



**Bernardo Campos Andrade**

## **Algoritmo de dimensionamento de secadores de alimentos por bomba de calor a ar**

*Mestrado em Engenharia Industrial-Ramo de Engenharia Mecânica*

**Bragança  
2020**

**Bernardo Campos Andrade**

# **Algoritmo de dimensionamento de secadores de alimentos por bomba de calor a ar**

*Dissertação apresentada ao Programa de Dupla Diplomação entre o Instituto Politécnico de Bragança e o Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, na Escola Superior de Tecnologia e de Gestão de Bragança para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Industrial-Ramo de Engenharia Mecânica*

Orientado por

**Luís Manuel Frólén Ribeiro**

Co-orientado por

**Paulo Eduardo Lopes Barbieri**

**Bragança**

**2020**

## Resumo

Esta tese teve como objetivo o desenvolvimento de um algoritmo de otimização do dimensionamento de secadores de alimentos por bomba de calor a ar. Seu desenvolvimento serviu para o apoio ao projeto de um protótipo de uma máquina de secagem de alimentos de pequeno porte, focada no mercado doméstico. O algoritmo focou-se na redução do tempo de cálculo para a seleção de componentes em função das dimensões do secador e do tipo de alimento.

A tese apresenta toda a base teórica utilizada para produzir este algoritmo, nos âmbitos da psicrometria, da transferência de calor e de massa e de como o alimento se comporta quando exposto ao ar quente para secagem. Equações de transferência de calor, de massa e de curvas de secagem, oriundas dos princípios de conservação de massa e de energia, são indicadas e explicadas para justificar sua aplicação.

O algoritmo possui 3 etapas: cálculo psicrométrico, cálculo de carga térmica e cálculo de secagem. A lógica da sequência de ações é apontada, com o intuito de esclarecer ao leitor o funcionamento sequencial entre estas etapas que resultam no dimensionamento. Esta explicação do desenvolvimento do algoritmo é independente do código, para permitir aplicação em qualquer meio ou linguagem de programação.

Finalmente, a tese apresenta os resultados que foram obtidos pela simulação da atuação ideal de uma máquina, por meio da implementação do algoritmo em um código de MatLab. Esta simulação foi iniciada com base num desenho da arca de um frigorífico, resultando no valor do caudal mássico de fluido refrigerante necessário.

No caso foram dimensionados secadores para as seguintes massas de cogumelos: 45kg, 123kg, 200kg, 277kg e 355kg. Com o caudal obtido, foram encontrados três compressores compatíveis da EMBRACO sendo as suas potências 610W, 990W e 1445W. O primeiro compressor atendeu um secador de 45kg, o segundo até 123kg e o terceiro atende até o maior valor de 355kg.

O algoritmo resultou na publicação do artigo “Heat Pump Dryer Design Optimization Algorithm”. Além disso, foi feito o refinamento dos tempos de secagem da simulação com o uso de modelos de previsão melhores, que foram de 6 horas para uma secagem de cogumelos completa a 60°C (temperatura utilizada nos experimentos), condizentes com os valores obtidos experimentalmente e publicados de 5 horas para secagem (dado que a paragem feita experimentalmente não segue parâmetros tão pequenos como a simulação), o que reforça a solidez do modelo apresentado.

## Abstract

This thesis focused on the development of a heat pump air based dryer's design optimization algorithm. Its development was intended to support the project development of a prototype of a home appliance type of machine. This meant that the algorithm had to reduce the time spent on calculating the parameters based on the input of the machine's dimensions.

At first the thesis present the theoretical basis used in the algorithm: from psychrometry, to heat and mass transfer and finally the hot air drying dynamics. Each of the equations that define these phenomena and plot the drying curves are pointed and its use is explained.

The aforementioned equations are placed within parts of the algorithm which itself is explained and organized with commentary. The structure of the algorithm is constructed through the presentation of the inputs and outputs of each step and its equations forming the logic of the algorithm beyond any programming language.

Finally the thesis presents the results of the algorithm applied in a MatLab simulation of a theoretical machine. This code used designs that were desired for a home-appliance machine and simulated the required mass flow rate of refrigerant.

The total mass of mushrooms simulated to be dried were: 45kg, 123kg, 200kg, 277kg e 355kg. With the calculated mass, three compatible compressors were selected, all from EMBRACO. With their respective power output: 610W, 990W e 1445W. The first compressor can just power the 45kg dryer, the second can power up to 123kg and the third can power a drier filled with all the options, up to 355 kg.

To ensure the quality of its results the algorithm was validated by the publication of the article named "Heat Pump Dryer Design Optimization Algorithm". Also, the algorithm was refined by the improved precision of the simulation of the drying time, which was found to be 6 hours for a complete drying of mushrooms at 60°C, value that matches the ones obtained experimentally. In the experiments the drying time was of 5 hours but the parameters are slightly different since the experiment stopped when the mushroom seemed dry while the simulation stops with a pre-specified parameter.

# Índice

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	1
	<b>1.1. Enquadramento</b> .....	1
	<b>1.2. Objetivos</b> .....	2
	<b>1.3. Organização da tese</b> .....	2
<b>2.</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	3
	<b>2.1. Estado da arte</b> .....	3
	<b>2.2. Fundamentação teórica</b> .....	7
	2.2.1. Primeira lei da termodinâmica e Lei de Lavoisier .....	7
	2.2.2. Transferência de calor e massa .....	7
	2.2.2.1. Mecanismos de transferência de calor .....	8
	2.2.2.2. Mecanismos de transferência de massa.....	9
	2.2.3. Segunda lei da termodinâmica .....	9
	2.2.4. A estrutura das bombas de calor .....	10
	2.2.5. Coeficiente de performance (COP).....	11
	2.2.6. Permutadores de calor.....	12
	2.2.7. Algoritmos .....	13
	2.2.7.1. Linguagem do algoritmo .....	14
	2.2.8. Psicrometria e condicionamento de ar .....	14
	2.2.8.1. Propriedades relacionadas a temperatura .....	15
	2.2.8.2. Propriedades relacionadas a humidade .....	15
	2.2.8.3. Propriedades relacionadas ao volume ocupado e à energia .....	17
	2.2.8.4. Propriedades termofísicas e de transporte do ar humido .....	17
	2.2.9. Secagem de Alimentos .....	20
<b>3.</b>	<b>METODOLOGIA</b> .....	23
	<b>3.1. Desenvolvimento do sistema do secador</b> .....	23
	<b>3.2. Desenvolvimento do sistema do algoritmo</b> .....	25
	3.2.1. Estágio 1.....	26
	3.2.2. Estágio 2.....	30
	3.2.3. Estágio 3.....	36
<b>4.</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	40
	<b>4.1. Validação do sistema pela comparação da taxa de secagem em base seca do alimento</b> .....	40

4.2.	Tempo previsto de secagem.....	42
4.3.	Calor da purga .....	44
4.4.	Temperatura do processo.....	45
4.5.	Potência calorífica dos processos.....	46
4.6.	Caudal mássico de fluido refrigerante .....	47
4.7.	Coefficiente de performance (COP) teórico.....	48
5.	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS .....	50
5.1.	Conclusões .....	50
5.2.	Trabalhos futuros propostos.....	51
	BIBLIOGRAFIA .....	52
	ANEXO .....	54

## Lista de Figuras

<b>Figura 1-</b> Algoritmo de KEEY (1978) para o projeto de um secador, com a parte que se pretende aprofundar destacada. Alterado .....	4
<b>Figura 2-</b> Fluxograma de funcionamento de uma bomba de calor .....	10
<b>Figura 3-</b> Carta psicrométrica .....	14
<b>Figura 4-</b> Fluxograma de energia e fluido pelas partes de um secador a ar quente por bomba de calor .....	23
<b>Figura 5-</b> Etapas da secagem na carta psicrométrica .....	24
<b>Figura 6-</b> Esquema de um secador a ar quente por bomba de calor .....	25
<b>Figura 7-</b> Estágio 1 do algoritmo.....	26
<b>Figura 8-</b> Dados de entrada do algoritmo.....	27
<b>Figura 9-</b> Propriedades psicrométricas do ar ao sair do alimento no ciclo 1 .....	28
<b>Figura 10-</b> Propriedades psicrométricas do ar ao sair do alimento em ciclos posteriores .....	28
<b>Figura 11-</b> Propriedades de transporte do ar ao sair do alimento em um ciclo .....	28
<b>Figura 12-</b> Propriedades de psicromeria do ar ao sair do evaporador em um ciclo.....	29
<b>Figura 13-</b> Propriedades de transporte do ar ao sair do evaporador em um ciclo.....	29
<b>Figura 14-</b> Propriedades de psicrometria do ar ao sair do condensador em um ciclo .....	30
<b>Figura 15-</b> Propriedades de transporte do ar ao sair do condensador em um ciclo .....	30
<b>Figura 16-</b> Estágio 2 do algoritmo .....	30
<b>Figura 17-</b> Seleção do ventilador.....	31
<b>Figura 18-</b> Propriedades da serpentina dos permutadores .....	32
<b>Figura 19-</b> Calor trocado nos permutadores.....	32
<b>Figura 20-</b> Pressões de atuação do fluido .....	33
<b>Figura 21-</b> Caudal de fluido refrigerante .....	33
<b>Figura 22-</b> Tempo do ciclo.....	33
<b>Figura 23-</b> Propriedades de convecção livre.....	34
<b>Figura 24-</b> Propriedades de convecção forçada.....	35
<b>Figura 25-</b> Verificador de convecção mista.....	35
<b>Figura 26-</b> Propriedades de convecção mista .....	36
<b>Figura 27-</b> Estágio 3 do algoritmo .....	36
<b>Figura 28-</b> Capacidade de perda de água do alimento.....	36
<b>Figura 29-</b> Igualando a velocidade de escoamento .....	38
<b>Figura 30-</b> Variação da taxa de perda de água e cálculo da perda de humidade.....	38
<b>Figura 31-</b> Algoritmo de dimensionamento de secadores à ar quente.....	39

<b>Figura 32-</b> Taxa de secagem simulada para cogumelos a 60°C.....	41
<b>Figura 33-</b> Taxa de secagem experimental para cogumelos a 60°C .....	41
<b>Figura 34-</b> Tempo previsto de secagem em função do ciclo .....	43
<b>Figura 35-</b> Calor do condensador ( $q_h$ ) em relação ao calor purgado ( $q_{h20}$ ) .....	44
<b>Figura 36-</b> Temperaturas de secagem.....	45
<b>Figura 37-</b> Ciclos da simulação na carta psicrométrica.....	46
<b>Figura 38-</b> Calor dos processos .....	47
<b>Figura 39-</b> Necessidade de caudal massico de refrigerante por teor de humidade e volume da arca .....	48

## Lista de Símbolos

Caracteres latinos	Descrição	Unidade
$A$	Área	$m^2$
$a_w$	Atividade de água	
$C$	Constante linear de Nusselt	
$COP$	Coefficiente de Performance	
$Cp_m$	Calor específico médio	$J/Kkg$
$D$	Diâmetro	$m$
$D_{ab}$	Difusividade do vapor de água no ar	$m^2/s$
$dm$	Varição de massa	$kg$
$dt$	Varição do tempo	$s$
$dT$ ou $\Delta T$	Varição de temperatura	$^{\circ}C$ ou $K$
$dx$	Varição de distância	$m$
$Gr$	Número de Graschof	
$G_s$	Grau de saturação	
$H$	Entalpia	$kJ/kg$
$h$	Coefficiente de convecção	$W/m^2K$
$hcf$	Coefficiente de transferência de massa.	$m/s$
$k$	Condutividade térmica	$W/mK$
$k_{ar}$	Condutividade térmica do ar	$W/mK$
$k_h$	Constante k do modelo de Henderson de secagem	
$k_p$	Constante k do modelo de Page de secagem	
$M$	Constante exponencial de Nusselt	
$m$	Massa	$kg$
$\dot{m}$	Caudal mássico	$kg/s$
$M_e$	Humidade de equilíbrio	$kg_{\acute{a}gua}/kg_{seco}$
$M_0$	Humidade inicial	$kg_{\acute{a}gua}/kg_{seco}$
$M_r$	Taxa de secagem	$kg_{\acute{a}gua}/kg_{seco}$
$M_t$	Humidade real	$kg_{\acute{a}gua}/kg_{seco}$
$n_h$	Constante n do modelo de Henderson secagem	

$n_p$	Constante n do modelo de Page secagem	
$ns$	Número de placas do secador	
$Nu$	Número de Nusselt	
$Pr$	Número de Prandl	
$P_v$	Pressão parcial de vapor	$kPa$
$P_{vs}$	Pressão de saturação do vapor	$kPa$
$q$	Calor	$W$
$q_h$	Calor do condensador	$W$
$q_{h20}$	Calor da purga	$W$
$q_l$	Calor do evaporador	$W$
$Ra$	Número de Rayleigh	
$Re$	Número de Reynolds	
$Sc$	Número de Schmidt	
$Sh$	Número de Sherwood	
$T$	Temperatura / Temperatura de bolbo seco	$^{\circ}C$ ou $K$
$Tdp$	Temperatura do ponto de orvalho	$^{\circ}C$ ou $K$
$T_h$	Temperatura do condensador	$^{\circ}C$ ou $K$
$T_l$	Temperatura do evaporador	$^{\circ}C$ ou $K$
$\Delta T_{ml}$	Varição logarítmica da temperatura	$^{\circ}C$ ou $K$
$T_{wb}$	Temperatura do bolbo húmido	$^{\circ}C$ ou $K$
$t$	Tempo	$s$
$U$	Coefficiente de transferência global	$W/m^2K$
$Ua$	Humidade absoluta	$g/m^3$
$Ue$	Humidade específica	
$V$	Velocidade do fluido	$m/s$
$v$	Volume específico	$m^3/kg$
$vc$	Volume de controle	
$W_{entra}$	Trabalho que entra	$W$
$w$	Razão de mistura	
$x$	Distância	$m$

$x_v$	Fração molar de vapor	
<b>Caracteres gregos</b>		
$\alpha$	Difusividade térmica	$m^2/s$
$\rho$	Massa específica	$kg/m^3$
$\Delta\rho$	Varição de massa específica	$kg/m^3$
$\mu$	Viscosidade dinâmica	$kg/ms$
$\tau$	Viscosidade cinemática	$m^2/s$
$\emptyset$	Humidade relativa	
$\Phi_{av}$	Parâmetro $av$	
$\Phi_{va}$	Parâmetro $va$	

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. Enquadramento

O objetivo desta tese é o desenvolvimento de um algoritmo que apoie o dimensionamento de uma máquina de desidratação de alimentos por ar. A máquina em questão promoverá a mais fácil desidratação dos alimentos em escala doméstica. Pequenos produtores ou produtores de subsistência normalmente sofrem com a sazonalidade da produção, e tem de recorrer a cooperativas e indústrias de maior porte, que recolhem os alimentos para realizar o processo de conservação. Assim eles acabam perdendo possíveis lucros oriundos de alimentos mais processados.

Tendo isso em mente, o projeto da máquina de desidratação é uma solução com um mercado familiar e rural para produções de pequeno porte. Para tornar esse produto uma realidade, é necessário um algoritmo para simular o funcionamento da máquina e apoiar as necessidades de dimensionamento que este funcionamento acarreta. O algoritmo permite apoiar qualquer decisão de projeto que se venha a tomar, bem como prever as ações que devem ser tomadas para a obtenção de um produto de boa qualidade no final.

A tentativa da preservação das propriedades organolépticas dos alimentos é a principal diferença do produto que está a ser desenvolvido nesta tese, quando comparado com os secadores normalmente encontrados no mercado. Para preservar estas propriedades, o processo de secagem deve ser realizado abaixo de uma temperatura limite da degradação dos alimentos. O algoritmo deve simular que a máquina não ultrapasse esta temperatura. Isso significa que o ar deve ser arrefecido até temperaturas baixas para perder a água contida nele e que ele esteja seco o suficiente ao ser aquecido à temperatura de secagem.

## **1.2. Objetivos**

O objetivo desta tese é o desenvolvimento de um algoritmo para otimização do dimensionamento e para apoio à construção da máquina de secagem de alimentos.

Os objetivos específicos podem ser listados:

1. Obtenção um algoritmo funcional para a previsão do comportamento da máquina de secagem.

2. Ajuste do algoritmo para que seja de fácil parametrização dos valores do caudal mássico do compressor para futura seleção entre os compressores disponíveis no mercado.

## **1.3. Organização da tese**

A tese se apresenta dividida em 5 capítulos:

O capítulo 1, a introdução, contextualiza e apresenta os objetivos deste trabalho.

O capítulo 2 apresenta o estado da arte e a fundamentação teórica de suporte nas 3 seguintes áreas: Termodinâmica, Psicrometria e Secagem de Alimentos.

Em seguida, no capítulo 3 apresenta-se a metodologia que foi utilizada para a construção da tese, sendo explicada como cada parte do algoritmo foi desenvolvida e como estas partes se conectam entre si. Esta explicação apoia-se num fluxograma que apresenta o algoritmo e como a explicação do que cada etapa do algoritmo representa.

O capítulo 4 da tese apresenta quais foram os resultados obtidos a partir da implementação do algoritmo num programa de MatLab, sendo estes resultados usados para a construção do protótipo da máquina. Além disso o capítulo apresenta resultados que demonstram a validade do algoritmo, comparando eles com valores encontrados na bibliografia

Por último o capítulo 5 conclui a tese e indica os trabalhos futuros previstos para continuar este trabalho.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1. Estado da arte

Fazendas de pequeno porte são comuns ao redor do mundo, em 2014 existiam nos Estados Unidos mais fazendas de pequeno porte operadas por famílias do que qualquer outro tipo. Isso indica um grande mercado, mas com pequeno poder de investimento individual [1].

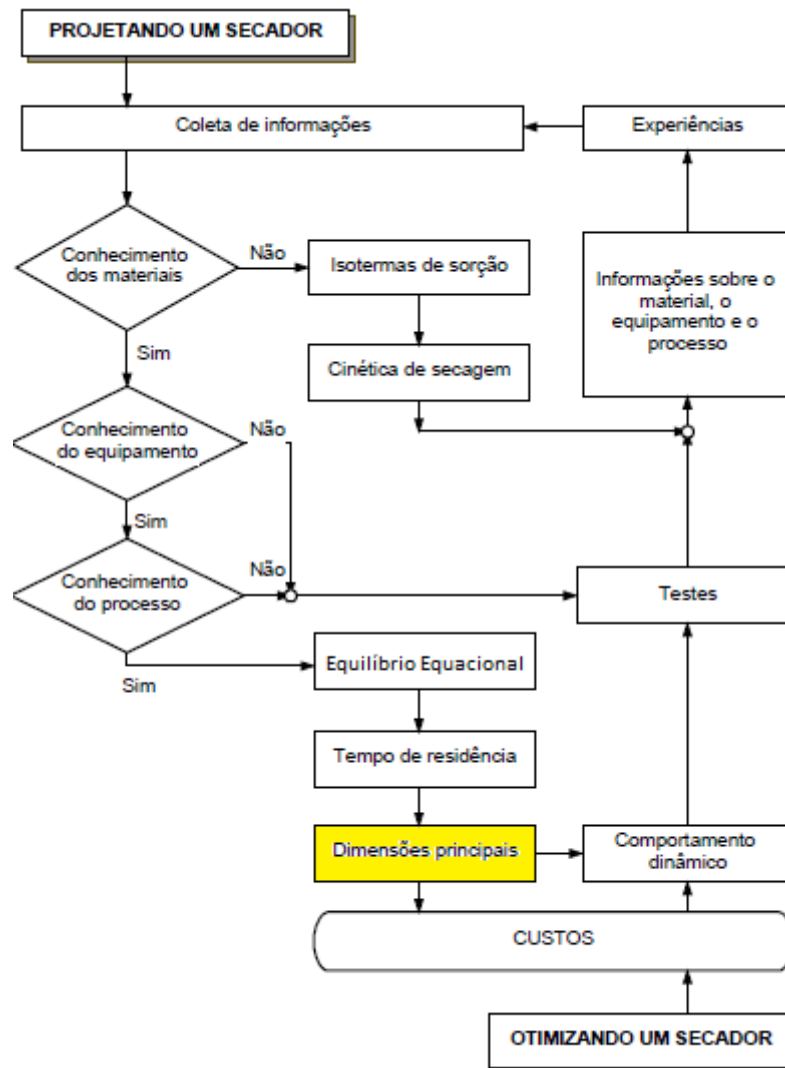
Infelizmente, grande parte da produção desses produtores é controlada pela natureza sazonal dos alimentos. Isso faz com que o pequeno produtor perca uma grande parte da sua produção, o que satura o mercado quando está na época de colheita.

A secagem de alimentos é um método de preservar alimentos pela remoção da sua humidade, reduzindo o meio onde organismos podem proliferar. Ela é um processo que promove a valorização do produto e permite a preservação da produção. Porém é um processo que requer uma quantidade elevada de energia e é conseqüentemente caro para as fazendas de pequeno porte.

Em 1988 a secagem representava de 9% a 25% da energia nacional consumida em processos pelos países desenvolvidos. Em 2015 o valor mais atualizado foi de 12% a 20%. Este facto é especialmente agravante no setor agrícola onde a fração passa de 60%, no caso da produção de milho [2]–[4].

Este consumo energético é realizado pelas máquinas secadoras, que efetivamente realizam o processo de secagem. Logo, máquinas melhores podem reduzir o consumo e resolver, ou ao menos mitigar, o problema.

Na Figura 1 é apresentado um algoritmo para o dimensionamento de secadores, o algoritmo proposto é geral, para o dimensionamento de qualquer tipo de secador e não foca na otimização do processo. Já o desta tese se difere por ser mais específico, tratando de secadores de bombas de calor a ar e se enquadra na etapa de se obter as dimensões principais [5].



**Figura 1:** Algoritmo de KEYE (1978) para o projeto de um secador, com a parte que se pretende aprofundar destacada. Alterado. Fonte: [6].

Existem diversos tipos de mecanismos que podem retirar a humidade dos alimentos: salgar, expor ao sol, liofilizar, expor o alimento ao ar quente, etc. No caso de secar pela exposição ao ar quente, existem vários modos de aquecer o ar, o mais simples seria expor ele à uma resistência elétrica, mas também pode ser à base de bomba de calor [7].

As bombas de calor são usadas na climatização de ambientes e na cogeração (utilização de energia térmica residual de processos para gerar energia elétrica) mas elas também são usadas na secagem. As possíveis aplicações para as bombas de calor na secagem, categorizadas pela fonte de secagem são: química, geotérmica, híbrida (infravermelha, micro-ondas, solar) e ar [3].

Como bombas de calor podem fornecer energia diversas vezes superior ao que consomem, podem reduzir drasticamente esse consumo. O uso de bombas de calor possui eficiência mais que duas vezes superior ao simples aquecimento do ar por resistência elétrica. Isso demonstra o valor da aplicação da bomba de calor no processo de secagem [8].

Um modelo matemático pode prever operação contínua de um secador por bomba de calor com os seguintes dados [8].

- Condições do ar no sistema;
- Taxa de transferência de calor nos trocadores e com o ambiente externo;
- Coeficiente de performance (COP) e eficiência máxima.

Além disso são apontados dois métodos possíveis de se prever a perda de humidade, o da taxa relativa e o de perda à uma taxa constante. Essas abordagens são utilizadas no desenvolvimento da curva de secagem, que são essenciais no desenvolvimento de um secador como previamente apontado na Figura 1 [8].

Na abordagem por taxa relativa é utilizado um valor normalizado para a taxa para todos os períodos de secagem. Já o da taxa constante considera um modelo com dois componentes e dois termos exponenciais. Estes métodos requerem o conhecimento específico da interação do alimento com o ar, e são utilizados para gerar a curva de secagem e normalmente são apresentados especificamente para cada alimento [8]–[10].

Porém, também é apontado o facto de haver pouca informação sobre a cinemática de secagem relativa à perda de humidade, e que as curvas de secagem ainda são necessárias, corroborando estudos prévios ao apontar este conhecimento como um dos pré-requisitos para o design de um secador [5], [8].

O desenvolvimento de modelos matemáticos que podem ser aplicados em computadores e que possam ser simulados é de grande uso por reduzir a quantidade de recursos investidos em testes práticos e por apresentar uma versatilidade na facilidade de alterar parâmetros testados [4].

