

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MATERIAIS

CURSO ENGENHARIA DE MATERIAIS

JÉSSICA AGNES DE ALMEIDA BARROS

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA COR DO ACABAMENTO SUPERFICIAL NA
EFICIÊNCIA DE UM SECADOR ARTIFICIAL**

BELO HORIZONTE

2013

JÉSSICA AGNES DE ALMEIDA BARROS

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA COR DO ACABAMENTO SUPERFICIAL NA
EFICIÊNCIA DE UM SECADOR ARTIFICIAL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado no Curso em Engenharia de Materiais do Centro Federal Tecnológico de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção de título de Bacharel em Engenharia de Materiais.

Orientador: André Guimarães Ferreira

BELO HORIZONTE

2013

JÉSSICA AGNES DE ALMEIDA BARROS

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA COR DO ACABAMENTO SUPERFICIAL NA
EFICIÊNCIA DE UM SECADOR ARTIFICIAL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado no curso de Graduação em Engenharia de Materiais do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Materiais.

BANCA EXAMINADORA:

Prof. André Guimarães Ferreira

Prof. Ezequiel de Souza Costa Júnior

Prof. Lindomar Matias Gonçalves

RESUMO

O presente trabalho visa avaliar a influência do acabamento superficial na eficiência de um secador artificial. Foi feito um estudo teórico do processo de secagem de produtos, mecanismos de transferência de calor em secadores, balanço energético de um secador e tipos de secadores artificiais. Um estudo experimental foi feito em um secador artificial que apresenta uma carcaça com estrutura de caixeta, através da realização de ensaios com secador vazio, com o secador com acabamento superficial preto brilhante e com secador com acabamento superficial branco brilhante, variando-se a vazão de ar através do ajuste do ventilador. Cada ensaio teve duração de 2 horas. Foram medidas as temperaturas e velocidades de entrada e saída do escoamento de ar, as temperaturas das paredes externas do secador e da parede do ambiente e a energia elétrica total consumida pelo secador. Foram realizadas análises comparativas do aumento de temperatura do ar durante a secagem, da vazão mássica do escoamento, que é dependente da velocidade de operação do secador, da eficiência térmica e das perdas energéticas radiantes do secador entre os resultados obtidos de cada um dos experimentos. Foi verificado que o secador com acabamento superficial branco brilhante apresenta uma eficiência um pouco maior do que o secador com acabamento superficial preto brilhante, uma vez que as perdas radiantes no secador com acabamento superficial preto brilhante são maiores do que no secador com acabamento superficial branco brilhante. Foi comprovada a influência da diferenciação de cores no acabamento superficial de um secador artificial como proposto.

Palavras-chave: Acabamento superficial. Secador Elétrico. Eficiência Térmica. Perdas Radiantes.

ABSTRACT

This employment aims to evaluate the surface finish influence on an artificial dryer efficiency. Was conducted a theoretical study of drying products, heat transfer mechanisms in the dryers, energy balance in a dryer and artificial dryers types. An experimental study was done in an artificial dryer having housing with “caixeta” structure, by conducting tests with empty dryer, tests with the dryer with bright black surface finish and with the dryer with bright white surface finish, varying the air flow through the fan setting. Each experiment lasted 2 hours. Were measured the temperatures and speeds of incoming and outgoing air flow, the temperatures of the dryer external walls and of the environment wall and the total electrical energy consumed by the dryer. Were carried out comparative analyzes of air temperature increase during drying, the flow mass flow rate, which is dependent on the operating speed of the dryer, the thermal efficiency and the radiant energy losses of the dryer between the results of each experiment. Was verified that the dryer with bright white surface finish presents a slightly higher efficiency than the dryer with bright black surface finish, since radiant losses in the dryer with bright black surface finish are greater than in the dryer with bright white surface finish. Was proven the influence of color difference in surface finish of an artificial dryer as proposed.

Keywords: Surface finish. Electrical dryer. Thermal efficiency. Radiant losses.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Estrutura de caixeta do secador artificial proposto.....	15
Figura 2 - Vistas externas do secador.....	16
Figura 3 - Apresentação do corte longitudinal do secador elétrico proposto.....	17
Figura 4 - Transferência de calor através de uma parede plana e circuito térmico equivalente.....	19
Figura 5 - Efeito total e local da transferência de calor por convecção.....	24
Figura 6 - Experimento para medição do coeficiente médio de transferência de calor \bar{h}_L que representa uma média ao longo de toda a placa. Potência elétrica EI é igual a taxa total de transferência de calor q	25
Figura 7 - Placa plana com escoamento paralelo.....	26
Figura 8 - Desenvolvimento da camada limite sobre uma placa vertical aquecida.....	29
Figura 9 - Transição da camada limite de convecção livre em uma placa vertical.....	29
Figura 10 - Espectro de radiação eletromagnética.....	33
Figura 11 - Transferência por radiação:.....	35
Figura 12 - Diagrama esquemático do sistema Flash Dryer.....	40
Figura 13 - Representação do sistema Flash Dryer.....	41
Figura 14- Sistema Spray Dryer.....	42
Figura 15 - Modelos de válvulas atomizadoras.....	43
Figura 16- Esquema de Secagem de Produto na Câmara.....	44
Figura 17- Sistema de Aglomeração do produto seco.....	44
Figura 18 - Representação da secagem por leito fluidizado.....	45

Figura 19 - Desenho esquemático de um secador de alimentos líquidos	46
Figura 20 – Fluxograma dos ensaios realizados.....	51
Figura 21- Alicata wattímetro medidor de energia ICEL, modelo AW-4700.....	52
Figura 22 - Termômetro digital ICEL, modelo TD-880.....	52
Figura 23- Termo-higro-anemômetro ICEL, modelo AN-4870.....	53
Figura 24 - Variação da temperatura em função do tempo para o acabamento superficial preto brilhante, no ensaio com ventilador operando com vazão máxima.....	56
Figura 25 - Variação da temperatura em função do tempo para o acabamento superficial preto brilhante, no ensaio com ventilador operando com vazão mínima	57
Figura 26 - Variação da temperatura em função do tempo para o acabamento superficial branco brilhante, no ensaio com ventilador operando com vazão máxima.....	58
Figura 27 - Variação da temperatura em função do tempo para o acabamento superficial branco brilhante, no ensaio com ventilador operando com vazão mínima	59
Figura 28- Aumento de temperatura no secador em função do tempo.....	60
Figura 29 - Vazão mássica do escoamento em função do tempo para cada ensaio realizado..	62
Figura 30 - Eficiência térmica do secador em função do tempo para cada ensaio realizado ...	63
Figura 31 - Perdas radiantes em função do tempo para cada ensaio realizado	65

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Tipos de secadores artificiais de alimentos mais utilizados	38
Tabela 2 - Tipos de secadores e aplicações.	38
Tabela 3 - Características de secadores selecionados.....	47

LISTA DE SÍMBOLOS

A = área, m^2

A_s = área superficial, m^2

c = velocidade da luz no meio, m/s

c_p = calor específico à pressão constante, $J/(kg.K)$

E = potencial elétrico, V

E_C = energia útil devido ao aquecimento do escoamento de ar, J

E_T = energia total, J

E_n = poder emissivo

f = frequência de radiação, s^{-1}

g = gravidade, m/s^2

G = irradiação, W/m^2

G_{abs} = irradiação absorvida, W/m^2

Gr_L = número de Grashof

h = coeficiente de transferência de calor por convecção, $W/(m^2.k)$

\bar{h} = coeficiente médio de transferência de calor por convecção, $W/(m^2.k)$

h_{in} = coeficiente de transferência de calor de entrada, $W/(m^2.k)$

h_{out} = coeficiente de transferência de calor de saída, $W/(m^2.k)$

h_r = coeficiente de transferência de calor por radiação, $W/(m^2.k)$

\bar{h}_L = coeficiente médio de transferência de calor por convecção ao longo de toda a placa, $W/(m^2.k)$

I = corrente elétrica, A

k = condutividade térmica, $W/(m.k)$

L = comprimento, m

\dot{m} = vazão mássica do escoamento de ar, kg/s

\dot{m}_{in} = vazão mássica de entrada, kg/s

\dot{m}_{out} = vazão mássica de saída, kg/s

\overline{Nu} = número de Nusselt

\overline{Nu}_L = número de Nusselt global

\overline{Nu}_x = número de Nusselt local

P = potência elétrica, J/s

Pr = número de Prandtl

q = taxa de transferência de calor, W

q'' = fluxo térmico, W/m²

\dot{Q} = vazão de transferência de energia

q_{rad} = taxa líquida ou global de transferência de calor por radiação, W

q''_{rad} = taxa de transferência de calor por radiação por unidade de área superficial, W/m²

R_{el} = resistência elétrica, Ω

R_{tot} = resistência térmica total, k/W

$R_{t,cond}$ = resistência térmica condutiva, k/W

$R_{t,rad}$ = resistência térmica radiante, k/W

Ra_L = número de Rayleigh

Re_L = número de Reynolds global

Re_x = número de Reynolds local

$Re_{x,cr}$ = número de Reynolds local crítico

T_f = temperatura do filme, K ou °C

T_{in} = temperatura ambiente de entrada do fluxo de ar, K ou °C

T_{out} = temperatura de saída do fluxo de ar, K ou °C

T_s = temperatura da superfície, K ou °C

T_{viz} = temperatura da vizinhança, K ou °C

T_∞ = temperatura do fluido, K ou °C

u_∞ = velocidade constante do fluido, m/s

ν = viscosidade cinemática do fluido, m²/s

V = velocidade, m/s

V_{in} = velocidade de entrada, m/s

V_{out} = velocidade de saída, m/s

\dot{W}_S = taxa de realização de trabalho na superfície, W

z_{in} = energia potencial na entrada do escoamento, J

z_{out} = energia potencial na saída do escoamento, J

Letras gregas

α = absorptividade

β = coeficiente de expansão térmica, K⁻¹

ε = emissividade

η_T = eficiência térmica

λ = comprimento de onda, μm

μ = viscosidade dinâmica do fluido, kg/(s.m)

ρ = densidade do fluido, kg/m³

σ = resistividade elétrica, constante de Boltzmann, 1/ $\Omega \cdot \text{m}$

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	Justificativa e relevância	12
1.2	Objeto de estudo	14
1.3	Objetivos	18
2	REVISÃO DE LITERATURA	19
2.1	Mecanismos de transferência de calor em secadores	19
2.1.1	<i>Condução em parede plana</i>	19
2.1.2	<i>Convecção</i>	23
2.1.3	<i>Radiação</i>	31
2.2	Balço energético do secador	36
2.3	Tipos de secadores artificiais	38
2.4	Estado da arte	45
3	METODOLOGIA	51
3.1	Sensores	51
3.2	Ensaio experimentais	53
4	RESULTADOS	55
4.1	Considerações iniciais	55
4.2	Resultados parciais	55
4.3	Análises comparativas	60
5	CONCLUSÕES	67
	REFERÊNCIAS	68

1 INTRODUÇÃO

1.1 Justificativa e relevância

O Brasil possui um índice de desperdício de alimentos de origem vegetal bastante elevado. De acordo com Vilela et al. (2003) este índice de perdas varia entre 35% e 40%. A análise qualitativa e quantitativa deste índice de perdas infere que ocorre um aumento de custo destes produtos - frutas e hortaliças - devido à redução da disponibilidade dos mesmos no mercado. Como uma parte significativa da população brasileira não possui renda suficiente para comprar os alimentos inflacionados, o consumo destes fica restrito à parcela da população com poder aquisitivo requerido para tal.

A secagem é um importante método de preservação de alimentos, uma vez que dentre os outros existentes (congelamento, processamento e produção de enlatados, produção de conservas, liofilização e irradiação) apresenta vantagens relevantes (JUNQUEIRA e LUENGO, 1999). As frutas e hortaliças são desperdiçadas nas etapas de transporte, armazenamento, embalagem e estocagem. Os alimentos amassados, consequência decorrente de todas as etapas citadas devido às condições e locais inadequados de procedência das mesmas, ou perdidos na etapa de transporte, são considerados impróprios para consumo, assim como os danificados por ataque de fungos, bactérias, e pequenos animais (SILVA et al., 2003). Portanto, devido à variedade de possibilidades de desperdício, a secagem torna-se interessante por poder ser utilizada por uma grande variedade desses alimentos. A secagem também contribui para redução do custo final dos produtos, porque reduz o custo da etapa de transporte, cujo preço é diretamente proporcional a massa da carga transportada, a qual é reduzida, custo este que tem valor plausível no valor final do alimento ofertado. O próprio produtor agrícola pode realizar esse processamento, o que aumenta o lucro do mesmo por eliminar a ação de intermediários. Outras vantagens são redução do risco de deterioração e uma possível intensificação do sabor do alimento, pois este mantém as suas propriedades físicas e nutritivas, o que agrega valor comercial ao alimento.

A secagem é uma operação de remoção de água, ou de qualquer outro líquido na forma de vapor, para uma fase gasosa insaturada através de um mecanismo de vaporização térmica, numa temperatura inferior à de ebulição. É realizada através de fontes de calor natural ou produzida artificialmente em condições de temperatura, umidade e correntes de ar

cuidadosamente controladas. O ar é o meio mais usado de secagem dos alimentos. O mesmo conduz calor ao alimento, provocando evaporação da água, sendo também o veículo no transporte do vapor úmido retirado literalmente do alimento.

A evolução desse procedimento de desidratação de alimentos acompanhou a evolução industrial e tecnológica, que por sua vez é um processo contínuo que visa à utilização de um pequeno capital inicial de investimento, redução de custos com mão de obra assalariada, redução de tempo de obtenção do produto final, uma melhoria considerável da qualidade do produto final a ser comercializado, e, principalmente, lucratividade para o produtor.

A secagem pode ser classificada em secagem natural (ou feita diretamente ao sol), secagem em secadores solares e secagem em secadores artificiais. A secagem natural utiliza a energia solar como fonte de calor, o ar como veículo de transmissão dessa energia e do vapor retirado dos alimentos. É uma técnica que requer poucos investimentos, mas pouco eficiente quando comparada aos métodos de secagem no interior de secadores. Nos períodos chuvosos, o alimento, após ser processado por secagem natural, reabsorve umidade. Além disso, o método apresenta perdas consideráveis por contaminação com germes patogênicos e ataque de fungos, bactérias e pequenos animais; e também, devido a sua simplicidade característica, inviabiliza um controle rigoroso do procedimento completo, o que resulta numa secagem heterogênea e insatisfatória do produto.

A secagem efetuada com uso de aquecedores solares também utiliza a energia solar como fonte de calor. No entanto, o escoamento do ar utilizado na secagem como veículo de transporte de calor (para o produto) e de vapor retirado é dependente das condições climáticas ambientais, que conseqüentemente interferem nas condições térmicas do fluxo de secagem. Essa dependência, ainda que as perdas de alimentos sejam reduzidas quando comparadas às ocasionadas por secagem natural, se torna uma característica desfavorável do método em relação ao que faz uso de secadores artificiais. A secagem efetuada com uso de secadores artificiais utiliza uma variedade de fontes de calor - queima de combustível fóssil, aquecimento elétrico ou de outra natureza - e apesar desse consumo energético ser relevante e encarecer o produto final, estas fontes alternativas apresentam uma vantagem pertinente em comparação à utilização de aquecedores solares. Esse tipo de secador gera um produto de melhor qualidade porque possibilita uma secagem mais homogênea. A secagem homogênea é

decorrente do melhor controle da temperatura do escoamento do ar utilizado como meio de secagem.

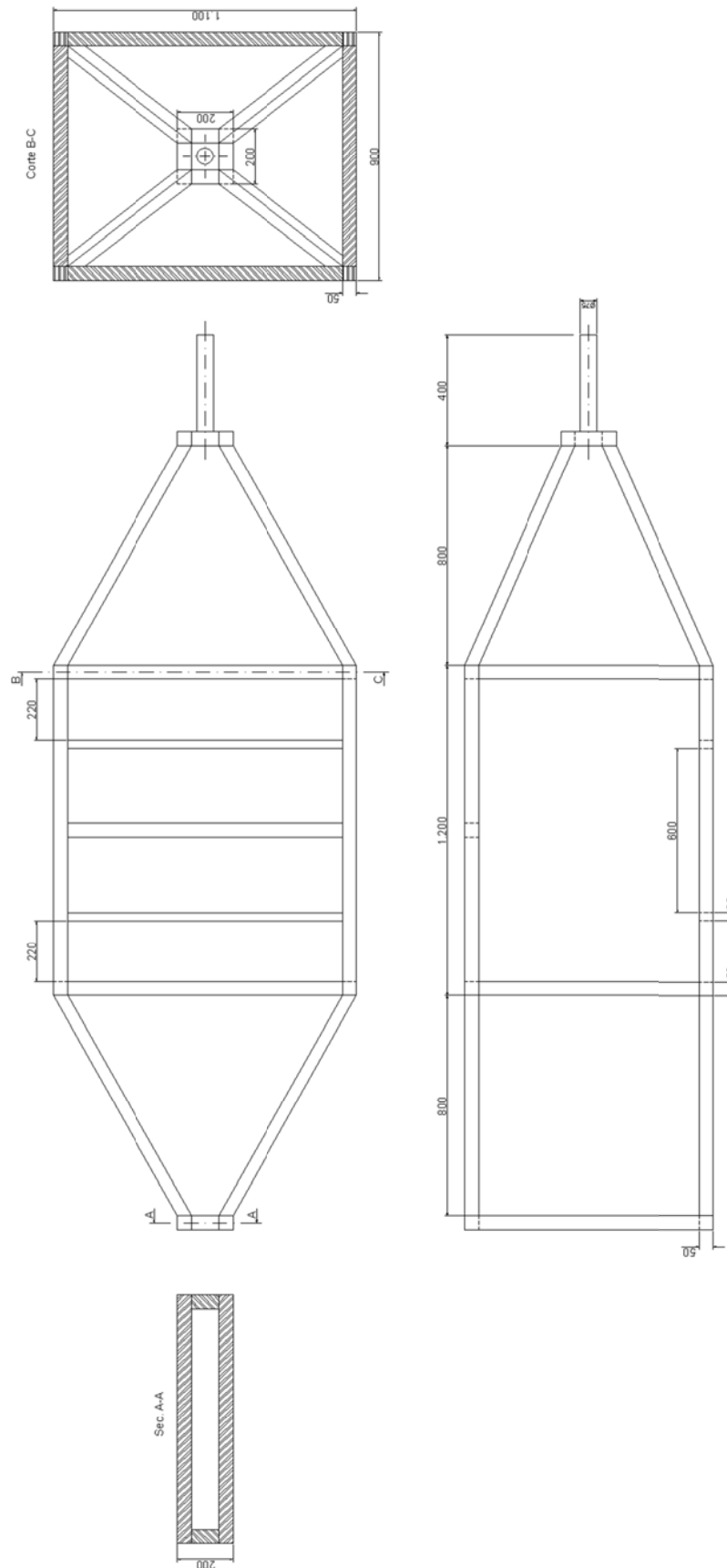
Para se efetuar a secagem com secadores artificiais é necessário um maior investimento inicial. Este tipo de secador nem sempre será economicamente viável para pequenos produtores com menor poder aquisitivo. Para inserir este pequeno produtor e agricultor em uma posição competitiva no mercado, é necessário projetar um secador artificial com uma eficiência térmica maior, consumo elétrico, que é dispendioso, menor e perdas térmicas reduzidas. Essa melhoria de projeto geraria redução do custo de produção do alimento secado, redução do preço final do produto disponibilizado ao consumidor, e aumento considerável no lucro do produtor. Um dos possíveis pontos de perdas é a troca radiante entre a superfície externa do secador e o ambiente. Neste contexto este trabalho propõe o estudo da influência do acabamento superficial na eficiência de um secador artificial.

