**Universidade de São Paulo
Escola Superior de Agricultura “Luiz de Queiroz”**

**Modelagem de um secador solar de produtos agrícolas com
sistema de armazenagem de energia térmica**

Luciano Roberto da Silveira

Tese apresentada para obtenção do título de Doutor
em Ciências. Área de concentração: Engenharia de Sis-
temas Agrícolas

**Piracicaba
2016**

Luciano Roberto da Silveira
Bacharel em Ciências dos Alimentos

**Modelagem de um secador solar de produtos agrícolas com sistema de
armazenagem de energia térmica**

Orientador:
Prof. Dr. **SERGIO OLIVEIRA MORAES**

Tese apresentada para obtenção do título de Doutor em Ciências. Área de concentração: Engenharia de Sistemas Agrícolas

**Piracicaba
2016**

**Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
DIVISÃO DE BIBLIOTECA - DIBD/ESALQ/USP**

Silveira, Luciano Roberto da

Modelagem de um secador solar de produtos agrícolas com sistema de armazenagem de energia térmica / Luciano Roberto da Silveira. - - Piracicaba, 2015.
60 p. : il.

Tese (Doutorado) - - Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz".

1. Conservação de alimentos 2. Perdas de alimentos 3. Energia renovável 4. Fluxo de massa 5. Coletores solares 6. Energia solar 7. Automação I. Título

CDD 631.3
S587m

"Permitida a cópia total ou parcial deste documento, desde que citada a fonte – O autor"

AGRADECIMENTOS

A Escola Superior de Agricultura “Luiz de Queiroz”, pela oportunidade da realização do doutorado e pela estrutura disponibilizada.

A Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo apoio financeiro oferecido para o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof. Sergio Oliveira Moraes, pelos ensinamentos, orientação, paciência, amizade e dedicação que sempre demonstrou durante esses anos, acompanhando as atividades desenvolvidas e estando sempre disponível.

A Fernando Thomazini, pela amizade e inestimável contribuição prestada durante todo o desenvolvimento do trabalho, estando sempre disposto a ajudar e trocar ideias.

Ao amigo Jefferson Moraes, pelo incentivo, amizade, e por ter contribuído mesmo que indiretamente na consecução dos trabalhos. A ele e a Paulo Campos, Monique Souza, Sônia, Roni, Ariele e Gabriela, pela agradável convivência e incentivo.

Aos amigos André Herman e Marcos Alex, pela troca de ideias e experiências em vários momentos durante os trabalhos. A eles e a Ismael Meurer, pela amizade duradoura e por compartilharem a experiência na utilização do $\text{\TeX}$ puro e outras ferramentas computacionais.

Aos amigos Marcos Araújo, Everton, Otávio, Thiago, Alcione; bem como Verena, Laiane, César e Fernando, pela agradável convivência e momentos de descontração.

A Jorge Alexandre Wiendl, pela amizade e troca de ideias sobre temas de engenharia e computação, ampliando as possibilidades na utilização das ferramentas, tais como Gnuplot, awk, ANSI C e $\text{\TeX}$ puro, no qual este trabalho foi editado. A ele e ao Eduardo Bonilha, pelas dicas de programação e de ferramentas, bem como pela ajuda na manutenção dos computadores.

Aos professores do Departamento de Engenharia de Biosistemas da ESALQ/USP pelo conhecimento transmitido, bem como troca de idéias e sugestões.

Aos secretários do Departamento de Engenharia de Biosistemas da ESALQ/USP, Davilmar Colevatti, Fernando Novello, Angela Derigi e Francisco Dias pela competência e paciência que muito facilitaram o meu caminho.

A Petr Olšák, professor na Universidade Técnica Checa em Praga; pelo suporte prestado com as macros em $\text{\TeX}$ puro utilizadas na editoração deste trabalho.

A todos os que, direta ou indiretamente, contribuíram com este trabalho.

“Eu acredito na intuição e na inspiração. A imaginação é mais importante que o conhecimento. O conhecimento é limitado, enquanto a imaginação abraça o mundo inteiro, estimulando o progresso, dando a luz à evolução. Ela é, rigorosamente falando, um fator real na pesquisa científica”

Albert Einstein

SUMÁRIO

RESUMO	9
ABSTRACT	11
LISTA DE FIGURAS	13
LISTA DE TABELAS	15
LISTA DE SÍMBOLOS	17
1 INTRODUÇÃO	19
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
2.1 Modelagem matemática da cinética de secagem em camada fina de produtos agrícolas	23
2.2 Modelos que consideram condições transientes	26
2.3 Secadores solares	27
2.3.1 Secadores solares com armazenagem de energia térmica	28
2.3.2 Aspectos sobre a qualidade dos produtos secos	28
2.4 Coletores solares	28
2.4.1 Coletores solares de placa plana	29
2.5 Projeto de coletor solar	30
2.6 Radiação total em superfície inclinada	31
2.7 Eficiência do coletor solar	32
3 MATERIAL	33
3.1 Secador Solar	33
3.2 Sistema de aquisição de dados	34
4 DESCRIÇÃO TEÓRICA	35
4.1 Estimativa do fluxo de massa de ar que atravessa o coletor	35
4.2 Estimativa da energia armazenada no reservatório d'água	36
5 MÉTODOS	38
6 RESULTADOS E DISCUSSÃO	41
6.1 Estimativa do fluxo de massa de ar no coletor ($\dot{m}_a^*$)	41
6.2 Modelagem de T_2 versus G	43
6.3 Dimensionamento do SAET	45
6.3.1 Vazão constante	47
6.3.2 Vazão variável	51
7 CONSIDERAÇÕES FINAIS	55

REFERÊNCIAS 57

RESUMO

Modelagem de um secador solar de produtos agrícolas com sistema de armazenagem de energia térmica

Nos países em desenvolvimento, como o Brasil, a secagem de produtos agrícolas com uso de secador solar representa uma alternativa promissora de baixo custo, reduzindo perdas e agregando valor aos produtos. Porém, devido à natureza periódica da radiação solar e das condições do tempo, nem sempre é viável sua utilização. Dessa forma, o objetivo do trabalho foi a modelagem de um sistema auxiliar de armazenagem de energia térmica (SAET) em um secador solar, cuja finalidade é armazenar energia durante o dia para ser utilizada conforme necessário. Com base em registros de temperatura e umidade relativa, ambas do ar, de um secador solar, foi feito um estudo da termodinâmica dos processos envolvidos, a fim de propor meios para o dimensionamento do SAET. Foram explorados a estimativa do fluxo de massa de ar no secador, a modelagem da temperatura em função da radiação, e o dimensionamento para diferentes modos de operação do SAET, considerando o sistema ideal. Este dimensionamento tratou tanto do caso de fornecimento contínuo de fluxo de água preaquecida, como de uso de automação para controlar o fluxo. A estimativa de fluxo de ar no secador se aproximou de valores típicos encontrados na literatura. O dimensionamento do sistema, embora considerado ideal, mostra que a utilização do SAET melhora o desempenho do secador, servindo como parâmetro para melhor compreender o comportamento das variáveis durante seu funcionamento.

Palavras-chave: Conservação de alimentos; Perdas de alimentos; Energia renovável; Fluxo de massa; Coletores solares; Energia solar; Automação

ABSTRACT

Modeling of a solar dryer for agricultural products with thermal energy storage system

In developing countries such as Brazil, drying of agricultural products by using solar dryer is a promising low cost alternative to reduce losses and add value to products. However, due to periodic behavior of solar radiation and weather conditions, the use of solar drier is not always feasible. The objective of this study is to model an auxiliary thermal energy storage (ATES) in a solar drier, aiming to store energy during the day to be used as needed. Based on both air temperature and relative humidity records of a solar dryer, the thermodynamics of the underlying processes was studied in order to propose means for designing the ATES. It was addressed the estimative of the air mass flow in the dryer, the modeling of the temperature as a function of the radiation, and the designing of the ATES for different modes of operation, considering the optimal system. The designing dealt with both the continuous supply of preheated water flow and the use of automation for controlling the flow. The estimated air flow in the dryer approached typical values found in the literature. The designing of the system, although considered ideal, shows that the use of ATES improves the drying performance, serving as a parameter to better understand the behavior of variables during operation.

Keywords: Food preservation; Food losses; Renewable energy; Mass flow; Solar collectors; Solar energy; Automation

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Secador solar misto de convecção natural (SILVEIRA, 2011)	33
Figura 2 - Comportamento de T_2 e G com o tempo, num dia típico (11/08/2011) .	44
Figura 3 - T_2 versus G (11/08/2011)	44
Figura 4 - Regressão para T_2 versus G , no trecho crescente de radiação	45
Figura 5 - Regressão para T_2 versus G , no trecho decrescente de radiação	45
Figura 6 - Conexão do armazenador de energia térmica a água com o secador (H_{F-A} , trocador de calor fluido-ar, também funciona como coletor solar do secador; V_1 e V_2 , válvulas; P_1 e P_2 , bombas). Adaptado de Imre (2015)	46
Figura 7 - Comparação entre as temperaturas na saída do coletor: sem (T_2) e com (T_2^*) a atuação do SAET, em relação à temperatura de entrada no coletor T_1	48
Figura 8 - Comparação entre as umidades relativas na saída do coletor: sem (UR_2) e com (UR_2^*) a atuação do SAET, em relação à unidade relativa de entrada no coletor UR_1	48
Figura 9 - Comparação entre as temperaturas na saída do coletor: sem (T_2) e com (T_2^*) a atuação do SAET, com aumento do suprimento de energia .	50
Figura 10 - Comparação entre as umidades relativas na saída do coletor: sem (UR_2) e com (UR_2^*) a atuação do SAET, com aumento do suprimento de energia	50
Figura 11 - Comparação entre as temperaturas na saída do coletor. A energia é distribuída conforme a demanda de ΔT para manter (T_2^*) fixa	52
Figura 12 - Comparação entre as umidades relativas na saída do coletor, mantendo-se T_2^* fixa	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Alguns dos principais modelos matemáticos empíricos e semi-empíricos utilizados na literatura	24
Tabela 2 - Parâmetros físicos utilizados nas análises	41
Tabela 3 - Coeficientes obtidos para as regressões nos trechos decrescente e crescente para T_1	54

LISTA DE SÍMBOLOS

- A_c – Área do absorvedor do coletor (m^2)
 $A_{c,arm}$ – Área do absorvedor do coletor (armazenador de energia térmica) (m^2)
 $A_{c,sec}$ – Área do absorvedor do coletor (secador solar) (m^2)
 A_s – Área da secção transversal do coletor do secador (m^2)
 C_p – Calor específico do fluido ($\text{J/kg } ^\circ\text{C}$)
 C_{pa} – Calor específico do ar ($\text{J/kg } ^\circ\text{C}$)
 C_{pw} – Calor específico da água ($\text{J/kg } ^\circ\text{C}$)
 e_{s,T_2} – Pressão parcial de saturação do vapor d'água (Pa) correspondente a T_2
 e_{s,T_2^*} – Pressão parcial de saturação do vapor d'água (Pa) correspondente a T_2^*
 F_R – Fator de remoção de calor do coletor (adimensional)
 G – Irradiância na superfície plana (W/m^2)
 G_{max} – Irradiância máxima (W/m^2)
 G_T – Irradiância na superfície inclinada (W/m^2)
 G_{Tc} – Nível de radiação crítico (W/m^2)
 I – Radiação solar horária na superfície plana (J/m^2)
 I_T – Radiação solar horária na superfície inclinada (J/m^2)
 I_d – Radiação solar diária na superfície plana (J/m^2)
 $\dot{m}$ – Fluxo de massa do fluido (kg/s)
 $\dot{m}_a^*$ – Fluxo de massa de ar estimada (kg/s)
 m_r – Massa de água do reservatório (kg)
 $\dot{m}_r$ – Fluxo de massa de água (kg/s)
 M_{H_2O} – Massa molar da água (18,015 g/mol)
 Q_r – Energia armazenada na água do reservatório (J)
 Q_u – Energia útil (J)
 $\dot{Q}_u$ – Fluxo de energia térmica da água do reservatório para o ar do coletor (W)
 $\bar{Q}_u$ – Média da energia total
 R – Constante universal dos gases ideais (8,314 J/mol K)
 S – Radiação solar absorvida efetiva por unidade de área (MJ/m^2)
 T_1 – Temperatura do ar na entrada do coletor ($^\circ\text{C}$)
 T_2 – Temperatura do ar na saída do coletor ($^\circ\text{C}$)
 T_2^* – Temperatura do ar na saída do coletor, com o emprego de fonte externa de energia ($^\circ\text{C}$)