Os dois principais usos que uma simulação do sistema de secagem por bomba de calor pode ter são:

- Uso na fase de projeto para melhorar o sistema em si;
- Uso em sistemas já existentes para otimizar seu desempenho.

Isso novamente confirma o fluxograma apresentado na Figura 1 por poder representar qualquer etapa do algoritmo partindo do início ou da parte de otimização [5], [11].

A simulação pode ser: contínua ou discreta; determinística ou aproximada; transiente ou permanente. Para fins de otimização é recomendada uma abordagem contínua, determinística e permanente na simulação [11].

Isso significa que no algoritmo aqui proposto [11]:

- Não serão consideradas variações externas ao sistema de energia e massa;
- O volume de controle geral se mantém constante ao longo do tempo;
- São considerados dados fixos de entrada das propriedades do alimento, do ar e dos elementos do secador para obter os dados desejados para comparação;
- O algoritmo deve funcionar cíclicamente, gerando as alterações internas em função do tempo.

É com base nestes parâmetros que se propõe desenvolver um algoritmo para o dimensionamento de um secador à base de bomba de calor a ar.

## 2.2. Fundamentação teórica

### 2.2.1. Primeira lei da termodinâmica e Lei de Lavoisier

No dimensionamento de uma bomba de calor devem ser considerados o princípio de conservação de massa de Lavoisier e a primeira lei da termodinâmica. Essas leis representam a impossibilidade de criar ou destruir energia e massa, conseqüentemente ditando a capacidade de contabilizar dentro do sistema projetado uma vez que toda energia e massa tem de entrar ou sair de algum lugar. Elas podem ser representadas pelas seguintes equações:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{vc} = \Sigma \dot{m}_e - \Sigma \dot{m}_s \quad (01)$$

$$q = \Sigma (m_s * H_s) - \Sigma (m_e * H_e) \quad (02)$$

Em que  $(dm/dt)_{vc}$  representa a variação da massa  $m$  ao longo do tempo  $t$  dentro de um volume de controle  $vc$ . O valor  $q$  é o fluxo de calor enquanto  $H_s$  e  $H_e$  representam a entalpia do elemento na saída e na entrada respectivamente.

Essas equações são utilizadas para cálculos dentro de volumes de controle, realizando assim um cálculo ideal pois cada componente da bomba de calor pode ser considerado como um volume de controle individual, que compõe o sistema completo [12].

Dentro de um volume de controle é possível contabilizar a variação de massa e de energia ao longo do tempo. Normalmente, para simplificar o cálculo, é considerado que esta variação é zero no sistema completo. Tal simplificação despreza pequenas perdas para o ambiente e reduz consideravelmente o tempo de cálculo. Essas considerações são válidas para um desidratador pois é esperado que ele possua um isolamento térmico suficientemente eficaz.

Por último, considerar um regime estático para o sistema global se enquadra dentro das recomendações para simulações de bombas de calor previamente ditas no estado da arte [11].

### 2.2.2. Transferência de calor e massa

Entre elementos da bomba de calor que são volumes de controle internos ao sistema maior do secador espera-se que ocorram transferências significativas de massa e energia. São estas transferências que a tese e a simulação analisaram.

A transferência de energia por vias térmicas necessita uma diferença de temperatura e o mesmo vale para a transferência de massa, que necessita uma diferença de concentração. Quando há uma transferência ela ocorre com o seu fluxo direcionado do volume de controle com o maior gradiente de importância para aquele com o menor gradiente [13].

Um exemplo de transferência de massa é que quando há maior concentração de fluido em um volume, a pressão naquele volume é maior e conseqüentemente ocorrerá fluxo para um volume conectado com menor pressão [14].

### 2.2.2.1. Mecanismos de transferência de calor

Existem três modos de transferência de calor  $q$  <sup>1</sup>[W], que podem ocorrer simultaneamente e influenciar um ao outro. Eles são condução, convecção e radiação. Para ditar os mecanismos de transferência de calor, foram desenvolvidas equações que os descrevem, considerando fatores de diferença de gradiente da temperatura e das propriedades dos materiais envolvidos nessa transferência. Porém, como esta tese não considerou os efeitos da radiação na secagem, ela não será explicada a fundo.

#### -Condução

É definida como o fluxo de calor entre as moléculas do objeto ou entre moléculas de objetos distintos em contato estático.

A condução é regida pela seguinte equação, conhecida como a Lei de Fourier:

$$q = -k \frac{dT}{dx} \quad (03)$$

Na qual  $k$  representa a condutividade térmica do meio intrínscica ao material [W/mK],  $dT$  [°C ou K] é a variação da temperatura e  $dx$  [m] a variação da dimensão característica .

#### -Convecção

Esta transferência ocorre por meio de um fluido em movimento com um sólido. E este movimento pode ocorrer por duas causas, normal ou forçada [15].

O movimento natural dos fluidos é causado pela diferença de densidade ocasionada pela variação de temperatura, levando os fluidos mais quentes e conseqüentemente menos densos a subirem naturalmente.

O movimento forçado, causado por uma força externa ao fluido em si, é o fenômeno mais comum no caso de secadores, ventiladores e sistemas de refrigeração. Esta predominância é causada pelo facto de que este processo apresenta um coeficiente de transferência de calor  $h$  mais elevado que as demais maneiras de transferência previamente apresentadas.

---

<sup>1</sup> Este símbolo foi usado conforme indicações dos corretores do artigo produzido junto a esta tese.

O movimento forçado, causado por uma força externa ao fluido em si, é o fenômeno mais comum no caso de secadores, ventiladores e sistemas de refrigeração. Esta predominância é causada pelo facto de que este processo apresenta um coeficiente de transferência de calor mais elevado que as demais formas de transferência previamente apresentadas.

O calor transferido pela convecção é representado pela equação a seguir:

$$q = -hA\Delta T \quad (04)$$

Nessa equação  $A$  é a área de transferência de calor [ $m^2$ ],  $\Delta T$  é a variação de temperatura [ $K$ ] e  $h$  é o coeficiente de convecção [ $W/m^2K$ ]. Este coeficiente considera a velocidade do fluido além da condutividade dos elementos.

Por existirem equações que são específicas à obtenção do coeficiente de convecção em permutadores de calor, a equação de sua obtenção utilizada nesta tese se encontra apontada na secção relativa aos permutadores de calor

#### **2.2.2.2. Mecanismos de transferência de massa**

Existem diversos mecanismos de transferência de massa como a difusão e a convecção, neste estudo somente será considerada a convecção:

-Convecção

O mesmo mecanismo que transfere calor pode transferir massa também. Para isso, a alteração que deve ser realizada no modelo é que o diferencial que promove a transferência será de uma diferença de densidade  $\Delta\rho$  e o coeficiente de convecção será específico para a transferência de massa  $hcf$ . Portanto a massa total  $m_l$  transferida em um número de superfícies  $ns$  de mesma área, no caso de placas de secagem  $Ap$  pode ser calculada como:

$$m_l = hcf * ns * Ap * \Delta\rho \quad (05)$$

#### **2.2.3. Segunda lei da termodinâmica**

A impossibilidade de se transferir calor contra o fluxo natural se deve a segunda lei da termodinâmica. Esta lei estipula o aumento da entropia total na ocorrência de qualquer processo termodinâmico natural, o que leva ao enunciado de Clausius que afirma essa impossibilidade, sem a atuação de agentes externos [12].

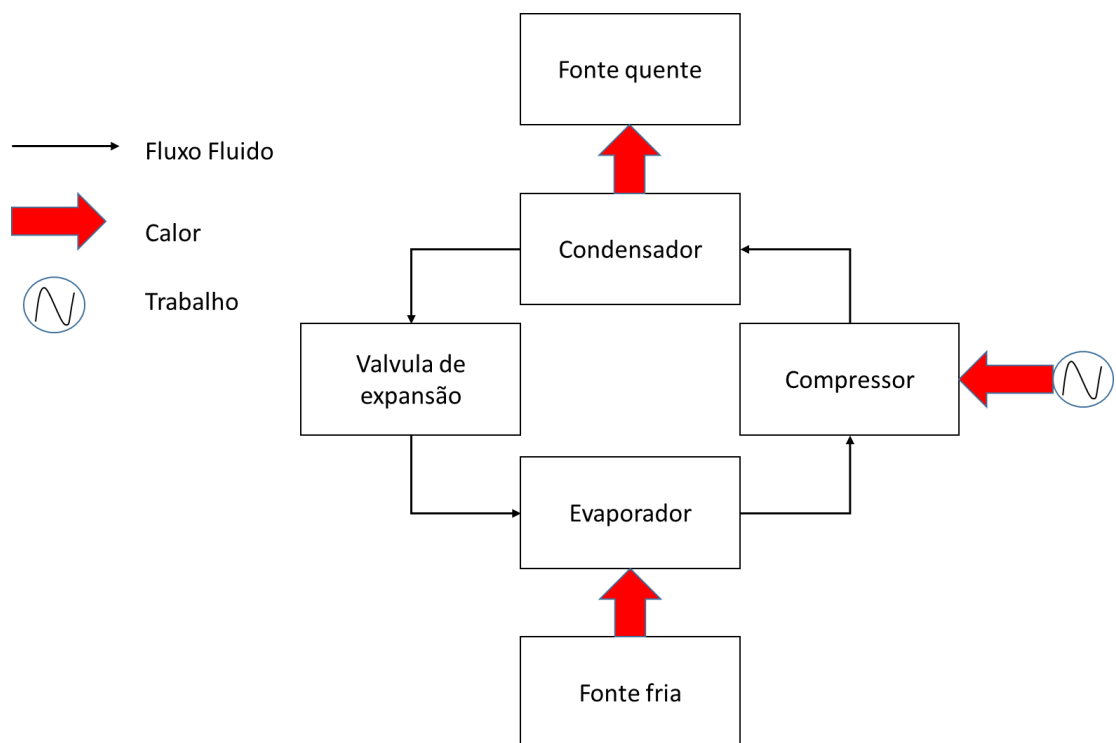
Essa lei é importante no âmbito do estudo de bombas de calor pois estipula a necessidade da fonte externa de energia, que eleva a temperatura do fluido de trabalho acima da fonte quente,

permitindo que o calor seja transferido no sentido desejado por introduzir o tal fator intermediário.

#### 2.2.4. A estrutura das bombas de calor

Bombas de calor são mecanismos que transferem calor no fluxo oposto ao que ocorre naturalmente, ou seja, de uma fonte fria para uma fonte quente. Para que isso ocorra, é necessária a introdução de um meio intermediário que, por se encontrar a uma temperatura inferior, absorva calor da fonte fria e por meio da adição de uma quantidade de energia aqueça a um ponto que possa transferir calor à fonte quente [12].

Por esse meio fluido intermediário a bomba de calor consegue transferir calor de fontes frias para fontes quentes sem desrespeitar a segunda lei. O aumento de energia do meio intermediário é normalmente realizado pelo trabalho mecânico de compressão. O funcionamento das bombas de calor é apresentado na Figura 2:



**Figura 2:** Fluxograma de funcionamento de uma bomba de calor.

Os componentes da bomba de calor podem ser listados:

- Unidade Condensadora: onde o fluido refrigerante condensa, perde calor para a fonte quente;
- Unidade Evaporadora: onde o fluido refrigerante evapora, retirando calor da fonte fria;

- Compressor: onde o fluido refrigerante é comprimido, para que sua temperatura se eleve a partir do aumento da pressão;

- Válvula de expansão: onde o fluido refrigerante se expande, assim sua temperatura abaixa a partir da redução da pressão.

O fluido refrigerante que perpassa todo o sistema tem que atender as necessidades de calor do sistema. Para atender essa demanda, é realizado um controle do calor transferido pelo caudal mássico de refrigerante, uma vez que não há como mudar as temperaturas de trabalho nem o fluido em si.

Conseqüentemente alterando a equação 2 para que a massa esteja isolada e possa ser calculada, obtém-se a equação (06):

$$\dot{m} = \frac{q}{\Delta H} \quad (06)$$

### 2.2.5. COP

As bombas de calor tem seu desempenho medido por meio de um fator denominado COP, que significa Coeficiente de Performance. Como apontado previamente é um fator essencial na simulação de sistemas de desidratação por bombas de calor.

O COP é medido em função do trabalho aplicado ao sistema  $W_{entra}$  [W] e do calor transferido na atividade fim  $q_{fim}$  [W] e pode ser apontado conforme a equação a seguir:

$$COP = \frac{q_{fim}}{W_{entra}} \quad (07)$$

Bombas de calor podem ter atividade cuja finalidade seja a retirada do calor da fonte fria ou a aplicação de calor na fonte quente.

Um aparelho de ar condicionado ou um frigorífico possuem um sistema refrigerador, que é uma bomba de calor cuja fonte fria é o ar interno. Nesse caso a eficiência do aparelho é medida pelo COP, que no caso é calculado dividindo o calor retirado do ambiente pelo trabalho que foi fornecido pelo compressor, ignorando assim o calor rejeitado.

No caso de aquecimento do ar a situação é bem mais vantajosa. O COP nesse caso é o valor rejeitado pela fonte quente sobre o que foi fornecido via trabalho do compressor. Nessas situações, o sistema de bomba de calor apresenta vantagem uma vez que a energia consumida para realizar o trabalho mecânico acrescenta ao valor retirado da fonte fria. Assim quanto maior

for o calor retirado, menor será a energia necessária para se garantir o mesmo valor de calor na unidade condensadora [12].

### 2.2.6. Permutadores de calor

Os componentes condensador e evaporador da bomba de calor são permutadores de calor. Permutadores de calor são equipamentos que promovem a troca de calor, fazendo isso por aumentar a área de contato entre dois produtos [13].

Para contabilizar o calor transferido nos permutadores utilizada-se a equação (08)

- Calor transferido no trocador de calor  $q[W]$  [13]:

$$q = UA\Delta T_{ml} \quad (08)$$

A equação apresenta uma estrutura similar a da convecção, porém o  $U$  é um fator médio da transferência de calor, que considera ambos os efeitos da convecção e da condução. A área de troca de calor é  $A$  e o valor  $\Delta T_{ml}$  é um valor da média logarítmica da temperatura no permutador.

- Coeficiente médio de transferência de calor  $U \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$  [13]:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{l}{k} + \frac{1}{h_2}} \quad (09)$$

Em permutadores de calor cilíndricos, com uma matriz tubular, o valor  $l$  representa a espessura do tubo cilíndrico do permutador,  $k$  é o coeficiente de condução (condutividade térmica) do material do permutador e  $h$  o coeficiente de convecção. Na equação existem dois valores de  $h$ , um sendo  $h_1$  para o fluxo do fluido interno ao permutador e outro,  $h_2$  para o fluxo externo.

Nestes permutadores, o coeficiente de convecção tem como dimensão principal o diâmetro do cilindro, logo a equação para a sua obtenção é:

- Coeficiente de convecção  $h \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$  [13]:

$$h = k_{ar} \frac{Nu}{D} \quad (10)$$

Na qual  $k_{ar}$  é o coeficiente de condução do ar humido  $Nu$  é o número adimensional de Nusselt e  $D$  é o diâmetro.

O valor do número de Nusselt  $Nu$  é um valor que representa a proporcionalidade entre os fenômenos da condução e da convecção, e pode ser calculado no caso de permutadores de calor como [13]:

- Número de Nusselt  $Nu$  [13]:

$$Nu = 1.13 Re^M * C * Pr \quad (11)$$

Os valores de  $M$  e  $C$  são constantes que variam em função das dimensões e do layout dos tubos do permutador. Esses valores são indicados na tabela 7.5 da referência [13].  $Pr$  é propriedade do fluido e é tratado na seção de psicrometria.  $Re$  é obtido por:

- Número de Reynolds  $Re$  [13]:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (12)$$

Nesta equação  $\rho [kg/m^3]$  é a densidade do fluido, no caso do secador a ar, o ar misturado com vapor de água,  $V[m/s]$  é a velocidade desse fluido,  $D[m]$  é o diâmetro do permutador e  $\mu[kg/m * s]$  é a viscosidade dinâmica desse fluido.

A equação a seguir calcula um valor que representa uma média logarítmica das trocas de calor que serão realizadas nos permutadores, assim podendo colocar este valor nas equações tradicionais de troca de calor [13].

- Variação logarítmica de temperatura  $\Delta T_{ml} [^{\circ}C]$  [13]:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{med} - T_{ent}) - (T_{med} - T_{sai})}{\log \frac{(T_{med} - T_{ent})}{(T_{med} - T_{sai})}} \quad (13)$$

Em que o  $T_{med}$  é a temperatura média no permutador, referente à temperatura na superfície dos cilindros dos permutadores  $T_{ent}$  é a temperatura de entrada do fluido e  $T_{sai}$  é a de saída.

### 2.2.7. Algoritmos

Algoritmos são maneiras de linearizar e organizar um raciocínio, são sequências de ações que podem requerer dados de entrada para serem executadas e tentam alcançar certo(s) objetivo(s). Algoritmos explanam toda a origem dos dados que serão utilizados, bem como o processo em si, passo a passo [16].

Algoritmos são extremamente úteis na programação pois apresentam o processo que se busca executar. Eles são o cérebro por trás de toda máquina, são o que realmente gera a automação.

Idealmente as ações tem de ser claras e esmiuçadas para facilitar a sua execução individual, para que no todo, o objetivo maior seja alcançado com mais facilidade.

### 2.2.7.1. Linguagem do algoritmo

As linguagens na qual o algoritmo pode ser escrito são diversas. Atualmente é possível escrever, desenhar fluxogramas, programar em diversas linguagens, etc...

Qualquer algoritmo deve ser criado e escrito tendo em mente qual interpretador irá utilizá-lo e preferencialmente deve ser feito de maneira que sua escrita seja facilmente adaptável à outras linguagens [17].

Normalmente são pessoas e programas de computadores que traduzem e interpretam algoritmos. No caso desta tese, o algoritmo será escrito em fluxograma e escrito no programa MatLab para que ambas abordagens estejam explicadas.

### 2.2.8. Psicrometria e condicionamento de ar

O processo de condicionamento do ar é um processo físico cujo fim é a manipulação das propriedades do ar, ele pode ser utilizado para fins tais como a secagem de alimentos onde ao perder temperatura, não somente a temperatura do ar varia mas também sua umidade interna através da dispersão da água de meios húmidos para meios secos.

As propriedades do ar húmido podem ser descritas por equações psicrométricas, mas também podem ser vistas na carta psicrométrica, ela permite a compreensão das propriedades e a visualização da sua evolução, Figura 3:

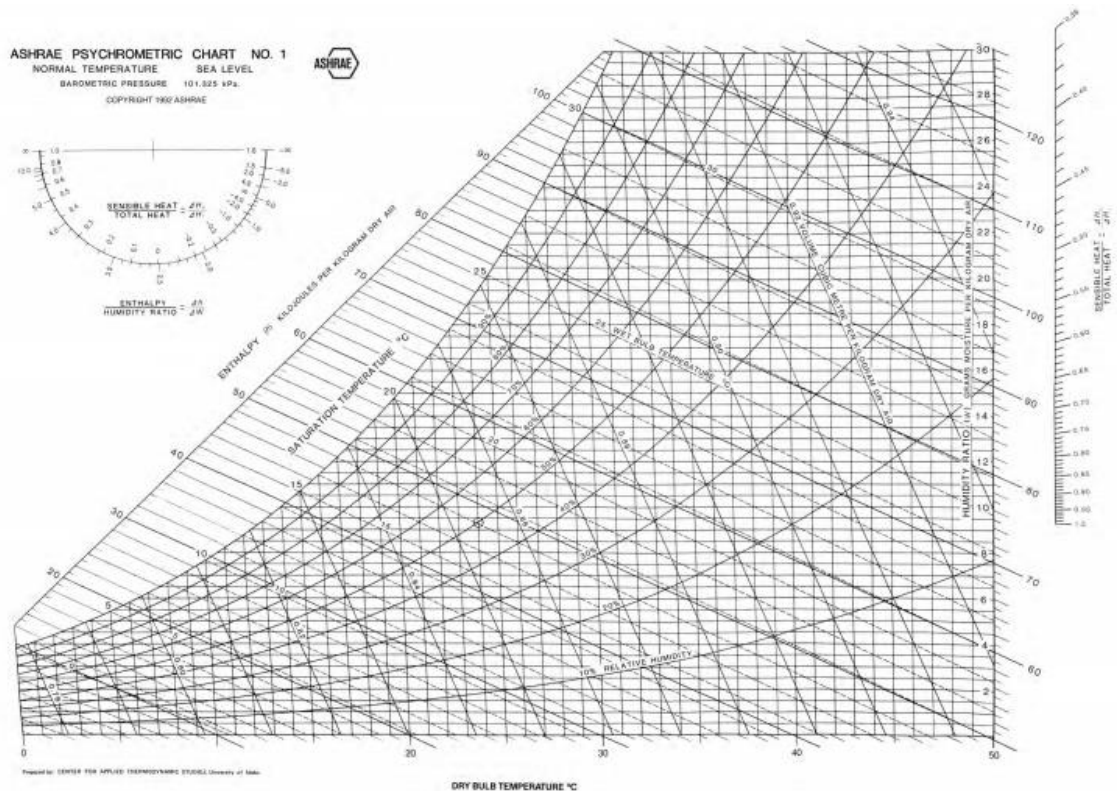


Figura 3: Carta psicrométrica. Fonte: [18]

Equanto a carta é útil para trabalhos manuais, especialmente com seu esquadro de processos, localizado no canto superior esquerdo da Figura, para processos computacionais as equações são melhores.

As propriedades que influenciam o ar húmido são função da temperatura, da quantidade de água, o volume ocupado e a energia interna [19].

#### **2.2.8.1. Propriedades relacionadas a temperatura**

- Temperatura do bolbo seco  $T[^\circ\text{C}]$ [19]:

A temperatura de bolbo seco é uma temperatura que como o nome indica, é medida com um termômetro com o bolbo seco.

- Temperatura do bolbo húmido  $T_{wb}[^\circ\text{C}]$ [19]:

Esta temperatura é medida em um termômetro com o bolbo humedecido e é a temperatura equivalente ao ponto em que aquele ar condensaria sem variações de entalpia.

Qualquer variação energética vaporiza a água e conseqüentemente não varia a temperatura indicada, então esta temperatura indica um valor de entalpia constante para qualquer estado de mistura que o indique.

#### **2.2.8.2. Propriedades relacionadas a humidade**

As primeiras duas propriedades que serão apresentadas são co-relacionadas e conseqüentemente uma necessita da outra para ser obtida por meio das equações. Normalmente um destes valores é medido empiricamente para se obter o outro.

