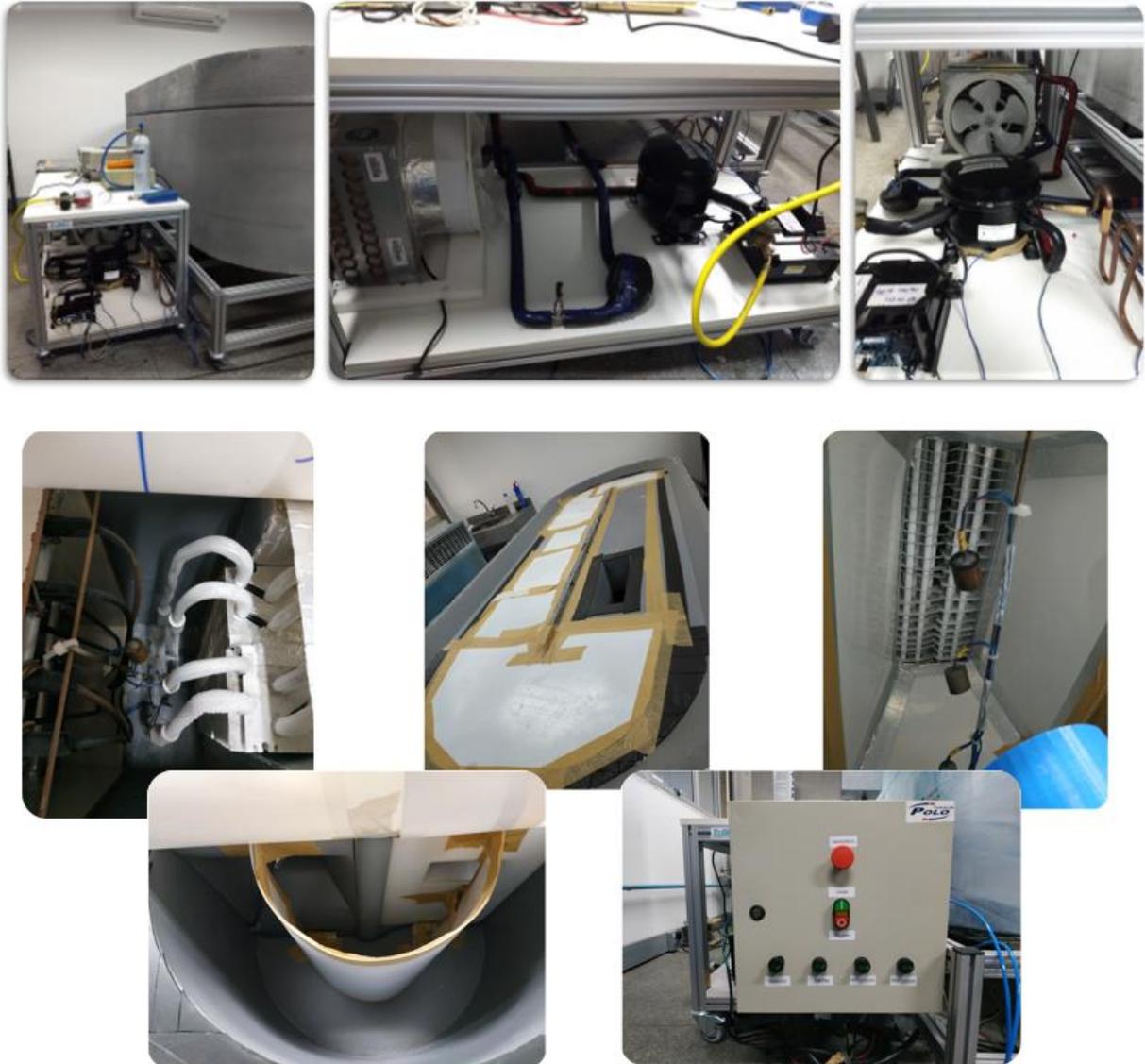


Fonte: POLO,2021

## 7.2 ANEXOS B – FOTOS DA BANCADA

Abaixo segue algumas fotos demonstrativas da bancada construída.

Figuras ANEXOS 3-Fotos da bancada construída

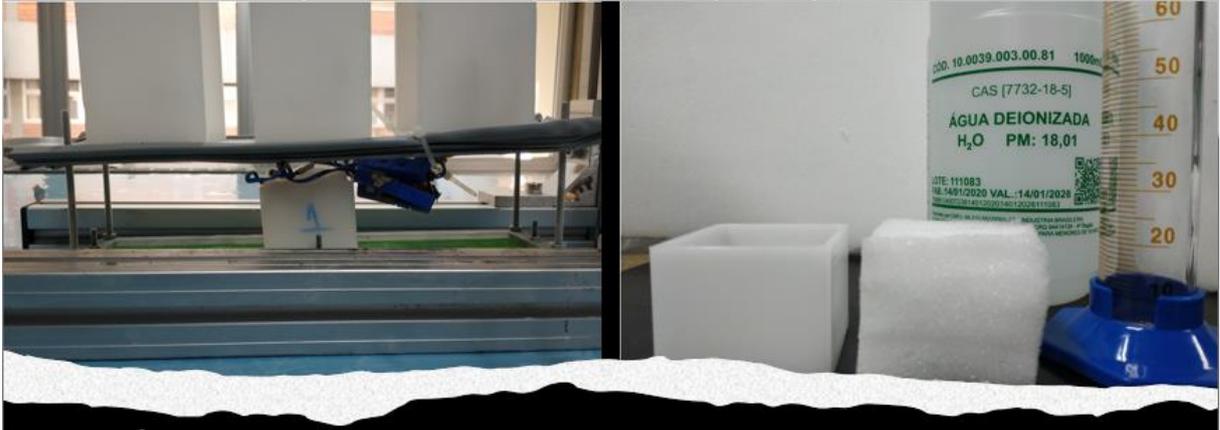


Fonte: POLO, 2021

### 7.3 ANEXOS C – FOTO DO OBJETO INSERIDO NA SEÇÃO DE TESTES

Abaixo segue uma foto da esquematização da alocação do objeto na seção de testes e dos instrumentos e vidrarias utilizadas.