1.2 Objeto de estudo

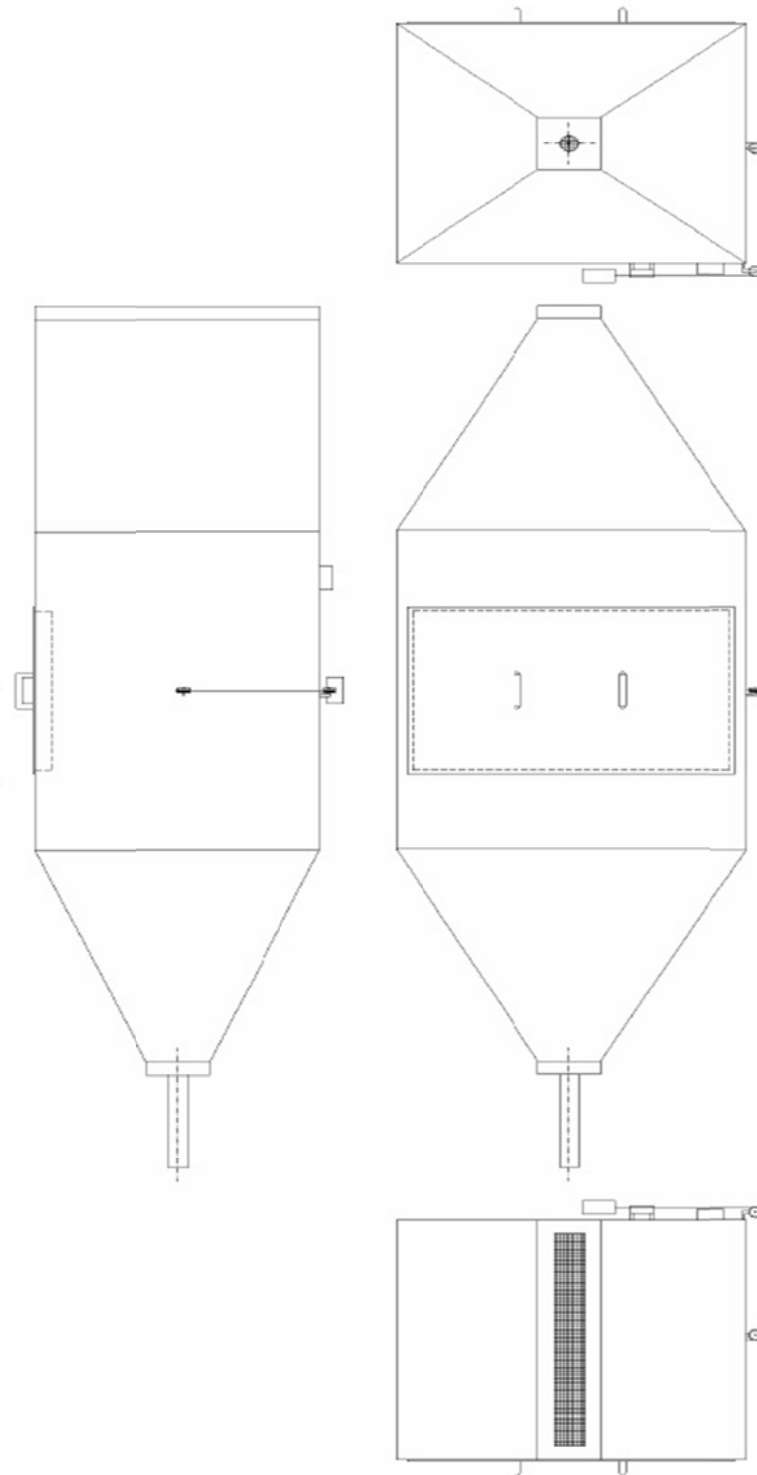
O secador artificial utilizado para realização da análise proposta apresenta uma carcaça com estrutura de caixeta (madeira de baixo peso e a alta resistência mecânica), como demonstrada na Figura 1, que promove um aumento importante da resistência térmica através da parede do dispositivo. A carcaça é revestida interna e externamente por chapas de aço galvanizado pintadas. A tinta proporciona proteção da estrutura de madeira, evitando danos devido à ação da umidade resultante do processo de secagem, proteção do alimento a ser secado, pois o contato do escoamento de ar com madeira e com o produto poderia ocasionar contaminação microbológica, e também atua como revestimento do isolamento térmico. Todas as paredes da carcaça do secador são isoladas termicamente por lã de vidro.

Na Figura 2 é apresentado um esquema das vistas externas do secador. A geometria, a existência de um exaustor instalado em sua entrada e três telas transversais que funcionam como barreiras para o escoamento de ar para atravessar as bandejas com o produto a ser secado, garantem uma maior uniformidade do escoamento e favorecem a homogeneidade da secagem.

Figura 1 - Estrutura de caixeta do secador artificial proposto



Fonte: Ferreira (2011).

Figura 2 - Vistas externas do secador

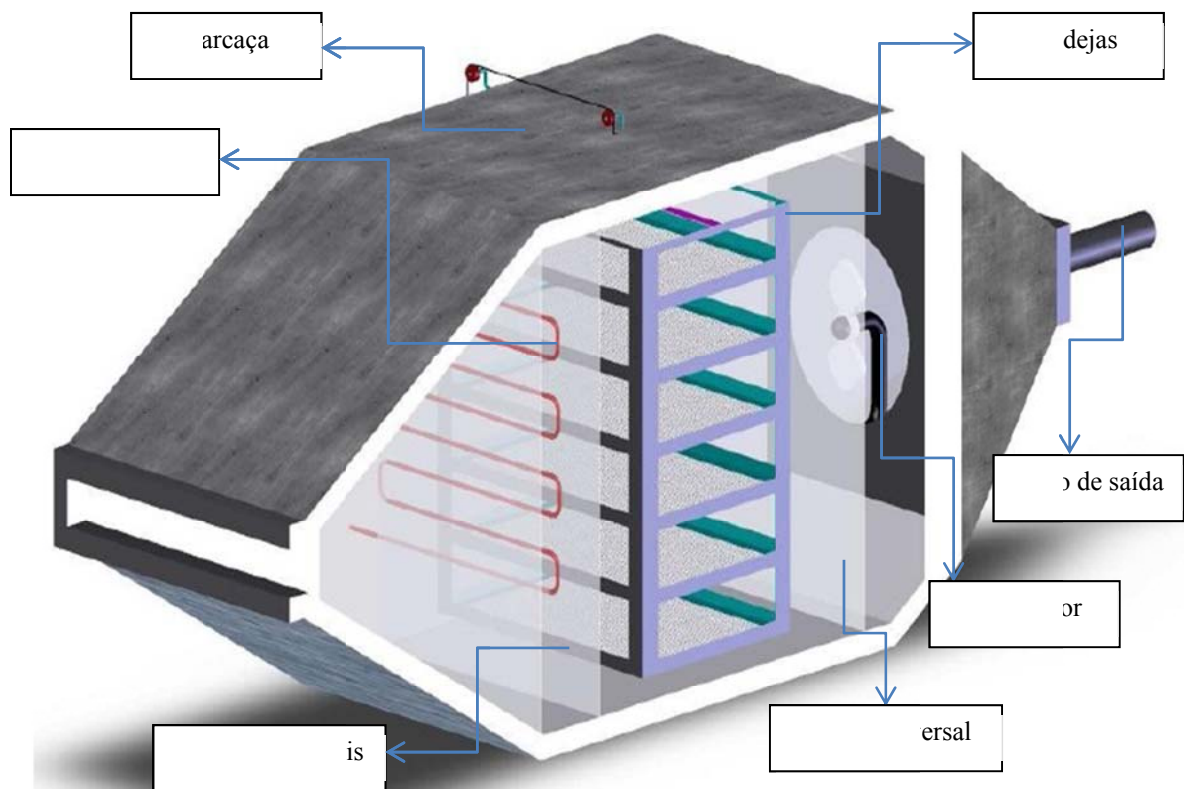
Fonte: Ferreira (2011).

O ar utilizado como meio de secagem escoar por um canal tubular existente no interior do secador. A análise do ciclo de variação térmica sofrida pelo ar escoado implica que o fluido

está inicialmente à temperatura ambiente, posteriormente é aquecido por uma resistência elétrica gradualmente até atingir uma temperatura fixa. Essa temperatura fixada é obtida devido a um sistema de controle rígido de condição térmica. O ar atravessa as bandejas com o produto a ser secado, remove a umidade na forma física de vapor do alimento e sai do secador através de um canal retangular no qual há uma tela transversal.

As bandejas de secagem são fixadas através de um cabo de aço e polias em uma célula de carga formando uma estrutura em balanço, como demonstrado na Figura 3.

Figura 3 - Apresentação do corte longitudinal do secador elétrico proposto



Fonte: Ferreira (2011).

A abertura frequente do secador para remoção de amostras experimentais e para avaliação da redução de suas massas altera a temperatura amostral, diminui a temperatura da câmara de secagem, resfriando-a, e, por conseguinte favorece o gasto de uma quantidade maior de energia elétrica para controle térmico. A utilização de uma célula de carga permite que o

secador não seja aberto durante o ensaio experimental, evitando a invalidação do experimento.

1.3 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é realizar um estudo teórico e experimental sobre a influência da cor do acabamento superficial externo de um secador, em suas perdas térmicas radiantes e em sua eficiência. Para alcançar este objetivo, são objetivos específicos deste trabalho:

- Realizar o balanço energético no equipamento proposto;
- Realizar ensaios experimentais para avaliação da eficiência térmica para dois acabamentos diferentes;
- Avaliar a perda radiante para os dois acabamentos diferentes.

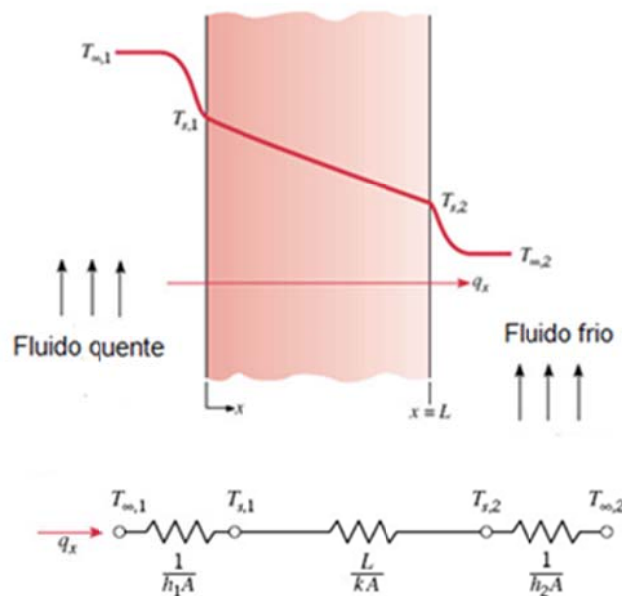
2 REVISÃO DE LITERATURA

2.1 Mecanismos de transferência de calor em secadores

2.1.1 Condução em parede plana

A transferência de calor por condução unidimensional ocorre em função de uma única coordenada x que descreve a variação espacial das variáveis dependentes, ou seja, o calor é transferido exclusivamente em uma única direção. Uma parede plana separa dois fluidos, os quais se encontram a diferentes temperaturas. A transferência de calor acontece por convecção do fluido quente a uma temperatura $T_{\infty,1}$ para uma superfície da parede $T_{s,1}$, por condução através da parede e por convecção da outra superfície da parede a $T_{s,2}$ para o fluido frio a $T_{\infty,2}$; como apresentado na Figura 4.

Figura 4 - Transferência de calor através de uma parede plana e circuito térmico equivalente



Fonte: Incropera et al. (2008).

A distribuição de temperatura na parede é determinada através da resolução da equação do calor com as condições de contorno.

Para o regime estacionário sem a presença de fontes ou absorvedores de energia no interior da parede a equação do calor é:

$$\frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (1)$$

Logo o fluxo térmico é constante e independente de x . Quando a condutividade térmica do material da parede é considerada constante ao integrar-se a equação do calor proposta anteriormente duas vezes obtêm-se a solução geral (INCROPERA et al., 2008):

$$T(x) = C_1 x + C_2 \quad (2)$$

Onde:

C_1 e C_2 = Constantes de integração.

As constantes de integração C_1 e C_2 são determinadas de acordo com as condições de contorno pertinentes. Quando $x = 0$ e $x = L$ têm-se (INCROPERA et al., 2008):

$$T(0) = T_{s,1} \text{ e } T(L) = T_{s,2} \quad (3)$$

Logo:

$$T_{s,1} = C_2 \text{ e } T_{s,2} = C_1 L + C_2 = C_1 L + T_{s,1} \text{ ou} \quad (4)$$

$$\frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{L} = C_1$$

A distribuição da temperatura pode ser expressa por:

$$T(x) = (T_{s,2} - T_{s,1}) \frac{x}{L} + T_{s,1} \quad (5)$$

A temperatura varia linearmente com x na condução de calor unidimensional em regime estacionário em uma parede plana sem geração interna de calor e com condutividade térmica constante.

Utiliza-se a *Lei de Fourier* para determinar a taxa de transferência de calor por condução (INCROPERA et al., 2008):

$$q_x = kA \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (6)$$

Onde:

A = Área da parede normal a direção da transferência de calor (m^2);

k = Condutividade térmica (W/mK).

O fluxo térmico:

$$q''_x = \frac{q_x}{A} = \frac{k}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (7)$$

A taxa de transferência de calor é constante e independe de x , para uma parede plana. Existe uma analogia entre difusões de calor e carga elétrica, pois uma resistência elétrica está relacionada à condução de eletricidade assim como uma resistência térmica está associada a uma condução de calor. A resistência térmica condutiva é (INCROPERA et al., 2008):

$$R_{t,cond} \equiv \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{kA} \quad (8)$$

A resistência elétrica de fornecida pela *Lei de Ohm* é:

$$R_{el} \equiv \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{I} = \frac{L}{\sigma A} \quad (9)$$

Onde:

I = Corrente elétrica;

σ = Resistividade elétrica.

A taxa de transferência de calor pode ser determinada considerando cada elemento do circuito térmico equivalente, mostrado na Figura 4. Tem-se que (INCROPERA et al., 2008):

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{\frac{1}{h_1 A}} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\frac{L}{kA}} = \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{\frac{1}{h_2 A}} \quad (10)$$

Onde:

h_1 e h_2 = Coeficientes de convecção.

A taxa de transferência de calor também pode ser representada em termos de diferença de temperatura global ($T_{\infty,1} - T_{\infty,2}$), e da resistência térmica total R_{tot} :

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{tot}} \quad (11)$$

Uma vez que as resistências condutivas e convectivas estão em série, portanto podem ser somadas:

$$R_{tot} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_2 A} \quad (12)$$

Se a superfície estiver separada de uma grande vizinhança por um gás a temperatura T_{viz} , ou seja, quando a troca de calor por radiação entre a superfície e a vizinhança é significativa, segue-se uma resistência térmica radiante (INCROPERA et al., 2008):

$$R_{t,rad} = \frac{T_s - T_{viz}}{q_{rad}} = \frac{1}{h_r A} \quad (13)$$

Onde:

h_r = Coeficiente de radiação.

2.1.2 Convecção

A transferência de calor por convecção ocorre através de dois mecanismos:

- Transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório (difusão).
- Transferência de calor através do movimento global ou macroscópico do fluido.

Quando se considera um fluido com uma velocidade V e uma temperatura T_∞ que escoar sobre uma superfície de forma arbitrária e área superficial A_s , a superfície se encontra a uma temperatura T_s uniforme e diferente de T_∞ . Essa diferença de condição térmica proporciona a transferência de calor por convecção entre a superfície e o fluido. O fluxo térmico local q'' é representado por (INCROPERA et al., 2008):

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (14)$$

Onde:

h = Coeficiente local de transferência de calor por convecção.

