Desenvolvimento de uma câmara de secagem experimental

Antonio Victor de Souza Correa

Dissertação apresentada à Escola Superior de Tecnologia e Gestão para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

No âmbito da dupla diplomação com o CEFET/RJ - Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Orientadores:

Professor Doutor Luís Manuel Frölén Ribeiro

Professor Doutor Daduí Cordeiro Guerrieri

Esta dissertação não inclui as críticas e sugestões feitas pelo Jurí.

Bragança

2024

Esta página foi deixada propositalmente em branco.

Desenvolvimento de uma câmara de secagem experimental

Antonio Victor de Souza Correa

Dissertação apresentada à Escola Superior de Tecnologia e Gestão para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

No âmbito da dupla diplomação com o CEFET/RJ - Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Orientadores:

Professor Doutor Luís Manuel Frölén Ribeiro

Professor Doutor Daduí Cordeiro Guerrieri

Este documento não inclui as sugestões feitas pela banca.

Bragança

2024

Esta página foi deixada propositalmente em branco.

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais e ao meu irmão, cujos sacrifícios proporcionaram as oportunidades que tive.

Esta página foi deixada propositalmente em branco.

Agradecimentos

Gostaria de expressar minha profunda gratidão aos familiares e amigos que me apoiaram ao longo da graduação e do programa de dupla diplomação. Ao meu orientador, Doutor Luís Manuel Frölén Ribeiro, pela paciência, orientação e por ter me apresentado o tema deste trabalho. Ao meu orientador, Doutor Daduí Cordeiro Guerrieri, pelos ensinamentos transmitidos e acompanhamento ao longo dos projetos de iniciação científica. Aos colegas Paulo Bruno e Bernardo Farrero, pelo auxílio ao longo do processo de escrita.

Por fim, a todos aqueles que contribuíram, direta ou indiretamente, para a realização deste trabalho, meu sincero agradecimento. Cada conversa, cada conselho e cada momento compartilhado enriqueceram meu processo de aprendizado e formação profissional.

Esta página foi deixada propositalmente em branco.

Resumo

Esta dissertação teve como objetivo desenvolver uma câmara de secagem experimental. O equipamento visa a realização de experimentos de secagem de alimentos através de uma câmara de secagem por bomba de calor, mediante diferentes parâmetros de secagem e com acompanhamento em tempo real da variação da massa do alimento.

Dividiu-se o projeto do equipamento entre estrutura e bomba de calor. Projetou-se a estrutura visando proporcionar a realização de experimentos mediante diferentes ciclos de secagem e utilizando diversos modelos de suportes de alimentos. Projetou-se a bomba de calor através de uma análise de sensibilidade.

A análise de sensibilidade é dividida em quatro etapas: cálculo das propriedades psicrométricas, cálculo da potência calorífica do condensador, cálculo da potência calorífica do evaporador e cálculo das propriedades da bomba de calor. Através desta análise determinaram-se as principais características da bomba de calor e os parâmetros de secagem utilizáveis para a geometria escolhida.

Por fim, apresentou-se os componentes selecionados para compor o equipamento, tais como compressor SE6078GS-O, válvula de expansão ETS 6 - 25 - 034G5030, ventilador axial HPX-45-4T-0.33 e células de carga de tração e flexão. Além disso, detalhou-se os componentes estruturais projetados, incluindo suportes, paredes da câmara de secagem e condutas.

Palavras-chave: Câmara de secagem, bomba de calor, secagem de alimentos.

Esta página foi deixada propositalmente em branco.

Abstract

This dissertation aimed to develop an experimental drying chamber. The equipment aims to carry out food drying experiments using a heat pump, enabling the process using different drying parameters and real-time monitoring of the variation in the mass of the food.

The equipment project was divided between structure and heat pump. It was designed to structure aiming to provide experiments through different cycles of drying and using different models of food supports. The bomb was designed of heat through a sensitivity analysis.

The sensitivity analysis is divided into four steps: calculation of the psychrometric properties, calculation of the calorific power of the condenser, calculation of the calorific power of the evaporator and calculation of the properties of the heat pump. Through this analysis the main components of the heat pump and the drying parameters were determined usable for the chosen geometry.

Finally, the components selected to compose the equipment were presented, such as the compressor SE6078GS-O, expansion valve ETS 6 - 25 - 034G5030, axial fan HPX-45-4T- 0.33 and tensile and bending load cells. Furthermore, it detailed the engineered structural components, including supports, drying chamber walls and conducts.

Keywords: Drying chamber, heat pump, food drying.

Esta página foi deixada propositalmente em branco.

Índice

1 Introdução **1**

1.1 Objetivo geral 1

1.2 Objetivos específicos 1

1.3 Enquadramento 2

1.4 Estrutura da dissertação 2

2 Fundamentos teóricos **5**

2.1 Estado da arte 5

2.2 Fundamentação teórica 10

2.2.1 Fundamentos termodinâmicos 10

2.2.2 Psicrometria e propriedades do ar 11

2.2.3 Transferência de calor e massa 15

2.2.4 Permutadores de calor 19

2.2.5 Bombas de calor 20

2.2.6 Curvas de secagem de alimentos 22

2.2.7 Algoritmo de dimensionamento 22

2.2.8 Método de elementos finitos 23

3 Materiais e métodos **25**

3.1 Premissas do projeto 25

3.2 Equipamento 26

3.2.1 Câmara de secagem 27

3.2.2 Condutas 29
3.3 Bomba de calor 30
3.4 Instrumentação e controle 39

4 Resultados e discussão **41**
4.1 Bomba de calor 41
4.2 Estrutura do equipamento 53

5 Conclusão e trabalhos futuros **79**

Bibliografia **83**

A **A1**

B **B1**

Lista de Tabelas

2.1 Parâmetros observados através da revisão bibliográfica. 7

3.1 Características dos permutadores 32
3.2 Parâmetros utilizados no condensador 34
3.3 Parâmetros utilizados no evaporador 35
3.4 Volume de controlo: evaporador 36
3.5 Parâmetros utilizados para o cálculo da pressão do condensador 37
3.6 Parâmetros utilizados para o COP 38
3.7 Parâmetros para convecção de massa 38

4.1 Temperaturas da superfície do evaporador para alcançar o ponto de orvalho. 42
4.2 Velocidades de funcionamento em que o ar de secagem é resfriado até o ponto de orvalho. 42
4.3 Potência da resistência auxiliar em kW para T = 10 °C. 43
4.4 Potência da resistência auxiliar em kW para T = 40 °C. 43
4.5 Potência da resistência auxiliar em kW para T = 65 °C. 44
4.6 Caudal mássico de fluido refrigerante [g/s] para T = 10 °C. 45
4.7 Caudal mássico de fluido refrigerante [g/s] para T = 40 °C. 45
4.8 Caudal mássico de fluido refrigerante [g/s] para T = 65 °C. 46
4.9 Estimativa da capacidade de remoção de humidade do alimento. 50
4.10 Dimensões do equipamento. 53

Esta página foi deixada propositalmente em branco.

Lista de Figuras

2.1 Exemplos de ciclos para câmara de secagem com bomba de calor: a) ciclo aberto, b) ciclo fechado, c) ciclo parcialmente fechado e d) ciclo fechado com desvio. Adaptado de [14]. 8

2.2 Fluxograma de uma bomba de calor. 21

3.1 Croqui do design proposto para o equipamento: 1 - câmara de secagem, 2 - montagem dos suportes horizontais, 3 - chapa perfurada, 4 - difusores, 5 - ventilador axial, 6 - resistência auxiliar, 7 - condensador, 8 - curvas com flange para válvula borboleta, 9 - evaporador 1 e 10 - evaporador 2. 27

3.2 Secção transversal dos perfis utilizados para a modelagem do suporte horizontal 28

3.3 Diagrama representando as etapas da análise de sensibilidade. 31

3.4 Processo iterativo para a temperatura de saída do condensador. 33

3.5 Verificação da transferência de calor para aquecimento. 34

3.6 Processo de verificação da velocidade de secagem. 35

4.1 COP para a temperatura de secagem de 10 °C em função da humidade relativa. 47

4.2 COP para a temperatura de secagem de 40 °C em função da humidade relativa. 47

4.3 COP para a temperatura de secagem de 65 °C em função da humidade relativa. 48

4.4 Humidade condensada para a temperatura de secagem de 10 °C em função da humidade relativa. 48
4.5 Humidade condensada para a temperatura de secagem de 40 °C em função da humidade relativa. 49
4.6 Humidade condensada para a temperatura de secagem de 65 °C em função da humidade relativa. 49
4.7 Diagrama da bomba de calor no início do processo de secagem. 51
4.8 Diagrama da bomba de calor com formação de gelo no evaporador 1. . . . 52
4.9 Diagrama da bomba de calor com formação de gelo no evaporador 2. . . . 52
4.10 (a) Difusor selecionado, (b) Ventilador axial selecionado. 54
4.11 (a) Válvula selecionada, (b) Transmissor selecionado. 54
4.12 Células de carga selecionadas: a) FCK, b) SA. 55
4.13 Suporte horizontal: a) célula de carga, b) suporte da célula de carga e c) suporte horizontal. 56
4.14 Suporte vertical. 56

Lista de Símbolos

α	Difusividade térmica
β	Coeficiente de expansão volumétrica térmica
ΔT_{ml}	Média logarítmica das diferenças de temperatura
$\dot{m}$	Caudal mássico
$\dot{Q}$	taxa de transferência de calor
$\dot{W}$	Trabalho
μ	Viscosidade dinâmica
ω	Humidade absoluta
ϕ	Humidade relativa
ρ	Massa específica
τ	Viscosidade cinemática
A	Área
cp	Calor específico
D_{ab}	Difusividade mássica
g	Aceleração da gravidade

G_r	Número de Grashof
h	Entalpia
h_m	Coeficiente convectivo de transferência de massa
h_q	Coeficiente convectivo de transferência de calor
k	Condutividade térmica
M	Massa molar de vapor
m	Massa
N_u	Número de Nusselt
n_v	Número de mols de vapor
P_a	Pressão de ar seco
P_r	Número de Prandtl
P_v	Pressão de vapor
P_{atm}	Pressão atmosférica
P_{vs}	Pressão de vapor saturado
R_a	Número de Rayleigh
R_e	Número de Reynolds
S_c	Número de Schmidt
Sh	Número de Sherwood
T	Temperatura
t	tempo

T_{dp} Temperatura de ponto de orvalho

V Velocidade

vc Volume de controle

x_v Fração molar de vapor

Z Altura

Esta página foi deixada propositalmente em branco.

Acrônimos

CEFET Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

CFD Computational Fluid Dynamics.

COP Coefficient of Performance.

ESTiG Escola Superior de Tecnologia e Gestão.

IPB Instituto Politécnico de Bragança.

SMER Specific Moisture Extraction Rate.

Esta página foi deixada propositalmente em branco.

Capítulo 1

Introdução

Este capítulo apresenta o objetivo desta dissertação, enquadrando-a na secagem de alimentos e simultaneamente apresentando o que foi abordado ao longo do trabalho.

1.1 Objetivo geral

O presente trabalho tem como objetivo geral o desenvolvimento de uma câmara de secagem para alimentos que possibilite a medição das curvas de secagem do produto.

1.2 Objetivos específicos

São os objetivos específicos:

I. Desenvolver uma bomba de calor responsável pelo aquecimento/desumidificação do ar de secagem;

II. Selecionar os componentes mais importantes a serem utilizados no equipamento;

III. Desenvolver a estrutura do equipamento em via de realizar os experimentos mediante diferentes ciclos de secagem;

IV. Desenvolver suportes conectados a células de carga para monitoramento da massa de água removida durante os experimentos;

V. Desenvolver desenhos dos componentes a serem fabricados.

1.3 Enquadramento

Esta dissertação visa projetar uma câmara de secagem experimental com base na utilização de uma bomba de calor. Esta câmara permitirá a realização de experimentos de secagem para determinar a difusividade mássica do alimento e a sua taxa de secagem ao longo do tempo mediante a exposição controlada das condições do ar de secagem como temperatura, humidade relativa e velocidade.

A correta definição dos fatores utilizados para o processo de secagem é de grande valia, uma vez que desempenham papel fundamental na qualidade do produto obtido e no consumo de energia de processos industriais. A secagem através do uso de bomba de calor apresenta vantagem frente a outras tecnologias empregadas porque possibilita a realização do processo a baixas temperaturas, o que favorece a preservação das propriedades organoléticas dos alimentos.

O equipamento desenvolvido será capaz de monitorar em tempo real a taxa de remoção de humidade das amostras estudadas, bem como os parâmetros de processo como temperatura, humidade relativa e velocidade do ar.

1.4 Estrutura da dissertação

A dissertação está dividida nos seguintes capítulos:

1. Introdução: apresenta o objetivo da dissertação e contextualiza o cenário ao qual o trabalho realizado está vinculado;

2. Fundamentos teóricos: apresenta o estado da arte sobre câmaras de secagem com bombas de calor e a fundamentação teórica necessária para o desenvolvimento do projeto;

3. Materiais e métodos: descreve as premissas de projeto e os critérios tomados para dimensionamento e seleção de componentes;

4. Resultados e discussão: aborda o design definido, componentes dimensionados e materiais necessários para construção do equipamento;

5. Conclusão: conclui a dissertação e propõe trabalhos futuros com o equipamento.

Esta página foi deixada propositalmente em branco.

Capítulo 2

Fundamentos teóricos

Neste capítulo apresentam-se os fundamentos teóricos que suportam o trabalho subsequente. Este capítulo está dividido em duas partes: a primeira apresenta o estado da arte das câmaras de secagem com bomba de calor; a segunda parte apresenta a fundamentação teórica.

2.1 Estado da arte

A conservação de alimentos é um fator crítico na sociedade, estando presente na fabricação, logística e venda de produtos alimentares. Dentro das técnicas conhecidas, a secagem de alimentos é uma das mais antigas a ser empregada, dado poder ser realizada apenas com recursos naturais, como o sol ou o ar seco de desertos ou montanhas. Além da conservação, a secagem de alimentos também beneficia as questões logísticas, dado que promove a redução de peso e volume. Um outro aspecto está na possibilidade do desenvolvimento de novos produtos como farinhas e concentrados [1], [2].

A secagem de alimentos pode ser caracterizada em função do mecanismo dominante de transferência de calor e massa, segregando-se em convectiva e condutiva. O presente trabalho abordará apenas as transferências convectivas, promovidas por uma bomba de calor. Na secagem convectiva, os alimentos são expostos ao escoamento de um fluido, geralmente o ar, aquecido e seco, promovendo a evaporação da água e remoção do vapor

d'água da superfície do alimento. Os principais parâmetros de desempenho observados no processo são a taxa de secagem, a eficiência energética e a qualidade do produto. Os principais fatores que influenciam estes parâmetros são: temperatura, velocidade do ar, posição do alimento em relação ao escoamento, humidade relativa do ar e o coeficiente de difusividade efetiva do alimento. A taxa de secagem consiste no rácio entre a massa de água removida por unidade de tempo pela massa de matéria seca e , frequentemente, é representada por curvas de secagem. As curvas de secagem representam-se através do gráfico da taxa de secagem pela quantidade de água restante.

A eficiência energética pode ser avaliada em função do *coefficient of performance*, representado pela sigla *COP*, e da *specific moisture extraction rate*, representado pela sigla *SMER*. A qualidade do produto pode ser medida em função da coloração do alimento, da conservação das propriedades organolépticas, o atendimento as características desejadas e a redução da atividade d'água, a qual determina a atividade bacteriana, fúngica e enzimática no alimento [1]–[3].

Os fatores mencionados no parágrafo anterior muitas vezes são estimados erroneamente, resultando em equipamentos que operam de modo inadequado, com a qualidade do produto fora das características ideais ou com a necessidade de intervenção periódica no processo [4]. As consequências são os custos elevados e um consumo de energia térmica para a secagem que varia entre 10 % e 40 % de toda a energia consumida na indústria em países subdesenvolvidos [5]–[8]. Para obter os parâmetros para projeto de secadores de alimentos, realizam-se medições em câmaras de secagem ou através de métodos numéricos, os quais podem apresentar boa concordância ou não, com os resultados experimentais a depender do alimento estudado [7], [9].

Para determinar o estado da arte de câmaras de secagem através de bombas de calor para a realização de experimentos, realizou-se uma pesquisa na da base de dados *Scopus*, através das *strings* de busca: *"Review AND heat AND pump AND dryer"* e *"Heat AND pump AND dryer"*, com os seguintes critérios de exclusão: Livre acesso, língua inglesa, 2018 a 2023, artigo e palavra chave *"drying"*. A busca retornou 409 artigos, os quais foram reduzidos a 25 pela análise do título e do resumo.

Os principais fatores que afetam os parâmetros de desempenho, (temperatura, velocidade do ar, posição do alimento em relação ao escoamento, humidade relativa do ar e o coeficiente de difusividade efetiva do alimento), foram observados de acordo com as circunstâncias apresentadas nos artigos e evidenciados na tabela 2.1.

Tabela 2.1: Parâmetros observados através da revisão bibliográfica.

Parâmetro	Valor	Referência
Temperatura	-20 °C a 100 °C	[4], [7]–[22]
Velocidade	0,5 m/s a 6,5 m/s	[4], [12]–[15], [17], [18] [7], [9], [20]–[23]
Humidade relativa	10 % a 80 %	[14], [17]

As câmaras de secagem por bomba de calor podem ser distinguidas em três tipos de acordo com o fluxo do ar de secagem: ciclo fechado, ciclo parcialmente fechado e ciclo aberto. O ciclo fechado é o único que não sofre influência significativa das características do ambiente sobre o processo de secagem. O ciclo parcialmente fechado e o ciclo fechado podem apresentar desvios no fluxo de ar, evitando que uma parcela do ar passe através de um componente ou seja removida do sistema [14]. A figura 2.1 apresenta quatro exemplos de ciclos para câmaras de secagem com bomba de calor onde as setas tracejadas representam o fluxo de fluido refrigerante e as linhas contínuas o fluxo de ar. As letras C,D e E representam o condensador, a câmara de secagem e o evaporador. Na figura 2.1 são representados: a) ciclo aberto, b) ciclo fechado, c) ciclo parcialmente fechado e d) ciclo fechado com desvio.

Além da classificação em função do ciclo, podem ser obtidas diversas configurações em função do número de componentes e do seu posicionamento ao longo da máquina. Por exemplo com a aplicação de mais de um evaporador ou condensador, em contato ou não com o ar de secagem, com múltiplos estágios de compressão, com recuperação de calor, com ou sem sistema de desvio, entre outros [11], [14].

A configuração escolhida influencia diretamente no controlo dos parâmetros do equipamento, podendo afetar positiva ou negativamente o processo de secagem, evidenciando a necessidade de avaliar a real necessidade de aplicação de um certo componente e seu

impacto no conjunto. Para sistemas que operam em ciclo fechado, a presença de um desvio de 40 % do ar relativo ao evaporador promove o máximo SMER [12].

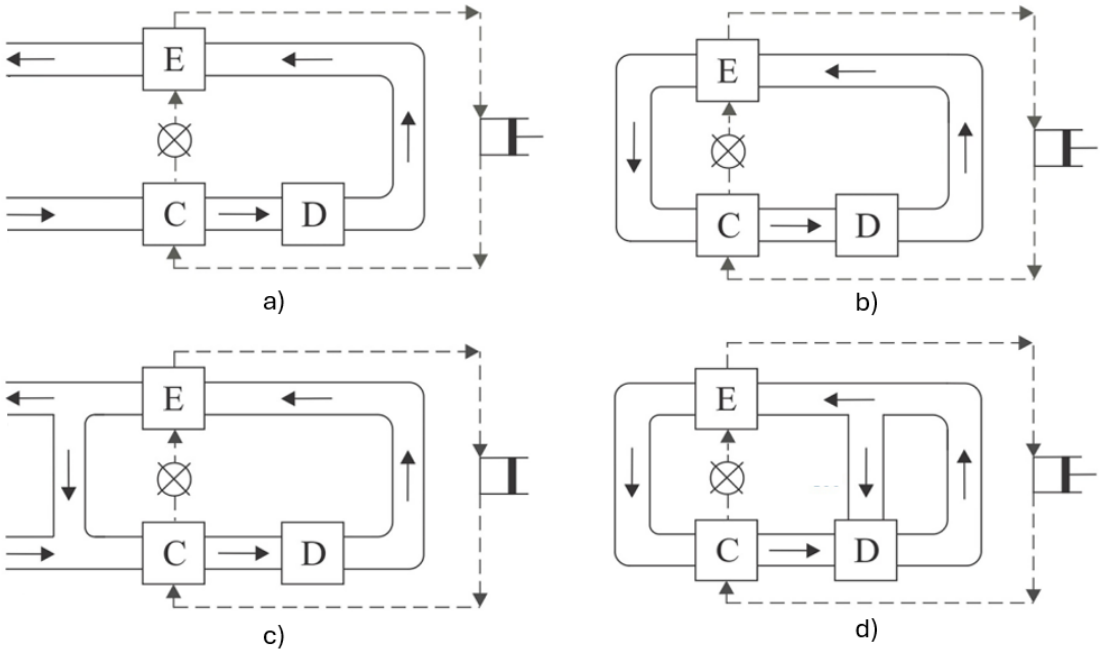


Figura 2.1: Exemplos de ciclos para câmara de secagem com bomba de calor: a) ciclo aberto, b) ciclo fechado, c) ciclo parcialmente fechado e d) ciclo fechado com desvio. Adaptado de [14].

Os processos de secagem onde se encontram temperaturas negativas no evaporador apresentam dificuldades operacionais. Estas dizem respeito à remoção do gelo formado nas alhetas ou na parede do evaporador em decorrência da remoção da humidade do ar, o que reduz a troca térmica entre o evaporador e o ar de secagem [11], [15]. A aplicação de dois evaporadores, um interno e um externo, instalados em paralelo, permite ao equipamento o trabalho em dois modos de operação: o primeiro orientado a aumentar a temperatura do ar de secagem; o segundo orientado a realizar a desumidificação, proporcionando uma redução no tempo total do processo. Esta configuração permite a redução da temperatura do ar de secagem em função da quantidade de fluido refrigerante direcionado ao evaporador interno [8].

O direcionamento do fluxo de ar desempenha um papel importantíssimo na qualidade

do produto, podendo ocasionar a secagem irregular do alimento em função da sua posição no interior do equipamento ou o não atendimento da secagem necessária para sua conservação. Para resolver esta situação aplicam-se placas perfuradas, difusores, múltiplas entradas de ar, fluxo de ar pulsado ou a movimentação dos alimentos no interior do equipamento de modo continuo [4], [21], [23].

Dentre as características construtivas de uma bomba de calor, o fluido refrigerante exige atenção especial decorrente do seu impacto direto na eficiência do equipamento. A comparação entre fluidos refrigerantes realizada através de uma câmara de secagem com ciclo aberto exibe o R-152a como o fluido refrigerante com o menor tempo de secagem e maior *SMER*, enquanto o R-1234ze apresenta o maior *COP* [14].

Para garantir maior eficiência ao projeto podem ser aplicadas simulações de fluido dinâmica computacional, *computational fluid dynamics*, CFD, com o intuito de prever a influência dos aspectos geométricos do equipamento na distribuição do ar e da temperatura. O fluxo de ar aplicado é, no geral, caracterizado como turbulento, podendo ser modelado através de diversas equações. A aplicação do modelo k-ϵ apresentou boa convergência com os dados experimentais apresentando um desvio inferior a 8 % referente a velocidade do ar [23]. Em simulações onde o alimento é representado por um meio poroso, apresentou uma discrepância máxima de 15 % no teor de humidade [20], [24] e uma discrepância de 18 % para a temperatura do ar [24].

A integração entre câmara de secagem por bombas de calor e outras tecnologias tem sido empregada com o intuito de possibilitar a utilização de temperaturas mais elevadas, redução do consumo energético e melhoria na qualidade final do produto. A aplicação de micro-ondas, radiação infravermelha e radiofrequência permite a redução no tempo de secagem, a redução na mudança de coloração do alimento e o aumento do taxa de secagem [11]. A comparação entre os parâmetros de desempenho de câmaras de secagem com bombas de calor e sua integração com outras tecnologias como radiação infravermelha e coletores solares indica que o sistema constituído por bomba de calor e coletores solares apresenta o maior *SMER*, a maior eficiência energética e o menor consumo de energia [14].

2.2 Fundamentação teórica

Esta secção apresenta os fundamentos teóricos utilizados na secção de materiais e métodos, abordando fundamentos termodinâmicos, psicrometria, transferência de calor e massa, permutadores de calor, bombas de calor, curvas de secagem, algoritmo de dimensionamento e método de elementos finitos.

2.2.1 Fundamentos termodinâmicos

A lei de conservação de massa, ou lei de Lavoisier, estabelece que, para um volume de controlo, a transferência líquida de massa em um intervalo de tempo é igual a diferença entre a massa que entra e a massa que sai do volume, equação 2.1. A primeira lei da termodinâmica, ou principio da conservação de energia, estabelece que, em um volume de controlo, o calor líquido transferido durante um ciclo é igual ao trabalho líquido durante o ciclo, ou seja, não é possível destruir energia, apenas alterar sua forma. A equação da energia, estabelece que a variação de energia em um sistema é dada pela diferença entre o calor e trabalho empregados no sistema. Ao considerar um processo em regime permanente, esta expressa-se através da equação 2.2.

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{vc} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \tag{2.1}$$

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e\right) = \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s\right) + \dot{W}_{vc} \tag{2.2}$$

Onde, m representa massa, $\dot{Q}$ é a potência calorífica, $\dot{W}$ é a potência mecânica, h é entalpia, Z é a cota, g é a gravidade, V é a velocidade. Os subscritos vc, e e s representam volume de controlo, entrada e saída [25], [26]. Aplicando a equação 2.2 a uma bomba de calor e avaliando seus componentes através de volumes de controlo, a equação da energia reduz-se a equação 2.3.

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(h_e\right) = \sum \dot{m}_s \left(h_s\right) + \dot{W}_{vc} \tag{2.3}$$

2.2.2 Psicrometria e propriedades do ar

A psicrometria é a determinação do estado higrométrico do ar, estabelecendo valores para as propriedades da mistura de ar seco com vapor d'água, os quais são utilizados para definir o processo a ser realizado para alcançar as características desejadas. No que diz respeito a temperatura, há a divisão entre temperatura de bolbo húmido e de bolbo seco, de modo que a temperatura é aferida através de um termômetro com bolbo coberto por um algodão saturado de água e com o bolbo seco. No termômetro de bolbo húmido, a água presente no algodão evapora se o ar ao redor não estiver saturado, reduzindo a temperatura, de modo que a temperatura do bolbo húmido sempre é inferior à temperatura de bolbo seco. As temperaturas de bolbo húmido e seco são iguais quando o ar ao redor do termômetro está saturado [26].

A quantidade de vapor d'água presente na mistura pode ser expressa em termos de humidade relativa ou humidade absoluta. A humidade relativa ϕ, equação 2.4, é o rácio entre a pressão parcial de vapor na mistura (o produto entre a fração molar de vapor e a pressão da mistura) e a pressão de saturação do vapor (pressão que ocorre a saturação do ar em determinada temperatura), ambas medidas na mesma temperatura. A humidade absoluta ω, equações 2.5 e 2.6, é o rácio entre a massa de vapor d'água, m_v, e a massa de ar seco, m_a, ou, em função de considerar o ar como um gás ideal, o rácio entre o produto da massa molecular de vapor com a pressão parcial de vapor e o produto da massa molecular de ar seco com a pressão parcial de ar seco [26].

$$\phi = \frac{P_v}{P_{vs}} \tag{2.4}$$

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \tag{2.5}$$

$$\omega = 0,622\frac{P_v}{P_a} \tag{2.6}$$

É possível obter a pressão de vapor a partir da humidade absoluta através da equação

2.7, em função da pressão de ar seco ser igual a pressão da mistura menos a pressão de vapor. A pressão de ar seco obtém-se em função da pressão atmosférica e a pressão de vapor através da equação 2.8 [26].

$$P_v = \omega \left(\frac{P_{atm}}{0,622 + 0,378\ \omega} \right) \tag{2.7}$$

$$P_a = P_{atm} - P_v \tag{2.8}$$

Ao observar o ponto de saturação da mistura, obtém-se as propriedades de temperatura de ponto de orvalho e pressão de vapor saturado. A temperatura de ponto de orvalho, a qual da inicio o processo de condensação do vapor d'água presente na mistura, é aquela em que a mistura se torna saturada quando arrefecida a pressão constante, equação 2.9. A pressão de saturação do vapor é a pressão de vapor quando a mistura alcança o limite de vapor d'água permissível para determinada temperatura, equação 2.10 no intervalo entre 0 °C e 100 °C [26], [27].

$$T_{dp} = \frac{(186,4905 - 237,3\ log_{10}(10\ P_v))}{(log_{10}(10\ P_v) - 8,2859)} \tag{2.9}$$

$$P_{vs} = \frac{6\ 10^{25}}{(1000\ T^5)\ e^{(-6800/T)}} \tag{2.10}$$

Para medir a concentração de um componente em uma mistura, recorre-se à fração molar, equação 2.11, ou seja, o rácio entre número de mols do componente em estudo e o número de mols total da mistura, o qual também pode ser representado pelo rácio entre a pressão de vapor e a pressão total da mistura.

$$x_v = \frac{n_v}{n_{total}} = \frac{P_v}{P_{total}} \tag{2.11}$$

As propriedades do ar apresentadas nas equações 2.4 a 2.9 podem ser obtidas em cartas psicrométricas, as quais apresentam os valores de acordo com a pressão total da mistura,

desde que sejam conhecidas ao menos duas propriedades independentes que definam o estado da mistura. As propriedades de uma mistura de ar seco e vapor d'água podem ser obtidas através de uma carta psicrométrica, possibilitando visualizar graficamente os processos necessários para alterar as propriedades da mistura até as desejadas. O anexo A apresenta um exemplo de carta psicrométrica para a mistura de ar seco e vapor d'água a pressão de 1,10 atm [28].

As propriedades termofísicas, as quais ditam a resposta do material em relação a aplicação de calor, e de transporte, as quais caracterizam o movimento do fluido, são calculadas em função dos parâmetros Φ_{av}(equação 2.12) e Φ_{va}(equação 2.13), os quais representam a fração de ar presente no vapor d'água e a fração de vapor d'água presente no ar, onde os termos M_v e M_a representam as massas molares e μ_v e μ_a a viscosidade dinâmica do vapor d'água e do ar seco [25], [29].

$$\Phi_{av} = \frac{\sqrt{2}}{4} \left(1 + \frac{M_a}{M_v}\right)^{\frac{-1}{2}} \left[1 + \left(\frac{\mu_a}{\mu_v}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{M_v}{M_a}\right)^{\frac{1}{4}}\right]^2 \tag{2.12}$$

$$\Phi_{va} = \frac{\sqrt{2}}{4} \left(1 + \frac{M_v}{M_a}\right)^{\frac{-1}{2}} \left[1 + \left(\frac{\mu_v}{\mu_a}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{M_a}{M_v}\right)^{\frac{1}{4}}\right]^2 \tag{2.13}$$

A massa molar da mistura é dada pela equação 2.14, onde x_a representa a fração molar de ar seco e x_v representa a fração molar de vapor.

$$M_{mistura} = M_a \; x_a + M_v \; x_v \tag{2.14}$$

A massa especifica da mistura é dada pela equação 2.15, onde R é a constante universal do gás perfeito e $z_{mistura}$ é o fator de compressibilidade da mistura [29].

$$\rho_{mistura} = \frac{1}{z_{mistura}} \frac{P_{atm}}{R\,T} \left(1 - x_v \left(1 - \frac{M_v}{M_a}\right)\right) \tag{2.15}$$

A viscosidade dinâmica da mistura é dada em função dos parâmetros Φ_{av} e Φ_{va}, da viscosidade dinâmica do vapor d'água e do ar seco e da fração molar do vapor d'água através da equação 2.16 [29]. A viscosidade cinemática da mistura é obtida em função da

viscosidade dinâmica e da massa específica do fluido, equação 2.17 [27].

$$\mu_{mistura} = \frac{(1 - x_v)\ \mu_{ar}}{(1 - x_v) + x_v\ \Phi_{av}} + \frac{x_v\ \mu_v}{x_v + (1 - x_v)\ \Phi_{va}} \tag{2.16}$$

$$\nu = \frac{\mu_{mistura}}{\rho_{mistura}} \tag{2.17}$$

A condutividade térmica, a medida da capacidade do material transferir calor, é expressa através da equação 2.18, onde os valores de k_a e k_v representam a condutividade térmica do ar seco e do vapor d'água, e x_v a fração molar de vapor d'água [29], [30].

$$k_{ar} = \frac{(1 - x_v)\ k_a}{(1 - x_v) + x_v\ \Phi_{av}} + \frac{x_v\ k_v}{x_v + (1 - x_v)\ \Phi_{av}} \tag{2.18}$$

O calor específico, a medida da capacidade do material em armazenar energia térmica, para a mistura é obtido através da equação 2.19, onde cp_a e cp_v representam o calor específico do ar seco e do vapor d'água, e M_{total} representa a soma entre a massa molar de vapor d'água e de ar seco [29], [30].

$$cp_{mistura} = cp_a\ x_a\ \frac{M_a}{M_{total}} + cp_v\ x_v\ \frac{M_v}{M_{total}} \tag{2.19}$$

A difusividade térmica da mistura, que representa o quão rápido o calor se difunde através de um material, é dada pela equação 2.20 [30]. A difusividade mássica do vapor d'água no ar é dada pela equação 2.21 [31].

$$\alpha = \frac{k_{ar}}{\rho\ cp_{mistura}} \tag{2.20}$$

$$D_{ab} = 1,87 \times 10^{-10}\ \frac{T^{2,072}}{P_{atm}} \tag{2.21}$$

2.2.3 Transferência de calor e massa

O processo de transferência de calor pode ocorrer através de três mecanismos, condução convecção e radiação. Este trabalho não abordará a transferência de calor através de radiação, uma vez que os fenómenos nos circuitos são maioritariamente convectivos.

A transferência de calor por condução realiza-se pelo contato entre dois materiais onde há uma diferença de temperatura do material mais quente para o material mais frio, podendo ocorrer em sólidos, líquidos e gases. Pra sólidos, a transferência é expressa através da equação 2.22, denominada lei de Fourier. Nesta equação, o fluxo de calor, $\dot{Q}$, é dada pelo produto da condutividade térmica do material, k, a área da secção transversal, A, e o rácio entre a diferença de temperaturas, $d\ T$, e uma distancia infinitesimal, $d\ x$, entre a superfície com maior temperatura e a com menor temperatura [30], [31].

$$\dot{Q}_{cond} = -k\ A\ \frac{d\ T}{d\ x} \tag{2.22}$$

A transferência de calor durante a mudança de fase de um material ocorre a temperatura constante e obtém-se pela equação 2.23. Nesta equação o fluxo de calor é obtido pelo produto entre o caudal mássico de evaporação ou condensação, $\dot{m}$, e a entalpia de vaporização h_{fg}. Para o processo de condensação é utilizada a entalpia de vaporização modificada, h^*_{fg}, equação 2.24, onde c_p representa o calor específico do líquido na temperatura da superfície, T_{dp} representa a temperatura de ponto de orvalho da mistura e T_{evap} representa a temperatura da superfície do evaporador [30], [31].

$$\dot{Q} = \dot{m}\ h^*_{fg} \tag{2.23}$$

$$h^*_{fg} = h_{fg} + 0,68\ c_p\ (T_{dp} - T_{evap}) \tag{2.24}$$

A transferência de calor por convecção ocorre entre uma superfície e um fluido em movimento e pode ser denominada forçada ou natural. Na convecção forçada, o fluido escoa devido a um gradiente de pressões, como por exemplo, o promovido por um ventilador ou

o vento. Na convecção natural, o fluido escoa devido à diferença de temperatura entre a superfície e o fluido, onde o aquecimento do fluido próximo à superfície inferior promove a dilatação do fluido, promovendo a sua impulsão. Em ambos os casos, o fluxo de calor é dado pela equação 2.25, onde h_q é o coeficiente convectivo de transferência de calor, A_s é a área da superfície, T_s é a temperatura da superfície e T_∞ é a temperatura do fluido na região de escoamento livre, onde não há influência da superfície [30], [31].

$$\dot{Q}_{conv} = h_q \ A_s \ (T_s - T_\infty) \tag{2.25}$$

O processo de transferência de massa pode ocorrer através de condução e convecção. Em ambos os mecanismos, a força motriz do processo é a diferença de concentração de uma substância em determinado meio. A transferência de massa por condução é dada pela equação 2.26, denominada lei da difusão de *Fick*, onde $\dot{m}_{diff}$ é a variação de massa difundida da substância, D_{ab} é o coeficiente de difusividade da substância na mistura, A é a área normal à direção da transferência de massa e dC_A/dx é o gradiente de concentração da substância na direção estudada [30], [31].

$$\dot{m}_{diff} = -D_{ab} \ A \ \frac{dC_A}{dx} \tag{2.26}$$

A transferência de massa por convecção ocorre de maneira análoga a transferência de calor, equação 2.27, onde $\dot{m}_{conv}$ é a variação de massa por convecção, h_m é o coeficiente convectivo de transferência de massa, A_s é a área da superfície, C_s é a concentração da substância na superfície e C_∞ é a concentração da substância no fluido distante da superfície [30], [31].

$$\dot{m}_{conv} = h_m \ A_s \ (C_s - C_\infty) \tag{2.27}$$

Os mecanismos de transferência de calor e de massa por convecção são fortemente influenciados pelo escoamento, devido à mudança constante do fluido em contato com a superfície, que promove um maior gradiente de temperatura ou concentração. São

aplicados números adimensionais para reduzir a complexidade decorrente do número de variáveis envolvidas e dos variados tipos de escoamento possíveis.

