

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNÓLOGICA DE MINAS GERAIS

Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação

Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia

Vinícius Lopes Vilaça Santos

Análise numérica do escoamento e do
comportamento térmico de um secador solar ativo
misto utilizando COMSOL *Multiphysics*

Belo Horizonte

2018

Vinícius Lopes Vilaça Santos

Análise numérica do escoamento e do
comportamento térmico de um secador solar ativo
misto utilizando COMSOL *Multiphysics*

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia da Energia, Em Associação Ampla entre o Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais e a Universidade Federal de São João Del-Rei, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia da Energia.

Orientador: Prof. Dr. André Guimarães Ferreira

Belo Horizonte

2018

S237a Santos, Vinícius Lopes Vilaça
Análise numérica do escoamento e do comportamento térmico de um secador solar ativo misto utilizando COMSOL Multiphysics / Vinícius Lopes Vilaça Santos. – 2018.
83 f.: il., tabs., fotos.

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Energia, em associação ampla entre o Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais e a Universidade Federal de São João Del-Rei.

Orientador: André Guimarães Ferreira.

Banca examinadora: André Guimarães Ferreira, Cristiana Brasil Maia, e Frederico Romagnoli Silveira Lima.

Dissertação (mestrado) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.

1. COMSOL Multiphysics (Software) – Validação – Teses. 2. Resíduos orgânicos – Teses. 3. Método dos elementos finitos – Teses. 4. Secador solar – Modelagem matemática – Teses. I. Ferreira, André Guimarães. II. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. III. Universidade Federal de São João Del-Rei. IV. Título.

CDD 628.44

Vinícius Lopes Vilaça Santos

Análise numérica do escoamento e do
comportamento térmico de um secador solar ativo
misto utilizando COMSOL *Multiphysics*

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia da Energia, Em Associação Ampla entre o Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais e a Universidade Federal de São João Del Rei, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia da Energia.

Aprovado em, ____ de _____ de ____.

Banca Examinadora

Prof. Dr _____
André Guimarães Ferreira

Prof. Dr _____
Cristiana Brasil Maia

Pro. Dr _____
Frederico Romagnoli Silveira Lima

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer, primeiramente, ao meu orientador, Professor Doutor André Guimarães Ferreira, por sua dedicação, disponibilidade, capacidade de orientação e ensinamentos durante todo o curso deste trabalho.

Estendo os agradecimentos aos Professores Doutores Cristiana Brasil Maia e Frederico Romagnoli Silveira Lima pelas sugestões e direcionamento do trabalho na etapa de qualificação. Ao Prof Frederico deixo um agradecimento especial pelo auxílio inicial na compreensão da utilização do *software* COMSOL *Multiphysics*.

Agradeço ao CEFET-MG pela disponibilização dos recursos necessários e tão fundamentais para a realização deste trabalho.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

Aos companheiros de mestrado, Geovane Padovane, Estêvão Tolentino e Thiago Pereira, deixo aqui meus sinceros agradecimentos pelos momentos compartilhados durante esta caminhada.

Agradeço à minha família por todo incentivo que sempre me foi fornecido para que pudesse desenvolver, da melhor maneira possível, minha carreira acadêmica. Especialmente agradeço ao meu pai (*in memoriam*) por todo investimento na minha educação, minha mãe por toda dedicação e apoio, meus tios Valdete (*in memoriam*), Vanda (*in memoriam*) e Nivaldo por todo suporte durante toda minha vida escolar. Ao meu irmão André por toda sua amizade.

Por fim, gostaria de agradecer profundamente à minha namorada Carolina Freitas Araújo pelo companheirismo, dedicação e apoio que nunca me faltaram durante todos estes anos que estamos juntos.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Estrutura de madeira do secador solar do CEFET-MG	18
Figura 2 – Secador solar do CEFET-MG	19
Figura 3 – Esquemas de funcionamento de diversos tipos de secadores solares.....	24
Figura 4 – Secador solar passivo integrado do tipo cabine	25
Figura 5 – Secador solar do tipo estufa com chaminé.....	27
Figura 6 – Secador solar passivo distribuído	28
Figura 7 – Secador solar passivo misto	29
Figura 8 – Secador ativo integrado do tipo túnel	30
Figura 9 – Secador solar ativo distribuído	31
Figura 10 – Secador solar ativo misto.....	32
Figura 11 – Secador híbrido de biomassa.....	34
Figura 12 – Chaminé solar com produto disposto ao longo da chaminé	36
Figura 13 – Chaminé solar com produto sobre o solo absorvedor	36
Figura 14 – Esquema representativo das condições de contorno térmicas.....	42
Figura 15 – Parte frontal e superior do domínio de solução do secador solar	45
Figura 16 – Parte lateral, superior e posterior do domínio de solução do secador solar	46
Figura 17 – Malha gerada no secador solar.....	50
Figura 18 - Seleção inicial para construção do modelo no COMSOL.....	53
Figura 19 – Criação do modelo dentro da janela <i>Model Builder</i>	54
Figura 20 - Temperatura e umidade relativa do ar na saída do secador	58
Figura 21 - Distribuição espacial da temperatura no interior do secador	60
Figura 22 - Distribuição espacial da temperatura na lateral do secador	60
Figura 23 – Vista lateral das linhas de corrente do escoamento de ar no interior do secador.....	61
Figura 24 - Vista superior das linhas de corrente do escoamento de ar no interior do secador.....	62
Figura 25 - Linhas central e lateral sobre a placa absorvedora	63
Figura 26 - Variação da temperatura do ar ao longo do comprimento do secador	64
Figura 27 – Variação da velocidade do ar ao longo do comprimento do secador.....	64
Figura 28 – Número de Reynolds por célula para o escoamento de ar	65
Figura 29 - Vista lateral das linhas de corrente para a simulação 1	69
Figura 30 - Vista superior das linhas de corrente para a simulação 1	69
Figura 31 - Vista lateral das linhas de corrente para a simulação 5	70
Figura 32 - Vista superior das linhas de corrente para a simulação 5	70
Figura 33 - Vista lateral das linhas de corrente para a simulação 9	71
Figura 34 - Vista superior das linhas de corrente para a simulação 9	71
Figura 35 – Distribuição de temperatura no secador para a simulação 1	73
Figura 36 – Distribuição de temperatura no secador para a simulação 5	74
Figura 37 – Distribuição de temperatura no secador para a simulação 9	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características principais dos secadores artificiais.....	22
Tabela 2 - Dimensões relevantes para construção da geometria do secador	48
Tabela 3 - Número de elementos gerados em algumas das opções de refinamento da malha para o domínio da solução	50
Tabela 4 – Valores relevantes e de entrada para a simulação no COMSOL.....	52
Tabela 5 - Vazão mássica e fluxo de calor incidente para a análise paramétrica.....	55
Tabela 6 – Dados climáticos e resultados experimentais.....	56
Tabela 7 - Temperatura e umidade relativa do ar na seção de saída do secador	57
Tabela 8 - Temperatura e umidade relativa do ar na saída do secador	66