As condições de escoamento ao longo da superfície, a taxa total de transferência de calor, q , é obtida pela integração do fluxo local de ponto a ponto da superfície em sua totalidade.

$$q = \int_{A_s} q'' dA_s \text{ ou } q = (T_s - T_\infty) \int_{A_s} h dA_s \quad (15)$$

Quando é definido o coeficiente médio de transferência de calor por convecção \bar{h} , a taxa total de transferência é demonstrada por:

$$q = \bar{h} A_s (T_s - T_\infty) \quad (16)$$

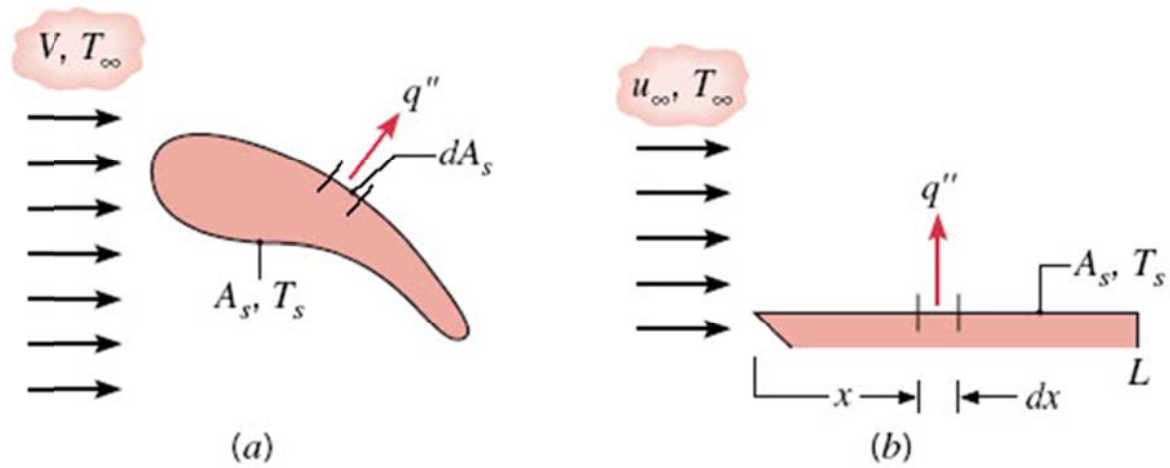
A relação entre o coeficiente médio e o local é representada por:

$$\bar{h} = \frac{1}{A_s} \int_{A_s} h dA_s \quad (17)$$

A Figura 5. (a) apresenta o efeito total e local da transferência de calor por convecção em uma superfície de forma arbitrária. No escoamento sobre uma placa plana como ilustrado na Figura 5. (b), h varia em função da distância x da aresta frontal da placa e a relação entre o coeficiente médio local é expressa por:

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h dx \quad (18)$$

Figura 5 - Efeito total e local da transferência de calor por convecção

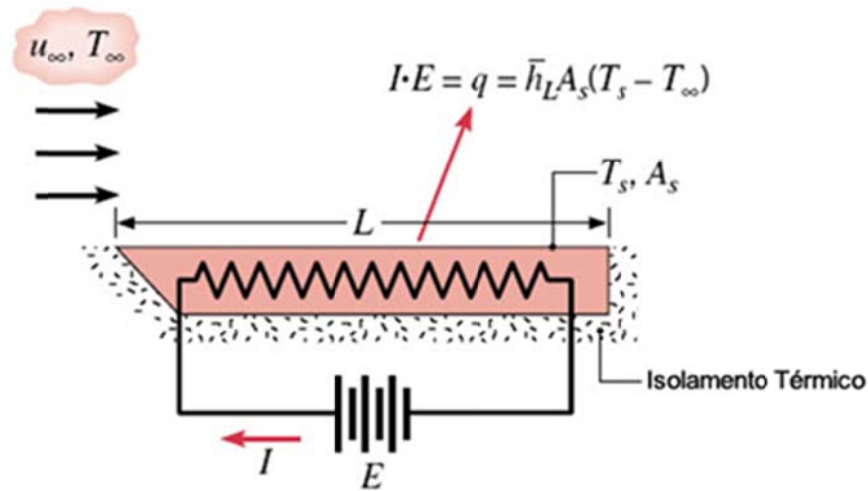


(a) Superfície de forma arbitrária (b) Placa plana

Fonte: Incropera et al. (2008).

Existe uma correlação para transferência de calor por convecção que pode ser obtida experimentalmente, apresentada na Figura 6. Uma placa de geometria específica quando aquecida eletricamente deve manter sua temperatura superficial (T_s) maior que a temperatura do fluido (T_∞) de modo que a transferência de calor por convecção ocorra da superfície para o fluido.

Figura 6 - Experimento para medição do coeficiente médio de transferência de calor \bar{h}_L que representa uma média ao longo de toda a placa. Potência elétrica EI é igual a taxa total de transferência de calor q



Fonte: Incropera et al. (2008).

Considerando todos os fluidos os números de Nusselt, Reynolds e Prandtl podem ser determinados e representados por uma expressão algébrica (INCROPERA et al., 2008):

$$\overline{Nu}_L = C Re_L^m Pr^n \quad (19)$$

Essa expressão indica uma dependência do número de Nusselt em relação ao número de Reynolds na forma de uma *Lei de Potência*. Os valores específicos do coeficiente C e dos expoentes m e n variam com a natureza da geometria da superfície e o tipo de escoamento, mas são frequentemente independentes da natureza do fluido. Como essa *Lei de Potência* é inferida a partir de dados experimentais ela é considerada uma correlação empírica.

É importante ressaltar que a hipótese de as propriedades do fluido serem constantes está implícita nos resultados obtidos. No entanto, sabe-se que as propriedades do fluido variam com a temperatura através da camada limite e essa variação pode influenciar a taxa de transferência de calor. Existem dois métodos para analisar essa influência: no primeiro a *Lei de Potência* é utilizada com todas as propriedades avaliadas a uma temperatura de camada limite média, temperatura do filme (T_f):

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (20)$$

No outro método são avaliadas todas as propriedades a temperatura do fluido e multiplica-se o lado direito da *Lei de Potência* por um parâmetro adicional que considera a variação das propriedades. Este parâmetro possui comumente a forma:

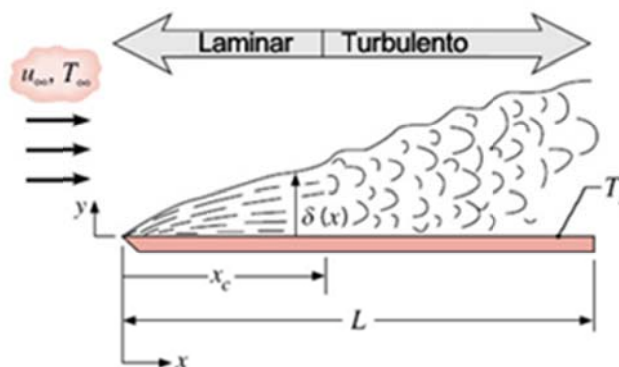
$$\left(\frac{Pr_{\infty}}{Pr_s}\right)^r \text{ ou } \left(\frac{\mu_{\infty}}{\mu_s}\right)^r \quad (21)$$

Onde os subscritos ∞ e s indicam a avaliação das propriedades nas temperaturas da corrente livre e da superfície, respectivamente.

O escoamento paralelo em uma placa plana pode ser em regime laminar ou turbulento como representado na Figura 7. As características que os diferem são:

- Laminar: ordenado, linhas de corrente identificáveis;
- Turbulento: irregular, flutuações, misturação, aleatório; tridimensional;
- Transição: surgimento de perturbações amplificadas.

Figura 7 - Placa plana com escoamento paralelo



Fonte: Incropera et al. (2008).

A localização da transição é definida por Reynolds local (INCROPERA et al., 2008):

$$Re_x = \frac{\rho u_{\infty} x}{\mu} \quad (22)$$

Onde:

ρ = Densidade do fluido;

u_∞ = Velocidade constante do fluido;

μ = Viscosidade dinâmica do fluido.

Para o escoamento laminar global é necessário avaliar Reynolds global (INCROPERA et al., 2008):

$$Re_L = \frac{\rho u_\infty L}{\mu} \quad (23)$$

Logo:

$$\overline{Nu} \equiv \frac{\bar{h} L}{k} = 0,664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad Pr \geq 0,6 \quad (24)$$

Para o regime de escoamento com camada limite mista, também é necessário avaliar o Reynolds global, e tem-se (INCROPERA et al., 2008):

$$\overline{Nu}_L = (0,037 Re_L^{4/5} - 871) Pr^{1/3} \quad (25)$$

Onde:

$$0,6 < Pr < 60$$

$$5 \times 10^5 < Re_L \leq 10^8$$

$$Re_{x,cr} = 5 \times 10^5$$

Externamente, ocorre convecção mista.

Entende-se por convecção mista a forma de transferência de calor onde a convecção livre e a convecção forçada possuem a mesma ordem de grandeza.

- Convecção mista: $(Gr_L/Re_L^2) \approx 1$;
- Convecção livre: $(Gr_L/Re_L^2) \gg 1$;
- Convecção forçada: $(Gr_L/Re_L^2) \ll 1$;

Correlação de transferência de calor para convecção mista (INCROPERA et al., 2008):

$$Nu^3 = Nu_{Convecção Forçada}^3 \pm Nu_{Convecção Natural}^3 \quad (26)$$

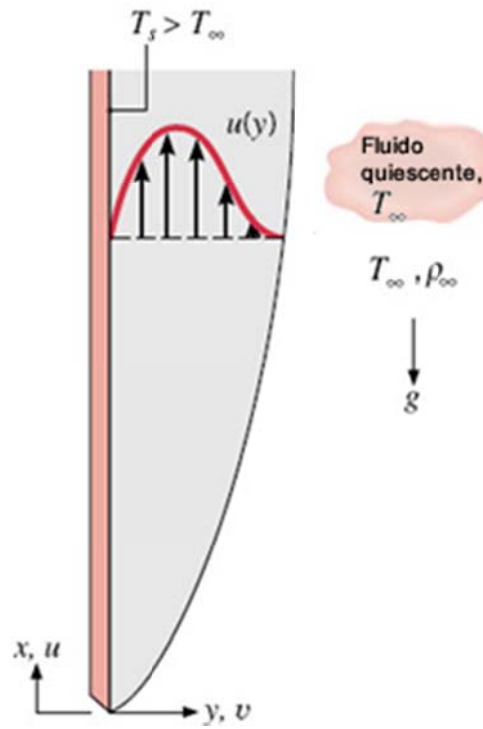
+ → escoamento paralelo ou transversal

- → escoamento oposto

Em placas verticais pode-se desenvolver a camada limite em convecção livre, se estas estão em contato com uma placa plana aquecida, como representado nas Figuras 8 e 9. As características dessa camada são:

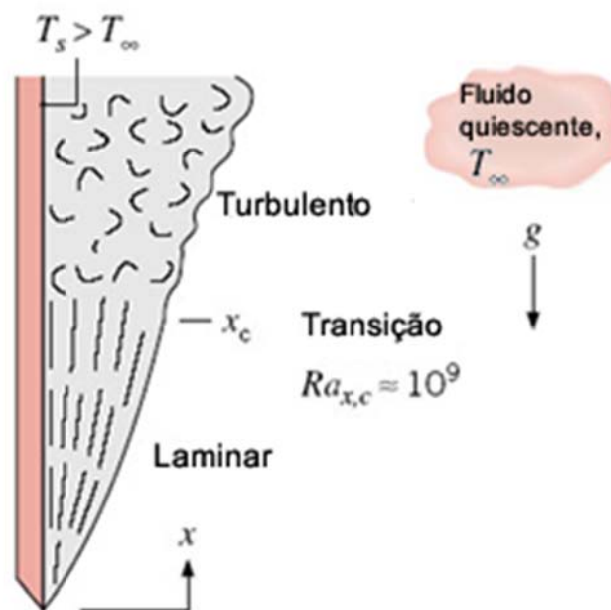
- Fluxo ascendente, com perfil de velocidade $u = f(y)$;
- Velocidade máxima dentro da camada limite;
- Velocidade nula na parede e fora da camada limite.

Figura 8 - Desenvolvimento da camada limite sobre uma placa vertical aquecida



Fonte: Incropera et al. (2008).

Figura 9 - Transição da camada limite de convecção livre em uma placa vertical



Fonte: Incropera et al. (2008).

Entende-se como transição para a turbulência a amplificação da amplitude das perturbações e ordem de grandezas entre forças de empuxo e viscosas. Existem os números de Grashof e Rayleigh.

Número de Grashof:

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} = \frac{\text{Forças de Empuxo}}{\text{Forças Viscosas}} \quad (27)$$

Onde:

$\nu = \mu/\rho$, viscosidade cinemática do fluido;

β = Coeficiente de expansão térmica.

Número de Rayleigh:

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (28)$$

A transição ocorre para Rayleigh crítico de (INCROPERA et al., 2008):

$$Ra_{x,c} = Gr_{x,c} Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)x^3}{\nu\alpha} \approx 10^9 \quad (29)$$

Escoamento Laminar ($Ra < 10^9$) (INCROPERA et al., 2008):

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,670Ra_L^{1/4}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (30)$$

Escoamento Turbulento ($Ra > 10^9$) (INCROPERA et al., 2008):

$$\overline{Nu}_L = 0,825 + \left\{ \frac{0,387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (31)$$

Em placas horizontais o empuxo é normal à superfície da placa, ao invés de paralelo,

$$(L = A_s/P).$$

Superfície superior aquecida ou superfície inferior resfriada (INCROPERA et al., 2008):

$$\overline{Nu}_L = 0,54 Ra_L^{1/4} (10^4 < Ra_L < 10^7) \quad (32)$$

$$\overline{Nu}_L = 0,15 Ra_L^{1/3} (10^7 < Ra_L < 10^{11}) \quad (33)$$

Superfície superior resfriada ou superfície inferior aquecida (INCROPERA et al., 2008):

$$\overline{Nu}_L = 0,27 Ra_L^{1/4} (10^5 < Ra_L < 10^{10}) \quad (34)$$

2.1.3 Radiação

A radiação térmica é um mecanismo de transferência de calor que não exige a presença de um meio material para sua propagação.

A radiação é emitida por todas as formas de matéria com temperatura diferente de zero. Considera-se um sólido com uma temperatura superficial (T_s) mais elevada do que a temperatura da vizinhança (T_{viz}), inserido em um ambiente à presença de vácuo, o qual impede a perda de energia por condução ou convecção, uma vez que ambas precisam de um meio para se propagar; o resfriamento desse sólido se deve a redução da energia interna armazenada pelo mesmo e conseqüentemente da emissão de radiação térmica pela sua superfície. Dessa forma a superfície irá interceptar e absorver a radiação originada em sua superfície. A taxa líquida de transferência de calor por radiação $q_{rad,liq}$ ocorrerá até que a superfície esfrie o suficiente para que sua temperatura atinja o valor da temperatura da vizinhança, ou seja, a taxa de transferência ocorre da superfície para o ambiente.

A emissão de radiação acontece como resultado de oscilações ou transições dos elétrons que constituem a matéria. Essa mudança na configuração eletrônica é produzida pela energia

interna existente no gás, sólido ou líquido estudados e, portanto dependente da temperatura na qual estes se encontram.

Em gases e sólidos semitransparentes a emissão é um fenômeno volumétrico, pois a radiação corresponde à integração da emissão local ao longo de todo o volume, contudo analisam-se usualmente sólidos e líquidos nos quais a radiação é um fenômeno de superfície, porque a radiação emitida pelas moléculas localizadas no interior do volume é em grande parte absorvida pelas moléculas a elas adjacentes.

Atribui-se à radiação as propriedades típicas de uma onda uma vez que se pode dizer que a radiação é a propagação de um conjunto de partículas denominadas fótons ou quanta, a propagação de ondas eletromagnéticas. Logo se pode expressar algebricamente a relação entre a frequência f e comprimento de onda λ para a radiação que se propaga em um determinado meio:

$$\lambda = \frac{c}{\nu} \quad (35)$$

Onde:

c = Velocidade da luz no meio;

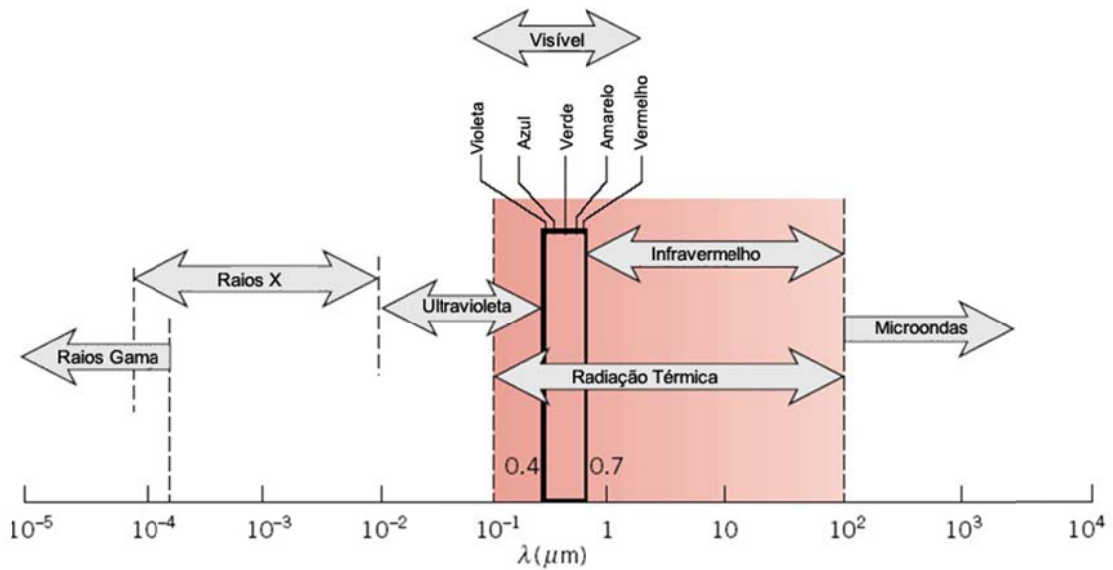
λ = Comprimento de onda;

f = Frequência.