Figuras ANEXOS 4-Objeto para introdução na seção de testes



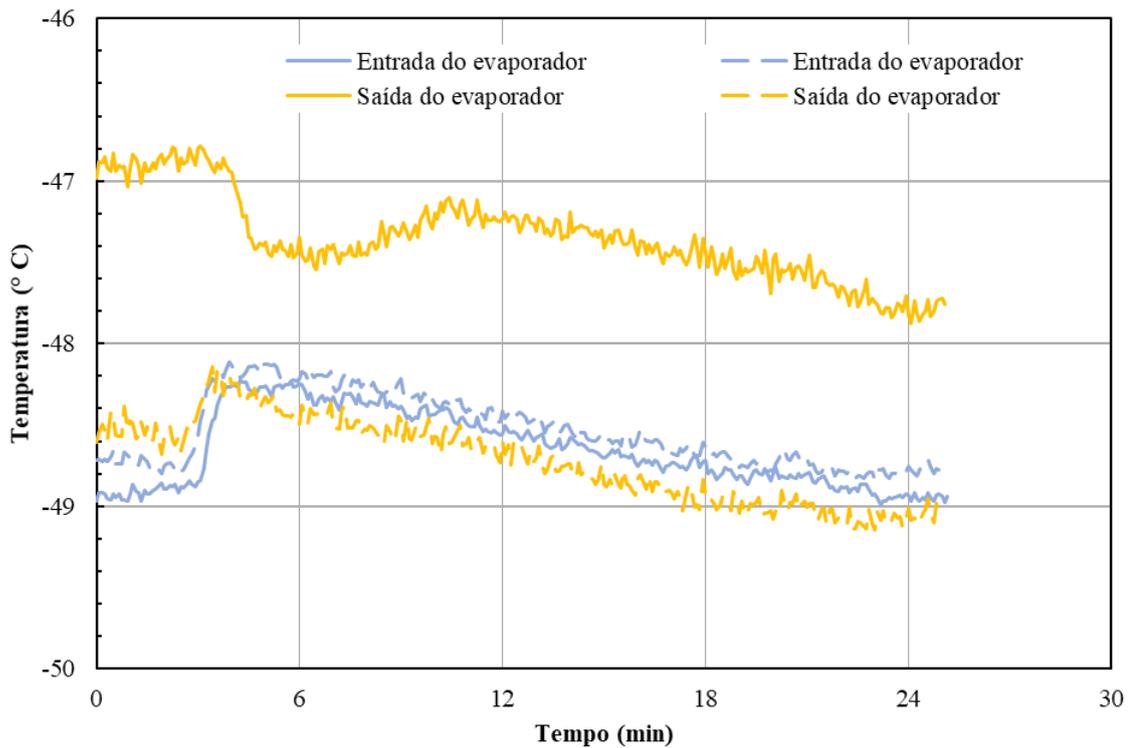
Fonte: Autora, 2021

## 7.4 ANEXOS D – COMPORTAMENTO DO FLUÍDO REFRIGERANTE NAS DEMAIS CONDIÇÕES DE TESTE APLICADAS NO ESTUDO

Abaixo segue o comportamento nas demais condições de testes propostas

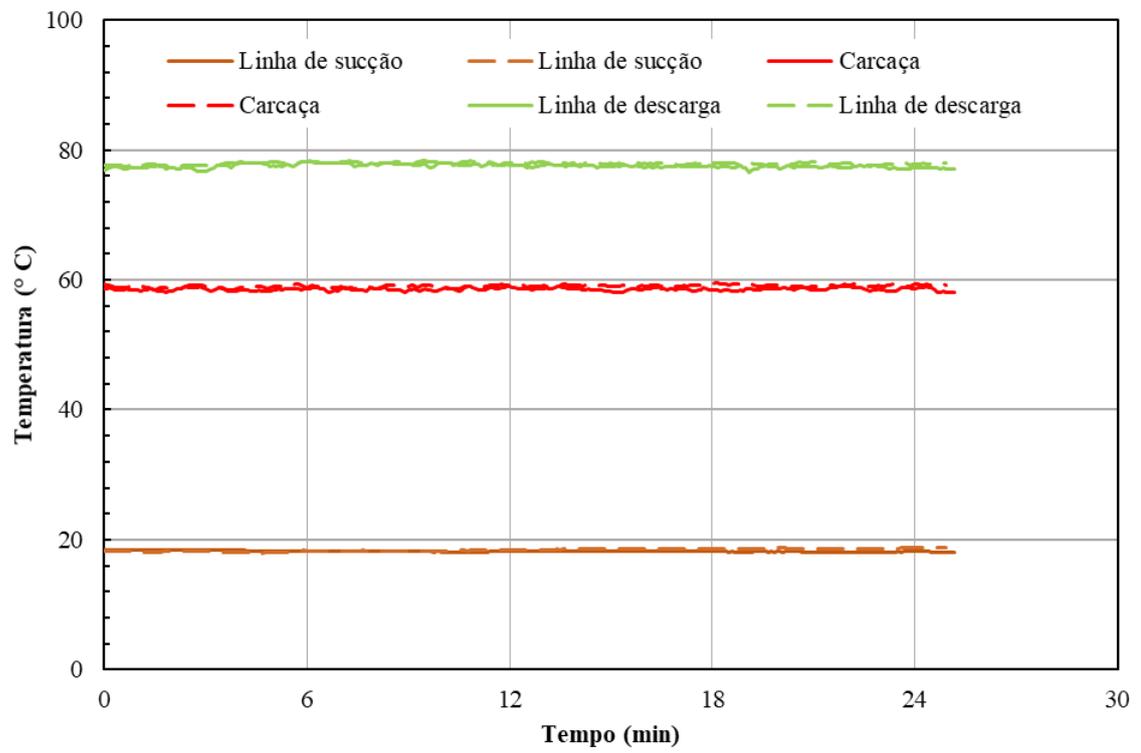
*Condição 1*

Figuras ANEXOS 5-Temperatura do fluido no evaporador condição 1



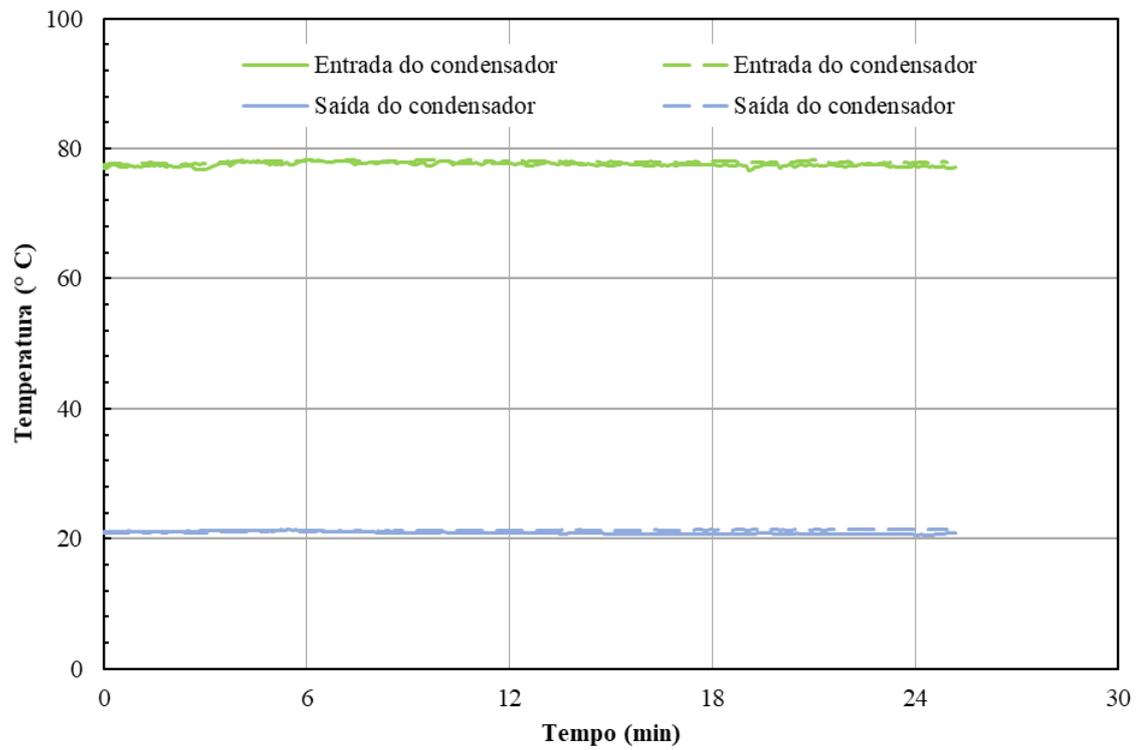