- Pressão parcial de vapor  $P_v[kPa]$  [19]:

Esta propriedade representa a pressão da mistura. Ela pode ser expressada em função da quantidade de vapor de água presente no ar, que é a razão de mistura  $w$  e a pressão atmosférica  $P_{atm}$  em  $[kPa]$ .

$$P_v = w * \frac{P_{atm}}{0.622 + 0.378 * w} \quad (14)$$

- Razão de mistura  $w$ [19]:

É a relação entre a massa de vapor de água e a massa de ar seco. Ela é obtida em função da pressão atmosférica e da pressão parcial de vapor.

$$w = \frac{0.622 P_v}{P_{atm} - P_v} \quad (15)$$

- Pressão de saturação do vapor  $P_{vs}[kPa]$ [19]:

Esta propriedade representa a pressão na qual a mistura de ar e vapor de água, naquela mesma humidade e temperatura, saturaria com  $T [^\circ\text{C}]$  e  $P_{vs} [kPa]$ . [19]

$$P_{vs} = 6 * \frac{10^{25}}{1000 * T^5} * \exp\left(-\frac{6800}{T}\right) \quad (16)$$

- Humidade específica  $Ue$  [19]:

É a relação da massa de vapor de água e ar húmido, indicada pela relação da pressão de vapor da mistura com a pressão atmosférica. [19]

$$Ue = \frac{0.622 P_v}{P_{atm} - 0,378P_v} \quad (17)$$

- Humidade absoluta  $Ua[\frac{g}{m^3}]$  [19]:

A relação entre a massa de vapor de água e o volume ocupado pelo ar húmido. Na equação as pressões estão em [hPa] e temperatura e  $T$  [°C]. [19]

$$Ua = \frac{348.37 P_{atm} - 131.69 P_v}{T} \quad (18)$$

- Fração molar de vapor  $x_v$  [19]:

A fração molar de vapor representa a fração de vapor de água no ar, em função da proporção que o vapor faz sobre a atmosfera.

$$x_v = \frac{P_v}{P_{atm}} \quad (19)$$

- Volume específico  $v[\frac{m^3}{kg}]$  [19]:

O volume específico é o volume da mistura por unidade de ar seco.

$$v = 0.28705T * \frac{1 + 1.6078w}{P_{atm}} \quad (20)$$

- Humidade relativa  $\phi$  [19]:

A humidade relativa é a relação entre a pressão de vapor da mistura e a sua pressão de saturação.

$$\phi = 100 \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (21)$$

- Grau de saturação  $G_s$ [19]:

O grau de saturação é a relação da razão de mistura momentânea com a razão de mistura na qual o ar à mesma temperatura e pressão saturaria.

$$G_s = 100 \frac{w}{w_s} \quad (22)$$

### 2.2.8.3. Propriedades relacionadas ao volume ocupado e à energia

- Entalpia  $H$   $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$  [19]:

A entalpia é a energia por massa da mistura vapor e ar seco, com a temperatura  $T$  em  $^{\circ}C$ .

$$H = 1,006 * (T - 273,15) + w(2501 + 1,775 * (T - 273,15)) \quad (23)$$

- Temperatura do ponto de orvalho  $T_{dp}$   $^{\circ}C$ [19]:

É a temperatura de condensação do vapor de água para uma dada humidade absoluta e pressão da mistura.

$$T_{dp} = \frac{186,4905 - 237,3 * \log_{10}(10 * Pv)}{(\log_{10}(10 * Pv) - 8,2859)} \quad (24)$$

### 2.2.8.4. Propriedades termofísicas e de transporte do ar humido

Para o cálculo das propriedades termofísicas e de transporte no âmbito da psicrometria, dois parâmetros que representam a proporção de vapor de água e de ar seco são necessários [20]:

- Parâmetro  $av$ [20]:

$$\Phi_{av} = \frac{\sqrt{2}}{4} * \left(1 + \frac{M_a}{M_v}\right)^{-\frac{1}{2}} * \left[1 + \left(\frac{\mu_a}{\mu_v}\right)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{M_v}{M_a}\right)^{\frac{1}{4}}\right]^2 \quad (25)$$

- Parâmetro  $va$ [20]:

$$\Phi_{va} = \frac{\sqrt{2}}{4} * \left(1 + \frac{M_v}{M_a}\right)^{-\frac{1}{2}} * \left[1 + \left(\frac{\mu_v}{\mu_a}\right)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{M_a}{M_v}\right)^{\frac{1}{4}}\right]^2 \quad (26)$$

O parâmetro  $\Phi_{av}$  é a fração de ar no vapor de água e  $\Phi_{va}$  a fração de vapor de água no ar. As massas molares do vapor de água e do ar seco são respectivamente  $M_v$  e  $M_a$  e  $\mu_v$   $\mu_a$  são as viscosidades dinâmicas deles.

Propriedades termofísicas:

As propriedades termofísicas são as que definem o estado dos elementos do processo. Com essas propriedades é possível prever o movimento da energia entre o ar, os permutadores e o alimento de um secador de alimentos.

- Condutividade térmica do ar  $k_{ar}$   $\left[\frac{W}{mK}\right]$  [20]:

A condutividade térmica de uma mistura de vapor de água e ar seco:

$$k_{ar} = \frac{(1 - x_v)k_a}{(1 - x_v) + x_v\Phi_{av}} + \frac{x_vk_v}{x_v + (1 - x_v)\Phi_{av}} \quad (27)$$

Nesta equação são utilizados os dados de condutividade térmica do ar seco  $k_a$  e a do vapor de água  $k_v$ . Estes dados são tabelados e apresentados em livros e guias.[13]

- Calor específico médio  $cp_m[\frac{J}{kgK}]$  [20]:

É a capacidade do material de obter ou perder energia, sem sofrer variações de temperatura:

$$cp_m = cp_a * x_a * \frac{M_a}{M_m} + cp_v * x_v * \frac{M_v}{M_m} \quad (28)$$

Novamente os valores tabelados para as propriedades do ar seco e do vapor de água são utilizados na equação.

- Difusividade térmica  $\alpha[\frac{m^2}{s}]$ [13]:

É a facilidade com a qual o calor se transporta por um objeto específico, considerando sua densidade como fator que influencia no fluxo de energia, no caso do ar humido:

$$\alpha = \frac{k_{ar}}{\rho * cp_m} \quad (29)$$

Nesta equação, além das variáveis previamente explicadas,  $\rho$  é a densidade do fluido, que se define como:

- Massa específica do fluido  $\rho[\frac{m^2}{s}]$  [20]:

$$\rho = \frac{1}{z} * \frac{P_{atm}}{R * T} * (M_a * \frac{P_{atm} - P_v}{P_{atm}} + M_v * \frac{P_v}{P_{atm}}) \quad (30)$$

Onde  $z$  é o fator de compressibilidade, que no caso será considerado 1 para o ar húmido.  $R = 8.314 \frac{J}{mol}$ , e é a constante do gás perfeito, que é a constante de Boltzman multiplicada pela constante de Avogado.

Propriedades de transporte:

As propriedades de transporte são as que caracterizam o movimento do fluido, no caso o movimento do ar humido e como ele interage ao se mover pelo alimento.

- Viscosidade dinâmica da mistura  $\mu_{mistura}[\frac{N*s}{m^2}]$  [20]:

$$\mu_{mistura} = \frac{(1 - x_v) * \mu_{ar}}{(1 - x_v) + x_v * \Phi_{av}} + \frac{x_v * \mu_{vapor}}{x_v + (1 - x_v) * \Phi_{va}} \quad (31)$$

Além das outras propriedades previamente citadas, o valor da viscosidade da mistura é obtido em função da viscosidade dinâmica do ar seco  $\mu_{ar}$  e da viscosidade dinâmica do vapor de água  $\mu_{vapor}$ .

- Número de Prandl  $Pr$  [13]:

O número de Prandl foi citado na seção de permutadores de calor. Este número representa a proporção da difusividade cinemática em relação a difusividade térmica, provando uma propriedade essencial de se obter em processos onde ocorre variação térmica e de massa simultaneamente. Para o caso do ar humido ele obtido como:

$$Pr = \mu_{mistura} \frac{cp_m}{k_{ar}} \quad (32)$$

- Viscosidade cinemática  $\tau$  [ $\frac{m^2}{s}$ ] [13]:

É a propriedade que define a resistência do fluido a escoar por um meio, e é definida pela equação (33).

$$\tau = \frac{\mu_{mistura}}{\rho} \quad (33)$$

- Número de Grashof  $Gr$ [13]:

Este número relaciona a viscosidade do fluido e sua capacidade de sustentação. Ele é análogo ao número de Reynolds mas utilizado para situações nas quais se contabiliza a convecção natural do fluido. A equação para defini-lo varia pela superfície de atuação, onde o valor  $S$  representa a dimensão característica:

$$Gr = \frac{g\Delta\rho S^3}{\rho\tau^2} \quad (34)$$

- Número de Schmidt  $Sc$ [13]:

Número que caracteriza a razão entre o movimento cinemático do fluido em si, em relação à difusividade molecular do fluido pelo meio, conseqüentemente somente sendo pertinente em situações que ocorram ambos fenômenos.

Como previamente apresentado,  $\tau$  representa a parte cinemática, já o valor  $D_{ab}$  representa a difusividade de um meio em outro. No caso  $D_{ab}$  representa a difusividade do vapor de água no ar.

$$Sc = \frac{\tau}{D_{ab}} \quad (35)$$

- Difusividade do vapor de água no ar  $D_{ab}$ [13], [21]:

Conforme tabelado, pode se considerar que o valor da difusividade é uma função da temperatura e da pressão do ar humido:

$$D_{ab} = 1.87 \times 10^{-10} \frac{T^{2.072}}{P_{atm}} \quad (36)$$

- Número de Rayleigh  $Ra$  [13]:

O número que define problemas de convecção em geral, é obtido pela multiplicação do Graaschof e do Schimdt:

$$Ra = Gr \cdot Sc \quad (37)$$

- Número de Sherwood  $Sh$ [13]:

O número de Sherwood é um número que é definido para quando há a convecção natural e para quando há a forçada, apresentando equações diferentes para definir cada caso.

Para um Sherwood de convecção natural  $Sh_n$

$$Sh_n = 0.197 Ra^{\frac{1}{4}} \left( \frac{hp}{S} \right)^{\frac{1}{9}} \quad (38)$$

Para os casos de convecção forçada, caso o número de Reynolds for menor que 200.000:

$$Sh_f = 0.664 (Re^{0.5} * Sc^{\frac{1}{3}}) \quad (39)$$

E para os casos que ele for superior a esse valor:

$$Sh_f = 0.0365 (Re^{0.8} * Sc^{\frac{1}{3}}) \quad (40)$$

- Coeficiente de transferência de massa  $hcf$  [ $\frac{m}{s}$ ] [13]

O coeficiente para a transferência de massa, é análogo ao coeficiente de convecção, porém ele se aplica a transferência da massa, e não do calor, durante a convecção. No caso da transferência que ocorrerá, o valor  $hp$  é a dimensão característica.

$$hcf = Sh \frac{D_{ab}}{hp} \quad (41)$$

### 2.2.9. Secagem de alimentos

Conforme mencionado no estado da arte, a secagem de alimentos pretende a preservação dos alimentos. O nível de humidade do alimento é reduzido, alterando diversas propriedades do alimento, consequentemente resultando num produto diferente.

A preservação do alimento por secagem é atingida pela redução do nível de humidade pois essa água presente no alimento é essencial para a proliferação de organismos como fungos e bactérias, que por sua vez acabam por o consumir e deteriorar.

O foco desta tese não é aprofundar nos conhecimentos de alimentos, mas certos conceitos são necessários, como os das curvas de secagem. As curvas de secagem caracterizam o comportamento da humidade do alimento conforme o passar do tempo quando este é exposto a um ambiente que promove a retirada de água.

- Modelos de secagem

Os modelos de secagem são modos de equacionar a curva de secagem dos alimentos. Esta curva sempre tem forma logarítmica e consequentemente os modelos se apresentam com esta função dentro deles. Diversos alimentos, como peixes, cogumelos e azeitonas tem a curva desta forma [9], [10], [22].

Por serem logarítmicas já há um valor de equilíbrio esperado, que é obtido experimentalmente para o desenvolvimento do modelo matemático.

- Taxa de secagem  $M_r$

A taxa de secagem é a variação do conteúdo de humidade do alimento em relação à sua base seca, que é a sua massa seca, em cada ponto do processo de desidratação. Ela é calculada na equação (42):

$$M_r = \left( \frac{M_t - M_e}{M_0 - M_e} \right) \quad (42)$$

$M_r$  representa a variação da taxa de humidade,  $M_t$  representa o valor da humidade real a qualquer momento  $M_0$  a humidade inicial e  $M_e$  a humidade de equilíbrio. Todos os valores aqui são em função da mesma unidade [ $kg_{\text{água}}/kg_{\text{seco}}$ ].

Os modelos que se apresentaram como mais comunmente modelados pela comunidade para representar a taxa de secagem foram o de Henderson Modificado e o de Page.

- Modelo de Page:

O modelo de Page pode ser apresentado como na equação (43) [9]:

$$M_r = \exp(-k_p t^{n_p}) \quad (43)$$

As constantes  $k_p$  e  $n_p$  são valores obtidos experimentalmente e variam com o alimento e a sua apresentação, temperatura e método de secagem. Já o valor  $t$  representa o tempo de secagem

- Modelo de Henderson:

O modelo de Henderson toma um valor a mais, a atividade de água  $a_w$  que é interessante pois considera mais a fundo a natureza celular de cada alimento, Equação (44) [22]:

$$1 - a_w = \exp(-k_h t^{n_h}) \quad (44)$$

A atividade de água é um valor que qualifica a ligação da água ao produto e efetivamente a sua humidade interna celular. A atividade de água representa a quantidade de água livre, que não foi ligada quimicamente ou adsorvida nas camadas celulares, que pode reagir com organismos e varia conforme a composição do alimento. As constantes do modelo de Henderson  $k_h$  e  $n_h$  também são obtidas experimentalmente.

Alimentos como cogumelos, cortados em pequenas fatias podem ter este valor de  $a_w$  aproximados à própria humidade relativa do ar, enquanto bananas possuem atividade de água variável com relação à sua humidade [22], [23].

Como mencionado previamente nas seções de transferência de calor e massa, a área é um fator que afeta o processo de remoção de água dos alimentos. Isso significa que ao criar estas curvas de secagem, a forma do alimento é importante.

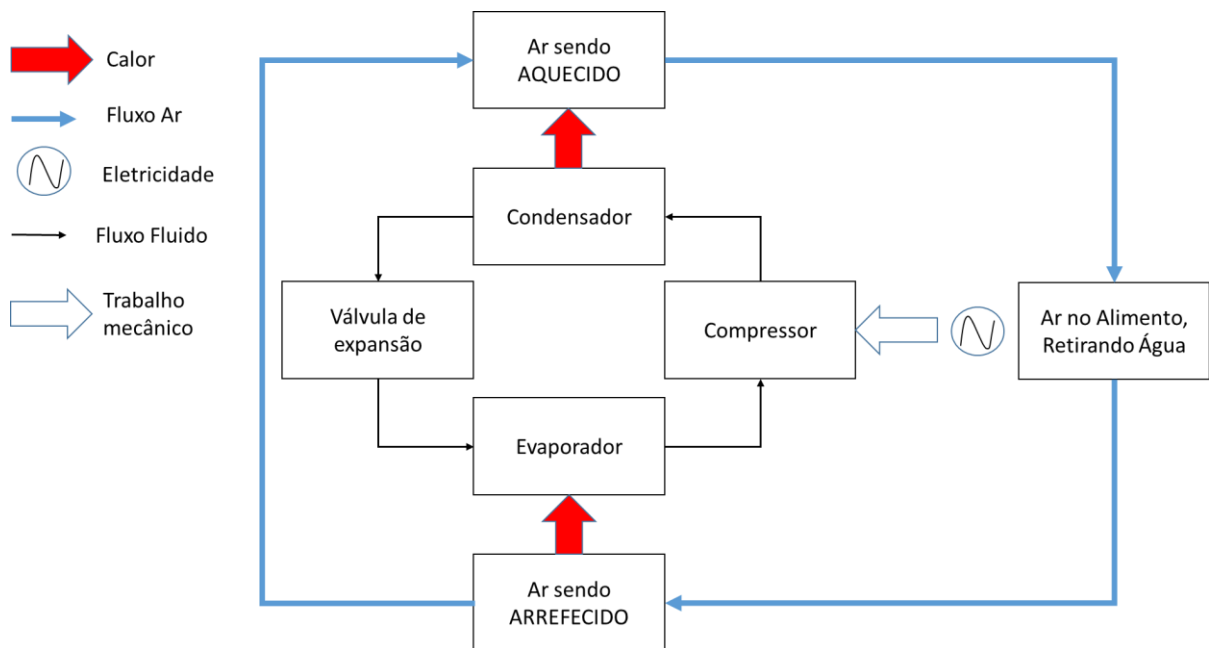
### 3. METODOLOGIA

#### 3.1. Desenvolvimento do sistema do secador

Para o desenvolvimento do algoritmo de dimensionamento de desidratadores por bomba de calor a ar quente, é necessário prever que tipo de máquina será dimensionada. O equipamento base para a criação do algoritmo foi um secador à base de bomba de calor, a ar, com um design compacto e que pudesse ser preenchido de alimento de modo simples.

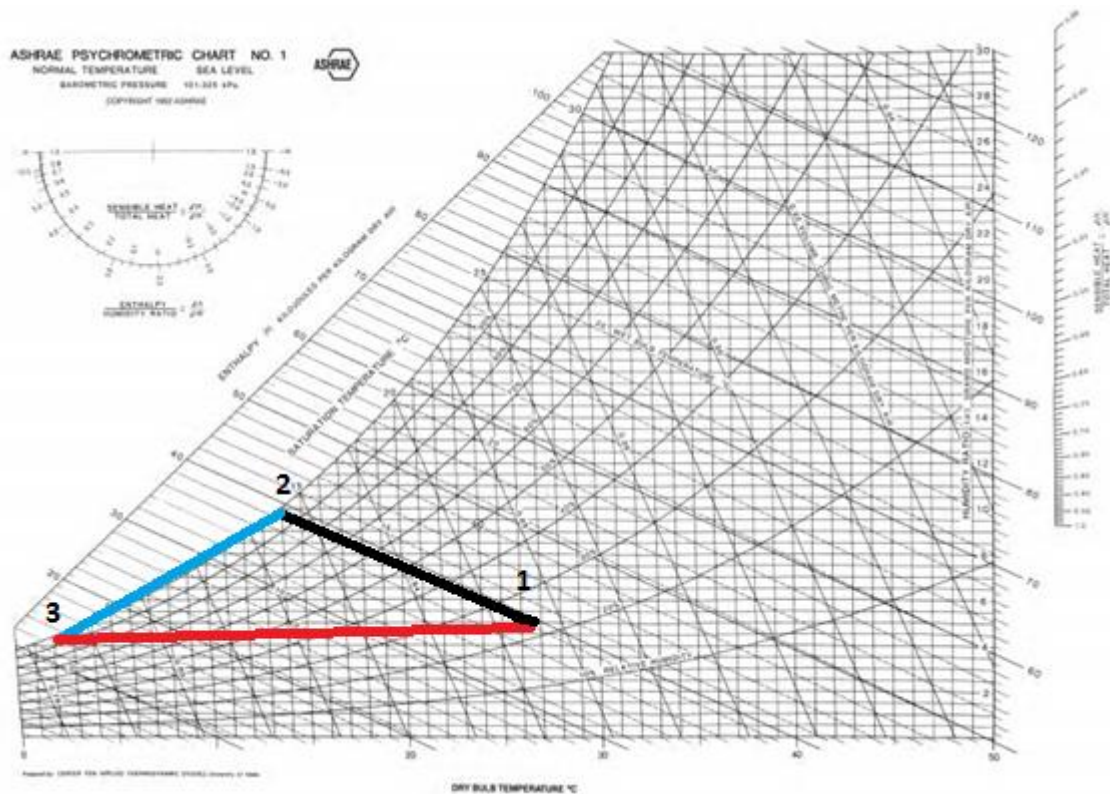
Para garantir essas especificações as dimensões selecionadas foram próximas às de um refrigerador convencional, tornando assim a máquina em um eletrodoméstico. Além disso, o projeto da máquina foi realizado concomitantemente ao algoritmo, para que o algoritmo pudesse ser usado no desenvolvimento do projeto.

Para prever o comportamento da máquina, estabeleceu-se como ocorre o uso das bombas de calor no aquecimento de ar para a secagem de alimentos. Figura 4.



**Figura 4:** Fluxograma de energia e fluido pelas partes de um secador a ar quente por bomba de calor.

Conforme a Figura 4, é possível distinguir 3 etapas distintas para o ar que será utilizado na secagem: uma de arrefecimento, uma de aquecimento e uma de retirada da humidade do alimento. Estas etapas são explicadas a seguir e podem ser observadas na carta psicrométrica conforme a Figura 5:



**Figura 5:** Etapas da secagem na carta psicrométrica. Fonte: Alteração de [18].

A imagem é uma versão exagerada para facilitar a visualização do ciclo de secagem que é:

1-2: Transferência adiabática da humidade do alimento para o ar. Essa falta de variação de calor é apontada pela constância da entalpia do ar húmido, alcançando um valor de humidade relativa próximo de 100% (teoricamente). No caso desta simulação, o processo de 1 a 2 ocorre conforme os pontos 4 a 5 e 8 a 9, verticais na Figura 37, pois o processo simulado considera uma temperatura constante e uma variação de humidade mínima por iteração, que é repetida a cada ciclo.

2-3: Arrefecimento do ar húmido. Na imagem, o arrefecimento é de um ciclo teórico de ar que já se encontrava no ponto de orvalho. O vapor sendo condensado e retirado do ar, conseqüentemente reduz a humidade absoluta do ar húmido. A humidade relativa se mantém a 100%. No caso desta simulação, o processo de 2 a 3 ocorre conforme os pontos 1, 2 e 3 e 5, 6 e 7, na Figura 37.

3-1: O aquecimento do ar húmido, para reduzir sua humidade relativa a um ponto que seja possível realizar a transferência de água do alimento pelo gradiente de concentração do alimento para o ar.

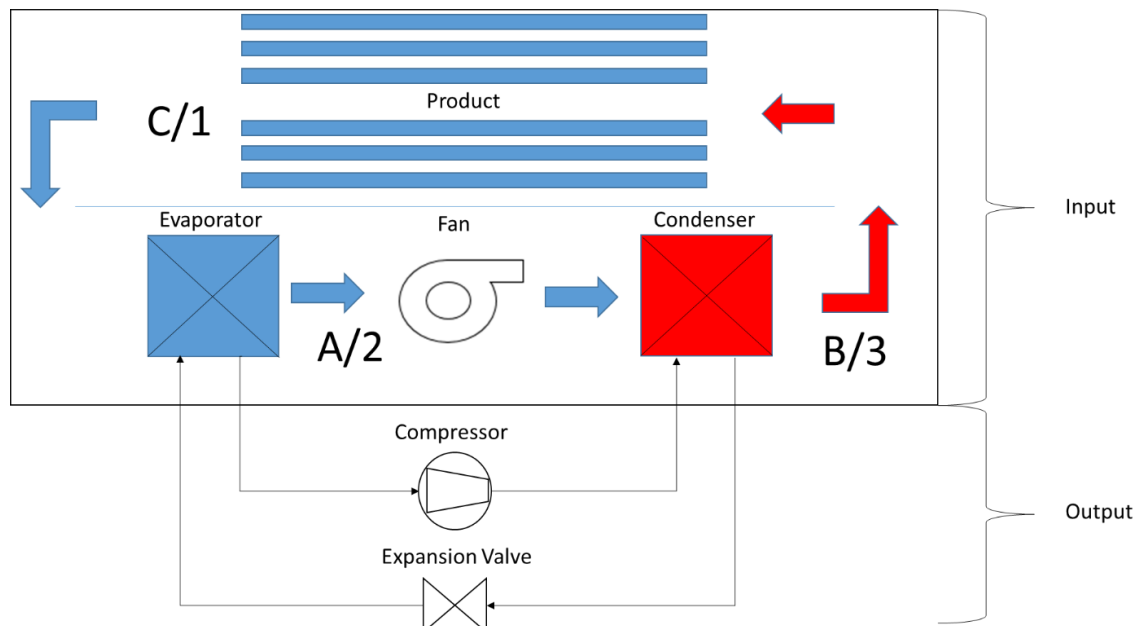
O processo de secagem pode portanto ocorrer a qualquer temperatura, tendo que considerar somente a qual ponto se deseja arrefecer e reaquecer o ar.

### 3.2. Desenvolvimento do sistema do algoritmo

O método utilizado para desenvolver o algoritmo de dimensionamento de secadores de alimentos por ar quente segue a estrutura previamente citada de 3 partes. Isso pois o ar interage em 3 etapas com o alimento e a máquina. O algoritmo foi desenvolvido para realizar o dimensionamento da máquina respeitando esta estrutura do processo de secagem,.

A premissa de um eletrodoméstico convencional é a fácil instalação em um ambiente residencial, quando comparada a uma máquina industrial. Assim, foram separados os componentes da máquina que mais influem na dimensão geral do equipamento, consequentemente tornando o compressor na incognita do algoritmo. Em outras palavras, o compressor deve ser selecionado em função da carga necessária e dos componentes previamente selecionados por questões de design da arca. O compressor pode controlar a carga por meio da rotação variável. As temperaturas do fluido de funcionamento são calculadas respeitando as propriedades organoléticas, sendo assim calculadas para cada tipo de alimento individualmente.