Para a propagação no vácuo, meio no qual a transferência por radiação é mais eficiente $c = 2,998 \times 10^8$ m/s. A unidade de comprimento de onda utilizada comumente é o micrômetro (μm), com $1 \mu\text{m}$ equivalente a 10^{-6} m.

Em um espectro eletromagnético completo, ilustrado na Figura 10, a fração intermediária que se estende aproximadamente de 0,1 a 100 μm , a qual inclui a fração da região ultravioleta (UV) e o espectro visível e infravermelho, é considerada pertencente a transferência de calor por radiação térmica.

Figura 10 - Espectro de radiação eletromagnética



Fonte: Incropera et al. (2008).

Conforme explicado anteriormente, a magnitude da radiação varia em função do comprimento de onda por isto utiliza-se o termo espectral para referenciar essa dependência. A radiação emitida é formada por uma distribuição contínua e não uniforme de componentes com um único comprimento de onda e varia de acordo com a natureza da superfície que emite a radiação e a temperatura da mesma.

A natureza espectral e a direcionalidade da radiação térmica são características que tornam o estudo da radiação térmica complexa.

O poder emissivo E da superfície é determinado pela relação taxa de energia térmica superficial da matéria liberada por unidade de área (W/m^2). O limite superior para o poder emissivo é limitado pela *lei de Stefan – Boltzmann*:

$$E_n = \sigma T_s^4 \quad (36)$$

Onde:

T_s = Temperatura absoluta (K) da superfície;

σ = Constante de Boltzmann que equivale a $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$.

Essa superfície que emite este limite é chamada de radiador ideal ou corpo negro. Uma superfície real na qual o fluxo de calor emitido é menor do que o emitido pelo radiador ideal a uma mesma condição térmica é dado por:

$$E_n = \varepsilon \sigma T_s^4 \quad (37)$$

Onde:

ε = Emissividade com valores no intervalo de $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

A emissividade é uma propriedade que depende do material da superfície e mede a capacidade de emissão de energia dessa superfície comparada a um corpo negro. A radiação também pode incidir sobre uma superfície através de sua vizinhança sendo proveniente de uma fonte especial ou de outras superfícies as quais a superfície em questão esteja exposta. A irradiação G é a taxa de todas essas radiações incidentes sobre uma área unitária da superfície, pode ser absorvida pela superfície ocasionando o aumento da energia térmica total da matéria:

$$G_{abs} = \alpha G \quad (38)$$

Onde:

α = absortividade com valores no intervalo $0 \leq \alpha \leq 1$

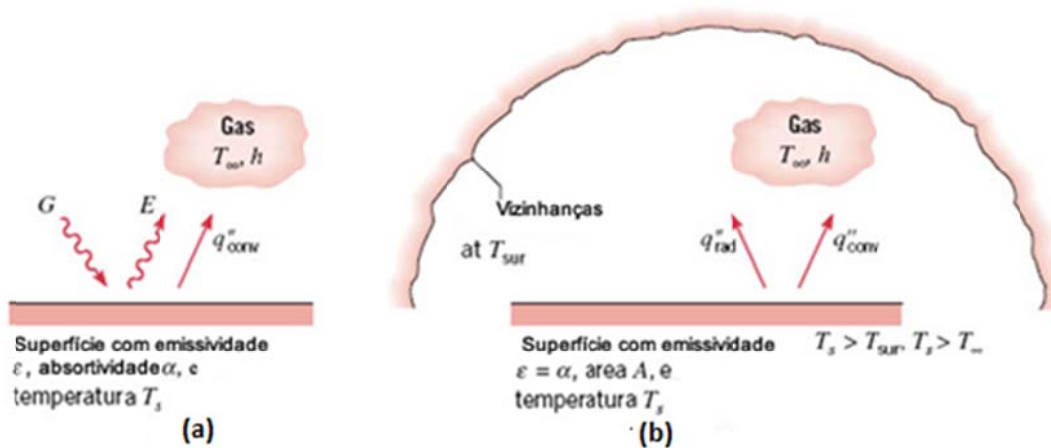
A absortividade é uma propriedade que avalia de acordo com seu parâmetro de intervalo a capacidade de absorção e reflexão da superfície. Se $\alpha < 1$ e a superfície é opaca, frações de radiação são refletidas. Se $\alpha > 1$ e a superfície é semitransparente frações de radiação são refletidas e transmitidas. No entanto as radiações absorvidas e emitidas aumentam e reduzem a energia térmica da matéria respectivamente; enquanto as radiações refletidas e transmitidas não influenciam essa energia. O valor α depende da natureza da superfície e da irradiação.

Uma situação específica que ocorre frequentemente é a troca de radiação entre uma superfície pequena como a uma temperatura não nula e uma superfície exotérmica muito maior que envolve completamente a primeira, demonstrada na Figura 11. Em tais condições, com as temperaturas superficiais diferentes a irradiação pode ser aproximada pela emissão de um

corpo negro a uma temperatura da superfície exotérmica (T_{viz}). Neste caso (INCROPERA et al., 2008):

$$G = \sigma T_{viz}^4 \quad (39)$$

Figura 11 - Transferência por radiação



(a) superfície (b) entre uma superfície e uma grande vizinhança

Fonte: Incropera et al. (2008).

Se a superfície pequena for considerada a uma temperatura T_s para qual $\alpha = \epsilon$, ou seja, essa superfície é cinza, a taxa líquida de transferência de calor por radiação a partir da superfície expressa por unidade de área superficial é:

$$q''_{rad} = \frac{q}{A} = \epsilon E_n(T_s) - \alpha G = \epsilon \sigma (T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (40)$$

Essa expressão fornece a diferença entre a energia térmica liberada por emissão de radiação e energia térmica absorvida.

O coeficiente de transferência de calor por radiação h_r , o qual comparativamente ao coeficiente de convecção h_L depende substancialmente da temperatura é:

$$h_r \equiv \epsilon \sigma (T_s + T_{viz})(T_s^2 + T_{viz}^2) \quad (41)$$

Essa definição proporciona a expressão da taxa líquida de transferência de calor por radiação simplificada (INCROPERA et al., 2008):

$$q_{rad} = h_r A (T_s - T_{viz}) \quad (42)$$

2.2 Balanço energético do secador

A equação geral para a conservação da massa em regime permanente é definida por (FERREIRA, 2011):

$$0 = \int_{SC} \rho \vec{V} d\vec{A} \quad (43)$$

Considerando \dot{m}_{in} e \dot{m}_{out} como vazões mássicas de ar na entrada e saída do secador respectivamente, a equação da continuidade se torna:

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in} \quad (44)$$

A equação da conservação da energia para regime permanente é dada por (FOX et al., 2008):

$$\dot{Q} - \dot{W}_S = \int_{SC} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \rho \vec{V} d\vec{A} \quad (45)$$

Para mesma energia potencial na entrada e na saída do escoamento ($z_{in} = z_{out}$), a primeira lei da termodinâmica para o secador se torna:

$$\dot{Q} - \dot{W}_S = \dot{m} \left(h_{out} + \frac{V_{out}^2}{2} \right) - \dot{m} \left(h_{in} + \frac{V_{in}^2}{2} \right) \quad (46)$$

A energia útil devido ao aquecimento do escoamento de ar no interior do secador vazio (E_C) foi determinada em função da vazão mássica do escoamento de ar (\dot{m}), do calor específico à pressão constante (c_p) e das temperaturas de entrada (T_{in}) e de saída (T_{out}) do fluxo de ar:

$$E_C = \int \dot{m}(h_{out} - h_{in})dt = \int \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in})dt \quad (47)$$

Já a energia total (E_T) usada para operação do secador (medida no wattímetro) pode ser calculada por:

$$E_T = \int \dot{W} dt \quad (48)$$

A eficiência térmica do secador à vazio, onde a energia útil é o aquecimento do escoamento é dada por (LEON et al., 2002):

$$\eta_T = \frac{E_C}{E_T} \quad (49)$$

A taxa de perdas radiantes é dada por:

$$q = \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (50)$$

Onde:

T_s = Temperatura da superfície externa do secador;

T_{viz} = Temperatura da parede do ambiente.

A porcentagem de perdas energéticas radiantes é dada por:

$$\%_{perdas\ rad} = \frac{\int \varepsilon\sigma A(T_s^4 - T_{viz}^4) dt}{E_T} \quad (51)$$

2.3 Tipos de secadores artificiais

Existem diversos tipos de secadores artificiais. A Tabela 1 descreve estes secadores com os seus respectivos tipos de alimentos em formatos ideais.

Tabela 1 - Tipos de secadores artificiais de alimentos mais utilizados

Tipo de Secador	Formato do Alimento
Secadores por convecção de ar	
Cabine	Pedaços
Esteira contínuo	Pedaços
Leito fluidizado	Pedaços pequenos e granulados
Atomização ou pulverização	Líquidos, purês
Secadores de cilindro rotativo	
Atmosférico	Purês, líquidos
Vácuo	Purês, líquidos
Secadores a vácuo	
Vácuo	Pedaços, purês, líquidos
Vácuo contínuo	Purês, líquidos
Liofilização	Pedaços, líquidos

Fonte: Meloni (2003).

A Figura 2 ilustra os tipos de secadores e suas aplicações.

Tabela 2 - Tipos de secadores e aplicações

Secadores	Produtos
Secador de tambor	Leite, suco vegetal e bananas (purê)
Secador contínuo a vácuo	Frutas e vegetais
Secador de correia contínuo (atmosférico)	Vegetais e grãos
Secadores de leito-fluidizado	Vegetais e grãos
Secadores estáticos	Grãos
Secadores tipo spray	Ovos, sangue albumina e leite
Secadores Rotativos	Subprodutos da indústria de carne

Secadores tipo cabine ou compartimentos	Frutas e vegetais
Secadores tipo túnel	Frutas e vegetais

Fonte: Bittencourt (2001).

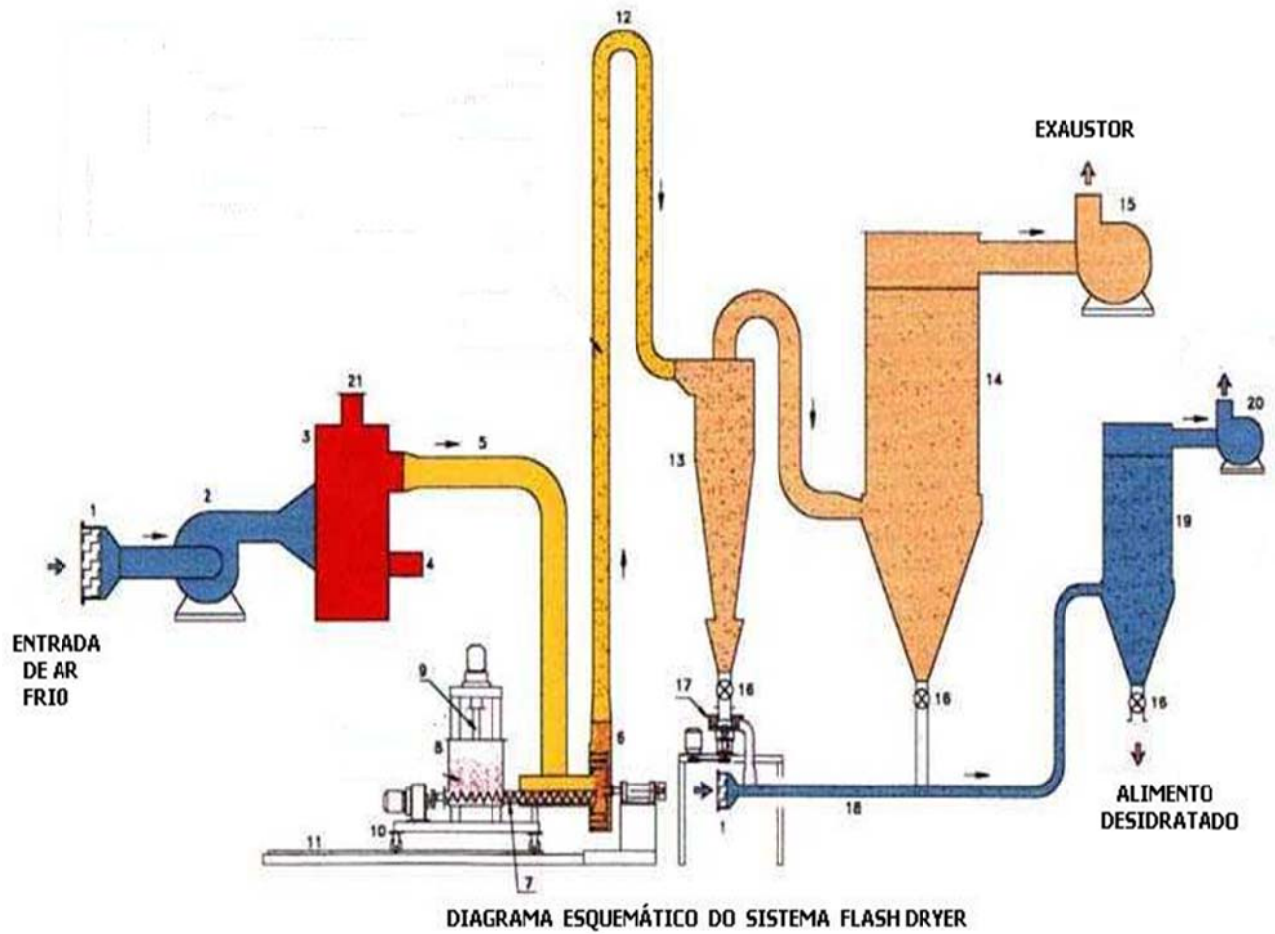
Os secadores artificiais podem ser divididos em secadores adiabáticos (onde a secagem ocorre através de um escoamento de ar quente) e secadores de transferência de calor por superfície sólida (onde ocorre secagem a vácuo), conforme relata Gava (1984).

Os secadores artificiais adiabáticos podem ser subdivididos em: cabine, túnel, atomizador, leito fluidizado e fornos secadores. Dentre os secadores de transferência de calor por superfície sólida destaca-se o de tambor.

O secador adiabático do tipo cabine apresenta como princípio de funcionamento uma câmara com isolamento térmico, com sistemas de aquecimento e ventilação do ar circulante sobre as bandejas e através das bandejas, que ficam em uma base fixa ou móvel. O ar aquecido circula por meio de ventiladores e o sistema permite uma circulação de ar para conservação do calor (FERREIRA, 2011).

O secador adiabático do tipo túnel usualmente encontra-se em duas formas. O tipo esteira, cujo princípio de funcionamento é uma esteira perfurada, que possibilita o transporte contínuo do alimento em processo. Os secadores de esteira contínua são construídos normalmente de forma modular, onde cada seção apresenta o seu ventilador e aquecimento próprio. Essas seções são unidas em série formando um túnel através do qual a esteira se movimenta. E o tipo pneumático "Flash Dryer", apresentado nas Figuras 12 e 13, é adequado especialmente a sólidos unidos, característica esta obtida de processos de filtração, decantação e centrifugação, onde se deseja principalmente a remoção da umidade para obtenção de pós secos. Neste tipo, o alimento é introduzido em um sistema de transporte por tubulações onde o próprio ar de secagem transporta o alimento e retira a umidade na forma de vapor nele contido consecutivamente.

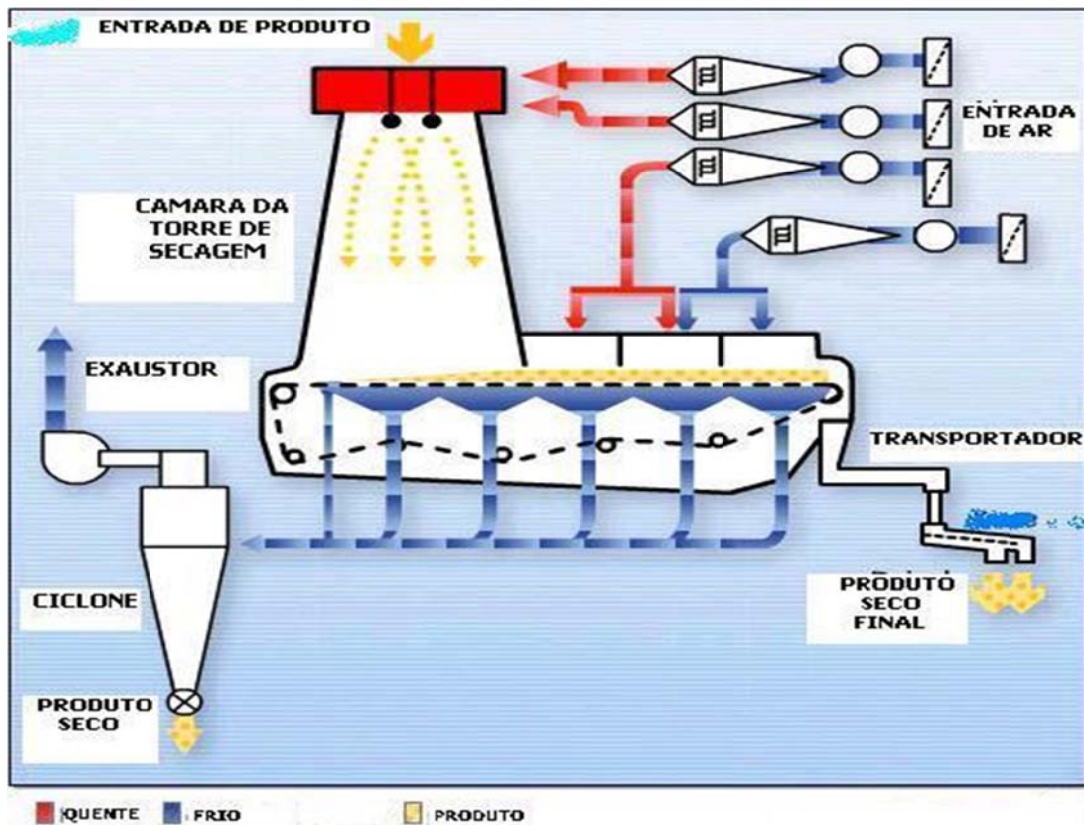
Figura 12 - Diagrama esquemático do sistema Flash Dryer



1-Filtro de ar, 2-Secador, 3-Aquecimento indireto com geração de ar quente, 4-Bico de aquecimento, 5-Conductor de ar aquecido, 6-Moinho desintegrador, 7-Rosca de alimentação, 8-Tanque de produto, 10-Transportador, 12-Tubo condutor, 13-Ciclone de separação e recuperação, 14-Filtro, 16-Válvula rotativa, 17-Desintegrador secundário, 18-Transportador pneumático tubular, 19-Ciclone filtrante, 20-Ventilador, 21-Exaustão dos gases

Fonte: Bragante (2011).