O número de *Reynolds*, R_e, apresenta o rácio entre as forças de inércia e as forças viscosas que atuam no fluido, equação 2.29. Para o escoamento externo a baterias de tubos a máxima velocidade do fluido no interior da bateria, V_{max}, é obtida através da equação 2.28, onde S_T representa o espaçamento vertical entre tubos, D é o diâmetro da tubagem e V a velocidade do fluido antes da bateria de tubos [30], [31].

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D}\ V \tag{2.28}$$

$$R_e = \frac{\rho\ V\ D}{\mu} \tag{2.29}$$

O número de *Prandtl*, P_r, apresenta o rácio entre a viscosidade cinemática e difusividade térmica, representado na equação 2.30 [30], [31].

$$P_r = \frac{\nu}{\alpha} \tag{2.30}$$

O número de *Nusselt*, N_u, apresenta o rácio entre a transferência de calor por convecção e a somente por condução, podendo ser representado pela equação 2.31 para permutadores de calor de bateria de tubos, onde M e C são constantes definidas em função do espaçamento, diâmetro e posicionamento dos tubos do permutador [30], [31].

$$N_u = 1,13\ R_e^M\ C\ P_r^{\frac{1}{3}} \tag{2.31}$$

O número de *Grashof*, G_r, apresenta o rácio entre as forças de impulsão e as forças viscosas presentes no fluido, equação 2.33, onde β é o coeficiente de expansão volumétrica térmica do material, equação 2.32, g a gravidade e L_c o comprimento característico [30], [31].

$$\beta = \frac{-(\rho_\infty - \rho)}{\rho\ (T_\infty - T)} \tag{2.32}$$

$$G_r = \frac{g\ \beta\ (T_s - T_\infty)\ L_c^3}{\nu^2} \tag{2.33}$$

O número de *Rayleigh*, R_a, é o produto entre os números de *Grashof* e *Prandtl* e caracteriza a transição entre escoamento laminar e turbulento na convecção natural, podendo ser representado pela equação 2.34 [30], [31].

$$R_a = \frac{g\ \beta\ (T_s - T_\infty)\ L_c^3}{\nu\ \alpha} \tag{2.34}$$

O número de *Schmidt*, S_c,é o rácio entre a viscosidade cinemática e a difusidade mássica, dado pela equação 2.35 [30], [31].

$$S_c = \frac{\nu}{D_{ab}} \tag{2.35}$$

O número de *Sherwood*, S_h, fornece o gradiente de concentração adimensional de uma substancia em determinada superfície e expressa-se em função do tipo de convecção apresentada, sendo representado pelas equação 2.36 para convecção natural, eq. 2.37 para convecção forçada em regime laminar e eq. 2.38 para convecção forçada em regime turbulento [30], [31].

$$\begin{aligned} S_h &= 0,59\ (G_r\ S_c)^{1/4} \quad ; \quad 10^5 < G_r\ S_c < 10^9 \\ S_h &= 0,1\ (G_r\ S_c)^{1/3} \quad ; \quad 10^9 < G_r\ S_c < 10^{13} \end{aligned} \tag{2.36}$$

$$S_h = 0,664\ R_e^{0,5}\ S_c^{1/3} \quad ; S_c > 0,5 \tag{2.37}$$

$$S_h = 0,037\ R_e^{0,8}\ S_c^{1/3} \quad ; S_c > 0,5 \tag{2.38}$$

Os coeficiente convectivos de transferência de calor e massa podem ser obtidos em função das equações 2.39 e 2.40, D_c é a dimensão característica da geometria estudada [30], [31].

$$h_q = k_{ar} \frac{N_u}{D_c} \tag{2.39}$$

$$h_m = S_h \frac{D_{ab}}{D_c} \tag{2.40}$$

2.2.4 Permutadores de calor

Permutadores de calor são componentes responsáveis por realizar troca térmica entre dois meios, caracterizando-se pelo escoamento dos fluidos envolvidos, como paralelo, contracorrente ou cruzado e por sua concepção geométrica, podendo ser composto por placas, bateria de tubos alhetados ou lisos, casco e tudo ou tubos concêntricos [30], [31].

Para permutadores de calor onde a temperatura dos fluidos nos pontos de entrada e saída são conhecidos, a principal ferramenta de dimensionamento empregada é a média logarítmica das diferenças de temperatura, onde o calor transferido no permutador é obtido através da equação 2.41, na qual U representa o coeficiente global de transferência de calor, o qual é definido em função da resistência térmica total entre os dois fluidos (soma entre a resistência térmica convectiva dos fluidos interno e externo e a resistência térmica condutiva do material do permutador de calor) através da equação 2.42. A_s, a área da superfície de contacto e ΔT_{ml} a média logarítmica da diferença de temperaturas para escoamento contracorrente obtem-se em função da temperatura de entrada e saída dos fluido conforme as equações 2.43 e 2.44, onde os subscritos q,f,ent e sai significam respectivamente quente, frio, entrada e saída [30], [31].

$$\dot{Q} = U \ A_s \ \Delta T_{ml} \tag{2.41}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{q1}} + \frac{1}{h_{q2}} + \frac{l}{k}} \tag{2.42}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \Delta T_1 / \Delta T_2} \tag{2.43}$$

$$\Delta T_1 = (T_{q,ent} - T_{f,sai}) \qquad \Delta T_2 = (T_{q,sai} - T_{f,ent}) \tag{2.44}$$

Para a aplicação da média logarítmica da diferença de temperaturas em permutadores de calor de bateria de tubos com escoamento cruzado, realiza-se uma aproximação com um permutador de calor de escoamento contracorrente casco e tubo através da aplicação de um fator de correção F, determinado em função do rácio entre temperaturas do casco e o rácio de temperaturas do tubo. Entretanto, em situações onde há mudança de fase, como evaporadores e condensadores, o fator de correção é igual a 1 [31].

O calor necessário para aquecer um material até uma certa temperatura pode ser determinado através da equação 2.45. Esta equação é válida desde que o material não sofra mudança de fase, onde $\dot{m}$ representa o caudal mássico, T_{final} e $T_{inicial}$ representam a temperatura final e inicial.

$$\dot{Q} = \dot{m}\ cp\ (T_{final} - T_{inicial}) \tag{2.45}$$

2.2.5 Bombas de calor

Uma bomba de calor é um equipamento empregado para transportar calor no sentido contrário ao fluxo natural, removendo calor de uma fonte fria e transportando para uma fonte quente [25], [26].

Este equipamento funciona de acordo com o fluxograma da figura 2.2, onde as linhas pontilhadas representam o fluxo de fluido refrigerante e as linhas cheias o fluxo de calor/trabalho.

O vapor de fluido refrigerante é comprimido no compressor, elevando sua pressão, temperatura e entalpia, seguindo para o condensador, onde o fluido refrigerante aquecido transfere calor para a fonte quente durante seu processo de condensação. Após o condensador, o fluido refrigerante passa pela válvula de expansão, reduzindo a pressão num processo isentálpico, iniciando o processo de evaporação do fluido refrigerante, o qual ocorre ao longo do evaporador com o recebimento de calor oriundo da fonte fria. Após o

evaporador, o fluido refrigerante é direcionado ao compressor para dar inicio a um novo ciclo [25], [26].

Para o funcionamento adequado do equipamento, o fluido refrigerante deve fornecer o calor necessário para a fonte quente, de modo que o caudal de fluido refrigerante possa ser calculado através da aplicação da equação 2.3. Ao selecionar o condensador como volume de controlo e uma vez que o trabalho neste volume de controlo é igual a zero, o calor é determinado em função das temperaturas desejadas e das características do condensador [25], [26].

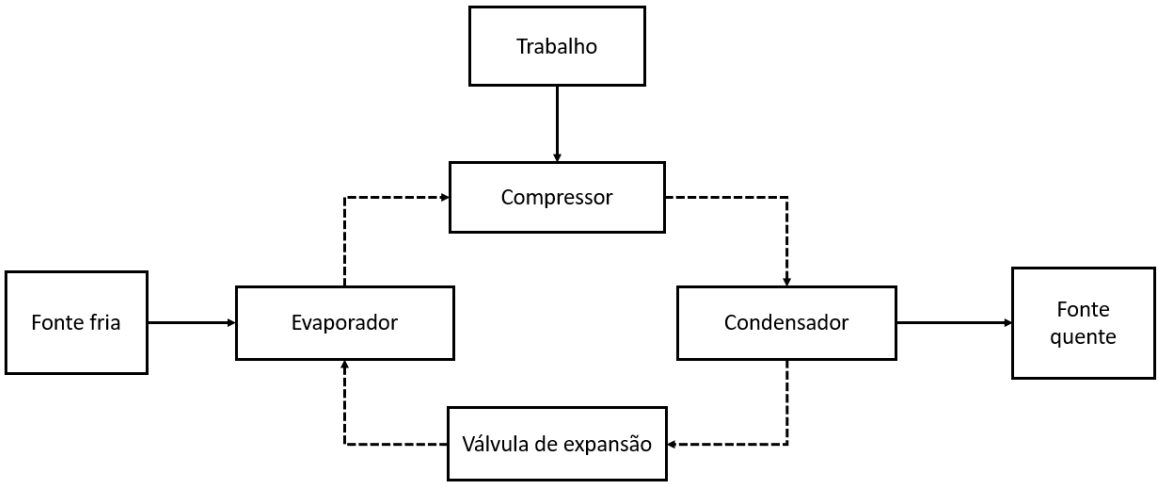


Figura 2.2: Fluxograma de uma bomba de calor.

A avaliação do desempenho de uma bomba de calor expressa-se pelo COP, mencionado na secção 2.1, o qual é calculado através do rácio entre o calor transferido pelo condensador e o produto entre caudal mássico de fluido refrigerante e a variação de entalpia, representado na equação 2.46 [25], [26].

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{m}(h_{sai} - h_{ent})} \tag{2.46}$$

O compressor empregado na bomba de calor desempenha papel fundamental no funcionamento adequado do equipamento. Este deve apresentar ao menos 25.000 horas de operação livre de manutenção, operar com a temperatura do evaporador entre -35 °C e

15 °C, temperatura do condensador até 65 °C e um rácio de pressões próximo a nove para que o componente apresente boa eficiência [32].

2.2.6 Curvas de secagem de alimentos

As curvas de secagem podem ser caracterizadas em três estágios, sendo eles definidos de acordo com o comportamento da taxa de secagem. O primeiro estágio apresenta o aumento da taxa de secagem, decorrente do inicio do processo. O segundo estágio apresenta uma taxa de secagem aproximadamente constante, de modo que o ar de secagem, com propriedades constantes, remove a humidade da superfície do material. Essa humidade é mantida aproximadamente constante através da transferência de massa do interior para a superfície do material. Essa transferência de massa ocorre devido a diferença de concentração d'água entre a superfície do material e seu interior. O terceiro estágio apresenta uma taxa de secagem decrescente, em decorrência do material em estudo ter alcançado a quantidade de humidade crítica, o que dificulta a reposição d'água na superfície. Apesar dos possíveis estágios a serem apresentados, não é via de regra que os mesmos sejam observados para todos os tipos de alimentos, uma vez que a taxa de secagem é influenciada pela velocidade do escoamento, humidade relativa e temperatura do ar, aumentando a transferência de calor e massa na superfície do material, assim como a difusividade d'água em seu interior [1].

2.2.7 Algoritmo de dimensionamento

O algoritmo de dimensionamento para um secador de alimentos por bomba de calor, proposto por [33], estabelece os passos a serem considerados para a seleção dos componentes de uma bomba de calor de uma câmara de secagem. O algoritmo é composto por três estágios, onde o primeiro estágio determina as características psicrométricas e de transporte do ar de secagem baseado na temperatura e na humidade absoluta inicial. O segundo estágio consiste no cálculo do fluxo de calor fornecido pela bomba de calor e na massa de refrigerante necessária em função dos parâmetros obtidos no primeiro. O

terceiro estágio analisa a capacidade do alimento em perder humidade através de modelos numéricos de secagem mencionados na secção anterior. Neste caso também se inclui a humidade removida através do processo de transferência de massa por convecção, selecionando o modelo mais conservador e diminuindo do valor de humidade inicial do alimento, possibilitando que o ciclo recomece e seja obtido o tempo necessário para o processo de secagem.

2.2.8 Método de elementos finitos

O primeiro passo na aplicação do método de elementos finitos, consiste da discretização da geometria estudada em elementos infinitesimais, os quais podem apresentar diversos formatos geométricos e números de nós. O segundo passo é assumir uma função de forma para representar o comportamento físico de cada elemento. O terceiro passo consiste em formar uma matriz de rigidez global, gerada através da união das equações de todos os elementos, possibilitando que sejam aplicadas as condições de contorno e os carregamentos [34].

Para uma análise estática, os deslocamentos são obtidos através da resolução do sistema linear de equações, representado pela equação 2.47, onde $[K]$ representa a matriz de rigidez global, $\{x\}$ a matriz de deslocamentos e $\{F\}$ a matriz de carregamentos. Para esta análise é assumido o comportamento elástico do material e aplicada a teoria para pequenas deformações, utilizando carregamentos constantes [34].

$$[K]\ \{x\} = \{F\} \tag{2.47}$$

Posteriormente à resolução do sistema de equações lineares é realizada a etapa de pós processamento, onde é possível visualizar os deslocamentos e tensões geradas pelo carregamento.

Esta página foi deixada propositalmente em branco.

Capítulo 3

Materiais e métodos

O presente capítulo tem como objetivo apresentar as premissas de projeto e os métodos utilizados para o desenvolvimento do equipamento. Para isso, dividiu-se o capítulo em premissas do projeto, equipamento, onde são abordados os aspectos de design e sua estrutura, bomba de calor, onde são abordados os aspectos referentes ao seu dimensionamento. Na secção final de instrumentação e controlo, são abordados os sensores a serem aplicados no equipamento.

3.1 Premissas do projeto

Consideraram-se diversas premissas para nortear o desenvolvimento do trabalho e de alguns componentes individuais mais importantes.

- Possuir uma dimensão total que seja comportada em um ambiente laboratorial;
- realizar o processo de secagem mediante os seguintes parâmetros: temperatura entre 10 °C e 65 °C, humidade relativa entre 10 % e 100 % e velocidade do ar entre 0,5 m/s e 6,5 m/s;
- apresentar uma distribuição de ar homogênea ao longo da secção transversal da câmara de secagem;

- possibilitar a transmissão para um computador das propriedades psicrométricas do ar e da massa total do alimento durante a realização de experimentos;
- garantir baixa manutenção e facilidade na realização de reparos;
- utilizar em sua concepção componentes de fácil comercialização e fabricação.

3.2 Equipamento

Para o design, o desenvolvimento e a seleção de componentes dividiu-se o corpo do equipamento em câmara de secagem e condutas, onde a câmara de secagem contempla os suportes para o material estudado, paredes, porta e difusor de ar, enquanto as condutas contemplam difusores de ar, ventiladores e válvulas.

Definiu-se o fluxo de ar no interior do equipamento de modo a possibilitar a realização de experimentos com o equipamento operando em ciclo aberto, fechado, parcialmente fechado e fechado com desvio.

A figura 3.1 apresenta o croqui do design proposto para o equipamento, em que as setas representam os possíveis sentidos do fluxo de ar no seu interior. As gotas representam a saída da água condensada nos evaporadores. Os componentes são: 1 - câmara de secagem, 2 - montagem dos suportes horizontais, 3 - chapa perfurada, 4 - difusores, 5 - ventilador axial, 6 - resistência auxiliar, 7 - condensador, 8 - curvas com flange para válvula borboleta, 9 - evaporador 1 e 10 - evaporador 2.

As paredes do corpo foram pensadas de modo a serem fabricadas a partir de chapas de aço inoxidável dobradas, com 1,5 mm de espessura nas condutas e 3 mm na parede da câmara de secagem que suporta as células de carga, interligadas através do conjunto parafuso-porca e a aplicação de um selante mono componente de poliuretano, garantindo estanquecidade na conexão das chapas.

Estipulou-se o espaçamento entre parafusos utilizados para a junção das chapas em 14 cm, para união entre condutas e difusores, e em 15 cm, para a união entre as chapas que compõe as paredes da câmara de secagem, buscando estabelecer boa conexão e vedação

entre os componentes. O uso de porcas autovedantes permitirá inibir qualquer passagem de ar entre as chapas e o conjunto parafuso-porca.

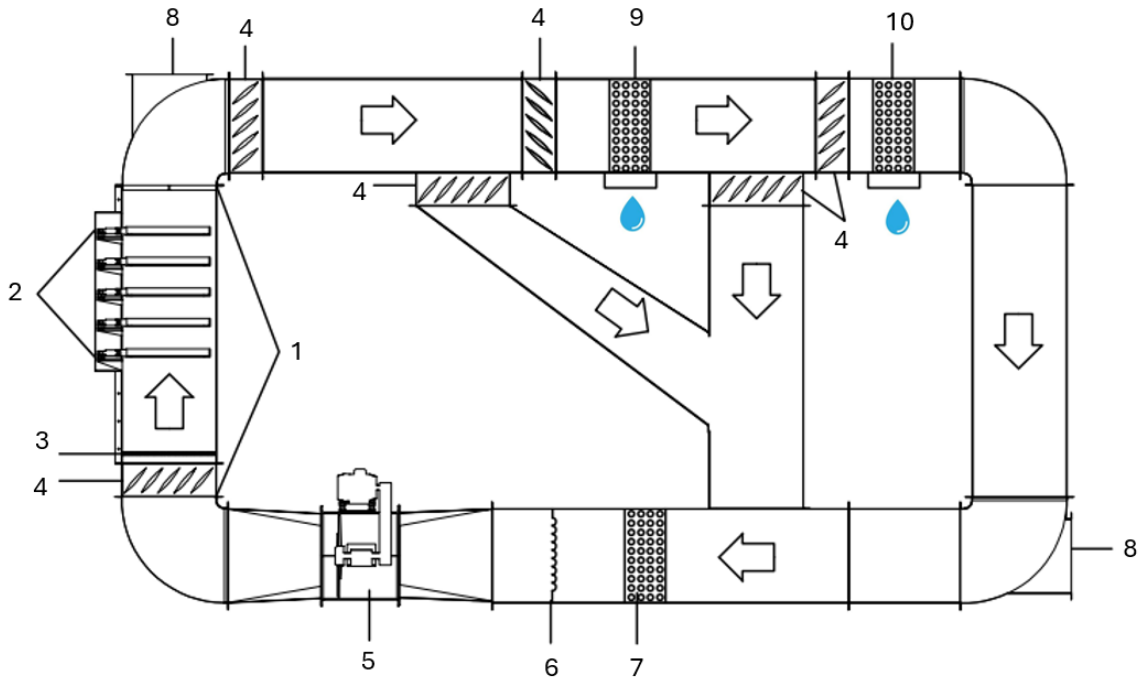


Figura 3.1: Croqui do design proposto para o equipamento: 1 - câmara de secagem, 2 - montagem dos suportes horizontais, 3 - chapa perfurada, 4 - difusores, 5 - ventilador axial, 6 - resistência auxiliar, 7 - condensador, 8 - curvas com flange para válvula borboleta, 9 - evaporador 1 e 10 - evaporador 2.

Optou-se pela aplicação de um revestimento isolante na face externa das paredes do equipamento, com o intuito de preservar a temperatura durante a realização dos experimentos e inibir a transferência de calor do interior do equipamento para o laboratório.

3.2.1 Câmara de secagem

A câmara de secagem está na vertical. Isso permite a entrada de ar seco em sua parte inferior e a saída do ar húmido na parte superior. Para distribuir o ar de modo homogêneo ao longo da secção transversal da câmara de secagem, aplicou-se um difusor de ar e uma chapa perfurada em sua base, possibilitando a variação do ângulo das alhetas do difusor em função da velocidade do ar utilizada, auxiliando na homogeneização do escoamento,

como aplicado em [4], [21].

O difusor utilizado na câmara de secagem diferencia-se dos utilizados nas condutas de recirculação em função de suas alhetas possibilitarem inclinações diferentes entre si, proporcionando uma maior gama de ajustes para o fluxo de ar. Estabeleceu-se as dimensões da secção transversal da câmara de secagem e das condutas de recirculação em 0,51 m de largura e 0,5 m de profundidade, baseando-se nas dimensões do difusor.

Desenvolveram-se suportes para possibilitar a inserção de cinco bandejas na posição horizontal e um gancho na posição vertical. Os suportes horizontais são acoplados a células de carga de flexão, enquanto o suporte vertical possibilita a fixação de células de carga a tração. Pensou-se a geometria dos suportes de modo a acomodar diferentes geometrias de bandejas ou suportes verticais, suportando até 10 kg de material por suporte horizontal e 50 kg no suporte vertical.

Deste modo, realizou-se a modelagem das geometrias através do programa *SolidWorks*, considerando para o suporte horizontal o perfil $L\ 45\ \times\ 45\ \times\ 7\ mm$ para o corpo do suporte, e perfil circular de 35 mm para o acoplamento à célula de carga, enquanto para o suporte vertical o perfil $L\ 25,4\ \times\ 25,4\ \times\ 5\ mm$ e barras retangulares com 5 mm de espessura e 25,4 mm de largura. As dimensões dos perfis foram obtidas através do catálogo europeu da fabricante *ArcelorMittal*. A figura 3.2 ilustra a secção transversal dos perfis utilizados na modelagem do suporte horizontal.

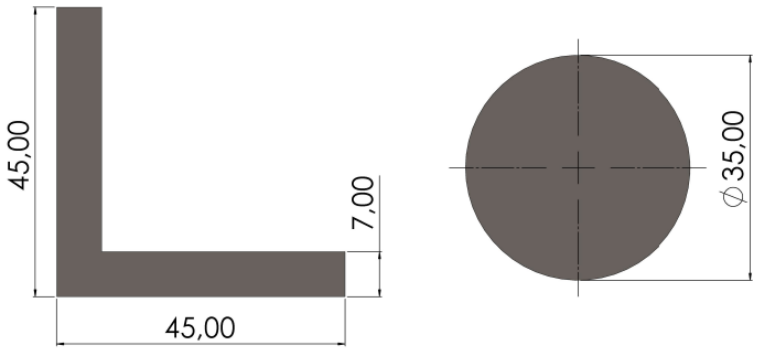


Figura 3.2: Secção transversal dos perfis utilizados para a modelagem do suporte horizontal

Posteriormente a modelação dos suportes e das paredes onde serão fixadas as células de carga, realizou-se uma análise estática das estruturas através do programa *Ansys Workbench* com a utilização de elementos finitos. Aplicaram-se as configurações sugeridas pelo programa, os cargamentos que serão aplicados ao equipamento, as propriedades mecânicas do aço inoxidável 304L e suportes fixos nas superfícies de contacto. Para verificar os resultados obtidos com as simulações, realizou-se uma análise de convergência de malha, variando o tamanho dos elementos entre 5 mm, 2,5 mm e 1 mm.

Projetou-se uma porta de acesso na face frontal da câmara de secagem, para a inserção das bandejas no interior do equipamento. Assim como os demais componentes da câmara de secagem, a porta é constituída por uma chapa de aço inoxidável revestida com material isolante, dobradiças, travas e borrachas de vedação.

3.2.2 Condutas

Após a definição da geometria das paredes do equipamento, dimensionou-se os componentes para impulsionar o escoamento de acordo com a velocidade definida. Deste modo, realizou-se uma pesquisa de componentes que se adéquem as características do processo, como temperatura, humidade e fluxo de ar.

Os critérios utilizados para a seleção do ventilador englobam: fornecer velocidades do ar de 0,5 m/s a 6,5 m/s, possuir temperatura de operação entre 10 °C e 80 °C, impulsionar o ar em seu sentido axial e apresentar motor externo ao equipamento. Tais critérios foram estipulados observando os parâmetros de secagem a serem empregados e de modo a facilitar a integração do ventilador com o corpo do equipamento. Adotou-se o critério de possuir motor externo ao equipamento para evitar expor o motor as condições do processo de secagem.

Empregou-se difusores de ar em pontos específicos, como apresentado na figura 3.1, de modo a proporcionar a variação entre os ciclos fechado e fechado com desvio. Para sua seleção, foram observados componentes em aço inoxidável, que possibilitem a variação da angulação das alhetas de maneira conjunta.

3.3 Bomba de calor

Baseando-se no algoritmo para dimensionamento de um secador de alimentos por bomba de calor, apresentado na secção 2.2, desenvolveu-se um algoritmo no *software Matlab* para a realização de uma análise de sensibilidade quanto as seguintes propriedades de uma bomba de calor: temperatura do evaporador, pressão após o compressor, massa de fluido refrigerante, COP, humidade condensada e a potência do compressor. Todas as etapas da análise de sensibilidade podem ser observadas em conjunto na figura 3.3. As etapas estão descritas nesta secção e o algoritmo está disponível no anexo B.

Os dados de entrada fornecidos ao algoritmo consistem nas dimensões do equipamento, tabelas com propriedades do ar seco, ar úmido e do fluido refrigerante R134a, o qual utilizou-se em função da grande variedade de compressores no mercado que o utilizam e da pronta disponibilidade de propriedades termodinâmicas na literatura. Considerou-se as temperaturas de secagem de 10 °C, 40 °C e 65 °C, humidades relativas do ar de 10 % a 100 %, com intervalos de 10 %, e as velocidades do ar de 0,5 m/s a 6,5 m/s, com incrementos de 0,5 m/s.

Os dados referentes aos permutadores de calor utilizados para a aplicação do algoritmo basearam-se no catálogo da empresa *SERRAFF*, considerando um permutador de calor do tipo bateria de tubos alhetados, possuindo espaçamento lateral e vertical entre tubos de 31,75 mm e 27,50 mm, espaçamento entre alhetas de 2,1 mm, condutividade térmica de $0,052\ W/(mK)$ e diâmetro de tubagem de 1/2".

Após a inserção dos dados referentes ao permutador de calor, determinou-se a máxima área de transferência de calor com base nas características geométricas das condutas do equipamento, considerando um espaçamento entre o permutador e as paredes das condutas de 0,02 m. A tabela 3.1 apresenta as características dos permutadores.

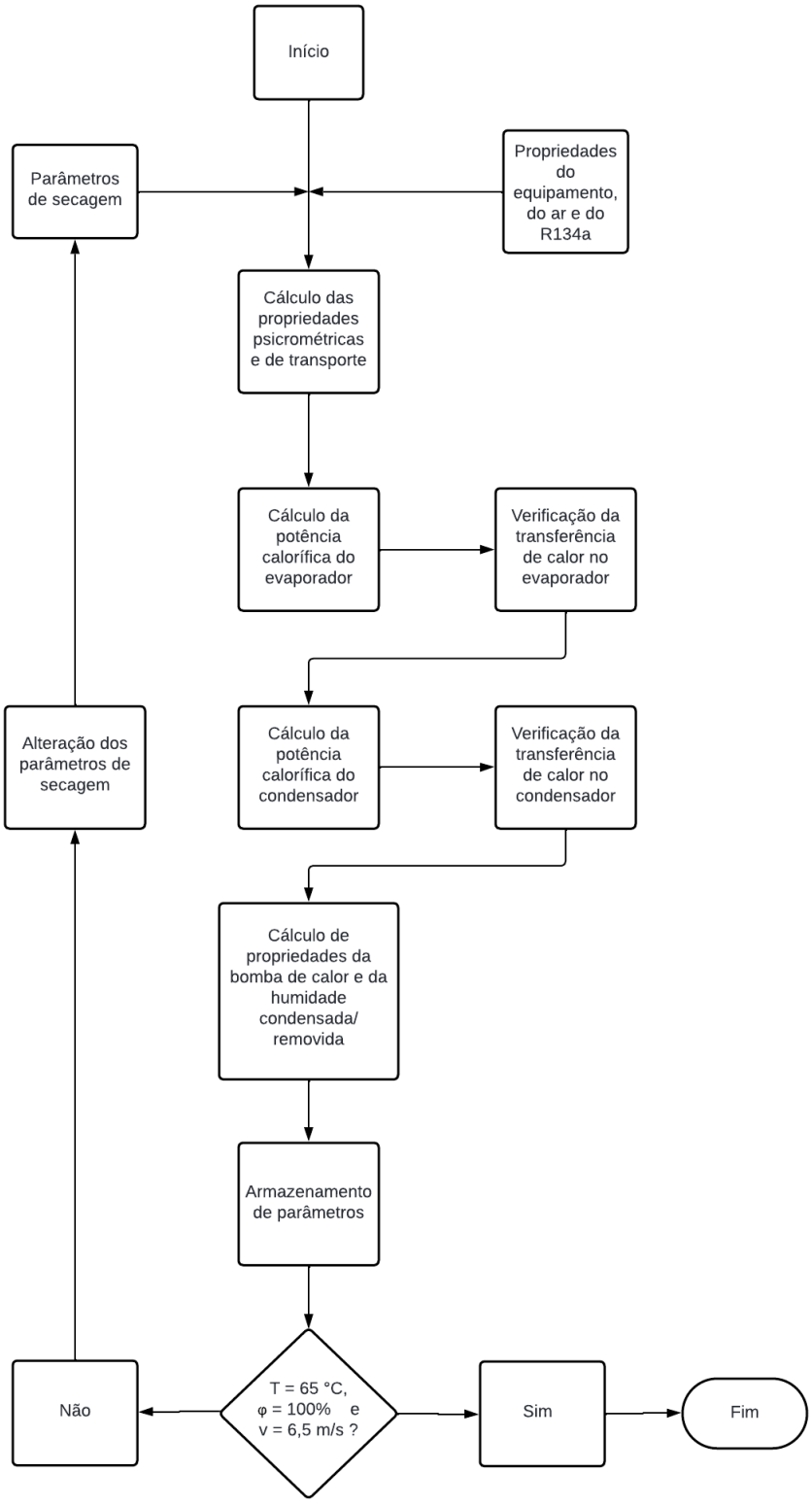


Figura 3.3: Diagrama representando as etapas da análise de sensibilidade.

Tabela 3.1: Características dos permutadores

Característica	Valor	Unidade
Altura	0,47	m
Largura	0,30	m
Profundidade	0,46	m
Número de alhetas	219,00	-
Número de colunas	10,00	-
Número de linhas	14,00	-
Comprimento de tubagem	4,20	m
Área para transferência de calor	55,67	m^2

A análise de sensibilidade inicia-se com o cálculo das propriedades psicrométricas e de transporte através das equações 2.4, 2.6, 2.8 a 2.19 e 2.30, caracterizando os pontos após a câmara de secagem, o evaporador e o condensador. As propriedades empregadas nas equações para a câmara de secagem são avaliadas na temperatura escolhida para o processo de secagem. Para a posição após o evaporador, as propriedades são obtidas em função da temperatura de ponto de orvalho obtida na posição após a câmara de secagem, decrescida de cinco unidades. Na posição após o condensador, as propriedades são avaliadas em função da temperatura de secagem acrescida de cinco unidades.

Calculou-se a potência calorífica do condensador empregando o método da média logarítmica da diferença de temperaturas, através da equação 2.41. Em função deste método depender do conhecimento das temperaturas de entrada e saída dos fluidos e pelo não conhecimento da temperatura do ar de secagem após o condensador, aplicou-se um processo iterativo onde é comparada a quantidade de calor transferida pelo condensador e a quantidade de calor necessária para aquecer o ar até a temperatura de secagem.

Caso os dois valores obtidos sejam diferentes, a temperatura do ar na saída do condensador é variada, reiniciando o processo. O processo termina quando o erro entre o calor transferido pelo condensador e o calor necessário para aquecimento seja inferior a 0,1 %. A tabela 3.2 apresenta os valores e equações utilizadas para a determinação da quantidade de calor transferida pelo condensador e a figura 3.4 ilustra o processo iterativo.

Após a definição da temperatura do ar que sai do condensador, realizou-se uma verificação onde é analisado se a quantidade de calor transferida no condensador é suficiente para aquecer o ar da temperatura do evaporador até a temperatura de secagem. Caso a quantidade de calor transferida no condensador seja inferior, é calculada a quantidade de calor necessária para alcançar a temperatura de secagem, a qual será fornecida através de uma resistência elétrica. A figura 3.5 ilustra o processo de verificação.

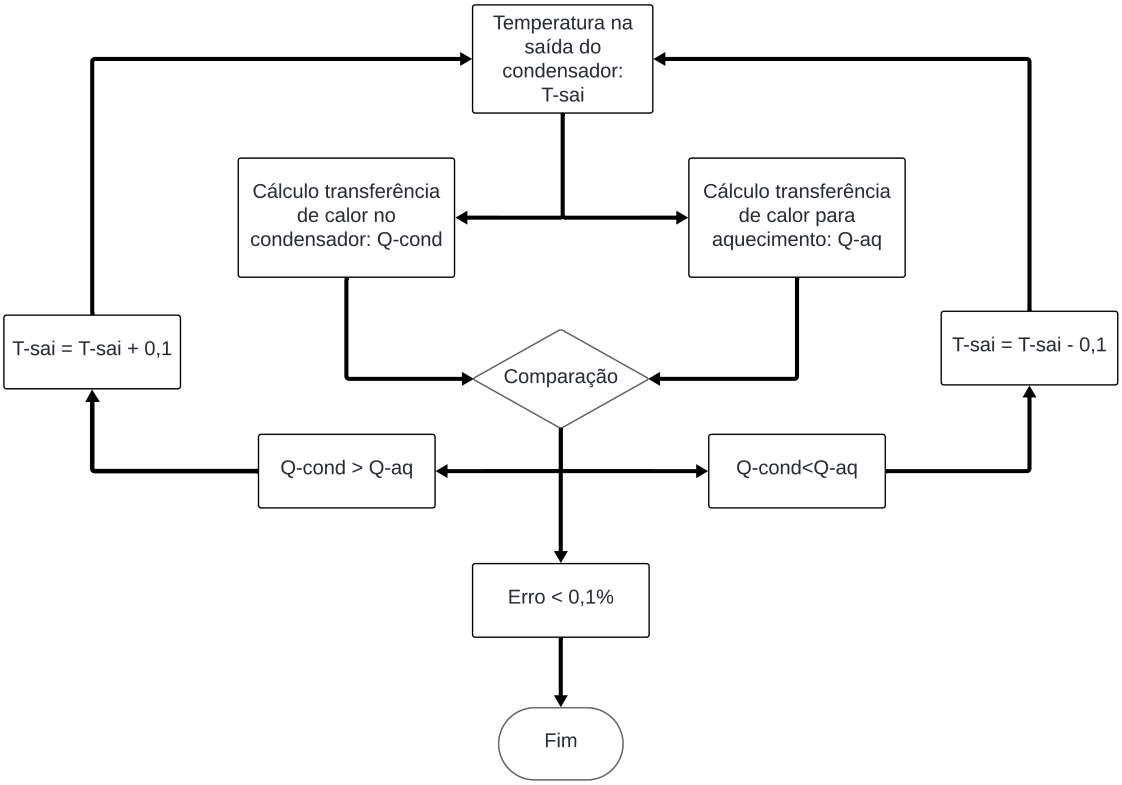


Figura 3.4: Processo iterativo para a temperatura de saída do condensador.

O cálculo da potência calorífica do evaporador também baseou-se no método da média logarítmica da diferença de temperaturas, onde foram utilizadas as temperaturas de secagem e as temperaturas de ponto de orvalho obtidas no processo de determinação das propriedades psicrométricas. Aplicou-se um decremento de 5 °C para garantir a temperatura do ponto de orvalho. A tabela 3.3 apresenta os valores e equações utilizadas para determinar a transferência de calor realizada pelo evaporador. Os símbolos utilizados na tabela 3.3 possuem o mesmo significado que os descritos para a tabela 3.2, entretanto são

avaliados na temperatura do evaporador e por isso possuem o sufixo *evap*.

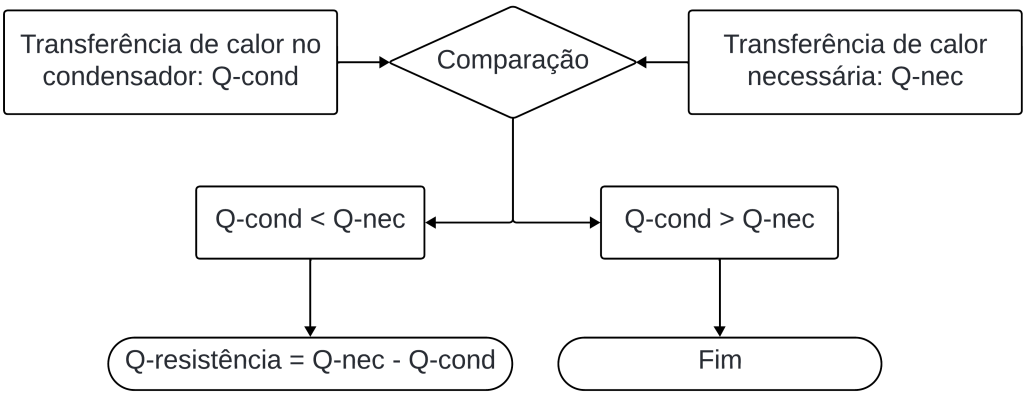


Figura 3.5: Verificação da transferência de calor para aquecimento.