Fonte: Autora, 2021

Figuras ANEXOS 6-Temperatura do fluido no compressor condição 1



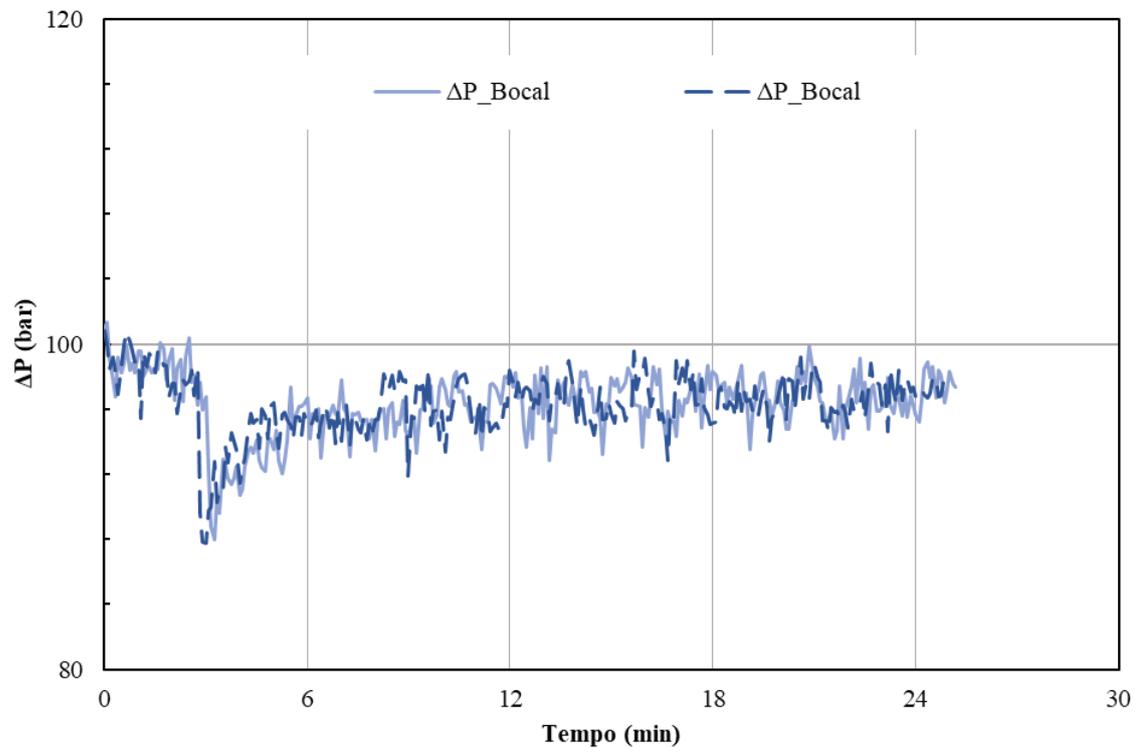
Fonte: Autora, 2021

Figuras ANEXOS 7- Temperatura do fluido no condensador condição 1



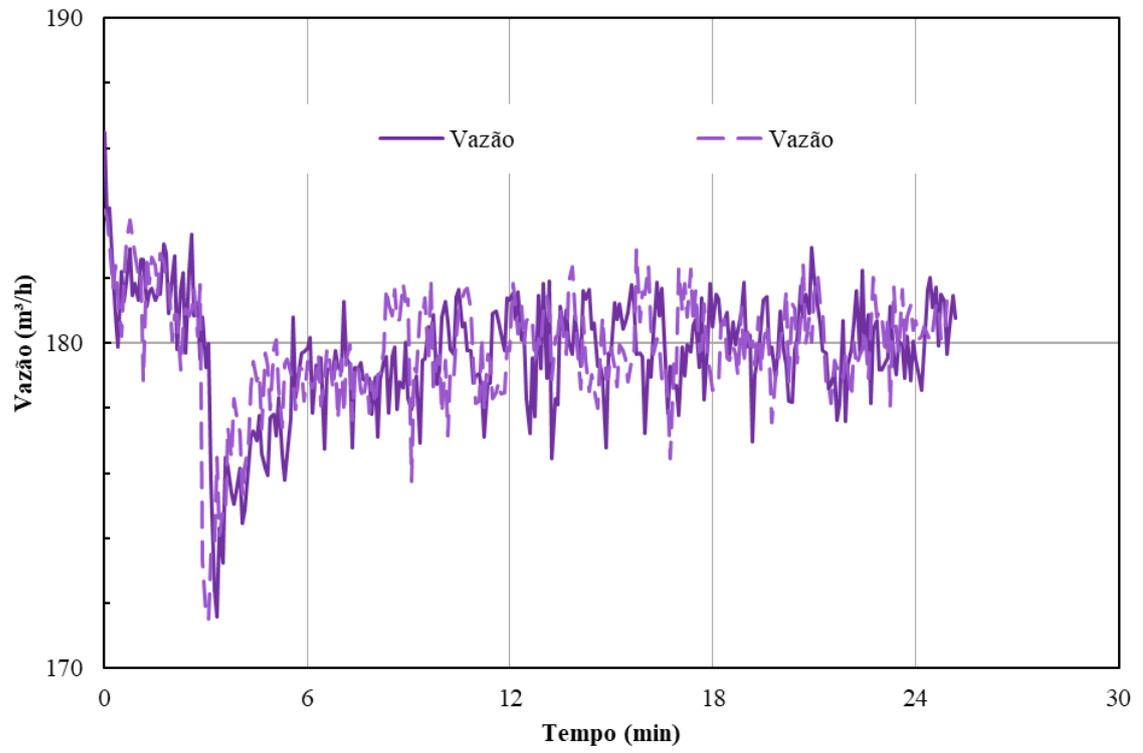
Fonte: Autora, 2021

Figuras ANEXOS 8-Diferencial de pressão no bocal condição 1



Fonte: Autora, 2021

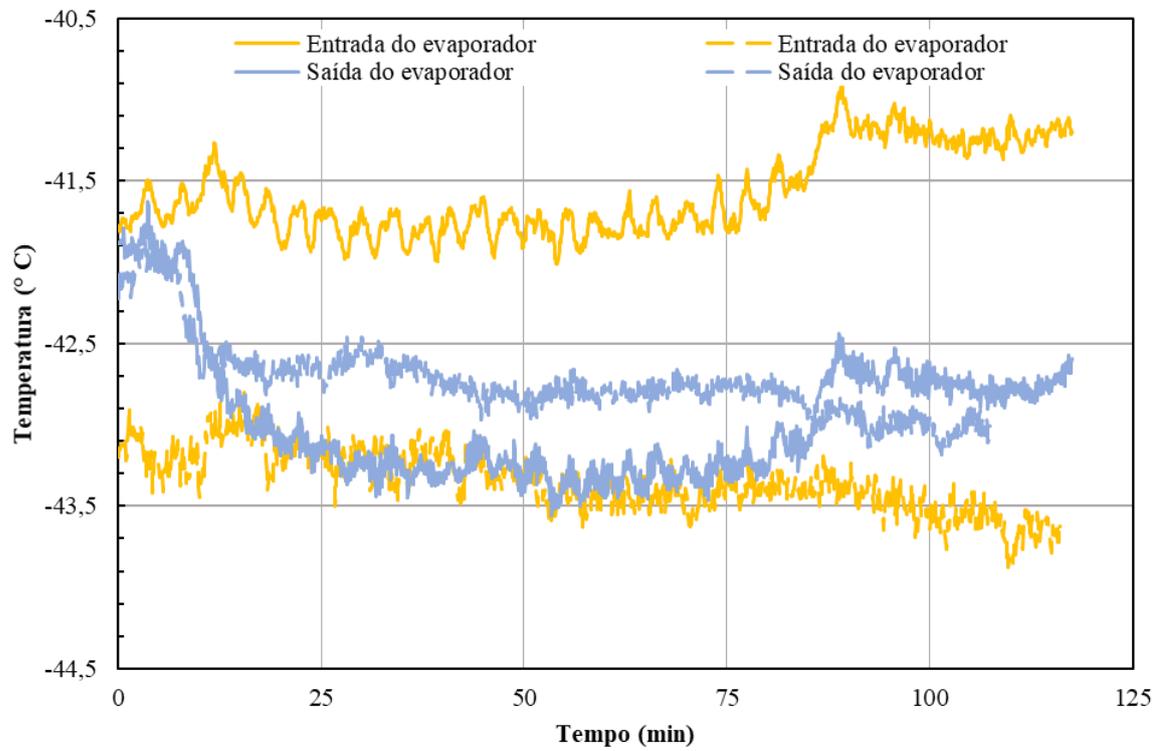
Figuras ANEXOS 9-Vazão do ventilador condição 1