- T_3 – Temperatura do ar na saída da cabine de secagem ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{3max} – Temperatura máxima do ar na saída da cabine de secagem ($^{\circ}\text{C}$)
 T_a – Temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$)
 T_i – Temperatura de entrada do coletor ($^{\circ}\text{C}$)
 T_m – Temperatura média
 T_o – Temperatura de saída do coletor ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{rc} – Temperatura da água após passar pelo coletor solar ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{rf} – Temperatura final da água no reservatório ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{ri} – Temperatura inicial da água no reservatório ($^{\circ}\text{C}$)
 UA – Umidade absoluta do ar (g/m^3)
 U_L – Coeficiente global de perda de calor do coletor ($\text{W}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$)
 UR_a – Umidade relativa do ar ambiente (%)
 UR_1 – Umidade relativa do ar na entrada do coletor (%)
 UR_2 – Umidade relativa do ar na saída do coletor (%)
 UR_2^* – Umidade relativa do ar na saída do coletor, com o emprego de fonte externa de energia (%)
 UR_3 – Umidade relativa do ar na saída da cabine de secagem (%)
 v_a – Velocidade do ar no centro do coletor (m/s)

Símbolos gregos

- α – Absorbância
 Δt – Variação do tempo
 ΔT – Variação da temperatura
 ρ_a – Densidade do ar úmido (kg/m^3)
 η – Eficiência
 η_i – Eficiência instantânea
 τ – Transmitância
 $(\tau\alpha)$ – Produto transmitância-absorbância

1 INTRODUÇÃO

Dentre todo o alimento produzido globalmente para consumo humano, cerca de um terço das partes comestíveis são perdidas ou desperdiçadas, o que representa 1,3 bilhões de toneladas por ano. As perdas elevadas estão presentes tanto nos países em desenvolvimento como nos países industrializados. Nestes, mais de 40% das perdas ocorrem a níveis de varejo e de consumidor final; já naqueles, a mesma quantidade é perdida na pós-colheita (podendo representar 30% ou mais da produção) e no processamento (CHITARRA; CHITARRA, 2005; FAO, 2011). As frutas e hortaliças, produtos altamente perecíveis e de grande valor nutricional, são os que possuem as taxas mais elevadas de perda e desperdício, chegando a quase metade de sua produção (CHITARRA; CHITARRA, 2005; FAO, 2014). No Brasil, o abastecimento de frutas e hortaliças é feito quase que em sua totalidade pelo pequeno produtor rural, o que evidencia sua importância na cadeia produtiva (COMPANHIA NACIONAL DE ABASTECIMENTO – CONAB; PROGRAMA DO MERCADO HORTIGRANJEIRO – PROHORT, 2012). Uma das causas das perdas elevadas desses produtos são os preços baixos em períodos de safra, devido ao aumento da oferta, dificultando a venda pelo produtor. Outro fator é a padronização, quando o produto não atinge o padrão de qualidade para comercialização, mas encontra-se em boas condições para processamento (CORNEJO; NOGUEIRA; WILBERG, 2003). Combinado a isso, existe a falta de recursos humanos qualificados e o uso de tecnologias inadequadas de armazenagem (CHITARRA; CHITARRA, 2005).

Independentemente do nível de desenvolvimento econômico de um país, as perdas de alimentos devem sempre ser mantidas a um mínimo (FAO, 2011). Para reduzir a perda e o desperdício são necessárias ações em toda cadeia de suprimento de alimentos, ou seja, mudança das práticas de gestão, tecnologias e comportamento dos atores envolvidos (pessoas e empresas). Dentre as principais áreas de ação necessária, está a melhoria na tecnologia de conservação e embalagem dos produtos (FAO, 2014). Dessa forma, a conservação pós-colheita é um dos fatores importantes para redução das perdas, com aumento do suprimento de alimentos e da rentabilidade do produtor.

A secagem é dos métodos mais antigos de conservação de produtos agrícolas, e consiste na remoção da água até uma concentração tal que garanta a estabilidade microbiológica e físico-química do material durante a armazenagem (ARSDEL; COPLEY, 1963; LEWICKI; JAKUBCZYK, 2004). Além disso, a secagem pode ser utilizada para outros objetivos adicionais, como obtenção de cor, sabor ou textura desejáveis, redução no

volume ou peso para transporte ou desenvolvimento de novos produtos (MUJUMDAR, 1997). O produto conservado dessa forma também proporciona economia de energia, por não necessitar de refrigeração; bem como a disponibilidade do produto em qualquer época do ano (PARK; YADO; BROD, 2001).

Na operação de secagem empregam-se geralmente secadores convencionais, que utilizam eletricidade ou outras fontes de energia, como lenha, resíduos agrícolas ou combustíveis fósseis (gás) (PRECCI et al., 2001). Esses equipamentos geralmente exigem investimento elevado e altos custos de funcionamento e manutenção, além de contribuírem com problemas ambientais. Como em nosso país a radiação solar é abundante quase que o ano todo, e por ser um fonte de energia grátis, renovável e não poluente, a secagem solar de produtos agrícolas apresenta-se como uma alternativa promissora, reduzindo custos de processamento e impactos ambientais.

A tecnologia da secagem solar é simples, e portanto pode ser facilmente adotada no setor doméstico e pequenas comunidades (MAITI et al., 2011). Na secagem industrial o objetivo é a obtenção de um produto seco com a qualidade desejada a um custo mínimo e produção máxima, com a otimização entre qualidade do produto e eficiência de energia. Nesse caso, a secagem solar pode ser apropriada por oferecer baixo custo, além de reduzir a poluição causada por uso de combustível fóssil. Deve-se observar contudo que a utilização mínima de energia geralmente não é a solução ótima, devido a requisitos de custo de capital (BENALI; AMAZOUZ, 2006; CHUA et al., 2001; MOHAJER et al., 2013).

Ao utilizar radiação solar na secagem, há algumas dificuldades a serem superadas. O problema mais básico é a natureza periódica da radiação solar, o que conduz à ideia de armazenar parte da energia adquirida durante os períodos de radiação. Essa dificuldade pode ser amenizada com uso de um sistema para armazenar energia térmica ou uso de fonte auxiliar de energia. Mesmo nos períodos de incidência de radiação há outras dificuldades, como o fato da intensidade da radiação incidente ser função do tempo. Isso demanda uma estratégia adequada de controle. Dessa maneira, os custos de investimento podem ser consideráveis, e para que a energia solar na secagem seja economicamente viável é preciso combinar a demanda necessária de energia com as características da radiação solar (IMRE, 2015). Assim, é importante a avaliação do desempenho e constante aperfeiçoamento dos projetos.

Nos últimos anos, muitos esforços têm sido feitos no desenvolvimento de secadores solares de diversos tipos, principalmente para conservação de produtos agrícolas e florestais, sendo que vários estudos têm sido relatados, tanto experimentais quanto teóricos

(IMRE, 2015; SAMI; RAHIMI; ETESAMI, 2011). No projeto de secador, vários parâmetros básicos são importantes, incluindo dimensões, temperatura e umidade relativa do ar, fluxo de ar e características dos produtos a serem secos. Entretanto, a realização de experimentos de grande escala para diversos produtos, épocas de estiagem e configurações do sistema são muitas vezes custosos e impraticáveis (SAMI; RAHIMI; ETESAMI, 2011). A modelagem matemática dos processos e equipamentos de secagem é um dos aspectos mais importantes da tecnologia da secagem, especialmente para a indústria, pois permite a escolha das condições de funcionamento mais adequadas e o dimensionamento do secador para atender às condições da operação. Sendo assim, é possível investigar e analisar o desempenho de secadores solares a um custo mínimo (AKPINAR, 2010; SAMI; RAHIMI; ETESAMI, 2011; STRUMILŁO; KUDRA, 1986).

O objetivo do trabalho, diante do exposto, foi a modelagem de temperaturas e umidades relativas em alguns pontos no interior de um secador solar de produtos agrícolas, com utilização de uma fonte externa de energia solar, bem como o dimensionamento dos coletores solares. Essa fonte externa consiste num sistema de armazenagem de energia térmica, composto por um reservatório de água associado a um coletor solar externo, bem como ao coletor solar embutido no secador. O coletor solar externo tem a finalidade de melhorar a captação de energia durante o período de radiação.

Para esse propósito, considerando o trabalho de Thomazini (2015), que estudou o comportamento do secador solar experimental de Silveira (2011), foi feito um estudo da termodinâmica do processo envolvido no interior do secador, nos períodos observados no trabalho, a fim de propor uma solução para o comportamento periódico da radiação solar na secagem.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A secagem é um processo complexo que envolve transferência de energia térmica, massa e quantidade de movimento, simultaneamente; onde a energia térmica penetra no produto e a água é removida por meio de evaporação numa fase gasosa insaturada. Para o projeto de processos de secagem, otimização e integração energética são necessários modelos efetivos. Por várias décadas, o desenvolvimento de modelos matemáticos que descrevam processos de secagem tem sido tema de muitas pesquisas, e os avanços nesse sentido tem reduzido o empirismo em grande escala. Porém, a concepção de secadores ainda é uma mistura de ciência e experiência prática. Luikov, 1970 apud Rizvi (2014) previu que até 1985 os avanços na compreensão da termodinâmica de materiais contendo água e melhores soluções para as equações de mudança evitaria a necessidade de empirismo na seleção de condições ótimas de secagem. Isso representa uma perspectiva otimista, e mostra que os esforços nesse sentido devem ser aumentados (MARINOS-KOURIS; MAROULIS, 2015; RIZVI, 2014). Poersch, 1977 apud Rizvi (2014) concluiu que é possível secar um produto a partir da experiência e sem qualquer conhecimento de base teórica; mas não se pode, sem experiência, projetar um secador com base no conhecimento teórico disponível. Isso ainda é verdade hoje.

Marinos-Kouris e Maroulis (2015); Saleh e Badran (2009) afirmam que vários modelos teóricos complexos para descrever o fenômeno de transferência de massa e de calor durante o processo de secagem estão disponíveis na literatura; mas que a grande questão que ainda permanece é a medição ou a determinação dos parâmetros utilizados nos modelos. A medição ou estimativa dos parâmetros necessários devem ser viáveis e práticas para aplicação geral de um modelo de secagem. Isso é importante quando se trata de operações de secagem em escala industrial, pois o projeto e a engenharia de processo envolvidos necessitam de ferramentas analíticas claramente simples e precisas, para a condução de análise de projeto e cálculos relevantes.

2.1 Modelagem matemática da cinética de secagem em camada fina de produtos agrícolas

Modelos matemáticos de processo de secagem são usados para projetar novos sistemas de secagem ou melhorar os existentes, ou mesmo para o controle do processo. Os modelos de secagem em camada fina são os mais amplamente utilizados para descrever o comportamento de produtos agrícolas durante a secagem. Podem ser categorizados em

teóricos, semi-teóricos, e empíricos (DOYMAZ, 2011; YUN et al., 2013). Alguns desses modelos estão listados na Tabela 1, onde as equações descrevem RX (razão de umidade, adimensional) em função do tempo t . Nos modelos, a , b , c , d , f , n são coeficientes, e k , k_0 , k_1 são constantes (s^{-1}) (GÓMEZ-DE LA CRUZ et al., 2015).

Tabela 1 - Alguns dos principais modelos matemáticos empíricos e semi-empíricos utilizados na literatura

Nome do modelo	Tipo	Equação
Lewis ou exponencial	Empírico	$RX = \exp(-kt)$
Page	Empírico	$RX = \exp(-kt^n)$
Page modificado	Empírico	$RX = \exp(-(kt)^n)$
Henderson e Pabis	Empírico	$RX = a \cdot \exp(-kt)$
Logarítmico	Empírico	$RX = a \cdot \exp(-kt) + c$
Wang e Singh	Empírico	$RX = 1 + at + bt^2$
Dois termos	Semi-empírico	$RX = a \cdot \exp(-k_0t) + c \cdot \exp(-k_1t)$
Exponencial de dois termos	Semi-empírico	$RX = a \cdot \exp(-kt) + (1 - a) \cdot \exp(-kat)$
Midilli et al.	Empírico	$RX = a \cdot \exp(-kt^n) + bt$
Yun et al.	Empírico	$RX = \frac{a + bt + ct^2}{1 + dt + ft^2}$

Fonte: Gómez-de la Cruz et al. (2015)

A razão de umidade é definida por:

$$RX = \frac{X_t - X_e}{X_0 - X_e}$$

onde X_t é o conteúdo de água no tempo t , X_0 é o conteúdo de água inicial, e X_e é o conteúdo de água de equilíbrio.