Tabela 3.2: Parâmetros utilizados no condensador

Propriedade	Equação	Valor de entrada
$T_{q,ent}$	-	Temperatura na superfície do condensador
$T_{f,ent}$	-	Ponto de orvalho da mistura
$T_{q,sai}$	-	Temperatura na superfície do condensador
$T_{f,sai}$	-	Temperatura de secagem (inicial)
ΔT_{ml}	2.43	$T_{q,ent}$, $T_{f,sai}$, $T_{q,sai}$ e $T_{f,sai}$
R_e	2.29	ρ_{cond}, v, D_{cond}, μ_{cond}
P_r	2.30	cp_{cond}, μ_{cond}, k_{cond}
m	-	Tabela 7.5 [30]
C	-	Tabela 7.5 [30]
N_u	2.31	R_e, P_r, m e C
h_{cond}	2.39	D_{cond}, N_u, k_{cond}
U	2.42	h_{cond}, k_{sup}
$\dot{Q}_{cond}$	2.41	U, ΔT_{ml}, A_{cond}
$\dot{m}_{ar}$	-	Caudal mássico de ar
$\dot{Q}_{aq}$	2.45	$\dot{m}_{ar}$, cp_{cond}, $T_{f,ent}$ e $T_{f,sai}$

Após esta etapa, comparou-se a quantidade de calor transferida pelo evaporador com a quantidade de calor necessária para resfriar o ar de secagem até a temperatura do ponto de orvalho. A velocidade do ar empregada para o cálculo das propriedades e da quantidade de calor transferida é armazenada caso a transferência de calor realizada pelo evaporador seja

superior a necessária para resfriar o ar, indicando a possibilidade de realizar o processo de secagem com a velocidade em questão. A figura 3.6 representa o processo de verificação realizado.

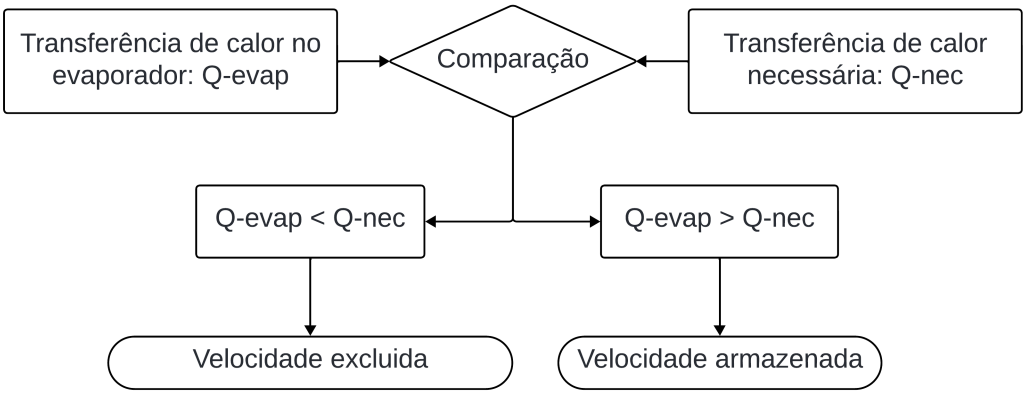


Figura 3.6: Processo de verificação da velocidade de secagem.

Tabela 3.3: Parâmetros utilizados no evaporador

Propriedade	Equação	Valor de entrada
$T_{q,ent}$	-	Temperatura de secagem
$T_{f,ent}$	-	Temperatura do evaporador
$T_{q,sai}$	-	Ponto de orvalho da mistura
$T_{f,sai}$	-	Temperatura do evaporador
ΔT_{ml}	2.43	$T_{q,ent}$, $T_{f,sai}$, $T_{q,sai}$ e $T_{f,sai}$
R_e	2.29	ρ_{evap}, v, D_{evap}, μ_{evap}
P_r	2.30	cp_{evap}, μ_{evap}, k_{evap}
m	-	Tabela 7.5 [30]
C	-	Tabela 7.5 [30]
N_u	2.31	R_e, P_r, m e C
h_{evap}	2.39	D_{evap}, N_u, k_{evap}
U	2.42	h_{evap}, k_{sup}
$\dot{Q}_{evap}$	2.41	U, ΔT_{ml}, A_{evap}
$\dot{m}_{ar}$	-	Caudal mássico de ar
$\dot{Q}_{aq}$	2.45	$\dot{m}_{ar}$, cp_{evap}, $T_{f,ent}$ e $T_{f,sai}$

Obteve-se o caudal mássico de fluido refrigerante necessário no evaporador através da equação 2.3, uma vez que o calor transferido através do evaporador é conhecido. As entalpias na entrada e na saída do evaporador foram obtidas através da temperatura do condensador e do evaporador, uma vez que considerou-se o processo de expansão do fluido refrigerante como isoentálpico. A tabela 3.4 ilustra os pontos onde foram avaliadas as propriedades para o cálculo do caudal mássico de fluido refrigerante.

Tabela 3.4: Volume de controlo: evaporador

Propriedade	Equação / Tabela	Valor de entrada
Entalpia na entrada $[h_{ent}]$	Tabela de líquido saturado	Temperatura do condensador
Entalpia na saída $[h_{sai}]$	Tabela de vapor saturado	Temperatura do evaporador
Caudal mássico	2.3	$[h_{sai}], [h_{ent}]$

Determinou-se a pressão necessária no condensador baseando-se na pressão de saturação do fluido refrigerante na temperatura do condensador, somada a pressão necessária para vencer a perda de carga imposta pelo condensador.

As propriedades consideradas para o cálculo do número de *Reynolds* referente ao escoamento de fluido refrigerante, consistiram na média das propriedades entre líquido saturado e vapor saturado, uma vez que ocorre mudança de fase ao longo do condensador. Para o cálculo do fator de atrito, utilizou-se a equação de *Colebrook-White*, equação 3.1.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{r_e}{3,7\ D} + \frac{2,51}{R_e\sqrt{f}}\right) \tag{3.1}$$

Obteve-se a velocidade do fluido refrigerante ao longo do condensador através da equação 3.2. A perda de carga localizada e distribuída foram obtidas através das equações 3.3 e 3.4. Obteve-se a pressão necessária na entrada do condensador através da equação 3.5. A tabela 3.5 apresenta os parâmetros considerados para determinar a pressão do condensador [35].

$$v_{R134a} = \frac{\dot{m}_{R134a}}{\bar{\rho}\ A_{trans}} \tag{3.2}$$

$$h_{local} = r_e \ \frac{v_{R134a}^2}{2} \tag{3.3}$$

$$h_{dist} = f \ \frac{L}{D_{cond}} \ \frac{v_{R134a}^2}{2} \tag{3.4}$$

$$P_{ent} = \frac{\bar{\rho} \ (g \ Z + (h_{dist} + h_{local}))}{1000} + P_{sat} \tag{3.5}$$

Tabela 3.5: Parâmetros utilizados para o cálculo da pressão do condensador

Propriedade	Equação / Tabela	Valor de entrada
A_{trans}	-	Área da secção transversal do condensador
L	-	Comprimento da tubagem do condensador
H	-	Diferença de altura
g	-	Aceleração da gravidade
N_{curvas}	-	Número de curvas
C_{eq}	-	Comprimento equivalente
r_e	-	Rugosidade relativa
μ_{vap}	Tab. A.6 [30]	Viscosidade dinâmica - vapor
μ_{liq}	Tab. A.6 [30]	Viscosidade dinâmica - líquido
ρ_{vap}	Tab. A.6 [30]	Massa específica - vapor
ρ_{liq}	Tab. A.6 [30]	Massa específica - líquido
$\bar{\mu}$	-	Viscosidade dinâmica média
$\bar{\rho}$	-	Massa específica média
$\dot{m}_{R134a}$	-	Caudal mássico de R134a
v_{R134a}	3.2	$\dot{m}_{R134a}$, $\bar{\rho}$, A_{trans}
R_{eR134a}	2.29	v_{R134a}, D_{cond}, $\bar{\rho}$, $\bar{\mu}$
f	3.1	D_{cond}, R_{eR134a}, r_e
h_{local}	3.3	r_e, v_{R134a}
h_{dist}	3.4	f, L, D_{cond}, v_{R134a}
P_{ent}	3.5	h_{dist}, h_{local}, g, Z

Avaliou-se o COP através da equação 2.46, com base na transferência de calor no condensador, na massa de fluido refrigerante e nas entalpias antes e após o compressor. Obteve-se a entalpia do fluido refrigerante antes do compressor através da tabela de R134a saturado para a temperatura do evaporador. Obteve-se a entalpia do fluido refrigerante após o compressor através das tabelas de vapor superaquecido do R134a, avaliado na

pressão obtida para o condensador e na entropia apresentada antes do compressor, uma vez que considerou-se um processo de compressão isentrópica. A tabela 3.6 apresenta os parâmetros utilizados.

Tabela 3.6: Parâmetros utilizados para o COP

Propriedade	Equação / Tabela	Valor de entrada
Entalpia na entrada	Tab. B.5.1 [26]	Temperatura do evaporador
Entalpia na saída	Tab. B.5.2 [26]	Pressão do condensador e entropia no evaporador
$\dot{Q}_{cond}$	-	Trans. calor no condensador
COP	2.46	$\dot{Q}_{cond}, h_{sai}, h_{ent}$

Obteve-se a quantidade de humidade condensada no evaporador através da equação 2.23, utilizando a potência calorífica do evaporador e a entalpia de vaporização modificada,h^*_{fg}, obtida através da equação 2.24.

Estimou-se a capacidade do equipamento de remover água do alimento ao longo do processo de secagem considerando que o alimento esteja em equilíbrio térmico com o ar de secagem, posicionado nos suportes horizontais, perpendicular ao escoamento e que a superfície do alimento esteja sempre saturada.

Utilizou-se o rácio entre a área do suporte e seu perímetro como comprimento característico para a determinação dos coeficientes de transferência de massa por convecção natural e forçada. Para a estimativa foram consideradas as superfícies superior e inferior dos cinco suportes horizontais. Baseando-se nestas considerações, aplicou-se as equações 2.21, 2.29, 2.33 a 2.38. A tabela 3.7 apresenta os parâmetros empregados nas equações.

Tabela 3.7: Parâmetros para convecção de massa

Propriedade	Equação / Tabela	Valor de entrada
Temperatura de filme [T_f]	-	Temperatura de secagem
Massa específica alimento [ρ_v]	Tab. A.6 [30]	T_f
Massa específica condensador [ρ_{cond}]	2.15	$R, T_{cond}, x_v, M_v, M_a, P_{atm}$
Massa específica de filme	Média	ρ_{cond}, ρ_a
Massa específica ar seco [ρ_a]	Tab. A.4 [30]	T_f
Massa específica vapor [ρ_v]	-	ρ_a, ρ_{cond}

3.4 Instrumentação e controle

Com o intuito de monitorar e documentar os experimentos a serem realizados, determinou-se a aplicação de células de carga nos suportes horizontais e no suporte vertical, possibilitando o registro da massa de água removida do alimento sem a necessidade de intervenção no equipamento. Deste modo, foram observados produtos que possibilitem o monitoramento em tempo real e que realizem o armazenamento dos dados obtidos.

Para acompanhar e registrar o desempenho do equipamento, também devem ser aplicados medidores de consumo elétrico na ligação do ventilador e da bomba de calor.

Não serão abordados os componentes de ligação elétrica da bomba de calor e do ventilador, uma vez que tais itens são fornecidos pelos fabricantes.

Esta página foi deixada propositalmente em branco.

Capítulo 4

Resultados e discussão

Neste capítulo são apresentados os resultados referentes ao desenvolvimento do equipamento. Os resultados apresentam-se separados entre itens empregados na bomba de calor e itens empregados na estrutura do equipamento.

4.1 Bomba de calor

O primeiro resultado obtido através da análise de sensibilidade é a temperatura necessária da superfície do evaporador para alcançar o ponto de orvalho das condições estudadas. A tabela 4.1 expõe os valores obtidos para a temperatura do evaporador de acordo com a temperatura de secagem escolhida e as humidades relativas possíveis.

A comparação entre a potência calorífica do evaporador e a transferência de calor necessária para resfriar o ar da temperatura de secagem até a temperatura do ponto de orvalho evidenciou a possibilidade de funcionamento do equipamento de acordo com as velocidades apresentadas na tabela 4.2.

A comparação entre a potência calorífica do condensador e a quantidade de calor necessária para aquecer o ar da temperatura do ponto de orvalho até a temperatura de secagem resultou na potência requerida para a resistência auxiliar, como apresentado nas tabelas 4.3, 4.4 e 4.5. Os valores para velocidades que não serão utilizadas foram omitidos.

Tabela 4.1: Temperaturas da superfície do evaporador para alcançar o ponto de orvalho.

	10 °C	40 °C	65 °C
ϕ [%]		T [°C]	
100	4,81	34,89	59,88
90	3,25	32,93	57,55
80	1,53	30,77	54,99
70	- 0,38	28,36	52,14
60	- 2,56	25,63	48,91
50	- 5,09	22,47	45,19
40	- 8,12	18,71	40,75
30	- 11,90	14,01	35,24
20	- 17,04	7,67	27,82
10	- 25,31	- 2,46	16,02

Tabela 4.2: Velocidades de funcionamento em que o ar de secagem é resfriado até o ponto de orvalho.

	10 °C	40 °C	65 °C
ϕ [%]		v $[m/s]$	
100	0,0 - 6,5	0,0 - 6,5	0,0 - 6,5
90	0,0 - 4,5	0,0 - 6,5	0,0 - 6,5
80	0,0 - 2,5	0,0 - 6,5	0,0 - 6,5
70	0,0 - 1,5	0,0 - 6,0	0,0 - 6,5
60	0,0 - 1,0	0,0 - 4,0	0,0 - 6,5
50	0,0 - 1,0	0,0 - 2,5	0,0 - 5,0
40	0,0 - 0,5	0,0 - 1,5	0,0 - 3,5
30	0,0 - 0,5	0,0 - 1,0	0,0 - 2,5
20	0,0 - 0,5	0,0 - 0,5	0,0 - 1,5
10	0,0 - 0,5	0,0 - 0,5	0,0 - 0,5

Tabela 4.3: Potência da resistência auxiliar em kW para T = 10 °C.

v $[m/s]$	ϕ [%]									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0,50	0,43	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	-	-	-	-	0,92	0,41	0,01	0,00	0,00	0,00
1,50	-	-	-	-	-	-	1,44	0,78	0,20	0,00
2,00	-	-	-	-	-	-	-	2,02	1,17	0,42
2,50	-	-	-	-	-	-	-	3,29	2,18	1,18
3,00	-	-	-	-	-	-	-	-	3,20	1,96
3,50	-	-	-	-	-	-	-	-	4,24	2,74
4,00	-	-	-	-	-	-	-	-	5,28	3,54
4,50	-	-	-	-	-	-	-	-	6,33	4,34
5,00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	5,15
5,50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	5,96
6,00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6,77
6,50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	7,59

Tabela 4.4: Potência da resistência auxiliar em kW para T = 40 °C.

v $[m/s]$	ϕ [%]									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0,50	0,40	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1,00	-	-	3,19	3,17	3,15	3,13	3,11	3,10	3,08	3,06
1,50	-	-	-	7,13	7,10	7,07	7,00	7,05	6,99	6,99
2,00	-	-	-	-	11,15	11,14	11,11	11,07	11,03	11,00
2,50	-	-	-	-	15,33	15,28	15,23	15,19	15,14	15,10
3,00	-	-	-	-	-	19,45	19,40	19,34	19,29	19,23
3,50	-	-	-	-	-	23,65	23,59	23,53	23,46	23,40
4,00	-	-	-	-	-	27,87	27,80	27,72	27,65	27,58
4,50	-	-	-	-	-	-	32,02	31,94	31,85	31,77
5,00	-	-	-	-	-	-	36,25	36,16	36,06	35,97
5,50	-	-	-	-	-	-	40,48	40,38	40,28	40,18
6,00	-	-	-	-	-	-	44,73	44,62	44,51	44,40
6,50	-	-	-	-	-	-	-	48,86	48,74	48,62

Tabela 4.5: Potência da resistência auxiliar em kW para T = 65 °C.

v $[m/s]$	ϕ [%]									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0,50	0,72	0,66	0,59	0,53	0,46	0,40	0,33	0,27	0,20	0,13
1,00	-	6,88	6,75	6,62	6,49	6,36	6,23	6,11	5,98	5,85
1,50	-	13,61	13,42	13,23	13,03	12,84	12,65	12,45	12,26	12,07
2,00	-	-	20,28	20,02	19,77	19,51	19,25	18,99	18,74	18,48
2,50	-	-	27,24	26,92	26,60	26,28	25,96	25,63	25,31	24,99
3,00	-	-	-	33,87	33,49	33,10	32,72	32,33	31,94	31,56
3,50	-	-	-	40,86	40,41	39,97	39,52	39,06	38,61	38,16
4,00	-	-	-	-	47,37	46,85	46,34	45,83	45,31	44,79
4,50	-	-	-	-	54,34	53,76	53,18	52,60	52,02	51,44
5,00	-	-	-	-	61,33	60,68	60,04	59,40	58,75	58,11
5,50	-	-	-	-	-	67,62	66,91	66,20	65,49	64,78
6,00	-	-	-	-	-	74,56	73,79	73,02	72,24	71,47
6,50	-	-	-	-	-	81,51	80,67	79,84	79,00	78,16

Pesquisou-se sobre possíveis fornecedores para a resistência auxiliar em função das potências requeridas para o aquecimento do ar até a temperatura de secagem. Encontrou-se os modelos de resistências tubulares com alhetas da empresa *Tecnocanto*, a qual informa em seu catálogo que produz retências com até 9,0 W/cm^2. Deste modo estipulou-se o uso de uma resistência com área superficial de aproximadamente 0,9 m^2.

O caudal mássico de R134a necessário no evaporador para as condições estudadas é apresentado nas tabelas 4.6, 4.7 e 4.8. Como esperado, o caudal mássico de fluido refrigerante aumenta em função da redução da humidade relativa do ar, em decorrência da diminuição da temperatura de ponto de orvalho.

O cálculo da perda de carga gerada pelo condensador somada a pressão de saturação necessária no final do condensador resultou em pressões entre 500 kPa e 520 kPa para a temperatura de secagem de 10 °C, entre 1100 kPa e 1200 kPa para a temperatura de secagem de 40 °C e entre 2100 kPa e 2200 kPa para a temperatura de secagem de 60 °C.

Tabela 4.6: Caudal mássico de fluido refrigerante [g/s] para T = 10 °C.

v $[m/s]$	ϕ [%]									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0,50	35,10	28,40	24,50	21,40	18,80	16,70	14,80	13,10	11,50	10,00
1,00	-	-	-	-	20,60	18,30	16,30	14,50	12,70	11,00
1,50	-	-	-	-	-	-	17,00	15,10	13,30	11,50
2,00	-	-	-	-	-	-	-	15,50	13,60	11,80
2,50	-	-	-	-	-	-	-	15,70	13,90	12,00
3,00	-	-	-	-	-	-	-	-	14,00	12,20
3,50	-	-	-	-	-	-	-	-	14,20	12,30
4,00	-	-	-	-	-	-	-	-	14,30	12,40
4,50	-	-	-	-	-	-	-	-	14,40	12,50
5,00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	12,50
5,50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	12,60
6,00	-	-	-	-	-	-	-	-	-	12,60
6,50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	12,70

Tabela 4.7: Caudal mássico de fluido refrigerante [g/s] para T = 40 °C.

v $[m/s]$	ϕ [%]									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0,50	48,17	38,13	32,11	27,71	24,19	21,19	18,54	16,12	13,84	11,61
1,00	-	-	35,31	30,52	26,66	23,38	20,47	17,81	15,29	12,84
1,50	-	-	-	31,84	27,83	24,41	21,38	18,61	15,98	13,42
2,00	-	-	-	-	28,54	25,04	21,94	19,09	16,41	13,78
2,50	-	-	-	-	29,03	25,48	22,32	19,43	16,70	14,02
3,00	-	-	-	-	-	25,80	22,61	19,68	16,91	14,21
3,50	-	-	-	-	-	26,05	22,83	19,87	17,08	14,35
4,00	-	-	-	-	-	26,25	23,01	20,03	17,21	14,46
4,50	-	-	-	-	-	-	23,15	20,16	17,33	14,55
5,00	-	-	-	-	-	-	23,28	20,27	17,42	14,63
5,50	-	-	-	-	-	-	23,39	20,36	17,50	14,70
6,00	-	-	-	-	-	-	23,48	20,44	17,57	14,76
6,50	-	-	-	-	-	-	-	20,51	17,63	14,81

Tabela 4.8: Caudal mássico de fluido refrigerante [g/s] para T = 65 °C.

v $[m/s]$	ϕ [%]									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0,50	68,10	52,80	43,92	37,56	32,51	28,25	24,49	21,04	17,79	14,56
1,00	-	58,02	48,36	41,41	35,87	31,20	27,06	23,26	19,66	16,10
1,50	-	60,48	50,46	43,23	37,47	32,59	28,28	24,31	20,55	16,83
2,00	-	-	51,73	44,34	38,44	33,45	29,02	24,95	21,10	17,27
2,50	-	-	52,61	45,11	39,11	34,04	29,54	25,40	21,47	17,58
3,00	-	-	-	45,67	39,61	34,47	29,92	25,72	21,75	17,81
3,50	-	-	-	46,11	39,99	34,81	30,21	25,98	21,97	17,99
4,00	-	-	-	-	40,30	35,08	30,45	26,18	22,14	18,13
4,50	-	-	-	-	40,56	35,31	30,65	26,35	22,28	18,25
5,00	-	-	-	-	40,78	35,50	30,81	26,59	22,41	18,34
5,50	-	-	-	-	-	35,66	30,95	26,62	22,51	18,43
6,00	-	-	-	-	-	35,80	31,08	26,73	22,60	18,50
6,50	-	-	-	-	-	35,93	31,19	26,82	22,68	18,57

O COP obtido para as condições estudadas é apresentado nas figuras 4.1, 4.2 e 4.3. É possível observar que ,para as três temperaturas de secagem estudadas, o permutador empregado como condensador é sobredimensionado quando o processo é realizado a humidades relativas superiores a 30 %, apresentando valores distantes dos relatados em referências. Entretanto para a principal faixa de aplicação do equipamento, entre 10 % e 30 %, o COP é semelhante ao observado nas referências.

A quantidade de humidade condensada na superfície do evaporador é apresentada nos gráficos 4.4, 4.5 e 4.6. A estimativa da capacidade de remoção de humidade do alimento, apresentada na tabela 4.9, apresentou valores muito inferiores aos valores obtidos para a quantidade de humidade condensada.

O fato dos valores permanecerem constantes em função da velocidade do ar aplicada indica que a transferência de massa é regida pela convecção forçada. O aumento da quantidade de humidade removida em função da temperatura e da humidade decorre da dependência entre o coeficiente de difusão do vapor d'água no ar e a temperatura, onde quanto maior a temperatura maior o coeficiente de difusão.

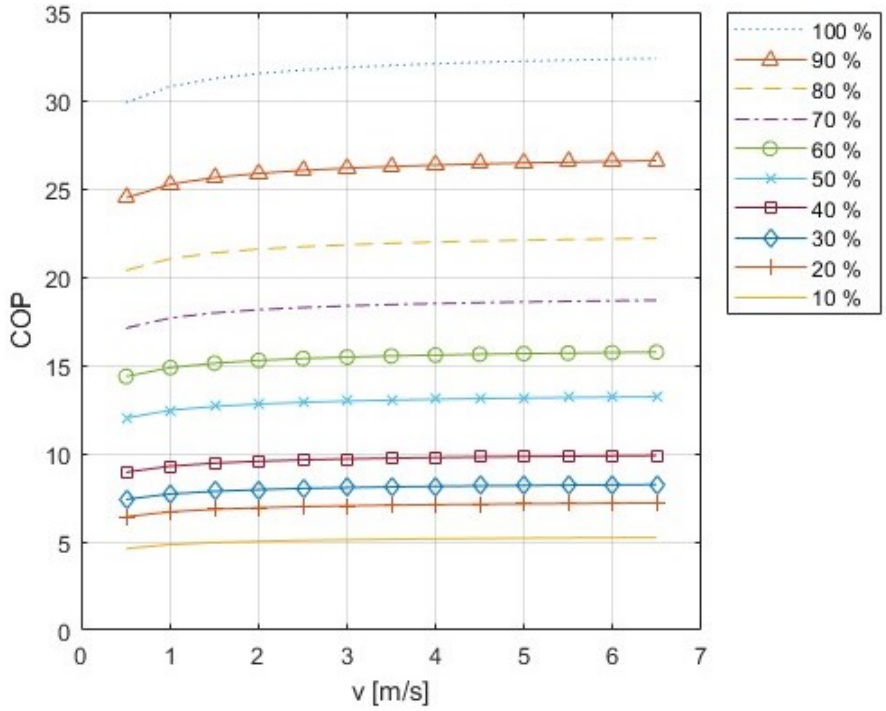


Figura 4.1: COP para a temperatura de secagem de 10 °C em função da humidade relativa.

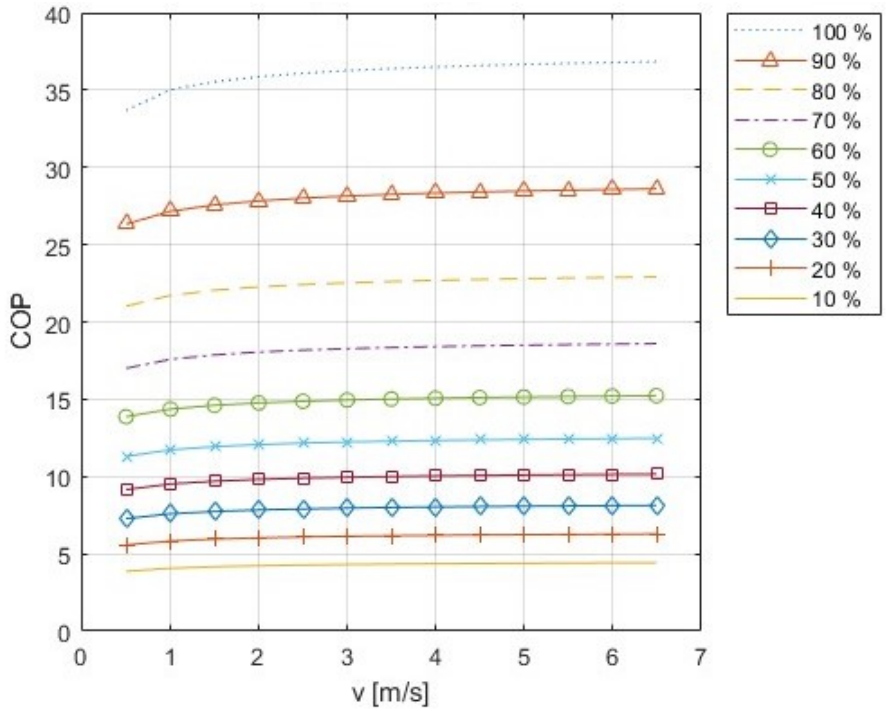


Figura 4.2: COP para a temperatura de secagem de 40 °C em função da humidade relativa.

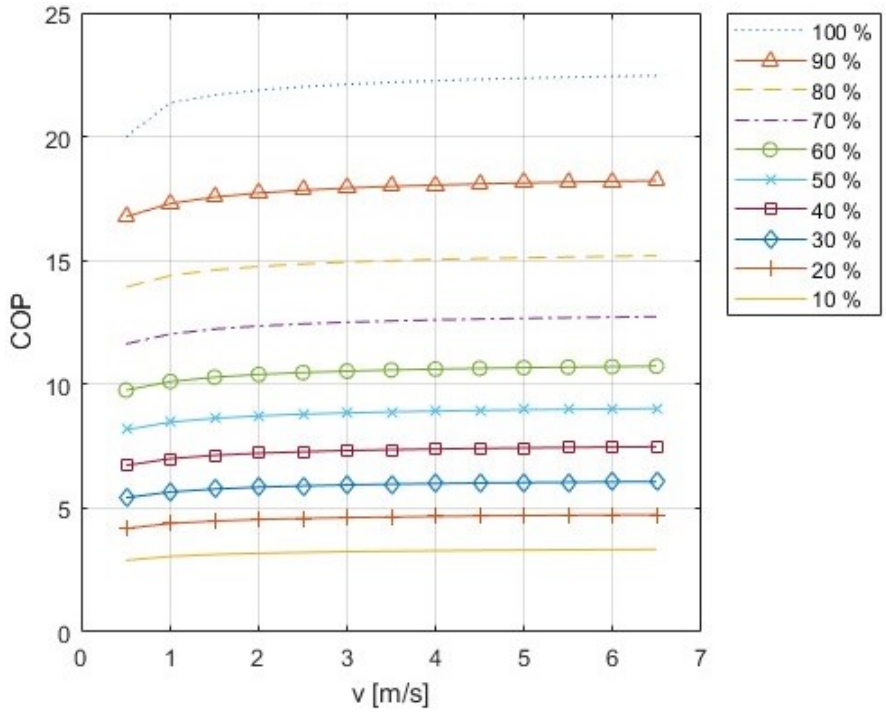


Figura 4.3: COP para a temperatura de secagem de 65 °C em função da humidade relativa.

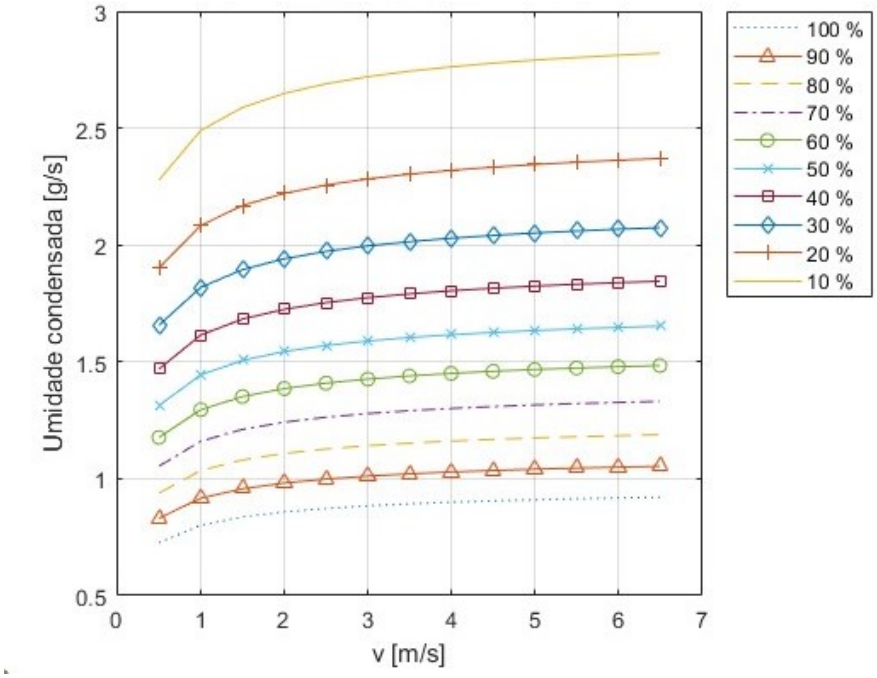


Figura 4.4: Humidade condensada para a temperatura de secagem de 10 °C em função da humidade relativa.

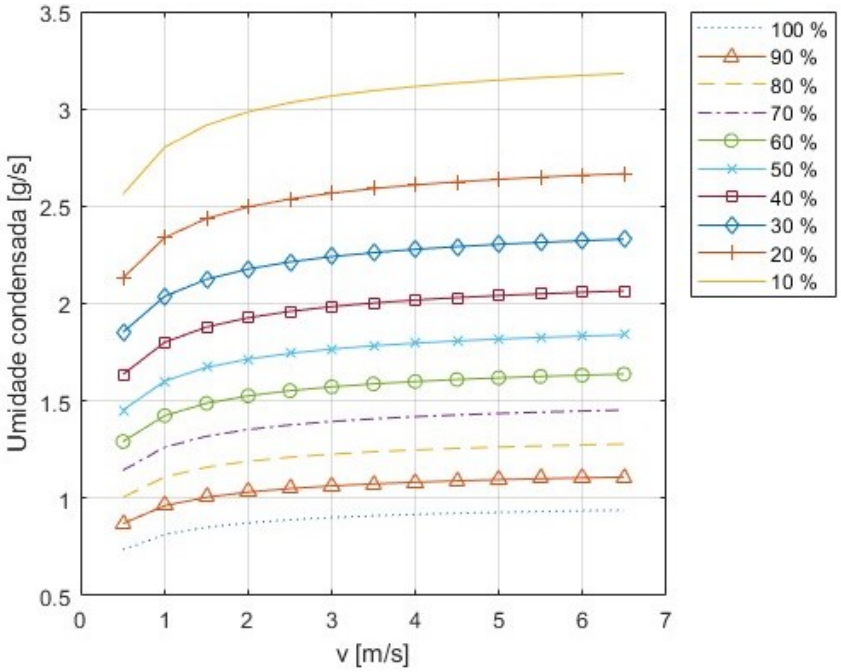


Figura 4.5: Humidade condensada para a temperatura de secagem de 40 °C em função da humidade relativa.

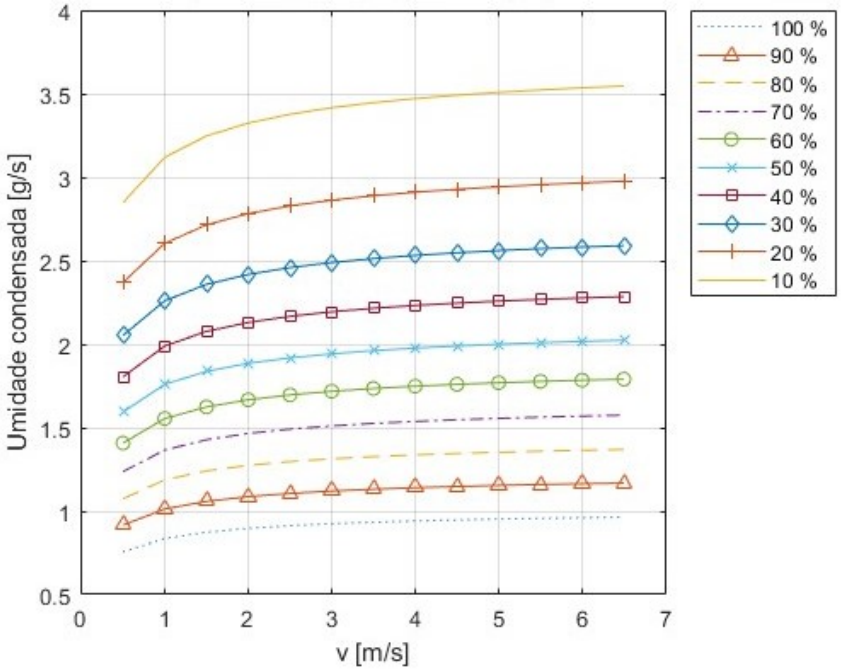


Figura 4.6: Humidade condensada para a temperatura de secagem de 65 °C em função da humidade relativa.

Tabela 4.9: Estimativa da capacidade de remoção de humidade do alimento.

	10 °C	40 °C	65 °C
ϕ [%]	Humidade removida		[g/s]
100	0,0051	0,0151	0,1161
90	0,0050	0,0139	0,1087
80	0,0049	0,0128	0,1022
70	0,0048	0,0119	0,0964
60	0,0047	0,0110	0,0916
50	0,0046	0,0104	0,0875
40	0,0046	0,0098	0,0842
30	0,0045	0,0094	0,0816
20	0,0044	0,0091	0,0798
10	0,0044	0,0089	0,0788

A potência máxima apresentada para o compressor é de 2,2 kW, obtida para a temperatura de secagem de 65 °C e humidade relativa de 10 %. Mediante as informações levantadas com a análise de sensibilidade, selecionou-se o compressor SE6078GS-O da empresa *Embraco*, a válvula de expansão eletrônica ETS 6 - 25 - 034G5030 e o controlador de temperatura EIM 336 - 080G1002, ambos da empresa *Danfoss*.

Optou-se por utilizar dois evaporadores, onde um opera e o outro fica em espera, em vista da necessidade de temperaturas negativas para alcançar o ponto de orvalho nos cenários onde a humidade relativa do ar é 10 % e as temperaturas de secagem de 10 °C e 40 °C. Desse modo, caso haja a formação de gelo decorrente da humidade condensada no evaporador, ocorre a mudança de aplicação do evaporador. Para que a bomba de calor funcione desse modo, foram selecionadas válvulas direcionais, responsáveis alterar a direção do caudal de fluido refrigerante, e válvulas de bloqueio, com o intuito de evitar aplicação constante de pressão sobre ambos os lados das válvulas direcionais.

O ciclo da bomba de calor com estes acessórios é representado através dos diagramas apresentados nas figuras 4.7, 4.8 e 4.9, ilustrando o ciclo no início do processo de secagem, posteriormente a ocorrência de congelamento no evaporador 1 e posteriormente ao congelamento no evaporador 2. Nos diagramas as numerações representam os seguintes componentes: 1 - compressor, 2 - condensador, 3 - evaporador 1, 4 - evaporador 2, 5 -

válvula de expansão, 6 - válvula direcional, 7 - válvula de bloqueio.

Durante o processo de descongelamento do evaporador 2, o ar de secagem é resfriado ao passar pelo evaporador 1, de modo que a única fonte de calor para o descongelamento do mesmo é o fluido refrigerante aquecido que circula no interior do evaporador, provocando que a temperatura da superfície do evaporador 2 permaneça a 0 °C durante o processo de descongelamento.