Fonte: Autora, 2021

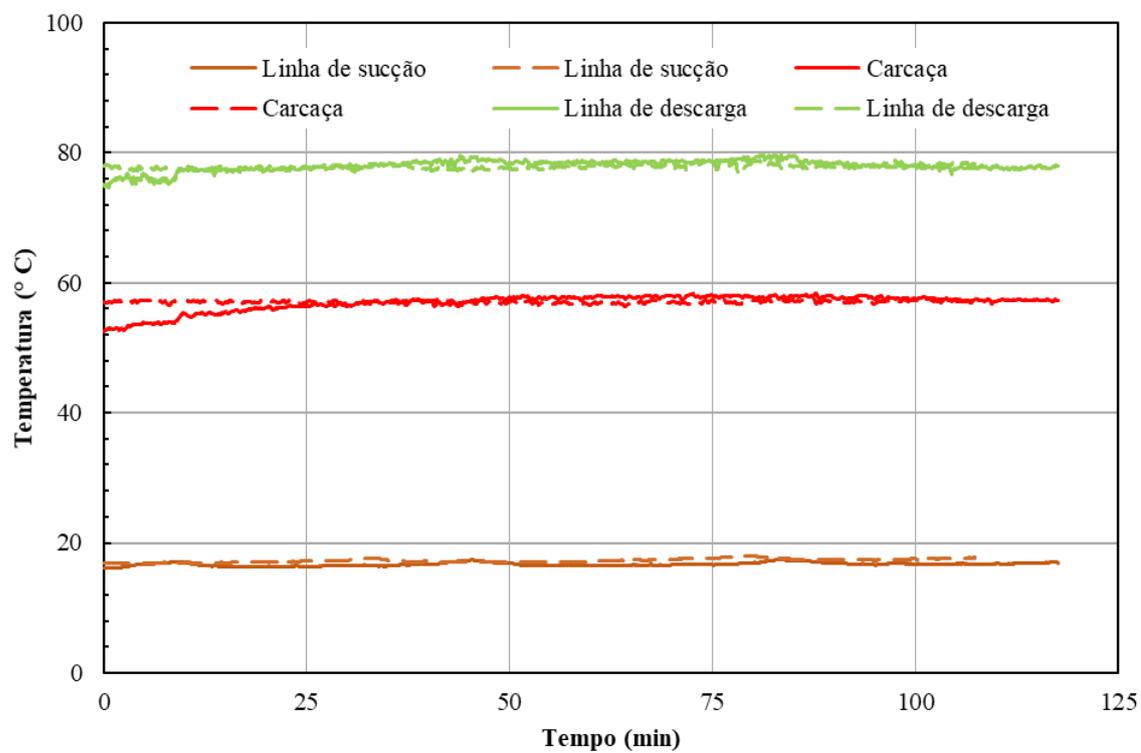
*Condição 2*

Figuras ANEXOS 10-Temperatura do fluido no evaporador condição 2



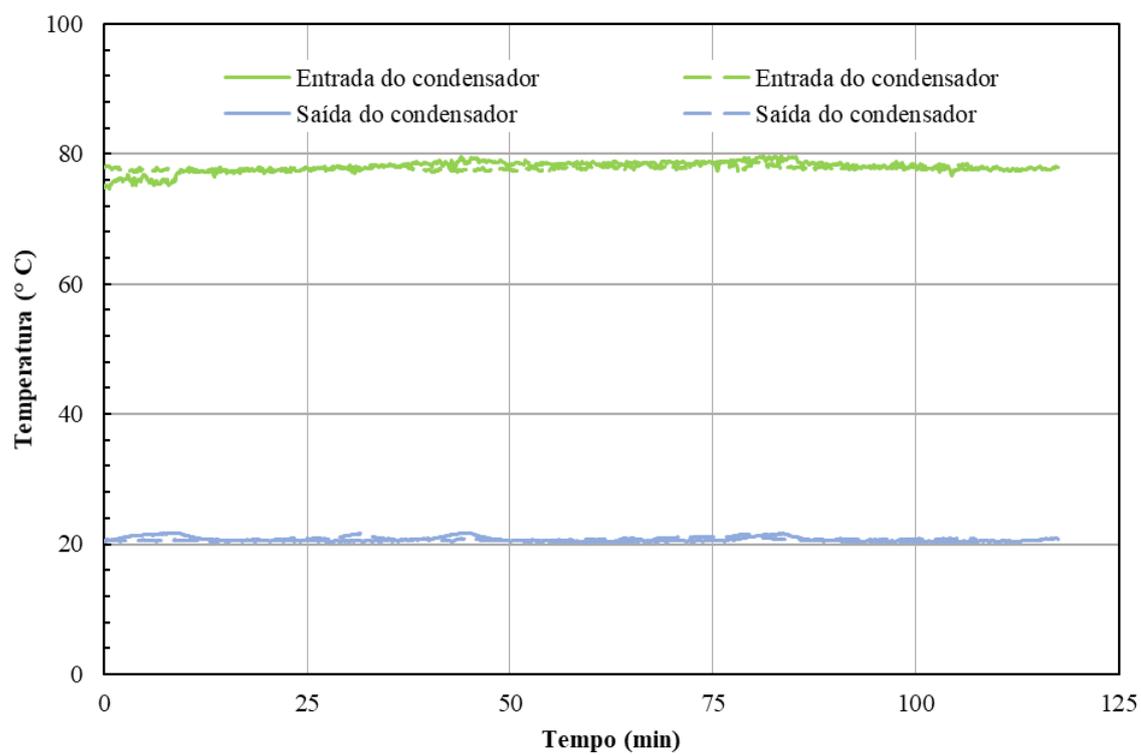
Fonte: Autora, 2021

Figuras ANEXOS 11-Temperatura do fluido no compressor condição 2



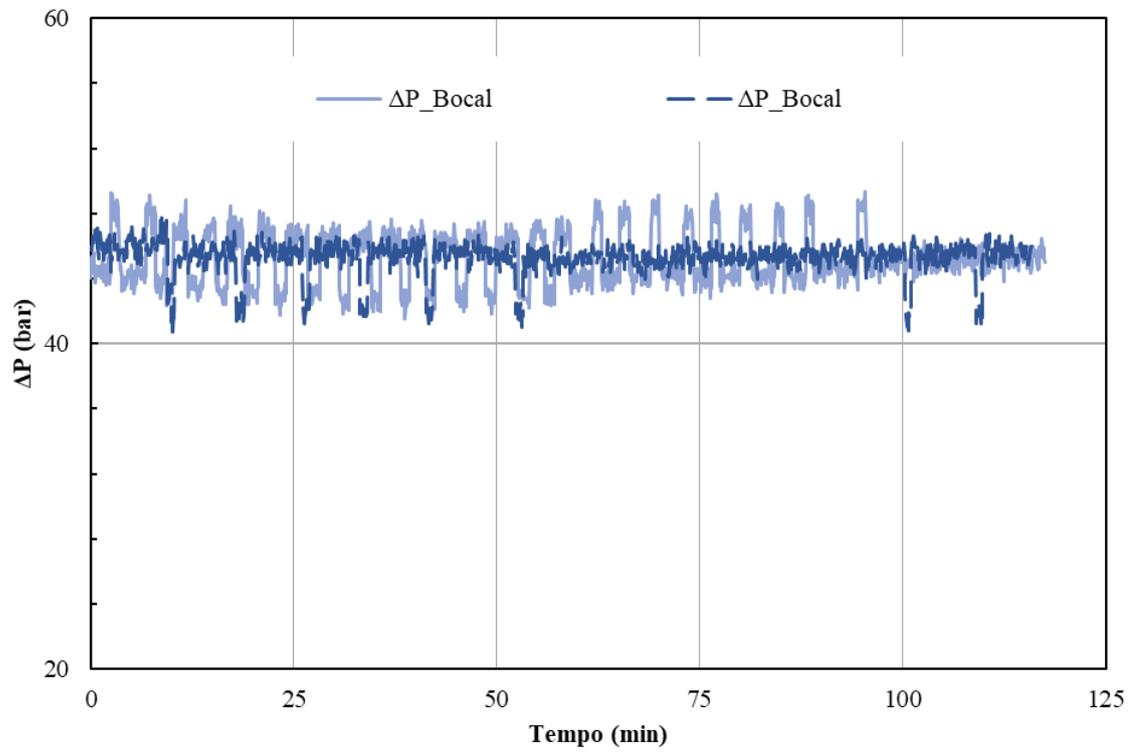
Fonte: Autora, 2021

Figuras ANEXOS 12-Temperatura do fluido no condensador condição 2

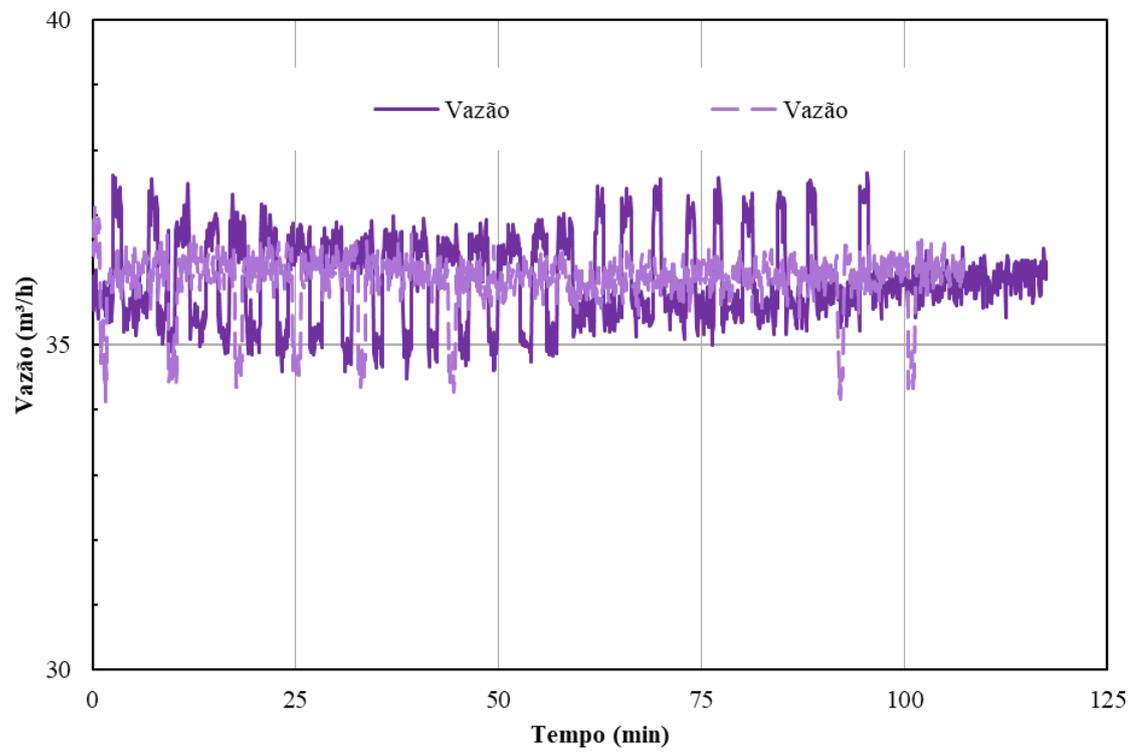


Fonte: Autora, 2021