O conteúdo de água instantâneo X_t é definido como a razão entre a quantidade de água no produto num dado momento e a quantidade de sólidos secos, e é expresso como:

$$X_t = \frac{m - m_s}{m_s}$$

onde m é a massa instantânea total da amostra, m_s é a massa de sólidos secos, e X_t é expresso como *massa instantânea de água/massa de sólidos secos* (BARBOSA-CÁNOVAS; VEGA-MERCADO, 1996; SALEH; BADRAN, 2009).

O conteúdo de água de equilíbrio X_e pode ser determinado a partir de dados de isotermas de dessorção (YUN et al., 2013).

Há várias pesquisas recentes em modelagem e estudos experimentais sobre as características da secagem de produtos agrícolas específicos. Por exemplo, o modelo de Page foi relatado como o mais indicado para a secagem de pistache, arilo de romã e cereja doce. Henderson e Pabis foi considerado o mais apropriado para descrever as curvas de secagem da banana, manga e mandioca. O Logarítmico mostrou ser adequado para

descrever a cinética de secagem de ameixa, bagaço de maçã, rabanete, semente de abóbora e figos; e assim por diante (YUN et al., 2013).

Os modelos apresentados foram desenvolvidos sob condições constantes do ar de secagem (velocidade, temperatura e umidade relativa) e camada fina de produto. Não foram considerados a resistência ao movimento da água e seus gradientes dentro do material, o efeito do encolhimento e o efeito da diferença no tamanho ou forma do produto (PAGE, 1949; SALEH; BADRAN, 2009). O efeito do encolhimento geralmente é negligenciado em modelos por inserir uma considerável complexidade em sua solução. Em razão dos modelos serem geralmente desenvolvidos para condições constantes, eles podem apresentar uma limitação para o caso da modelagem da secagem solar, onde as condições do ar de secagem variam com o tempo (RATTI; MUJUMDAR, 1997). Apesar dessa limitação, a literatura relata bons ajustes de curvas de secagem com utilização desses modelos inclusive na secagem solar, tanto com uso de secador como ao ar livre. É importante notar, contudo, que para o ajuste das curvas, é necessário encontrar os parâmetros das equações experimentalmente; e isso vai depender do tipo de produto e das características do equipamento utilizado.

No caso da modelagem da secagem solar, vários autores simplificaram a razão de umidade RX para X_t/X_0 ao invés de $(X_t - X_e)/(X_0 - X_e)$. O motivo para tal é que nessas condições a umidade relativa do ar de secagem oscila continuamente e, na melhor das hipóteses, apenas uma média de X_e seria possível estimar. Além disso, para valores baixos de X_e o erro envolvido na simplificação é muito pequeno (DIAMANTE; MUNRO, 1993; DOYMAZ, 2011).

Saleh e Badran (2009) desenvolveram um secador solar doméstico para o qual foi possível obter um perfil de temperatura uniforme entre 10:30 h e 16 h, em Amã, Jordânia, durante um mês de verão e outro de primavera. Os produtos secos foram folhas de hortelã e de malva. Os autores determinaram o valor de RX incluindo X_e (já que a umidade relativa do ar é função da temperatura e, sendo esta constante, aquela também será) e utilizaram o modelo exponencial para ajuste da curva de secagem. Segundo os autores, a condição de haver temperatura constante no secador é requerido para satisfazer o modelo exponencial. O tempo total de secagem das ervas foi de cerca de 18 h, e ao fim de cada dia de secagem o produto foi mantido num recipiente fechado para evitar qualquer variação em seu teor de água durante a noite. Os resultados mostraram que o modelo exponencial se ajustou muito bem aos dados experimentais, e uma concordância razoável foi encontrada durante todo o período de secagem.

Exemplos de modelagem que empregam secadores solares comuns (com temperatura e umidade relativa do ar variáveis) também podem ser encontrados na literatura. São secadores com as mais diversas construções empregados para a secagem de produtos específicos, onde os diversos modelos de camada fina são aplicados nas curvas de secagem e encontrado o modelo que mais se ajusta. Nesses trabalhos a equação para o cálculo de RX é utilizada na forma simplificada.

Utilizando um secador solar indireto de convecção forçada, com aquecedor solar de ar de concentrador cônico, Toğrul e Pehlivan (2002) estudaram a modelagem da secagem de damascos. O experimento foi conduzido de Junho a Agosto de 2000 em Elazığ, Turquia; e cada teste foi feito das 8:00 às 18:00 h, com diferentes valores de fluxo de massa de ar. A temperatura do ar que deixa o coletor variou de cerca de 45 a 80 °C a um fluxo de ar de 70 kg/h. As curvas de secagem obtidas foram processadas para encontrar o modelo que mais se ajustaria dentre 14 expressões diferentes. Os autores afirmam que a secagem continua depois do pôr-do-sol, devido à inércia térmica do sistema utilizado, sendo que os níveis finais de secagem são alcançados em 68–78 h na secagem solar, ao passo que na secagem ao ar livre é preciso de cerca de 112 h. No trabalho em questão, o modelo mais adequado para descrever o comportamento da secagem solar de camada fina de damascos foi o logarítmico.

Tratando-se ainda de modelos de secagem em camada fina ajustados em condições de temperatura variável, El-Sebaei e Shalaby (2013) utilizaram um secador do mesmo tipo, porém com coletor solar plano, para modelagem da secagem de tomilho e hortelã. A temperatura na entrada da cabine de secagem variou entre 30 e 54 °C aproximadamente, com média de 48 °C, entre 8 e 18 h. Dissa et al. (2011) empregaram um secador solar direto, composto apenas por uma estrutura metálica com quatro bandejas, protegido com rede de nylon nas laterais, para secagem de duas variedades de manga. Nesse caso, a energia solar é utilizada diretamente sobre o produto. A secagem foi feita em 4 dias, variando entre 10 e 16 h aproximadamente. A faixa de variação da temperatura ambiente no período de secagem foi de 30 a 36 °C.

2.2 Modelos que consideram condições transientes

Com uma outra abordagem, Ratti e Mujumdar (1997) propuseram um modelo sem parâmetros ajustáveis para sistemas de secagem solar e que pudesse ser útil no desenvolvimento de sistema de controle para secadores solares de lote. O modelo inclui o efeito de encolhimento e pode ser utilizado para prever a secagem de camadas espessas ou

finas de partículas de material, além de considerar condições variáveis do ar de secagem. Trata-se de sistemas de equações diferenciais parciais, que relacionam balanço de massa e de energia, tanto na fase gasosa quanto no sólido; ou seja, o modelo introduz certa complexidade na solução do problema. Para testar o modelo, os autores utilizaram dados experimentais de outro trabalho, sobre secagem solar de cubos de cenoura. Inicialmente, obtiveram a equação que descrevia a temperatura de saída do coletor do secador em função da hora do dia: um polinômio do segundo grau. Essa equação foi empregada para simular as condições de contorno para o modelo. A umidade relativa do ar e a velocidade do ar foram consideradas constantes, pela falta dessa informação no trabalho utilizado. Os sistemas de equações foram resolvidos, e as curvas obtidas comparadas com os dados experimentais. As predições do modelo representaram bem os dados empíricos.

Sami, Rahimi e Etesami (2011) desenvolveram um modelo matemático dinâmico para secagem de produtos agrícolas em um secador solar de cabine indireto, sob condições de operação em regime *não-estacionário*. Utilizando as leis de conservação de transferência de calor e de massa e considerando os fenômenos físicos que ocorrem num secador solar, as equações foram derivadas e resolvidas numericamente. O modelo foi aplicado de acordo com as temperaturas ambiente e dados meteorológicos. Os resultados foram comparados com dados experimentais de dois trabalhos e se ajustaram bem com as condições de operação experimental.

2.3 Secadores solares

O objetivo de um secador solar é fornecer ao produto uma quantidade de energia térmica maior do que a encontrada em condições ambientes, elevando de forma suficiente a pressão de vapor da água contida no produto; além de reduzir significativamente a umidade relativa do ar de secagem. Dessa forma, este passa a ter maior capacidade de transporte de água (EKECHUKWU; NORTON, 1999).

De acordo com Imre (2015), os secadores solares apresentam as seguintes partes principais:

- Espaço de secagem, onde o material a ser secado é colocado e onde a secagem tem lugar;
- Coletor para converter a radiação solar em energia térmica;
- Fonte de energia auxiliar (opcional);
- Equipamento de transferência de energia térmica, para transferir energia térmica ao ar de secagem ou ao material;

- Meios para manter o ar de secagem em movimento;
- Unidade de armazenagem de energia térmica (opcional);
- Equipamento para controle e aquisição de dados (opcional);
- Dutos, tubos e outros aparatos.

2.3.1 Secadores solares com armazenagem de energia térmica

Três circunstâncias justificam a armazenagem de energia num sistema de secagem solar: a secagem pode ser estendida pela energia armazenada; a energia excedente nos picos de radiação pode ser armazenada; a temperatura do ar de secagem pode ser controlada para evitar danos ao material. É importante notar também que, no dimensionamento da superfície coletora desse tipo de secador, a energia que entra na unidade de armazenagem faz parte da energia adquirida pelo sistema coletor. Assim, o uso de armazenagem de energia necessariamente envolverá um decréscimo no nível da temperatura obtida no coletor do secador durante o dia. Porém, nos casos em que o sistema de armazenagem é irradiado diretamente (constituindo por exemplo o absorvedor do coletor), esse efeito é menos importante (IMRE, 2015).

Para armazenagem de energia podem ser empregados materiais naturais ou artificiais. Geralmente materiais naturais (água, camada de seixo rolado, e camada de brita) são mais baratos do que os sintéticos, e.g. materiais de mudança de fase (PCMs) (IMRE, 2015; MORRISON; ABDEL-KHALIK, 1978). Uma descrição mais detalhada dos diferentes tipos de materiais que podem ser utilizados encontra-se em Bal, Satya e Naik (2010).

2.3.2 Aspectos sobre a qualidade dos produtos secos

De acordo com Imre (2015), a utilização de energia solar para secagem não é apenas um método para economia de energia, mas uma tecnologia para a produção de materiais secos de alta qualidade. Os produtos alimentícios são geralmente muito sensíveis e suas principais características (i.e. cor, aroma, sabor, forma, textura, nutrientes, etc.) são altamente dependentes da história térmica e de sorção do material, da pós-colheita à prateleira, e do intervalo de tempo de secagem. As frutas e hortaliças possuem um conteúdo de água inicial de cerca de 60%–80% que precisa ser reduzido à faixa de 10%–25% para armazenagem segura. As temperaturas seguras para o ar de secagem estão entre 35 °C–60 °C, e para alguns produtos essas temperaturas são mais elevadas na fase final da secagem (IMRE, 2015).

2.4 Coletores solares

O principal componente de um secador solar é o coletor solar, pois desempenha o papel de fonte de energia primária. Coletores de energia solar são tipos especiais de trocadores de calor, que transformam energia da radiação solar em energia interna do meio de transporte. A radiação solar que entra é absorvida e convertida em energia térmica. Essa energia é transferida para um fluido (geralmente ar ou água) que passa pelo coletor. A partir daí, é levada do fluido para o espaço condicionado do equipamento (cabine de secagem) ou a um tanque de armazenagem de energia térmica (para utilização durante a noite ou em dias nublados), conforme o fluido seja ar ou água, respectivamente (KALOGIROU, 2014).

Há basicamente dois tipos de coletores solares: sem concentração ou estacionários, e com concentração. Um coletor sem concentração tem a mesma área para interceptar e absorver a radiação solar. Exemplo desse tipo de coletor solar é o de placa plana. São mais baratos e só podem ser empregados para produzir um meio com temperatura moderada (geralmente menor que 60°C). Sua eficiência melhora com a redução da temperatura de operação. Secadores com esse tipo de coletor podem ser usados para produtos que requerem baixa temperatura de secagem. Já os coletores com concentração são adequados para aplicações de alta temperatura (KALOGIROU, 2014; IMRE, 2015).

2.4.1 Coletores solares de placa plana

Num coletor solar de placa plana típico, a radiação solar passa através de uma cobertura transparente e colide com a superfície escura de um absorvedor de alta absortividade. Uma grande parcela dessa energia é absorvida pela placa e transferida para o meio de transporte, para ser levada para armazenamento ou utilização. O lado de baixo da placa e as laterais são bem isoladas para reduzir perdas por condução. A função da cobertura transparente é reduzir perdas convectivas do absorvedor pela contenção da camada de ar entre a placa e a cobertura. Além disso, auxilia no efeito estufa (KALOGIROU, 2014).

Nos tipos mais simples de secadores solar (e.g. secadores de cabine, secadores de tendas, e certos secadores de prateleira com chaminé) não há um coletor solar separado. Há apenas a cobertura transparente, e o papel do absorvedor é desempenhado pelo próprio material que está sendo irradiado. A maior parte dos secadores solares de alto desempenho são equipados com coletores de placa plana (IMRE, 2015).