Optou-se por aplicar uma resistência elétrica entre os evaporadores, em via de garantir que o o descongelamento do evaporador 2 ocorra em tempo hábil para uma eventual mudança de modo de operação.

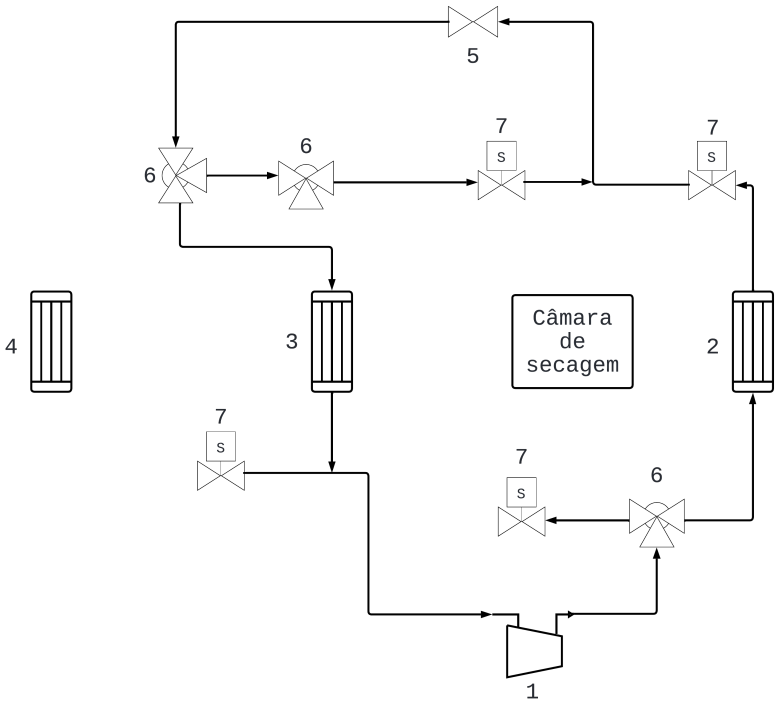


Figura 4.7: Diagrama da bomba de calor no início do processo de secagem.

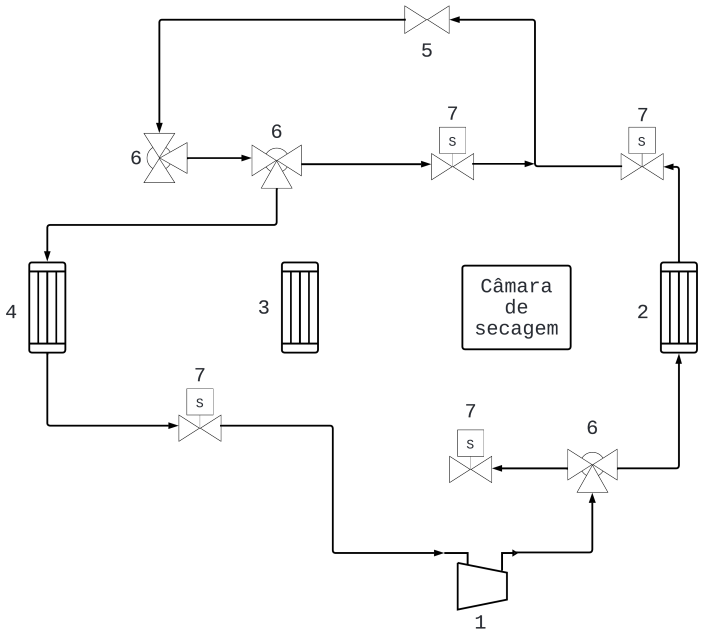


Figura 4.8: Diagrama da bomba de calor com formação de gelo no evaporador 1.

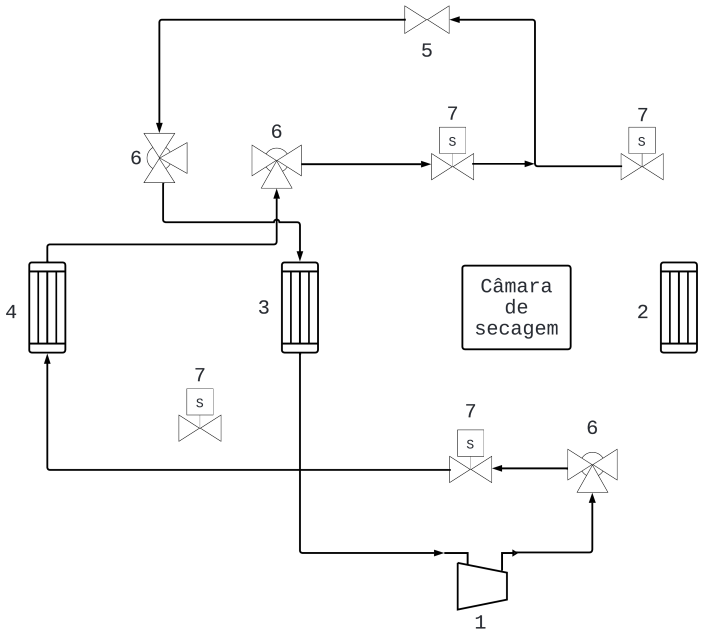


Figura 4.9: Diagrama da bomba de calor com formação de gelo no evaporador 2.

4.2 Estrutura do equipamento

Em vista do equipamento ser destinado a aplicação de laboratório e dos componentes disponíveis no mercado, obteve-se as dimensões descritas na tabela 4.10.

Tabela 4.10: Dimensões do equipamento.

Dimensão	mm
Comprimento total	5250
Altura total	2900
Profundidade	500
Altura câmara de secagem	1500
Largura câmara de secagem	510

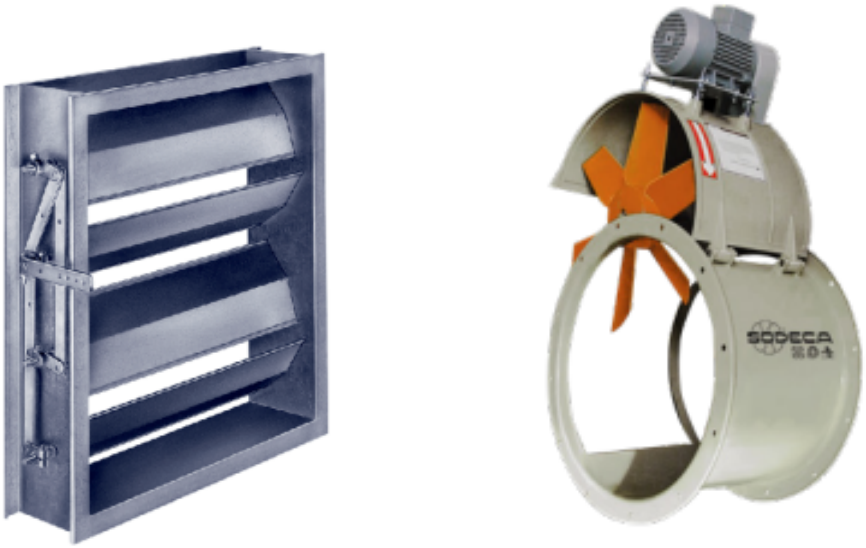
Selecionou-se os difusores da fabricante *Trox technik* (JZ-P-A2) para o direcionamento do fluxo de ar, representados na figura 4.10a. Estes difusores são constituídos de aço inoxidável, com batentes vedantes e com o mecanismo de variação do ângulo das alhetas sem contato com o ar de secagem. O difusor a ser aplicado antes da câmara de secagem possui eixos mais longos, possibilitando o emprego de atuadores elétricos para modular o ângulo das alhetas.

Selecionou-se o ventilador axial com motor externo da fabricante *Sodeca* (HPX-45-4T-0.33), representado na figura 4.10b, de modo a fornecer o caudal de 6000 m^3/h necessário para o funcionamento do equipamento em todas as velocidades do ar previamente estabelecidas.

Selecionou-se a válvula borboleta da série AKK da fabricante *Trox technik* para possibilitar o ciclo de secagem aberto. A válvula garante estanquecidade e pode ser aberta manualmente ou através de atuador elétrico. A figura 4.11a representa a válvula selecionada.

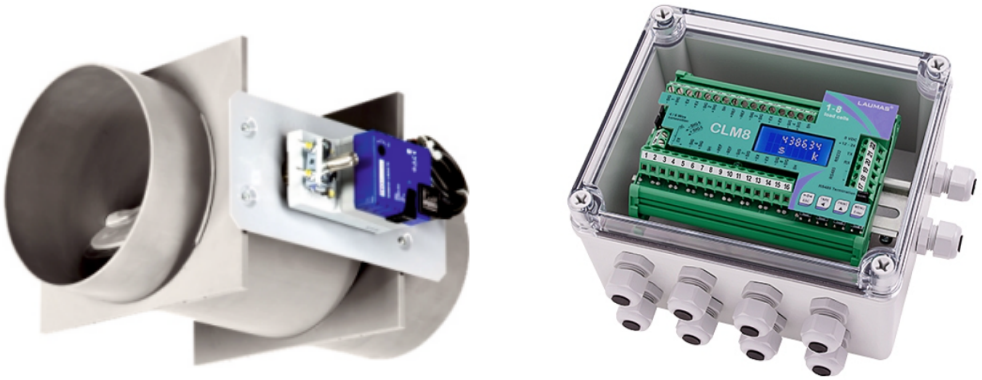
As células de carga selecionadas para o monitoramento da massa das amostras são da fabricante *Laumas*. O modelo selecionado para as medições dos suportes horizontais é o FCK, com capacidade de carga de 5 kg a 10 kg. O modelo selecionado para as medições com o suporte vertical é o SA, com capacidade de carga de 15 kg a 60 kg. Ambos os

modelos possuem erro de medição inferior a $\pm$ 0,02 %. A figura 4.12 representa os dois modelos.



(a) Difusor JZ-P-A2. (b) Ventilador HPX-45-4T-0.33.

Figura 4.10: (a) Difusor selecionado, (b) Ventilador axial selecionado.



(a) Válvula AKK. (b) Transmissor CLM8.

Figura 4.11: (a) Válvula selecionada, (b) Transmissor selecionado.

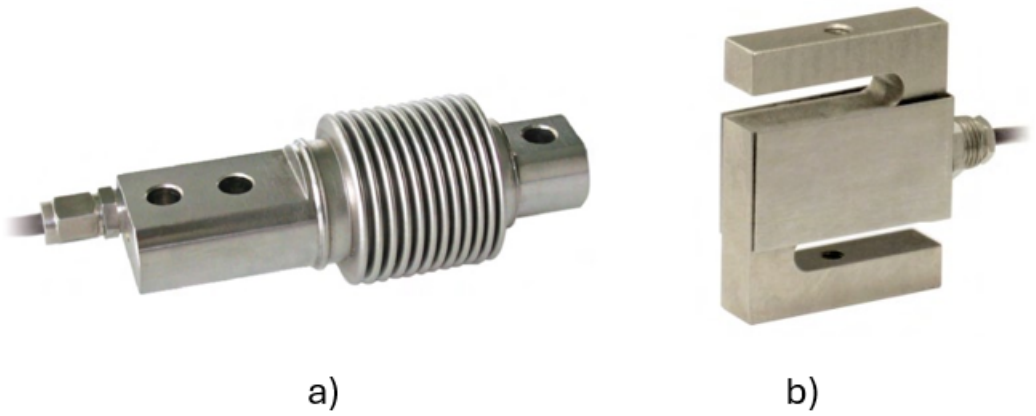


Figura 4.12: Células de carga selecionadas: a) FCK, b) SA.

Selecionou-se o transmissor de peso CLM8 da fabricante *Laumas* para a transmissão das medições das células de carga. As principais características deste transmissor é possibilitar a integração de todas as células de carga utilizadas no equipamento e possibilitar a leitura das medições através da internet. A figura 4.11b representa o transmissor.

O suporte horizontal é representado na figura 4.13. O suporte possui um ponto de fixação com as dimensões da célula de carga FCK e possui lados com 460 mm, possibilitando que os experimentos venham a ser realizados com diversas bandejas e grelhas. O suporte vertical é representado na figura 4.14. O suporte apresenta duas barras constituindo um "x", possibilitando a fixação de células de carga SA em diversos pontos.

A análise estática dos suportes e das paredes da câmara de secagem mediante a aplicação de carregamento equivalente ao estipulado para o equipamento apresentou uma máxima tensão equivalente de Von Mises inferior a 20 % da tensão de incidência do aço inoxidável 304. O deslocamento máximo do suporte vertical foi de 0,1 mm e do suporte horizontal de 1,6 mm. Deste modo, decidiu-se que o design proposto para os suportes e para as paredes da câmara atendem de forma satisfatória, uma vez que a inclinação gerada pelo deslocamento dos suportes não é suficiente para afetar a leitura das células de carga.

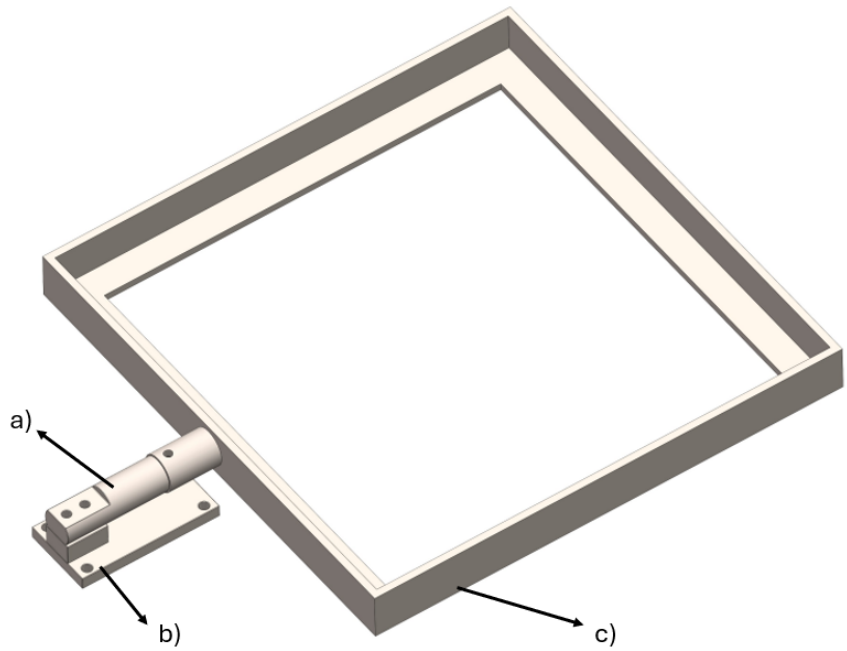


Figura 4.13: Suporte horizontal: a) célula de carga, b) suporte da célula de carga e c) suporte horizontal.

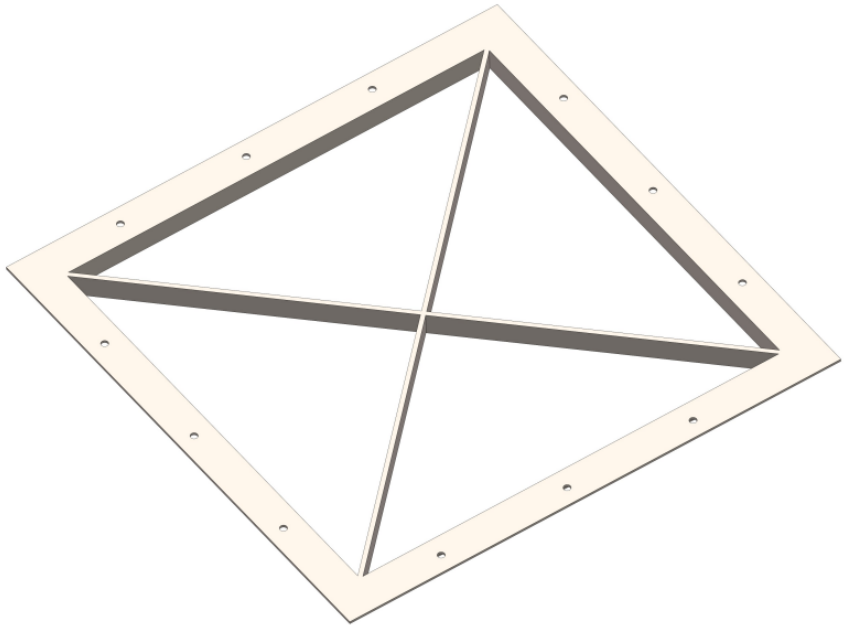
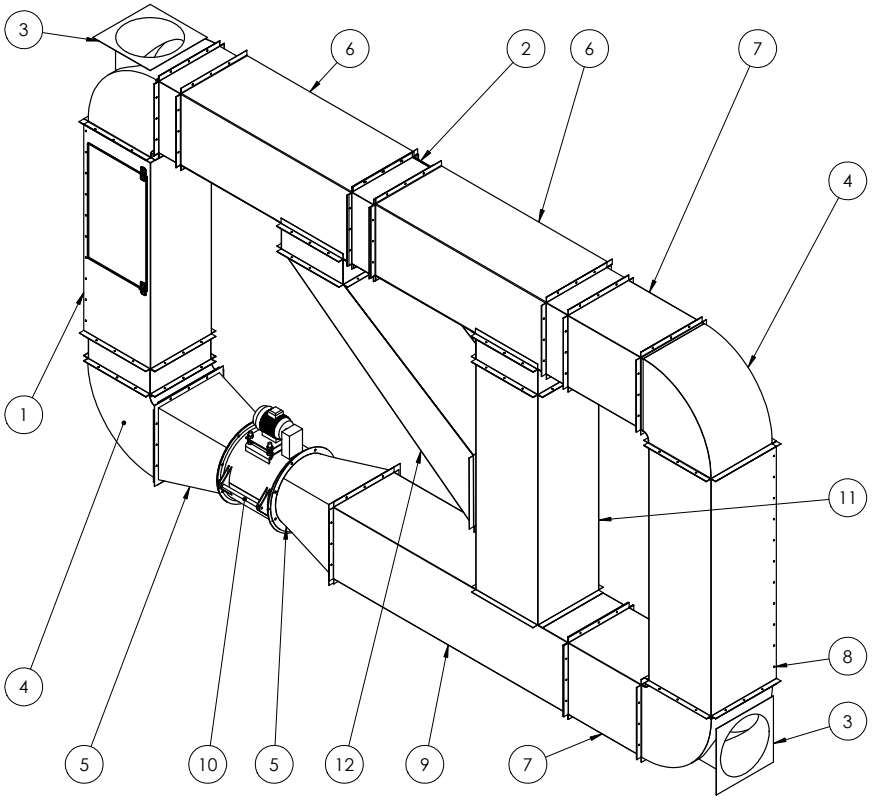


Figura 4.14: Suporte vertical.

Os desenhos técnicos do equipamento e dos componentes a serem fabricados estão apresentados a seguir, em conjunto com a lista que comenta individualmente o conteúdo dos desenhos.

- **Desenho N°1.** Este desenho apresenta a montagem do equipamento, identificando os componentes externos.
- **Desenho N°2.** Este desenho ilustra a montagem do equipamento, apresentando o comprimento e altura totais.
- **Desenho N°3.** Neste desenho é apresentada a vista explodida da câmara de secagem.
- **Desenho N°4.** Neste desenho é retratada a parede da câmara de secagem onde são fixadas as células de carga dos suportes horizontais.
- **Desenho N°5.** Neste desenho é ilustrada a parede da câmara de secagem com o espaço destinado a porta.
- **Desenho N°6.** Este desenho apresenta a montagem do suporte horizontal com a célula de carga.
- **Desenho N°7.** Este desenho apresenta o suporte horizontal e as dimensões adotadas.
- **Desenho N°8.** Este desenho apresenta o suporte verticais e as dimensões adotadas.
- **Desenho N°9.** Neste desenho é apresentada a porta da câmara de secagem.
- **Desenho N°10.** Este desenho retrata a curva com flange para o acoplamento da válvula borboleta que possibilita o funcionamento em ciclo aberto.
- **Desenho N°11.** Este desenho ilustra a curva sem o flange para acoplamento da válvula borboleta.
- **Desenho N°12.** Neste desenho é apresentado a conduta horizontal inferior.

- **Desenho N°13.** Neste desenho é apresentado a conduta horizontal superior 1.
- **Desenho N°14.** Neste desenho é apresentado a conduta horizontal superior e inferior 2.
- **Desenho N°15.** Este desenho apresenta a conduta vertical paralelo a câmara de secagem.
- **Desenho N°16.** Este desenho apresenta a planificação da conduta diagonal utilizado para recirculação antes do evaporador 1.
- **Desenho N°17.** Este desenho apresenta o adaptador utilizado para interligar o ventilador axial as condutas do equipamento.
- **Desenho N°18.** Este desenho apresenta a conduta vertical utilizado para a recirculação antes do evaporador 2.
- **Desenho N°19.** Neste desenho é apresentada a dobradiça utilizada na porta da câmara de secagem.



Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.
1	Câmara de secagem	1
2	Difusor	6
3	Curva com valvula	2
4	Curva sem valvula	2
5	Adaptador ventilador axial	2
6	Duto superior 1	2
7	Duto superior/ inferior 2	1
8	Duto vertical 1	1
9	Duto inferior 1	1
10	Sodeca hpx-45-4t-0_33	1
11	Duto vertical 2	1
12	Duto diagonal	1

SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:

ACABAMENTO:

REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO | REVISÃO

TÍTULO:

Montagem câmara de secagem experimenal

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.	Antonio V. S. Correa		
APROV.	Luís M. F. Ribeiro		
APROV.	Daduí C. Guerrieri		

MATERIAL: AISI 304

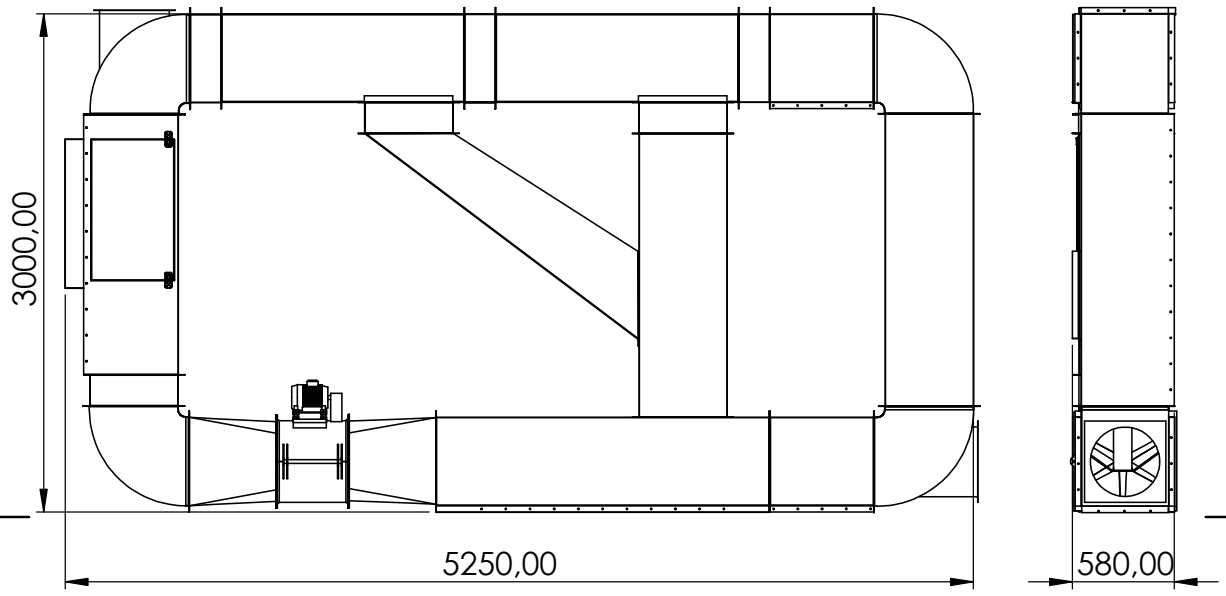
PESO:

DES. Nº 1

A3

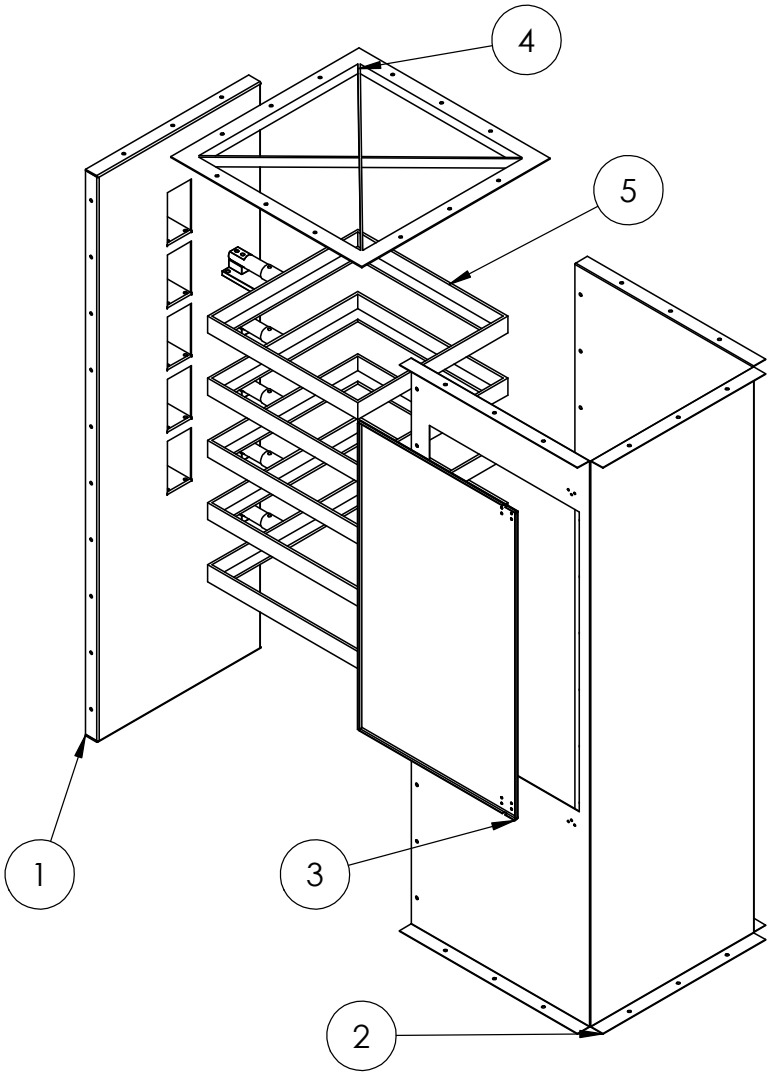
ESCALA:1:50

FOLHA 1 DE 1



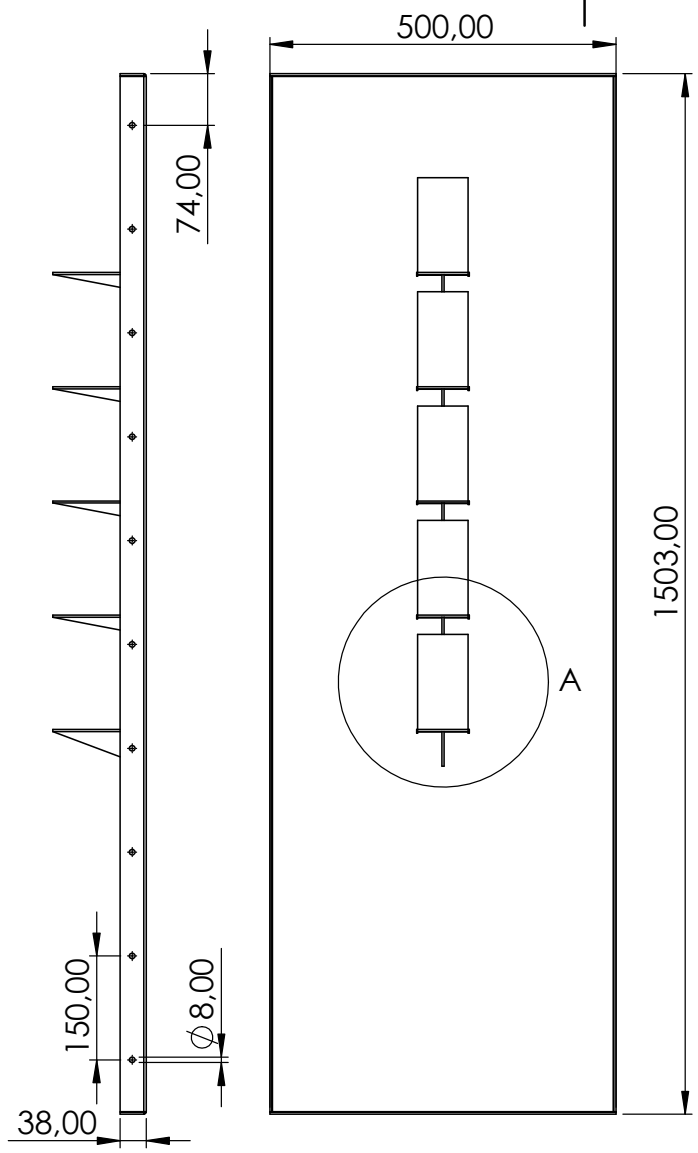
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO / REVISÃO

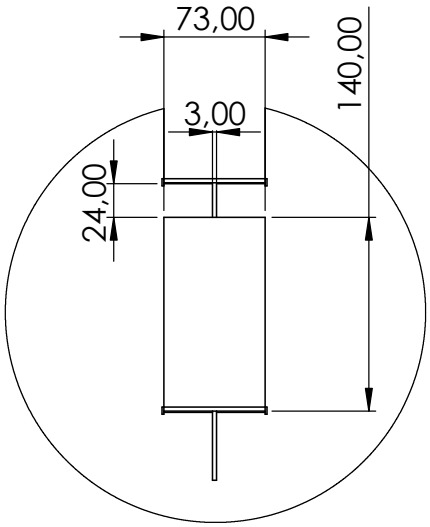
	NOME			TÍTULO:
DESEN.	Antonio V. S. Correa			Câmara de secagem experimental
APROV	Luís M. F. Ribeiro			
APROV	Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304	DES. Nº 2	A4
		PESO:	ESCALA:1:100	FOLHA 1 DE 1



Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.
1	Parede celula de carga com nervura	1
2	Parede porta	1
3	Chapa porta	1
4	Suporte vertical	1
5	Suporte horizontal	5

SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO	REVISÃO
	NOME ASSINATURA DATA		TÍTULO: Vista explodida câmara de secagem	
DESEN.	Antonio V. S. Correa			
APROV.	Luís M. F. Ribeiro			
APROV.	Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304	DES. Nº 3	A4
		PESO:	ESCALA:1:20	FOLHA 1 DE 1

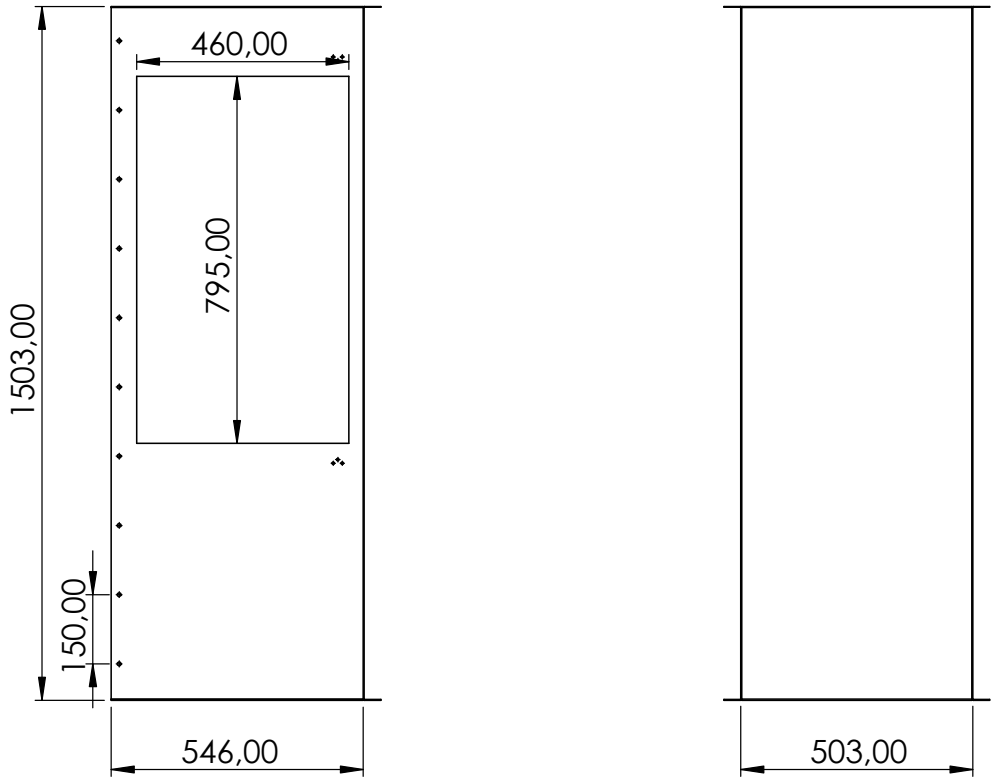


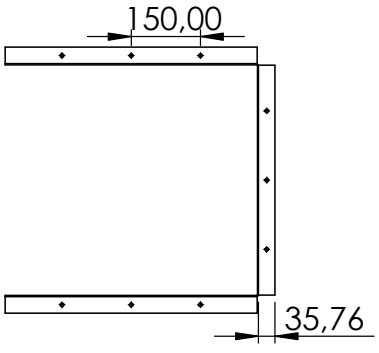


DETALHE A
ESCALA 1 : 5

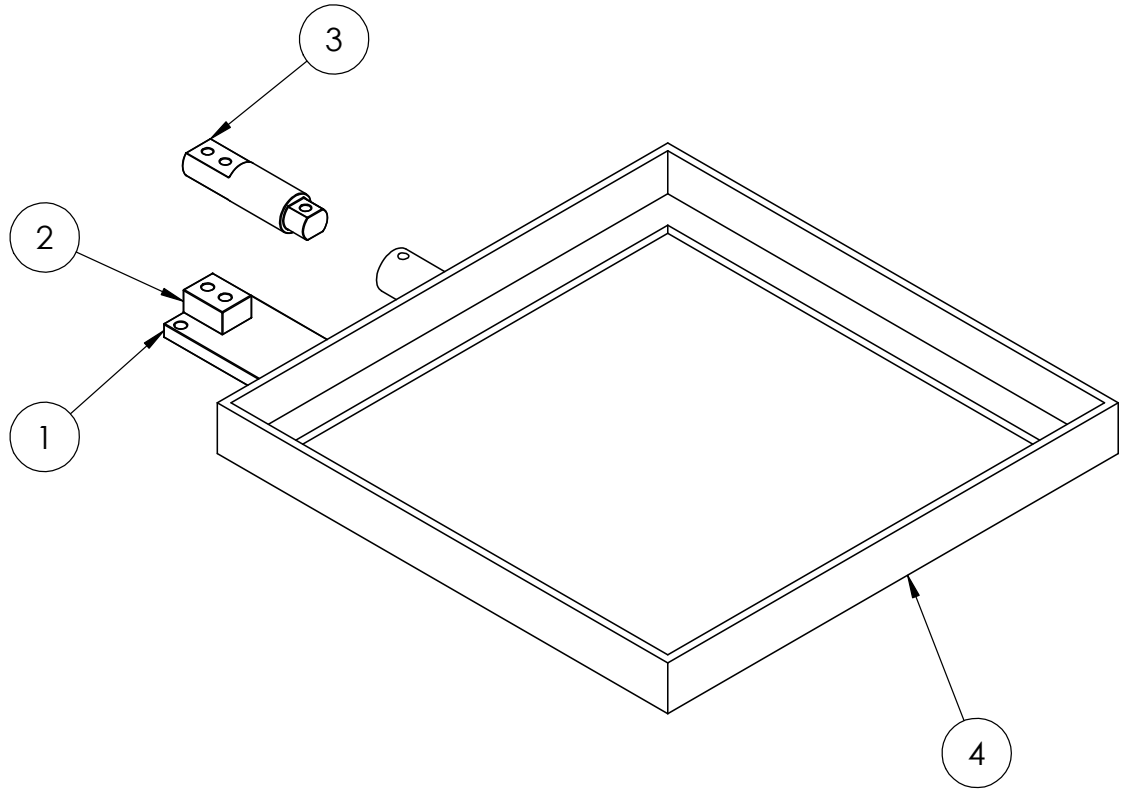
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO / REVISÃO

	NOME			TÍTULO:
DESEN.	Antonio V. S. Correa			Parede célula de carga
APROV.	Luís M. F. Ribeiro			
APROV.	Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304	DES. Nº 4	A4
		PESO:	ESCALA:1:20	FOLHA 1 DE 1