Figuras ANEXOS 13-Diferencial de pressão no bocal condição 2

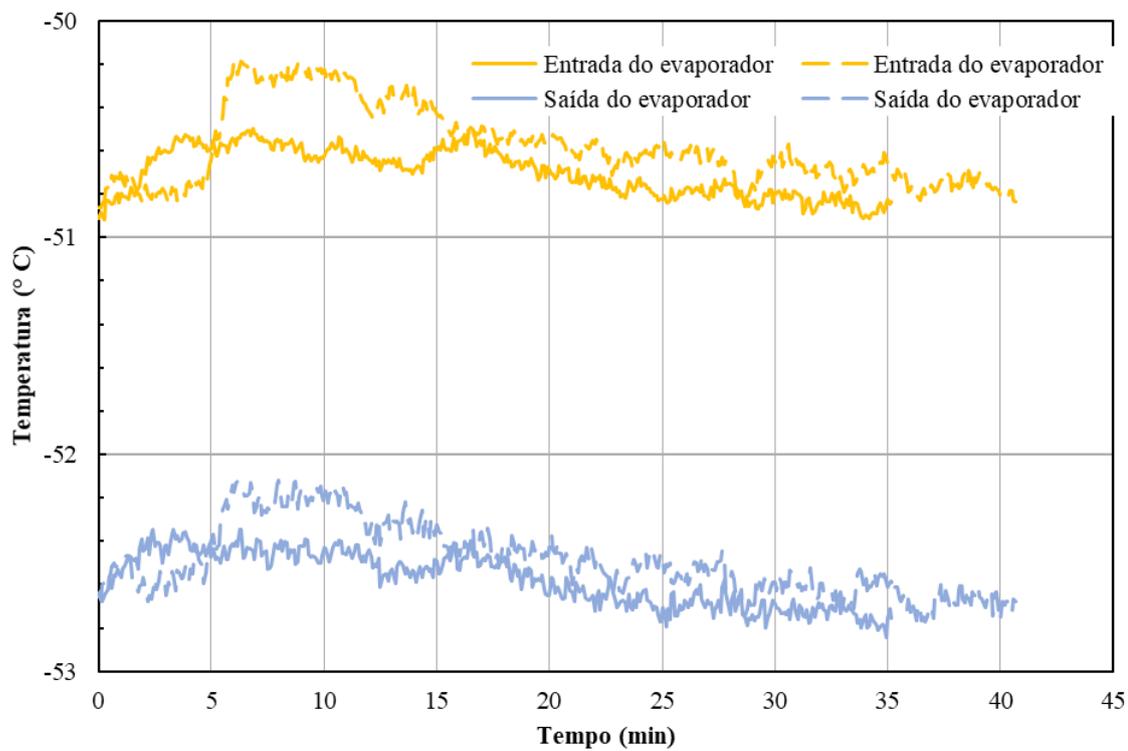


Figuras ANEXOS 14-Vazão do ventilador condição 2



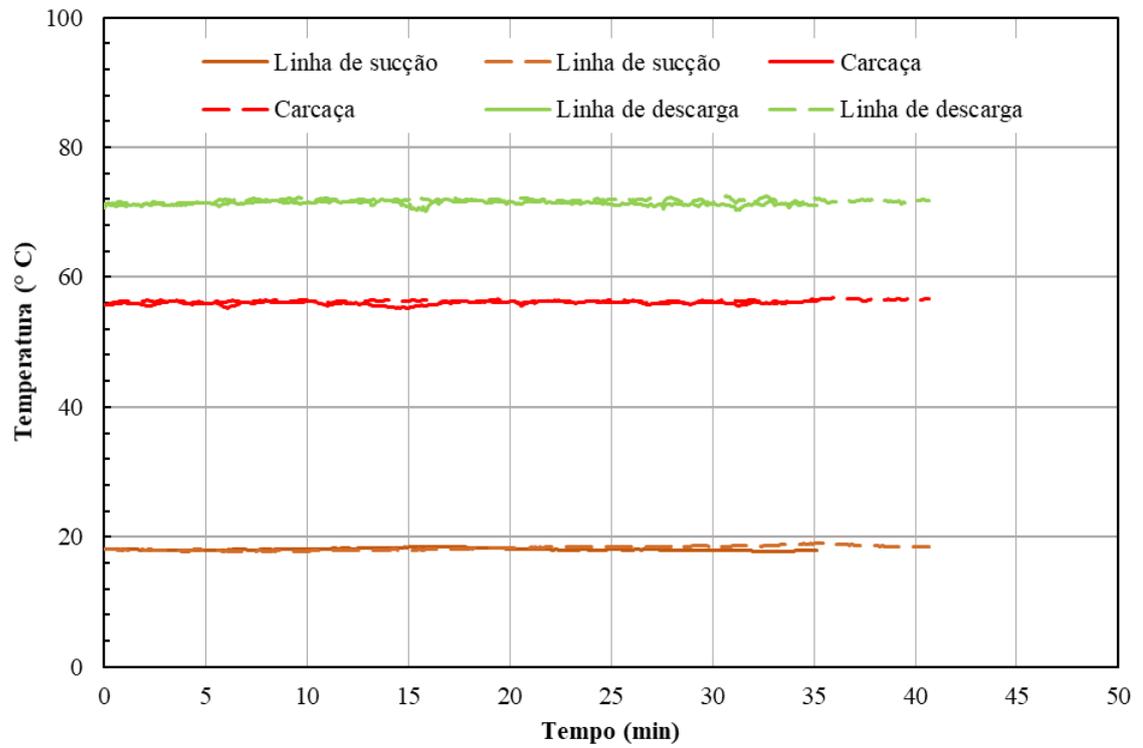
*Condição 3*

Figuras ANEXOS 15-Temperatura do fluido no evaporador condição 3



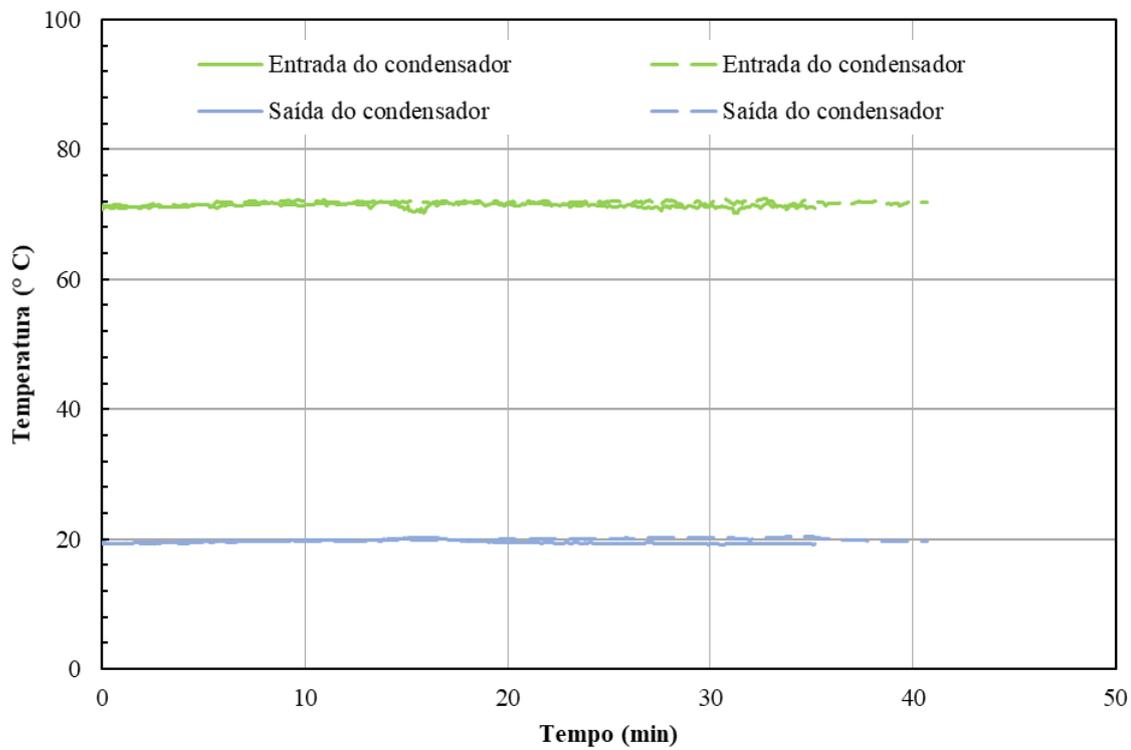
Fonte: Autora, 2021

Figuras ANEXOS 16-Temperatura do fluido no compressor condição 3



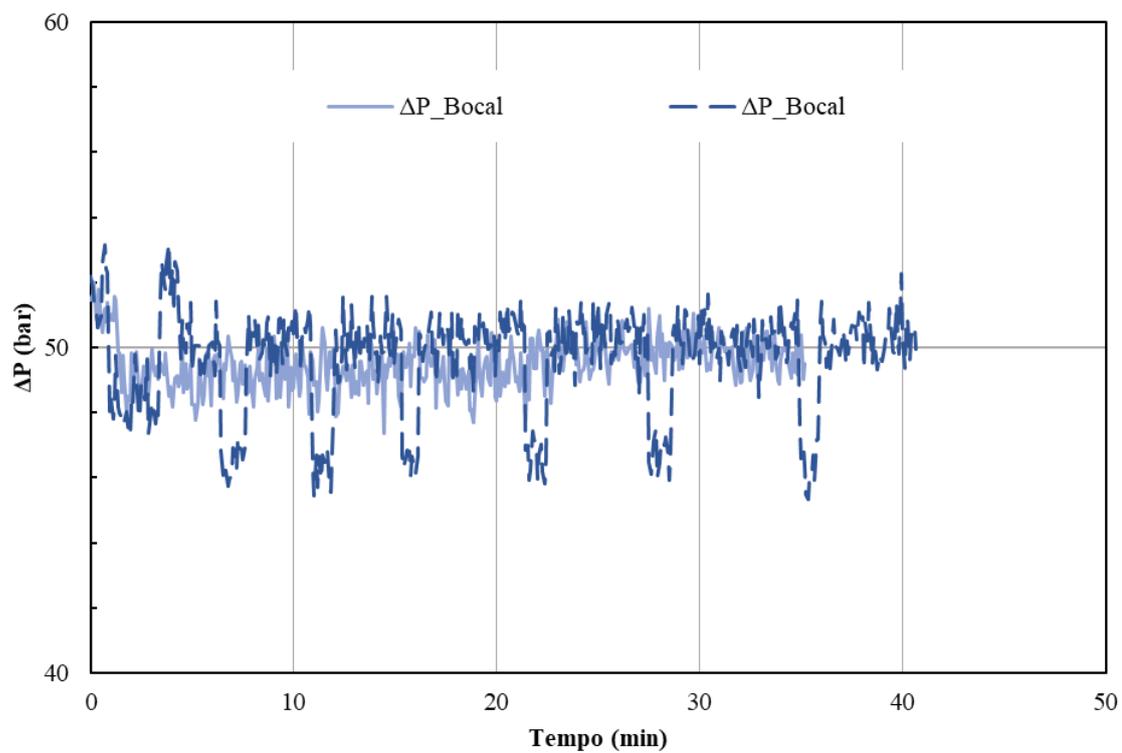
Fonte: Autora, 2021