Se o secador está ligado com sistema de armazenagem de água, é necessário a utilização de coletores híbridos. Esses coletores são um tipo de coletor de placa plana de líquido, no qual o ar flui sobre um absorvedor que é comum para ar e líquido. Durante o funcionamento, os coletores híbridos aquecem ar e água simultaneamente. Esta serve para carregar o tanque de armazenagem de energia térmica. Durante o período de operação sem radiação (e.g. à noite), o coletor funciona como um trocador de calor água-ar e, usando água quente do tanque, pré aquece o ar de secagem. Geralmente esse tipo de coletor possui camada dupla de vidro para reduzir a perda de radiação durante a noite (IMRE, 2015).

2.5 Projeto de coletor solar

A análise detalhada de um coletor solar é um problema complexo. Felizmente, uma análise relativamente simples produzirá resultados muito úteis. Esses resultados mostram as variáveis importantes, como elas estão relacionadas, e como elas afetam o desempenho de um coletor solar (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

A superfície requerida para os coletores de secadores solares pode ser determinada pela demanda de energia do secador. Para dimensionar coletores, o ponto de partida deve ser os requisitos de secagem e as características de secagem do material. Esses requisitos devem especificar o tempo de secagem planejado e a temperatura admissível do material, entre outros. As características de secagem do material servem para determinar, com ajuda de simulação ou experimentos de secagem em laboratório (ou ambos), as características de entrada necessárias do ar de secagem (temperatura e umidade relativa) e o fluxo de massa de ar necessário para o período de secagem com demanda de energia mais alta (IMRE, 2015).

A demanda de energia do secador pode ser entendida como o aumento necessário da entalpia do ar de secagem. Num sistema direto, a temperatura do ar que entra no secador (T_i) é igual à temperatura do ar que deixa o coletor ($T_o = T_i$) (IMRE, 2015). Dessa forma, o aumento necessário da entalpia do ar no coletor, i.e. seu ganho de energia útil ($\dot{Q}_u$), é dado por (KALOGIROU, 2014):

$$\dot{Q}_u = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (1)$$

onde $\dot{m}$ é o fluxo de massa de fluido (kg/s) no coletor, que no caso é o ar, e é expresso como (MONTERO et al., 2010):

$$\dot{m} = A_s \rho_a v_a \quad (2)$$

onde A_s é a área da seção transversal do coletor, ρ_a a densidade do ar úmido, e v_a a velocidade do ar no centro do coletor.

A densidade do ar úmido ρ_a na equação (2) varia com a temperatura (DISSA et al., 2011; MONTERO et al., 2010):

$$\rho_a = \frac{353,44}{T_m + 273,15} \quad (3)$$

onde T_m é a temperatura média entre T_o e T_i .

A equação (1) é utilizada em teste de desempenho de coletor, que é feito em condições de *equilíbrio dinâmico*, com energia radiante incidindo de forma constante na superfície do coletor, fluxo de fluido constante, e velocidade do ar e temperatura ambiente constantes. Dessa forma, quando uma temperatura de entrada constante do fluido é fornecida ao coletor, é possível manter a temperatura de saída do fluido a partir do coletor também constante. Nesse caso, $\dot{Q}_u$ pode ser calculado pela equação (1) (KALOGIROU, 2014).

Quando as variáveis para as condições de produção do desempenho térmico são monitoradas, i.e. radiação solar no coletor, temperatura ambiente e velocidade do vento; é possível caracterizar o coletor por parâmetros que indicam como a energia é absorvida e como ela é perdida para o ambiente. Dessa forma, em condições de equilíbrio dinâmico, $\dot{Q}_u$ pode ser escrito em termos de quantidades que representam o mecanismo de transferência de calor, ou a diferença entre a radiação solar absorvida e a perda térmica (DUFFIE; BECKMAN, 2013):

$$\dot{Q}_u = A_c F_R [S - U_L (T_i - T_a)] \quad (4)$$

onde F_R é o fator de remoção de calor do coletor, e U_L é o coeficiente global de perda de calor. A_c é a área do coletor e S a radiação solar absorvida por unidade de área. Essa equação é muito útil e aplica-se essencialmente a todos os coletores de placa plana.

O fator de remoção de calor F_R é um parâmetro adimensional que indica as características de transferência de calor do coletor e a influência da transferência de calor por convecção do fluido no desempenho térmico do coletor (XIE; DAI; WANG, 2012). F_R pode ser definido como uma grandeza que se refere ao ganho de energia útil efetiva de um coletor pelo ganho útil se toda superfície do coletor estivesse a uma temperatura igual à temperatura de entrada do fluido (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

2.6 Radiação total em superfície inclinada

Geralmente, os coletores não são instalados horizontalmente, mas num ângulo para aumentar a quantidade de radiação interceptada e reduzir a reflexão (KALOGIROU, 2014). A maior parte dos dados de radiação disponíveis em uma estação meteorológica são medidos com um piranômetro, que mede a radiação solar global (radiação direta mais a radiação difusa) numa superfície plana. Para determinar a radiação incidente numa superfície inclinada é necessário primeiramente estimar, a partir da radiação global, suas componentes direta e difusa. De acordo com Sclar, Martins e Escobedo (2003), uma diferença básica entre os vários modelos existentes para estimar a radiação total está na modelagem da radiação difusa, pois devido ao seu comportamento, torna-se difícil de ser modelada. Maiores detalhes sobre modelagem de radiação total em superfície inclinada, utilizando somente a radiação global medida na superfície horizontal, podem ser encontrados no trabalho de Sclar, Martins e Escobedo (2003).

2.7 Eficiência do coletor solar

Uma medida de desempenho do coletor é a eficiência, e pode ser definida por (DUFFIE; BECKMAN, 2013):

$$\eta = \frac{\text{energia útil fornecida pelo coletor ao longo do tempo } t}{\text{energia solar incidente no coletor ao longo do tempo } t} \quad (5)$$

ou

$$\eta = \frac{\int \dot{Q}_u dt}{A_c \int G_T dt} \quad (6)$$

Se as condições são constantes ao longo de um período de tempo, a eficiência é reduzida para:

$$\eta = \frac{Q_u}{I_T A_c} \quad (7)$$

A eficiência instantânea pode ser definida como (DUFFIE; BECKMAN, 2013):

$$\eta_i = \frac{\dot{Q}_u}{A_c G_T} = F_R(\tau\alpha) - \frac{F_R U_L (T_i - T_a)}{G_T} \quad (8)$$

e

$$\eta_i = \frac{\dot{m} C_p (T_o - T_i)}{A_c G_T} \quad (9)$$

É comum a eficiência ser representada em diagramas, como uma função, geralmente $\eta(T_o - T_i)$ (IMRE, 2015).

3 MATERIAL

3.1 Secador Solar

O secador solar analisado no trabalho foi desenvolvido por Silveira (2011). Trata-se de um secador solar misto de convecção natural, mostrado na Figura 1, constituído por um coletor solar associado a uma cabine de secagem, e esta a uma chaminé. O coletor é constituído de uma placa absorvedora feita de material reciclado, pintada de preto (tinta asfáltica), e uma placa de vidro comum; e possui dimensões 53 cm por 91 cm, com 13 cm de altura. A chaminé também é pintada de preto, facilitando assim as correntes de convecção de ar. A cabine de secagem possui cobertura de vidro, e em seu interior há três bandejas perfuradas para disposição do produto a ser seco. Dessa forma, o compartimento funciona como um segundo coletor solar, que eleva ainda mais a temperatura do ar quente que sai do primeiro coletor. Nesse caso, o próprio produto disposto nas bandejas funciona como uma placa absorvedora, recebendo a radiação solar que penetra pela cobertura de vidro.

A estrutura do secador é toda feita em aço inox e está localizado na Esalq-USP, em Piracicaba, cuja latitude é aproximadamente $22^{\circ} 42'$. O coletor está voltado para o norte, inclinado em $32^{\circ} 20'$ em relação à horizontal (SILVEIRA, 2011).

Figura 1 - Secador solar misto de convecção natural (SILVEIRA, 2011)

3.2 Sistema de aquisição de dados

No interior do secador solar estão instalados três sensores de temperatura, do tipo circuito integrado LM35 (T_1 , T_2 , T_3), e três sensores de umidade relativa capacitivo HIH-4000, (UR_1 , UR_2 , UR_3). Os sensores são acoplados a um sistema de aquisição de dados, desenvolvido no mesmo trabalho, a fim de monitorar as respectivas grandezas físicas do ar de secagem a cada minuto. Detalhes técnicos de ambos os sensores e do sistema eletrônico são discutidos em Silveira (2011).

Os sensores T_1 e UR_1 estão posicionados na entrada do coletor solar e medem, respectivamente, temperatura e umidade relativa do ar de entrada, enquanto que T_2 e UR_2 , instalados na saída do coletor, registram temperatura e umidade relativa do ar que, após a passagem pelo coletor, dá entrada na cabine de secagem. Dentro desta, próximo à chaminé, encontram-se T_3 e UR_3 que, respectivamente, medem as condições de temperatura e umidade relativa do ar após passar por esse local. Os dados coletados são armazenados em arquivos de texto.

Embora dados de velocidade do ar ou fluxo de massa de ar no interior do secador sejam importantes para as análises, o sistema de aquisição de dados experimental não dispunha dos sensores para tais medições (e.g. anemômetro de fio quente ou filme quente). Portanto, foi necessária a estimativa desses valores, conforme detalhado a seguir.

4 DESCRIÇÃO TEÓRICA

4.1 Estimativa do fluxo de massa de ar que atravessa o coletor

Para a estimativa do fluxo de massa de ar $\dot{m}_a^*$ ⁽¹⁾, ou simplesmente fluxo de ar, que atravessa o coletor solar, assume-se que:

- O sistema é perfeitamente isolado e não há vazamento de ar;
- O ar que passa pelo coletor comporta-se como um gás ideal;
- A pressão do sistema é constante;
- A perda de energia térmica embaixo e nas laterais do coletor é desprezível;
- Em intervalos pequenos de tempo, o fluxo de ar que atravessa o coletor e fluxo de energia incidente sobre o mesmo são, praticamente, constantes (estado estacionário);
- Toda a energia incidente sobre a superfície do coletor é absorvida pela massa de ar que o atravessa. Assim, despreza-se quaisquer perdas de energia térmica da massa de ar que atravessa o secador para o meio que o circunda (inclusive o próprio secador). Além disso, considera-se que 100% da radiação é transmitida pela cobertura de vidro e 100% é absorvida pela placa absorvedora. Nos modelos não foi considerado o parâmetro $(\tau\alpha)$, que trata das reflexões sucessivas entre o vidro e a placa absorvedora.
- Para simplificar os cálculos, considerou-se que $G_T = G$, ou seja, o valor de irradiação medido em uma superfície plana é o mesmo que na superfície inclinada.

Com as considerações acima, a eficiência instantânea do coletor é 100% ($\eta_i = 1$), e a equação (8) pode ser escrita como:

$$\dot{Q}_u = A_c G \quad (10)$$

onde $\dot{Q}_u$ representa o fluxo de energia incidente sobre a superfície do coletor (A_c).

Uma vez conhecidas as variáveis T_1 e T_2 , bem como a energia incidente sobre a superfície do coletor ($A_c G$), fornecidas em pequenos intervalos de tempo, é possível estimar o fluxo de ar que atravessa o secador ($\dot{m}_a^*$) nesses intervalos. Desse modo, a equação (1) pode ser reescrita, em termos das variáveis do secador, como:

$$\dot{m}_a^* = \frac{A_c G}{C_{pa}(T_2 - T_1)} \quad (11)$$

¹O asterisco na simbologia representa valores estimados, ou seja, que não foram medidos nem validados posteriormente, e continuará sendo empregado no restante do documento

em que $\dot{m}_a^*$ é o fluxo de ar que atravessa o coletor (kg/s), C_{pa} é o calor específico, assumido constante, do ar (J/kg °C), T_1 e T_2 são, respectivamente, as temperaturas de entrada e saída do coletor solar (°C), G é a densidade de fluxo de radiação solar global (W/m²) numa superfície horizontal e A_c é a área da superfície do coletor (m²).

Assim, os dados de fluxo de massa de ar podem ser organizados em tabelas, como qualquer outra variável estudada, e separados ao longo dos dias e meses.

Ressalta-se, porém, que a equação (11) não é capaz de estimar o fluxo de ar no período em que não há incidência solar registrada pelo Posto Meteorológico. A hipótese é que o fluxo de ar entre o início da noite e as primeiras horas da manhã seja praticamente constante, já que o gradiente de temperatura entre a entrada e saída do coletor, neste horário, também é. Por isso, estima-se que, de forma razoável, o fluxo no período acima citado possa ser considerado como a média do fluxo diário.