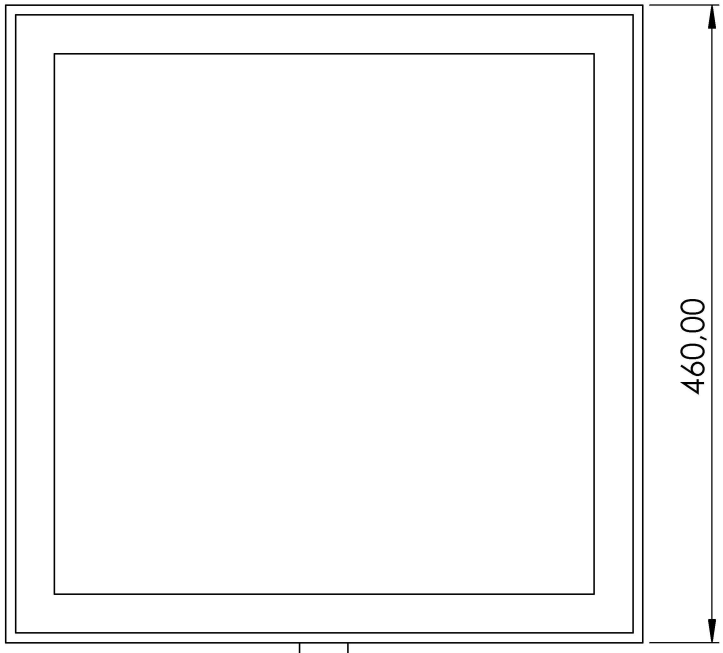


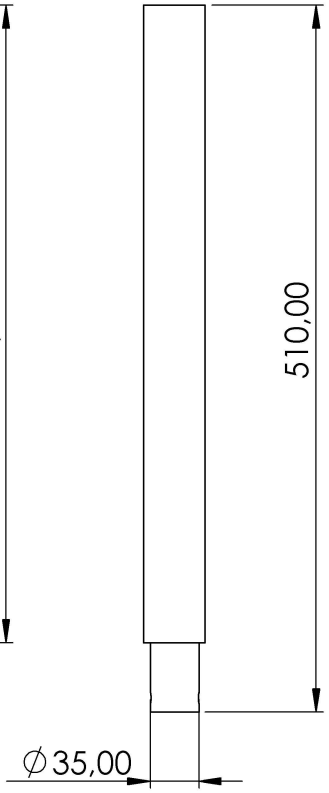
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO	REVISÃO
	NOME ASSINATURA DATA		TÍTULO:	
DESEN.	Antonio V. S. Correa		Parede porta	
APROV.	Luís M. F. Ribeiro			
APROV.	Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304	DES. Nº 5	A4
		PESO:	ESCALA:1:20	FOLHA 1 DE 1

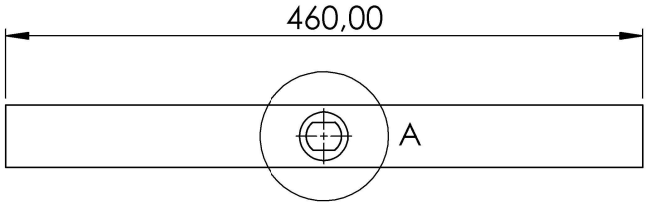


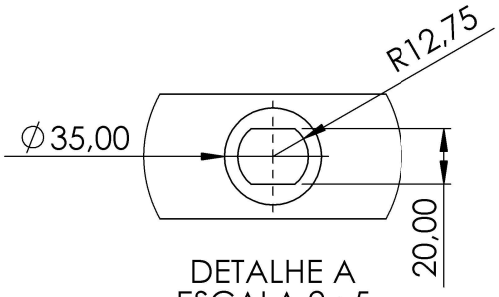
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	QTD.
1	Base celula de carga	1
2	Bloco base celula de carga	1
3	Celula de carga	1
4	Suporte horizontal	1

SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO	REVISÃO
	NOME ASSINATURA DATA		TÍTULO: Montagem suporte horizontal	
DESEN.	Antonio V. S. Correa			
APROV.	Luís M. F. Ribeiro			
APROV.	Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304	DES. Nº 6	A4
		PESO:	ESCALA:1:20	FOLHA 1 DE 1

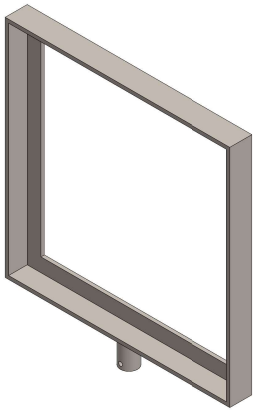






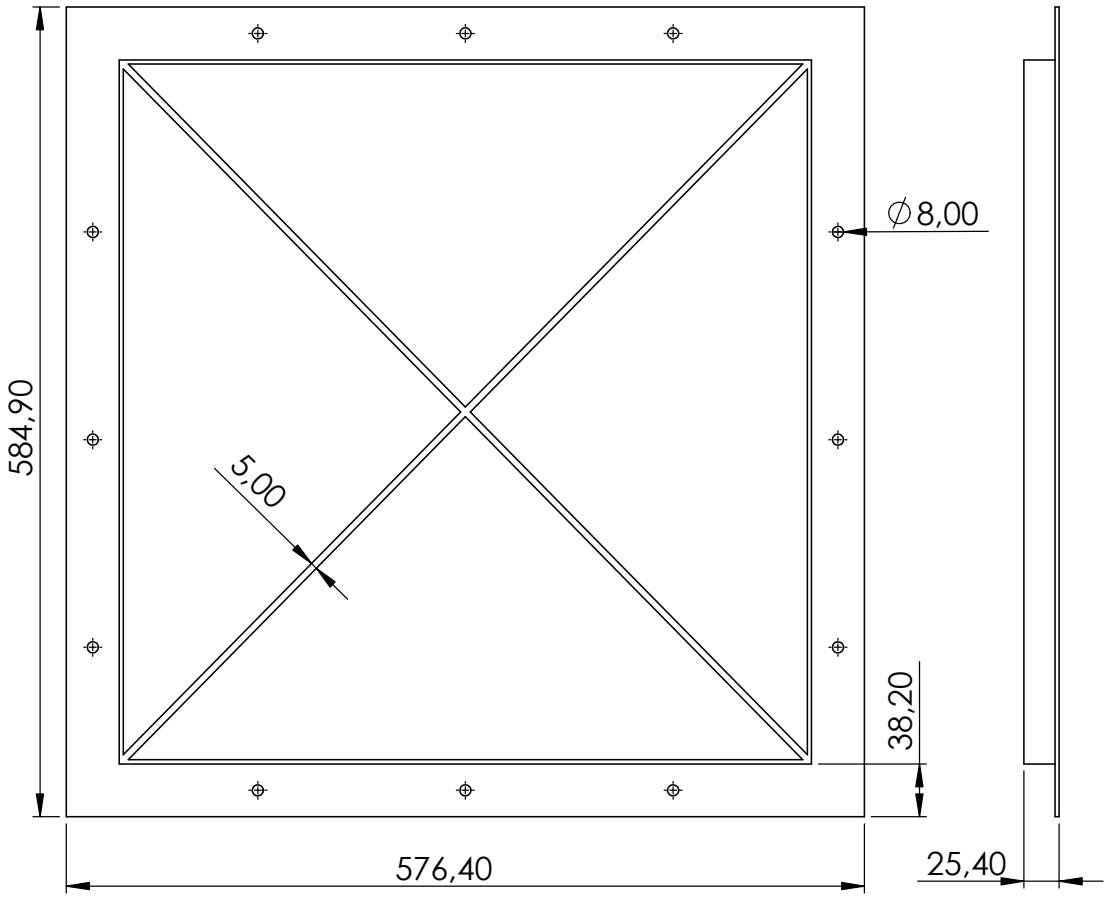


DETALHE A
ESCALA 2 : 5



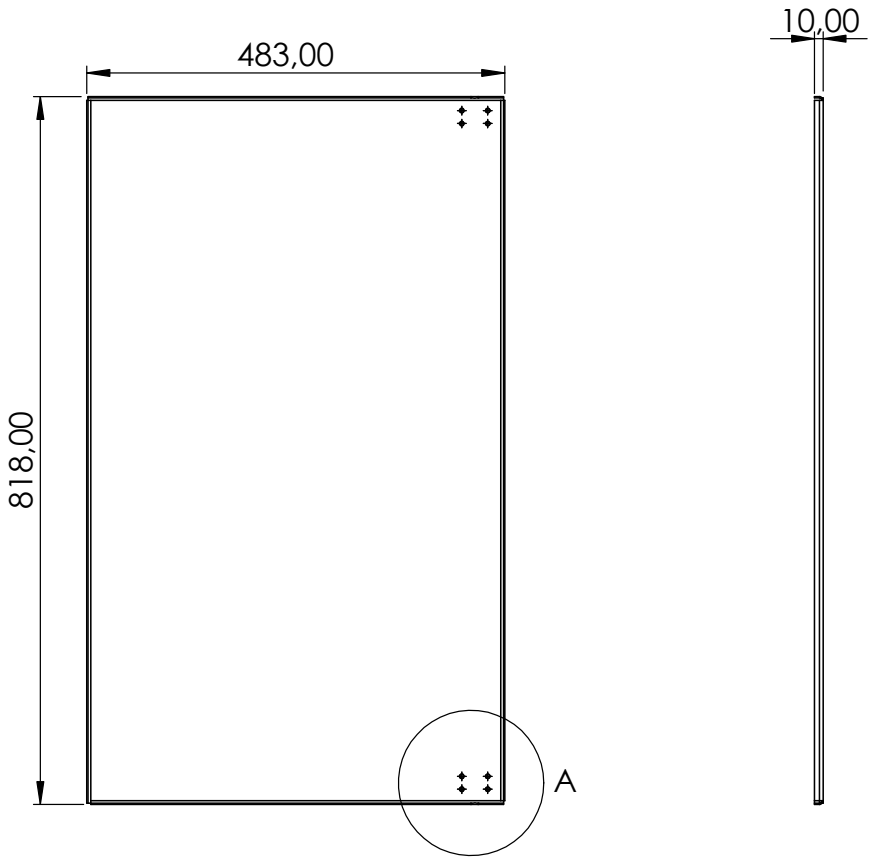
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO / REVISÃO

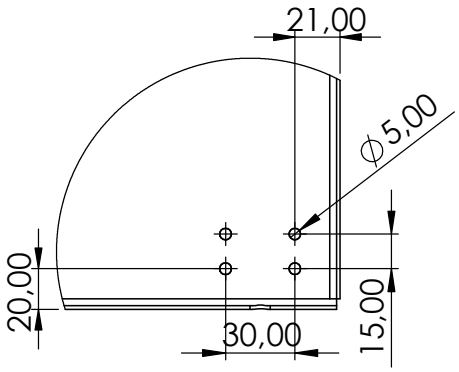
	NOME			TÍTULO:
DESEN.	Antonio V. S. Correa			Suporte horizontal
APROV.	Luís M. F. Ribeiro			
APROV.	Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304	DES. Nº 7	A4
		PESO:	ESCALA:1:5	FOLHA 1 DE 1



SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO / REVISÃO

	NOME			TÍTULO:
DESEN.	Antonio V. S. Correa			Suporte vertical
APROV.	Luís M. F. Ribeiro			
APROV.	Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304	DES. Nº 8	A4
		PESO:	ESCALA:1:10	FOLHA 1 DE 1





DETALHE A
ESCALA 1 : 3

SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO / REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.	Antonio V. S. Correa		
APROV.	Luís M. F. Ribeiro		
APROV.	Daduí C. Guerrieri		

TÍTULO: Porta câmara de secagem

MATERIAL: AISI 304

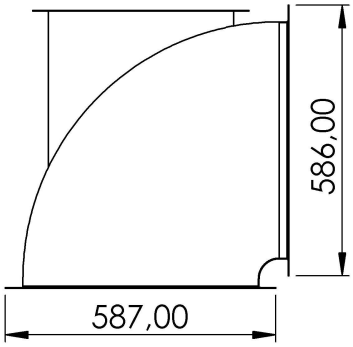
DES. Nº 9

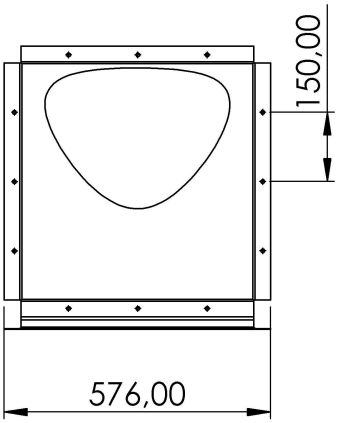
A4

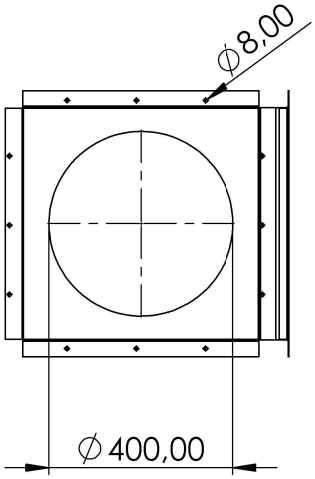
PESO:

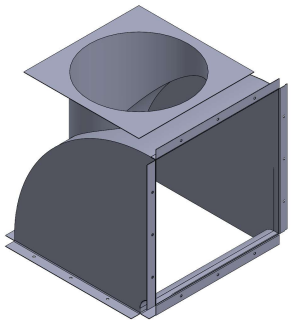
ESCALA:1:10

FOLHA 1 DE 1

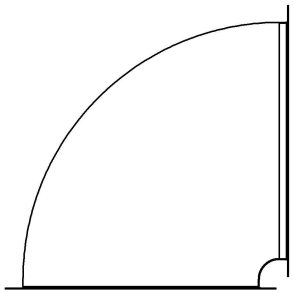


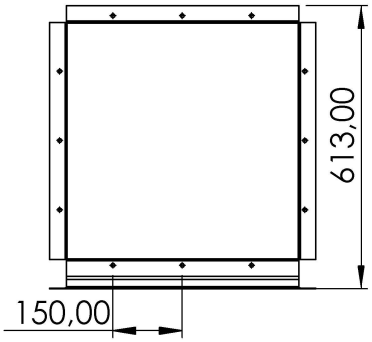


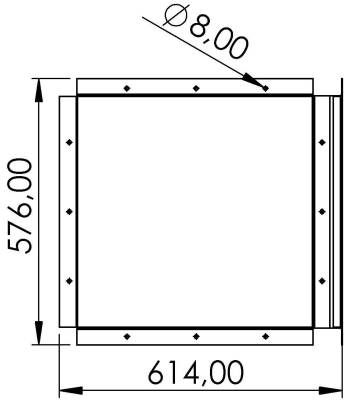


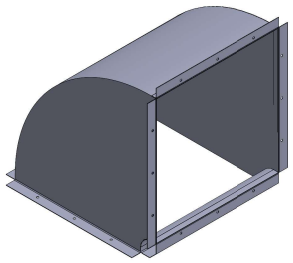


SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO / REVISÃO
NOME			TÍTULO: Curva com válvula
DESEN. Antonio V. S. Correa			
APROV Luís M. F. Ribeiro			
APROV Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304		DES. Nº 10 / A4
	PESO:		ESCALA:1:20 / FOLHA 1 DE 1

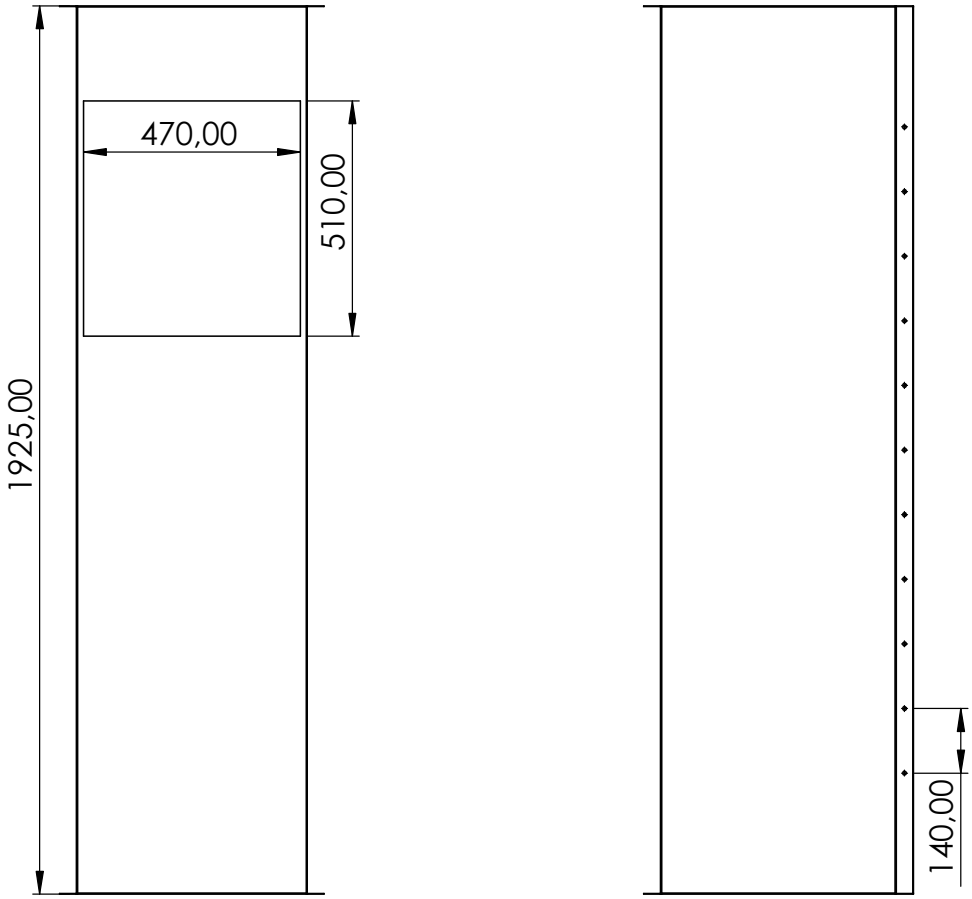


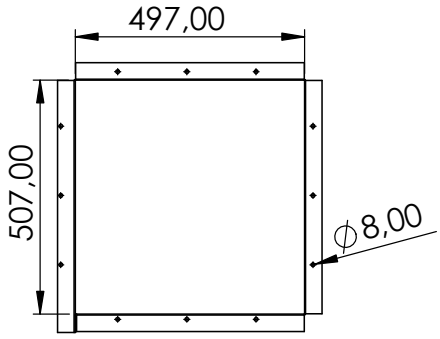






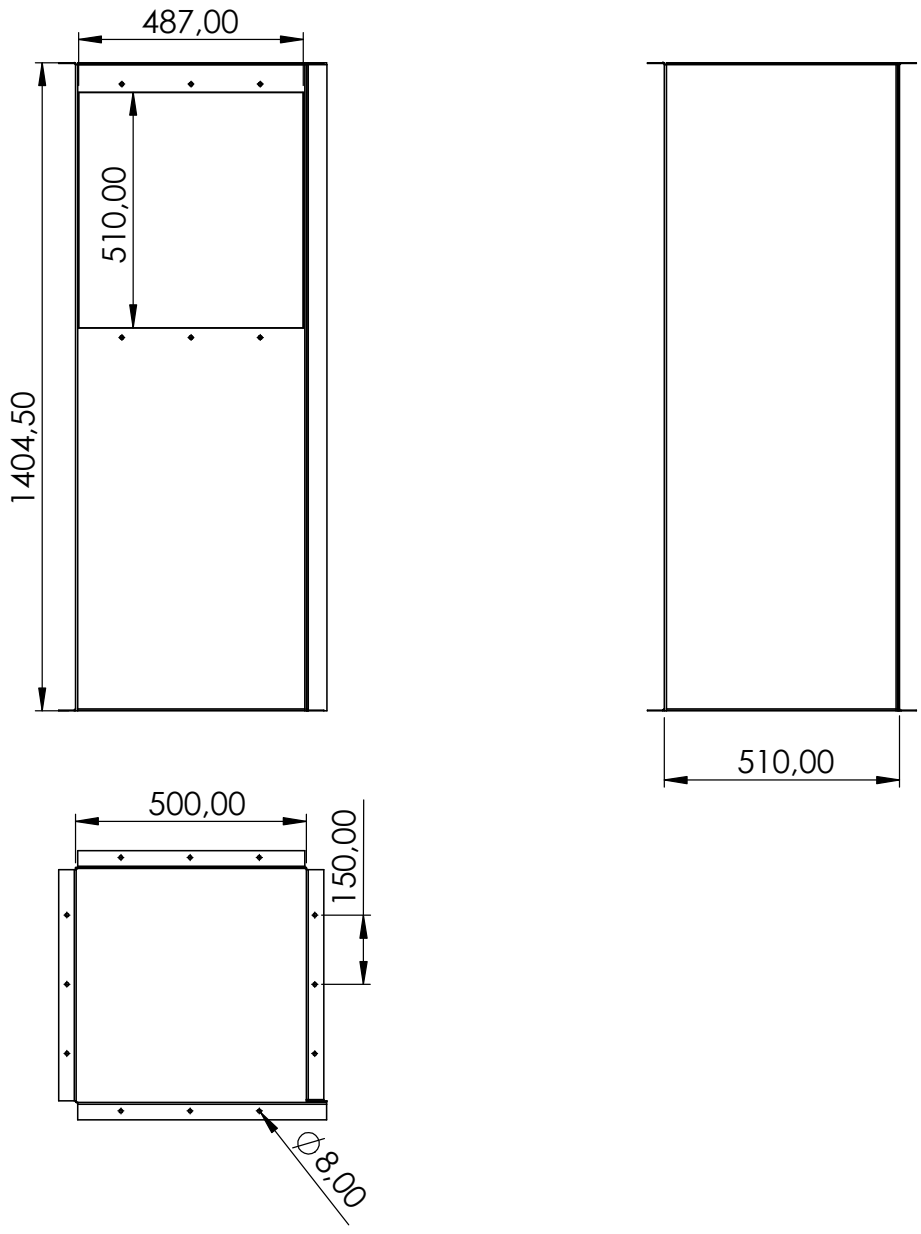
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO / REVISÃO
NOME			TÍTULO: Curva sem valvula
DESEN. Antonio V. S. Correa			
APROV Luís M. F. Ribeiro			
APROV Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304		DES. Nº 11 / A4
	PESO:		ESCALA:1:20 / FOLHA 1 DE 1





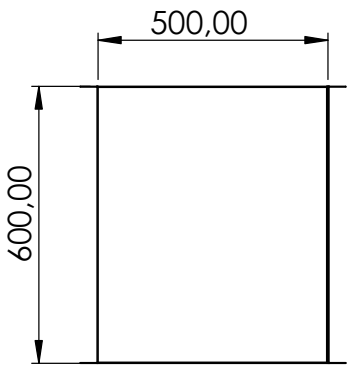
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO / REVISÃO

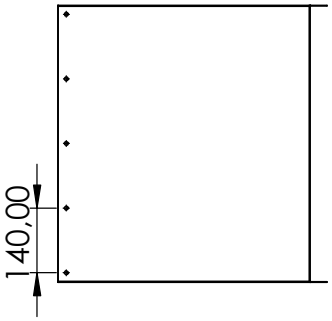
	NOME			TÍTULO:
DESEN.	Antonio V. S. Correa			Duto inferior 1
APROV.	Luís M. F. Ribeiro			
APROV.	Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304	DES. Nº 12	A4
		PESO:	ESCALA:1:20	FOLHA 1 DE 1

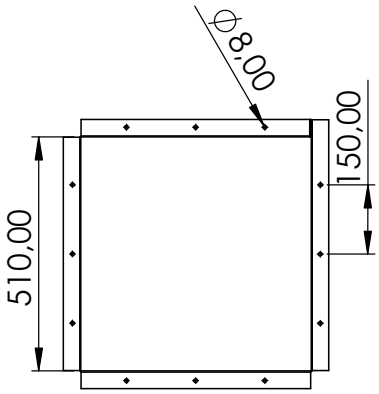


SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO / REVISÃO

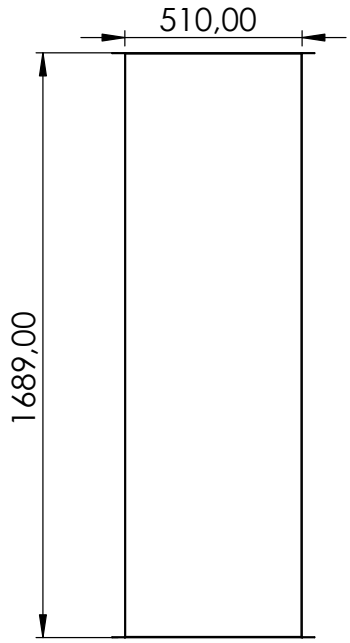
	NOME			TÍTULO:
DESEN.	Antonio V. S. Correa			Duto superior 1
APROV.	Luís M. F. Ribeiro			
APROV.	Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304	DES. Nº 13	A4
		PESO:	ESCALA:1:20	FOLHA 1 DE 1

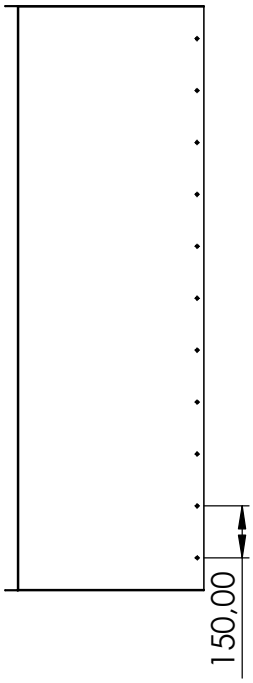


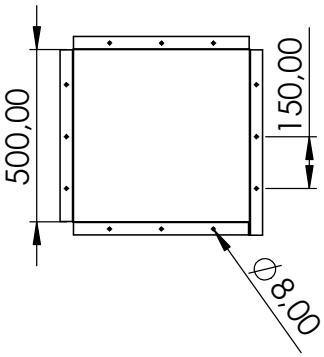




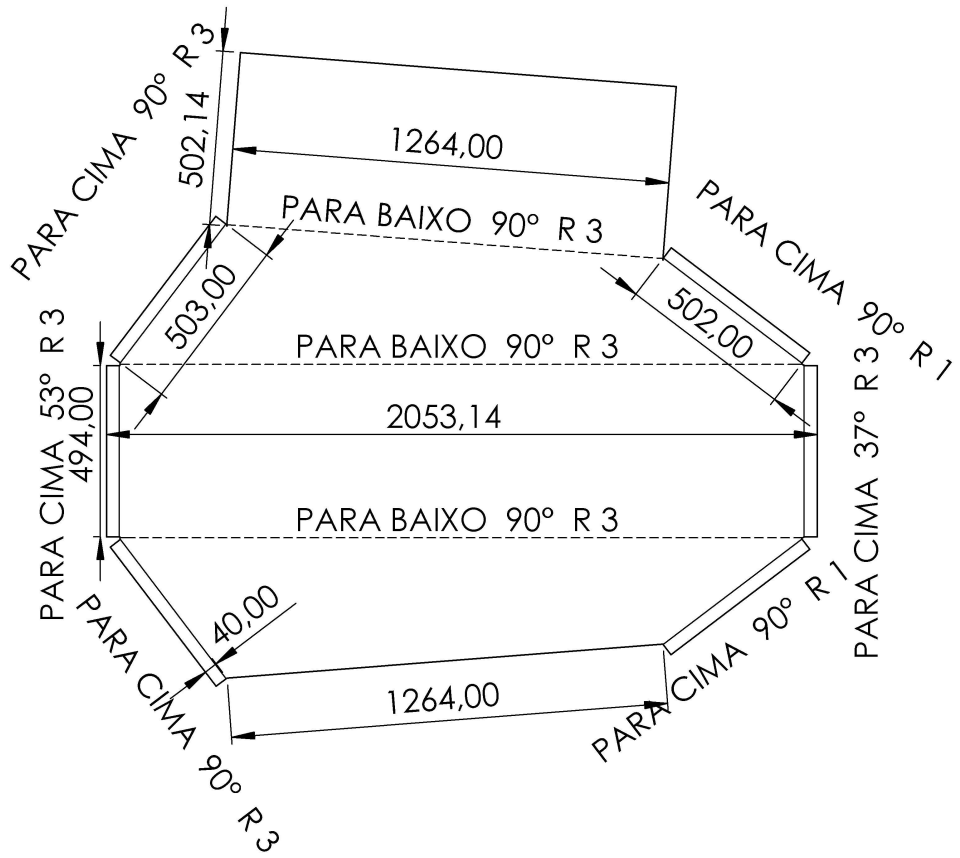
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO	REVISÃO
	NOME ASSINATURA DATA		TÍTULO:	
DESEN.	Antonio V. S. Correa		Duto superior e inferior 2	
APROV.	Luís M. F. Ribeiro			
APROV.	Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304	DES. Nº 14	A4
		PESO:	ESCALA:1:20	FOLHA 1 DE 1

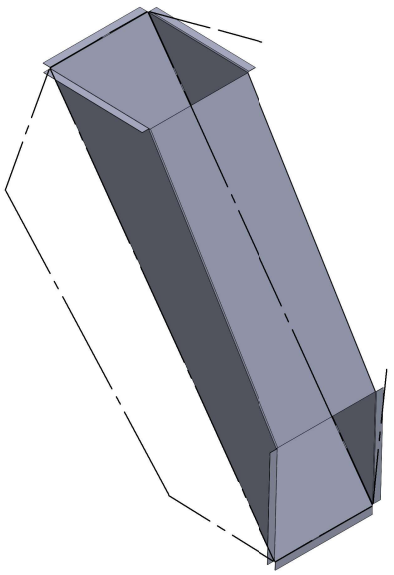






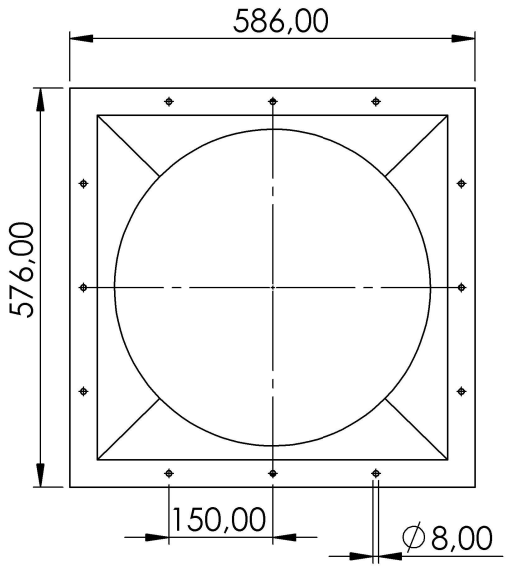
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO / REVISÃO
NOME / ASSINATURA / DATA			TÍTULO: Duto vertical
DESEN. Antonio V. S. Correa			
APROV. Luís M. F. Ribeiro			
APROV. Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304		DES. Nº 15 / A4
	PESO:	ESCALA:1:20	FOLHA 1 DE 1

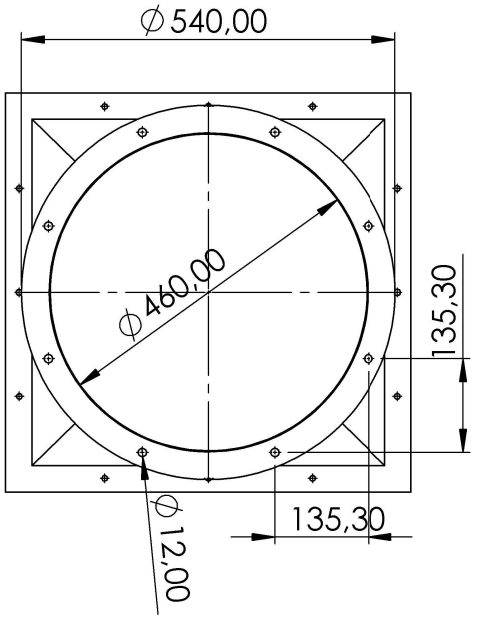


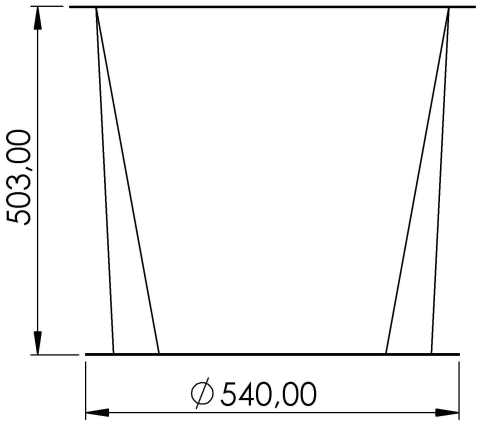


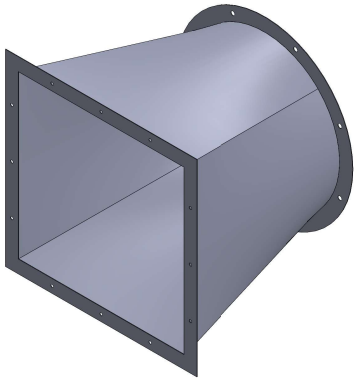
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO / REVISÃO

	NOME			TÍTULO:
DESEN.	Antonio V. S. Correa			Duto diagonal planificado
APROV	Luís M. F. Ribeiro			
APROV	Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304	DES. Nº 16	A4
		PESO:	ESCALA:1:50	FOLHA 1 DE 1

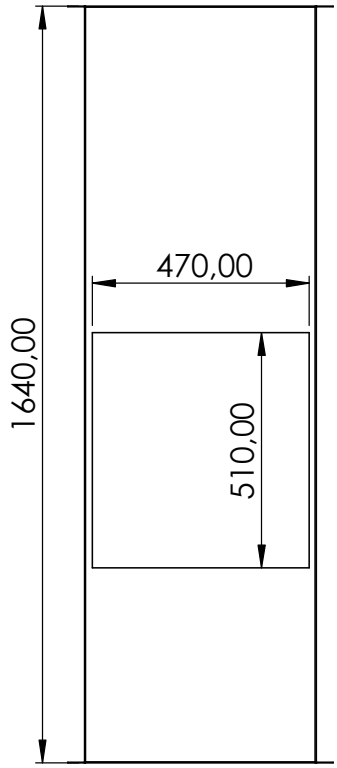


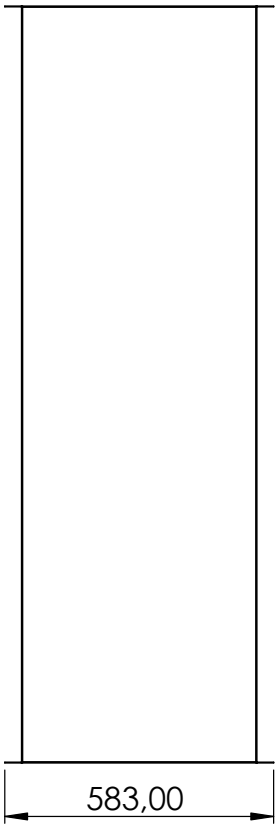


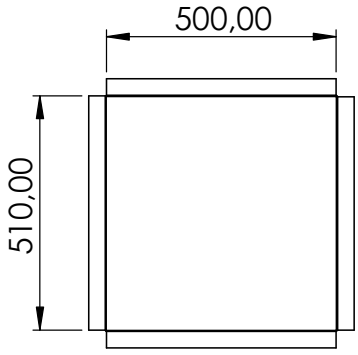




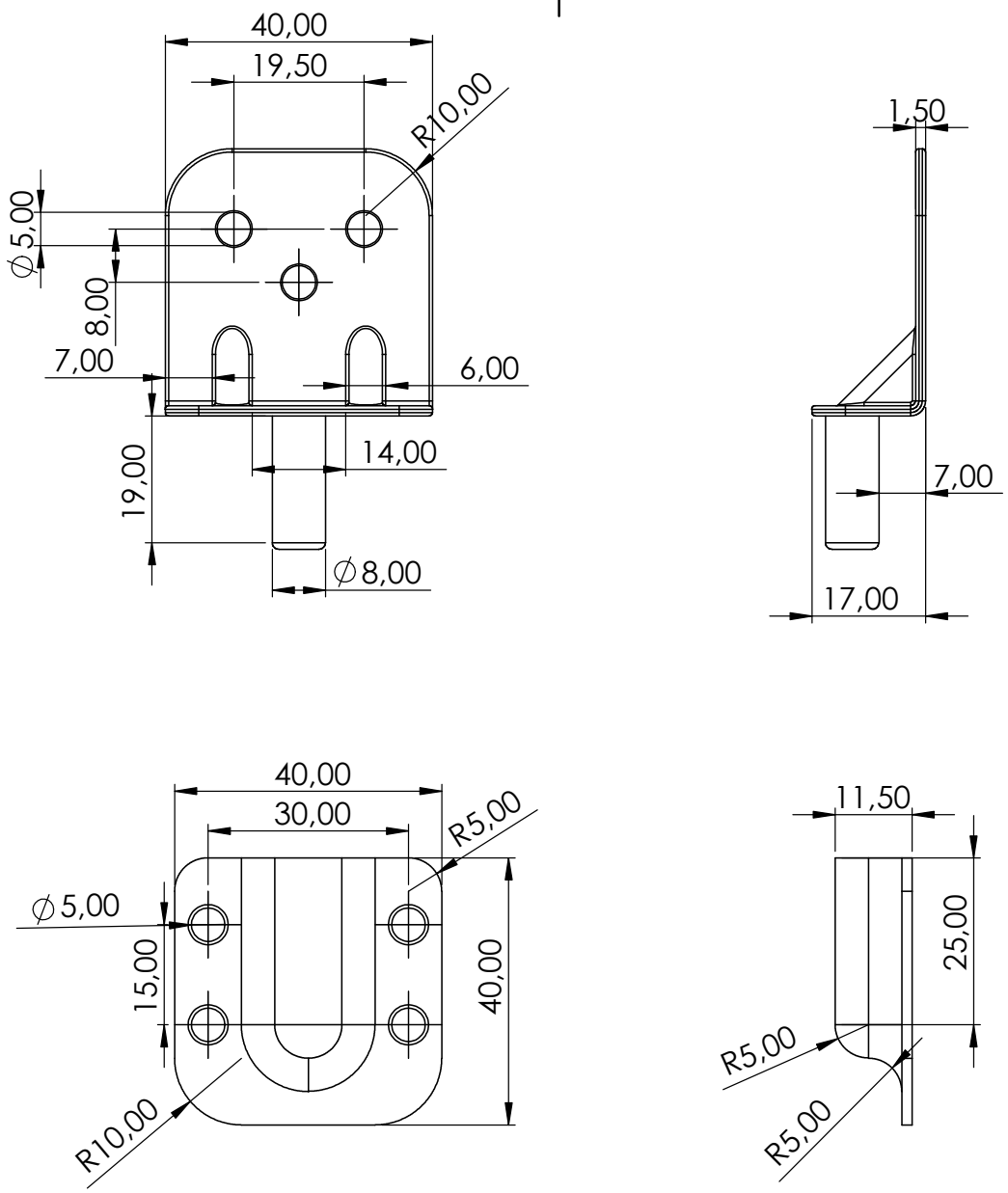
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO / REVISÃO
NOME			TÍTULO: Adapdador ventilador axial
DESEN. Antonio V. S. Correa			
APROV Luís M. F. Ribeiro			
APROV Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304	DES. Nº 17	A4
	PESO:	ESCALA:1:10	FOLHA 1 DE 1







SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO / REVISÃO
NOME			TÍTULO: Duto vertical 2
DESEN. Antonio V. S. Correa			
APROV. Luís M. F. Ribeiro			
APROV. Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304	DES. Nº 18	A4
	PESO:	ESCALA:1:20	FOLHA 1 DE 1



SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO	REVISÃO
	NOME ASSINATURA DATA		TÍTULO:	
DESEN.	Antonio V. S. Correa		Dobradiça	
APROV.	Luís M. F. Ribeiro			
APROV.	Daduí C. Guerrieri	MATERIAL: AISI 304	DES. Nº 19	A4
		PESO:	ESCALA:2:1	FOLHA 1 DE 1

Esta página foi deixada propositalmente em branco.