Com estas considerções a Figura 6 indica o que é informado ao algoritmo como dados de entrada, ou *Inputs*, e o que ele fornece de dados, os *Outputs*:

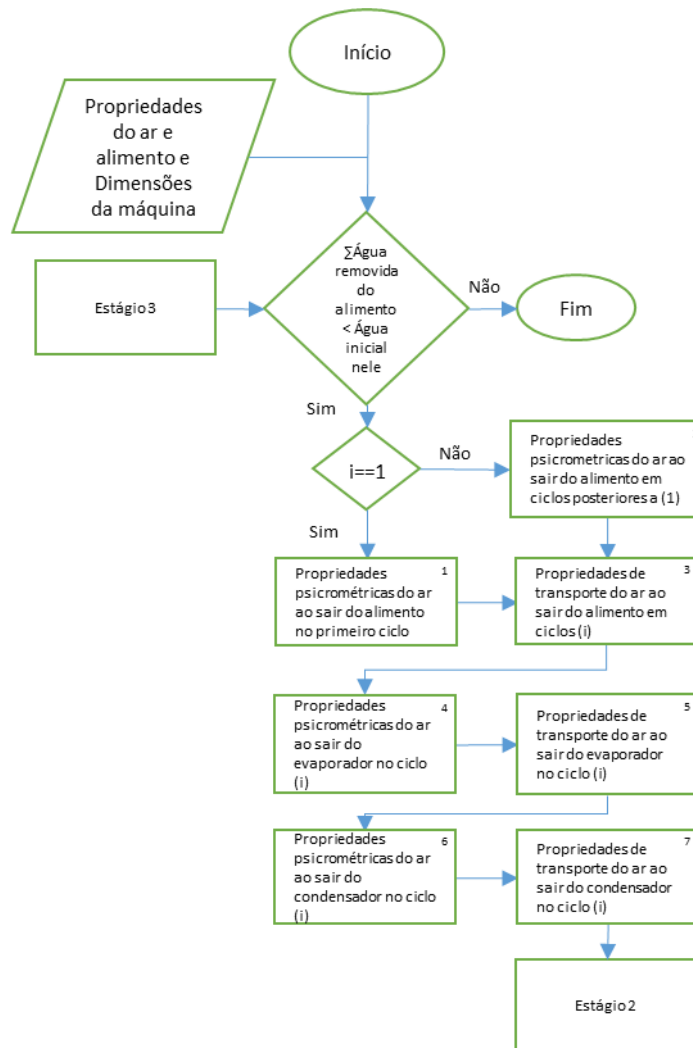


**Figura 6:** Esquema de um secador a ar quente por bomba de calor. Fonte: Alterado [24].

Os dados calculados que compõem o passo a passo do fluxograma foram numerados para facilitar a sua localização nos fluxogramas das etapas e o geral do algoritmo. Os dados de entrada, que se apresentam como paralelogramas, e de tomadas de decisão, losangos, não foram numerados por serem poucos e de fácil localização.

### 3.2.1. Estágio 1

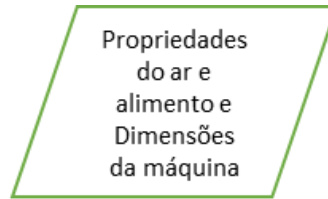
A primeira etapa do algoritmo é a etapa referente à definição das propriedades psicrométricas e de transporte do ar ao longo do processo de secagem. O funcionamento do algoritmo de dimensionamento tem como base o estabelecimento de propriedades desejadas e o dimensionamento do resto do sistema em função delas. Assim, as propriedades psicrométricas requeridas para que o processo de secagem ocorra da modo esperado devem ser inicialmente calculadas. O estágio se apresenta da seguinte maneira, conforme Figura 7:



**Figura 7:** Estágio 1 do algoritmo.

#### - Dados de entrada (Figura 8).

Na primeira parte do algoritmo são criados vetores que listam os valores das principais propriedades dos fluidos que serão utilizados. Estes vetores apresentam dados como a densidade ou a condutividade térmica do ar seco e da água em função da sua temperatura. Esses parâmetros podem ser observados na Figura 8.



**Figura 8:** Dados de entrada do algoritmo (linhas 1 a 120 no anexo).

Também são colocadas aqui as propriedades de secagem dos alimentos que serão desidratados como as constantes  $k_h$  e  $n_h$  dos modelos de secagem de Page e Henderson. Estes valores servem para indicar qual alimento será desidratado e como ele será desidratado[9], [10], [22], [25].

- **Propriedades da arca:** Serão introduzidos os valores de cada dimensão da arca, tamanho das paredes, espessura, número de placas contendo produto e o espaçamento entre elas. Essa etapa é onde se introduzem os dados de entrada que definem a quantidade de alimento que será secado de uma vez no equipamento. É importante realçar que este controle da massa é realizado pela variação do volume da arca, ou seja, pelas dimensões lineares dela.

- **Propriedades da placa:** É a indicação do material que será utilizado na construção dos principais componentes da placa, ditando os processos de permuta de calor que ocorrerão.

- **Características dos canais:** São calculadas as dimensões dos canais por onde o ar passará em função das dimensões introduzidas. Isso é importante para a definição posterior dos números adimensionais que governam os processos de transferência de calor e massa.

- **Propriedades do alimento no início do processo:** Nesta etapa é introduzida a temperatura ambiente, que define o estado inicial do ar baseado nos vetores introduzidos no início do programa, interpolando os valores dos vetores para encontrar um valor específico. Com o estado definido, é possível saber a massa de ar que se encontra dentro do volume da arca. Além disso, aqui é introduzido o conteúdo de água interna do alimento fresco. Com esse valor obtém-se a quantidade de água presente no sistema, isso em etapas futuras será utilizado para medir a perda de água do alimento.

- **Constantes diversas:** Aqui são introduzidas constantes necessárias que serão utilizadas no programa. Como exemplos tem-se a massa molar do ar e da água ou variação de temperatura de segurança.

E mais importante, é colocado o valor das temperaturas máximas permitidas para a secagem do alimento, evitando que o programa preveja aquecimentos possivelmente danosos ao alimento.

- **Saída do alimento:** Aqui serão obtidas as propriedades da mistura ar e vapor depois de passar pelo alimento, logo espera-se que esteja à temperatura de secagem e que tenha absorvido umidade do alimento.

- **Propriedades psicrométricas do ar no alimento (Figuras 9 e 10).**

Propriedades<sup>1</sup>  
psicrométricas do ar  
ao sair do alimento  
no primeiro ciclo

**Figura 9:** Propriedades psicrométricas do ar ao sair do alimento no ciclo 1 (linhas 120 a 178 no anexo).

Como a razão de umidade é conhecida para o primeiro ciclo (propriedade de entrada), são utilizadas as equações de psicrometria referentes à pressão de vapor (eq.14) para conseqüentemente obter a umidade absoluta (eq.18) no alimento.

Propriedades<sup>2</sup>  
psicrométricas do ar ao  
sair do alimento em  
ciclos posteriores a (1)

**Figura 10:** Propriedades psicrométricas do ar ao sair do alimento em ciclos posteriores (linhas 178 a 195 no anexo).

Já em ciclos posteriores é ao contrário. Os valores de umidade obtidos pelo processo em ciclos anteriores que definem os novos parâmetros psicrométricos. A perda de umidade por ciclo varia a umidade absoluta. Com ela é obtido o valor da pressão parcial de vapor (eq.14), que define a umidade relativa (eq.21) e a temperatura do ponto de orvalho (eq.24), além disso é definida a entalpia da mistura de ar e vapor (eq.23).

- **Parametros para propriedades de transporte do ar ao sair do alimento (Figura 11).**

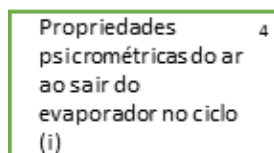
Propriedades de<sup>3</sup>  
transporte do ar ao  
sair do alimento em  
ciclos (i)

**Figura 11:** Propriedades de transporte do ar ao sair do alimento em um ciclo (linhas 195 a 220 no anexo).

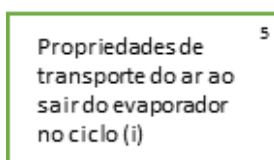
As propriedades de transporte da mistura ar e vapor na saída do alimento são calculadas nesta fase.

As constantes de condutividade térmica (eq.27), calor específico (eq.28), densidade (eq.30), etc são então calculadas com base nas propriedades psicrométricas da mistura. Estes parâmetros serão utilizados posteriormente para cálculos.

**- Propriedades na Saída do Evaporador (Figuras 12 e 13).**



**Figura 12:** Propriedades de psicrométrica do ar ao sair do evaporador em um ciclo (linhas 220 a 237 no anexo).



**Figura 13:** Propriedades de transporte do ar ao sair do evaporador em um ciclo (linhas 237 a 260 no anexo).

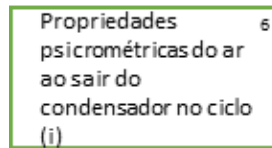
Os mesmos cálculos que foram realizados para obter as propriedades da mistura à saída do alimento são realizados nesta fase, para a mistura do ar na saída do evaporador. São considerados os efeitos esperados que o evaporador teria surtido sobre a mistura.

Logo, esta etapa tem como premissa a temperatura do ar ser a temperatura de orvalho reduzida de uma margem de segurança estipulada arbitrariamente como 3 graus. Além disso a humidade relativa esperada é de 1, uma vez que ao passar pelo evaporador o ar condensa.

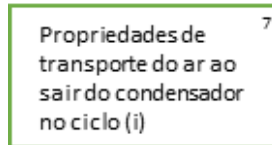
Para esta etapa é aplicado um valor de segurança da temperatura que garante a condensação da água e promova a redução da humidade absoluta. Em questões teóricas, a temperatura de condensação final já seria obtida e aplicada, mas como o limite é o alimento, a abordagem gradual da redução da temperatura é mais adequada.

Pelo facto que a temperatura de condensação mínima não é conhecida inicialmente, na qual o evaporador poderia trabalhar, que o cálculo térmico deve ser realizado ciclicamente, validando a proposta de se criar um algoritmo para calcular este valor, que paulatinamente reduz este valor até o necessário para a secagem. Esta abordagem consequentemente deve se provar mais economica energeticamente, mas mais demorada.

**- Propriedades na Saída do Condensador (Figuras 14 e 15).**



**Figura 14:** Propriedades de psicrometria do ar ao sair do condensador em um ciclo (linhas 261 a 275 no anexo).



**Figura 15:** Propriedades de transporte do ar ao sair do condensador em um ciclo (linhas 275 a 298 no anexo).

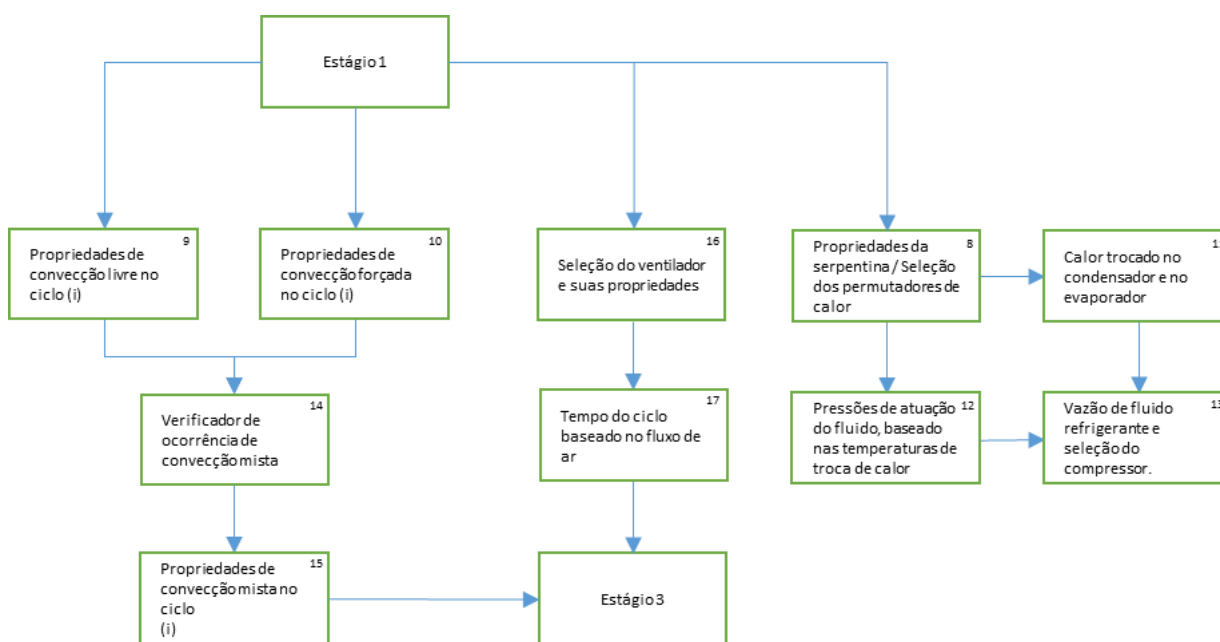
Os cálculos de propriedades são realizados novamente, mas desta vez tendo como premissa que a temperatura à qual o ar será elevado é aquela que será utilizada na secagem, e que a umidade é a mesma de quando saiu do evaporador.

**- Temperaturas do ciclo**

São calculadas as temperaturas internas da máquina em geral e do piso da máquina, considerando a existência do compressor e sua influência na temperatura do ar na máquina. Estas medidas foram implementadas em resposta a medidas de projeto que foram implementadas posteriormente às versões iniciais do algoritmo. A influência desta etapa é função do isolamento do piso da máquina (linhas 298 a 303 no anexo).

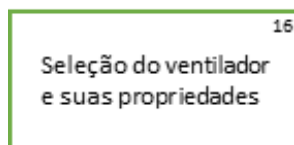
**3.2.2. Estágio 2**

Na etapa 2 são realizados os dimensionamentos das partes mecânicas a partir do cálculo do calor necessário para realizar as ações previstas na etapa 1. Conseqüentemente os dados da etapa 1 serão utilizados para os cálculos. Além disso, o tempo de cada ciclo é previsto, valor importante na definição da umidade retirada do alimento.



**Figura 16:** Estágio 2 do algoritmo

**- Propriedades dos ventiladores (Figura 17).**



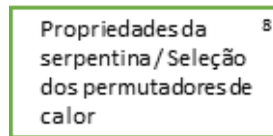
**Figura 17:** Seleção do ventilador (linhas 304 a 311 no anexo).

Nesta etapa são introduzidos os dados referentes ao(s) ventilador(es) que o sistema utiliza para fluir e circular o ar dentro da máquina. Selecionar um sistema de ventiladores que encaixe dentro da arca tem efeito na velocidade com a qual o ar circula dentro do secador e consequentemente no tempo do ciclo do ar.

As propriedades introduzidas então são aquelas que influem no caudal mássico do ar. Essas propriedades são o diâmetro das ventoínhas e o número de ventoínhas. A velocidade requerida é especificada previamente como propriedade inicial de entrada, baseada principalmente na curva de secagem. Isso significa que os ventiladores devem ser selecionados para serem capazes de mover o ar na velocidade especificada.

Aqui se recomenda, no caso da implementação do algoritmo em protótipos reais, colocar sensores que verifiquem a velocidade desejada na saída dos alimentos, para controlar a potência dos ventiladores.

### - Propriedades da serpentina de arrefecimento (Figura 18).



**Figura 18:** Propriedades da serpentina dos permutadores (linhas 311 a 336 no anexo).

As propriedades da serpentina são importantes por serem a definição do sistema dos permutadores de calor. No programa foram utilizadas aproximações de um catálogo real, da empresa Ecogroup, para se adequar ao projeto.

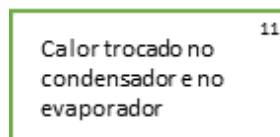
As propriedades da serpentina envolvem as suas dimensões delas e o material do qual elas são feitas. As dimensões são valores como: o número de tubos por fileira, o número de fileiras propostas, as dimensões dos tubos e a respetiva distância entre eles.

No caso da serpentina de arrefecimento serão utilizadas as temperaturas necessárias para o evaporador.

### - Propriedades da serpentina de aquecimento

Foi considerado um sistema de permutador de calor equivalente ao evaporador para o condensador, sendo os materiais utilizados e dimensões as mesmas. Os valores que são alterados para essa etapa são as temperaturas na superfície do permutador, que no caso são as esperadas para o condensador (linhas 336 a 345 no anexo).

### - Troca de calor superfície de arrefecimento (Figura 19).



**Figura 19:** Calor trocado nos permutadores (linhas 345 a 354 no anexo).

Aqui são calculados o calor (eq.08) e as propriedades que governam o processo de troca de calor no permutador: número de Reynolds (eq.12), número de Nusselt (eq.11), coeficiente de convecção (eq.10) e o coeficiente global do permutador (eq.09). Esta etapa utiliza as propriedades da serpentina obtidas previamente para obter essas propriedades do processo.

As constantes para a obtenção do número de Nusselt são apontadas na referência de permutadores de calor e são obtidas pela distância entre os tubos.

No caso da superfície de arrefecimento será calculada a troca que ocorre no evaporador e consequentemente será utilizado um valor de  $\Delta T_{ml}$  (eq.13) referente ao evaporador e às propriedades do ar no evaporador.

### - Troca de calor superfície de aquecimento

O mesmo processo que ocorreu para a superfície de arrefecimento, porém com o  $\Delta T_{ml}$  modificado para a superfície de aquecimento e as propriedades do ar obtidas para o condensador (linha 354 no anexo).

#### - Propriedades da parte interna do condensador

Aqui são obtidos os valores referentes ao caudal de ar que passa pelo condensador, que será utilizada posteriormente para obter o tempo de ciclo juntamente com as propriedades do ventilador (linha 361 no anexo).

#### - Fluido refrigerante (Figuras 20 e 21).

Pressões de atuação <sup>12</sup>  
do fluido, baseado  
nas temperaturas de  
troca de calor

**Figura 20:** Pressões de atuação do fluido (linha 365 no anexo).

Vazão de fluido <sup>13</sup>  
refrigerante e  
seleção do  
compressor.

**Figura 21:** Caudal de fluido refrigerante (linha 366 no anexo).

É nesta etapa que ocorre o dimensionamento proprio do sistema de compressão, baseado nas necessidades do fluido refrigerante.

O fluido refrigerante condensa e evapora a uma pressão constante para uma temperatura especificada. Como as temperaturas dos permutadores são dados de entrada, isso significa que as entalpias são conhecidas e entram nessa etapa, juntamente com o calor trocado nos permutadores para calcular a massa de fluido refrigerante.

Com esses dados obtem-se um valor para o COP teórico. Após a seleção de um compressor, a inserção da eficiência isentrópica do compressor entraria nesta etapa para afinação dos resultados.

#### - Tempo de ciclo (Figura 22).

Tempo do ciclo <sup>17</sup>  
baseado no fluxo de  
ar

**Figura 22:** Tempo do ciclo (linha 371 no anexo).

O tempo de ciclo é calculado utilizando o caudal mássico do ar no condensador em função da massa de ar inicial. Este cálculo é possível pelo projeto do secador ser de um sistema

fechado, então a razão entre os valores da massa de ar no sistema pela caudal que o ventilador promove resultam no tempo que o ar leva para percorrer o sistema todo.

### **-Tempo de secagem previsto total**

Para a obtenção de um valor para a previsão do tempo de secagem, era esperado utilizar a taxa de secagem do alimento pura.

Porém, isto apresenta intrinsecamente uma falha. A compreensão desta falha se torna palpável ao tentar obter o tempo de secagem por meio da divisão da massa de água restante no alimento pela taxa de perda de água no ciclo. Isto resulta em um valor extremamente elevado (o Matlab reconhece como infinito), pois o divisor está muito pequeno.

Felizmente esta falha do método é coerente com a teoria previamente apresentada. É esperado que os modelos fornecidos de secagem, que são logarítmicos, apresentem regimes de inclinação extrema conforme sua curva de comportamento de secagem. Mas isso mantém a pergunta de como obter o tempo previsto de secagem uma vez que ele não é infinito na prática.

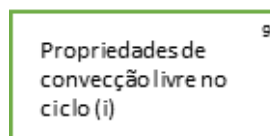
A solução encontrada foi utilizar a taxa final de perda de água por convecção.

O processo de secagem que ocorrerá será realizado por convecção (como previamente dito), e foram observados dois possíveis limitadores: a capacidade da perda do alimento e a capacidade da perda pela convecção. Porém, o facto é que pelos modelos não é possível a retirada completa da humidade, já que sempre será necessário um diferencial de concentração.

Portanto, observando a taxa final de água retirada do alimento por convecção e a usando numa equação com a massa de humidade final no alimento computada, visualiza-se o comportamento da previsão de secagem pela capacidade convectiva do sistema.

Essa abordagem se provou bem mais compatível com a realidade, como pode ser visto posteriormente na secção 4.2 referente ao mesmo assunto, o tempo de secagem (linha 408 no anexo).

### **- Convecção livre no alimento (Figura 23).**



**Figura 23:** Propriedades de convecção livre (linhas 380 a 402 no anexo).

Nesta etapa é calculada a possível transferência da água causada por uma convecção livre no alimento.

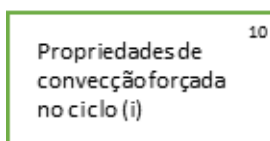
Primeiro são obtidas as propriedades de convecção, então foram calculados os números de Schmidt (eq.35) e Graschhof (eq.34), assim obtendo o Rayleigh (eq.37) e com ele o Sherwood (eq.38) do processo de transferência de massa.

Para isso foi considerado um valor para o coeficiente de difusão binária entre a água e o ar seco (eq.36). Isso pois as propriedades biológicas do alimento devem ser contabilizadas na etapa referente à desidratação do alimento.

Além disso é calculada a densidade prevista do ar nesse processo, especificamente na camada limite que permeia o alimento, o filme. Para este calculo é realizada uma média da densidade no infinito, que se espera que seja conforme o tratamento do ar realizado nos permutadores, com aquela próxima do alimento que deverá ser de vapor de água. Essa variação da densidade serve também para a convecção forçada.

Conseqüentemente com os valores das propriedades calcula-se a massa que deve ser transferida por convecção livre.

#### - Convecção forçada no alimento (Figura 24).



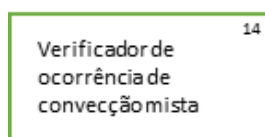
**Figura 24:** Propriedades de convecção forçada (linhas 402 a 427 no anexo).

A convecção forçada é um processo mais simples que a livre. Ainda assim, as propriedades desse processo são calculadas e é obtida a massa de água retirada.

Novamente são calculadas as áreas por onde o ar estará livre para passar. Com esta área é obtido o caudal mássico do ar ao passar pelo alimento de modo forçado. Para o processo de convecção forçada é calculado o valor do número de Reynolds (eq.12). Dependendo do valor de Reynolds (eq.12) o valor de Sherrwood para convecções forçadas (eq.39)(eq.40) é obtido e conseqüentemente também o valor do coeficiente de transferência de massa (eq.41) é obtido.

Com o valor da diferença das massas volúmicas apontadas no quadro anterior, é calculada massa de água retirada.

#### - Verificador de convecção mista (Figura 25).

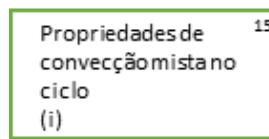


**Figura 25:** Verificador de convecção mista (linhas 428 a 443 no anexo).

Os processos de convecção mista e forçada ocorrem simultaneamente quando a razão do número adimensional de Graschhof e de Rayleigh forem aproximadamente 1. Se essa razão

for menor que 1, a convecção é natural, se for maior que 1 a convecção é forçada. Logo, aqui é inserido um verificador para garantir qual cenário ocorre: escoamento livre, forçado ou misto [13].