4.2 Estimativa da energia armazenada no reservatório d'água

A energia armazenada na água contida num reservatório dependerá das condições ambientes, das diferentes épocas do ano, do material utilizado, tecnologia empregada, entre outros fatores. Para a sua estimativa considerou-se que:

- Toda energia incidente sobre o coletor solar do reservatório de armazenagem de água é absorvida pela água que o atravessa, i.e. despreza-se quaisquer perdas envolvidas entre a água e o meio que a circunda;
- A densidade de fluxo de energia registrada por qualquer instrumento de medição é idêntica à densidade de fluxo incidente sobre o coletor do secador (para que seja possível reproduzir os resultados obtidos é necessário que se considere a mesma inclinação e orientação geográfica do secador solar estudado);
- Considera-se que não há mudança de estado físico ao longo do processo.

Dessa maneira, a energia armazenada no reservatório, Q_r , é dada por:

$$Q_r = m_r C_{pw} (T_{rf} - T_{ri}) \quad (12)$$

em que m_r é a massa de água contida no reservatório (kg), C_{pw} o calor específico da água, supostamente constante no intervalo de temperatura considerado (kJ/kg °C), T_{rf} e T_{ri} , respectivamente, temperatura final e inicial no reservatório d'água.

A equação (12) pode ser reescrita em termos de fluxo de água que passa pela serpentina do coletor solar do secador em períodos sem radiação solar como:

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_r C_{pw} (T_{rf} - T_{rc}) \quad (13)$$

onde $\dot{Q}_r$ é o fluxo de energia fornecido pela água que passa pela serpentina, $\dot{m}_r$ é o fluxo de massa de água (kg/s) que circula entre o reservatório e o coletor, e T_{rc} a temperatura da água após passar pelo coletor.

A energia armazenada na água do reservatório deverá ser utilizada para elevar a temperatura da massa de ar que atravessa o coletor solar, ou seja, elevar os registros de T_2 . Considerando-se que a relação entre a energia fornecida para o sistema e a variação de temperatura do fluido no sistema é linear; e ainda, que essa energia possa corresponder tanto à energia da água do reservatório que passa pelo coletor quanto à energia útil do coletor devido à incidência de radiação, pode-se escrever:

$$\dot{Q}_r + A_c G = \dot{m}_a^* C_{pa} (T_2 - T_1) \quad (14)$$

Para os períodos sem registro de radiação solar global ($A_c G = 0$), ou seja, com a energia suprida apenas pela água do reservatório, a equação (14) reduz-se a: ,

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_a^* C_{pa} (T_2 - T_1) \quad (15)$$

Da equação (13), vem:

$$\dot{m}_r C_{pw} (T_{rf} - T_{rc}) = \dot{m}_a^* C_{pa} (T_2 - T_1) \quad (16)$$

A equação (16) permite estimar o fluxo de massa de ar no interior do coletor ($\dot{m}_a^*$) num dado momento, para a situação em que não são registrados valores de radiação solar. Para tal, é necessário conhecer as variáveis fornecidas pelos sensores, como T_1 e T_2 , bem como o fluxo de massa de água ($\dot{m}_r$), temperatura do reservatório (T_{rf}) e da água após passar pelo coletor (T_{rc}).

O fluxo de calor ($\dot{Q}_r$) da água do reservatório para a serpentina no coletor, e desta para o ar circundante, depende de vários fatores, tais como: material das tubulações, gradiente de temperatura, isolamento, vazão da água, etc. Contudo, uma vez conhecido $\dot{Q}_r$, a equação (14) pode ser reescrita como:

$$T_2^* = \frac{\dot{Q}_r + A_c G}{\dot{m}_a^* C_{pa}} + T_1 \quad (17)$$

A utilização da fonte externa de calor (energia armazenada na água do reservatório) implica em alterações significativas no comportamento da temperatura na saída do coletor e, conseqüentemente, na cabine de secagem (T_3). No entanto, estas alterações dependem do momento em que a energia armazenada é utilizada, bem como do comportamento das variáveis encontradas na equação (16), que podem ou não ser controladas.

A umidade relativa (%) do ar UR_2^* pode ser estimada a partir dos dados de T_2^* e, para isso, é necessário o conhecimento prévio da umidade absoluta (g/m^3) do ar (UA) que, num mesmo intervalo de tempo em que as condições meteorológicas permanecem estáveis e sem carregar o secador com produtos, é supostamente idêntica dentro ou fora do secador. Dessa maneira,

$$UA = \frac{e_{s,T_2} UR_2 M_{H_2O}}{R(273 + T_2)} \quad (18)$$

sendo UR_2 a umidade relativa do ar na saída do coletor, e_{s,T_2} a pressão de saturação (Pa) correspondente a T_2 , M_{H_2O} a massa molar (18,015 g/mol) da água, R a constante universal dos gases ideais ($8,314 \text{ J mol}^{-1} \text{ K}^{-1}$), e

$$UR_2^* = \frac{R(273 + T_2^*) UA}{e_{s,T_2^*} M_{H_2O}} \quad (19)$$

onde T_2^* é a temperatura estimada na saída do coletor a fluxo constante de calor ou massa, e_{s,T_2^*} é a pressão de saturação (Pa) correspondente a T_2^* .

A partir dos dados de T_2^* estima-se os dados de UR_2^* , tornando possível comparar a influência da utilização da fonte externa de calor sobre o comportamento da temperatura e da umidade relativa na saída do coletor no período em que for utilizada.

5 MÉTODOS

Para as análises, além dos dados registrados no secador (sem carregamento com produtos), foram utilizados os registros da estação meteorológica automática da ESALQ-USP, que são fornecidos em intervalos de 15 minutos. Como os registros de dados do secador são a cada minuto, precisaram ser tratados para que pudessem ser pareados com os dados da estação, para um mesmo período.

Conforme mencionado anteriormente, não há registros de dados de fluxo de massa de ar para o secador estudado. Por ser um requisito importante no dimensionamento de secador e de sistema de armazenagem de energia térmica (SAET), efetuou-se uma estimativa com a utilização da Equação (11), sendo considerado um sistema ideal, e os resultados foram comparados com valores típicos encontrados na literatura.

Foi considerada a existência de um sistema de armazenagem de energia térmica (SAET) hipotético, composto por um tanque de água interligado a um coletor solar individual. Considerou-se este coletor como sendo formado por uma placa plana equipada com serpentina para circulação de água, com a função única de aquecer a água nos períodos de radiação solar. Além disso, também foi levado em conta o coletor solar do secador equipado com uma serpentina, a fim de que a água quente armazenada no tanque circule nesse espaço, elevando a temperatura quando necessário, com o auxílio de uma bomba d'água.

Embora a cabine de secagem do secador também funcione como um pequeno coletor solar, nas considerações para o funcionamento durante o dia tal fato não foi levado em conta, para simplificação das análises. Igualmente para os períodos sem radiação solar, esse espaço não é avaliado, uma vez que apenas o coletor solar propriamente dito é que funciona como trocador de calor entre o secador e o SAET.

Como o fluxo de ar que passa pelo coletor à noite é assumido constante, a equação (16) indica que:

$$\frac{T_{rf} - T_{rc}}{T_2 - T_1} = \frac{\dot{m}_a^* C_{pa}}{\dot{m}_r C_{pw}} \quad (20)$$

Ou seja, a relação entre a variação de temperatura da água e do ar que adentra o coletor solar é considerada constante. Uma vez que fluxo d'água e ar são constantes, é aceitável assumir que o fluxo de calor da água do reservatório para o ar que atravessa o coletor ($\dot{Q}_r$) também é, uma vez que o ar é mau condutor de energia térmica e o aumento de temperatura que se pretenda no secador seja pequeno. Sendo assim, $\dot{Q}_r$ pode ser calculado segundo a equação:

$$\dot{Q}_r = \frac{Q_r}{\Delta t} \quad (21)$$

em que Δt é o tempo total em que se fornecerá, à taxa constante, toda a energia armazenada no reservatório d'água.

Dessa maneira, utilizou-se a equação (17) para estimar a temperatura T_2^* na saída do coletor solar, correspondente a cada registro das outras variáveis, na presença da fonte externa de calor. Para isso, foi necessário conhecer previamente $\dot{Q}_r$, G , $\dot{m}_a^*$ e T_1 , assim como as constantes C_{pa} e A_c .

A equação (19) permitiu estimar, para cada T_2^* , a umidade relativa do ar na saída do coletor na presença da fonte externa (UR_2^*). Organizou-se os dados de temperatura e umidade relativa do ar na saída do coletor sem a utilização da fonte externa (T_2 e UR_2) e com a utilização da fonte externa (T_2^* e UR_2^*), objetivando-se:

- A comparação gráfica entre T_2 e T_2^* , bem como entre UR_2 e UR_2^* , ao longo do tempo;
- Conhecer o percentual em que a temperatura interna (T_2^*) é superior a temperatura externa (T_a)
- Conhecer o percentual em que a umidade relativa interna (UR_2^*) é inferior a umidade relativa externa (UR_a)
- Observar a distribuição dos registros temperatura T_2 e T_2^* , bem como a distribuição dos registros de umidade relativa UR_2 e UR_2^* .

6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os modelos descritos nas sessões anteriores foram aplicados de acordo com os dados de irradiância; os dados das variáveis (temperatura e umidade relativa do ar de secagem) do secador solar utilizado por Silveira (2011) em estudo experimental, bem como suas características físicas; e das características de um SAET hipotético. Foram considerados para as análises os resultados obtidos por Thomazini (2015) em seu estudo teórico das variáveis do mesmo secador. Os principais parâmetros físicos utilizados encontram-se na Tabela 2.

Tabela 2 - Parâmetros físicos utilizados nas análises

Parâmetro	Valor
C_{pa}	$1,006 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
C_{pw}	$4,180 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
M_{H_2O}	$18,015 \text{ g mol}^{-1}$
R	$8,314 \text{ J mol}^{-1} \text{ K}^{-1}$

Um dos períodos de coleta de dados bem sucedida do sistema de aquisição de dados experimental de Silveira (2011) foi o de agosto de 2011, entre os dias 2 e 31. Esses foram os dados utilizados nas análises, juntamente com os dados obtidos dos registros do posto meteorológico da ESALQ-USP (estação automática) no mesmo período, referentes às variáveis de interesse, registradas em intervalos de 15 minutos (ENGENHARIA DE BI-OSSISTEMAS – ESALQ/USP, 2015). Como os dados do sistema de aquisição do secador estão registrados em intervalos próximos a 1 minuto (não exatos) devido às características do sistema utilizado, foi necessário o desenvolvimento de um pequeno algoritmo computacional para parear esses dados com os do posto meteorológico, resultando assim médias de registros de dados a cada 15 minutos, tabulados lado a lado.

6.1 Estimativa do fluxo de massa de ar no coletor ($\dot{m}_a^*$)

Utilizando-se a Equação (11), foram estimados valores de $\dot{m}_a^*$ para todos os dias do período considerado. Dentre os dias analisados, alguns foram considerados críticos, outros não. A criticidade de um determinado dia decorre, entre outros fatores, da baixa incidência solar devido a presença de nuvens ou até mesmo chuva. Valores mais uniformes, ou seja, com menor desvio padrão, foram encontrados em dias não críticos, numa faixa de horários próxima ao meio dia. Segundo Duffie e Beckman (2013); ASHRAE (1986), para análises de desempenho de coletor é necessário que as medições sejam feitas em condições que minimizem os erros. Isso significa que os testes de campo devem ser feitos em horários

no meio do dia com o céu limpo, quando o nível de radiação direta é alto e está próximo à normal do coletor Duffie e Beckman (2013). Dessa forma, entende-se que as melhores estimativas para fluxo de massa são encontradas nessas condições, em dias não críticos, explicando os resultados obtidos. Em adição a isso, deve ser levado em conta o fato de que os valores de irradiância utilizados foram G e não G_T , o que também pode ter alterado os resultados.

Outra questão a ser considerada é que no início da manhã (principalmente) e ao fim da tarde, mesmo em dias não críticos, foram obtidos valores discrepantes para $\dot{m}_a^*$. Uma possível explicação é que, devido às características físicas de construção do coletor solar, no início da aurora e no fim do ocaso as paredes laterais do coletor fazem sombra na placa absorvedora. Assim, principalmente no início do dia, onde o nível de radiação cresce rapidamente com o tempo, é computado na Equação (11) um nível de radiação solar que não corresponde diretamente à variação de temperatura, resultando em valores mais altos para $\dot{m}_a^*$, que certamente ficam muito distantes de valores em condições reais. Esses valores foram desprezados para o dimensionamento do SAET, e substituídos pelo valor médio dos demais valores para um mesmo dia.