Capítulo 5

Conclusão e trabalhos futuros

O presente trabalho, teve como objetivo projetar uma câmara de secagem experimental, com enfoque na automatização das medições referentes a massa de água removida ao longo dos experimentos, na realização de experimentos mediante diferentes ciclos de secagem e na realização do processo de secagem com base nos parâmetros observados na literatura.

Iniciou-se o projeto através do processo de revisão bibliográfica, com o intuito de observar os parâmetros aplicados e compreender as tecnologias já existentes. Estabeleceu-se as premissas do projeto com base nos parâmetros obtidos, visando gerar um equipamento que possa ser aplicado a um ambiente laboratorial e que proporcione versatilidade para a realização de experimentos. Deste modo, estabeleceu-se a geometria do equipamento e iniciou-se o dimensionamento de seus componentes. Projetou-se o corpo do equipamento baseando-se na utilização de chapas de aço inoxidável 304, unidas através de parafusos com porcas autovedantes e com selante de poliuretano.

Desenvolveu-se dois tipos de suporte, um vertical e um horizontal, onde através da aplicação de células de carga possibilitam o acompanhamento em tempo real da variação da massa dos experimentos, eliminando a necessidade de intervenção no processo para medições constantes. Projetou-se a geometria dos suportes de modo a proporcionar a realização dos experimentos utilizando componentes já empregados em processos de secagem, como grelhas, chapas perfuradas e bandejas. Deste modo os experimentos podem

abranger tanto a cinética de secagem de alimentos como compreender o impacto e pontos de melhoria dos componentes utilizados no processo.

Aplicou-se uma chapa perfurada em conjunto com um difusor dotado de atuadores de modo a garantir um fluxo de ar homogêneo ao longo da secção transversal da câmara de secagem. Selecionou-se um ventilador axial com motor externo para fornecer o caudal necessário.

Na sequência realizou-se uma análise de sensibilidade da bomba de calor com o intuito de expor as características necessárias para o equipamento. Em vista dos pontos observados, selecionou-se o compressor SE6068GS-O, da empresa *Embraco*, em virtude das temperaturas requeridas para o processo, do caudal mássico de fluido refrigerante e da pressão no condensador. Também foram selecionados outros componentes, como a válvula de expansão e controlador de temperatura.

Em face da possibilidade de congelamento no evaporador, estabeleceu-se o uso de dois evaporadores e a aplicação de válvulas direcionais e de bloqueio, promovendo os ciclos de descongelamento apresentados na secção 4.1.

Conclui-se que o design proposto no presente trabalho possibilita a realização de experimentos de secagem mediante diversas faixas de temperatura e humidade relativa do ar, com acompanhamento do processo em tempo real e com a possibilidade de aplicação de diversos modelos de suportes. Deste modo possibilita o estudo da cinética de secagem de alimentos mediante diversos parâmetros do ar de secagem bem como o estudo da influência do tipo de suporte utilizado.

Como sugestão de trabalhos futuros, é possível citar alguns pontos como:

- A otimização da geometria proposta em via de se obter a melhor estrutura possível para o equipamento;
- a realização da análise de sensibilidade com base em outros fluidos refrigerantes;
- o desenvolvimento do sistema de aquisição de dados referente a temperatura e humidade ao longos do processo;

- a realização de simulações de fluido dinâmica computacional para avaliar o melhor posicionamento para os permutadores de calor e o melhor ângulo para as alhetas do difusor empregado na entrada de ar da câmara de secagem.

Esta página foi deixada propositalmente em branco.

Bibliografia

[1] Z. Berk, *Food process engineering and technology*. Academic press, 2009.

[2] R. T. Toledo, R. K. Singh e F. Kong, *Fundamentals of food process engineering*. Springer, 2007, vol. 297.

[3] C. O. Perera e M. S. Rahman, «Heat pump dehumidifier drying of food,» *Trends in Food Science & Technology*, vol. 8, n.º 3, pp. 75–79, 1997. DOI: 10.1016/S0924-2244(97)01013-3.

[4] J. Yan, H. Wei, Z. You et al., «Design and experiment of a box-type heat-pump dryer with side-ventilating and rack moving,» *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 41, p. 102 641, 2023. DOI: 10.1016/j.csite.2022.102641.

[5] S. Dong, Y. Liu, Z. Meng et al., «Simulation Study on the Performance of an Enhanced Vapor-Injection Heat-Pump Drying System,» *Energies*, vol. 15, n.º 24, p. 9542, 2022. DOI: 10.3390/en15249542.

[6] J. Hou, C. Mao e Y. Xu, «Thermo-economic multi-objective optimization of tobacco drying heat pump recovering waste heat from monocrystal silicon furnace based on SVR ANN model in Southwest China,» *Energy Science & Engineering*, 2023. DOI: 10.1002/ese3.1458.

[7] Z. Hu, Y. Li, H. S. El-Mesery, D. Yin, H. Qin e F. Ge, «Design of new heat pump dryer system: a case study in drying characteristics of kelp knots,» *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 32, p. 101 912, 2022. DOI: 10.1016/j.csite.2022.101912.

[8] Z. Meng, F. Zhang, Y. Liu et al., «Experimental study on thermal performance of a closed heat pump drying system,» *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 51, p. 103 590, 2023. DOI: 10.1016/j.csite.2023.103590.

[9] F. Qiu, B. Li, T. Xu e D. He, «Drying behavior and mathematical modeling of Tenebrio molitor using a closed system heat pump dryer,» *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 17, pp. 841–849, 2022. DOI: 10.1093/ijlct/ctac070.

[10] S. H. Abdulmalek, M. K. Assadi, H. H. Al-Kayiem e A. A. Gitan, «A comparative analysis on the uniformity enhancement methods of solar thermal drying,» *Energy*, vol. 148, pp. 1103–1115, 2018. DOI: 10.1016/j.energy.2018.01.060.

[11] V. Minea, «Drying heat pumps–Part I: System integration,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, n.º 3, pp. 643–658, 2013. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.11.025.

[12] A. B. Loemba, B. Kichonge e T. Kivevele, «Comprehensive assessment of heat pump dryers for drying agricultural products,» *Energy Science & Engineering*, vol. 11, n.º 8, pp. 2985–3014, 2023. DOI: 10.1002/ese3.1326.

[13] K. A. Jimoh, N. Hashim, R. Shamsudin, H. C. Man, M. Jahari e D. I. Onwude, «Recent Advances in the Drying Process of Grains,» *Food Engineering Reviews*, pp. 1–29, 2023. DOI: 10.1007/s12393-023-09333-7.

[14] A. Fernando e K. A. Rosentrater, «Optimal Designs of Air Source Heat Pump Dryers in Agro-food Processing Industry,» *Food Engineering Reviews*, pp. 1–15, 2023. DOI: 10.3390/su10093216.

[15] V. Minea, «Drying heat pumps–Part II: Agro-food, biological and wood products,» *International Journal of refrigeration*, vol. 36, n.º 3, pp. 659–673, 2013. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.11.026.

[16] K. Hamid, U. Sajjad, M. U. Ahrens et al., «Potential evaluation of integrated high temperature heat pumps: A review of recent advances,» *Applied Thermal Engineering*, p. 120 720, 2023. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.120720.

[17] T. Xiao, R. Feng, X. Zhao et al., «Heating performance, exergy, and economic analysis of a heat pump drying system with an independent operating ability for drying shiitake mushrooms,» *Journal of Cleaner Production*, vol. 426, p. 138 982, 2023. DOI: 10.2139/ssrn.4037391.

[18] S. D. Malçok, A. Ö. Karabacak, C. Tunçkal e C. E. Tamer, «Application of response surface methodology for optimisation of Cornelian cherry-Capia pepper leather dried in a heat pump drying system,» *Journal of Agricultural Engineering*, vol. 54, n.º 3, 2023. DOI: 10.4081/jae.2023.1538.

[19] Y. Zhang, B. Li, Z. He et al., «Temperature Field Simulation and Energy Analysis of a Heat Pump Tobacco Bulk Curing Barn,» *Energies*, vol. 15, n.º 22, p. 8655, 2022. DOI: 10.3390/en15228655.

[20] H. Zhao, J. Dai e K. Wu, «Simulation of Coupled Heat-Mass Transfer in Sea Cucumbers with Heat Pump Drying,» *Applied Sciences*, vol. 12, n.º 11, p. 5508, 2022. DOI: 10.3390/app12115508.

[21] T. P. Olejnik, T. Mysakowski, P. Tomtas e R. Mostowski, «Optimization of the Beef Drying Process in a Heat Pump Chamber Dryer,» *Energies*, vol. 14, n.º 16, p. 4927, 2021. DOI: 10.3390/en14164927.

[22] C. Tunckal, A. Ozkan-Karabacak, C. Tamer, P. Yolci-Omeroglu e Z. Goksel, «MATHEMATICAL MODELLING AND OPTIMIZATION OF MELON SLICE DRYING WITH RESPONSE SURFACE METHODOLOGY IN A HEAT PUMP DRYING SYSTEM,» *Latin American Applied Research*, vol. 52, n.º 2, pp. 101–110, 2022. DOI: 10.52292/j.laar.2022.851.

[23] H.-B. Zhao, K. Wu e J.-F. Zhang, «Simulation Study on Active Air Flow Distribution Characteristics of Closed Heat Pump Drying System with Waste Heat Recovery,» *Energies*, vol. 14, n.º 19, p. 6358, 2021. DOI: 10.3390/en14196358.

[24] M. R. Kavindi, K. Amaratunga, E. Ekanayake, A. Fernando e A. Abesinghe, «CFD Simulation of Airflow Distribution in a Heat Pump-Assisted Deep-Bed Paddy Dryer,» *Applied Engineering in Agriculture*, vol. 38, n.º 1, pp. 1–8, 2022. DOI: 10.13031/aea.14483.

[25] Y. A. Cengel e M. Boles, «Termodinâmica 7th,» *Brasil: McGrow Hill*, 2011.

[26] G. v. Wylen, R. E. Sonntag et al., «Fundamentos de termodinâmica 8th,» 2013.

[27] J. de Sousa, S. A. F. de Lacerda Filho, S. Ruffato e P. A. Berbert, «Secagem e armazenagem de produtos agrícolas,» 2008.

[28] D. Shallcross, *Handbook of Psychrometric Charts: Humidity diagrams for engineers*. Springer Science & Business Media, 2012.

[29] P. Tsilingiris, «Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 C,» *Energy Conversion and Management*, vol. 49, n.º 5, pp. 1098–1110, 2008. DOI: 10.1016/j.enconman.2007.09.015.

[30] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. Bergman e A. Lavine, «Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. 6ª edição,» *Rio de Janeiro: LTC*, 2008.

[31] Y. Çengel e A. Ghajar, *Transferência de Calor e Massa, 4ª edição*. McGraw-Hill, Bookman, São Paulo, 2012.

[32] H. L. Von Cube e F. Steimle, *Heat pump technology*. Elsevier, 2013.

[33] B. Andrade, I. Amorim, M. Silva, L. Savosh e L. Frölén Ribeiro, «Heat Pump Dryer Design Optimization Algorithm,» *Inventions*, vol. 4, n.º 4, 2019, ISSN: 2411-5134. DOI: 10.3390/inventions4040063. URL: https://www.mdpi.com/2411-5134/4/4/63.

[34] S. Moaveni, *Finite element analysis theory and application with ANSYS, 3/e*. Pearson Education India, 2011.

[35] R. W. Fox, A. McDonald e P. Pritchard, *Introdução à mecânica dos fluidos. 9a edição*. 2016.

Anexo A

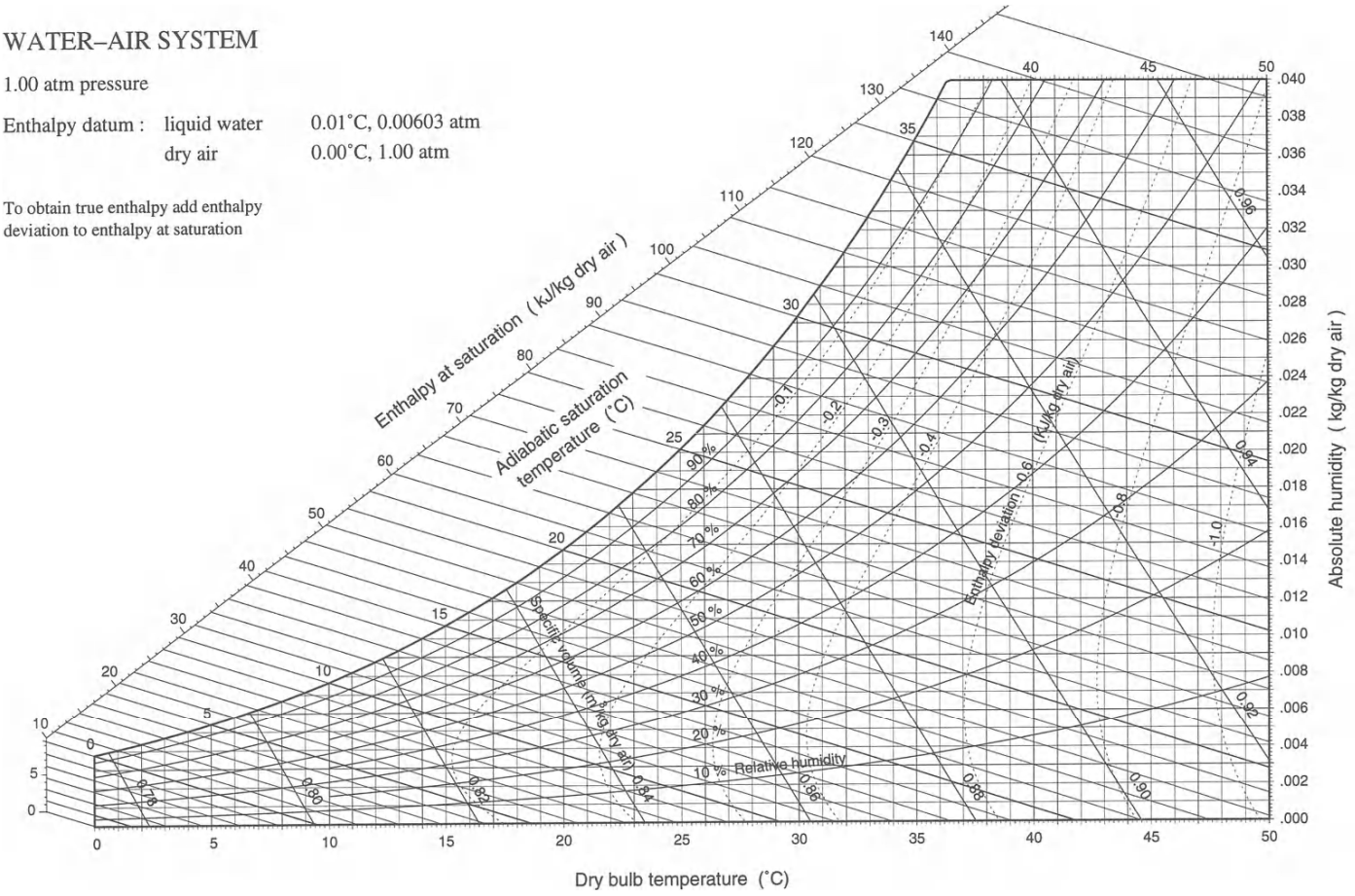
Este anexo apresenta um exemplo de carta psicrométrica.