Figuras ANEXOS 17-Temperatura do fluido no condensador condição 3



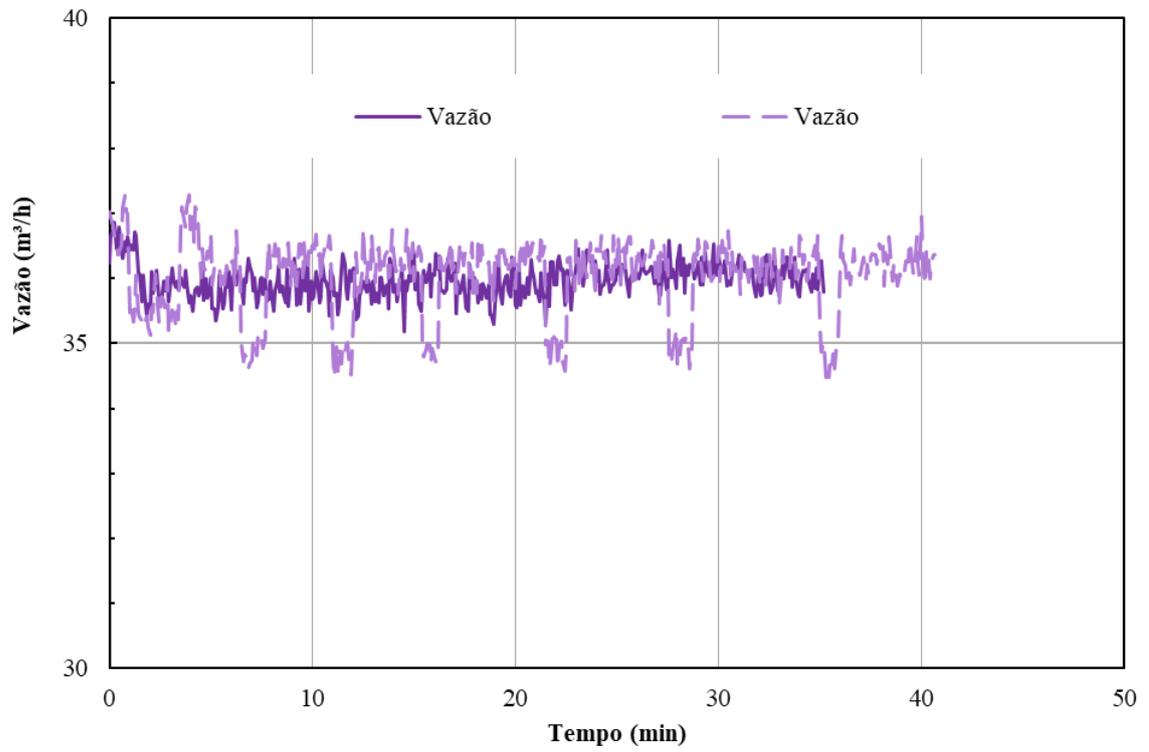
Fonte: Autora, 2021

Figuras ANEXOS 18-Diferencial de pressão no bocal condição 3



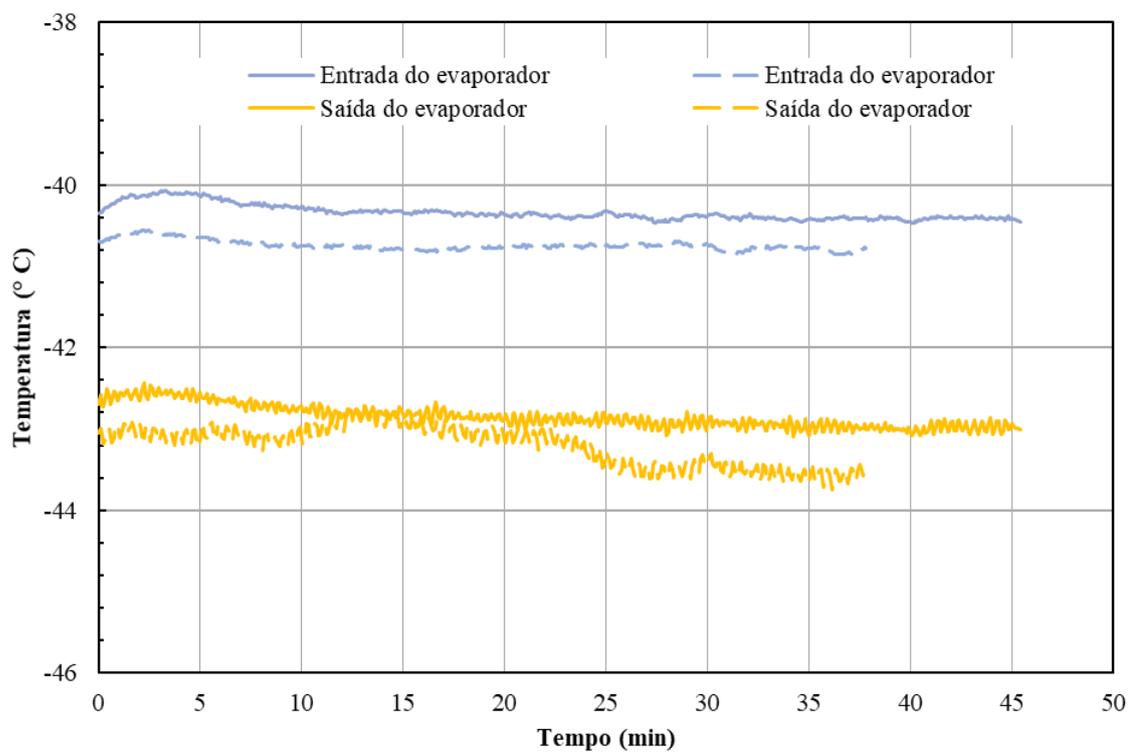
Fonte: Autora, 2021

Figuras ANEXOS 19-Vazão do ventilador condição 3



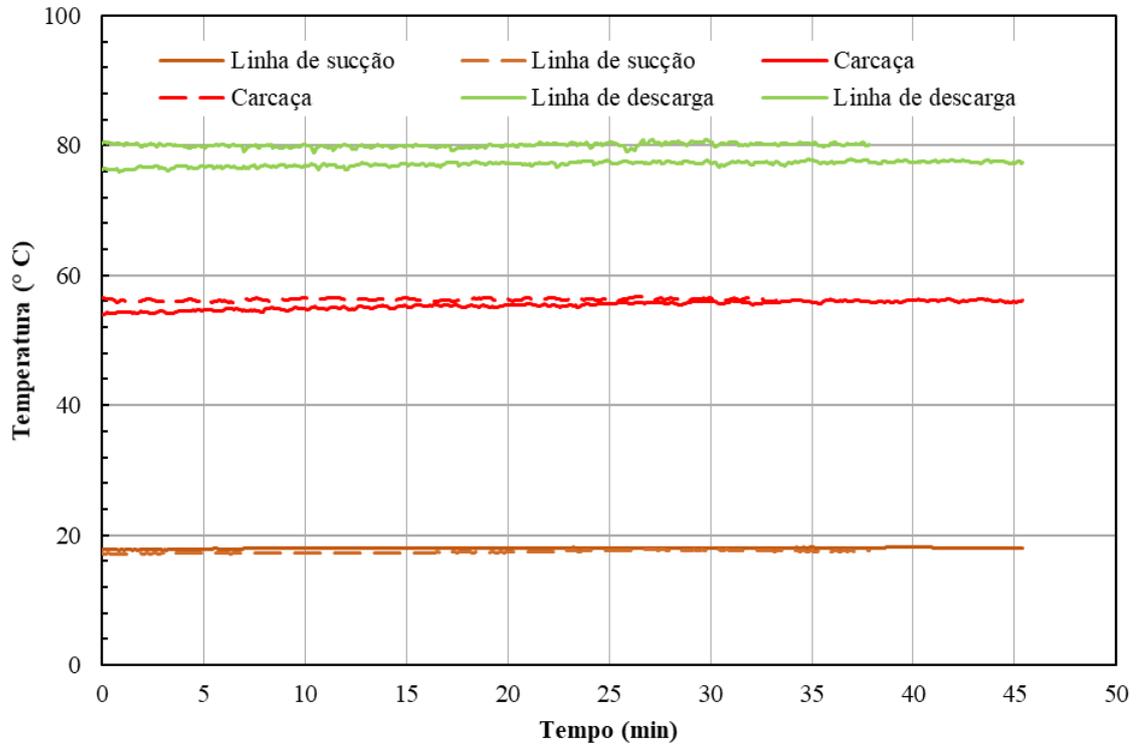
Fonte: Autora, 2021

Figuras ANEXOS 20-Temperatura do fluido no evaporador condição central



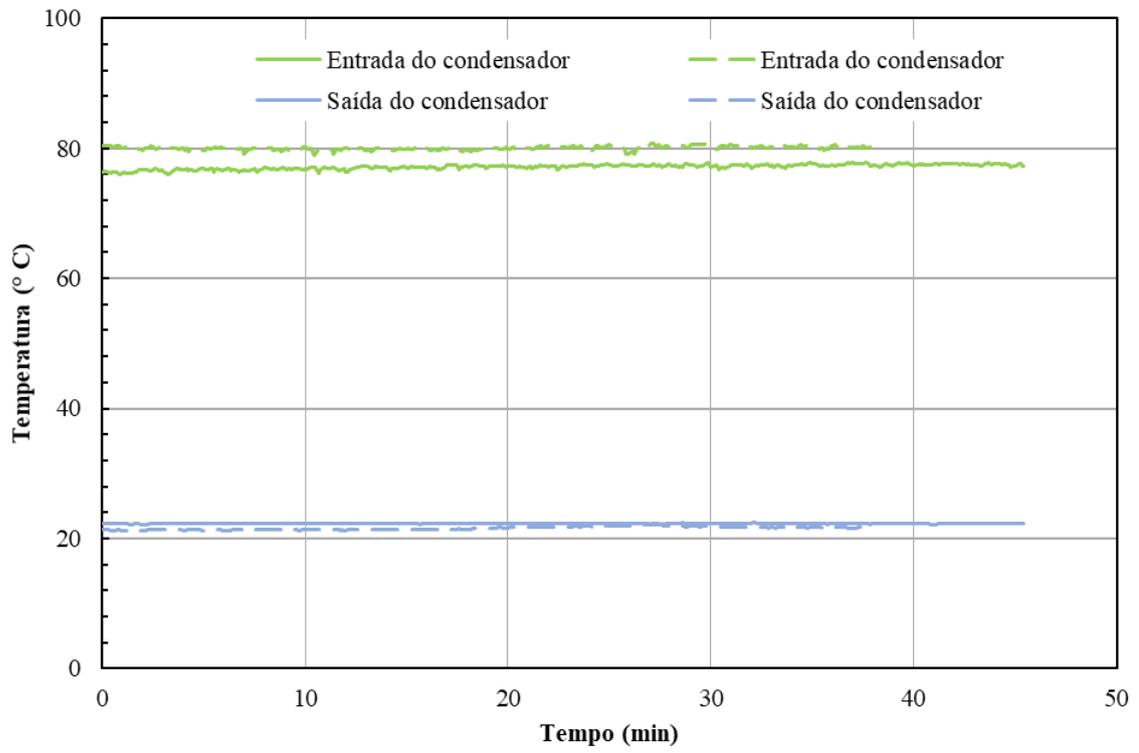
Fonte: Autora, 2021