Além disso, segundo Duffie e Beckman (2013); Karim e Hawlader (2004), existe um parâmetro em coletores solares definido como *nível de radiação crítico* (G_{Tc}), ou *limiar do nível de radiação* do coletor. É o valor crítico de G_T que faz com que a radiação absorvida e as perdas sejam iguais. Isso significa que, para o coletor produzir alguma saída utilizável, ou seja, $Q_u > 0$, a radiação absorvida precisa exceder as perdas térmicas e G_T precisa ser maior do que G_{Tc} Duffie e Beckman (2013). Para o caso de um SAET controlado por bomba, significa dizer que o fluxo de fluido no coletor que aquece a água deve ser interrompido quando $G_T - G_{Tc}$ for negativo. Valores típicos encontrados no trabalho de Karim e Hawlader (2004) para G_{Tc} foram 25,5; 56 e 58 W m^{-2} , para três tipos diferentes de coletores analisados.

Para o caso do coletor do secador, as diferenças entre T_1 e T_2 começam a ser significativas (i.e. ficam acima da faixa de exatidão de leitura dos sensores) a partir da faixa entre 8h e 8h30 para um dia típico, quando $G > 200 \text{ W m}^{-2}$ e os valores de $\dot{m}_a^*$ deixam de ser discrepantes. Porém, isso não é uma propriedade física do coletor, pois depende das condições analisadas.

Para um dia típico, foi encontrado um valor médio para $\dot{m}_a^*$ por volta de 0,033 a 0,04 kg/s . Isso representa o fluxo de massa de ar em condições em que está ocorrendo e secagem. Montero et al. (2010), trabalhando com um secador híbrido equipado com

chaminé e coletor com dimensões úteis de 0,994 x 0,934 m, mediram, dentre outras grandezas em diversos modos de trabalho, o fluxo de massa de ar ($\dot{m}_a$) sob convecção natural, encontrando um valor médio de 0,042 kg/s. Macedo e Altemani (1978), testando quatro tipos diferentes de coletores solares de convecção natural, de dimensões 2 x 0,9 m, encontraram valores típicos para velocidade do ar na faixa entre 0,20 a 0,40 m/s. Aplicando esses valores na Equação (2) para dias típicos, com área da secção transversal do coletor do secador $A_s = 0,0689 \text{ m}^2$, e calculando ρ_a para valores de $T_m = (T_1 + T_2)/2$, as médias encontradas para $\dot{m}_a$ em dias típicos foram 0,016 e 0,033 kg/s, com baixíssimo desvio padrão, para as velocidades de 0,20 e 0,40 m/s, respectivamente. Isso mostra que os valores estimados para $\dot{m}_a^*$ numa situação ideal, desprezando-se os valores discrepantes, se aproximaram muito de valores típicos reais encontrados na literatura, sendo razoável seu emprego para o dimensionamento do SAET.

Dessa forma, para os horários do dia em que ocorreram valores discrepantes de $\dot{m}_a^*$, ou que não foi possível sua estimativa devido à ausência de radiação (período noturno), utilizou-se em substituição o valor típico de 0,04 kg/s, para os períodos de secagem em que o uso do SAET foi previsto.

6.2 Modelagem de T_2 versus G

Uma consideração a ser feita é que a temperatura máxima atingida no interior do secador não corresponde necessariamente à valores máximos de incidência de radiação solar, porém, a relação entre a *variação* da temperatura no secador e a *variação* da radiação solar incidente apresenta comportamento próximo à uma função linear. A temperatura máxima no secador depende da mínima ambiente (THOMAZINI, 2015). Esse fato pode ser verificado na equação (4), em que o ganho de energia útil de um coletor solar ($\dot{Q}_u$) depende também da temperatura ambiente (T_a). Em concordância com Thomazini (2015), Karim e Hawlader (2004) afirmam que se a temperatura de entrada T_i é próxima a T_a , o *aumento* de temperatura varia quase linearmente com a radiação incidente.

Como observa-se na Figura 2, T_2 aumenta com a radiação no tempo, até um momento em que a radiação começa a decrescer e T_2 continua aumentando e, após algum tempo, também passa a diminuir, como esperado. Isso é explicado pela inércia térmica, tanto da temperatura do ar ambiente quanto do material do secador.

A inércia térmica pode ser observada no gráfico pela posição das duas curvas em relação ao tempo, que possuem certa translação entre si. Dessa forma, tal como ocorre em

Figura 2 - Comportamento de T_2 e G com o tempo, num dia típico (11/08/2011)

curvas de Lissajous da matemática, se as variáveis correspondentes a cada curva são colocadas num mesmo gráfico, resulta numa figura próxima a uma elipse, não representando uma função. Esse fato é observado na Figura 3.

Figura 3 - T_2 versus G (11/08/2011)

Como se pode notar, é possível aproximar os pontos de dois lados opostos da figura por segmentos de reta, conforme também foi observado por Thomazini (2015). Um segmento de reta no trecho $G > 0$ a G_{max} , que seria o trecho representando a radiação crescente durante o dia; e outro no trecho T_{2max} a $G > 0$, o segmento com a radiação decrescente. O trecho onde a temperatura não é diretamente proporcional à radiação foi desconsiderado.

Efetuada-se a regressão linear, obtemos os resultados mostrados nas Figuras 4 e 5, com as respectivas equações para a temperatura do ar de saída do coletor, num dia típico. Para a Figura 4 o intervalo de tempo para a radiação crescente situou-se entre 6h45 e 12h30, e a média do fluxo de massa de ar (desprezando-se *outliers*) foi estimada em 0,038 kg/s nesse intervalo; e para a Figura 5 o horário correspondente à radiação decrescente foi de 14h45 a 17h45, com média de fluxo de massa de 0,017 kg/s.

Figura 4 - Regressão para T_2 versus G , no trecho crescente de radiação

Figura 5 - Regressão para T_2 versus G , no trecho decrescente de radiação

De acordo com Karim e Hawlader (2004); Montero et al. (2010), para projeto de coletor solar com propósito de secagem, é importante conhecer o aumento da temperatura do ar com a insolação; e a equação que define a relação entre a temperatura e a radiação para um dado fluxo de massa, pode ajudar a estimar a temperatura de saída do coletor para diferentes dias do ano, a partir de dados meteorológicos conhecidos.

6.3 Dimensionamento do SAET

O esquema da Figura 6 mostra modelo de SAET considerado nas análises. Trata-se de um armazenador de energia térmica a água, onde o meio de trabalho flui num circuito fechado. O sistema permite regulagem do fluxo de água e a troca do modo de operação (IMRE, 2015). A energia armazenada no fluido é transferida para o ar no coletor solar do secador, que funciona também como um trocador de calor fluido-ar. Para o aquecimento da água, foi previsto apenas o emprego do coletor solar externo ao secador, a fim de evitar, no coletor do secador, redução da energia com a passagem de água fria. Desse modo, nos períodos de radiação, em que a água precisa ser aquecida, V_2 permanece fechada, e V_1 é aberta. Durante a noite, V_1 é fechada e, quando o sistema for utilizar a água aquecida, V_2 é aberta.

Figura 6 - Conexão do armazenador de energia térmica a água com o secador (H_{F-A} , trocador de calor fluido-ar, também funciona como coletor solar do secador; V_1 e V_2 , válvulas; P_1 e P_2 , bombas). Adaptado de Imre (2015)

No dimensionamento do SAET é importante observar que a variação de temperatura da água dependerá da quantidade de energia armazenada no reservatório. Além disso, e de acordo com Imre (2015), a temperatura de armazenamento é limitada pela temperatura do fluido que pode ser alcançada na operação contínua do coletor. Isso depende, dentre outros parâmetros, do fluxo de massa de fluido que atravessa o coletor e de sua eficiência. Porém, como descrito anteriormente, para simplificar a modelagem, o sistema está sendo considerado ideal. Nesse caso a eficiência é 100% e toda a energia incidente sobre o coletor é absorvida pela água que flui pelo sistema, independente do fluxo de massa.

De acordo com Thomazini (2015), o comportamento da temperatura e da umidade relativa do ar entre 06 h e 18 h, para o local estudado, são diferentes das condições

noturnas, e dessa forma, em seu estudo, as variáveis foram separadas em períodos distintos do dia. Além disso, reconhecer os períodos em que a temperatura do ar no secador é superior à ambiente, bem como a umidade relativa do ar de secagem é inferior à externa, é importante para obtenção dos requisitos necessários para melhoria do equipamento.

Observou-se pelo registro de dados do mês de agosto de 2011 que a temperatura ambiente atinge, num dia típico, o valor mínimo entre 6–6h30, o valor máximo entre 13h45 e 14h30 e o valor médio por volta das 9h e novamente 18h. Com o intuito de elevar as temperaturas mais baixas (e por consequência reduzir umidades relativas mais elevadas), foi estabelecido o funcionamento do sistema por um período de 12h, entre 20h30 e 8h30 do dia seguinte.

A partir dessas considerações, para o dimensionamento do SAET foram avaliados dois cenários: utilizando vazão de água constante, onde a bomba pode ser ativada manualmente; e vazão da bomba controlada com uso de automação. Foram utilizados dois dias típicos que representam bem a maior parte dos dias do mês de agosto de 2011, que foram os dias 15 e 16.

6.3.1 Vazão constante

Considerando um coletor de mesmas dimensões do coletor do secador solar, ou seja, $A_{c,arm} = 0,4823 \text{ m}^2$, e a energia total captada em um dia típico, estimou-se a elevação de temperatura no ar que o sistema é capaz de produzir entre 20h30 e 8h30 com vazão contante de água na serpentina do coletor do secador.

No dia 15, o somatório dos valores de irradiância registrados pelo posto meteorológico a cada 15 minutos foi de $21,52825 \text{ kW/m}^2$, ou seja, a radiação solar diária é $I_d = 21528 \text{ W/m}^2 * 15 \text{ min} * 60 \frac{\text{s}}{\text{min}} = 19,375425 \cdot 10^6 \text{ J/m}^2$. A energia total incidente no coletor solar pode ser calculada com a Equação (10), escrita em termos de I_d :

$$Q_u = A_{c,arm} \cdot I_d = 0,4823 \text{ m}^2 \cdot 19,375425 \cdot 10^6 \text{ J/m}^2 = 9,344767 \cdot 10^6 \text{ J}$$

Assumindo que toda energia seja convertida em variação de temperatura da massa de água que atravessa o coletor e considerando um tanque com volume de 80 L, pela Equação (12), e fazendo $Q_u = Q_r$ temos:

$$\Delta T_{\text{água}}^* = \frac{Q_r}{m_r \cdot C_{pw}} = \frac{9,344767 \cdot 10^6 \text{ J}}{80000 \text{ g} \cdot 4,18 \frac{\text{J}}{\text{g}^\circ\text{C}}} = 27,94^\circ\text{C},$$

ou seja, para um tanque de 80 L, uma variação de temperatura na água de $27,94^\circ\text{C}$ está dentro dos limites de trabalho de um sistema de aquecimento típico.

A taxa ($\dot{Q}_r$), considerando-se um período de 12 h de fornecimento de energia ao secador, de forma constante, entre 20h30 e 8h30, pode ser determinada pela Equação (21):

$$\dot{Q}_r = \frac{Q_r}{\Delta t} = \frac{9,344767 \cdot 10^6 \text{ J}}{12 \text{ h} \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}}} = 216,31 \text{ W}$$

Dessa maneira, o valor obtido para $\dot{Q}_r$ pode ser utilizado diretamente na Equação (17) para o cálculo da nova temperatura (T_2^*) obtida com o SAET, dentro do intervalo de tempo predefinido, para cada registro de dados. Da mesma forma, UR_2^* pode ser calculada com cada valor de T_2^* com a Equação (19). As Figuras 7 e 8 mostram o efeito da atuação do SAET com vazão de água constante, respectivamente, na temperatura e umidade relativa do ar.

Figura 7 - Comparação entre as temperaturas na saída do coletor: sem (T_2) e com (T_2^*) a atuação do SAET, em relação à temperatura de entrada no coletor T_1

Como podemos observar na Figura 7, a energia oriunda da fonte externa auxiliar (considerando $\dot{Q}_r$ constante) altera o comportamento de T_2 (elevando-o para T_2^*) no intervalo considerado. Por outro lado, entre 8h30 e 20h30 a fonte auxiliar não é empregada ($\dot{Q}_r = 0$), e T_2 permanece com os valores originais. O valor médio para a variação de temperatura $T_2^* - T_2$ encontrado foi de 5°C , com desvio padrão de $0,6^\circ\text{C}$, ou seja, a variação de temperatura permanece praticamente uniforme no período. Como exemplo, a temperatura mínima do dia 16, que foi de $12,13^\circ\text{C}$ às 7h, é elevada para $17,8^\circ\text{C}$, evidenciando a atuação da fonte externa auxiliar de energia. A energia disponível entre 20h30 e 8h30

Figura 8 - Comparação entre as umidades relativas na saída do coletor: sem (UR_2) e com (UR_2^*) a atuação do SAET, em relação à umidade relativa de entrada no coletor UR_1

depende das condições ambientais encontradas no período de radiação solar, ou seja, se ao longo de um determinado dia a incidência de radiação solar é baixa, a disponibilidade de energia a ser usada também será baixa e vice-versa.