WATER–AIR SYSTEM

1.00 atm pressure

Enthalpy datum : liquid water 0.01°C, 0.00603 atm
dry air 0.00°C, 1.00 atm

To obtain true enthalpy add enthalpy deviation to enthalpy at saturation



Anexo B

Este anexo apresenta o algorítimo empregado no *Matlab* para a realização da análise de sensibilidade.

```
% limpando variáveis
clc
close all
clear all
%%
% Propriedades da água em função da Temperatura. Tabela A.6 Incropera, 4 ed.
T_propriedades = [275 280 285 290 295 300 305 310 315 320 325 330 335 340 345 350↙
355]; % Temperatura absoluta da água [K]
v_espec_agua = (1e-3)*[1 1 1 1.001 1.002 1.003 1.005 1.007 1.009 1.011 1.013 1.016↙
1.018 1.021 1.024 1.027 1.030]; % Volume específico da água liquida [m^3/kg]
ro_agua = 1./[v_espec_agua]; % massa específica da água liquida [kg / m3]
hlv_agua_KJ = [2497 2485 2473 2461 2449 2438 2426 2414 2402 2390 2378 2366 2354 2342↙
2329 2317 2304]; % Calor de vaporização e/ou condensação da água [J/kg]
hlv_agua = (1e3).*hlv_agua_KJ; % Calor de vaporização e/ou condensação da água [J/kg]
cpl_agua_KJ = [4.211 4.198 4.189 4.184 4.181 4.179 4.178 4.178 4.179 4.180 4.182↙
4.184 4.186 4.188 4.191 4.195 4.199]; %Calor específico da água líquida [KJ Kg-1K-1]
cpl_agua = (1e3).*cpl_agua_KJ; %Calor específico da água líquida [J Kg-1K-1]

% Propriedades R-134a
T_r134a_saturado = [-70 -65 -60 -55 -50 -45 -40 -35 -30 -26.3 -25 -20 -15 -10 -5 0 5↙
10 15 20 25 30 35 40 45 50 55 60 65 70 75 80 85 90 95 100]; %Temperatura R134a↙
saturado [celsius]
P_sat_r134a = [8.3 11.7 16.3 22.2 29.9 39.6 51.8 66.8 85.1 101.3 107.2 133.7 165.0↙
201.7 244.5 294.0 350.9 415.8 489.5 572.8 666.3 771.0 887.6 1017.0 1160.2 1318.1↙
1491.6 1681.8 1889.9 2117.0 2364.4 2633.6 2926.2 3244.5 3591.5 3973.2]; %  Pressao de↙
saturacao R134a [kPa]
h_liq_sat_r134a = [119.47 123.18 127.53 132.37 137.62 143.18 148.98 154.98 161.12↙
165.80 167.38 173.74 180.19 186.72 193.32 200.0 206.75 213.58 220.49 227.49 234.59↙
241.79 249.1 256.54 264.11 271.83 279.72 287.79 296.09 304.64 313.51 322.79 332.65↙
343.38 355.83 374.74];% Entalpia liquido saturado R134a
h_vap_sat_r134a = [354.62 357.73 360.86 364 367.16 370.32 373.48 376.64 379.8 382.16↙
382.95 386.08 389.2 389.28 395.34 398.36 401.32 404.23 407.07 409.84 412.52 415.08↙
417.52 419.82 421.96 423.91 425.65 427.13 428.3 429.11 429.45 429.19 328.1 425.7↙
420.81 407.21];% Entalpia vapor saturado R134a
s_liq_sat_r134a = [0.6645 0.6825 0.7031 0.7256 0.7493 0.7740 0.7991 0.8245 0.8499↙
0.8690 0.8754 0.9007 0.9258 0.9507 0.9755 1 1.0243 1.0485 1.0725 1.0963 1.1201 1.1437↙
1.1673 1.1909 1.2145 1.2381 1.2619 1.2857 1.3099 1.3343 1.3592 1.3849 1.4117 1.4404↙
1.4733 1.5228];% Entropia liquido saturado R134a
s_vap_sat_r134a= [1.8220 1.8094 1.7978 1.7874 1.7780 1.7695 1.7620 1.7553 1.7493↙
1.7453 1.7441 1.7395 1.7354 1.7319 1.7288 1.7262 1.7239 1.7218 1.72 1.7183 1.7168↙
1.7153 1.7139 1.7123 1.7106 1.7088 1.7066 1.7040 1.7008 1.6970 1.6923 1.6862 1.6782↙
1.6671 1.6498 1.6098];% Entropia vapor saturado R134a
T_r134a_saturado_cengel  = [-40 -35 -30 -25 -20 -15 -10 -5 0 5 10 15 20 25 30 35 40↙
45 50 55 60 65 70 75 80 85 90 95 100]; % Temperatura R134a saturado tabela cengel A-4↙
[celsius]
ro_r134a_liq = [1418 1403 1389 1374 1359 1343 1327 1311 1295 1278 1261 1244 1226 1207↙
1188 1168 1147 1125 1102 1078 1053 1026 996.2 964 928.2 887.1 837.7 772.5 651.7];%↙
Massa especifica liquido R134a cengel A-4 [kg/m3]
ro_r134a_vap = [2.773 3.524 4.429 5.509 6.787 8.288 10.04 12.07 14.42 17.12 20.22↙
23.75 27.77 32.34 37.53 43.41 50.08 57.66 66.27 76.11 87.38 100.4 115.6 133.6 155.3↙
182.3 217.8 269.3 376.3];% Massa especifica vapor R134a cengel A-4 [kg/m3]
mi_r134a_liq = (1e-4)*[4.878 4.509 4.178 3.882 3.614 3.371 3.150 2.947 2.761 2.589↙
2.430 2.281 2.142 2.012 1.888 1.772 1.66 1.554 1.453 1.355 1.260 1.167 1.077 0.9891↙
0.9011 0.8124 0.7203 0.6190 0.4765];% Viscosidade dinamica R134a liquido [kg/m3]
mi_r134a_vap = (1e-5)*[0.255 0.3003 0.3504 0.4054 0.4651 0.5295 0.5982 0.6709 0.7471↙
0.8264 0.9081 0.9915 1.075 1.160 1.244 1.327 1.408 1.486 1.562 1.634 1.704 1.771 1.839↙
1.908 1.982 2.071 2.187 2.370 2.833];% Viscosidade dinamica R134a vapor [kg/m3]
T_r134a_super600 = [21.52 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170];%↙
Temperaturas R134a superaquecido a 600 kpa [celsius]
h_super600_r134a = [410.66 419.09 428.88 438.59 448.28 457.99 467.76 477.61 487.55↙
```

```
497.59 507.75 518.03 528.43 538.95 549.61 560.40];% entalpia R134a superaquecido a↙
600kPa
 s_super600_r134a = [1.7179 1.7461 1.7779 1.8084 1.8379 1.8666 1.8947 1.9222 1.9492↙
1.9758 2.0019 2.0277 2.0532 2.0784 2.1033 2.1279];% entropia R134a superaquecido a↙
600kPa
 T_r134a_super1200 = [46.31 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180];%↙
Temperaturas R134a superaquecido a 1200 kpa [celsius]
 h_super1200_r134a = [422.49 426.84 438.21 449.18 459.92 470.55 481.13 491.70 502.31↙
512.97 523.70 534.51 545.43 556.44 567.57];% entalpia R134a superaquecido a 1200kPa
 s_super1200_r134a = [1.7102 1.7237 1.7584 1.7908 1.8217 1.8514 1.8801 1.9081 1.9354↙
1.9621 1.9884 2.0143 2.0398 2.0649 2.0898];% entropia R134a superaquecido a 1200kPa
 T_r134a_super3000 = [86.20 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180];% Temperaturas↙
R134a superaquecido a 3000 kpa [celsius]
 h_super3000_r134a = [427.67 463.19 453.73 468.50 482.04 494.91 507.39 519.62 531.70↙
543.71 555.69];% entalpia R134a superaquecido a 3000kPa
 s_super3000_r134a = [1.6759 1.6995 1.7472 1.7862 1.8211 1.8535 1.8840 1.9133 1.9415↙
1.9689 1.9956];% entropia R134a superaquecido a 3000kPa
 v_espec_r134a = [1.97274 1.42983 1.05268 0.78678 0.59657 0.45853 0.35696 0.28122↙
0.22402 0.19020 0.18030 0.14649 0.12007 0.09921 0.08257 0.06919 0.05833 0.04945↙
0.04213 0.03606 0.03098 0.02671 0.02310 0.02002 0.01739 0.01512 0.01316 0.01146↙
0.00997 0.00866 0.00749 0.00645 0.00550 0.00461 0.00373 0.00264];% Volume especifico↙
R134a vapor saturado[m3/kg]
 T_r134a_super500 = [15.66 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170]; %↙
Temperaturas R134a superaquecido a 500 kpa [celsius]
 h_super500_r134a = [407.45 411.65 421.22 430.72 440.20 449.72 459.29 468.94 478.69↙
488.55 498.52 508.61 518.83 529.19 539.67 550.29 561.04];% entalpia R134a↙
superaquecido a 500kPa
 s_super500_r134a = [1.7198 1.7342 1.7663 1.7971 1.8270 1.8560 1.8843 1.9120 1.9392↙
1.9660 1.9924 2.0184 2.0440 2.0694 2.0945 2.1193 2.1438];% entropia R134a↙
superaquecido a 500kPa
 T_r134a_super1000 = [39.37 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180]; %↙
Temperaturas R134a superaquecido a 1000 kpa [celsius]
 h_r134a_super1000 = [419.54 420.25 431.24 441.89 452.34 462.70 473.03 483.36 493.74↙
504.17 514.69 525.30 536.02 546.84 557.77 568.83];% entalpia R134a superaquecido a↙
1000kPa
 s_r134a_super1000 = [1.7125 1.7148 1.7494 1.7818 1.8127 1.8425 1.8713 1.8994 1.9268↙
1.9537 1.9801 2.0061 2.0318 2.0570 2.0820 2.1067];% entropia R134a superaquecido a↙
1000kPa
 T_r134a_super2000 = [67.48 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180];%↙
Temperaturas R134a superaquecido a 2000 kpa [celsius]
 h_super2000_r134a = [428.75 432.53 446.30 458.95 471.00 482.69 494.19 505.57 516.90↙
528.22 539.57 550.96 562.42];% entalpia R134a superaquecido a 2000kPa
 s_super2000_r134a = [1.6991 1.7101 1.7497 1.7850 1.8177 1.8487 1.8783 1.9069 1.9346↙
1.9617 1.9882 2.0142 2.0398];% entropia R134a superaquecido a 1200kPa

 % Propriedades do vapor saturado em função da temperatura. Tabela A.6 Incropera, 4↙
ed.
 P_v_bar = [0.00697 0.0099 0.01387 0.01917 0.02617 0.03531 0.04712 0.06221 0.08132↙
0.1053 0.1351 0.1719 0.2167 0.2713 0.3372 0.4163 0.5100]; % Pressão de vapor da água↙
[bar]
 P_v = (1e5)*P_v_bar; % Pressão de vapor da água [Pa]
 v_espec_v = [181.7 130.4 99.4 69.7 51.94 39.13 29.74 22.93 82 13.98 11.06 8.82 7.09↙
5.74 4.683 3.846 3.180]; % Volume específico de vapor d'água [m^3/kg]
 ro_v = 1./[v_espec_v]; % massa específica de vapor d'água [kg / m3]
 cp_v_KJ = [1.855 1.858 1.861 1.864 1.868 1.872 1.877 1.882 1.888 1.895 1.903 1.911↙
1.920 1.930 1.941 1.954 1.968]; %Calor específico do vapor d' água [KJ Kg-1K-1]
 cp_v = (1e3)*cp_v_KJ; %Calor específico do vapor d' água [J Kg-1K-1]
 mi_v = (1e-6)*[8.09 8.29 8.49 8.69 8.89 9.09 9.29 9.49 9.69 9.89 10.09 10.29 10.49↙
10.69 10.89 11.09 11.29]; % viscosidade dinâmica vapor %N s/ m2
 k_v = (1e-3)*[18.3 18.6 18.9 19.3 19.5 19.6 20.1 20.4 20.7 21 21.3 21.7 22 22.3 22.6↙
```

```
23 23.3]; %conduticidade térmica do vapor
 Pr_v = [0.817 0.825 0.833 0.841 0.849 0.857 0.865 .873 .883 .894 .901 .908 .916 .925↙
.933 .942 .951]; %Prandl do vapor

 % Propriedades do ar seco em função da temperatura. Tabela A.4 Incropera, 4 ed.
 T_ar_seco = [250 300 350];
 ro_ar_seco = [1.3947 1.1614 .9950];
 v_esp_ar_seco = 1./ro_ar_seco;
 cp_ar_seco = (1e3)*[1.006 1.007 1.009]; %Calor específico do ar seco
 k_ar_seco = (1e-3)*[22.3 26.3 30]; %Condutividade ar seco
 Pr_ar_seco = [0.72 0.707 0.700]; %Prandl ar seco
 mi_ar_seco = (1e-7)*[159.6 184.6 208.2]; % viscosidade dinâmica ar seco
 vi_ar_seco = (1e-6)*[11.44 15.89 20.92]; % viscosidade cinemetica


 %% Dados de entrada
 % Propriedades da camara [m]
 H = 3; % altura total
 H_h = 0.51; % altura parte horizontal
 L_v = 0.51; % largura vertical
 L_h =  1; % largura horizontal
 P = 0.5; % profundidade
 wall = 0.003; % espessura da parede
 Gap = 0.02; %espacamento

 %Area externa das paredes da câmara
 Along = (2*H*L_v)+(2*H_h*L_h); % paredes longitudinais
 Alat = (2*P*H)+(2*P*(H-(2*H_h))); % paredes laterais
 Atet = P*(2*L_v + L_h) + P*L_h; % teto
 Apis= Atet; % piso
 A_trans = H_h*P; % area transversal dos dutos

 % Propriedades das prateleiras
 E_p = 4e-2; % espessura de cada prateleira [m]
 L_p = L_v - 2*(Gap+wall); % largura da prateleira [m]
 P_p = P - 2*(Gap+wall); % profundidade da prateleira [m]
 A_p = L_p*P_p; % area da prateleira [m2]
 Vpl = P_p*E_p*L_p; % volume de uma prateleira [m3]
 ro_prat = 8055; % massa específica da prateleira. Assumindo aço inox 304[Kg/m^3]
 cp_prat = 480; % Calor especifico da prateleira. Assumindo aço inox 304[J/(Kg K)]
 mp = 0.1*Vpl*ro_prat; % massa de uma prateleira [Kg]
 np = 5; % numero de prateleiras
 ns = 2*np; % numero de superficies que realizam troca mássica
 S = 0.14; % espaçamento entre prateleiras [m]
 %S = 4e-2;
 p = 2*L_p + 2*P_p; % Perimetro da prateleira [m]
 L = A_p/p; % comprimento caracteristico para convecção em placas horizontais seção↙
9.6.2 incropera

 % Volume dos dutos
 V_v = (H-2*wall)*(P-2*wall)*(L_v-2*wall); % [m^3] Duto vertical
 V_h = (H_h-2*Gap)*(P-2*wall)*(L_h-2*wall); % [m^3] Duto horizontal
 V_total = 2*V_v + 2*V_h - (Vpl*np); %[m^3] Total

% Propriedades do evaporador - tubo aletado

 % Dimensoes retiradas do catalogo SERRAFF

 H_disp = H_h - 2*Gap; % altura disponivel[m]
 L_disp = 0.3; % largura dispoivel para o permutador [m]
```

```
 P_disp = P - 2*Gap; % profundidade disponivel para o trocador [m]
 esp_v_tubos = 31.75 / 1000; % espacamento vertical entre tubos [m]
 esp_h_tubos = 27.5 / 1000; % espacamento horizontal entre tubos [m]
 esp_aletas = 2.1 / 1000; % espacamento entre aletas [m]
 n_linhas = floor(H_disp / esp_v_tubos);
 n_colunas = floor(L_disp / esp_h_tubos);
 Diam_evap = 12.7 / 1000; % diametro do tubo [m] 1/2in
 n_aletas = floor(P_disp / esp_aletas);
 L_aleta = L_disp; % largura da aleta [m]
 H_aleta = H_disp; % altura da aleta [m]
 comp_linha = L_disp; % comprimento de cada linha [m]
 comp_total_tubo = comp_linha *n_linhas;% Comprimento total de tubo [m]
 A_evap = ((n_linhas * n_colunas) * (pi * Diam_evap * comp_linha)) + ((2* n_aletas) *↙
(L_aleta * H_aleta - (n_linhas * n_colunas * pi * (Diam_evap^2)/4))); %area total do↙
evaporador
 k_Sevap = 52/1000 ;% k do Bronze comercial (90% Cu, 10% Al W/mK)

 %% Contadores
 i = 1;
 b = 1;
 c = 1;
 M_refri_evap_10_10 = []; % massa de refrigerante no evaporador para temperatura 10 e↙
10 por cento de umidade em funcao da velocidade
 M_refri_evap_10_20 = [];
 M_refri_evap_10_30 = [];
 M_refri_evap_10_40 = [];
 M_refri_evap_10_50 = [];
 M_refri_evap_10_60 = [];
 M_refri_evap_10_70 = [];
 M_refri_evap_10_80 = [];
 M_refri_evap_10_90 = [];
 M_refri_evap_10_100 = [];
 M_refri_cond_10_10 = []; % massa de refrigerante no condensador para temperatura 10 e↙
10 por cento de umidade em funcao da velocidade
 M_refri_cond_10_20 = [];
 M_refri_cond_10_30 = [];
 M_refri_cond_10_40 = [];
 M_refri_cond_10_50 = [];
 M_refri_cond_10_60 = [];
 M_refri_cond_10_70 = [];
 M_refri_cond_10_80 = [];
 M_refri_cond_10_90 = [];
 M_refri_cond_10_100 = [];
 T_evap_10_10 = []; % temperatura do evaporador para temperatura 10 e 10 por cento de↙
umidade em funcao da velocidade
 T_evap_10_20 = [];
 T_evap_10_30 = [];
 T_evap_10_40 = [];
 T_evap_10_50 = [];
 T_evap_10_60 = [];
 T_evap_10_70 = [];
 T_evap_10_80 = [];
 T_evap_10_90 = [];
 T_evap_10_100 = [];
 Q_resist_10_10 = []; % temperatura apos compressor para temperatura 10 e 10 por cento↙
de umidade em funcao da velocidade
 Q_resist_10_20 = [];
 Q_resist_10_30 = [];
 Q_resist_10_40 = [];
 Q_resist_10_50 = [];
```

```
 Q_resist_10_60 = [];
 Q_resist_10_70 = [];
 Q_resist_10_80 = [];
 Q_resist_10_90 = [];
 Q_resist_10_100 = [];
 COP_10_10 = []; % COP para temperatura 10 e 10 por cento de umidade em funcao da↙
velocidade
 COP_10_20 = [];
 COP_10_30 = [];
 COP_10_40 = [];
 COP_10_50 = [];
 COP_10_60 = [];
 COP_10_70 = [];
 COP_10_80 = [];
 COP_10_90 = [];
 COP_10_100 = [];
 Umid_cond_10_10 = []; % umidade condensada kg/s para temperatura 10 e 10 por cento de↙
umidade em funcao da velocidade
 Umid_cond_10_20 = [];
 Umid_cond_10_30 = [];
 Umid_cond_10_40 = [];
 Umid_cond_10_50 = [];
 Umid_cond_10_60 = [];
 Umid_cond_10_70 = [];
 Umid_cond_10_80 = [];
 Umid_cond_10_90 = [];
 Umid_cond_10_100 = [];
 P_comp_10_10 = []; % pressao apos compressor para temperatura 10 e 10 por cento de↙
umidade em funcao da velocidade
 P_comp_10_20 = [];
 P_comp_10_30 = [];
 P_comp_10_40 = [];
 P_comp_10_50 = [];
 P_comp_10_60 = [];
 P_comp_10_70 = [];
 P_comp_10_80 = [];
 P_comp_10_90 = [];
 P_comp_10_100 = [];
 w_comp_10_10 =[]; % trabalho do compressor para temperatura 10 e 10 por cento de↙
umidade em funcao da velocidade
 w_comp_10_20 =[];
 w_comp_10_30 =[];
 w_comp_10_40 =[];
 w_comp_10_50 =[];
 w_comp_10_60 =[];
 w_comp_10_70 =[];
 w_comp_10_80 =[];
 w_comp_10_90 =[];
 w_comp_10_100 =[];
 Velocidades_10_10 = []; % velocidades possiveis para o processo de acordo com o↙
evaporador com temperatura 10 e 10 por cento de umidade em função da velocidade
 Velocidades_10_20 = [];
 Velocidades_10_30 = [];
 Velocidades_10_40 = [];
 Velocidades_10_50 = [];
 Velocidades_10_60 = [];
 Velocidades_10_70 = [];
 Velocidades_10_80 = [];
 Velocidades_10_90 = [];
 Velocidades_10_100 = [];
```

```
 Umid_remov_10_10 = []; % umidade removida kg/s para temperatura 10 e 10 por cento de↙
umidade em funcao da velocidade
 Umid_remov_10_20 = [];
 Umid_remov_10_30 = [];
 Umid_remov_10_40 = [];
 Umid_remov_10_50 = [];
 Umid_remov_10_60 = [];
 Umid_remov_10_70 = [];
 Umid_remov_10_80 = [];
 Umid_remov_10_90 = [];
 Umid_remov_10_100 = [];

 Velo_cond_10_10 = []; % velocidades possiveis para o processo de acordo com o↙
evaporador com temperatura 10 e 10 por cento de umidade em função da velocidade
 Velo_cond_10_20 = [];
 Velo_cond_10_30 = [];
 Velo_cond_10_40 = [];
 Velo_cond_10_50 = [];
 Velo_cond_10_60 = [];
 Velo_cond_10_70 = [];
 Velo_cond_10_80 = [];
 Velo_cond_10_90 = [];
 Velo_cond_10_100 = [];

 Q_cond_10_10 = []; % transferência de calor no condensador para temperatura 10 e 10↙
por cento de umidade em funcao da velocidade
 Q_cond_10_20 = [];
 Q_cond_10_30 = [];
 Q_cond_10_40 = [];
 Q_cond_10_50 = [];
 Q_cond_10_60 = [];
 Q_cond_10_70 = [];
 Q_cond_10_80 = [];
 Q_cond_10_90 = [];
 Q_cond_10_100 = [];

 %-------------------------------------------------------------
 M_refri_evap_40_10 = []; % massa de refrigerante no evaporador para temperatura 40 e↙
10 por cento de umidade em funcao da velocidade
 M_refri_evap_40_20 = [];
 M_refri_evap_40_30 = [];
 M_refri_evap_40_40 = [];
 M_refri_evap_40_50 = [];
 M_refri_evap_40_60 = [];
 M_refri_evap_40_70 = [];
 M_refri_evap_40_80 = [];
 M_refri_evap_40_90 = [];
 M_refri_evap_40_100 = [];
 M_refri_cond_40_10 = []; % massa de refrigerante no condensador para temperatura 10 e↙
10 por cento de umidade em funcao da velocidade
 M_refri_cond_40_20 = [];
 M_refri_cond_40_30 = [];
 M_refri_cond_40_40 = [];
 M_refri_cond_40_50 = [];
 M_refri_cond_40_60 = [];
 M_refri_cond_40_70 = [];
 M_refri_cond_40_80 = [];
 M_refri_cond_40_90 = [];
 M_refri_cond_40_100 = [];
 T_evap_40_10 = []; % temperatura do evaporador para temperatura 40 e 10 por cento de↙
```

```
umidade em funcao da velocidade
 T_evap_40_20 = [];
 T_evap_40_30 = [];
 T_evap_40_40 = [];
 T_evap_40_50 = [];
 T_evap_40_60 = [];
 T_evap_40_70 = [];
 T_evap_40_80 = [];
 T_evap_40_90 = [];
 T_evap_40_100 = [];
 Q_resist_40_10 = []; % temperatura apos compressor para temperatura 40 e 10 por cento↙
de umidade em funcao da velocidade
 Q_resist_40_20 = [];
 Q_resist_40_30 = [];
 Q_resist_40_40 = [];
 Q_resist_40_50 = [];
 Q_resist_40_60 = [];
 Q_resist_40_70 = [];
 Q_resist_40_80 = [];
 Q_resist_40_90 = [];
 Q_resist_40_100 = [];
 COP_40_10 = []; % COP para temperatura 40 e 10 por cento de umidade em funcao da↙
velocidade
 COP_40_20 = [];
 COP_40_30 = [];
 COP_40_40 = [];
 COP_40_50 = [];
 COP_40_60 = [];
 COP_40_70 = [];
 COP_40_80 = [];
 COP_40_90 = [];
 COP_40_100 = [];
 Umid_cond_40_10 = []; % umidade condensada kg/s para temperatura 40 e 10 por cento de↙
umidade em funcao da velocidade
 Umid_cond_40_20 = [];
 Umid_cond_40_30 = [];
 Umid_cond_40_40 = [];
 Umid_cond_40_50 = [];
 Umid_cond_40_60 = [];
 Umid_cond_40_70 = [];
 Umid_cond_40_80 = [];
 Umid_cond_40_90 = [];
 Umid_cond_40_100 = [];
 P_comp_40_10 = []; % pressao apos compressor para temperatura 40 e 10 por cento de↙
umidade em funcao da velocidade
 P_comp_40_20 = [];
 P_comp_40_30 = [];
 P_comp_40_40 = [];
 P_comp_40_50 = [];
 P_comp_40_60 = [];
 P_comp_40_70 = [];
 P_comp_40_80 = [];
 P_comp_40_90 = [];
 P_comp_40_100 = [];
 w_comp_40_10 =[]; % trabalho do compressor para temperatura 40 e 10 por cento de↙
umidade em funcao da velocidade
 w_comp_40_20 =[];
 w_comp_40_30 =[];
 w_comp_40_40 =[];
 w_comp_40_50 =[];
```

```
 w_comp_40_60 =[];
 w_comp_40_70 =[];
 w_comp_40_80 =[];
 w_comp_40_90 =[];
 w_comp_40_100 =[];
 Velocidades_40_10 = []; % velocidades possiveis para o processo com temperatura 40 e↙
10 por cento de umidade em função da velocidade
 Velocidades_40_20 = [];
 Velocidades_40_30 = [];
 Velocidades_40_40 = [];
 Velocidades_40_50 = [];
 Velocidades_40_60 = [];
 Velocidades_40_70 = [];
 Velocidades_40_80 = [];
 Velocidades_40_90 = [];
 Velocidades_40_100 = [];
 Umid_remov_40_10 = []; % umidade removida kg/s para temperatura 40 e 10 por cento de↙
umidade em funcao da velocidade
 Umid_remov_40_20 = [];
 Umid_remov_40_30 = [];
 Umid_remov_40_40 = [];
 Umid_remov_40_50 = [];
 Umid_remov_40_60 = [];
 Umid_remov_40_70 = [];
 Umid_remov_40_80 = [];
 Umid_remov_40_90 = [];
 Umid_remov_40_100 = [];
 Velo_cond_40_10 = []; % velocidades possiveis para o processo de acordo com o↙
evaporador com temperatura 40 e 10 por cento de umidade em função da velocidade
 Velo_cond_40_20 = [];
 Velo_cond_40_30 = [];
 Velo_cond_40_40 = [];
 Velo_cond_40_50 = [];
 Velo_cond_40_60 = [];
 Velo_cond_40_70 = [];
 Velo_cond_40_80 = [];
 Velo_cond_40_90 = [];
 Velo_cond_40_100 = [];
 Q_cond_40_10 = []; % transferência de calor no condensador para temperatura 40 e 10↙
por cento de umidade em funcao da velocidade
 Q_cond_40_20 = [];
 Q_cond_40_30 = [];
 Q_cond_40_40 = [];
 Q_cond_40_50 = [];
 Q_cond_40_60 = [];
 Q_cond_40_70 = [];
 Q_cond_40_80 = [];
 Q_cond_40_90 = [];
 Q_cond_40_100 = [];
 %-----------------------------------------------------
M_refri_evap_65_10 = []; % massa de refrigerante no evaporador para temperatura 80 e↙
10 por cento de umidade em funcao da velocidade
 M_refri_evap_65_20 = [];
 M_refri_evap_65_30 = [];
 M_refri_evap_65_40 = [];
 M_refri_evap_65_50 = [];
 M_refri_evap_65_60 = [];
 M_refri_evap_65_70 = [];
 M_refri_evap_65_80 = [];
 M_refri_evap_65_90 = [];
```

```
 M_refri_evap_65_100 = [];
 M_refri_cond_65_10 = []; % massa de refrigerante no condensador para temperatura 10 e↙
10 por cento de umidade em funcao da velocidade
 M_refri_cond_65_20 = [];
 M_refri_cond_65_30 = [];
 M_refri_cond_65_40 = [];
 M_refri_cond_65_50 = [];
 M_refri_cond_65_60 = [];
 M_refri_cond_65_70 = [];
 M_refri_cond_65_80 = [];
 M_refri_cond_65_90 = [];
 M_refri_cond_65_100 = [];
 T_evap_65_10 = []; % temperatura do evaporador para temperatura 80 e 10 por cento de↙
umidade em funcao da velocidade
 T_evap_65_20 = [];
 T_evap_65_30 = [];
 T_evap_65_40 = [];
 T_evap_65_50 = [];
 T_evap_65_60 = [];
 T_evap_65_70 = [];
 T_evap_65_80 = [];
 T_evap_65_90 = [];
 T_evap_65_100 = [];
 Q_resist_65_10 = []; % temperatura apos compressor para temperatura 80 e 10 por cento↙
de umidade em funcao da velocidade
 Q_resist_65_20 = [];
 Q_resist_65_30 = [];
 Q_resist_65_40 = [];
 Q_resist_65_50 = [];
 Q_resist_65_60 = [];
 Q_resist_65_70 = [];
 Q_resist_65_80 = [];
 Q_resist_65_90 = [];
 Q_resist_65_100 = [];
 COP_65_10 = []; % COP para temperatura 80 e 10 por cento de umidade em funcao da↙
velocidade
 COP_65_20 = [];
 COP_65_30 = [];
 COP_65_40 = [];
 COP_65_50 = [];
 COP_65_60 = [];
 COP_65_70 = [];
 COP_65_80 = [];
 COP_65_90 = [];
 COP_65_100 = [];
 Umid_cond_65_10 = []; % umidade condensada kg/s para temperatura 80 e 10 por cento de↙
umidade em funcao da velocidade
 Umid_cond_65_20 = [];
 Umid_cond_65_30 = [];
 Umid_cond_65_40 = [];
 Umid_cond_65_50 = [];
 Umid_cond_65_60 = [];
 Umid_cond_65_70 = [];
 Umid_cond_65_80 = [];
 Umid_cond_65_90 = [];
 Umid_cond_65_100 = [];
 P_comp_65_10 = []; % pressao apos compressor para temperatura 80 e 10 por cento de↙
umidade em funcao da velocidade
 P_comp_65_20 = [];
 P_comp_65_30 = [];
```

```
 P_comp_65_40 = [];
 P_comp_65_50 = [];
 P_comp_65_60 = [];
 P_comp_65_70 = [];
 P_comp_65_80 = [];
 P_comp_65_90 = [];
 P_comp_65_100 = [];
 w_comp_65_10 =[]; % trabalho do compressor para temperatura 80 e 10 por cento de↙
umidade em funcao da velocidade
 w_comp_65_20 =[];
 w_comp_65_30 =[];
 w_comp_65_40 =[];
 w_comp_65_50 =[];
 w_comp_65_60 =[];
 w_comp_65_70 =[];
 w_comp_65_80 =[];
 w_comp_65_90 =[];
 w_comp_65_100 =[];
 Velocidades_65_10 = []; % velocidades possiveis para o processo com temperatura 80 e↙
10 por cento de umidade em função da velocidade
 Velocidades_65_20 = [];
 Velocidades_65_30 = [];
 Velocidades_65_40 = [];
 Velocidades_65_50 = [];
 Velocidades_65_60 = [];
 Velocidades_65_70 = [];
 Velocidades_65_80 = [];
 Velocidades_65_90 = [];
 Velocidades_65_100 = [];
 Umid_remov_65_10 = []; % umidade removida kg/s para temperatura 80 e 10 por cento de↙
umidade em funcao da velocidade
 Umid_remov_65_20 = [];
 Umid_remov_65_30 = [];
 Umid_remov_65_40 = [];
 Umid_remov_65_50 = [];
 Umid_remov_65_60 = [];
 Umid_remov_65_70 = [];
 Umid_remov_65_80 = [];
 Umid_remov_65_90 = [];
 Umid_remov_65_100 = [];
 Velo_cond_65_10 = []; % velocidades possiveis para o processo de acordo com o↙
evaporador com temperatura 80 e 10 por cento de umidade em função da velocidade
 Velo_cond_65_20 = [];
 Velo_cond_65_30 = [];
 Velo_cond_65_40 = [];
 Velo_cond_65_50 = [];
 Velo_cond_65_60 = [];
 Velo_cond_65_70 = [];
 Velo_cond_65_80 = [];
 Velo_cond_65_90 = [];
 Velo_cond_65_100 = [];
 Q_cond_65_10 = []; % transferência de calor no condensador para temperatura 65 e 10↙
por cento de umidade em funcao da velocidade
 Q_cond_65_20 = [];
 Q_cond_65_30 = [];
 Q_cond_65_40 = [];
 Q_cond_65_50 = [];
 Q_cond_65_60 = [];
 Q_cond_65_70 = [];
 Q_cond_65_80 = [];
```

```
 Q_cond_65_90 = [];
 Q_cond_65_100 = [];

 %% Constantes e parametros iniciais
 while i < 4
 P_atm = 101.325; % Pressão atmosférica[KPa]
 DeltaT_seguranca = 5; % [Celsius ou K];
 g = 9.81; % aceleração da gravidade em m/s^2
 R_ar = 0.287; % Constante do ar seco em KJ/kg*K
 R_ar_molar = 8.31441e-3; %KJ/mol K
 T_secagem = [10 + 273, 40 + 273, 65 + 273];% Temperaturas utilizadas para a secagem↙
[K]
 T_cam = T_secagem(i); % Temperatura na saída do alimento [Celsius]
 M_molar_ar = 28.9635e-3; % Kg/mol
 M_molar_v = 18.015e-3; % Kg/mol
 phi_geral = [0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1];% Umidade relativa
 phi_final = phi_geral(b); % Umidade relativa inicial
 V_secagem = [0.5 1 1.5 2 2.5 3 3.5 4 4.5 5 5.5 6 6.5]; % velocidade do ar no processo↙
[m/s]
 V_escolhida = V_secagem(c); % velocidade do ar ao passar pelo alimento [m/s].

 %% Saída da camara de secagem

 % Propriedades psicrométricas

 Pvs_cam = (6E25/ (1000*(T_cam^5)))*exp(-6800/T_cam); % Pressão de vapor saturado na↙
câmara[KPa]
 Pv_cam = Pvs_cam * phi_final; % Pressão de vapor na câmara [KPa]
 Uab_cam = 0.622*(Pv_cam)/(P_atm -Pv_cam); % umidade absoluta na câmara [kg h20 / Kg↙
ar seco]
 Tdp_cam = 273 + ((186.4905 - (237.3 * log10(10 * Pv_cam))) / (log10(10 * Pv_cam) -↙
8.2859)); % temperatura de orvalho na câmara[°C]
 h_cam = 1.006 * (T_cam - 273) + Uab_cam * (2501 + 1.775 * (T_cam - 273)); % entalpia↙
específica na câmara[KJ/Kg]
 xv_cam = Pv_cam/P_atm; %fração molar do vapor
 xar_cam = 1-xv_cam; %fração molar do ar
 M_molar_mistura = M_molar_ar*xar_cam + M_molar_v*xv_cam; % massa molar da mistura
 v_esp_cam = 0.28705 * T_cam*(1+ 1.6078*Uab_cam)/ P_atm; % Volume específic do ar↙
úmido.
 P_ar_inf_cam = P_atm - Pv_cam; %Pressao do ar seco em [KPa]


 % Parametros para propriedades de transporte

 mi_ar_seco_camara = interp1(T_ar_seco,mi_ar_seco,T_cam,'linear','extrap');
 mi_v_camara = interp1(T_propriedades,mi_v,T_cam,'linear','extrap');
 k_ar_seco_camara = interp1(T_ar_seco,k_ar_seco,T_cam,'linear','extrap');
 k_v_camara = interp1(T_propriedades,k_v,T_cam,'linear','extrap');
 cp_ar_seco_camara = interp1(T_ar_seco,cp_ar_seco,T_cam,'linear','extrap');
 cp_v_camara = interp1(T_propriedades,cp_v,T_cam,'linear','extrap');
 parametro_av = (sqrt(2)/4)*((1+M_molar_ar/M_molar_v)^(-1/2))*(1+↙
(((mi_ar_seco_camara/mi_v_camara)^(0.5))*((M_molar_v/M_molar_ar)^0.25)))^(2);
 parametro_va = (sqrt(2)/4)*((1+M_molar_v/M_molar_ar)^(-1/2))*(1+↙
(((mi_v_camara/mi_ar_seco_camara)^(0.5))*((M_molar_ar/M_molar_v)^0.25)))^(2);

 % Propriedades de transporte
 mi_cam = ((1-xv_cam) * mi_ar_seco_camara) / ((1-xv_cam) + xv_cam*parametro_va) +↙
((xv_cam * mi_v_camara) / ((xv_cam)+(1-xv_cam)*parametro_va)); % viscosidade dinâmica
 k_cam = ((1-xv_cam) * k_ar_seco_camara) / ((1-xv_cam) + xv_cam*parametro_va) +↙
((xv_cam * k_v_camara) / ((xv_cam)+(1-xv_cam)*parametro_va)); % codutividade térmica
```

```
 cp_cam = (cp_ar_seco_camara*xar_cam*M_molar_ar/(M_molar_mistura)) +↙
(cp_v_camara*xv_cam*M_molar_v/(M_molar_mistura)); % calor específico
 ro_cam = (P_atm/(R_ar_molar*T_cam))*M_molar_ar*(1-(xv_cam*(1-M_molar_v/M_molar_ar)));↙
% massa especifica da mistura. Assumindo fator de compressividade z=1.
 alpha_cam = k_cam/(ro_cam*cp_cam); % difusividade térmica
 Pr_cam = mi_cam* cp_cam/k_cam; % Número de Prandl
 vi_cam = mi_cam/ro_cam; %viscosidade cinemática

 %% Saída do evaporador

 % Propriedades psicrométricas

 T_evap = Tdp_cam - DeltaT_seguranca; % [K]
 phi_evap = phi_final;
 Pvs_evap = (6E25/ (1000.*(T_evap.^5)))*exp(-6800./T_evap); % [KPa]
 Pv_evap = Pvs_evap .* phi_evap; % [KPa]
 Uab_evap = 0.622.*(Pv_evap)./(P_atm - Pv_evap); % [kg h20 / Kg ar seco]
 h_evap = 1.006 .* (T_evap - 273) + Uab_evap .* (2501 + 1.775 .* (T_evap - 273)); %↙
[KJ/Kg]
 x_v_evap = Pv_evap/P_atm; %fracao molar do vapor
 xar_evap = 1-x_v_evap; %fração molar do ar
 M_molar_mistura = M_molar_ar*xar_evap + M_molar_v*x_v_evap; % massa molar da mistura
 v_esp_evap = 0.28705 * T_evap*(1+ 1.6078*Uab_evap)/ P_atm; % Volume especifico do ar↙
umido.
 P_ar_seco_evap = P_atm - Pv_evap; %Pressao do ar sec em KPa

 % Parametros para propriedades de transporte

 mi_ar_seco_evap = interp1(T_ar_seco,mi_ar_seco,T_evap,'linear','extrap');
 mi_v_evap = interp1(T_propriedades,mi_v,T_evap,'linear','extrap');
 k_ar_seco_evap = interp1(T_ar_seco,k_ar_seco,T_evap,'linear','extrap');
 k_v_evap = interp1(T_propriedades,k_v,T_evap,'linear','extrap');
 cp_ar_seco_evap = interp1(T_ar_seco,cp_ar_seco,T_evap,'linear','extrap');
 cp_v_evap = interp1(T_propriedades,cp_v,T_evap,'linear','extrap');
 parametro_av = (sqrt(2)/4)*((1+M_molar_ar/M_molar_v)^(-1/2))*(1+↙
(((mi_ar_seco_evap/mi_v_camara)^(0.5))*((M_molar_v/M_molar_ar)^0.25)))^(2);
 parametro_va = (sqrt(2)/4)*((1+M_molar_v/M_molar_ar)^(-1/2))*(1+↙
(((mi_v_camara/mi_ar_seco_evap)^(0.5))*((M_molar_ar/M_molar_v)^0.25)))^(2);

 % Propriedades de transporte

 mi_evap = ((1-x_v_evap) * mi_ar_seco_evap) / ((1-x_v_evap) + x_v_evap*parametro_va) +↙
((x_v_evap * mi_v_camara) / ((x_v_evap)+(1-x_v_evap)*parametro_va)); % viscosidade↙
dinâmica
 k_evap = ((1-x_v_evap) * k_ar_seco_camara) / ((1-x_v_evap) + x_v_evap*parametro_va) +↙
((x_v_evap * k_v_camara) / ((x_v_evap)+(1-x_v_evap)*parametro_va)); % codutividade↙
térmica
 cp_evap = (cp_ar_seco_camara*xar_evap*M_molar_ar/(M_molar_mistura)) +↙
(cp_v_camara*x_v_evap*M_molar_v/(M_molar_mistura)); % calor específico
 ro_evap = (P_atm/(R_ar_molar*T_evap))*M_molar_ar*(1-(x_v_evap*(1-↙
M_molar_v/M_molar_ar))); % massa especifica da mistura. Assumindo fator de↙
compressividade z=1.
 alpha_evap = k_evap/(ro_evap*cp_evap); % difusividade térmica
 Pr_evap = mi_evap* cp_evap/k_evap; % Número de Prandl
 vi_evap = mi_evap/ro_evap; %viscosidade cinemática

 %% Saída do condensador

 % Propriedades pscrométricas
 T_cond = T_cam +  DeltaT_seguranca; % [K]
```

```
 Uab_cond = Uab_evap; % [kg h20 / Kg ar seco]
 Pvs_cond = (6E25/ (1000.*(T_cond.^5)))*exp(-6800./T_cond); % [KPa]
 Pv_cond = P_atm * Uab_cond./ (0.622 + Uab_cond); % [KPa]
 h_cond = 1.006 .* (T_cond - 273) + Uab_cond .* (2501 + 1.775 .* (T_cond - 273)); %
[KJ/Kg]
 phi_cond = Pv_cond / Pvs_cond;
 x_v_cond = Pv_cond/P_atm; %fracao molar do vapor
 x_ar_cond = 1-x_v_cond; %fracao molar do ar
 M_molar_mistura = M_molar_ar*x_ar_cond + M_molar_v*x_v_cond; % massa molar da mistura
 v_esp_cond = 0.28705 * T_cond*(1+ 1.6078*Uab_cond)/ P_atm; % Volume especifico do ar
umido.
 P_ar_inf_cam = P_atm - Pv_cond; %Pressao do ar sec em KPa

 % Parametros para propriedades de transporte

 mi_ar_seco_cond = interp1(T_ar_seco,mi_ar_seco,T_cond,'linear','extrap');
 mi_v_cond = interp1(T_propriedades,mi_v,T_cond,'linear','extrap');
 k_ar_seco_cond = interp1(T_ar_seco,k_ar_seco,T_cond,'linear','extrap');
 k_v_cond = interp1(T_propriedades,k_v,T_cond,'linear','extrap');
 cp_ar_seco_cond = interp1(T_ar_seco,cp_ar_seco,T_cond,'linear','extrap');
 cp_v_cond = interp1(T_propriedades,cp_v,T_cond,'linear','extrap');
 parametro_av = (sqrt(2)/4)*((1+M_molar_ar/M_molar_v)^(-1/2))*(1+
(((mi_ar_seco_cond/mi_v_cond)^(0.5))*((M_molar_v/M_molar_ar)^0.25)))^(2);
 parametro_va = (sqrt(2)/4)*((1+M_molar_v/M_molar_ar)^(-1/2))*(1+
(((mi_v_cond/mi_ar_seco_cond)^(0.5))*((M_molar_ar/M_molar_v)^0.25)))^(2);
 % Propriedades de transporte
 mi_cond = ((1-x_v_cond) * mi_ar_seco_cond) / ((1-x_v_cond) + x_v_cond*parametro_va) +
((x_v_cond * mi_v_cond) / ((x_v_cond)+(1-x_v_cond)*parametro_va)); % viscosidade
dinâmica
 k_cond = ((1-x_v_cond) * k_ar_seco_cond) / ((1-x_v_cond) + x_v_cond*parametro_va) +
((x_v_cond * k_v_cond) / ((x_v_cond)+(1-x_v_cond)*parametro_va)); % codutividade
térmica
 cp_cond = (cp_ar_seco_cond*x_ar_cond*M_molar_ar/(M_molar_mistura)) +
(cp_v_cond*x_v_cond*M_molar_v/(M_molar_mistura)); % calor específico
 ro_cond = (P_atm/(R_ar_molar*T_cond))*M_molar_ar*(1-(x_v_cond*(1-
M_molar_v/M_molar_ar))); % massa especifica da mistura. Assumindo fator de
compressividade z=1.
 alpha_cond = k_cond/(ro_cond*cp_cond); % difusividade térmica
 Pr_cond = mi_cond* cp_cond/k_cond; % Número de Prandl
 vi_cond = mi_cond/ro_cond; %viscosidade cinemática

 %% Delta Tml evaporador

 T_sup_evap = T_evap; % temperatura da superficie do evaporador [K]
 T_ent_evap = T_cam; % temperatura de entrada do ar no evaporador [K]
 T_sai_evap = Tdp_cam; % temperatura de saída do ar no evaporador [K]
 DeltaTml_evap = ((T_sup_evap - T_ent_evap)-(T_sup_evap - T_sai_evap)) / (log
((T_sup_evap -T_ent_evap)/(T_sup_evap - T_sai_evap)));

  %% Troca de calor na superficie do evaporador
 V_trocador = (esp_v_tubos/(esp_v_tubos - Diam_evap))*V_escolhida;
 Re_evap = ro_evap* V_trocador * Diam_evap / mi_evap;
 m_Nu_evap = 0.632 ;% tabela 7.5 incropera 6 ed, para St/D e Sl/D = 2
 C_Nu_evap = 0.229 ; % tabela 7.5 incropera 6 ed, para St/D e Sl/D = 2
 Nu_evap = ((Re_evap^ m_Nu_evap) * C_Nu_evap)*Pr_cond*1.13; % Nusselt
 h_evap = ((k_evap * Nu_evap) / Diam_evap) ; % Coeficiente de transferencia de calor
por convecao
 U_evap = (1/((1/h_evap)+((6/1000)/k_Sevap))) ; % Coeficiente global de transferência
de calor
 Q_evap = U_evap * DeltaTml_evap * A_evap ;
```

```
 %% Verificação evaporador
vazao_ar = A_trans * V_escolhida;
m_ar = vazao_ar * ro_cam;
Q_necessario_evap = cp_cam * m_ar * (T_ent_evap - T_sai_evap);

%% Delta Tml condensador

% O condesador possui os mesmos parametros geometricos do evaporador
Diam_cond = Diam_evap;
A_cond = A_evap;
k_Scond = 52/1000; % k do Bronze comercial (90% Cu, 10% Al W/mK)
T_sup_cond = T_cond;
T_ent_cond = T_evap; % temperatura de entrada do ar no condensador [K]
T_sai_cond = T_cam; % temperatura de saída do ar no condensador [K]

%% processo iterativo para encontrar a temperatura do ar após o condensador
o = 1;
while o < 2

DeltaTml_SAquec = ((T_sup_cond - T_ent_cond)-(T_sup_cond - T_sai_cond))/ log↙
((T_sup_cond -T_ent_cond)/(T_sup_cond - T_sai_cond));

% Transferencia de calor Superficie do condensador

Re_cond = ro_cond * V_escolhida* Diam_cond / mi_cond ;
Nu_cond=((Re_cond^ m_Nu_evap) * C_Nu_evap)*Pr_evap*1.13 ;% tabela 7.5 incropera 6 ed,↙
para St/D e Sl/D = 2
h_conds = ((k_cond * Nu_cond)/ Diam_cond) ;
U_cond = (1/((1/h_conds)+((6/1000)/k_Scond))) ;
Q_cond = U_cond * DeltaTml_SAquec * A_cond ;

% Transferencia de calor necessário para a mudança de temperatura

vazao_ar = A_trans * V_escolhida;
m_ar = vazao_ar * ro_cam;
Q_necessario = cp_evap * m_ar * (T_evap - T_sai_cond);
erro = ((abs(Q_cond)-abs(Q_necessario))/abs(Q_necessario));
if erro <0.0001 %abs(fix(Q_cond)) == abs(fix(Q_necessario))
    o = 2;
elseif abs(Q_cond) > abs(Q_necessario)
    T_sai_cond = T_sai_cond + 0.1;
elseif abs(Q_cond) < abs(Q_necessario)
    T_sai_cond = T_sai_cond - 0.1;
end
 end

%% Potência necessária para a resistência

Q_necessario_cond = cp_evap * m_ar * (T_evap - T_cam); % Transferência de calor↙
necessária para variar a temperatura entre a temperatura do evaporador e a temperatura↙
de secagem

if  abs(Q_cond) < abs(Q_necessario_cond)
   Q_resist = abs(Q_necessario_cond) - abs(Q_cond);
elseif abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs(Q_necessario_cond)
    Q_resist = 0;
end

%% Massa de fluido refrigerante no evaporador
```

```
 T_evap2 = T_evap - 273; % temperatura da superficie do evaporador em celsius
 T_cond2 = T_cond -273; % temperatura da superficie do condensador em celsius
 h_r134a_1 =  1000*interp1(T_r134a_saturado,h_vap_sat_r134a,↙
T_evap2,'linear','extrap');% Entalpia R134a saida do evaporador / entrada compressor
 h_r134a_3 =  1000*interp1(T_r134a_saturado,h_liq_sat_r134a,↙
T_cond2,'linear','extrap');% Entalpia R134a saida do condensador / entrada valvula↙
exp.
 m_ref_r134a_evapm3 = ((-1*Q_evap)/ (h_r134a_1 - h_r134a_3)); % Massa de refrigerante↙
necessaria no evaporador [kg/s]
 v_espec_evap_r134a = interp1(T_r134a_saturado,v_espec_r134a,↙
T_evap2,'linear','extrap');
 m_ref_r134a_evap = (3600*v_espec_evap_r134a)*(-1*Q_evap)/ (h_r134a_1 - h_r134a_3); %↙
Massa de refrigerante necessaria no evaporador [m3/h]

%% Queda de pressao nos permutadores

 A_trans_p = pi * (Diam_evap^2)/4;% Area transversal do permutador
 n_curvas = (n_colunas * n_linhas) - 1;% Numero de curvas no permutador
 comp_eq = 2 * n_curvas * 0.3;% Comprimento equivalente das curva do permutador
 r_e = 0.0015 ;% Rugosidade relativa tubo permutador

 mi_r134a_vap2 = interp1(T_r134a_saturado_cengel,mi_r134a_vap,↙
T_cond2,'linear','extrap');% viscosidade dinamica R134a vapor na temperatura do↙
condensador
 mi_r134a_liq2 = interp1(T_r134a_saturado_cengel,mi_r134a_liq,↙
T_cond2,'linear','extrap');% viscosidade dinamica R134a liquido na temperatura do↙
condensador
 ro_r134a_vap2 = interp1(T_r134a_saturado_cengel,ro_r134a_vap,↙
T_cond2,'linear','extrap');% massa especifica R134a vapor na temperatura do↙
condensador
 ro_r134a_liq2 = interp1(T_r134a_saturado_cengel,ro_r134a_liq,↙
T_cond2,'linear','extrap');% massa especifica R134a liquido na temperatura do↙
condensador
 vi_r134a_vap = mi_r134a_vap2 / ro_r134a_vap2;% viscosidade cinematica R134a vapor na↙
temperatura do condensador
 vi_r134a_liq = mi_r134a_liq2 / ro_r134a_liq2;% viscosidade cinematica R134a liquido↙
na temperatura do condensador
 vi_r134a_mist =  (vi_r134a_vap + vi_r134a_liq) / 2; % viscosidade cinematica media de↙
R134a vapor-liquido (aproximacao para o escoamento bifasico)
 ro_r134a_mist = (ro_r134a_vap2 + ro_r134a_liq2) /2; % massa especifica media de R134a↙
vapor-liquido (aproximacao para o escoamento bifasico)
 velo_r134a = m_ref_r134a_evap / (ro_r134a_mist * A_trans_p);% velocidade do↙
refrigerante [m/s]
 Re_r134a = (Diam_evap * velo_r134a)/vi_r134a_mist;% Reynolds do R134
 F = @(f) 1/sqrt(f) + 2*log10(r_e/(3.7*Diam_evap) +2.51/(Re_r134a*sqrt(f))); % Equacao↙
de colebrook
 coefAtrito = fzero(F,0.1); % chute inicial de 0.1
 h_dist = coefAtrito * (comp_total_tubo/Diam_evap) * ((velo_r134a^2)/2); % Perda de↙
carga distribuida
 h_loc = comp_eq * ((velo_r134a^2)/2);% Perda de carga localizada
 P_sat_3 = interp1(T_r134a_saturado,P_sat_r134a,T_cond2,'linear','extrap');% Pressao↙
de saturacao na saida do condensador
 P_2 = (ro_r134a_mist * (g*H + (h_dist + h_loc)))/1000 + P_sat_3; % Pressao apos o↙
compressor [kPa]

 %% COP bomba de calor
 if T_cam == 283

 h_1 = 1000*interp1(T_r134a_saturado,h_vap_sat_r134a,T_evap2,'linear','extrap');%↙
```

```
Entalpia na saida do evaporador
 s_1 = interp1(T_r134a_saturado,s_vap_sat_r134a,T_evap2,'linear','extrap');% Entropia
na saida do evaporador
 s_2 = s_1;% Entrropia na saida do compressor assumindo compressao isoentropica
 h_2_500 = 1000*interp1(s_super500_r134a,h_super500_r134a,s_2,'linear','extrap');%
Entalpia apos o compressor super aquecido 500kPa
 h_2_600 = 1000*interp1(s_super600_r134a,h_super600_r134a,s_2,'linear','extrap');%
Entalpia apos o compressor super aquecido 600kPa
 h_2 = h_2_500 + (((h_2_600-h_2_500)*(P_2-500))/(600-500));% Entalpia após o
compressor
 COP = Q_cond / (m_ref_r134a_evap*(h_2 - h_1)); % COP da bomba de calor
 w_comp10 = (m_ref_r134a_evap*(h_2 - h_1));
 ql = h_1 - h_r134a_3;
 qh = h_2 - h_r134a_3;
 %COP = ql/(qh-ql);

 elseif T_cam == 313

 h_1 = 1000*interp1(T_r134a_saturado,h_vap_sat_r134a,T_evap2,'linear','extrap');%
Entalpia na saida do evaporador
 s_1 = interp1(T_r134a_saturado,s_vap_sat_r134a,T_evap2,'linear','extrap');% Entropia
na saida do evaporador
 s_2 = s_1;% Entrropia na saida do compressor assumindo compressao isoentropica
 h_2_1000 = 1000*interp1(s_r134a_super1000,h_r134a_super1000,s_2,'linear','extrap');%
Entalpia apos o compressor super aquecido 1000kPa
 h_2_1200 = 1000*interp1(s_super1200_r134a,h_super1200_r134a,s_2,'linear','extrap');%
Entalpia apos o compressor super aquecido 1200kPa
 h_2 = h_2_1000 + (((h_2_1200-h_2_1000)*(P_2-1000))/(1200-1000));% Entalpia após o
compressor
 COP = Q_cond / (m_ref_r134a_evap*(h_2 - h_1)); % COP da bomba de calor
 w_comp40 = (m_ref_r134a_evap*(h_2 - h_1));
 ql = h_1 - h_r134a_3;
 qh = h_2 - h_r134a_3;
 %COP = ql/(qh-ql);

 elseif T_cam == 338

 h_1 = 1000*interp1(T_r134a_saturado,h_vap_sat_r134a,T_evap2,'linear','extrap');%
Entalpia na saida do evaporador
 s_1 = interp1(T_r134a_saturado,s_vap_sat_r134a,T_evap2,'linear','extrap');% Entropia
na saida do evaporador
 s_2 = s_1;% Entrropia na saida do compressor assumindo compressao isoentropica
 h_2_2000 = 1000*interp1(s_super2000_r134a,h_super2000_r134a,s_2,'linear','extrap');%
Entalpia apos o compressor super aquecido 2000kPa
 h_2_3000 = 1000*interp1(s_super3000_r134a,h_super3000_r134a,s_2,'linear','extrap');%
Entalpia apos o compressor super aquecido 3000kPa
 h_2 = h_2_2000 + (((h_2_3000-h_2_2000)*(P_2-2000))/(3000-2000));% Entalpia após o
compressor
 COP = Q_cond / (m_ref_r134a_evap*(h_2 - h_1)); % COP da bomba de calor
 w_comp80 = (m_ref_r134a_evap*(h_2 - h_1));
 ql = h_1 - h_r134a_3;
 qh = h_2 - h_r134a_3;
 %COP = ql/(qh-ql);
 end

%% Massa de fluido refrigerante no condensador

m_ref_r134a_cond = (-1*Q_cond)/ (h_r134a_3 - h_2);
%v_espec_cond_r134a = interp1(T_r134a_saturado,v_espec_r134a,T_2,'linear','extrap');
%m_ref_r134a_cond_m3 = (3600*v_espec_cond_r134a)*(-1*Q_cond)/ (h_r134a_3 - h_2); %
```

```
Massa de refrigerante necessaria no evaporador [m3/h]

%% Umidade removida do ar

if T_evap < 275
    T_evap3 = 275;
    hlv_agua_remo = interp1(T_propriedades,hlv_agua,T_evap3,'linear');
    m_removida_AR = (-1*Q_evap / hlv_agua_remo)*1000; % massa de agua condensada kg/s
    %m_removida_AR
elseif T_evap >= 275
    hlv_agua_remo = interp1(T_propriedades,hlv_agua,T_evap,'linear');
    m_removida_AR = (-1*Q_evap / hlv_agua_remo)*1000; % massa de agua condensada kg/s
    %m_removida_AR
end
%% Umidade removida do alimento

% Convecção natural
 %Propriedades
 T_filme = T_cam; % Considerando que o alimento está em equilíbrio térmico com o ar de↙
secagem
 DAB = (1.87*10^(-10))*((T_filme^(2.072))/(P_atm)); % coeficiente de difusão çengel↙
eq. 14-15
 Sc = (vi_cond)/(DAB); % número de Schmidt
 ro_v_sup = interp1(T_propriedades,ro_v,T_filme,'linear','extrap');
ro_sup = ro_cond + ro_v_sup; % Massa específica da mistura na superfície do alimento
 ro_filme = (ro_sup + ro_cond)/2; % Massa específica de filme
 ro_ar_seco_inf = interp1(T_ar_seco,ro_ar_seco,T_filme,'linear','extrap'); % Massa↙
específica do ar seco longe da superficie
 ro_v_inf = ro_cond - ro_ar_seco_inf; % massa específica do vapor de água longe da↙
superficie
 %Características do escoamento
 Gr = (g*((ro_sup - ro_cond))* (L^3))/ (ro_filme *(vi_cond^2)); % número de Grashof↙
para transferencia de massa
 Ra = Gr * Sc ; % Rayleich
 if Ra > 10^5 || Ra < 10^9
     Sh = 0.59 * (Ra^(1/4));% Número de Sherwood
 elseif Ra > 10^9 || Ra < 10^13
     Sh = 0.1 * (Ra^(1/3));
 end
 h_conv_nat = DAB*Sh / L; % Coefiente de transferência de massa
 m_agua_remov_conv_nat = h_conv_nat * (A_p*ns)*(ro_v_sup - ro_v_inf); % Transferência↙
de massa por convecção natural [kg/s]

 % Convecção forçada
 %Características do escoamento
 Re_p = ro_cond*V_escolhida*L/mi_cond; %Numero de Reynolds para prateleiras (adotando↙