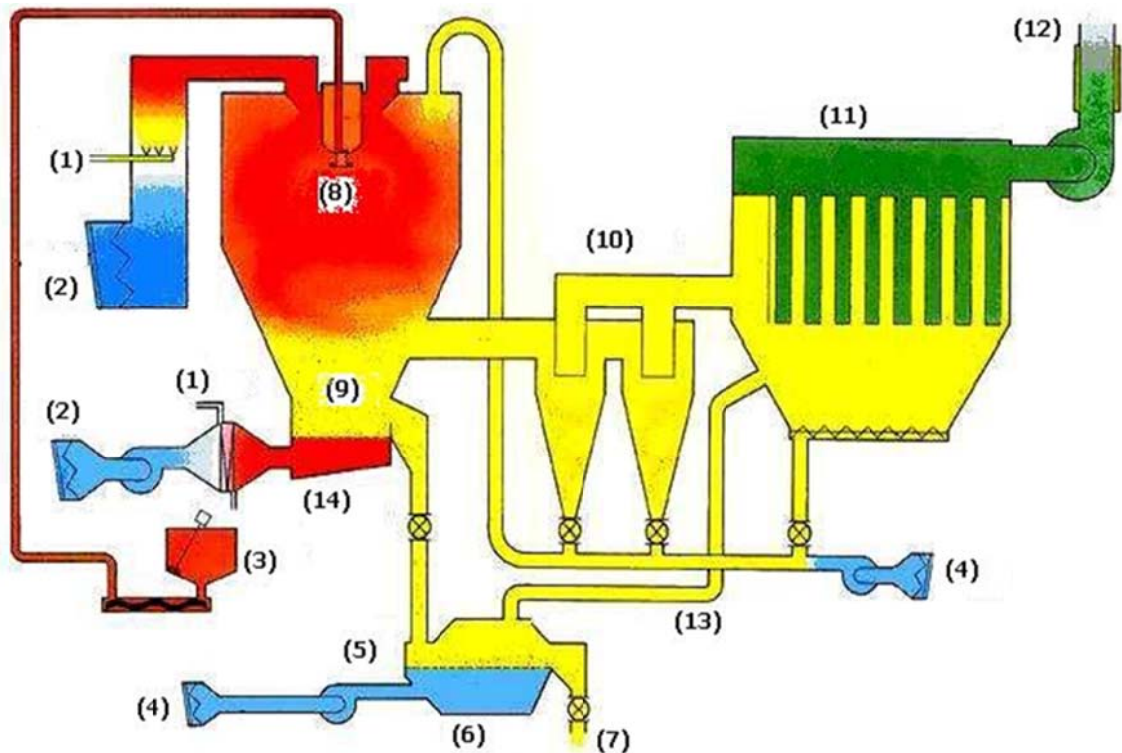
Figura 13 - Representação do sistema Flash Dryer



Fonte: Bragante (2011).

A Figura 14 apresenta um secador adiabático atomizador, cujo princípio de funcionamento é a atomização ou pulverização do alimento a ser desidratado em partículas, há transferência de calor e massa com escoamento de ar quente. É muito utilizado na indústria alimentícia para secagem de produtos na forma líquida ou pastosa (FERREIRA, 2011).

Figura 14- Sistema Spray Dryer

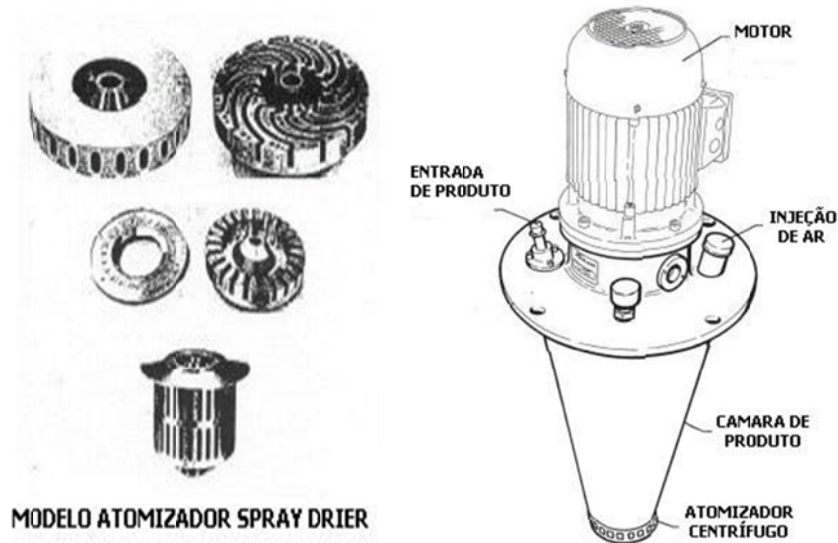


- (1)-Ar Quente; (2)-Entrada de Ar; (3)-Bomba de Alimentação; (4)-Introdução de Ar para resfriamento do Produto; (5)-Produto Seco Frio; (6)-Leito Fluidizado; (7)-Produto Final Seco; (8)-Bico de Atomização-Spray; (9)-Câmara de Produto Atomizado (névoa); (10)-Ciclone de Recuperação; (11)-Filtro de Ar Invertido; (12)-Saída de Ar; (13)-Produto recuperado; (14)-Leito Fluidizado de Aglomeração

Fonte: Bragante (2011).

Existem três tipos básicos de atomizadores, ilustrados na Figura 15: bicos sob pressão, centrífugos, e atomizador duplo. No atomizador sob pressão, o alimento é bombardeado para o bico atomizador a uma pressão da ordem de 100 a 600 kgf/cm². O bico atomizador do tipo centrífugo é basicamente um disco que gira na extremidade de um eixo distribuindo o alimento na câmara de secagem. No sistema atomizador duplo, a pressão necessária para pulverizar o alimento é geralmente menor do que usada para o sistema de bico de pressão (BRAGANTE, 2011).

Figura 15 - Modelos de válvulas atomizadoras

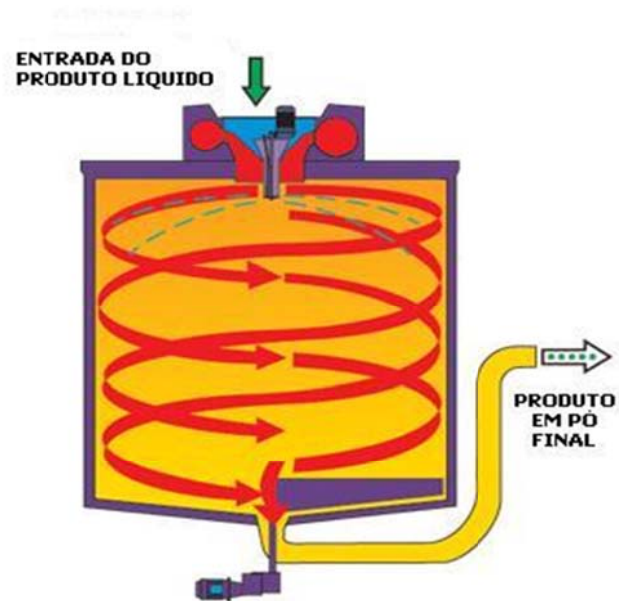


Fonte: Bragante (2011).

Para determinados produtos desidratados, os pós provenientes da câmara de secagem e dos ciclos de recuperação sofrem um reprocessamento logo após a sua secagem para melhorar as suas características de dispersibilidade.

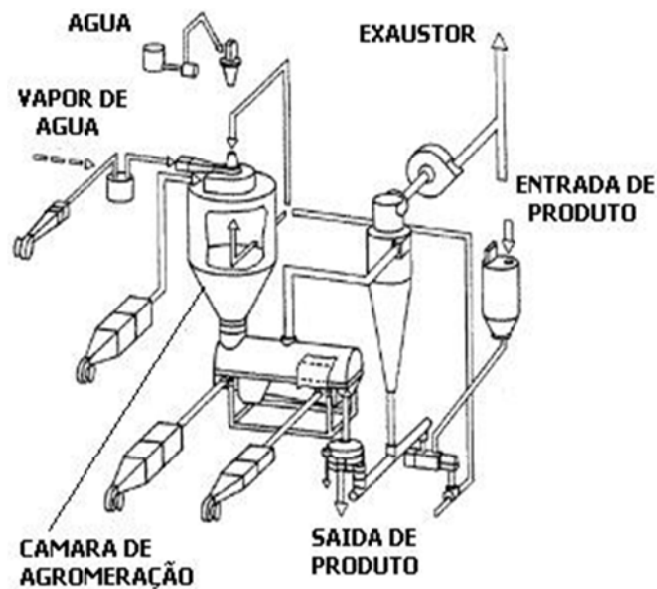
Para se obter estas características, é incorporado logo após a câmara de secagem, um sistema de aglomeração de partículas (BRAGANTE, 2011). O sistema é mostrado nas Figuras 16 e 17.

Figura 16- Esquema de Secagem de Produto na Câmara



Fonte: Bragante (2011).

Figura 17- Sistema de Aglomeração do produto seco

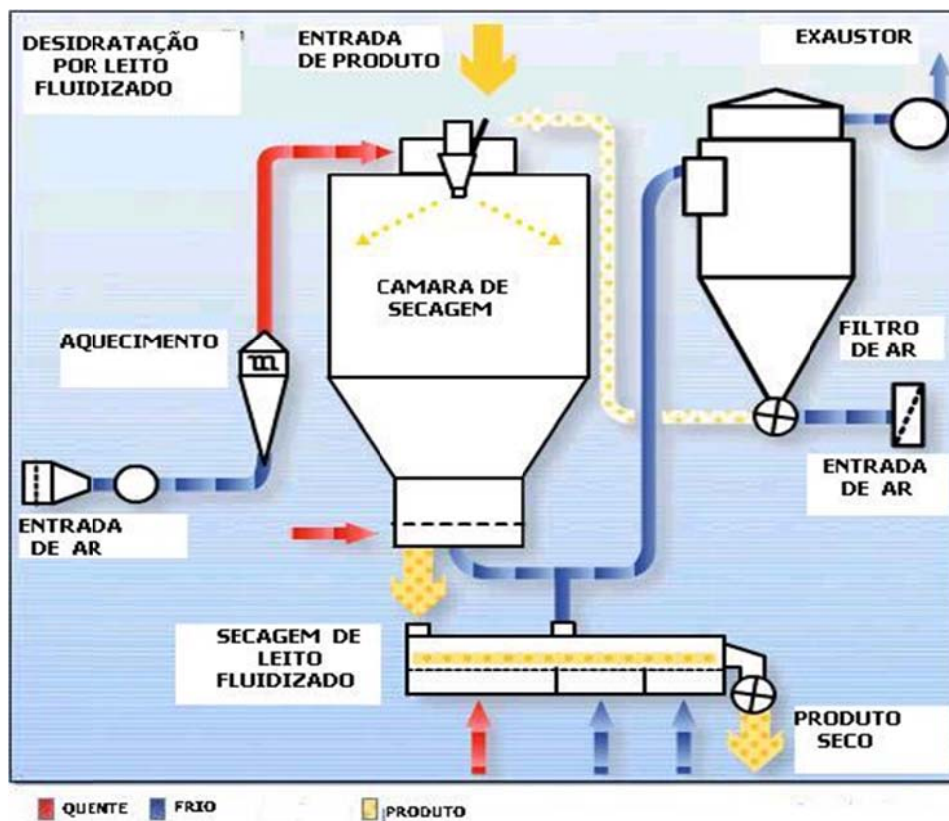


Fonte: Bragante (2011).

O secador adiabático do tipo leito fluidizado representado na Figura 18 tem um funcionamento que consiste na circulação de ar quente através de um leito de sólidos, de

modo que estes permanecem suspensos no ar. Esse tipo de secador apresenta aplicação limitada, principalmente devido à adequação do sistema de alimentação para fluidificação dos alimentos, ocorrendo geralmente a velocidades muito altas. Este sistema de secagem tem sido utilizado para secagem de batata em grânulos ou flocos, cebola em flocos, farinhas, cenouras, cacau, dentre outros.

Figura 18 - Representação da secagem por leito fluidizado

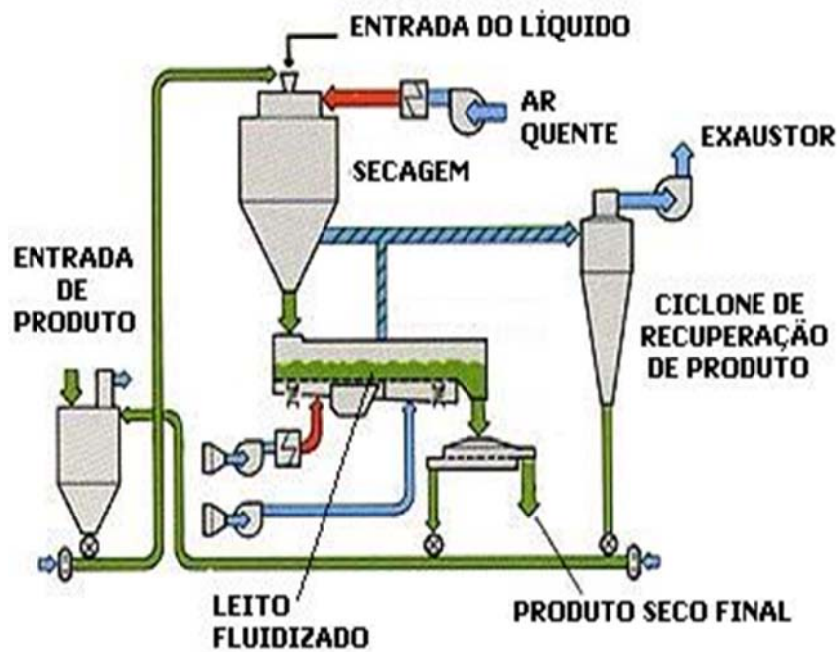


Fonte: Bragante (2011).

A Figura 19 ilustra um tipo diferente de secador adiabático do tipo leito fluidizado, que é o de alimentos líquidos. Estes secadores são utilizados para alimentos líquidos sensíveis ao calor; e por isso utilizam ar com baixa velocidade no processo e temperatura em torno de 30°C (BRAGANTE, 2011).

O alimento é introduzido no topo da torre de secagem e é pulverizado na forma de pequenas gotas que realizam uma trajetória no sentido descendente, e posteriormente recebe o ar de secagem. O produto seco é separado do ar por um ciclo de separação. As partículas mais finas retornam a torre de secagem para um novo tratamento térmico (BRAGANTE, 2011).

Figura 19 - Desenho esquemático de um secador de alimentos líquidos



Fonte: Bragante (2011).

O secador adiabático do tipo com fornos secadores tem como princípio de funcionamento a convecção do ar aquecido em fornos removendo umidade.

O secador de superfície sólida do tipo tambor funciona de modo que um ou mais tambores rotativos mergulhados parcialmente no produto líquido ou em pasta é aquecido internamente. Sob atmosfera de baixa pressão, o produto seca sobre o cilindro e é raspado por lâmina para uma câmara (GAVA, 1984).

Na Tabela 3, são mostradas características de alguns secadores existentes.

Tabela 3 - Características de secadores selecionados

Tipo de secador	Capacidade de evaporação (kg_{de} água/m²h)	Consumo de energia (kJ/kg_{de} água)	Eficiência térmica (%)	Tempo de residência (s, min, h)
Bandeja ou Cabine	0,1-1	3000-4500	50-80	2-24 h
Túnel ou transporte	5-18	4000-6000	35-60	10-180 min
Rotativo	30-120 ^a	3500-6000	40-70	10-60 min
Leito fluidizado	30-90	3100-6000	40-80	5-30 min
Pneumático	10-100 ^a	3500-5000	50-75	2-15 s
Pulverizador	1-30 ^a	4000-5000	50-60	5-120 s
Tambor	4-30	3000-3500	70-85	10-30 s
Vácuo e Congelamento	1-7	>7500	-	1-24 h

^a em kg_{de} água/m³h

Fonte: Crapiste et al. (1997).

2.4 Estado da arte

Diferentes métodos físicos, matemáticos e numéricos foram propostos para descrever o processo de secagem, porque muitas etapas do mesmo ainda podem ser melhoradas, conforme análises e estudos de parâmetros modificados no intuito de se obter resultados satisfatórios.