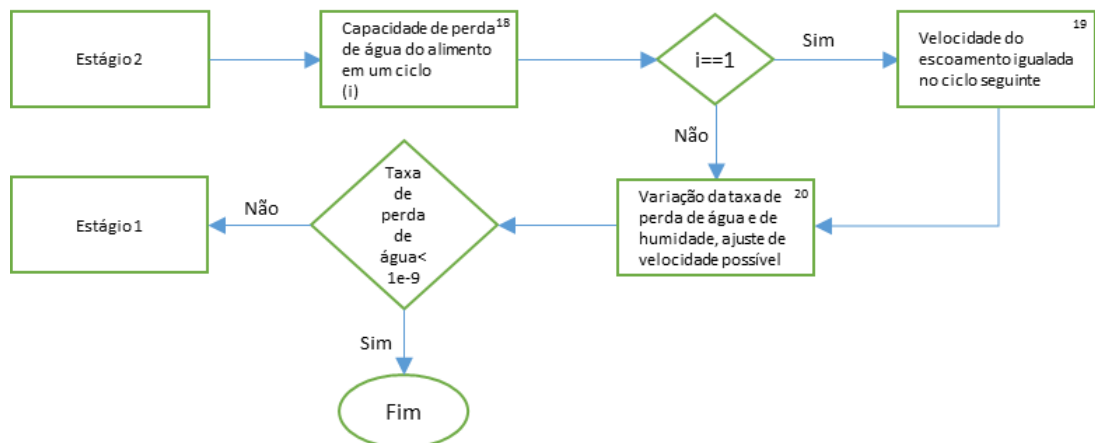
Caso a convecção mista ocorra o valor de humidade retirado por cada um dos processos é somada, o que consideraria esta uma convecção mista e as suas propriedades seriam as de ambas as convecções. Isso pois ambos os processos ocorrem simultâneamente em etapas diferentes do fluido, que se influenciam. No caso, a seleção do fluxo forçado ocorrendo na mesma direção do fluxo natural é categoriado como fluxo paralelo e culmina na soma das capacidades convectivas.



**Figura 26:** Propriedades de convecção mista. (linha 443 no anexo)

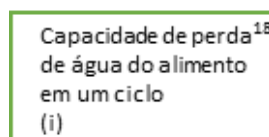
### 3.2.3. Estágio 3

O terceiro estágio do algoritmo é o calculo referente à água do alimento ao longo do processo de secagem. O cálculo dessa água utiliza os valores obtidos no estágio anterior para comparar com a capacidade intrínscica do alimento em perder humidade para determinar quanta água foi removida. A sua estrutura pode ser observada na Figura 27.



**Figura 27:** Estágio 3 do algoritmo.

#### - Capacidade do alimento em perder humidade (Figura 28).



**Figura 28:** Capacidade de perda de água do alimento (linhas 443 a 480 no anexo).

Esta etapa é referente ao segundo limitador da perda de humidade do alimento. O alimento possui em sua estrutura molecular uma capacidade de perder ou reter água com certa facilidade, seção referente à secagem de alimentos. Na qual são apresentados os conceitos de curvas de secagem. Cada alimento possui uma curva própria, obtida experimentalmente.

Para descrever essas curvas foram utilizados dois métodos: um de apoio e um para a definição da secagem do alimento em si. O modelo de apoio, definido com base no modelo de Henderson, possui duas constantes. Estas constantes são  $k_h$  e  $n_h$  referentes ao modelo de Henderson são utilizadas para a obtenção das constantes do modelo de Page.

Com as constantes determinadas, a curva específica do alimento fica definida, obtendo-se então a taxa de retirada de humidade. Esta taxa é utilizada para calcular a massa de água retirada do alimento, de acordo com a equação (eq.43).

Os valores das constantes  $n_h$  e  $k_h$  referentes ao modelo de Henderson para o alimento que será secado são introduzidas no sistema. Logo necessita-se a inserção de valores coerentes e comprovados experimentalmente. Para obter curvas coerentes com a desidratação de cogumelos na simulação, os valores dessas constantes foram:  $k_h = 0.007$  e  $n_h = 0.593$ . [22]

O método de Henderson requer a informação da atividade de água para prever a desidratação do alimento. A referência de base considera que como os cogumelos são alimentos porosos e podem ser apresentados fatiados, a atividade de água pode ser igualada a humidade relativa.

Assim, a atividade de água do alimento utilizada foi igualada ao valor da humidade relativa do ar ao sair do condensador.

Com estes dados obtém-se um valor de humidade de equilíbrio prevista para o alimento e com este valor de humidade de equilíbrio prevê-se o comportamento de secagem do alimento conforme modelo de Page para cada ciclo.

O valor obtido deste processo referente à taxa de perda de água é então comparado com o valor da mesma taxa obtida previamente pelo processo de convecção.

Esta variação da humidade é multiplicada pela massa seca de alimento, para que o valor real de água retirado seja calculado.

A velocidade de secagem aumenta a partir da necessidade do sistema para ocorrer a perda de humidade do alimento, tendo um valor máximo permitido pelos dados experimentais. No primeiro ciclo ainda não houve remoção significativa de água do produto, portanto não há a necessidade provada de variações da velocidade de secagem. Isso se apresenta na Figura 29 a seguir:

19  
Velocidade do escoamento igualada no ciclo seguinte

**Figura 29:** Igualando a velocidade de escoamento (linhas 465 a 470 no anexo).

Consequentemente há um comando de controle que impede a variação da velocidade no primeiro ciclo e iguala a velocidade no ciclo seguinte.

**- Humidade removida por ciclo [kg água/ciclo]**

20  
Variação da taxa de perda de água e de humidade, ajuste de velocidade possível

**Figura 30:** Variação da taxa de perda de água e cálculo da perda de humidade (linhas 470 a 545 no anexo).

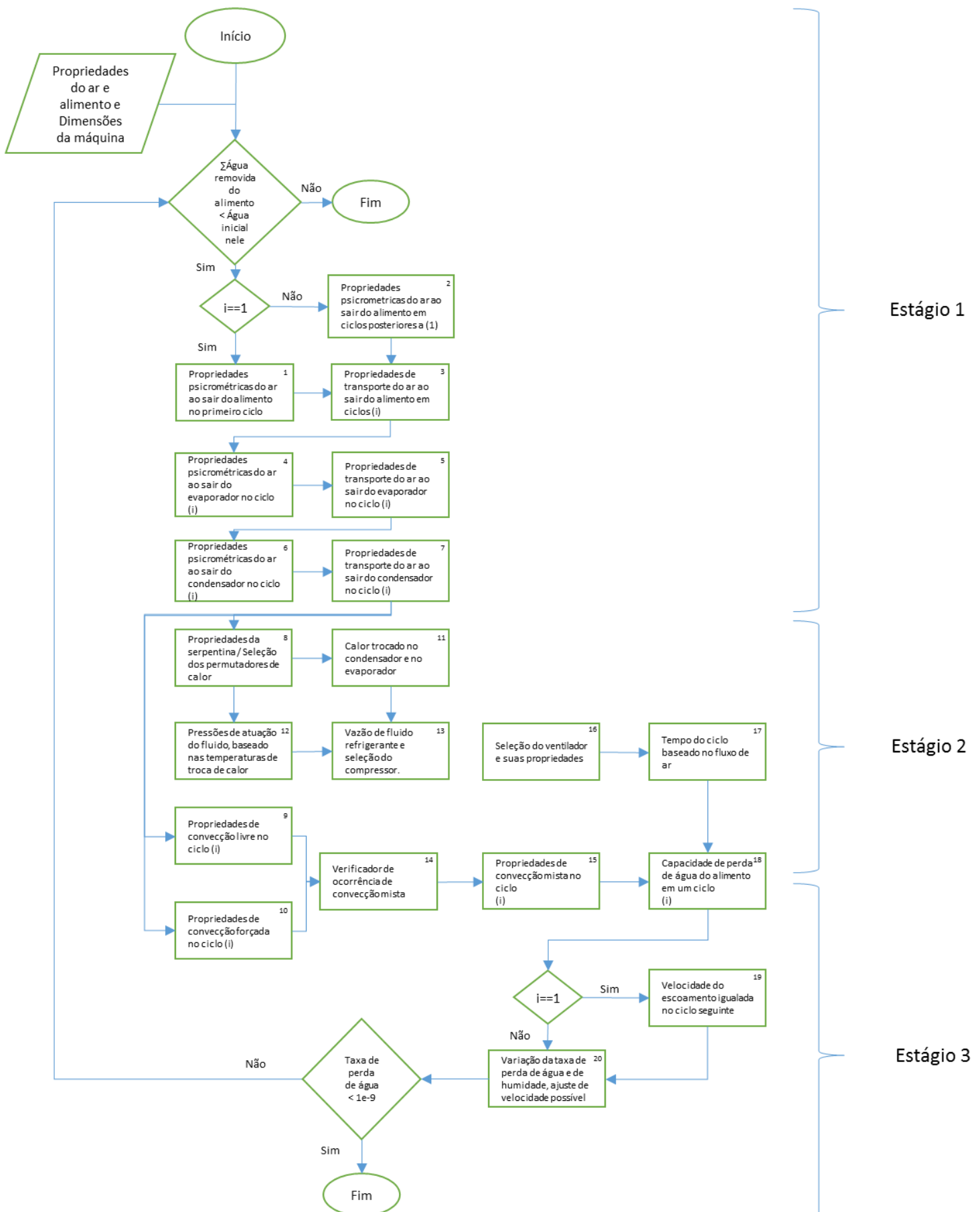
Esta etapa contabiliza os efeitos dos processos de secagem no alimento, preparando a alteração de valores para o início do próximo ciclo.

São considerados os valores das taxas de cada um dos efeitos que foram contabilizados para a retirada da humidade no ciclo (i), o menor é utilizado e multiplicado à massa seca do alimento para a obtenção da massa de água que saiu. Isso é possível pois os valores dos modelos utilizados sempre foram tomados em função da massa seca.

Com o valor da água que saiu é possível retirar este valor da massa húmida total do alimento e obter o valor atual da mesma para o ciclo. Este valor é importante pois é utilizado na obtenção do tempo de secagem.

O algoritmo compara a taxa de retirada de humidade de um ciclo com o ciclo anterior, para verificar se o processo de secagem se estabilizou. A estabilização é causada pela natureza logarítmica e significa que a diferença tende a zero. Consequentemente é selecionado um valor próximo a zero, como parâmetro de paragem. O valor selecionado arbitrariamente, no caso, foi  $1e-9$ .

Finalmente observa-se o algoritmo completo a seguir, Figura 31.



**Figura 31:** Algoritmo de dimensionamento de secadores à ar quente. Fonte:[24]

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Foi criado um algoritmo para o dimensionamento de secadores, que permite dimensionar o sistema de secagem a partir das suas necessidades. O algoritmo desenvolvido calcula o caudal mássico do compressor, que permite o dimensionamento de um secador a bomba de calor a ar seco. Assim serão reduzidos os esforços de cálculo manual, automatizando a seleção de equações pertinentes. Além disso, foi criada uma simulação que consegue ser modificada para atender as diversas etapas de dimensionamento para produtos alimentares diferentes.

Conforme proposto, foram obtidos resultados referentes ao dimensionamento do compressor, em virtude deste componente ser o de menor influência na dimensão geral do desidratador e permitir o controle da carga térmica pelo seu caudal mássico.

Neste capítulo são apontados resultados relevantes do processo de secagem e dimensionamento. As simulações foram realizadas seguindo as premissas tomadas na secção 2.2.9, referentes ao modo que o alimento deve secar e as equações que descrevem este processo, seguindo os modelos de Henderson e de Page[9], [22], [26].

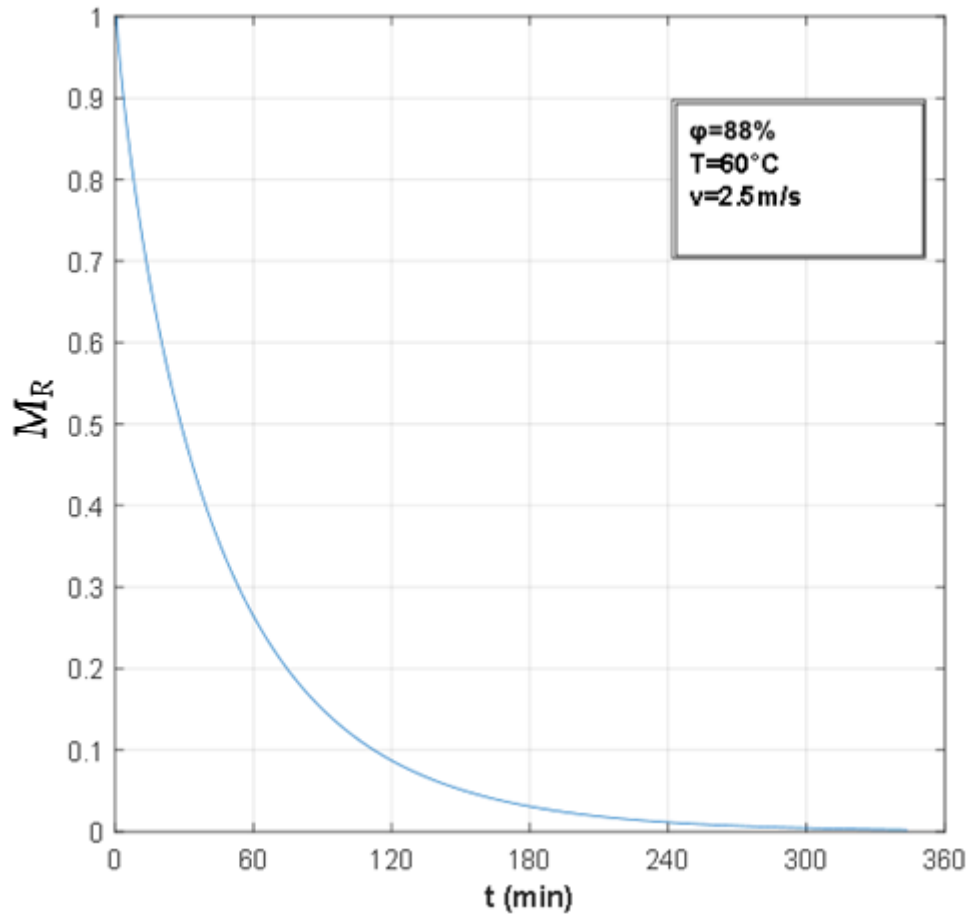
Outra das premissas que foram tomadas foi que a simulação dos alimentos secados para obter os resultados foi inicialmente de cogumelos, cortados finos e no seu estado fresco. Isso significa que a atividade de água do cogumelo se equivale a sua humidade do ar, que a velocidade de secagem utilizada máxima foi de 2,5 m/s.

As temperaturas de secagem selecionadas para a simulação foram de 60°C e 80°C para que o processo de secagem pudesse ser comparado posteriormente com outros alimentos e com os dados experimentais, já que os dados de secagem na bibliografia estavam nesta faixa de temperatura[9], [22], [26]. A simulação de 60°C foi feita para a validação e a de 80°C para o dimensionamento.

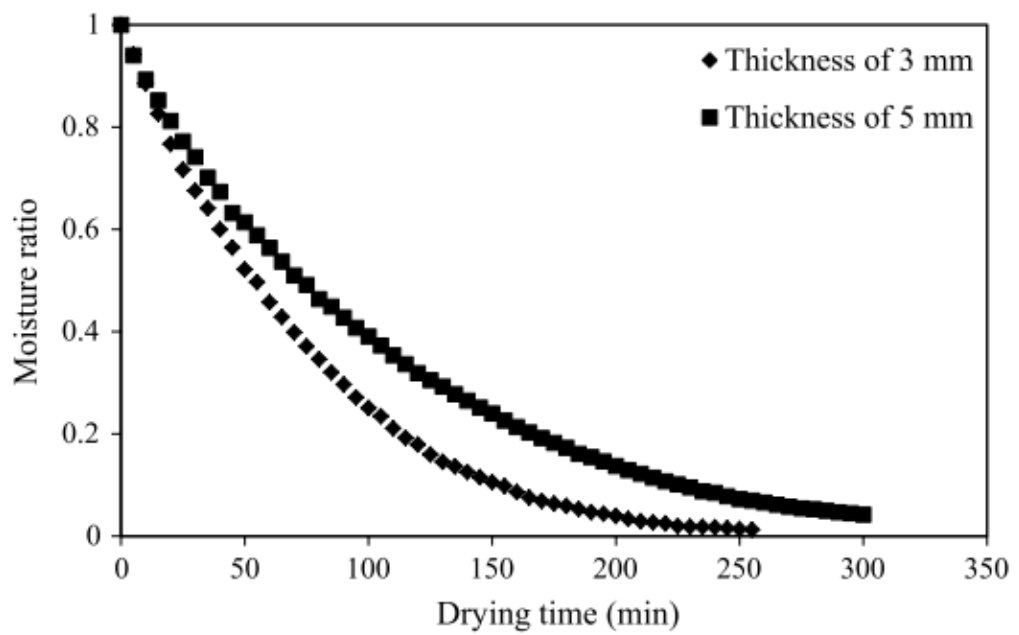
### **4.1. Validação do sistema pela comparação da taxa de secagem em base seca do alimento**

A taxa de perda de humidade provida pela secagem pode ser observada no gráfico da Figura 32 da evolução da massa húmida do alimento em relação à sua base seca. Esta curva é interessante de se obter para validar a simulação de secagem. A validação existe se a taxa de secagem for conforme a curva de secagem logarítmica observada nas fontes citadas na revisão bibliográfica [9], [22], [26]. Na Figura 32 pode-se observar a previsão da curva de secagem

feita para cogumelo a 88% de humidade, secado a 60°C e com um ar movendo a uma velocidade de 2.5m/s, enquanto na Figura 33 pode-se ver os dados experimentais desta secagem.



**Figura 32:** Taxa de secagem ( $M_R$ ) simulada para cogumelos a 60°C.



**Figura 33:** Taxa de secagem experimental para cogumelos a 60°C [25].

A curva obtida pelo algoritmo é logarítmica e similar às da bibliografia [9], [22], [26]. É possível comparar o resultado simulado (Figura 32) com o obtido experimentalmente (Figura 33): o modelo utilizado em [22] foi aplicado no sistema e comparado com os dados de [25], obtendo dados semelhantes, a curva de secagem tem a mesma forma e os tempos de secagem se encontram próximos.

O assunto referente aos tempos de secagem observados será tratado a fundo na secção 4.2

A estabilização da taxa de secagem influi nas necessidades do sistema da bomba de calor. Esta estabilidade permite prever valores máximos de carga térmica e tempo de secagem necessários. O valor aqui apresentado da taxa de secagem foi obtido pela implementação de um valor empiricamente obtido de difusividade da água ao sair do alimento ao valor normal da difusividade da água no ar, alterando o valor de  $D_{ab}$  equivalente.

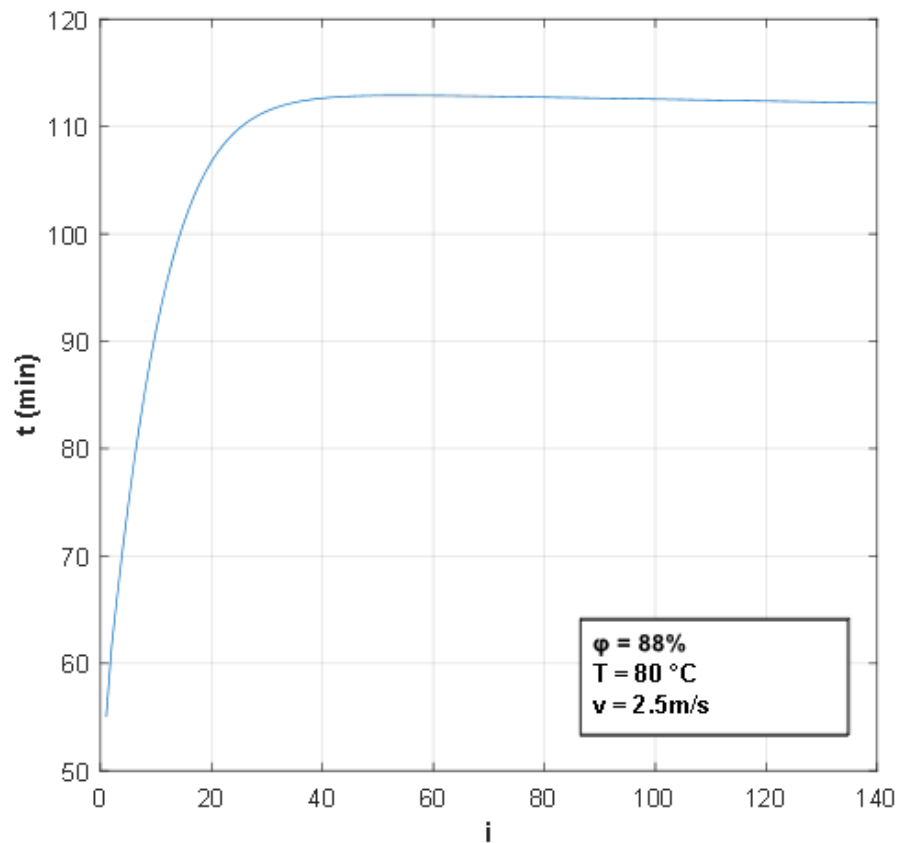
#### **4.2. Tempo previsto de secagem**

O tempo previsto de secagem para toda a massa de alimento que se encontra dentro da arca é calculado como a razão da massa de água dentro do alimento no sistema dividida pela taxa de remoção de humidade que o sistema efetivamente consegue realizar.

Na secção anterior, ao comparar os valores obtidos da previsão de tempo com dados experimentais de produtos semelhantes, são obtidos resultados próximos e coerentes. A secagem de um cogumelo parecido, no caso o *Agaricus Bisporus*, experimentalmente pelo artigo [25] preve 5 horas para a secagem à 60°C, já o algoritmo prevê que nesse caso serão necessárias 6 horas para a secagem completa de cogumelos.

A diferença de tempo previsto ocorre pois o algoritmo prevê que a máquina reduz a humidade de um ponto extremamente humido (100% de humidade) até que o processo de secagem se torne insignificante, mas o percentual de humidade interna já era extremamente pequeno na quinta hora de secagem. Além disso o experimento trabalha com o ar desde o início a 30% de humidade relativa por meio de um pré-tratamento do ar e com cogumelos que foram imersos em solução, o que poderá explicar a diferença dos resultados.

Na Figura 34 pode-se observar outra previsão do tempo de secagem, desta vez feita para cogumelo a 88% de humidade, secado a 80°C e com o ar movendo a uma velocidade de 2.5m/s.



**Figura 34:** Tempo previsto de secagem em função do ciclo de iterações de cálculo  $i$ .

É importante discutir que as previsões do tempo de secagem foram obtidas posteriormente à publicação [24], tendo sido realizadas com modelos de secagem mais precisos da distribuição da água ao sair do alimento. A Figura 34 aponta como o algoritmo realiza o cálculo do tempo de secagem, para que a previsão seja estável.

Conforme proposta do algoritmo, diferentes produtos foram simulados para comparar como poderiam afetar o processo de secagem. Todos os alimentos foram simulados a uma temperatura de secagem de 80°C e a uma velocidade de 2.5m/s, Tabela 1. As simulações foram realizadas com uma massa de alimento dentro da arca de 45kg e todas partindo de uma humidade de 88%.

**Tabela 1:** Tabela comparativa de tempo de secagem necessário para alimentos

Item secado	Tempo de secagem (horas)
Cogumelos	1.93
Maçãs	5.14
Azeitonas	11.96

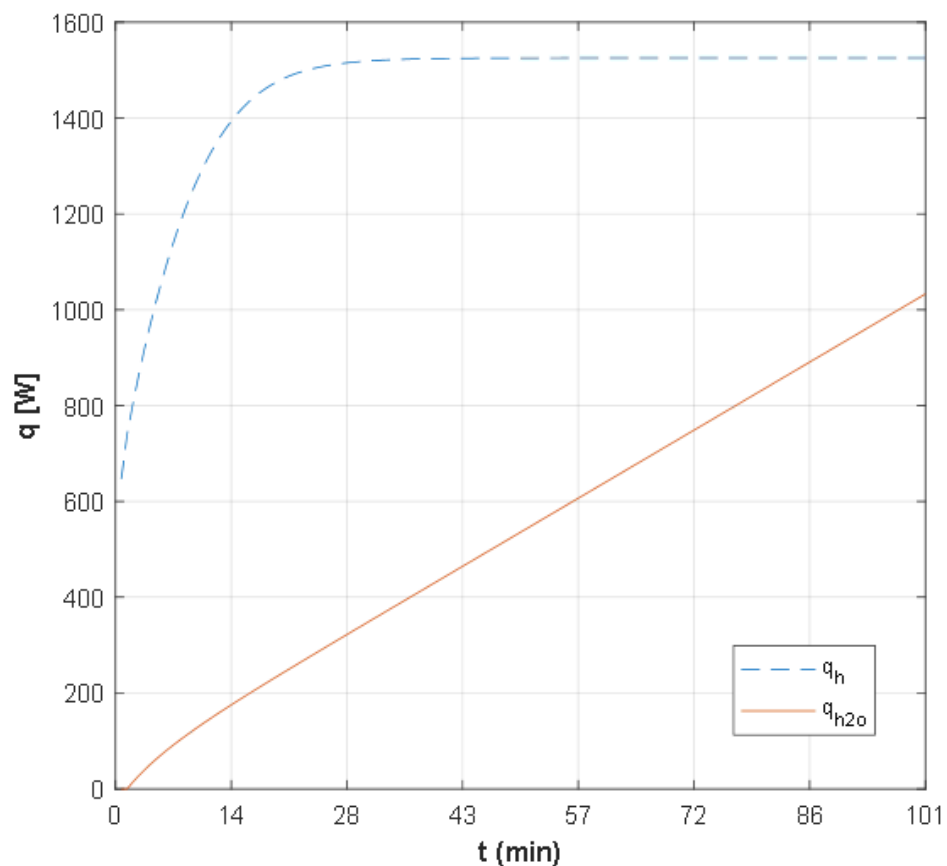
As informações obtidas na Tabela 1 foram geradas em função dos modelos de secagem encontrados na bibliografia. Por mais que existam modelos recorrentes de secagem, é necessária a supervisão de um profissional com conhecimento mínimo na área de alimentos, para poder adaptar, caso necessário, qualquer parâmetro [26].