Figuras ANEXOS 21-Temperatura do fluido no compressor condição central



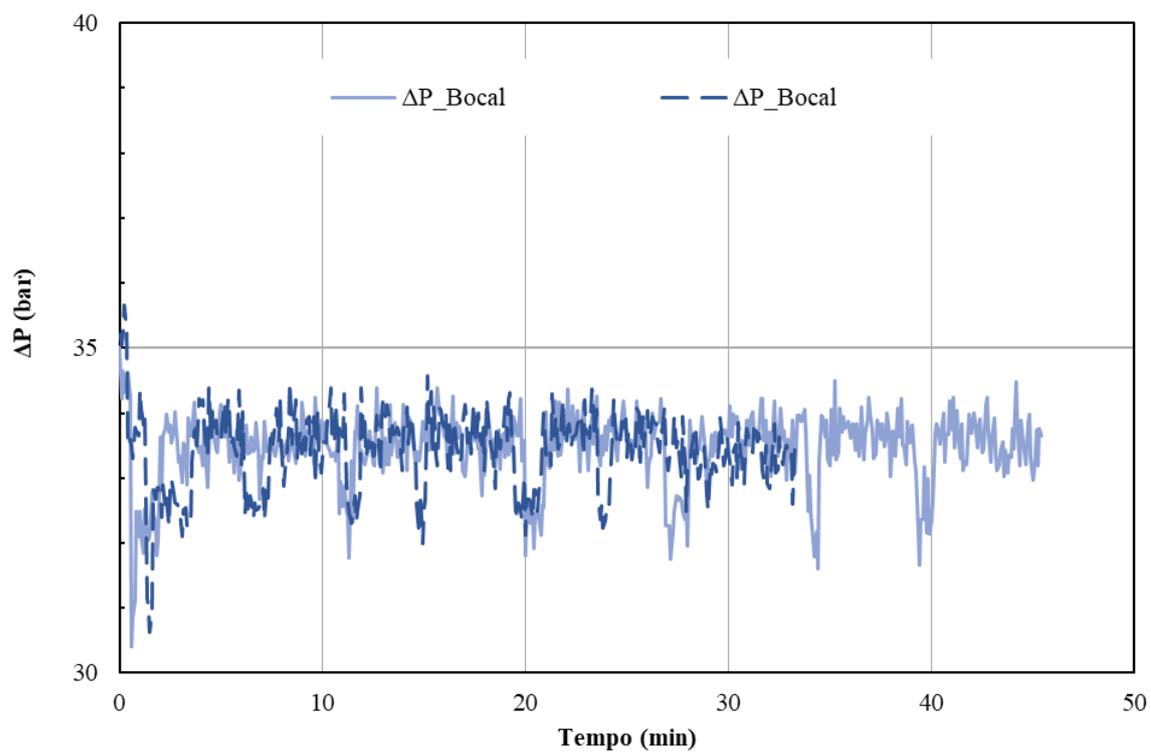
Fonte: Autora, 2021

Figuras ANEXOS 22-Temperatura do fluido no condensador condição central



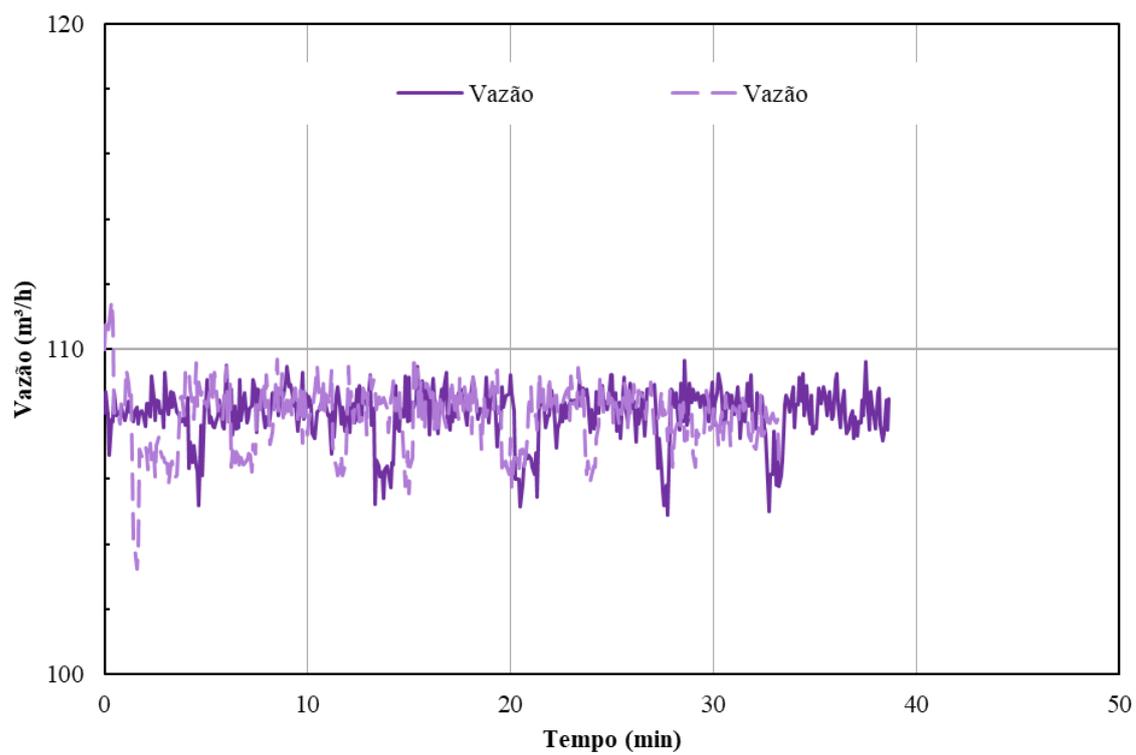
Fonte: Autora, 2021

Figuras ANEXOS 23-Diferencial de pressão no bocal condição central



Fonte: Autora, 2021

Figuras ANEXOS 24-Vazão do ventilador condição central

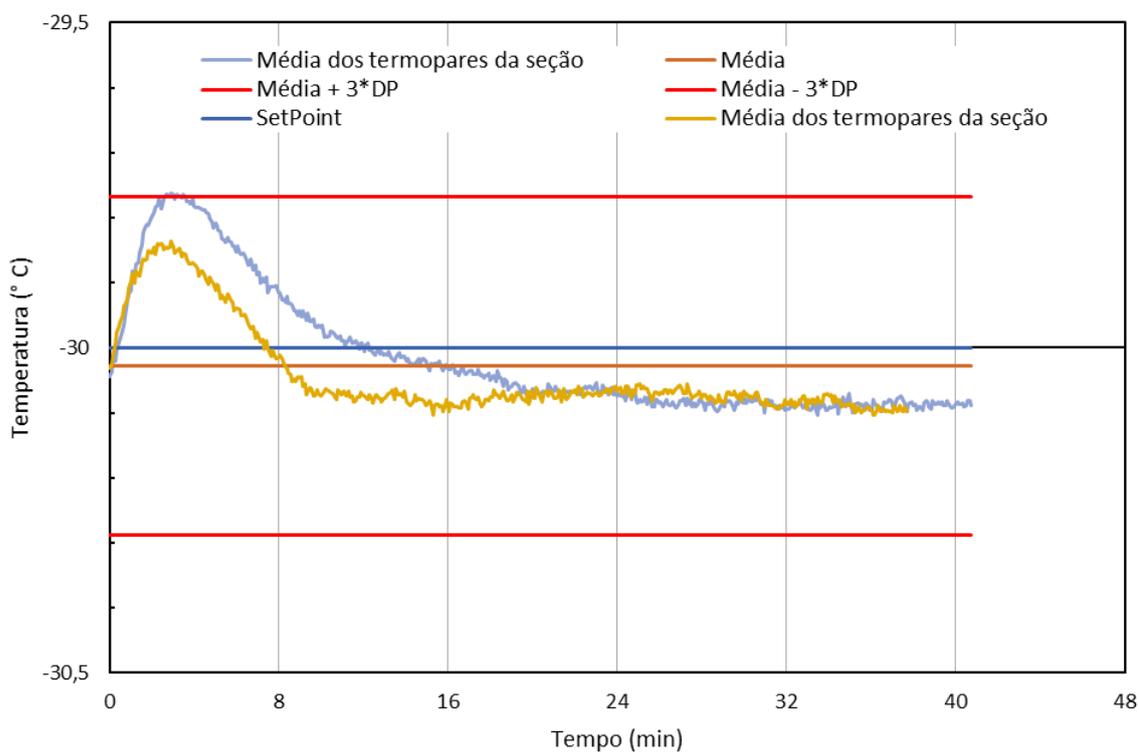