A Figura 8 mostra que o comportamento da umidade relativa na saída do coletor (UR_2^*), estimado entre 20h30 e 8h30 na presença da fonte externa auxiliar, tem menor amplitude, ou seja, os valores máximos atingidos são inferiores aos valores máximos de UR_2 e UR_1 . Assim, o processo de secagem é favorecido não por atingir temperaturas ótimas de secagem, mas por provocar redução da umidade relativa do ar interno, dificultando a reabsorção de água pelo produto. Para a variação $UR_2 - UR_2^*$ a média foi de 20%, com desvio padrão de 4,6%. No início do período a variação é menor, e aumenta gradativamente. Os valores para $UR_2 - UR_2^*$ às 20h30 e 8h foram 12,2% e 27,9%, respectivamente.

É possível determinar a quantidade de energia requerida para uma dada variação de temperatura desejada. Se por exemplo, deseja-se uma média de $T_2^* - T_2 \approx 13^\circ\text{C}$, com a finalidade de, por exemplo, elevar a temperatura mínima de 12,13 para 25°C , pode-se utilizar a Equação (15) para um fluxo de massa de ar fixo:

$$\dot{Q}_r = 0,04 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \cdot 13^\circ\text{C} = 523,12 \text{ W}$$

O resultado dessa modificação é mostrado nas Figuras 9 e 10, onde pode-se observar o novo comportamento. Nota-se que, como desejado, a temperatura mínima é elevada

Figura 9 - Comparação entre as temperaturas na saída do coletor: sem (T_2) e com (T_2^*) a atuação do SAET, com aumento do suprimento de energia

Figura 10 - Comparação entre as umidades relativas na saída do coletor: sem (UR_2) e com (UR_2^*) a atuação do SAET, com aumento do suprimento de energia

para cerca de 25°C , e a nova média da variação de temperatura é $12,7^\circ\text{C}$. A média da variação de umidade relativa também é aumentada, no caso para $39,8\%$.

Para que seja conseguido esse fluxo de energia no sistema, é preciso aumentar a área do coletor $A_{c,arm}$, ou fornecer energia adicional de outra fonte (resistência elétrica, por exemplo). A energia adicional necessária é $523,12\text{W} - 216,31\text{W} = 306,81\text{W}$.

A energia necessária a ser armazenada no reservatório é, pela Equação (21):

$$Q_r = \dot{Q}_r \cdot \Delta t = 523,12 \frac{\text{J}}{\text{s}} \cdot 12 \text{ h} \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}} = 22,598784 \text{ MJ}$$

O volume mínimo do tanque, supondo que o valor máximo de $\Delta T_{\text{água}}$ fosse o mesmo anteriormente encontrado para o tanque de 80 L, ou seja, 27,94 °C seria (Equação (12)):

$$m_r = \frac{Q_r}{\Delta T_{\text{água}} \cdot C_{pw}} = \frac{2,2598784 \cdot 10^7 \text{ J}}{27,94 \text{ °C} \cdot 4,18 \frac{\text{J}}{\text{g} \cdot \text{°C}}} = 193500 \text{ g, ou seja, 200 L.}$$

A área do coletor deve ser:

$$A_{c,arm} = \frac{Q_r}{I_d} = \frac{2,2598784 \cdot 10^7 \text{ J}}{1,9375425 \cdot 10^7 \frac{\text{J}}{\text{m}^2}} = 1,166 \text{ m}^2$$

6.3.2 Vazão variável

Com a utilização de automação, é possível controlar como a energia armazenada no tanque será distribuída no período desejado. Dessa forma, pode-se fornecer mais energia (aumentando-se a vazão de água) para elevar temperaturas mais baixas (e por consequência reduzir umidades relativas mais altas) em períodos mais críticos (e.g. condensação de água), e economizar energia onde as condições são menos críticas.

Tomando como base a energia total incidente no coletor e armazenada no tanque calculada anteriormente, ou seja, $Q_u = Q_r = 9,344767 \cdot 10^6 \text{ J}$, pode-se distribuí-la de tal forma a manter a temperatura (T_2^*) constante, variando-se a taxa $\Delta T = T_2^* - T_1$ para cada intervalo de 15 minutos.

Durante o período de 12h de funcionamento da bomba, há 48 intervalos de 15 min: $(12 \cdot 60) / 15 = 48$. Portanto, para cada um dos 48 intervalos (i), deve haver um valor de ΔT_i que eleve $T_{1(i)}$ para o valor fixo T_2^* . Da Equação (15), pode-se escrever:

$$\dot{Q}_{r(i)} = \dot{m}_a^* C_{pa} (T_2^* - T_{1(i)}),$$

como são 48 intervalos, o somatório deve ser:

$$\sum_{i=1}^{48} \dot{Q}_{r(i)} = \frac{Q_r (J)}{15 \text{ min} \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}}} \quad (22)$$

e

$$\sum_{i=1}^{48} \dot{Q}_{r(i)} = \sum_{i=1}^{48} \dot{m}_a^* C_{pa} (T_2^* - T_{1(i)}) = \dot{m}_a^* C_{pa} \left[48 T_2^* - \sum_{i=1}^{48} T_{1(i)} \right] \quad (23)$$

A energia total armazenada no tanque pode ser convertida em termos de taxa:

$$\sum_{i=1}^{48} \dot{Q}_{r(i)} = \frac{9,344767 \cdot 10^6 \text{ J}}{15 \text{ min} \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}}} = 1,038307 \cdot 10^4 \text{ W}$$

Dessa forma, pela Equação (23), tem-se:

$$\dot{m}_a^* C_{pa} \left[48T_2^* - \sum_{i=1}^{48} T_{1(i)} \right] = 1,038307 \cdot 10^4 \text{ W}$$

Essa equação possui dois termos que variam: $T_{1(i)}$ e T_2^* . Porém, o termo $T_{1(i)}$ possui valores definidos para cada período (i). Para se obter o valor de T_2^* fixo que pode ser mantido apenas pela energia total armazenada no tanque de água, distribuída conforme a demanda de ΔT , pode-se utilizar um método iterativo. Assim, faz-se T_2^* variar, atribuindo-se valores diversos, até que seja alcançado um valor que seja o mais próximo possível do segundo membro da equação, porém menor ou igual a esse valor.

Para o caso em questão (20h30 do dia 15 às 8:30 do dia 16), o valor obtido foi $T_2^* = 20,22^\circ\text{C}$. Significa dizer que a energia armazenada no tanque e distribuída conforme a demanda de ΔT , é capaz de manter constante uma temperatura de $20,22^\circ$ durante as 12h de operação do sistema.

As figuras 11 e 12 mostram o comportamento da temperatura (fixa em $20,22^\circ$) e umidade relativa (UR_2^*), nas condições supracitadas.

Figura 11 - Comparação entre as temperaturas na saída do coletor. A energia é distribuída conforme a demanda de ΔT para manter (T_2^*) fixa

Figura 12 - Comparação entre as umidades relativas na saída do coletor, mantendo-se T_2^* fixa

Como observado na Figura 12, a umidade relativa também se aproxima de um valor constante, com média de 55,7%, variando de cerca de 51% a 60%.

Uma forma analítica de encontrar a temperatura T_2^* fixa para um dado valor de energia, ou mesmo encontrar a demanda necessária de energia para um dado valor fixo de T_2^* , é modelando $T_1(i)$ em função do tempo. Segundo Dissa et al. (2009); Morrison e Sudjito (1992), o comportamento da temperatura ambiente, em termos de seus valores máximos, mínimos e médios, pode ser representada por uma senóide durante o dia, e uma função linear à noite. No caso da função linear, o trecho decrescente da temperatura média de um dia à temperatura mínima do dia seguinte (t_{min}) representa um segmento de reta; e o outro trecho crescente, da temperatura mínima à primeira temperatura média do dia, outro segmento de reta.

Para o caso do período em que o sistema fornecerá energia, e desde que i corresponda a uma temperatura inferior à temperatura média do dia, pode-se considerar i variando de 1 a 48, subdividido em 2 trechos: no trecho decrescente, $i = 1$ (quando o sistema é ligado) até i na temperatura mínima ambiente $i_{t_{min}}$; e no trecho crescente, de $i_{t_{min}}$ até 48 (onde o ciclo de água quente para o secador é interrompido).

Desse modo, o somatório da Equação (23) pode ser escrito como:

$$\sum_{i=1}^{48} T_{1(i)} = \sum_{i=1}^{i_{t_{min}}-1} T_{1(i)_D} + \sum_{i=i_{t_{min}}}^{48} T_{1(i)_C}$$

Fazendo $T_{1(i)_D} = ai + b$, e $T_{1(i)_C} = ci + d$ sendo a , b , c e d os coeficientes da regressão, e i um número natural, pode-se calcular a área sob as curvas como num trapézio retângulo, obtendo então:

$$\sum_{i=1}^{48} T_{1(i)} = \frac{(i_{t_{min}} a + 2b)(i_{t_{min}} - 1)}{2} + \frac{[(i_{t_{min}} + 48)c + 2d](49 - i_{t_{min}})}{2}$$

Fazendo as regressões para o caso dos dias 15 e 16, e considerando intervalos de tempo de 15 minutos, que vai de $i = 1$ a 48, obtemos os coeficientes mostrados na Tabela 3, e o valor i para a temperatura mínima de $i_{t_{min}} = 43$, que ocorre às 7h do dia 16, com valor de 12,13 °C.

Tabela 3 - Coeficientes obtidos para as regressões nos trechos decrescente e crescente para T_1

Coeficiente	Valor
a	-0,2027
b	19,291
c	1,2803
d	-44,025

Fazendo as devidas substituições dos coeficientes na equação anterior, e na Equação (23), obtemos:

$$\dot{m}_a^* C_{pa} [48T_2^* - 712,556 \text{ °C}] = 1,038307 \cdot 10^4 \text{ W}$$

Resolvendo a equação, encontra-se $T_2^* = 20,22 \text{ °C}$, ou seja, exatamente o valor obtido anteriormente. Isso mostra que fazer aproximação da temperatura noturna com funções lineares resulta em boas aproximações para o dimensionamento do SAET com T_2^* fixa. Para extrapolar as estimativas para outros dias, pode-se obter funções que representem médias mensais, e assim dimensionar o SAET de acordo com históricos de tempo da região.

As estimativas propostas desconsideram quaisquer perdas térmicas envolvidas e, portanto, servem como referência ou parâmetro para condições de temperatura e umidade relativa do ar que possam ser atingidas através de melhorias realizadas no secador ou no sistema auxiliar de energia. Apesar dos dados tratarem de situações ideais, os resultados demonstram a importância e viabilidade do uso de uma fonte externa auxiliar de energia.

7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

No trabalho, fez-se uma breve revisão bibliográfica de alguns aspectos envolvidos no dimensionamento de secadores solares. Por ser um tema complexo e multidisciplinar, no desenvolvimento do trabalho optou-se pela simplificação, com a abordagem de sistemas ideais, fazendo ressalvas quanto às situações reais.

Embora a análise tenha sido feita para variáveis meteorológicas de um único mês, pode ser estendida aos demais anos de registro, como consta no trabalho de Thomazini (2015). De acordo com médias mensais de temperatura e umidade relativa, pode-se ter melhores parâmetros para o dimensionamento de uma fonte de armazenagem de energia, bem como de um novo secador, prevendo possíveis condições do tempo de acordo com as estações do ano.

A suposição de idealidade do sistema facilitou a estimativa do fluxo de massa de ar no secador, parâmetro importante para o dimensionamento. Como visto, os valores encontrados se aproximaram de valores reais encontrados em outros trabalhos. Porém, por ser importante o conhecimento dessa variável em projetos, faz-se necessário sua medição, podendo ser previsto em sistema de aquisição de dados ou controle um anemômetro de fio quente, por exemplo, que fornece valores bem precisos.

Por não ter sido considerada a radiação solar na superfície inclinada do coletor, mas apenas como se esta fosse a mesma para a superfície plana, os valores analisados podem sofrer leve variação, não alterando contudo os resultados encontrados nem as metodologias utilizadas, por se tratar de sistemas ideais.