### 4.3. Calor da purga

O calor inserido no desidratador pelo compressor tem que ser retirado do sistema para conservar as condições de conservação de energia. Como o sistema é de secagem, espera-se que este calor seja retirado por 2 vias: a primeira é a perda pelas paredes para o ambiente, a segunda é pelo calor expurgado com a água condensada.

O calor retirado pelas paredes não foi considerado ao longo do processo portanto não foi contabilizado. Já o calor perdido na água expurgada foi contabilizado, comprovando a capacidade de reter calor da água.

A Figura 35 indica que a taxa de purga de calor por ciclo varia de 40% até 70% do total fornecido somente pelo evaporador.

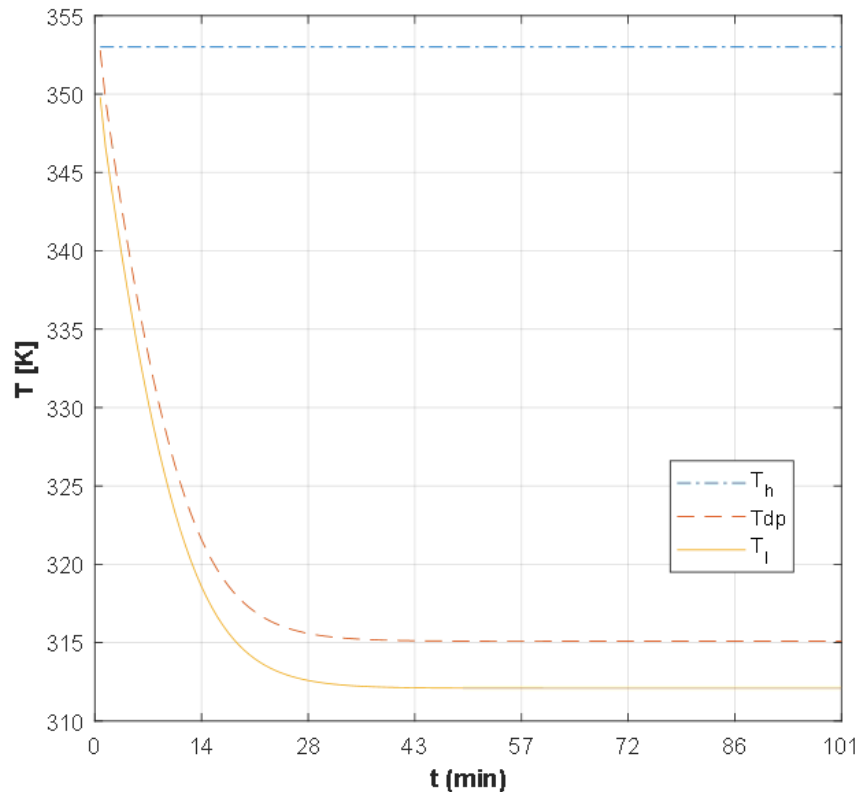


**Figura 35:** Taxa de perda de calor do condensador ( $q_h$ ) em relação à mesma taxa de calor purgado ( $q_{h2o}$ ).

Com os valores de calor purgado apontados pode ser realizado um controle da temperatura do sistema, a para que se possam evitar aquecimentos excessivos do sistema.

#### 4.4. Temperatura do processo

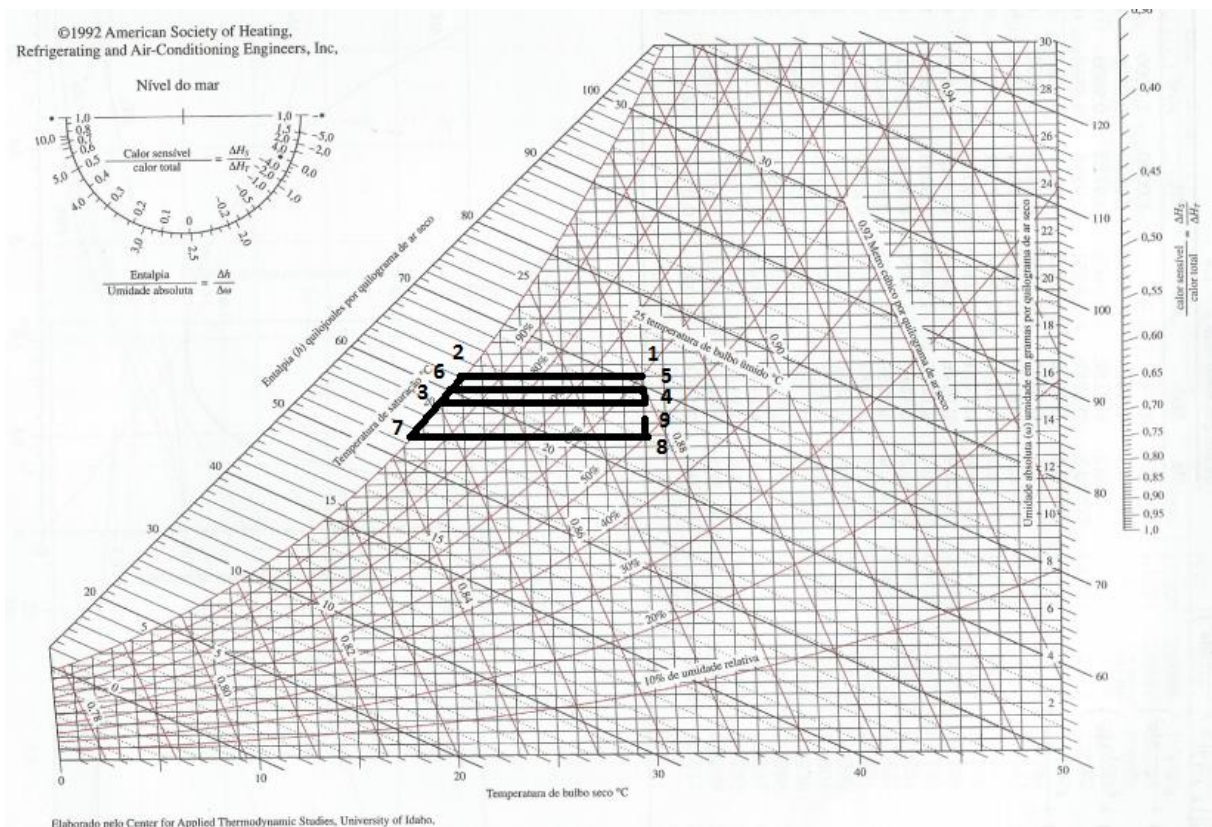
O algoritmo simula o processo de secagem permitindo a observação das temperaturas de importância psicrométrica, Figura 36. Com esses valores é possível traçar o comportamento do ar humido ao longo da carta psicrométrica e compreender o processo proposto.



**Figura 36:** Temperaturas de secagem.

Na Figura 36 observa-se que a temperatura do condensador é constante, pois é estabelecida para controlar a temperatura à qual o alimento será exposto. Também é apontado na Figura 36 que a temperatura de condensação e a do evaporador tem uma diferença, constante e de segurança, para garantir a condensação completa da água no ar que condensa. Além disso a temperatura desce logaritmicamente pois há uma estabilização da curva de secagem, consequentemente uma estabilização da variação de temperatura necessária para modificar o estado psicrométrico do ar por ciclo.

O comportamento das temperaturas de secagem é composto pela influência da curva de secagem previamente citada e pode ser vista a seguir na carta psicrométrica, onde é apontada a variação das temperaturas em ciclos, Figura 36.

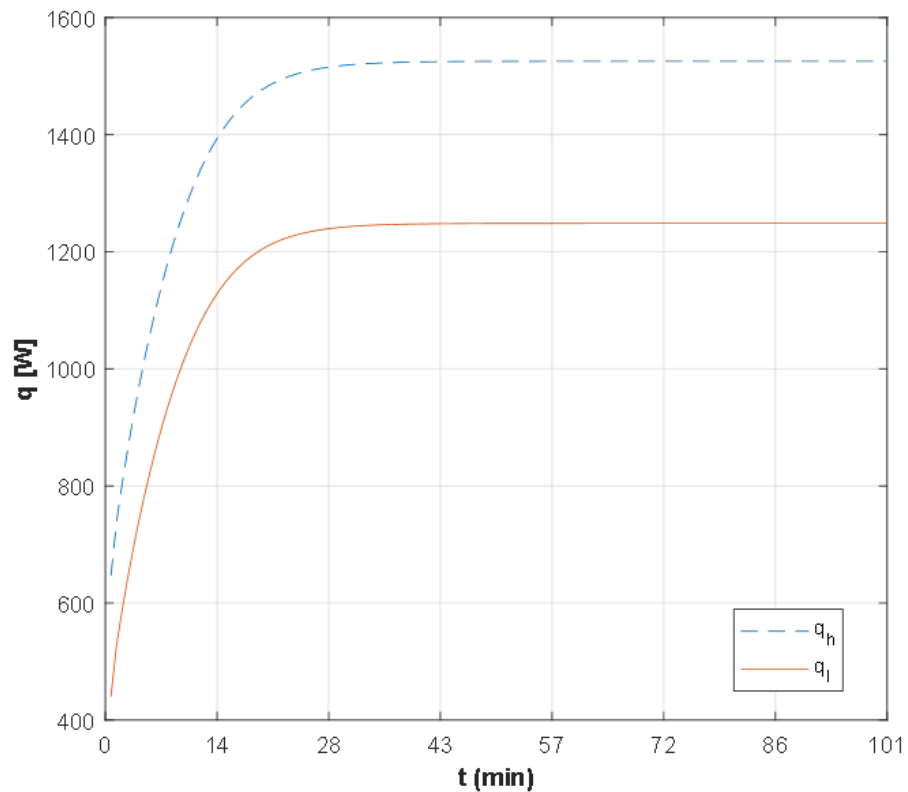


**Figura 37:** Ciclos da simulação na carta psicrométrica.

A Figura 37 mostra como o calor necessário no condensador e no evaporador tem de ser maior, conforme a temperatura requerida para realizar a secagem reduz. O ciclo de secagem ocorre do número 1 até o item 5, que se encontra num nível inferior de humidade quando comparado com o ponto 1, avançando o processo de secagem. A mesma lógica se aplica para ciclos posteriores, com o último ponto de um ciclo se tornando o ponto de partida para um novo. Isso significa que o ponto 5 é o último ponto do primeiro ciclo e o primeiro ponto do segundo ciclo, então o segundo ciclo segue do ponto 5 até o ponto 9.

#### 4.5. Potência calorífica dos processos

Como visto na seção 4.4, o valor da temperatura de condensação varia conforme a necessidade estabelecida pela humidade do alimento a cada ciclo. Este facto, junto com o valor de temperatura máxima fixa, permite o calculo do calor necessário aos processos. Figura 37.



**Figura 38:** Potência calorífica dos processos. Sendo que  $q_l$  é referente à do evaporador e  $q_h$  à calor do condensador.

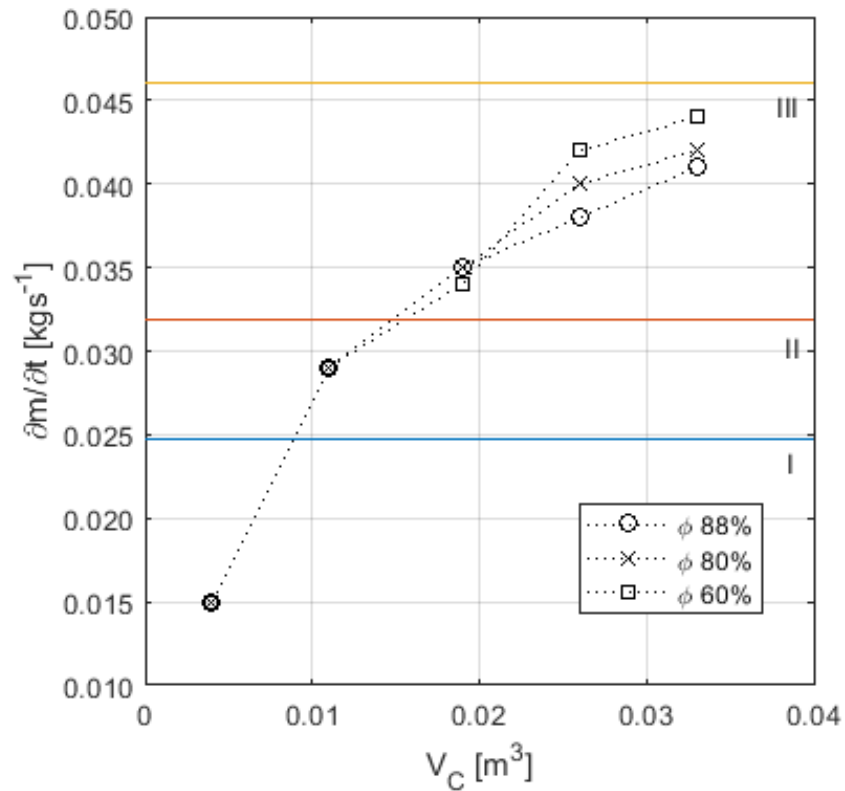
Novamente, pela estabilização do processo de secagem, é indicado na Figura 37 que o valor da taxa de calor que será necessário tende a um valor constante a partir de 28 minutos, vide Figura 36. O valor no qual a taxa de calor tende a estabilizar é superior aos demais, uma vez que a diferença de temperatura necessária cresce, novamente vide Figura 36.

#### 4.6. Caudal mássico de fluido refrigerante R-134a

O valor do calor estabilizado e contabilizado permite a obtenção do caudal mássico de fluido refrigerante, que para esta simulação foi o R-134a. O cálculo do caudal é possível com a variação de entalpia prevista pelas temperaturas de operação e com o calor transferido, a partir da equação (06).

Conforme descrito no artigo que foi publicado durante a produção desta tese [24], o caudal mássico requerido teórico foi calculado para diversos volumes de arcas diferentes, todas completamente preenchidas e com alimentos com percentuais de humidade relativa diferentes. Os testes foram realizados para humidades relativas de 60%, 80% e 88%. Enquanto as massas de alimento dentro de cada uma das arcas, em ordem crescente são: 45kg, 123kg, 200kg, 277kg e 355kg.

A Figura 39 apresenta como os valores foram apontados em função do volume da arca e consequente massa de alimento.



**Figura 39:** Necessidade de caudal massico de refrigerante por teor de umidade do alimento ( $\phi$ ) e volume da arca.

Na Figura 39 observa-se a não linearidade da necessidade com um aumento da quantidade de alimento, seguindo o caráter logarítmico do comportamento de secagem tanto do ar quanto do alimento. As zonas apontadas pelos números romanos I, II e III são equivalentes à potência nominal de três compressores da empresa EMBRACO, cada um com as correspondentes potências: 610W, 990W e 1445W.

#### 4.7. COP teórico

O COP teórico máximo possível de ser obtido pode ser calculado pela relação do trabalho realizado pelo compressor e pelo calor transferido no condensador.

O valor obtido é um valor máximo teórico, que deve ser utilizado por engenheiros capacitados para almejar, com grande margem de erro, um valor aproximado do COP real, considerando que não foram computados erros intrinsecos das equações e perdas dos componentes.

Conforme apontado na secção 2.2.5, o COP é um valor que pode ser obtido a partir do conhecimento do trabalho e do calor almejado do sistema. Como ambos valores foram calculados, o COP pode ser obtido. Porém é importante apontar que como o sistema de simulação não considera nenhuma ineficiência. O valor do COP obtido será, evidentemente, maior do que o real simplesmente por se considerar uma compressão isentrópica.

O valor máximo obtido para o COP varia dependendo dos dados de entrada colocados. Na prática, o alimento não influi no calor total que a máquina liberta. Mas como o dimensionamento é feito em função dos alimentos e dimensões, o alimento muda o COP. O valor do COP para 80°C e secagem de cogumelos foi de 5,43.

## 5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

### 5.1. Conclusões

Este trabalho produziu um algoritmo de dimensionamento que consegue simular dados condizentes com a realidade da secagem de alimentos. A simulação da secagem coerente promove a obtenção dos parâmetros de dimensionamento do compressor do sistema de bomba de calor que melhor se adequa a secagem dos alimentos simulados.

Neste trabalho foi notada a importância de dados consistentes, padronizados e amplos que permitam a simulação verossímil do processo de secagem almejado e consequente indicação da carga de compressão necessária. Isto confirma a informação apontada na bibliografia, que aponta a necessidade de dados dos materiais utilizados (secção 2.1).

Dentre os dados dos materiais utilizados, indicados previamente como essenciais para o algoritmo, estão: parâmetros da curva de secagem, da curva de adsorção, da distribuição do alimento na arca, das dimensões da arca e dos permutadores de calor. Estas informações são básicas para o dimensionamento de qualquer secador, além disso, a compreensão estrutural delas explorada nesta tese apontou para uma natureza do dimensionamento que será realizado do secador (secção 4.1).

A produção do algoritmo de dimensionamento de bombas de calor para a secagem de alimentos apresentava o problema de requerer uma temperatura mínima inicialmente desconhecida. Este problema existia por ser um algoritmo construído para a secagem com controle da temperatura do ar quente, alcançando temperaturas menores que o tradicional (assim preservando as propriedades organolépticas do alimento). A solução foi a aplicação cíclica das equações de psicrometria junto com os dados de desidratação dos alimentos citados no parágrafo anterior (secção 3.1).

A aplicação cíclica das equações que descrevem o comportamento do alimento e do ar permitem que o algoritmo sempre simule a secagem no limiar do necessário para cada alimento. Esta abordagem garante que o alimento estará seco e que o dimensionamento do compressor realizado será o correto mas sem exageros.

Com o perfil do ar utilizado na secagem obtido, é calculado qual o calor necessário para promover as alterações psicrométricas necessárias. Isto é um processo que levou ao dimensionamento de sistemas de compressão de diversos possíveis secadores, variando tanto a quantidade como a qualidade (percentual de humidade) dos alimentos (secção 4.6).

A simulação e conseqüente dimensionamento dos secadores virtuais, (apresentados na secção 4.6) resultou na produção de um artigo que apresenta o algoritmo como método viável para o dimensionamento dos secadores.

Ainda assim, o algoritmo e o código foram melhorados a partir da implementação de equações empíricas mais precisas que geram resultados mais próximos aos experimentais dos tempos e da dinâmica de secagem com diferentes tipos de alimentos para conferir se a simulação é versátil e se está compatível com a realidade. Os valores gerados a partir desta alteração foram comparados com os encontrados na bibliografia e foram analisados como próximos, novamente validando o algoritmo (secção 4.2).

Conclui-se portanto que uma vez validado pelos modelos de secagem e exemplificado como no artigo, este algoritmo produzido nesta tese se provou cumprir os objetivos estabelecidos nesta tese; já que foi um algoritmo que sofreu ajuste e se provou viável.

## **5.2. Trabalhos futuros propostos**

Para a criação de trabalhos futuros é recomendada a verificação dos dados obtidos com o desenvolvimento do protótipo do secador que se simulou. Como dito previamente na secção 4.7, o programa apresenta dados consistentes mas ainda há espaço para evolução, especialmente no que se trata de perdas de processos não isentrópicos. A introdução de valores de eficiência isentrópica de compressores, e de eficiência da permuta de calor dos permutadores de calor, deve ser realizada tendo valores experimentais ou de produtos encontrados no mercado para garantir uma maior proximidade da realidade.

Posteriormente, a implementação de uma alteração do código, focada no controle da máquina também é visionada. O código criado simula o processo de secagem e o de dimensionamento, mas a natureza ciclica da simulação em função do estado do alimento significa que o algoritmo serve também para controlar o funcionamento da máquina. É proposto que se realize um controle a partir da implementação de sensores de temperatura, humidade e velocidade do ar.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] R. Hoppe and J. M. MacDonald, “Understanding America’s Diverse Family Farms.,” *Amber Waves: The Economics of Food, Farming, Natural Resources, & Rural America*. pp. 1–11, 2016.
- [2] C. W. Hall, “Handbook Of Industrial Drying,” *Dry. Technol.*, vol. 6, no. 3, pp. 571–573, Sep. 1988.
- [3] L. J. Goh, M. Y. Othman, S. Mat, H. Ruslan, and K. Sopian, “Review of heat pump systems for drying application,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 9, pp. 4788–4796, 2011.
- [4] N. Malekjani and S. M. Jafari, “Simulation of food drying processes by Computational Fluid Dynamics (CFD); recent advances and approaches,” *Trends Food Sci. Technol.*, vol. 78, no. December 2017, pp. 206–223, 2018.
- [5] W. Kast, VonR. B. Keey “Introduction to industrial drying operations., Pergamon Press, Oxford-New York 1978.” *Chemie Ing. Tech.*, vol. 51, no. 2, pp. 155–156, Feb. 1979.
- [6] L. Felipe and T. Alonso, “Algoritmos de Seleção e Dimensionamento de Secadores”, Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, 2001.
- [7] M. Aktaş, L. Taşeri, S. Şevik, M. Gülcü, G. Uysal Seçkin, and E. C. Dolgun, “Heat pump drying of grape pomace: Performance and product quality analysis,” *Dry. Technol.*, vol. 0, no. 0, pp. 1–14, 2019.
- [8] C. O. Perera and M. S. Rahman, “Heat pump dehumidifier drying of food,” *Trends Food Sci. Technol.*, vol. 8, no. 3, pp. 75–79, 1997.
- [9] V. Demir, T. Gunhan, and A. K. Yagcioglu, “Mathematical modelling of convection drying of green table olives,” *Biosyst. Eng.*, vol. 98, no. 1, pp. 47–53, 2007.
- [10] U. U. Modibbo, S. A. Osemeahon, M. H. Shagal, and M. Halilu, “Effect of Moisture content on the drying rate using traditional open sun and shade drying of fish from Njuwa Lake in North- Eastern Nigeria,” vol. 7, no. 1, pp. 41–45, 2014.
- [11] V. Minea, *Advances in Heat Pump-Assisted Drying Technology*. CRC Press, 2016.
- [12] Y. A. Çengel, M. A. Boles, *Thermodynamcis, An Engineering Approach*, 8th ed. Mc Graw-Hill Interamericana, 2007.
- [13] F. P. Incropera and F. P. Incropera, *Fundamentals of heat and mass transfer.*, 6th ed. John Wiley, 2007.
- [14] J. W. Mitchell, P. J. Pritchard, A. T. McDonald, R. W. Fox, and J. W. Mitchell, *Fox and McDonald’s introduction to fluid mechanics. .*

- [15] Y. A. Çengel, *Heat transfer: a practical approach*. McGraw-Hill, 2003.
- [16] S. Dasgupta, C. H. Papadimitriou, and, U. Vazirani, *Algorithms*. McGraw-Hill Higher Education, 2008.
- [17] M. Medina and C. Ferting, *Algoritmos e programação: teoria e prática*. Novatec, 2006.
- [18] A. S. of H. R. and A. C. Engineer, *2015 Ashrae Handbook Inch-Pound Edition*. 2015.
- [19] R. P. Lopes, D. C. Lopes, and R. C. Rezende, *Secagem e Armazenagem de Produtos Agrícolas*. Aprenda Fácil Editora ISBN 978-85-62032-00-4, 2008.
- [20] P. T. Tsilingiris, “Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 °C,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, no. 5, pp. 1098–1110, 2008.
- [21] T. R. Marrero and E. A. Mason, “Gaseous Diffusion Coefficients,” *J. Phys. Chem.*, vol. 118, 1972.
- [22] L. E. Kurozowa, “Efeito das condições de processo na cinética de secagem de cogumelo”. Tese de Mestrado. Campinas, Universidade Estadual de Campinas, 2005.
- [23] A. M. Ramos, J. A. Marques, and P. I. Silva, “Curvas de secagem e avaliação da atividade de água da banana passa,” *Boletim do centro de pesquisa de processamento de alimentos*, pp. 121–132, 2004, ISSN:19839774, Disponível: <http://dx.doi.org/10.5380/cep.v22i1.1184>.
- [24] B. Andrade, I. Amorim, M. Silva, L. Savosh, and L. Frólén Ribeiro, “Heat Pump Dryer Design Optimization Algorithm,” *Inventions*, vol. 4, no. 4, p. 63, Oct. 2019.
- [25] D. Ghanbarian, M. Baraani Dastjerdi, and M. Toriki-Harchegani, “Mass transfer characteristics of bisporus mushroom (*Agaricus bisporus*) slices during convective hot air drying,” *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 52, no. 5, pp. 1081–1088, 2016.
- [26] M. Miranda and E. Uribe, “Empirical modeling drying process for apple slices at different air temperatures,” *Journal of Food Processing and Preservation* vol. 32, pp. 972–986, 2008, Disponível: <https://doi.org/10.1111/j.1745-4549.2008.00227.x>.