Fonte: Autora, 2021

## 7.5 ANEXOS E - COMPORTAMENTO DO SISTEMA DE CONTROLE NA CONDIÇÃO CENTRAL

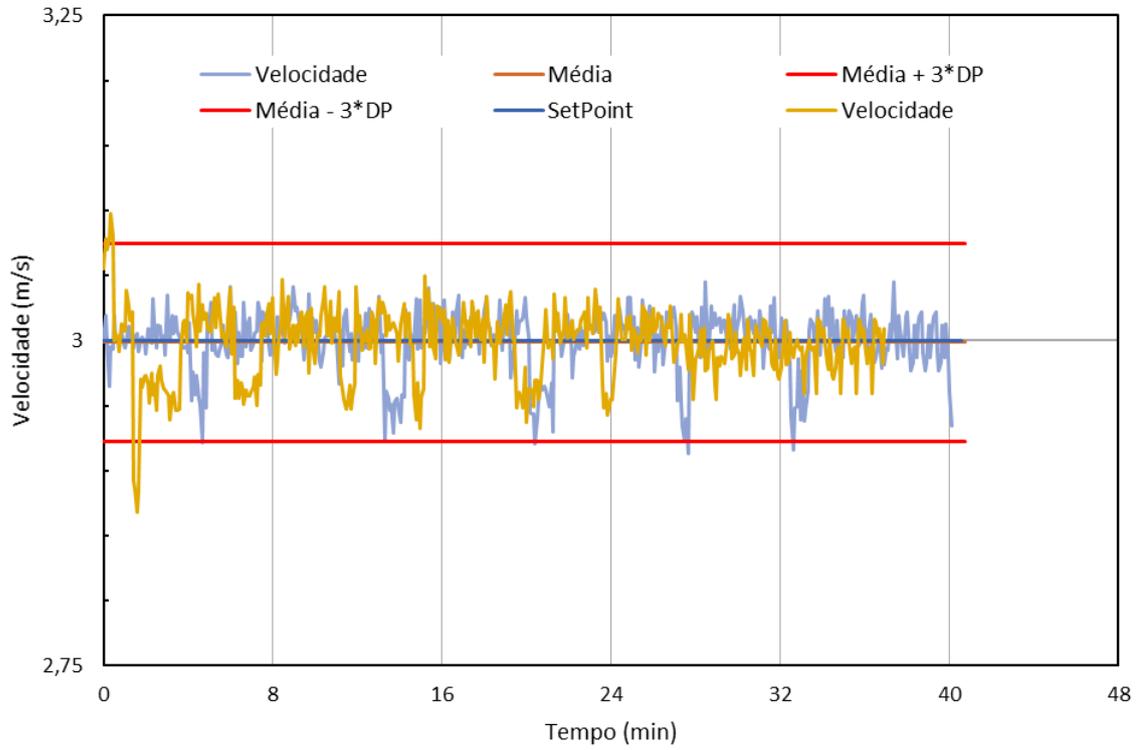
Abaixo segue a medição do comportamento da seção de testes ao longo do teste em comparação com o valor de referência e ao desvio padrão.

Figuras ANEXOS 25-Comportamento da temperatura na seção de testes condição central



Fonte: Autora, 2021

Figuras ANEXOS 26-Comportamento da velocidade na seção de testes condição central



Fonte: Autora, 2021