o espaçamento entre as prateleiras como comprimento caracteristico)
 if Re_p <= 2e5
 Sh = 0.664*(Re_p^0.5)*Sc^(1/3); %Número de Sherwood para escoamento laminar
 else
 Sh = 0.037*(Re_p^0.8)*Sc^(1/3); %Número de Sherwood para escoamento turbulento
 end
 h_conv_for = Sh*DAB/S; % Coeficiente de transferência de massa
 m_agua_remov_conv_for = h_conv_for * ns * (A_p)*(ro_v_sup - ro_v_inf) ; %↙
Transferência de massa por convecção forçada [kg/s]

 % Tipo de convecção
 if ( Gr/ (Re_p^2)==1)
 m_agua_remov = m_agua_remov_conv_for + m_agua_remov_conv_nat; % Mista
 elseif ( Gr/ (Re_p^2)>1)
```

```
 m_agua_remov = m_agua_remov_conv_for; % Forçada
 elseif ( Gr/ (Re_p^2)<1)
 m_agua_remov = m_agua_remov_conv_nat; % Natural
 end

%% Armazenar dados
if i == 1
    if b == 1
    M_refri_evap_10_10(end +1) = m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_10_10(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_10_10(end +1) = T_evap2;
    Q_resist_10_10(end +1) = Q_resist;
    COP_10_10(end +1)= COP;
    Umid_cond_10_10(end +1) = m_removida_AR;
    P_comp_10_10(end +1) = P_2;
    w_comp_10_10(end +1) =w_comp10;
    Umid_remov_10_10(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_10_10(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_10_10(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_10_10(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 2
    M_refri_evap_10_20(end +1) = m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_10_20(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_10_20(end +1) = T_evap2;
    Q_resist_10_20(end +1) = Q_resist;
    COP_10_20(end +1) = COP;
    Umid_cond_10_20 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_10_20 (end +1)= P_2;
    w_comp_10_20(end +1) =w_comp10;
    Umid_remov_10_20(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_10_20(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_10_20(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_10_20(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 3
    M_refri_evap_10_30(end +1) = m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_10_30(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_10_30(end +1) = T_evap2;
    Q_resist_10_30 (end +1)= Q_resist;
    COP_10_30(end +1) = COP;
    Umid_cond_10_30(end +1) = m_removida_AR;
    P_comp_10_30(end +1) = P_2;
    w_comp_10_30(end +1) =w_comp10;
    Umid_remov_10_30(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_10_30(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_10_30(end +1) = V_escolhida;
        end
```

```
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_10_30(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 4
    M_refri_evap_10_40(end +1) = m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_10_40(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_10_40(end +1) = T_evap2;
    Q_resist_10_40 (end +1)= Q_resist;
    COP_10_40(end +1) = COP;
    Umid_cond_10_40 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_10_40(end +1)= P_2;
    w_comp_10_40(end +1) =w_comp10;
    Umid_remov_10_40(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_10_40(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_10_40(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_10_40(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 5
    M_refri_evap_10_50(end +1) = m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_10_50(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_10_50(end +1) = T_evap2;
    Q_resist_10_50 (end +1)= Q_resist;
    COP_10_50 (end +1)= COP;
    Umid_cond_10_50 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_10_50 (end +1)= P_2;
    w_comp_10_50(end +1) =w_comp10;
    Umid_remov_10_50(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_10_50(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_10_50(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_10_50(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 6
    M_refri_evap_10_60(end +1) = m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_10_60(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_10_60(end +1) = T_evap2;
    Q_resist_10_60(end +1) = Q_resist;
    COP_10_60(end +1) = COP;
    Umid_cond_10_60 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_10_60(end +1) = P_2;
    w_comp_10_60(end +1) =w_comp10;
    Umid_remov_10_60(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_10_60(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_10_60(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_10_60(end +1) = V_escolhida;
```

```
        end
    elseif b == 7
    M_refri_evap_10_70(end +1) = m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_10_70(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_10_70 (end +1)= T_evap2;
    Q_resist_10_70(end +1)= Q_resist;
    COP_10_70 (end +1)= COP;
    Umid_cond_10_70(end +1) = m_removida_AR;
    P_comp_10_70 (end +1)= P_2;
    w_comp_10_70(end +1) =w_comp10;
    Umid_remov_10_70(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_10_70(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_10_70(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_10_70(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 8
    M_refri_evap_10_80(end +1) = m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_10_80(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_10_80 (end +1)= T_evap2;
    Q_resist_10_80 (end +1)= Q_resist;
    COP_10_80(end +1) = COP;
    Umid_cond_10_80(end +1) = m_removida_AR;
    P_comp_10_80 (end +1)= P_2;
    w_comp_10_80(end +1) =w_comp10;
    Umid_remov_10_80(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_10_80(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_10_80(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_10_80(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 9
    M_refri_evap_10_90(end +1) = m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_10_90(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_10_90(end +1) = T_evap2;
    Q_resist_10_90 (end +1)= Q_resist;
    COP_10_90 (end +1)= COP;
    Umid_cond_10_90(end +1) = m_removida_AR;
    P_comp_10_90(end +1) = P_2;
    w_comp_10_90(end +1) =w_comp10;
    Umid_remov_10_90(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_10_90(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_10_90(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_10_90(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 10
    M_refri_evap_10_100 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
```

```
    M_refri_cond_10_100(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_10_100(end +1) = T_evap2;
    Q_resist_10_100 (end +1)= Q_resist;
    COP_10_100 (end +1)= COP;
    Umid_cond_10_100(end +1) = m_removida_AR;
    P_comp_10_100(end +1) = P_2;
    w_comp_10_100(end +1) =w_comp10;
    Umid_remov_10_100(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_10_100(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_10_100(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_10_100(end +1) = V_escolhida;
        end
    end
end

if i == 2
    if b == 1
    M_refri_evap_40_10(end +1) = m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_40_10(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_40_10 (end +1)= T_evap2;
    Q_resist_40_10 (end +1)= Q_resist;
    COP_40_10 (end +1)= COP;
    Umid_cond_40_10 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_40_10 (end +1)= P_2;
    w_comp_40_10(end +1) = w_comp40;
    Umid_remov_40_10(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_40_10(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_40_10(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_40_10(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 2
    M_refri_evap_40_20 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_40_20(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_40_20 (end +1)= T_evap2;
    Q_resist_40_20(end +1)= Q_resist;
    COP_40_20 (end +1)= COP;
    Umid_cond_40_20 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_40_20 (end +1)= P_2;
    w_comp_40_20(end +1) = w_comp40;
    Umid_remov_40_20(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_40_20(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_40_20(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_40_20(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 3
```

```
    M_refri_evap_40_30 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_40_30(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_40_30 (end +1)= T_evap2;
    Q_resist_40_30(end +1) = Q_resist;
    COP_40_30 (end +1)= COP;
    Umid_cond_40_30 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_40_30 (end +1)= P_2;
    w_comp_40_30(end +1) = w_comp40;
    Umid_remov_40_30(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_40_30(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_40_30(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_40_30(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 4
    M_refri_evap_40_40(end +1) = m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_40_40(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_40_40 (end +1)= T_evap2;
    Q_resist_40_40 (end +1)= Q_resist;
    COP_40_40 (end +1)= COP;
    Umid_cond_40_40 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_40_40 (end +1)= P_2;
    w_comp_40_40(end +1) = w_comp40;
    Umid_remov_40_40(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_40_40(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_40_40(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_40_40(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 5
    M_refri_evap_40_50 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_40_50(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_40_50 (end +1)= T_evap2;
    Q_resist_40_50(end +1)= Q_resist;
    COP_40_50 (end +1)= COP;
    Umid_cond_40_50 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_40_50 (end +1)= P_2;
    w_comp_40_50(end +1) = w_comp40;
    Umid_remov_40_50(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_40_50(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_40_50(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_40_50(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 6
    M_refri_evap_40_60 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_40_60(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_40_60 (end +1)= T_evap2;
```

```
    Q_resist_40_60 (end +1)= Q_resist;
    COP_40_60 (end +1)= COP;
    Umid_cond_40_60 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_40_60 (end +1)= P_2;
    w_comp_40_60(end +1) = w_comp40;
    Umid_remov_40_60(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_40_60(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_40_60(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_40_60(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 7
    M_refri_evap_40_70 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_40_70(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_40_70(end +1) = T_evap2;
    Q_resist_40_70 (end +1)= Q_resist;
    COP_40_70 (end +1)= COP;
    Umid_cond_40_70 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_40_70 (end +1)= P_2;
    w_comp_40_70(end +1) = w_comp40;
    Umid_remov_40_70(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_40_70(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_40_70(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_40_70(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 8
    M_refri_evap_40_80 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_40_80(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_40_80 (end +1)= T_evap2;
    Q_resist_40_80 (end +1)= Q_resist;
    COP_40_80 (end +1)= COP;
    Umid_cond_40_80(end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_40_80 (end +1)= P_2;
    w_comp_40_80(end +1) = w_comp40;
    Umid_remov_40_80(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_40_80(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_40_80(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_40_80(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 9
    M_refri_evap_40_90 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_40_90(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_40_90 (end +1)= T_evap2;
    Q_resist_40_90 (end +1)= Q_resist;
    COP_40_90 (end +1)= COP;
    Umid_cond_40_90 (end +1)= m_removida_AR;
```

```
    P_comp_40_90 (end +1)= P_2;
    w_comp_40_90(end +1) = w_comp40;
    Umid_remov_40_90(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_40_90(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_40_90(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_40_90(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 10
    M_refri_evap_40_100 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_40_100(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_40_100(end +1) = T_evap2;
    Q_resist_40_100 (end +1)= Q_resist;
    COP_40_100 (end +1)= COP;
    Umid_cond_40_100 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_40_100 (end +1)= P_2;
    w_comp_40_100(end +1) = w_comp40;
    Umid_remov_40_100(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_40_100(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_40_100(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_40_100(end +1) = V_escolhida;
        end
    end
end
if i == 3
    if b == 1
    M_refri_evap_65_10 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_65_10(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_65_10 (end +1)= T_evap2;
    Q_resist_65_10 (end +1)= Q_resist;
    COP_65_10 (end +1)= COP;
    Umid_cond_65_10 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_65_10(end +1) = P_2;
    w_comp_65_10(end +1) = w_comp80;
    Umid_remov_65_10(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_65_10(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_65_10(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_65_10(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 2
    M_refri_evap_65_20 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_65_20(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_65_20(end +1)= T_evap2;
    Q_resist_65_20 (end +1)= Q_resist;
    COP_65_20 (end +1)= COP;
    Umid_cond_65_20(end +1) = m_removida_AR;
```

```
    P_comp_65_20 (end +1)= P_2;
    w_comp_65_20(end +1) = w_comp80;
    Umid_remov_65_20(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_65_20(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_65_20(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_65_20(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 3
    M_refri_evap_65_30(end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_65_30(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_65_30 (end +1)= T_evap2;
    Q_resist_65_30 (end +1)= Q_resist;
    COP_65_30 (end +1)= COP;
    Umid_cond_65_30 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_65_30 (end +1)= P_2;
    w_comp_65_30(end +1) = w_comp80;
    Umid_remov_65_30(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_65_30(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_65_30(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_65_30(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 4
    M_refri_evap_65_40 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_65_40(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_65_40 (end +1)= T_evap2;
    Q_resist_65_40 (end +1)= Q_resist;
    COP_65_40 (end +1)= COP;
    Umid_cond_65_40(end +1) = m_removida_AR;
    P_comp_65_40(end +1) = P_2;
    w_comp_65_40(end +1) = w_comp80;
    Umid_remov_65_40(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_65_40(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_65_40(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_65_40(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 5
    M_refri_evap_65_50 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_65_50(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_65_50 (end +1)= T_evap2;
    Q_resist_65_50 (end +1)= Q_resist;
    COP_65_50 (end +1)= COP;
    Umid_cond_65_50(end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_65_50 (end +1)= P_2;
    w_comp_65_50(end +1) = w_comp80;
    Umid_remov_65_50(end +1) = m_agua_remov;
```

```
    Q_cond_65_50(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_65_50(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_65_50(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 6
    M_refri_evap_65_60 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_65_60(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_65_60 (end +1)= T_evap2;
    Q_resist_65_60 (end +1)= Q_resist;
    COP_65_60 (end +1)= COP;
    Umid_cond_65_60 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_65_60 (end +1)= P_2;
    w_comp_65_60(end +1) = w_comp80;
    Umid_remov_65_60(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_65_60(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_65_60(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_65_60(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 7
    M_refri_evap_65_70 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_65_70(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_65_70 (end +1)= T_evap2;
    Q_resist_65_70 (end +1)= Q_resist;
    COP_65_70 (end +1)= COP;
    Umid_cond_65_70 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_65_70 (end +1)= P_2;
    w_comp_65_70(end +1) = w_comp80;
    Umid_remov_65_70(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_65_70(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_65_70(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_65_70(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 8
    M_refri_evap_65_80 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_65_80(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_65_80 (end +1)= T_evap2;
    Q_resist_65_80 (end +1)= Q_resist;
    COP_65_80 (end +1)= COP;
    Umid_cond_65_80 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_65_80 (end +1)= P_2;
    w_comp_65_80(end +1) = w_comp80;
    Umid_remov_65_80(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_65_80(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
```

```
            Velocidades_65_80(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_65_80(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 9
    M_refri_evap_65_90 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_65_90(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_65_90(end +1) = T_evap2;
    Q_resist_65_90 (end +1)= Q_resist;
    COP_65_90 (end +1)= COP;
    Umid_cond_65_90 (end +1)= m_removida_AR;
    P_comp_65_90 (end +1)= P_2;
    w_comp_65_90(end +1) = w_comp80;
    Umid_remov_65_90(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_65_90(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_65_90(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_65_90(end +1) = V_escolhida;
        end
    elseif b == 10
    M_refri_evap_65_100 (end +1)= m_ref_r134a_evap;
    M_refri_cond_65_100(end +1) = m_ref_r134a_cond;
    T_evap_65_100(end +1) = T_evap2;
    Q_resist_65_100(end +1)= Q_resist;
    COP_65_100 (end +1)= COP;
    Umid_cond_65_100(end +1) = m_removida_AR;
    P_comp_65_100(end +1) = P_2;
    w_comp_65_100(end +1) = w_comp80;
    Umid_remov_65_100(end +1) = m_agua_remov;
    Q_cond_65_100(end +1) = Q_cond;
        if abs(Q_evap) == abs(Q_necessario_evap) || abs(Q_evap) > abs↙
(Q_necessario_evap)
            Velocidades_65_100(end +1) = V_escolhida;
        end
        if abs(Q_cond) == abs(Q_necessario_cond) || abs(Q_cond) > abs↙
(Q_necessario_cond)
            Velo_cond_65_100(end +1) = V_escolhida;
        end
    end
end


%% Controle
if c == 13 && b < 10
    b = b+1; %varia umidade
    c = 0;%reinicia velocidade
elseif c == 13 && b == 10
    b = 1; %reinicia umidade
    c = 0; %reinicia velocidade
    i = i+1; %varia temperatura
end
c = c+1;
b;
i;
```

```
 end
%% Plotando graficos - massa de refrigerante, COP, umidade removida, trabalho do↙
compressor
figure
subplot(2,2,1)
plot(V_secagem,M_refri_evap_10_100,':')
axis square
title('R134a evap x v: 10°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('R134a [kg/s]');
hold on;
plot(V_secagem,M_refri_evap_10_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,M_refri_evap_10_80,'--')
plot(V_secagem,M_refri_evap_10_70,'-.')
plot(V_secagem,M_refri_evap_10_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,M_refri_evap_10_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,M_refri_evap_10_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,M_refri_evap_10_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,M_refri_evap_10_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,M_refri_evap_10_10)
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
subplot(2,2,2)
plot(V_secagem,M_refri_evap_40_100,':')
axis square
title('R134a evap x v: 40°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('R134a [kg/s]');
hold on;
plot(V_secagem,M_refri_evap_40_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,M_refri_evap_40_80,'--')
plot(V_secagem,M_refri_evap_40_70,'-.')
plot(V_secagem,M_refri_evap_40_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,M_refri_evap_40_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,M_refri_evap_40_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,M_refri_evap_40_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,M_refri_evap_40_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,M_refri_evap_40_10)
%legend('M r134a 40 100','M r134a 40 90','M r134a 40 80','M r134a 40 70','M r134a 40↙
60','M r134a 40 50','M r134a 40 40','M r134a 40 30','M r134a 40 20','M r134a 40↙
10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
subplot(2,2,3)
plot(V_secagem,M_refri_evap_65_100,':')
axis square
title('R134a evap x v: 65°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('R134a [kg/s]');
hold on;
plot(V_secagem,M_refri_evap_65_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,M_refri_evap_65_80,'--')
plot(V_secagem,M_refri_evap_65_70,'-.')
plot(V_secagem,M_refri_evap_65_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,M_refri_evap_65_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,M_refri_evap_65_40,'Marker','s')
```

```
plot(V_secagem,M_refri_evap_65_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,M_refri_evap_65_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,M_refri_evap_65_10)
%legend('M r134a 80 100','M r134a 80 90','M r134a 80 80','M r134a 80 70','M r134a 80↙
60','M r134a 80 50','M r134a 80 40','M r134a 80 30','M r134a 80 20','M r134a 80↙
10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;

%------------------------------------------------------------
figure
subplot(2,2,1)
plot(V_secagem,M_refri_cond_10_100,':')
axis square
title('R134a cond x v: 10°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('R134a [kg/s]');
hold on;
plot(V_secagem,M_refri_cond_10_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,M_refri_cond_10_80,'--')
plot(V_secagem,M_refri_cond_10_70,'-.')
plot(V_secagem,M_refri_cond_10_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,M_refri_cond_10_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,M_refri_cond_10_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,M_refri_cond_10_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,M_refri_cond_10_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,M_refri_cond_10_10)
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
subplot(2,2,2)
plot(V_secagem,M_refri_cond_40_100,':')
axis square
title('R134a cond x v: 40°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('R134a [kg/s]');
hold on;
plot(V_secagem,M_refri_cond_40_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,M_refri_cond_40_80,'--')
plot(V_secagem,M_refri_cond_40_70,'-.')
plot(V_secagem,M_refri_cond_40_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,M_refri_cond_40_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,M_refri_cond_40_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,M_refri_cond_40_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,M_refri_cond_40_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,M_refri_cond_40_10)
%legend('M r134a 40 100','M r134a 40 90','M r134a 40 80','M r134a 40 70','M r134a 40↙
60','M r134a 40 50','M r134a 40 40','M r134a 40 30','M r134a 40 20','M r134a 40↙
10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
subplot(2,2,3)
plot(V_secagem,M_refri_cond_65_100,':')
axis square
title('R134a cond x v: 65°C');
```

```
xlabel('v [m/s]');
ylabel('R134a [kg/s]');
hold on;
plot(V_secagem,M_refri_cond_65_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,M_refri_cond_65_80,'--')
plot(V_secagem,M_refri_cond_65_70,'-.')
plot(V_secagem,M_refri_cond_65_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,M_refri_cond_65_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,M_refri_cond_65_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,M_refri_cond_65_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,M_refri_cond_65_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,M_refri_cond_65_10)
%legend('M r134a 80 100','M r134a 80 90','M r134a 80 80','M r134a 80 70','M r134a 80↙
60','M r134a 80 50','M r134a 80 40','M r134a 80 30','M r134a 80 20','M r134a 80↙
10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;

%-----------------------------------------------
figure
subplot(2,2,1)
plot(V_secagem,COP_10_100,':')
axis square
title('COP x v: 10°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('COP');
hold on;
plot(V_secagem,COP_10_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,COP_10_80,'--')
plot(V_secagem,COP_10_70,'-.')
plot(V_secagem,COP_10_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,COP_10_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,COP_10_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,COP_10_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,COP_10_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,COP_10_10)
%legend('COP 10 100','COP 10 90','COP 10 80','COP 10 70','COP 10 60','COP 10 50','COP↙
10 40','COP 10 30','COP 10 20','COP 10 10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
subplot(2,2,2)
%figure
plot(V_secagem,COP_40_100,':')
axis square
title('COP x v: 40°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('COP');
hold on;
plot(V_secagem,COP_40_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,COP_40_80,'--')
plot(V_secagem,COP_40_70,'-.')
plot(V_secagem,COP_40_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,COP_40_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,COP_40_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,COP_40_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,COP_40_20,'Marker','+')
```

```
plot(V_secagem,COP_40_10)
%legend('COP 40 100','COP 40 90','COP 40 80','COP 40 70','COP 40 60','COP 40 50','COP↙
40 40','COP 40 30','COP 40 20','COP 40 10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
subplot(2,2,3)
%figure
plot(V_secagem,COP_65_100,':')
axis square
title('COP x v: 65°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('COP');
hold on;
plot(V_secagem,COP_65_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,COP_65_80,'--')
plot(V_secagem,COP_65_70,'-.')
plot(V_secagem,COP_65_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,COP_65_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,COP_65_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,COP_65_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,COP_65_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,COP_65_10)
%legend('COP 80 100','COP 80 90','COP 80 80','COP 80 70','COP 80 60','COP 80 50','COP↙
80 40','COP 80 30','COP 80 20','COP 80 10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;

%-----------------------------------------------------
figure
%subplot(2,2,1)
plot(V_secagem,Umid_cond_10_100,':')
axis square
title('Umidade condensada x v: 10°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('Umidade condensada [g/s]');
hold on;
plot(V_secagem,Umid_cond_10_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,Umid_cond_10_80,'--')
plot(V_secagem,Umid_cond_10_70,'-.')
plot(V_secagem,Umid_cond_10_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,Umid_cond_10_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,Umid_cond_10_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,Umid_cond_10_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,Umid_cond_10_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,Umid_cond_10_10)
%legend('Umid cond 10 100','Umid cond 10 90','Umid cond 10 80','Umid cond 10 70','Umid↙
cond 10 60','Umid cond 10 50','Umid cond 10 40','Umid cond 10 30','Umid cond 10↙
20','Umid cond 10 10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
%subplot(2,2,2)
figure
plot(V_secagem,Umid_cond_40_100,':')
axis square
```

```
title('Umidade condensada x v: 40°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('Umidade condensada [g/s]');
hold on;
plot(V_secagem,Umid_cond_40_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,Umid_cond_40_80,'--')
plot(V_secagem,Umid_cond_40_70,'-.')
plot(V_secagem,Umid_cond_40_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,Umid_cond_40_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,Umid_cond_40_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,Umid_cond_40_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,Umid_cond_40_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,Umid_cond_40_10)
%legend('Umid cond 40 100','Umid cond 40 90','Umid cond 40 80','Umid cond 40 70','Umid↙
cond 40 60','Umid cond 40 50','Umid cond 40 40','Umid cond 40 30','Umid cond 40↙
20','Umid cond 40 10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
%subplot(2,2,3)
figure
plot(V_secagem,Umid_cond_65_100,':')
axis square
title('Umidade condensada x v: 65°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('Umidade condensada [g/s]');
hold on;
plot(V_secagem,Umid_cond_65_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,Umid_cond_65_80,'--')
plot(V_secagem,Umid_cond_65_70,'-.')
plot(V_secagem,Umid_cond_65_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,Umid_cond_65_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,Umid_cond_65_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,Umid_cond_65_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,Umid_cond_65_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,Umid_cond_65_10)
%legend('Umid cond 80 100','Umid cond 80 90','Umid cond 80 80','Umid cond 80 70','Umid↙
cond 80 60','Umid cond 80 50','Umid cond 80 40','Umid cond 80 30','Umid cond 80↙
20','Umid cond 80 10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;

%-------------------------------------
figure
subplot(2,2,1)
plot(V_secagem,w_comp_10_100,':') %trabalho do compressor
axis square
title('W x v: 10°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('W [W]');
hold on;
plot(V_secagem,w_comp_10_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,w_comp_10_80,'--')
plot(V_secagem,w_comp_10_70,'-.')
plot(V_secagem,w_comp_10_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,w_comp_10_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,w_comp_10_40,'Marker','s')
```

```
plot(V_secagem,w_comp_10_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,w_comp_10_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,w_comp_10_10)
%legend('w comp 10 100','w comp 10 90','w comp 10 80','w comp 10 70','w comp 10 60','w↙
comp 10 50','w comp 10 40','w comp 10 30','w comp 10 20','w comp 10↙
10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
subplot(2,2,2)
plot(V_secagem,w_comp_40_100,':') %trabalho do compressor
axis square
title('W x v: 40°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('W [W]');
hold on;
plot(V_secagem,w_comp_40_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,w_comp_40_80,'--')
plot(V_secagem,w_comp_40_70,'-.')
plot(V_secagem,w_comp_40_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,w_comp_40_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,w_comp_40_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,w_comp_40_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,w_comp_40_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,w_comp_40_10)
%legend('w comp 40 100','w comp 40 90','w comp 40 80','w comp 40 70','w comp 40 60','w↙
comp 40 50','w comp 40 40','w comp 40 30','w comp 40 20','w comp 40↙
10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
subplot(2,2,3)
plot(V_secagem,w_comp_65_100,':') %trabalho do compressor
axis square
title('W x v: 65°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('W [W]');
hold on;
plot(V_secagem,w_comp_65_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,w_comp_65_80,'--')
plot(V_secagem,w_comp_65_70,'-.')
plot(V_secagem,w_comp_65_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,w_comp_65_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,w_comp_65_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,w_comp_65_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,w_comp_65_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,w_comp_65_10)
%legend('w comp 80 100','w comp 80 90','w comp 80 80','w comp 80 70','w comp 80 60','w↙
comp 80 50','w comp 80 40','w comp 80 30','w comp 80 20','w comp 80↙
10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
%---------------------------------
figure
%subplot(2,2,1)
plot(V_secagem,Umid_remov_10_100,':')
```

```
axis square
title('Umidade removida x v: 10°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('Umidade removida [kg/s]');
hold on;
plot(V_secagem,Umid_remov_10_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,Umid_remov_10_80,'--')
plot(V_secagem,Umid_remov_10_70,'-.')
plot(V_secagem,Umid_remov_10_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,Umid_remov_10_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,Umid_remov_10_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,Umid_remov_10_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,Umid_remov_10_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,Umid_remov_10_10)
%legend('Umid remov 10 100','Umid remov 10 90','Umid remov 10 80','Umid remov 10↙
70','Umid remov 10 60','Umid remov 10 50','Umid remov 10 40','Umid remov 10 30','Umid↙
remov 10 20','Umid remov 10 10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
figure
%subplot(2,2,2)
plot(V_secagem,Umid_remov_40_100,':')
axis square
title('Umidade removida x v: 40°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('Umidade removida [kg/s]');
hold on;
plot(V_secagem,Umid_remov_40_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,Umid_remov_40_80,'--')
plot(V_secagem,Umid_remov_40_70,'-.')
plot(V_secagem,Umid_remov_40_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,Umid_remov_40_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,Umid_remov_40_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,Umid_remov_40_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,Umid_remov_40_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,Umid_remov_40_10)
%legend('Umid remov 40 100','Umid remov 40 90','Umid remov 40 80','Umid remov 40↙
70','Umid remov 40 60','Umid remov 40 50','Umid remov 40 40','Umid remov 40 30','Umid↙
remov 40 20','Umid remov 40 10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
%subplot(2,2,3)
figure
plot(V_secagem,Umid_remov_65_100,':')
axis square
title('Umidade removida x v: 65°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('Umidade removida [kg/s]');
hold on;
plot(V_secagem,Umid_remov_65_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,Umid_remov_65_80,'--')
plot(V_secagem,Umid_remov_65_70,'-.')
plot(V_secagem,Umid_remov_65_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,Umid_remov_65_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,Umid_remov_65_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,Umid_remov_65_30,'Marker','d')
```

```
plot(V_secagem,Umid_remov_65_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,Umid_remov_65_10)
%legend('Umid remov 80 100','Umid remov 80 90','Umid remov 80 80','Umid remov 80↙
70','Umid remov 80 60','Umid remov 80 50','Umid remov 80 40','Umid remov 80 30','Umid↙
remov 80 20','Umid remov 80 10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
%-------------------------------------
figure
subplot(2,2,1)
plot(V_secagem,Q_cond_10_100,':') %trabalho do compressor
axis square
title('Q cond x v: 10°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('Q cond [W]');
hold on;
plot(V_secagem,Q_cond_10_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,Q_cond_10_80,'--')
plot(V_secagem,Q_cond_10_70,'-.')
plot(V_secagem,Q_cond_10_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,Q_cond_10_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,Q_cond_10_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,Q_cond_10_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,Q_cond_10_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,Q_cond_10_10)
%legend('w comp 10 100','w comp 10 90','w comp 10 80','w comp 10 70','w comp 10 60','w↙
comp 10 50','w comp 10 40','w comp 10 30','w comp 10 20','w comp 10↙
10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
subplot(2,2,2)
plot(V_secagem,Q_cond_40_100,':') %trabalho do compressor
axis square
title('Q cond x v: 40°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('Q cond [W]');
hold on;
plot(V_secagem,Q_cond_40_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,Q_cond_40_80,'--')
plot(V_secagem,Q_cond_40_70,'-.')
plot(V_secagem,Q_cond_40_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,Q_cond_40_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,Q_cond_40_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,Q_cond_40_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,Q_cond_40_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,Q_cond_40_10)
%legend('w comp 40 100','w comp 40 90','w comp 40 80','w comp 40 70','w comp 40 60','w↙
comp 40 50','w comp 40 40','w comp 40 30','w comp 40 20','w comp 40↙
10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
subplot(2,2,3)
plot(V_secagem,Q_cond_65_100,':') %trabalho do compressor
axis square
```

```
title('Q cond x v: 65°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('Q cond [W]');
hold on;
plot(V_secagem,Q_cond_65_90,'Marker','^')
plot(V_secagem,Q_cond_65_80,'--')
plot(V_secagem,Q_cond_65_70,'-.')
plot(V_secagem,Q_cond_65_60,'Marker','o')
plot(V_secagem,Q_cond_65_50,'Marker','x')
plot(V_secagem,Q_cond_65_40,'Marker','s')
plot(V_secagem,Q_cond_65_30,'Marker','d')
plot(V_secagem,Q_cond_65_20,'Marker','+')
plot(V_secagem,Q_cond_65_10)
%legend('w comp 80 100','w comp 80 90','w comp 80 80','w comp 80 70','w comp 80 60','w↙
comp 80 50','w comp 80 40','w comp 80 30','w comp 80 20','w comp 80↙
10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
hold off;
%% Plotando graficos - temperatura do evaporador, temperatura compressor, pressao apos↙
compressor

figure
subplot(2,2,1)
plot(V_secagem,T_evap_65_100,V_secagem,T_evap_65_90,V_secagem,T_evap_65_80,V_secagem,↙
T_evap_65_70,V_secagem,T_evap_65_60,V_secagem,T_evap_65_50,V_secagem,T_evap_65_40,↙
V_secagem,T_evap_65_30,V_secagem,T_evap_65_20,V_secagem,T_evap_65_10)
axis square
title('T x v: 65°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('T evap [°C]');
%legend('T evap 80 100','T evap 80 90','T evap 80 80','T evap 80 70','T evap 80 60','T↙
evap 80 50','T evap 80 40','T evap 80 30','T evap 80 20','T evap 80↙
10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
subplot(2,2,2)
plot(V_secagem,T_evap_40_100,V_secagem,T_evap_40_90,V_secagem,T_evap_40_80,V_secagem,↙
T_evap_40_70,V_secagem,T_evap_40_60,V_secagem,T_evap_40_50,V_secagem,T_evap_40_40,↙
V_secagem,T_evap_40_30,V_secagem,T_evap_40_20,V_secagem,T_evap_40_10)
axis square
title('T x v: 40°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('T evap [°C]');
%legend('T evap 40 100','T evap 40 90','T evap 40 80','T evap 40 70','T evap 40 60','T↙
evap 40 50','T evap 40 40','T evap 40 30','T evap 40 20','T evap 40↙
10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
subplot(2,2,3)
plot(V_secagem,T_evap_10_100,V_secagem,T_evap_10_90,V_secagem,T_evap_10_80,V_secagem,↙
T_evap_10_70,V_secagem,T_evap_10_60,V_secagem,T_evap_10_50,V_secagem,T_evap_10_40,↙
V_secagem,T_evap_10_30,V_secagem,T_evap_10_20,V_secagem,T_evap_10_10)
axis square
title('T x v: 10°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('T evap [°C]');
```

```
%legend('T evap 10 100','T evap 10 90','T evap 10 80','T evap 10 70','T evap 10 60','T↙
evap 10 50','T evap 10 40','T evap 10 30','T evap 10 20','T evap 10↙
10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;

%----------------------------------
figure
subplot(2,2,1)
plot(V_secagem,P_comp_65_100,V_secagem,P_comp_65_90,V_secagem,P_comp_65_80,V_secagem,↙
P_comp_65_70,V_secagem,P_comp_65_60,V_secagem,P_comp_65_50,V_secagem,P_comp_65_40,↙
V_secagem,P_comp_65_30,V_secagem,P_comp_65_20,V_secagem,P_comp_65_10)
axis square
title('P x v: 65°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('P [kPa]');
%legend('P comp 80 100','P comp 80 90','P comp 80 80','P comp 80 70','P comp 80 60','P↙
comp 80 50','P comp 80 40','P comp 80 30','P comp 80 20','P comp 80↙
10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
subplot(2,2,2)
plot(V_secagem,P_comp_40_100,V_secagem,P_comp_40_90,V_secagem,P_comp_40_80,V_secagem,↙
P_comp_40_70,V_secagem,P_comp_40_60,V_secagem,P_comp_40_50,V_secagem,P_comp_40_40,↙
V_secagem,P_comp_40_30,V_secagem,P_comp_40_20,V_secagem,P_comp_40_10)
axis square
title('P x v: 40°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('P [kPa]');
%legend('P comp 40 100','P comp 40 90','P comp 40 80','P comp 40 70','P comp 40 60','P↙
comp 40 50','P comp 40 40','P comp 40 30','P comp 40 20','P comp 40↙
10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;
subplot(2,2,3)
plot(V_secagem,P_comp_10_100,V_secagem,P_comp_10_90,V_secagem,P_comp_10_80,V_secagem,↙
P_comp_10_70,V_secagem,P_comp_10_60,V_secagem,P_comp_10_50,V_secagem,P_comp_10_40,↙
V_secagem,P_comp_10_30,V_secagem,P_comp_10_20,V_secagem,P_comp_10_10)
axis square
title('P x v: 10°C');
xlabel('v [m/s]');
ylabel('P [kPa]');
%legend('P comp 10 100','P comp 10 90','P comp 10 80','P comp 10 70','P comp 10 60','P↙
comp 10 50','P comp 10 40','P comp 10 30','P comp 10 20','P comp 10↙
10','Location','northeastoutside')
legend('100 %','90 %','80 %','70 %','60 %','50 %','40 %','30 %','20 %','10↙
%','Location','northeastoutside')
grid on;


Umid_remov_65_10
Umid_remov_65_20
Umid_remov_65_30
Umid_remov_65_40
Umid_remov_65_50
Umid_remov_65_60
Umid_remov_65_70
```

Umid_remov_65_80
Umid_remov_65_90
Umid_remov_65_100