## ANEXO

O programa de execução do algoritmo consiste em 483 linhas de comando para a linguagem MatLab, sendo seguidamente apresentado:

```
1. % limpando variáveis
2. clc
3. close all
4. clear all
5. %%
6. % Propriedades da água em função da Temperatura. Tabela A.6
   Incropera, 4 ed.
7. T_propriedades = [275 280 285 290 295 300 305 310 315 320 325
   330 335 340 345 350 355]; % Temperatura absoluta da água [K]
8. 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 líquida [m3/kg]
9. ro_agua = 1./[v_espec_agua]; % massa específica da água líquida
   [kg / m3]
10.    hlv_agua_KJ = [2.497 2.485 2.473 2.461 2.449 2.438 2.426
   2.414 2.402 2.39 2.378 2.366 2.354 2.342 2.329 2.317 2.304]; %
   Calor de vaporização e/ou condensação da água [J/kg]
11.    hlv_agua = (1e3).*hlv_agua_KJ; % Calor de vaporização e/ou
   condensação da água [J/kg]
12.    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]
13.    cpl_agua = (1e3).*cpl_agua_KJ; %Calor específico da água
   líquida [J Kg-1K-1]
14.    % Propriedades do vapor saturado em função da temperatura.
   Tabela A.6 Incropera, 4 ed.
15.    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]
16.    P_v = (1e5)*P_v_bar; % Pressão de vapor da água [Pa]
17.    v_espec_v = [181.7 130.4 99.4 69.7 51.94 39.13 29.74 22.93
   17.82 13.98 11.06 8.82 7.09 5.74 4.683 3.846 3.180]; % volume
   específico de vapor d'água [m3/kg]
18.    ro_v = 1./[v_espec_v]; % massa específica de vapor d'água
   [kg / m3]
19.    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]
```

```

20.    cp_v = (1e3)*cp_v_KJ; %Calor específico do vapor d' água
      [J Kg-1K-1]
21.    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
22.    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]; %condutividade térmica do
      vapor
23.    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
24.    % Propriedades do ar seco em função da temperatura. Tabela
      A.4 Incropera, 4 ed.
25.    T_ar_seco = [250 300 350];
26.    ro_ar_seco = [1.3947 1.1614 .9950];
27.    v_esp_ar_seco = 1./ro_ar_seco;
28.    cp_ar_seco = (1e3)*[1.006 1.007 1.009]; %Calor específico
      do ar seco
29.    k_ar_seco = (1e-3)*[22.3 26.3 30]; %Condutividade ar seco
30.    Pr_ar_seco = [0.72 0.707 0.700]; %Prandl ar seco
31.    mi_ar_seco = (1e-7)*[159.6 184.6 208.2]; % viscosidade
      dinâmica ar seco
32.    vi_ar_seco = (1e-6)*[11.44 15.89 20.92]; % viscosidade
      cinemética
33.    % Parametros do processo de secagem - Veja tabela 4.13 da
      dissertação de Louise pag. 67
34.    Texp = 273 + [45 60 75]; % Temperatura experimental em [K]
35.    vexp = [1.2 2.3]; % velocidade experimental [m/s]
36.    b_const = [0.8692 1.0102 1.0330
      0.8264 0.8935 1.1301]; % parâmetro b
37.    k_const = [0.0214 0.0181 0.0323
      0.0409 0.0403 0.0319]; % parâmetro K
38.    %%
39.    %%
40.    %%
41.    % Dados de entrada
42.    % Propriedades da arca
43.    H = 0.96; % altura
44.    L = 1.16; % largura
45.    P = 0.80; % profundidade
46.    h1 = 0.23; % espaço para compressor e p arte inferior
47.    h2 = 0.10; % espaço para ventilador e parte do
      condensador
48.    wall = 0.03; % parede

```

```

49.      h4 = 0.05; % espaço necessário para ar sair das placas
        e ser direcionado p/ canal entre corpo externo e interno
50.      P1 = 0.10; % espaço entre corpo externo e interno
51.      h3 = H - h2 - h1 - wall;
52.      %QCond_inter = 2000; %[W] Potencia da porção do
        condensador responsável por aquecer o ar interno
53.      %Area externa das paredes externas a câmara de
        refrigeração
54.      Along = L*H; %paredes longitudinais
55.      Alat = P*H; %paredes latididinais
56.      Atet = L*P; %teto
57.      Apis= Atet; %Apiso ~ Ateto
58.      % Propriedades da placa
59.      tp = 1.5e-2; % espessura de cada placa [m];
60.      hp = h3 -h4; % altura da placa [m];
61.      Pp = P - 2*(P1 + wall + wall); % profundidade da placa
        [m]
62.      Lin = L - 2*(P1 + wall + wall); % largura p/
        posicionamento das placas [m]
63.      Ap = hp*Pp; % área de um lado da placa [m2]
64.      vpl = Pp*tp*hp; % volume de uma placa [m3]
65.      ro_placa = 8055; % massa específica da placa. Assumindo
        aço inox 302[Kg/m^3]
66.      cp_placa = 480; % Calor especifico da placa. Assumindo
        aço inox 302 [J/(Kg K)]
67.      mp = 0.1*vpl*ro_placa; % massa de uma placa [Kg]
68.      np = 12; % numero de placas
69.      ns = 2*np; % numero de superficies que realizam troca
        mássica
70.      S = (Lin - tp*np)/np; % espaçamento entre placas [m]
71.      % Características dos canais
72.      % Volume
73.      V_cs = (L-2*wall)*(P-2*wall)*h4; % [m^3] Canal superior
74.      V_cinf = V_cs; % [m^3] Canal inferior. Assimindo que
        canal inferior seja aproximadamente igual ao superior
75.      V_ce = (L-2*wall)*(P-2*wall)*(h2+h3)-(Lin+2*wall)*(Pp
        + 2*wall)*hp; %[m^3] Canais externos
76.      V_ci = Lin * Pp * hp - np * vpl; %[m^3] Canais
        internos
77.      V_c = V_cs + V_cinf + V_ce + V_ci; %[m^3] Total
78.      % Propriedades do alimento no inicio do processo
        (Assumindo 88% água)

```

```

79.      T_wanted = 303; % Temperatura desejada para esta
interpolação [K]
80.      cp_agua_303 =
interp1(T_propriedades,cp1_agua,T_wanted,'linear','extrap');
%Calor especifico da água[J/(Kg K)]
81.      cp_alim = cp_agua_303; %[J/(Kg K)]
82.      ro_agua_303 =
interp1(T_propriedades,ro_agua,T_wanted,'linear','extrap');
%[Kg/(m^3)]
83.      ro_alim = ro_agua_303; % massa especifica do alimento
84.      M_alim = 0.9 * vp1 * np * ro_alim; %Massa total do
alimento [Kg]
85.      x0_al_bu = 0.88; % umidade interna do alimento em base
umida [kg água/Kg alimento]. Tabela 4.1 Dissertação Louise
86.      M_agua_al(1) = x0_al_bu * M_alim; % Massa de água
inicial no alimenot [kg]
87.      M_seca_al = M_alim - M_agua_al(1); % Quantidade de
massa seca do alimento [kg]
88.      x0_al_bs(1) = M_agua_al(1) / M_seca_al; % umidade
interna do alimento em base seca [kg água/Kg de matéria seca].
89.      M_agua_min_al = 0.1 * M_alim; % Quantidade máxima de
água permitida no alimento [kg]
90.      %% Para propriedades psicrométricas veja Pdf nomeado como
"equações psicrometricas" (Pasta cinética de secagem)
91.      %% Para propriedades e parametros de transporte veja PDF
nomeado como "propriedades do ar umido" (Pasta cinética de
secagem)
92.      %% Constantes diversas
93.      %aw_max = 0.29; %Atividade de água. Segundo Embrapa,
para que não haja proliferação de bactérias, aw<0.3
94.      Patm = 101.325; % Pressão atmosférica[KPa]
95.      i=1;
96.      deltaTemp_seguranca = 3; % [Celsius ou K];
97.      g = 9.8; % aceleração da gravidade em m/s^2
98.      R_ar = 0.287; % Constante do ar seco em KJ/kg*K
99.      R_ar_molar = 8.31441e-3; %KJ/mol K
100.     t(1) = 0 ; %tempo inicial de secagem
101.     TempUtil = [40 + 273, 60 + 273, 80 + 273];% Temperaturas
utilizadas para a secagem [K]
102.     %j=1; % Contador da temperatura. No inicio, não há
meios de fazer o

```

```

103.      %sistema remover mais água do que o alimento pode
         dissipa. Desta forma, a princípio, deveríamos trabalhar com carga
         total de temperatura (Em outras palavras, j=3)
104.      j=3;
105.      MMolar_ar = 28.9635e-3; % Kg/mol (referencia em
         "Propriedades do ar umido")
106.      MMolar_v = 18.015e-3; % Kg/mol
107.      Text_parede_teto = 303; % Temperatura externa de
         referencia (pior caso) [K]
108.      phi_inicial = 1; % Umidade relativa de referencia.
         chute inicial (pior caso)
109.      Pvs_inicial = (6E25/
         (1000.*(Text_parede_teto.^5)))*exp(-6800./Text_parede_teto); %
         Pressão de vapor saturado de referência[KPa]
110.      Pv_inicial = Pvs_inicial .* phi_inicial; % Pressão de
         vapor de água de referência [KPa]
111.      P_ar_inf_inicial = Patm - Pv_inicial; % Pressão do ar
         seco no infinito em KPa
112.      M_ar_seco_inicial = ((P_ar_inf_inicial) * V_c / (R_ar *
         (Text_parede_teto + 273))); %Massa de ar seco no inicio do
         processo. Supondo que não haja vazamentos.
113.      phi_al(1) = phi_inicial; % umidade relativa na saída
         do alimento
114.      Tal(1) = TempUtil(1); % Temperatura na saída do
         alimento [Celsius]
115.      Tcond(1) = TempUtil(1); % [Celsius] na saída
116.      umidade_removida_ciclo(1) = 0;
117.      mudar_veloc(1) = 0;
118.      v_esc_al(1) = 2.5; % velocidade do ar ao passar pelo
         alimento [m/s]. Deve estar entre 1 e 2.5 para seguir a
         dissertação de louise. Além disso, muito baixo faria com que o
         processo de transf de massa fosse prejudicado. Muito alto, faz
         com que haja uma demanda muito grande dos evaporadores.
119.      umidade_removida_Soma = 0;
120.      delta_x_al(1) = 0.0000001; % Apenas para começar a
         contagem
121.      while (umidade_removida_Soma < M_agua_al)
122.      % while M_agua_al (i) >= M_agua_min_al
123.      %% saída do alimento
124.      % Propriedades psicrométricas
125.      if i==1
126.      Tal(i) = TempUtil(j); % [K]

```

```

127.          Pvs_al(i) = (6E25/ (1000.*(Tal(i).^5))*exp(-
    6800./Tal(i)); % Pressão de vapor saturado na saída do
    aliento[KPa]
128.          Pv_al(i) = Pvs_al(i) .* phi_al(i); % Pressão
    de vapor de água na saída do alimento [KPa]
129.          Uab_al(i) = 0.622.*(Pv_al(i))./(Patm(i) -
    Pv_al(i)); % umidade absoluta na saída do alimento [kg h20 / Kg
    ar seco]
130.          Tdp_al(i) = 273 + ((186.4905 - (237.3 .*
    log10(10 .* Pv_al(i)))) ./ (log10(10 .* Pv_al(i)) - 8.2859)); %
    temperatura de orvalho na saída do alimento[°C]
131.          h_al(i) = 1.006 .* (Tal(i) - 273) + Uab_al(i)
    .* (2501 + 1.775 .* (Tal(i) - 273)); % entalpia específica na
    saída do alimento[KJ/Kg]
132.          xv_al(i) = Pv_al(i)/Patm; %fração molar do
    vapor
133.          xar_al(i) = 1-xv_al(i); %fração molar do ar
134.          MMolar_mistura = MMolar_ar*xar_al(i) +
    MMolar_v*xv_al(i); % massa molar da mistura
135.          v_esp_al(i) = 0.28705 * Tal(i)*(1+
    1.6078*Uab_al(i))/ Patm; % Volume específico do ar úmido.
    Atenção! Não é equivalente a 1/ro. [(m^3) / (Kg de ar sco)]
136.          P_ar_inf_al(i) = Patm - Pv_al(i); %Pressao do
    ar seco em [KPa]
137.          else
138.          Tal(i) = TempUtil(j); % [K]
139.          Pvs_al(i) = (6E25/ (1000.*(Tal(i).^5))*exp(-
    6800./Tal(i)); % Pressão de vapor saturado na saída do
    aliento[KPa]
140.          Uab_al(i) = Uab_cond(i-1) +
    (umidade_removida_ciclo(i-1)/(M_ar_seco_inicial)); % umidade
    absoluta na saída do alimento [kg h20 / Kg ar seco]
141.          Pv_al(i) = Patm * Uab_al(i)./(0.622 +
    Uab_al(i)); % [KPa]
142.          phi_al(i) = Pv_al(i)/Pvs_al(i);
143.          Tdp_al(i) = 273 + ((186.4905 - (237.3 .*
    log10(10 .* Pv_al(i)))) ./ (log10(10 .* Pv_al(i)) - 8.2859)); %
    temperatura de orvalho na saída do alimento[°C]
144.          h_al(i) = 1.006 .* (Tal(i) - 273) + Uab_al(i)
    .* (2501 + 1.775 .* (Tal(i) - 273)); % entalpia específica na
    saída do alimento[KJ/Kg]

```

```

145.          xv_al(i) = Pv_al(i)/Patm; %fração molar do
          vapor
146.          xar_al(i) = 1-xv_al(i); %fração molar do ar
147.          MMolar_mistura = MMolar_ar*xar_al(i) +
          MMolar_v*xv_al(i); % massa molar da mistura
148.          v_esp_al(i) = 0.28705 * Ta1(i)*(1+
          1.6078*Uab_al(i))/ Patm; % Volume específico do ar úmido.
          Atenção! Não é equivalente a 1/ro. [(m^3) / (Kg de ar sco)]
149.          P_ar_inf_al(i) = Patm - Pv_al(i); %Pressao do
          ar seco em [kPa]
150.          end
151.          % Parametros para propriedades de transporte
152.          T_wanted = Ta1(i);
153.          mi_ar_seco_wanted(i) =
          interp1(T_ar_seco,mi_ar_seco,T_wanted,'linear','extrap');
154.          mi_v_wanted(i) =
          interp1(T_propriedades,mi_v,T_wanted,'linear','extrap');
155.          k_ar_seco_wanted(i) =
          interp1(T_ar_seco,k_ar_seco,T_wanted,'linear','extrap');
156.          k_v_wanted(i) =
          interp1(T_propriedades,k_v,T_wanted,'linear','extrap');
157.          cp_ar_seco_wanted(i) =
          interp1(T_ar_seco,cp_ar_seco,T_wanted,'linear','extrap');
158.          cp_v_wanted(i) =
          interp1(T_propriedades,cp_v,T_wanted,'linear','extrap');
159.          parametro_av(i) =
          (sqrt(2)/4)*((1+MMolar_ar/MMolar_v)^(-
          1/2))*((1+((mi_ar_seco_wanted(i)/mi_v_wanted(i))^(0.5))*((MMol
          ar_v/MMolar_ar)^0.25)))^(2);
160.          parametro_va(i) =
          (sqrt(2)/4)*((1+MMolar_v/MMolar_ar)^(-
          1/2))*((1+((mi_v_wanted(i)/mi_ar_seco_wanted(i))^(0.5))*((MMol
          ar_ar/MMolar_v)^0.25)))^(2);
161.          % Propriedades de transporte
162.          mi_al(i) = ((1-xv_al(i)) * mi_ar_seco_wanted(i)) /
          ((1-xv_al(i)) + xv_al(i)*parametro_va(i)) + ((xv_al(i) *
          mi_v_wanted(i)) / ((xv_al(i))+1-xv_al(i))*parametro_va(i)); %
          viscosidade dinâmica
163.          k_al(i) = ((1-xv_al(i)) * k_ar_seco_wanted(i)) /
          ((1-xv_al(i)) + xv_al(i)*parametro_va(i)) + ((xv_al(i) *
          k_v_wanted(i)) / ((xv_al(i))+1-xv_al(i))*parametro_va(i)); %
          condutividade térmica

```

```

164.          cp_al(i)                                     =
      (cp_ar_seco_wanted(i)*xar_al(i)*MMolar_ar/(MMolar_mistura)) +
      (cp_v_wanted(i)*xv_al(i)*MMolar_v/(MMolar_mistura)); % calor
      especifico
165.          ro_al(i)                                     =
      (Patm/(R_ar_molar*T_wanted))*MMolar_ar*(1-(xv_al(i)*(1-
      MMolar_v/MMolar_ar))); % massa especifica da mistura. Assumindo
      fator de compressividade z=1.
166.          alpha_al(i) = k_al(i)/(ro_al(i)*cp_al(i)); %
      difusividade térmica
167.          Pr_al(i) = mi_al(i)* cp_al(i)/k_al(i); % Número de
      Prandl
168.          vi_al(i) = mi_al(i)/ro_al(i); %viscosidade
      cinemática
169.          %% Saída do evaporador
170.          % Propriedades psicrométricas
171.          Tev(i) = Tdp_al(i) - deltaTemp_seguranca; % [K]
172.          %Tev(i) = Tdp_al(i); % [Celsius]
173.          phi_ev(i) = 1;
174.          Pvs_ev(i) = (6E25/ (1000.*(Tev(i).^5))*exp(-
      6800./Tev(i))); % [kPa]
175.          Pv_ev(i) = Pvs_ev(i) .* phi_ev(i); % [kPa]
176.          Uab_ev(i) = 0.622.*(Pv_ev(i))./(Patm - Pv_ev(i));
      % [kg h20 / Kg ar seco]
177.          h_ev(i) = 1.006 .* (Tev(i) - 273) + Uab_ev(i) .*
      (2501 + 1.775 .* (Tev(i) - 273)); % [KJ/kg]
178.          xv_ev(i) = Pv_ev(i)/Patm; %fração molar do vapor
179.          xar_ev(i) = 1-xv_ev(i); %fração molar do ar
180.          MMolar_mistura = MMolar_ar*xar_ev(i) +
      MMolar_v*xv_ev(i); % massa molar da mistura
181.          v_esp_ev(i) = 0.28705 * Tev(i)*(1+
      1.6078*Uab_ev(i))/ Patm; % volume específico do ar úmido. Atenção!
      Não é equivalente a 1/ro. [(m^3) / (Kg de ar seco)]
182.          P_ar_inf_ev(i) = Patm - Pv_ev(i); %Pressao do ar
      seco em kPa
183.
184.          % Parametros para propriedades de transporte
185.          T_wanted = Tev(i);
186.          mi_ar_seco_wanted(i) =
      interp1(T_ar_seco,mi_ar_seco,T_wanted,'linear','extrap');
187.          mi_v_wanted(i) =
      interp1(T_propriedades,mi_v,T_wanted,'linear','extrap');

```

```

188.          k_ar_seco_wanted(i)                                =
      interp1(T_ar_seco,k_ar_seco,T_wanted,'linear','extrap');
189.          k_v_wanted(i)                                      =
      interp1(T_propriedades,k_v,T_wanted,'linear','extrap');
190.          cp_ar_seco_wanted(i)                              =
      interp1(T_ar_seco,cp_ar_seco,T_wanted,'linear','extrap');
191.          cp_v_wanted(i)                                     =
      interp1(T_propriedades,cp_v,T_wanted,'linear','extrap');
192.          parametro_av(i)                                    =
      (sqrt(2)/4)*((1+MMolar_ar/MMolar_v)^(1/2))*
      (1+(((mi_ar_seco_wanted(i)/mi_v_wanted(i))^(0.5))*
      (MMolar_v/MMolar_ar)^0.25)))^(2);
193.          parametro_va(i)                                    =
      (sqrt(2)/4)*((1+MMolar_v/MMolar_ar)^(1/2))*
      (1+(((mi_v_wanted(i)/mi_ar_seco_wanted(i))^(0.5))*
      (MMolar_ar/MMolar_v)^0.25)))^(2);
194.          % Propriedades de transporte
195.          mi_ev(i) = ((1-xv_ev(i)) * mi_ar_seco_wanted(i)) /
      ((1-xv_ev(i)) + xv_ev(i)*parametro_va(i)) + ((xv_ev(i) *
      mi_v_wanted(i)) / ((xv_ev(i))+1-xv_ev(i))*parametro_va(i))); %
      viscosidade dinâmica
196.          k_ev(i) = ((1-xv_ev(i)) * k_ar_seco_wanted(i)) /
      ((1-xv_ev(i)) + xv_ev(i)*parametro_va(i)) + ((xv_ev(i) *
      k_v_wanted(i)) / ((xv_ev(i))+1-xv_ev(i))*parametro_va(i))); %
      condutividade térmica
197.          cp_ev(i)                                          =
      (cp_ar_seco_wanted(i)*xar_ev(i)*MMolar_ar/(MMolar_mistura)) +
      (cp_v_wanted(i)*xv_ev(i)*MMolar_v/(MMolar_mistura)); % calor
      específico
198.          ro_ev(i)                                          =
      (Patm/(R_ar_molar*T_wanted))*MMolar_ar*(1-(xv_ev(i)*(1-
      MMolar_v/MMolar_ar))); % massa especifica da mistura. Assumindo
      fator de compressividade z=1.
199.          alpha_ev(i) = k_ev(i)/(ro_ev(i)*cp_ev(i)); %
      difusividade térmica
200.          Pr_ev(i) = mi_ev(i)* cp_ev(i)/k_ev(i); % Número de
      Prandl
201.          vi_ev(i) = mi_ev(i)/ro_ev(i); %viscosidade
      cinemática
202.          %% Saída do condensador
203.          % Propriedades psicrométricas
204.          Tcond(i) = TempUtil(j); % [K]