Aversa et al. (2007) apresentaram um modelo teórico que descreve os fenômenos de transporte envolvidos na secagem de alimentos.

O objetivo do estudo foi determinar a influência de alguns parâmetros do processo, especialmente de velocidade, umidade e temperatura do ar de secagem. O objetivo principal foi desenvolver um modelo de transporte preciso que poderia ser usado para simular o

comportamento verdadeiro do processo de secagem e para definir, ao longo de uma vasta gama de condições de secagem e de diferentes tipos de alimentos, o conjunto "ótimo" de condições de operação em cada situação particular. Desta forma, pode ser possível para minimizar os custos dos testes-poloto executados e ter boas indicações sobre as características e a qualidade dos produtos finais (AVERSA et al., 2007).

No que diz respeito à maioria dos trabalhos publicados na literatura, a principal inovação introduzida por este estudo foi representada pela formulação do modelo. O modelo simulou a transferência simultânea bidimensional de calor e umidade e contabilizou esta para as variações de ar e propriedades físicas dos alimentos como funções de valores locais de temperatura e teor de umidade. O sistema de equações diferenciais parciais de estado- instável resultante foi resolvido pelo método de elementos finitos - FEM. O FEM implica na discretização de um domínio grande em um grande número de elementos pequenos, desenvolvimento das equações do elemento, montagem da sua contribuição para o domínio inteiro, e a solução do sistema de equações resultante. A discretização de elementos finitos das equações diferenciais determinadas baseia-se na utilização de interpolação polinomial para descrever a variação de um campo variável dentro de um elemento (AVERSA et al., 2007).

Neste estudo foi realizada a secagem de cenoura em fatias. As transferências de água e calor foram modeladas por balanços transientes de massa e energia respectivamente, enquanto a evaporação na interface ar/comida foi considerada por definir condições adequadas de contorno expressas em termos de coeficientes de transferência de calor e massa estimados pelas bem conhecidas correlações empíricas (PERRY e GREEN, 1984).

Essa modelagem do processo de secagem obteve resultados plausíveis: As previsões do modelo foram semelhantes aos resultados experimentais, especialmente durante as primeiras 2 horas de operação; quando os efeitos de contração significativa do alimento ocasionaram um desvio entre as previsões teóricas e os resultados experimentais observados (AVERSA et al., 2007).

Uma condição viável da temperatura do ar entre o aumento contemporâneo da taxa de secagem e da umidade inicial deve ser encontrada a fim de se encontrar um perfil de

temperatura que mude no decorrer do processo e dessa forma minimize os efeitos da umidade inicial (AVERSA et al., 2007).

O modelo, que não contém nenhum parâmetro ajustável, representa uma ferramenta poderosa para a análise do comportamento de fornos de secagem industrial, uma vez que poderia ser usado para individualizar, em várias condições distintas de secagem e de diferentes tipos de alimentos, o conjunto "ideal" de condições de funcionamento em cada situação particular; como de fato tinha por objetivo tal aplicação (AVERSA et al., 2007).

A distribuição uniforme do fluxo de ar dentro de secadores é de extrema importância uma vez que determina a eficiência e a homogeneidade dos produtos a serem secos (MIRADE, 2003). Amanlou e Zomoradian (2010) propõem que o método da dinâmica computacional dos fluidos (CFD) é utilizado para analisar esse parâmetro. A técnica não pode substituir completamente experimentos físicos, mas pode significativamente reduzir a quantidade de tempo necessário para o trabalho experimental (AMANLOU e ZOMORADIAN, 2010).

Os principais objetivos da pesquisa apresentada por Amanlou e Zomoradian (2010) foram investigar o efeito de diferentes geometrias da câmara do secador de cabine sobre o desempenho do mesmo; comparar os vários modelos de CFD para escolher o melhor modelo que cria o fluxo de ar e uma distribuição de temperatura relativamente uniformes ao longo do secador; fabricar e avaliar o melhor projeto e comparar dados experimentais com os dados extraídos através do CFD (AMANLOU e ZOMORADIAN, 2010).

Em um secador artificial do tipo cabine, o potencial de secagem do ar quente é gradualmente diminuído, uma vez que passa através dos tabuleiros superiores. A fim de solucionar o problema da não uniformidade da distribuição de fluxo de ar em secadores de cabine convencionais, um novo design de secador foi introduzido. Neste projeto, uma câmara de admissão lateral com secção transversal trapezoidal foi adicionada a estrutura convencional. Parte do ar de secagem fresco foi introduzida entre os tabuleiros superiores para manter potencial do ar de secagem alto e uniformemente distribuído dentro dos tabuleiros. Acreditou-se que esta alteração teria como resultado uma distribuição mais uniforme do fluxo de ar e uma remoção de umidade mais uniforme de todas as bandejas simultaneamente. Supôs-se que a geometria da câmara de admissão lateral poderia ter algum efeito crucial sobre a

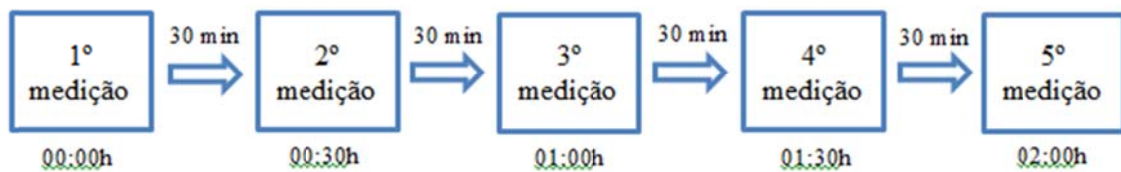
distribuição de ar quente no interior da câmara de secagem. Assim, a avaliação do efeito das mudanças geométricas em padrões de distribuição do fluxo de ar pareceu ser muito interessante no secador (AMANLOU e ZOMORADIAN, 2010).

Os resultados desta pesquisa inferiram que a dinâmica computacional de fluidos (CFD) foi uma ferramenta muito poderosa para análise do sistema de secagem de um secador de cabine. A câmara de admissão lateral com secção transversal trapezoidal adicionada melhorou o desempenho do secador, bem como um dos modelos com novo design geométrico proposto foram demonstrados sete designs diferentes- foi o mais adequado para a obtenção de temperatura uniforme de ar e distribuições de velocidade na câmara de secagem. Comparados os dados experimentais e os previstos (extraídos a partir da análise CFD) revelaram-se bons coeficientes de correlação de 99,9% e 86,5% para a temperatura do ar de secagem e da velocidade do ar na câmara de secagem, respectivamente (AMANLOU e ZOMORADIAN, 2010).

3 METODOLOGIA

Cada ensaio foi realizado conforme demonstrado na Figura 20. As temperaturas de entrada e saída do escoamento do ar, temperaturas das paredes externas do secador e da parede exposta ao ambiente, a velocidade do escoamento de ar e a energia elétrica total fornecida ao secador foram registradas a cada medição.

Figura 20 – Fluxograma dos ensaios realizados



Fonte: Produzido pela Autora.

3.1 Sensores

Para a realização desta pesquisa foram avaliados os parâmetros principais que afetam a eficiência do secador construído. São estes: a energia total ativa gasta pelo secador durante sua operação, que foi medida utilizando-se um alicate wattímetro medidor de energia (ICEL, modelo AW-4700). Este sensor possui um tempo de resposta inferior a 1s, opera na faixa de 0 a 9,999kWh, apresenta incerteza de medição de 3%. A Figura 21 apresenta o alicate wattímetro posicionado na alimentação de energia elétrica da estufa, realizando as medições de consumo energético durante outros ensaios anteriores de secagem.

Figura 21- Alicates wattímetro medidor de energia ICEL, modelo AW-4700



Fonte: Gonçalves (2012).

A temperatura foi medida com um indicador de temperatura (ICEL, modelo TD-880), que opera acoplado a dois termopares tipo “K”, usados para medirem a temperatura ambiente e no interior do secador. Estes sensores trabalham no intervalo de 100°C a 1300°C, e apresentam incertezas de medição de 0,1%+0,7°C. A Figura 22 apresenta este termômetro digital.

Figura 22 - Termômetro digital ICEL, modelo TD-880



Fonte: Gonçalves (2012).

As velocidades do escoamento de ar foram obtidas através do uso de termo-higro-anemômetros (ICEL, modelo AN-4870), cujas hélices têm diâmetro interno de 7,2cm e incerteza de medição de 3%. A figura 23 apresenta os termo-higro-anemômetros.

Figura 23- Termo-higro-anemômetro ICEL, modelo AN-4870



Fonte: Gonçalves (2012).

3.2 Ensaios experimentais

Os ensaios térmicos foram realizados com o secador vazio. Foram realizados dois ensaios térmicos para cada acabamento superficial. Um ensaio foi realizado com o ventilador do secador operando com vazão máxima e outro com vazão mínima. Os ensaios foram realizados em regime permanente, com intervalo de 30 minutos para realização de 5 medições em um tempo total de duração de 2 horas, para a temperatura de saída do ar de aproximadamente 60°C. Para cada ensaio foram monitoradas as temperaturas de entrada e de saída do escoamento (através do termômetro digital acoplado a dois termopares), a temperatura da superfície externa do secador e das paredes do laboratório (através de dois termopares), a velocidade do escoamento de secagem (através de um termo-higro-anemômetro) e a energia elétrica consumida pelo secador (através de um wattímetro medidor de energia). O secador foi ligado até que atingir uma condição mais próxima possível de regime permanente, anteriormente a cada ensaio realizado.

Os resultados experimentais permitiram a realização das análises de eficiência do secador e de balanço energético. Para verificação da redução de emissão de radiação e eficiência térmica para dois acabamentos diferentes, os dois primeiros experimentos descritos foram feitos no secador pintado de preto brilhante e, depois da pintura superficial externa na cor branco brilhante, os dois experimentos foram repetidos. Os resultados e as conclusões assim obtidas foram baseados na comparação entre esses acabamentos com diferenciação de cores.

4 RESULTADOS

4.1 Considerações iniciais

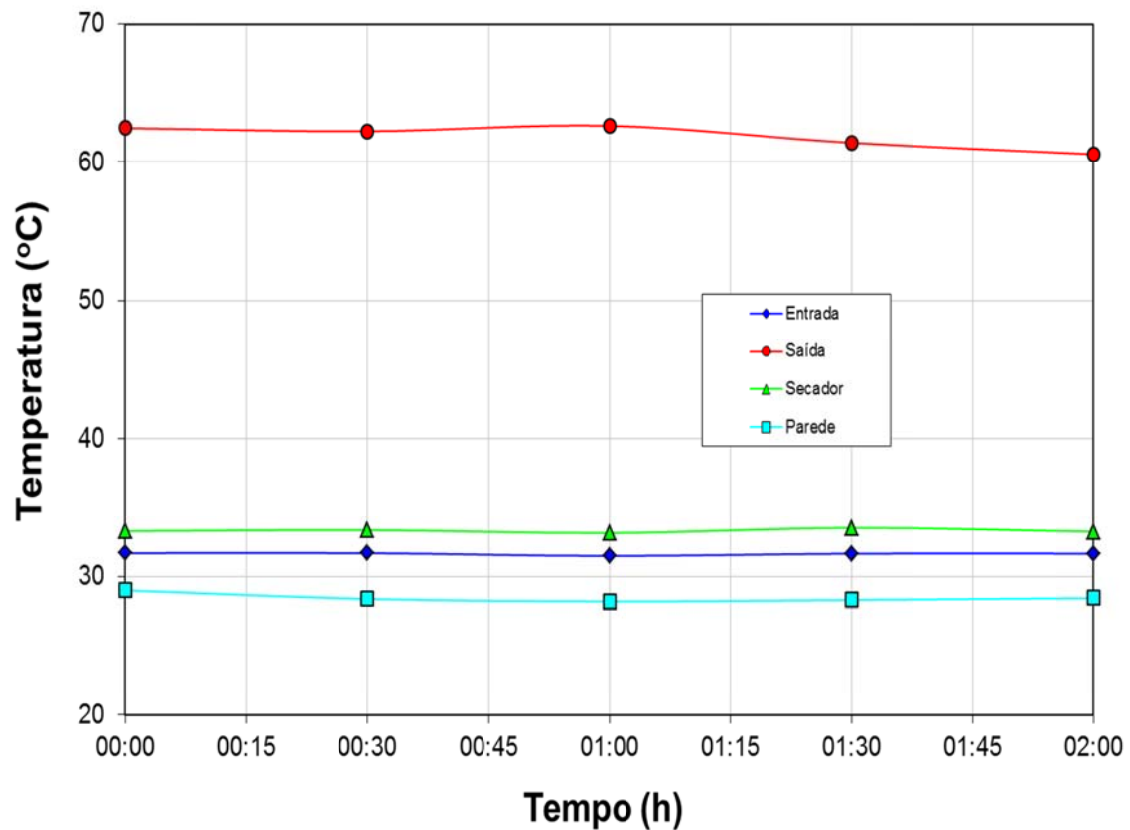
Os resultados foram obtidos a partir da coleta de dados feita durante a realização dos ensaios com o secador com acabamento superficial com diferenciação de cores, preto brilhante e posteriormente branco brilhante, como já descrito anteriormente. A área das paredes externas do secador é $4,88 \text{ m}^2$, e o calor específico do ar é 1017 J/kg.K .

Após a coleta de dados de temperaturas de entrada e saída do escoamento, temperatura da superfície externa do secador e da parede do laboratório do *campus I* do CEFET-MG, velocidades de entrada e saída do fluxo e energia consumida pelo secador, foram utilizadas equações matemáticas já apresentadas para calcular e analisar comparativamente o aumento de temperatura do escoamento de secagem, a vazão do ar, a eficiência e as perdas radiantes do secador.

4.2 Resultados parciais

Para o acabamento superficial preto brilhante, no ensaio com ventilador operando com vazão máxima, a Figura 24 apresenta a variação da temperatura de entrada e de saída do fluxo de ar, a variação da temperatura das paredes externas secador e da parede exposta ao ambiente, em função da variação de tempo para a realização do ensaio.

Figura 24 - Variação da temperatura em função do tempo para o acabamento superficial preto brilhante, no ensaio com ventilador operando com vazão máxima

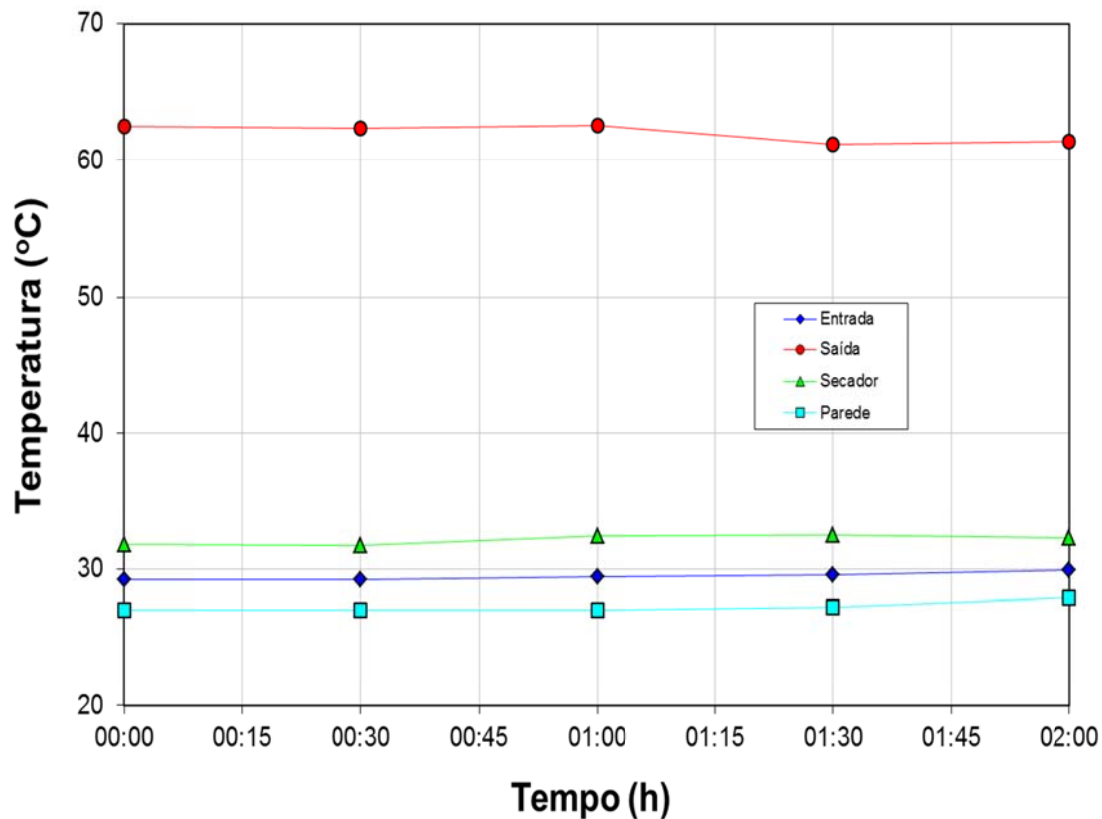


Fonte: Produzido pela Autora.

A temperatura mínima de entrada de fluxo de ar no secador foi 31,5°C, medida com 1 hora de duração do ensaio, e a máxima medida foi de 31,7°C. A temperatura máxima de saída foi 62,7°C com 1 hora decorrida e a temperatura mínima foi 60,6°C com 2 horas de ensaio. A temperatura máxima da parede do ambiente foi 29,0°C no instante inicial do ensaio, e a temperatura mínima foi 28,2°C, no tempo de 1 hora decorrida. A temperatura máxima do secador foi 33,5°C no tempo de 1 hora e 30 minutos decorridos de ensaio, e a temperatura mínima foi 33,2°C com 1 hora decorrida.