Os cenários avaliados para dimensionamento do sistema de armazenagem de energia, embora considerados ideais, representam o máximo que se pode obter em tais situações. Assim, podem servir como parâmetro inicial para se conhecer a viabilidade de um projeto real. Os resultados mostram a melhora do comportamento do secador com o sistema, minimizando em parte o problema da natureza periódica da radiação solar. Dentre as possíveis melhorias, reduz a possibilidade do produto reabsorver água nos períodos sem radiação, previne a condensação de água no coletor evitando que chegue na temperatura de orvalho, ou até mesmo reduz o tempo de secagem.

O emprego de um sistema automatizado é capaz de melhorar de forma significativa a forma como a energia armazenada é utilizada no secador. Isso é importante em sistemas reais, onde as perdas devem ser evitadas ao máximo. Pequenos sistemas com

microcontroladores e bombas de baixo consumo para serem utilizados com painel solar representa uma boa opção para um sistema 100% alimentado com energia solar.

Uma possível solução quando a radiação solar durante o dia é baixa, é o emprego de sistema híbrido alimentado com energia elétrica, com sistema automatizado, onde a energia solar tem o papel de reduzir o consumo, e não de substituir completamente outra forma de energia empregada.

Visando o baixo custo, coletores feitos com material reciclado ou facilmente encontrados no mercado, como tubos de polietileno para construir serpentinas de aquecedor de água, são opções a serem consideradas.

REFERÊNCIAS

- AKPINAR, E.K. Drying of mint leaves in a solar dryer and under open sun: Modelling, performance analyses. **Energy Conversion and Management**, v. 51, n. 12, p. 2407 – 2418, 2010.
- ARSDEL, W.B. V.; COPLEY, M.J. **Food dehydration**. Westport: Avi Pub., 1963. v. 1: Principles, 185 p.
- ASHRAE. Standard 93–1986: Method of testing to determine the thermal performance of solar collectors. **Available ASHRAE**, Atlanta, v. 93, 1986.
- BAL, L.M.; SATYA, S.; NAIK, S.N. Solar dryer with thermal energy storage systems for drying agricultural food products: a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 14, n. 8, p. 2298–2314, 2010.
- BARBOSA-CÁNOVAS, G.V.; VEGA-MERCADO, H. **Dehydration of foods**. New York: Chapman & Hall, 1996. 330 p. (Food engineering series).
- BENALI, M.; AMAZOUZ, M. Drying of vegetable starch solutions on inert particles: Quality and energy aspects. **Journal of Food Engineering**, v. 74, n. 4, p. 484–489, 2006. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0260877405001883>>.
- CHITARRA, M.I.F.; CHITARRA, A.B. **Pós-colheita de frutas e hortaliças: fisiologia e manuseio**. 2. ed. Lavras: UFLA, 2005. 783 p.
- CHUA, K.J.; MUJUMDAR, A.S.; HAWLADER, M.N.A.; CHOU, S.K.; HO, J.C. Batch drying of banana pieces – effect of stepwise change in drying air temperature on drying kinetics and product colour. **Food Research International**, v. 34, n. 8, p. 721–731, 2001. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0963996901000941>>.
- COMPANHIA NACIONAL DE ABASTECIMENTO; PROGRAMA DO MERCADO HORTIGRANJEIRO. **Trabalho da CONAB-PROHORT Avalia a Importância dos Pequenos e Micro Produtores Rurais para o Abastecimento da População Brasileira**. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento, 2012. Disponível em: <http://www.ceasa.gov.br/dados/publicacao/A_IMPORT%C3%A2NCIA_DOS_PEQUENOS_E_MICRO_PRODUTORES_RURAIS_PARA_O_ABASTECIMENTOS_DAS_POPULA%C3%87%C3%95ES_BRASILEIRAS%282%29.pdf>. Acesso em: 12 nov. 2015.
- CORNEJO, F.E.P.; NOGUEIRA, R.I.; WILBERG, V.C. **Secagem como Método de Conservação de Frutas**. Rio de Janeiro: Embrapa Agroindústria de Alimentos, 2003.
- DIAMANTE, L.M.; MUNRO, P.A. Mathematical modelling of the thin layer solar drying of sweet potato slices. **Solar Energy**, Elsevier, v. 51, n. 4, p. 271–276, 1993.
- DISSA, A.O.; BATHIEBO, D.J.; DESMORIEUX, H.; COULIBALY, O.; KOULIDIATI, J. Experimental characterisation and modelling of thin layer direct solar drying of amélie and brooks mangoes. **Energy**, Elsevier, v. 36, n. 5, p. 2517–2527, 2011.

DISSA, A.O.; BATHIEBO, J.; KAM, S.; SAVADOGO, P.W.; DESMORIEUX, H.; KOULIDIATI, J. Modelling and experimental validation of thin layer indirect solar drying of mango slices. **Renewable Energy**, v. 34, n. 4, p. 1000–1008, 2009. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148108003091>>.

DOYMAZ İbrahim. Drying of green bean and okra under solar energy. **Chemical Industry and Chemical Engineering Quarterly**, v. 17, n. 2, p. 199–205, 2011.

DUFFIE, J.A.; BECKMAN, W.A. **Solar engineering of thermal processes**. 4th ed. New York etc.: John Wiley & Sons, Inc., 2013. 936 p.

EKECHUKWU, O.V.; NORTON, B. Review of solar-energy drying systems II: an overview of solar drying technology. **Energy Conversion and Management**, v. 40, n. 6, p. 615–655, 1999. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890498000934>>.

EL-SEBAIL, A.A.; SHALABY, S.M. Experimental investigation of an indirect-mode forced convection solar dryer for drying thymus and mint. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 74, p. 109–116, 2013.

ENGENHARIA DE BIODISSISTEMAS – ESALQ/USP. **Base da Estação Automática**: Dados de 15 em 15 minutos. 2015. Disponível em: <<http://www.leb.esalq.usp.br/automatica/pagina6.html>>. Acesso em: 12 nov. 2015.

FAO. **Global food losses and food waste**. Roma, 2011. 38 p.

_____. **Global initiative on food loss and waste reduction**. Roma, 2014. 8 p.

GÓMEZ-DE LA CRUZ, F.J.; CASANOVA-PELÁEZ, P.J.; PALOMAR-CARNICERO, J.M.; CRUZ-PERAGÓN, F. Modeling of olive-oil mill waste rotary dryers: Green energy recovery systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 80, p. 362–373, 2015.

IMRE, L. Solar drying. In: MUJUMDAR, A.S. (Ed.). **Handbook of industrial drying**. 4th ed. Boca Raton: CRC Press, 2015. chap. 14, p. 303–350.

KALOGIROU, S.A. **Solar energy engineering: processes and systems**. 2nd ed. Oxford: Academic Press, 2014. 819 p.

KARIM, M.A.; HAWLADER, M.N.A. Development of solar air collectors for drying applications. **Energy Conversion and Management**, v. 45, n. 3, p. 329 – 344, 2004.

LEWICKI, P.P.; JAKUBCZYK, E. Effect of hot air temperature on mechanical properties of dried apples. **Journal of Food Engineering**, Amsterdam, v. 64, p. 307–314, 2004.

MACEDO, I.; ALTEMANI, C. Experimental evaluation of natural convection solar air heaters. **Solar Energy**, v. 20, n. 5, p. 367 – 369, 1978.

MAITI, S.; PATEL, P.; VYAS, K.; ESWARAN, K.; GHOSH, P.K. Performance evaluation of a small scale indirect solar dryer with static reflectors during non-summer months in the saurashtra region of western india. **Solar Energy**, v. 85, n. 11, p. 2686 – 2696, 2011.

MARINOS-KOURIS, D.; MAROULIS, Z.B. Transport properties in the drying of solids. In: MUJUMDAR, A.S. (Ed.). **Handbook of industrial drying**. 4rd ed. Boca Raton: CRC Press, 2015. chap. 4, p. 78–105.

MOHAJER, A.; NEMATOLLAHI, O.; JOYBARI, M.M.; HASHEMI, S.A.; ASSARI, M.R. Experimental investigation of a hybrid solar drier and water heater system. **Energy Conversion and Management**, v. 76, p. 935 – 944, 2013.

MONTERO, I.; BLANCO, J.; MIRANDA, T.; ROJAS, S.; CELMA, A.R. Design, construction and performance testing of a solar dryer for agroindustrial by-products. **Energy Conversion and Management**, v. 51, n. 7, p. 1510–1521, 2010. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S019689041000066X>>.

MORRISON, D.J.; ABDEL-KHALIK, S.I. Effects of phase-change energy storage on the performance of air-based and liquid-based solar heating systems. **Solar Energy**, Elsevier, v. 20, n. 1, p. 57–67, 1978.

MORRISON, G.; SUDJITO. Solar radiation data for indonesia. **Solar Energy**, v. 49, n. 1, p. 65 – 76, 1992.

MUJUMDAR, A.S. Drying fundamentals. In: BAKER, C.G.J. (Ed.). **Industrial drying of foods**. London: Blackie Academic & Professional, 1997. chap. 2, p. 07–29.

PAGE, G.E. **Factors influencing the maximum rates of air drying shelled corn in thin layers**. Tese (Master of Science in Mechanical Engineering) — Purdue University, Lafayette, USA, 1949.

PARK, K.J.; YADO, M.K.M.; BROD, F.P.R. Estudo de secagem de pêra bartlett (pyrus sp.) em fatias. **Ciência e Tecnologia de Alimentos**, Campinas, v. 21, n. 3, p. 288–292, 2001.

PRECCI, R.L.; SOBRINHO, J.C.; SILVA, J. de Sousa e; SILVA, J.N. da. Fontes de energia para secagem. In: SILVA, J. de Sousa e (Ed.). **Secagem e armazenagem de café: tecnologias e custos**. Viçosa: Jard Editora Ltda, 2001. cap. 4, p. 111–132.

RATTI, C.; MUJUMDAR, A.S. Solar drying of foods: Modeling and numerical simulation. **Solar Energy**, v. 60, n. 3-4, p. 151–157, 1997. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X97000029>>.

RIZVI, S.S.H. Thermodynamic properties of foods in dehydration. In: RAO, M.A.; RIZVI, S.S.H.; DATTA, A.K.; AHMED, J. (Ed.). **Engineering Properties of Foods**. 4rd ed. Boca Raton: CRC Press, 2014. chap. 11, p. 359–435.

SALEH, A.; BADRAN, I. Modeling and experimental studies on a domestic solar dryer. **Renewable Energy**, v. 34, n. 10, p. 2239–2245, 2009.

SAMI, S.; RAHIMI, A.; ETESAMI, N. Dynamic modeling and a parametric study of an indirect solar cabinet dryer. **Drying Technology**, v. 29, n. 7, p. 825–835, 2011.

SCOLAR, J.; MARTINS, D.; ESCOBEDO, J.F. Estimativa da irradiação total sobre uma superfície inclinada a partir da irradiação global na horizontal. **Revista Brasileira de Geofísica**, v. 21, n. 3, p. 249–258, 2003.

SILVEIRA, L.R. **Sistema de aquisição de dados utilizando telemetria:** aplicação em secador solar de produtos agrícolas. 2011. 106 p. Dissertação (Mestrado em Ciências) — Escola Superior de Agricultura “Luiz de Queiroz”, Piracicaba, 2011.

STRUMILLO, C.; KUDRA, T. **Drying: Principles, Applications, and Design.** New York: Gordon and Breach Science Publishers, 1986. (Studies in Gender and Culture).

THOMAZINI, L.F.V. **Estudo do comportamento da temperatura e da umidade relativa do ar no interior de um secador solar misto de ventilação natural.** 2015. 113 p. Dissertação (Mestrado em Ciências) — Escola Superior de Agricultura “Luiz de Queiroz”, Piracicaba, 2015.

TOĞRUL, İ.T.; PEHLIVAN, D. Mathematical modelling of solar drying of apricots in thin layers. **Journal of Food Engineering**, Elsevier, v. 55, n. 3, p. 209–216, 2002.

XIE, W.; DAI, Y.; WANG, R. Theoretical and experimental analysis on efficiency factors and heat removal factors of fresnel lens solar collector using different cavity receivers. **Solar Energy**, v. 86, n. 9, p. 2458 – 2471, 2012.

YUN, M.T.; PUSPASARI, I.; TASIRIN, M.S.; TALIB, M.Z.M.; DAUD, W.R.W.; YAAKOB, Z. Drying of oil palm frond particles in a fluidized bed dryer with inert medium. **Chemical Industry and Chemical Engineering Quarterly**, v. 19, n. 4, p. 593–603, 2013.