```

```

205.          Uab_cond(i) = Uab_ev(i); % [kg h20 / Kg ar seco]
206.          Pvs_cond(i) = (6E25/ (1000.*(Tcond(i).^5))*exp(-
          6800./Tcond(i))); % [KPa]
207.          Pv_cond(i) = Patm * Uab_cond(i)./ (0.622 +
          Uab_cond(i)); % [KPa]
208.          h_cond(i) = 1.006 .* (Tcond(i) - 273) + Uab_cond(i)
          .* (2501 + 1.775 .* (Tcond(i) - 273)); % [KJ/Kg]
209.          phi_cond(i) = Pv_cond(i) / Pvs_cond(i);
210.          xv_cond(i) = Pv_cond(i)/Patm; %fração molar do
          vapor
211.          xar_cond(i) = 1-xv_cond(i); %fração molar do ar
212.          MMolar_mistura = MMolar_ar*xar_cond(i) +
          MMolar_v*xv_cond(i); % massa molar da mistura
213.          v_esp_cond(i) = 0.28705 * Tcond(i)*(1+
          1.6078*Uab_cond(i))/ Patm; % volume específico do ar úmido.
          Atenção! Não é equivalente a 1/ro. [(m^3) / (Kg de ar seco)]
214.          P_ar_inf_al(i) = Patm - Pv_cond(i); %Pressao do ar
          seco em KPa
215.          % Parametros para propriedades de transporte
216.          T_wanted = Tcond(i);
217.          mi_ar_seco_wanted(i) =
          interp1(T_ar_seco,mi_ar_seco,T_wanted,'linear','extrap');
218.          mi_v_wanted(i) =
          interp1(T_propriedades,mi_v,T_wanted,'linear','extrap');
219.          k_ar_seco_wanted(i) =
          interp1(T_ar_seco,k_ar_seco,T_wanted,'linear','extrap');
220.          k_v_wanted(i) =
          interp1(T_propriedades,k_v,T_wanted,'linear','extrap');
221.          cp_ar_seco_wanted(i) =
          interp1(T_ar_seco,cp_ar_seco,T_wanted,'linear','extrap');
222.          cp_v_wanted(i) =
          interp1(T_propriedades,cp_v,T_wanted,'linear','extrap');
223.          parametro_av(i) =
          (sqrt(2)/4)*((1+MMolar_ar/MMolar_v)^(-
          1/2))*(1+(((mi_ar_seco_wanted(i)/mi_v_wanted(i))^(0.5))*((MMo1
          ar_v/MMolar_ar)^0.25))))^(2);
224.          parametro_va(i) =
          (sqrt(2)/4)*((1+MMolar_v/MMolar_ar)^(-
          1/2))*(1+(((mi_v_wanted(i)/mi_ar_seco_wanted(i))^(0.5))*((MMo1
          ar_ar/MMolar_v)^0.25))))^(2);
225.          % Propriedades de transporte

```

```

226.          mi_cond(i)          =          ((1-xv_cond(i))          *
mi_ar_seco_wanted(i))          /          ((1-xv_cond(i))          +
xv_cond(i)*parametro_va(i)) + ((xv_cond(i) * mi_v_wanted(i)) /
((xv_cond(i))+1-xv_cond(i))*parametro_va(i)); % viscosidade
dinâmica
227.          k_cond(i) = ((1-xv_cond(i)) * k_ar_seco_wanted(i))
/ ((1-xv_cond(i)) + xv_cond(i)*parametro_va(i)) + ((xv_cond(i)
* k_v_wanted(i)) / ((xv_cond(i))+1-
xv_cond(i))*parametro_va(i)); % condutividade térmica equacao
28 do artigo propriedades
228.          cp_cond(i)          =
(cp_ar_seco_wanted(i)*xar_cond(i)*MMolar_ar/(MMolar_mistura)) +
(cp_v_wanted(i)*xv_cond(i)*MMolar_v/(MMolar_mistura)); % calor
específico
229.          ro_cond(i)          =
(Patm/(R_ar_molar*T_wanted))*MMolar_ar*(1-(xv_cond(i)*(1-
MMolar_v/MMolar_ar)); % massa especifica da mistura. Assumindo
fator de compressividade z=1.
230.          alpha_cond(i) = k_cond(i)/(ro_cond(i)*cp_cond(i));
% difusividade térmica
231.          Pr_cond(i) = mi_cond(i)* cp_cond(i)/k_cond(i); %
Número de Prandtl
232.          vi_cond(i) = mi_cond(i)/ro_cond(i); %viscosidade
cinemática
233.          %% Temperaturas do ciclo
234.          Tint(i) = (Tal(i) + Tev(i))/(2); % [°C]
235.          Tcompressor = 70; % Temperatura do ambiente na parte
inferior da câmara (devido a presença do compressor) [°C]. Isso
é uma aproximação
236.          Tet_piso = (Text_parede_teto + Tcompressor) / 2; % [°C]
. Isso é uma aproximação
237.          %% Propriedades dos ventiladores (Assumido: Arno Silêncio
Maxx, D = 0.4m e vazãoVólMínima = 0,720 m^3/s, cerca de 5,73
m/s)
238.          nvent = 2;
239.          eff_vent = 0.8; % Assumido
240.          Dven = 0.4; % Diâmetro de cada ventilador [m]
241.          A1vent = pi * (Dven^2)/4; % Área de um ventilador [m^2]
242.          Avent = nvent*A1vent; %Área de saída de ventilação
[m^2]
243.          %% Propriedades da Serpentina de resfriamento
244.          H_SResf = hp; % altura do sistema de serpentinas

```

```

245.      H_SResf_ent = 5e-2; %altura vaga para entrada da
          serpentina
246.      H_SResf_sai = 5e-2; %altura vaga para saída da
          serpentina
247.      D_SResf = 1.25e-2; % diametro da tubulação serpentina
248.      ST_SResf = 3.248e-2; % distancia no plano xy entre
          centro dos tubos (Catálogo Ecogroup p/ D_SResf = 1' 1/2, #1332)
249.      SL_SResf = 1.875e-2; % distancia no plano zy entre
          centro dos tubos (Catálogo Ecogroup p/ D_SResf = 1' 1/2, #1332)
250.      %ST_SResf = (3*D_SResf)/2; %segundo os modelos padrões
          do Catálogo, não funcionaria... valores originais acima
251.      %SL_SResf = ST_SResf; %segundo os modelos padrões do
          Catálogo, não funcionaria... valores originais acima
252.      SD_SResf = ((SL_SResf^2) + (ST_SResf^2))^(0.5); %
          distancia transversal no plano xz entre centro dos tubos
          (Catálogo Ecogroup p/ D_SResf = 1' 1/2, #1332)
253.      ASResf1 = (P-2*wall)*(L-2*wall);
254.      ASResf2 = (P-2*wall-2*P1)*(L-2*wall-2*P1);
255.      ASResf = ASResf1 - ASResf2; %área transversal da seção
          da serpentina
256.      NLSResf = floor((H_SResf - H_SResf_ent - H_SResf_sai)
          / SL_SResf); %numero de fileiras na direção z
257.      NTF_SResf_1f = P1/(ST_SResf); %numero de tubos na
          primeira fileira;
258.      NTF_SResf_2f = NTF_SResf_1f -1; %numero de tubos na
          segunda fileira;
259.      NTF_SResf = (NTF_SResf_1f + NTF_SResf_2f)/2; %numero
          de tubos por fileira;
260.      L_SResf      =      2*((P-2*wall)+      (L-
          2*wall))*NTF_SResf*NLSResf; % comprimento da tubulação
261.      A_SResf = L_SResf * pi * D_SResf;
262.      k_SResf = 52/1000 ;% k do Bronze comercial (90% Cu,
          10% Al w/mK)
263.      Tsup_SResf(i) = Tev(i) - 5; % temperatura superficial
          da serpentina [graus celcius]
264.      Tent_SResf (i)= Tal(i); % temperatura de entrada do ar
          na serpentina [graus celcius]
265.      Tsai_SResf(i)= Tev(i); % temperatura de saída do ar na
          serpentina [graus celcius]
266.      deltaTm1_SResf = ((Tsup_SResf(i) - Tent_SResf(i))-
          (Tsup_SResf(i) - Tsai_SResf(i)))/ log((Tsup_SResf(i) -
          Tent_SResf(i))/(Tsup_SResf(i) - Tsai_SResf(i)));

```

```

267.      % A partir de deltaTm1, A_Sref e h, é possível calcular
      a transCal
268.      % Sabendo a transCal, voce pode saber o limite de
      operação do evaporador
269.      %% Propriedades da Serpentina de Aquecimento
270.      % Mesmas dimensões da serpentina de aquecimento
271.      Tsup_SAquec(i) = Tcond(i) + 8; % temperatura
      superficial da serpentina (8 pois 5 de delta mais 3 de
      segurança(previamente colocado)) [graus celcius]
272.      Tent_SAquec (i)= Tcv(i); % temperatura de entrada do
      ar na serpentina [graus celcius]
273.      Tsai_SAquec(i)= Tcond(i); % temperatura de saída do ar
      na serpentina [graus celcius]
274.      deltaTm1_SAquec = ((Tsup_SAquec(i) - Tent_SAquec(i))-
      (Tsup_SAquec(i) - Tsai_SAquec(i)))/ log((Tsup_SAquec(i) -
      Tent_SAquec(i))/(Tsup_SAquec(i) - Tsai_SAquec(i)));
275.      %% Troca de calor Superfície de Resfriamento
276.      Re_ev(i) = ro_ev(i)* v_esc_al(i)* D_SResf / mi_ev(i);
277.      m_Nu_ev = 0.568 ;% Pagina 272 incropera 6 ed, valores
      calculados para a serpentina definida
278.      C_Nu_ev = 0.4735424 ; % Pagina 272 incropera 6 ed,
      valores calculados para a serpentina definida
279.      Nu_ev(i)      =      ((Re_ev(i)^      m_Nu_ev      *
      C_Nu_ev)*Pr_cond(i)*1.13 ; % Nusselt
280.      h_evs(i) = ((k_ev(i) * Nu_ev(i)) / D_SResf) ; %
      Coeficiente de troca de calor por convecção
281.      U_ev = (1/((1/h_evs(i))+((6/1000)/k_SResf))) ; %
      Coeficiente de troca de calor global, sob o k, entra a espessura
      do cano
282.      Q_ev(i) = U_ev * deltaTm1_SResf * A_SResf ;
283.      %% Troca de calor Superfície de Aquecimento
284.      Re_cond(i) = ro_cond(i) * v_esc_al(i)* D_SResf /
      mi_cond(i) ;
285.      Nu_cond(i)=((Re_cond(i)^      m_Nu_ev      *
      C_Nu_ev)*Pr_ev(i)*1.13 ;%pagina 273 incropera 6 ed
286.      h_conds(i) = ((k_cond(i) * Nu_cond(i))/ D_SResf) ;
287.      U_cond = (1/((1/h_conds(i))+((6/1000)/k_SResf))) ;
288.      Q_cond(i) = U_cond * deltaTm1_SAquec * A_SResf ;
289.      %% Propriedades da parte interna do condensador
290.      %Q_condInt = [600:10:6000]; %Potencia dissipada dentro
      do sistema para aquecer o ar [W]
291.      Q_condInt = Q_cond;

```

```

292.      marCond(i) =ro_cond(i) * v_esc_al(i) * Avent; %vazão
        mássica que passa pelo condensador [kg/s]
293.      %% Fluido Refrigerante
294.      m_ref_r134_ev = (-1*Q_ev) / (269500-174250) % % 269,5
        em kj/kg para r134 a temp 80
295.      h_max_comp = 174250+(Q_cond / m_ref_r134_ev) % idem a
        temp 37
296.      COP = Q_cond / (m_ref_r134_ev*(h_max_comp - 269500))
297.      %% Tempo de ciclo
298.      % É necessário saber quanto tempo o ar demoraria para
        completar um ciclo no interior do sistema. A Equação proposta
        aqui trata-se apenas de uma aproximação inicial
299.      t_ciclo(i) = M_ar_seco_inicial / marCond(i); % tempo
        aproximado para o ar completar um ciclo no sistema [s]
300.      %% Equilíbrio de calor
301.      if i>2
302.      agua_purga_total(i) = umidade_removida_Soma *
        interp1(T_propriedades,hlv_agua,Tev(i),'linear');
303.      end
304.      %% Convecção livre no alimento
305.      %Propriedades
306.      Tf(i) = Tcond(i); % Assumindo que o alimento está em
        equilíbrio termico com o ar e que, não há decrescimo de
        temperatura ao passar pelo alimento, Tf = Tcond = Tal
307.      DAB(i) = (1.87e-
        10)*((Tf(i)^(2.072))/(P_ar_inf_al(i)/101.325)); % coeficiente
        de difusão binária entre agua e ar seco, Tabela A.8 em m^2/s ou
        veja PDF nomeado como "coeficiente de difusão binária água ar"
        (Pasta transferência de Calor e massa)
308.      mi_inf_al(i) = mi_cond(i); %viscosidade
        cinemáticadinâmica do ar no infinito ao passar pelo alimento
309.      vi_inf_al(i) = vi_cond(i); %viscosidade cinemática do
        ar no infinito ao passar pelo alimento
310.      Sc(i) = (vi_inf_al(i))/(DAB(i)); % número de Schmidt
311.      ro_v_sup(i) =
        interp1(T_propriedades,ro_v,Tf(i),'linear','extrap');
312.      ro_inf_al(i) = ro_cond(i); % Massa especifica do ar no
        infinito ao passar pelo alimento
313.      ro_sup(i) = ro_inf_al(i) + ro_v_sup(i); % Massa
        específica da mistura na superfície do alimento
314.      ro_f(i) = (ro_sup(i) + ro_inf_al(i))/2; % Densidade de
        filme

```

```

315.         ro_ar_seco_inf(i) =
            interp1(T_ar_seco,ro_ar_seco,Tf(i),'linear','extrap'); % Massa
            específica do ar seco no infinito
316.         ro_v_inf(i) = ro_inf_al(i) - ro_ar_seco_inf(i); % massa
            específica do vapor de água no infinito
317.         %Características do escoamento
318.         Gr_S(i) = (g*((ro_sup(i) - ro_inf_al(i))) * (S^3))/
            (ro_f(i) * (vi_inf_al(i)^2)); % número de Grashof para
            transferência de massa isotérmica. Veja seção 9.10 do livro de
            trans cal do Incropera 6 ed
319.         Ra_S(i) = Gr_S(i) * Sc(i) ; % Rayleigh
320.         Sh_S(i) = 0.197 * (((Ra_S(i))^(1/4)) * (hp/S)^(-1/9)); %
            Número de Sherwood
321.         h_S(i) = DAB(i) * Sh_S(i) / S; % Coeficiente de troca
            mássica
322.         m_ag_alim_convNat(i) = h_S(i) * (Ap*ns) * (ro_v_sup(i)
            - ro_v_inf(i));
323.         %% Convecção forçada no alimento
324.         %Características do escoamento
325.         APerSup = Pp*Lin; % Área do perfil superior do corpo
            interno [m^2]
326.         Abl = Pp*tp*np; % Área do perfil superior bloqueada
            pela presença das placas [m^2]
327.         ALiv = APerSup - Abl; % Área Livre para escoamento do
            ar seco [m^2]
328.         vazao_massica_inf_al(i) = v_esc_al(i) * ALiv *
            ro_inf_al(i);
329.         ReL(i) = ro_inf_al(i) * v_esc_al(i) * hp / mi_inf_al(i);
            %Número de Reynolds para escoamento sobre placas
330.         if ReL(i) <= 2e5
331.             Sh(i) = 0.664 * (ReL(i)^0.5) * Sc(i)^(1/3);
            %Número de Sherwood para escoamento laminar. Eq. 28.21 do
            "Fundamentals momentum, heat and mass transfer" (pag. 570)
332.         else
333.             Sh(i) = 0.0365 * (ReL(i)^0.8) * Sc(i)^(1/3);
            %Número de Sherwood para escoamento turbulento. Eq. 28.26 do
            "Fundamentals momentum, heat and mass transfer" (pag. 570)
334.         end
335.         hCF(i) = Sh(i) * DAB(i) / hp; % Coeficiente de
            transferência de massa
336.         m_ag_alim_convFor(i) = hCF(i) * ns * (Ap) * (ro_v_sup(i)
            - ro_v_inf(i)); % Transferência de massa por convecção forçada

```

```

337.    %% Convecção Mista
338.        if ( Gr_S(i)/ (ReL(i)^2)==1)
339.            m_ag_alim_convMist(i) = m_ag_alim_convFor(i) +
                m_ag_alim_convNat(i); % taxa de liquido transferido para o
                infinio [kg/s]
340.        elseif ( Gr_S(i)/ (ReL(i)^2)>1)
341.            m_ag_alim_convMist(i) = m_ag_alim_convFor(i);
342.        elseif ( Gr_S(i)/ (ReL(i)^2)<1)
343.            m_ag_alim_convMist(i) = m_ag_alim_convNat(i);
344.        end
345.        %% Tempo true
346.        tf(i) = M_agua_al(i)/(m_ag_alim_convMist(i) ); %tempo de
                funcionamento da maquina para completa secagem do alimentoem [s]
347.        tfmin(i) = tf(i)/(60)
348.        tfHours(i) = tf(i)/(3600)
349.        %% Capacidade do alimento em perder umidade
350.        % Modelo modificado de Henderson (veja dissertação de
                Louise pag. 49)
351.            k_Henderson = 0.007; % constante do modelo
352.            n_Henderson = 0.593; % constante do modelo
353.            phi_inf_al(i) = phi_cond(i); %umidade relativa
                (decimal) do ar ao passar pelo alimento
354.            T_inf_al(i) = Tcond(i);
355.            aw_al(i) = phi_inf_al(i); %Igualdade utilizada na
                dissertação de Louise
356.            xe_al(i) = (log(1-aw_al(i)))/(-
                k_Henderson*(T_inf_al(i))))^(1/n_Henderson); % umidade de
                equilíbrio do alimento
357.            % interpolação/extrapolção dupla (para
                temperatura e velocidade) dos parametros da tabela 4.13
358.            Texp_wanted = T_inf_al(i);
359.            vexp_wanted = v_esc_al(i);
360.            b_const_wanted(i) = interp2(Texp, vexp, b_const,
                Texp_wanted, vexp_wanted, 'spline');
361.            k_const_wanted(i) = interp2(Texp, vexp, k_const,
                Texp_wanted, vexp_wanted, 'spline');
362.            % Modelo de Page
363.            xt_al_bs(i) = (x0_al_bs(i) - xe_al(i)) * exp (-
                k_const_wanted(i) * t(i)^b_const_wanted(i)) + xe_al(i); % teor
                instantâneo de umidade do alimento [Kg agua/Kg massa seca]
364.            xt_al_bu(i) = xt_al_bs(i)/(1+xt_al_bs(i));

```

```

365.          Moratio(i) = (xt_al_bs(i)-xe_al(i))/(x0_al_bs(i)-
          xe_al(i))
366.          massa_agua_perdida(1) = 0;
367.          taxa_perda_agua(1) = 0;
368.          if i==1
369.              v_esc_al(i+1) = v_esc_al(i);
370.          end
371.          if i>1
372.              delta_x_al(i) = (xt_al_bs(i-1) - xt_al_bs(i));
          % variação do teor instantâneo de umidade [Kg agua/Kg massa seca]
373.              if delta_x_al(i) < 0
374.                  delta_x_al(i) = 0;
375.              end
376.              massa_agua_perdida = delta_x_al(i)*M_seca_al;
          % Massa de água perdida por ciclo [Kg água]
377.              taxa_perda_agua(i) =
          massa_agua_perdida/(t_ciclo(i)); % Taxa de água que alimento
          pode perder [Kg agua/s]
378.              mudar_veloc(i) = 0;
379.              SegundoIf(i) = 0;
380.              if m_ag_alim_convMist(i) < 1.25 *
          taxa_perda_agua(i) && v_esc_al(i) < 2.5
381.                  v_esc_al(i+1) = v_esc_al(i) + 0.1;% Caso o
          sistema não seja capaz de retirar 125% da umidade que o alimento
          é capaz de ceder e sendo a velocidade de escoamento menor que
          2.5, aumenta-se a velocidade de escoamento.
382.                  mudar_veloc(i) = 1;
383.                  %fprintf('\n Primeiro if \n')
384.                  elseif m_ag_alim_convMist(i) < 1.25 *
          taxa_perda_agua(i) && v_esc_al(i) >= 2.5 && j<3
385.                      mudar_veloc(i) = 0;
386.                      v_esc_al(i+1) = 1.75;
387.                      j = j + 1;
388.                      Tcond(i+1) = TempUtil(j); % [Celsius]
389.                      Tal(i+1) = TempUtil(j); % [Celsius]
390.                      mudanca(i) = 1;
391.                      SegundoIf(i) = 1;
392.                      %fprintf('\n Segundo if \n')
393.                      elseif mudar_veloc(i) == 0 && SegundoIf(i) ==
          0
394.                          v_esc_al(i+1) = v_esc_al(i);
395.                          %mudar_veloc(i+1) = mudar_veloc(i);

```

```

396.             %fprintf('\n Terceiro if \n')
397.             end
398.         end
399.             if taxa_perda_agua(i)<= m_ag_alim_convMist(i)
% Há dois limitantes da perda de umidade. Um é o equipamento,
m_ag_alim_convMist, o outro é o próprio alimento,
m_ag_alim_convMist. Aquele de menor valor irá limitar a secagem
400.                 umidade_removida_ciclo(i) =
taxa_perda_agua(i)*t_ciclo(i); % umidade removida por ciclo [kg
água/ciclo]
401.             else
402.                 umidade_removida_ciclo(i)=
m_ag_alim_convMist(i)*t_ciclo(i); % umidade removida por ciclo
[kg água/ciclo]
403.             end
404.             umidade_removida_Soma = umidade_removida_Soma
+ umidade_removida_ciclo(i);
405.             %M_agua_al(i+1) = M_agua_al(i) -
umidade_removida_ciclo(i); % Massa do alimento momentânea para
o ciclo i [ Kg]
406.             M_agua_al(i+1) = M_agua_al(i) -
umidade_removida_ciclo(i); % Massa do alimento momentânea para
o ciclo i [ Kg]
407.             x0_al_bs(i+1) = M_agua_al(i+1) / M_seca_al;
408.             progresso(i) =
100*(umidade_removida_Soma/M_agua_al(1)) ; %progresso da
secagem [%]
409.             fprintf ('\n Progresso: %.1f por cento \n',
progresso(i));
410.             if (delta_x_al(i) < 1e-9)
411.                 break
412.             end
413.             t(i+1) = t(i)+t_ciclo(i);
414.             i=i+1;
415.         end
416.         %figure
417.         %plot(taxa_perda_agua)
418.         %legend ('Capacidade do alimento em perder')
419.         %figure
420.         %plot (m_ag_alim_convMist)
421.         %legend ('Capacidade do sistema em retirar')
422.         figure

```

```

423. plot(umidade_removida_ciclo)
424. legend ('umidade removida')
425. %figure
426. %plot(v_esc_a1)
427. %ylabel('v_esc_a1')
428. figure
429. plot(Tcond)
430. hold on
431. plot(Tdp_a1)
432. hold on
433. plot(Tev)
434. ylabel('Temperaturas [K]')
435. legend ('Tcond', 'Tdp_a1', 'Tev')
436. %plot(Ta1)
437. %hold on
438. figure
439. plot(M_agua_a1)
440. ylabel('massa de água')
441. %figure
442. %plot(k_const_wanted)
443. %hold on
444. %plot(b_const_wanted)
445. %legend ('k_const_wanted', 'b_const_wanted')
446. figure
447. plot(xe_a1)
448. hold on
449. plot(xt_a1_bs)
450. hold on
451. plot (xt_a1_bu)
452. legend ('xe_a1', 'xt_a1', 'xt_a1_bu')
453. figure(20)
454. plot(tfmin)
455. legend('Tempo previsto de secagem')
456. figure(21)
457. plot(Q_cond)
458. hold on
459. plot(agua_purga_total)
460. hold on
461. legend('Condensador', 'Expurga de Água')
462. figure(22)
463. plot(Q_cond)
464. hold on

```

```
465. plot(-Q_ev)
466. legend('Calor no Condensador','Calor no Evaporador')
467. figure(23)
468. plot(Moratio)
469. %vpl
470. %S
471. %h_max_comp
472. COP
473. %M_alim
474. %deltaTml_SAquec
475. %deltaTml_SResf
476. %% tempo de ciclo
477. tf/t
478. m_ref_r134_ev(end)
479. %% tempo total de secagem
480. tfHours(end)
481. %t(end)
482. %Tdp_al(end)
483. %Tev(end)
```