Para o acabamento superficial preto brilhante, no ensaio com ventilador operando com vazão mínima, a Figura 25 apresenta a variação da temperatura de entrada e de saída do fluxo de ar, a variação da temperatura das paredes externas secador e da parede exposta ao ambiente, em função da variação de tempo para a realização do ensaio.

Figura 25 - Variação da temperatura em função do tempo para o acabamento superficial preto brilhante, no ensaio com ventilador operando com vazão mínima

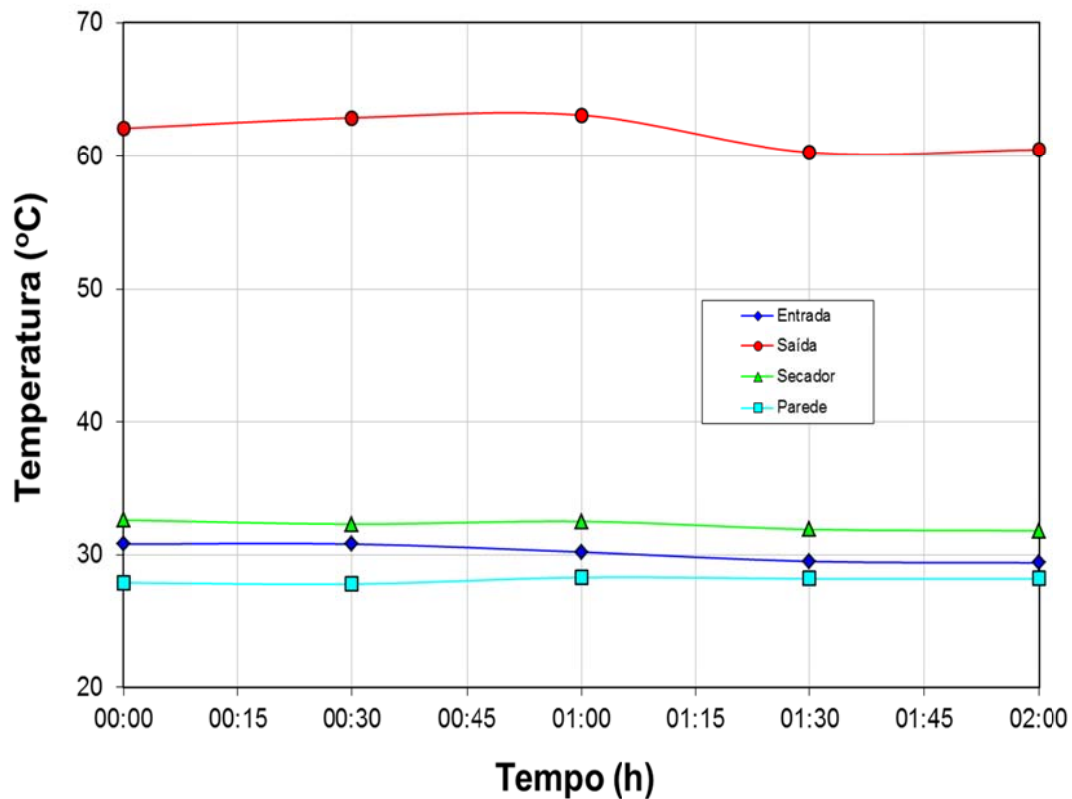


Fonte: Produzido pela Autora.

A temperatura mínima de entrada de fluxo de ar no secador foi 29,5°C, medida no instante inicial do ensaio e com 30 minutos decorridos, e a temperatura máxima medida foi 29,9°C com 2 horas de duração do ensaio. A temperatura máxima de saída foi 62,6°C, no tempo de 1 hora decorrida de ensaio, e a temperatura mínima foi 61,2°C, com 1 hora e 30 minutos decorridos. A temperatura máxima da parede do ambiente foi 27,9°C, com 2 horas de duração do ensaio, e a temperatura mínima foi 27°C, no instante inicial do ensaio, com 30 minutos e com 1 hora decorridos. A temperatura máxima do secador foi 32,5°C no tempo de 1 hora e 30 minutos decorridos de ensaio, e a temperatura mínima foi 31,7°C, com 30 minutos decorridos.

Para o acabamento superficial branco brilhante, no ensaio com ventilador operando com vazão máxima, a Figura 26 apresenta a variação da temperatura de entrada e de saída do fluxo de ar, a variação da temperatura das paredes externas secador e da parede exposta ao ambiente, em função da variação de tempo para a realização do ensaio.

Figura 26 - Variação da temperatura em função do tempo para o acabamento superficial branco brilhante, no ensaio com ventilador operando com vazão máxima

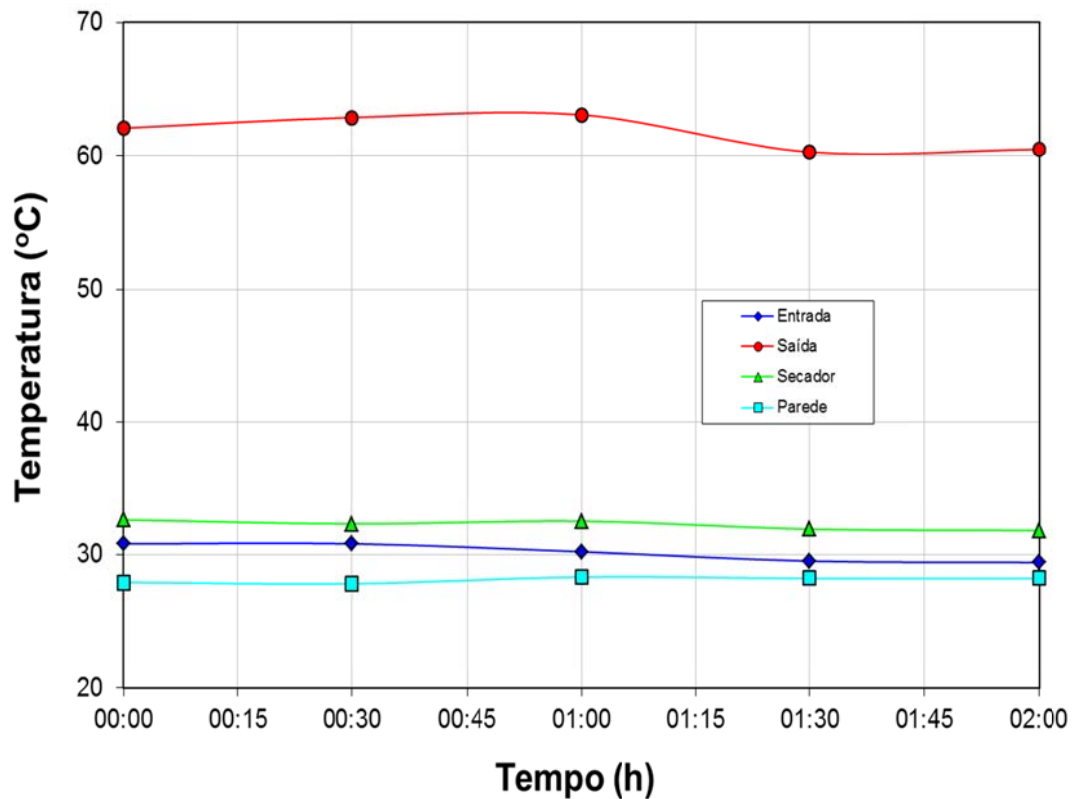


Fonte: Produzido pela Autora.

A temperatura mínima de entrada de fluxo de ar no secador medida foi 31,8°C com 1 hora decorrida de ensaio, e a temperatura máxima foi 32,8°C, medida com 1 hora e 30 minutos decorridas. A temperatura máxima de saída foi 62,4°C no tempo de 1 hora decorrida de ensaio, e a temperatura mínima foi 58,1°C, com 30 minutos decorridos. A temperatura máxima da parede do ambiente foi 30,0°C com 2 horas de duração do ensaio, e a temperatura mínima foi 29,4°C, com 30 minutos decorridos. A temperatura máxima do secador foi 34,0°C no tempo de 1 hora e 30 minutos e 2 horas de duração de ensaio, e a temperatura mínima foi 32,7°C, no instante inicial do ensaio.

Para o acabamento superficial branco brilhante, no ensaio com ventilador operando com vazão mínima, a Figura 27 apresenta a variação da temperatura de entrada e de saída do fluxo de ar, a variação da temperatura das paredes externas secador e da parede exposta ao ambiente, em função da variação de tempo para a realização do ensaio.

Figura 27 - Variação da temperatura em função do tempo para o acabamento superficial branco brilhante, no ensaio com ventilador operando com vazão mínima



Fonte: Produzido pela Autora.

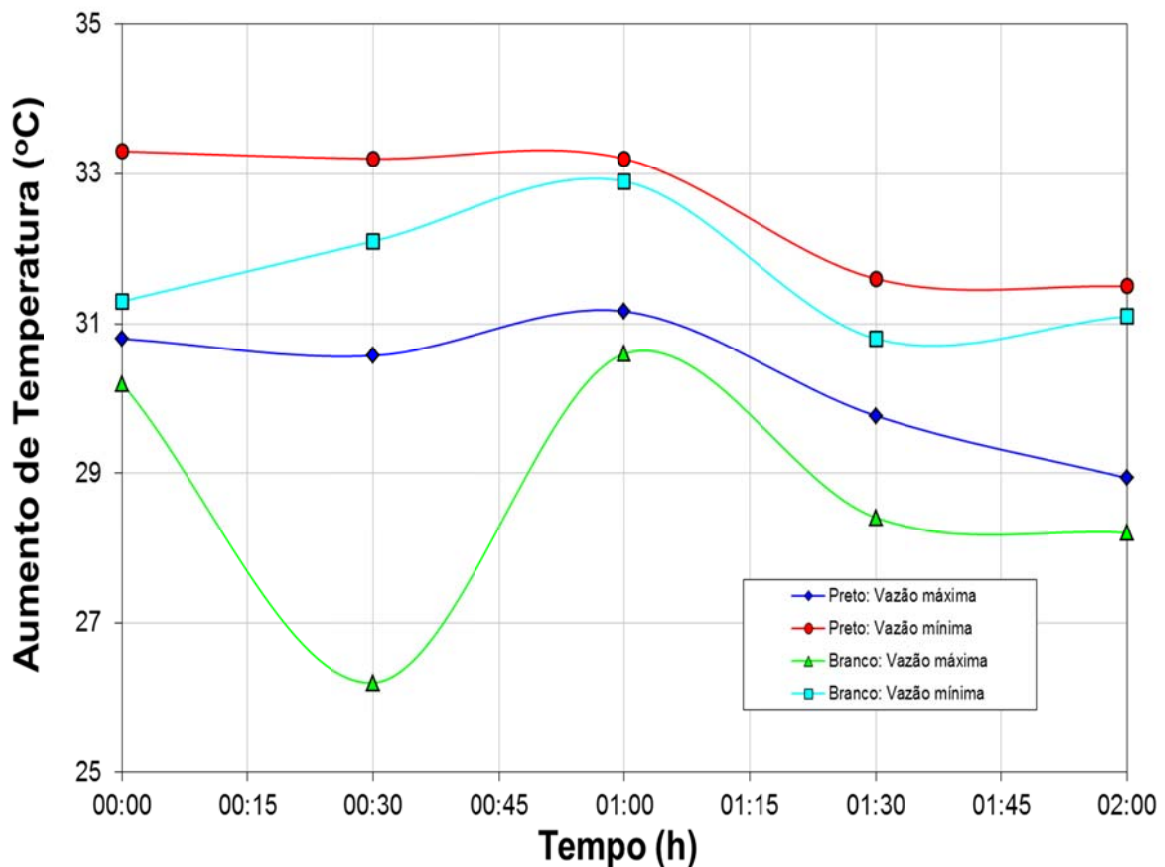
A temperatura mínima de entrada de fluxo de ar no secador medida foi 29,4°C com 2 horas decorridas de ensaio, e a temperatura máxima foi 30,8°C, medida no instante inicial do ensaio e com 30 minutos decorridos. A temperatura máxima de saída foi 63,1°C no tempo de 1 hora decorrida de ensaio, e a temperatura mínima foi 60,3°C, com 1 hora e 30 minutos decorridos. A temperatura máxima da parede do ambiente foi 28,3°C com 1 hora de duração do ensaio, e a temperatura mínima foi 27,8°C, com 30 minutos decorridos. A temperatura máxima do secador foi 32,6°C no instante inicial do ensaio, e a temperatura mínima foi 31,8°C, com 2 horas de duração decorridas.

A temperatura de saída do fluxo de ar gerado pelo ventilador do secador é maior do que a temperatura do secador, temperatura de entrada e temperatura da parede do ambiente, sucessivamente, durante todo o tempo decorrente de cada um dos quatro ensaios realizados. A energia fornecida ao secador é transmitida ao fluxo de ar na forma de calor, daí o aquecimento e conseqüentemente o aumento de temperatura de saída.

4.3 Análises comparativas

A Figura 28 demonstra o aumento de temperatura do fluxo de ar no secador (saída em relação à entrada) com acabamento superficial preto brilhante com ventilador operando com vazão máxima e vazão mínima, e com acabamento superficial branco brilhante com ventilador operando com vazão máxima e vazão mínima, em função do tempo total de duração de cada um dos ensaios. O aumento de temperatura é resultado da variação da temperatura calculada pela diferenciação entre as temperaturas de saída e entrada do fluxo de ar.

Figura 28- Aumento de temperatura no secador em função do tempo



Fonte: Produzido pela Autora.

No ensaio realizado com secador preto brilhante com ventilador operando com vazão máxima, o aumento máximo de temperatura foi de 31,2°C e o aumento mínimo foi de 28,9°C. No ensaio realizado com secador preto brilhante com ventilador operando com vazão mínima, o aumento máximo de temperatura foi de 33,3°C e o aumento mínimo foi de 31,5°C. No ensaio realizado com secador branco brilhante com ventilador operando com vazão máxima, o

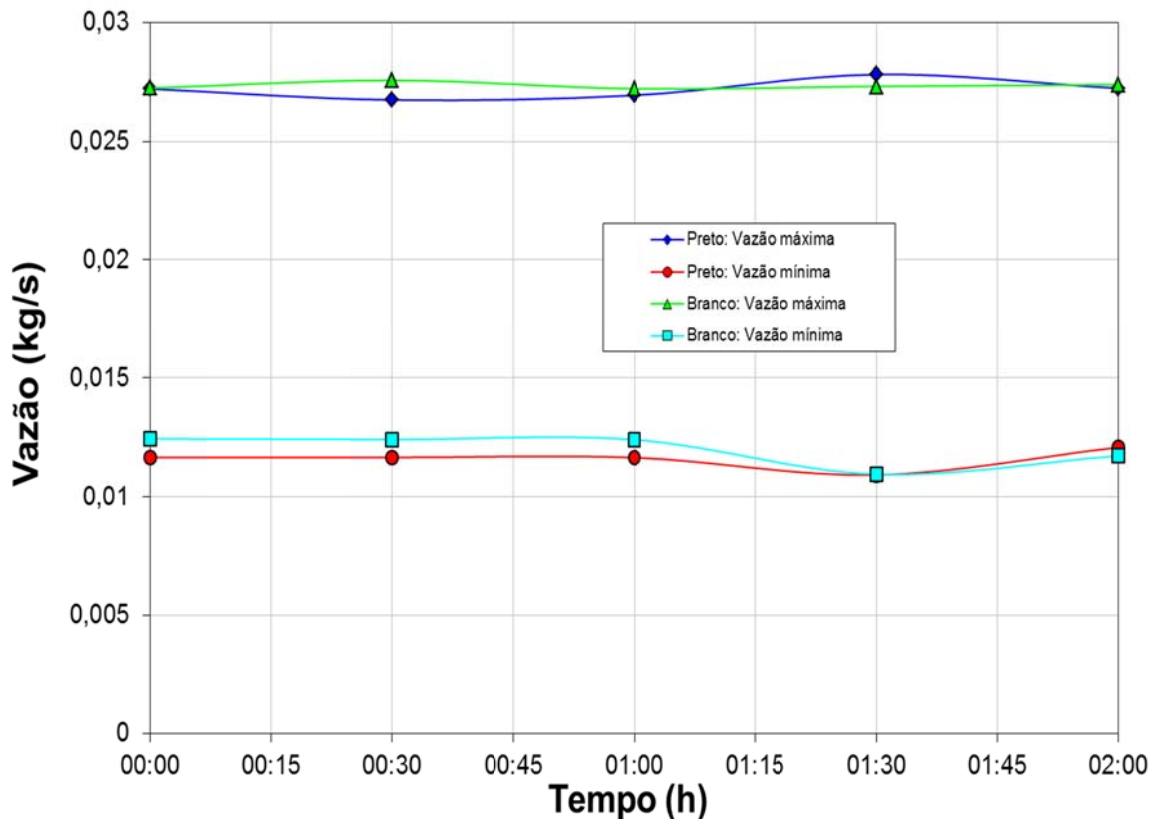
aumento máximo de temperatura foi de 30,6°C e o aumento mínimo foi de 26,2°C. No ensaio realizado com secador branco brilhante com ventilador operando com vazão mínima, o aumento máximo de temperatura foi de 32,9°C e o aumento mínimo foi de 30,8°C.

A temperatura de saída do fluxo de ar deveria ser de 60°C para os quatro ensaios realizados. O aumento da temperatura em cada ensaio não foi constante. Isto aconteceu porque o controlador de temperatura não é perfeito, podendo oscilar entre valores próximos a 60°C. Além deste fato, as temperaturas de entrada do fluxo de ar de cada ensaio também sofreram pequenas variações influenciadas pela temperatura ambiente, ocasionando variações no aumento de temperatura.

O aumento da temperatura do fluxo de ar no secador com acabamento superficial preto brilhante com ventilador operando com vazão mínima foi maior que no secador com acabamento superficial branco brilhante com ventilador operando com vazão mínima, que no secador com acabamento superficial preto brilhante com ventilador operando com vazão máxima e que no secador com acabamento superficial branco brilhante com ventilador operando com vazão máxima sucessivamente. Esta ordem decrescente de aumento de temperatura é justificada pela temperatura de entrada do ar diferente em cada ensaio.

A Figura 29 apresenta a vazão do fluxo de ar no secador com acabamento superficial preto brilhante com ventilador operando com vazão máxima e vazão mínima, e com acabamento superficial branco brilhante com ventilador operando com vazão máxima e vazão mínima, em função do tempo total de duração de cada um dos ensaios.

Figura 29 - Vazão mássica do escoamento em função do tempo para cada ensaio realizado



Fonte: Produzido pela Autora.

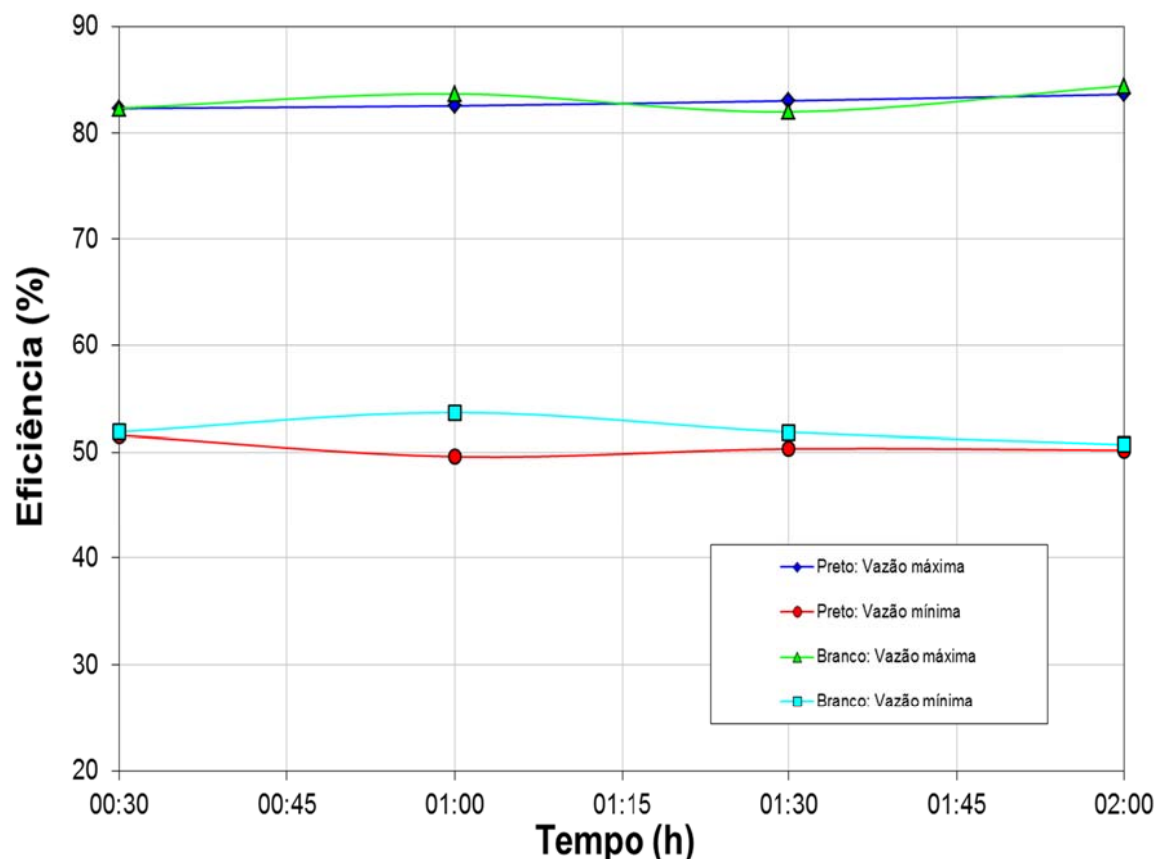
No ensaio realizado com secador preto brilhante com ventilador operando com vazão máxima, a vazão máxima de do fluxo de ar foi de 0,027826 kg/s e a vazão mínima foi de 0,026751 kg/s. No ensaio realizado com secador preto brilhante com ventilador operando com vazão mínima, a vazão máxima de fluxo de ar foi de 0,012094 kg/s e a vazão mínima foi de 0,010930 kg/s. No ensaio realizado com secador branco brilhante com ventilador operando com vazão máxima, a vazão máxima de fluxo de ar foi de 0,027581 kg/s e a vazão mínima foi de 0,027227 kg/s. No ensaio realizado com secador branco brilhante com ventilador operando com vazão mínima, a vazão máxima foi de 0,012458 kg/s e a vazão mínima foi de 0,010959 kg/s.

As vazões do fluxo de ar no secador com acabamento superficial preto brilhante e branco brilhante, ambos com ventilador operando com vazão máxima foram maiores que no secador com acabamento superficial preto brilhante e branco brilhante, ambos com ventilador operando com vazão mínima. Esta ordem decrescente de vazão de fluxo de ar é justificada pela proximidade dos valores de vazão nos dois ensaios nos quais o ventilador operou com

vazão máxima e nos dois ensaios nos quais o ventilador operou com vazão mínima e também através da relação de proporcionalidade direta entre a vazão de fluxo e a velocidade do mesmo. Quanto maior a velocidade, maior a vazão de fluxo, uma vez que a vazão mássica é diretamente proporcional à velocidade, variável de acordo com o funcionamento estipulado do ventilador do secador.

A Figura 30 apresenta a eficiência térmica do secador com acabamento superficial preto brilhante com ventilador operando com vazão máxima e vazão mínima, e com acabamento superficial branco brilhante com ventilador operando com vazão máxima e vazão mínima, em função do tempo total de duração de cada um dos ensaios.

Figura 30 - Eficiência térmica do secador em função do tempo para cada ensaio realizado



Fonte: Produzido pela Autora.

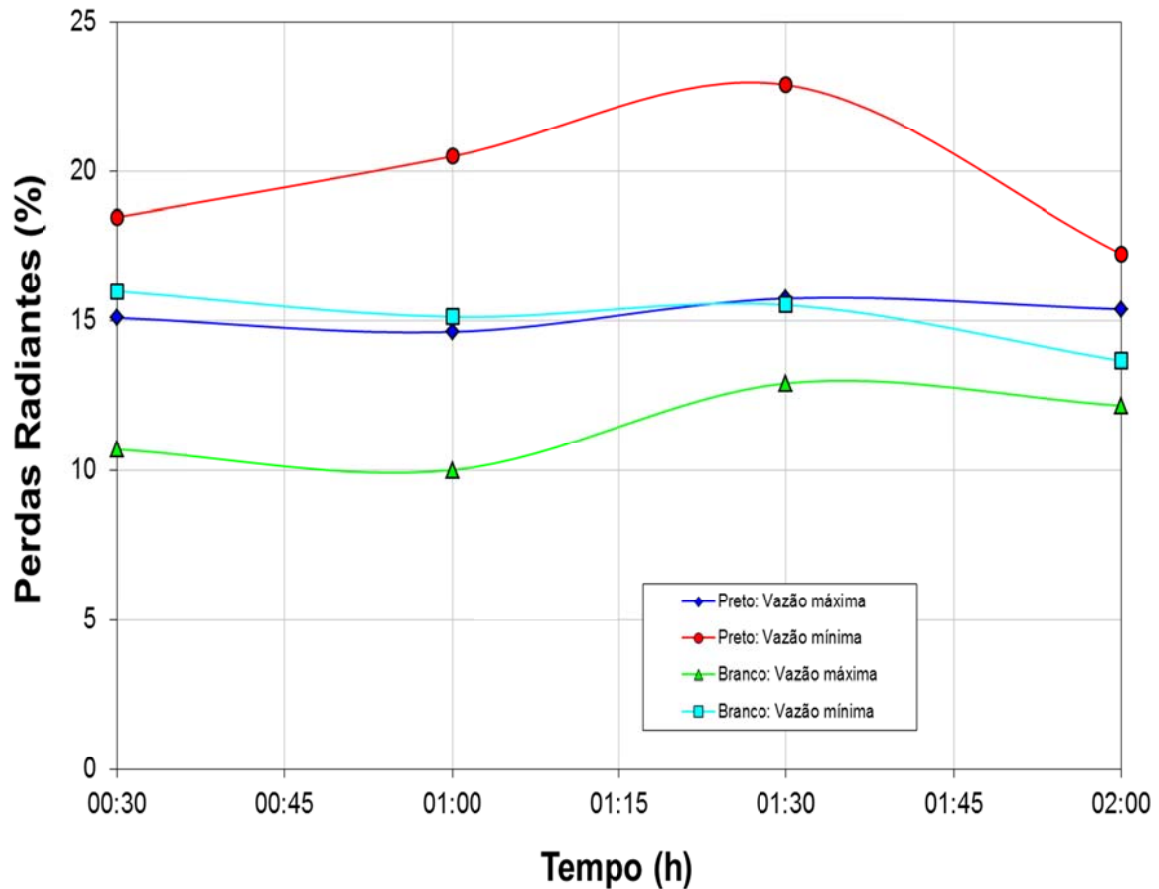
No ensaio realizado com secador preto brilhante com ventilador operando com vazão máxima, a eficiência máxima alcançada foi 83,7% e a eficiência mínima foi 82,4%. No ensaio

realizado com secador preto brilhante com ventilador operando com vazão mínima, a eficiência máxima alcançada foi 51,6% e a eficiência mínima foi 49,6%. No ensaio realizado com secador branco brilhante com ventilador operando com vazão máxima, a eficiência máxima alcançada foi 84,5% e a eficiência mínima foi 82,0%. No ensaio realizado com secador branco brilhante com ventilador operando com vazão mínima, a eficiência máxima alcançada foi 53,7% e a eficiência mínima foi 50,7%.

As eficiências térmicas do secador com ventilador operando com vazão máxima foram maiores que no secador operando com vazão mínima. Este comportamento de eficiência pode ser justificado pelo fato da redução da convecção interna do secador, em função da redução da vazão, permitir que aumentem as perdas térmicas internas da resistência elétrica para a carcaça, por condução e por radiação. Quanto maior a velocidade de operação do secador, maior a vazão de fluxo e conseqüentemente menor a quantidade de energia perdida, porque o escoamento de ar consegue retirar uma maior quantidade de energia na forma de calor da resistência do secador e o coeficiente de convecção interna é maior. Por isso, quando o ventilador estava operando com vazão máxima a eficiência do secador foi significativamente maior do que nos ensaios com ventilador operando com vazão mínima.

A Figura 31 apresenta as perdas energéticas radiantes do secador com acabamento superficial preto brilhante com ventilador operando com vazão máxima e vazão mínima, e com acabamento superficial branco brilhante com ventilador operando com vazão máxima e vazão mínima, em função do tempo total de duração de cada um dos ensaios.

Figura 31 - Perdas radiantes em função do tempo para cada ensaio realizado



Fonte: Produzido pela Autora.

No ensaio realizado com secador preto brilhante, com ventilador operando com vazão máxima, a perda radiante máxima medida foi de 15,7% e a perda radiante mínima foi de 14,6%. No ensaio realizado com secador preto brilhante com ventilador operando com vazão mínima, a perda radiante máxima medida foi de 22,9% e a perda radiante mínima foi de 17,2%. No ensaio realizado com secador branco brilhante com ventilador operando com vazão máxima, a perda radiante máxima medida foi de 12,9% e a perda radiante mínima foi de 10,0%. No ensaio realizado com secador branco brilhante com ventilador operando com vazão mínima, a perda radiante máxima medida foi de 16,0% e a perda radiante mínima foi de 13,7%.

A perda energética radiante no secador com acabamento superficial preto brilhante com ventilador operando com vazão mínima foi maior que no secador com acabamentos superficiais preto e branco brilhantes com ventilador operando com vazões máxima e mínima

respectivamente e que no secador com acabamento superficial branco brilhante com ventilador operando com vazão máxima sucessivamente. Este comportamento de perdas radiantes é justificada pela proximidade dos valores de perdas radiantes nos dois ensaios no secador com acabamentos superficiais preto e branco brilhantes com ventilador operando com vazões máxima e mínima respectivamente. De acordo com Incropera et. al. (2008), a emissividade da tinta branca brilhante é de 90% e a emissividade da tinta preta brilhante é de 98%. A taxa de perda energética radiante é diretamente proporcional a emissividade das cores dos acabamentos superficial experimentados. Por isso, quando o secador estava com acabamento superficial preto brilhante a porcentagem de perda radiante foi maior do que nos ensaios que o secador estava com acabamento branco brilhante.

5 CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou um estudo teórico e experimental sobre a influência do acabamento superficial externo de um secador, em suas perdas térmicas e em sua eficiência.

O balanço energético no secador foi realizado e, através dele, foi constatado que a energia elétrica total fornecida para o secador foi, em parte transmitida ao escoamento de ar e, em parte, perdida por convecção externa forçada e por radiação.

Os ensaios experimentais foram realizados e foram avaliadas a eficiência térmica e a perda radiante para os dois acabamentos diferentes. Quanto maior a porcentagem de perdas radiantes, menor a eficiência do secador, uma vez que uma quantidade maior de energia foi perdida e, portanto, uma menor quantidade de energia foi transmitida para o escoamento de ar. Resultados experimentais mostraram que o secador com acabamento superficial preto brilhante apresentaram maiores perdas térmicas por radiação do que o secador com acabamento superficial branco brilhante e, conseqüentemente, em geral menores eficiências.

A influência da vazão do secador em suas perdas térmicas e em sua eficiência foi estudada. Através de análises comparativas foi verificado que o aumento da vazão do escoamento favoreceu a redução de perdas térmicas e o aumento da eficiência do secador.

REFERÊNCIAS

AMANLOU, Y.; ZOMORADIAN, A. **Applying CFD for designing a new fruit cabinet dryer.** Journal of food engineering, v.101, Jun. 2010.p. 8-15.

AVERSA, Maria; CURCIO, Stefano; CALABRÒ, Vincenza; IORIO, Gabriele. **An analysis of the transport phenomena occurring during food drying process.** Journal of Food Engineering, v.78, Fev. 2007. p. 922-932.

BITTENCOURT, Jefferson. **Avaliação de um secador de bananas do tipo cabine com bandejas.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Agrícola – Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual Campinas, São Paulo, 2001. 89 p.

BRAGANTE. **Secadores artificiais: Desidratação dos alimentos.** (s.d.). 2011. Disponível em: <<http://bragante.br.tripod.com/desidratacao.html>>. Acesso em: 08 de dezembro de 2011.

CRAPISTE, Guillermo H.; ROTSTEIN, Enrique. Design and Performance Evaluation of Dryers. In VALENTAS, Kenneth J; ROTSTEIN, Enrique; SINGH, R. Paul. **Handbook of Food Engineering Practice.** Boca Raton, New York: CRC Press. 1997. Cap. 4, p. 132-173.

FERREIRA, A. G. **Projeto, Construção e Simulação de um Secador (Adaptável Como Secador Híbrido Solar-elétrico).** Belo Horizonte, 2011.

FOX R W. ; MCDONALD A. T; PRITCHARD P. J. **Introdução à mecânica dos fluidos.** 7ª ed. Rio de Janeiro. Ed. LTC, 2008.

GAVA, A. J. **Princípios de Tecnologia de Alimentos.** São Paulo: Nobel, 1984. 284p.

GONÇALVES, L. M. **Análise experimental da secagem de um resíduo sólido industrial em um secador solar.** Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia da Energia, em Associação Ampla entre o Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais e a Universidade Federal de São João Del Rei. Minas Gerais, 2012.

INCROPERA, F. P.; DEWIIT, D.P **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 3a ed. Rio de Janeiro. Ed. Guanabara Koogan S. A. , 1996.

INCROPERA, F. P.; DEWIIT, D.P.; BERGMAN, T. L., LAVINE, A.S. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6^a .ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

JUNQUEIRA, A. H.; LUENGO, R. F. A., Mercados Diferenciados. **Embrapa Hortaliças**, Circular Técnica, n. 16, 1999.p. 1-7.

LEON, M. A., KUMAR, S. and BHATTACHARYA, S. C. **A Comprehensive for Performance Evaluation of Solar Food Dryers**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 6, 2002. p. 367-393.

MELONI, Pedro Luis Santos. **Desidratação de Frutas e Hortaliças**. In:10^a Semana Internacional da Fruticultura, Floricultura e Agroindústria. Fortaleza (CE): Instituto Frutal, Set. 2003, 87 p.

MIRADE, P.S., 2003. **Prediction of the air velocity field in modern meat dryers using unsteady computational fluid dynamics (CFD) models**. Journal of Food Engineering, 2003, p. 41– 48.

PERRY, R. H., & GREEN, D. **Perry's chemical engineers' handbook**. New York, USA: McGraw-Hill, 1984.

SILVA, C. S.; PEDROSA, J. M. Y.; RUA, P. S.; ABREU, C. L. M.; PÂNTANO, S. C.; VIEIRA C. R. Y. I.; BRIZOLA, R. M. O. **Avaliação Econômica das Perdas de Banana no Mercado Varejista: Um Estudo de Caso**. Ver. Brás. Frutic., Jaboticabal-SP, v. 25, n. 2, 2003. p. 229-234.

VILELA, N. J.; LANA, M. M.; MAKISHIMA, N. O. **O Peso da Perda de Alimentos para a Sociedade: O Caso das Hortaliças**. Horticultura Brasileira. Brasília, v. 21, n. 2, 2003. p. 141-143.