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABRELPE – Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais

CAE – Engenharia Assistida por Computador (*Computer Aided Engineering*)

CEFET - MG – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais

CFD – Fluidodinâmica Computacional (*Computational Fluid Dynamics*)

GLP - Gás Liquefeito de Petróleo

FEM – Método dos Elementos Finitos (*Finite Element Method*)

INMET - Instituto Nacional de Meteorologia

OCDE – Organização para Cooperação e Desenvolvimento Econômico

PNRS – Plano Nacional de Resíduos Sólidos

PROPESQ – Programa Institucional de Fomento à Pesquisa do CEFET-MG

PUC - MG - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

RSU – Resíduos Sólidos Urbanos

LISTA DE SÍMBOLOS

α_s	Absortividade solar da placa de absorção do secador (adimensional)
b	Altura do duto (m)
A_{tr}	Área da seção transversal do duto (m ²)
C_p	Calor específico do fluido à pressão constante (J/(kg·K))
k	Condutividade térmica da parede do secador (W/m·K)
h_{ext}	Coefficiente convectivo externo (W/m ² ·K)
h_{int}	Coefficiente convectivo interno (W/m ² ·K)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann (W/m ² ·K)
D_h	Diâmetro hidráulico do duto (m)
ε	Emissividade da superfície externa do secador (adimensional)
L	Espessura da parede do secador (m)
q''_{cond}	Fluxo de calor por condução na superfície do secador (W/m ²)
$q''_{conv\ int}$	Fluxo de calor por convecção interna (W/m ²)
$q''_{conv\ ext}$	Fluxo de calor por convecção na superfície externa (W/m ²)
$q''_{rad\ ext}$	Fluxo de calor por radiação na superfície externa (W/m ²)
$q''_{rad\ inc,abs}$	Fluxo de radiação solar incidente no absorvedor (W/m ²)
a	Largura do duto (m)
ρ	Massa específica do fluido (kg/m ³)
\mathbf{I}	Matriz identidade (adimensional)
Re	Número de Reynolds (adimensional)

∇	Operador gradiente (adimensional)
p	Perímetro do duto (m)
P	Pressão do fluido (Pa)
E_{bi}	Potência emissiva de corpo negro da superfície i (W/m^2)
G	Radiação solar média incidente (W/m^2)
J_i	Radiosidade da superfície i (W/m^2)
J_j	Radiosidade da superfície j (W/m^2)
R_i	Resistência do espaço interno à radiação (m^{-2})
$\frac{\partial T}{\partial x}$	Taxa de variação da temperatura ao longo do eixo x (K/m)
T	Temperatura absoluta do fluido (K)
$T_{sup\ ext}$	Temperatura da superfície externa (K)
$T_{sup\ int}$	Temperatura da superfície interna (K)
T_{viz}	Temperatura da vizinhança (K)
$T_{\infty\ ext}$	Temperatura do fluido externo (K)
$T_{\infty\ int}$	Temperatura do fluido interno (K)
τ	Tensor da tensão cisalhante (Pa)
S	Tensor taxa de deformação (s^{-1})
Q	Termo de calor gerado volumétrico (W/m^3)
$\Delta UR_{ar\ saída}$	Variação da umidade relativa do ar na seção de saída do secador (%)
$\Delta T_{ar\ saída}$	Variação da temperatura do ar na seção de saída do secador (K)
\dot{m}_{ent}	Vazão mássica na entrada do secador (kg/s)
$V_{méd}$	Velocidade média do fluido (m/s)

- q** Vetor fluxo de calor (W/m^2)
- F** Vetor força por unidade de volume (N/m^3)
- u** Vetor velocidade do fluido (m/s)
- μ Viscosidade dinâmica do fluido (Pa·s)
- τ_v Transmissividade da placa de vidro (adimensional)

RESUMO

A crescente produção de materiais não aproveitados nas mais diversas atividades humanas impõe um grande desafio à sociedade em como lidar e tratar com esta imensa quantidade de materiais descartáveis. O Plano Nacional de Resíduos Sólidos (PNRS) indica que, no ano de 2008, 51,4% dos Resíduos Sólidos Urbanos (RSU) no Brasil eram formados por matéria orgânica, com alto conteúdo de umidade. A secagem dos resíduos úmidos é uma eficiente forma de redução do peso e volume dos mesmos, reduzindo o trabalho e os custos para a armazenagem final dos produtos descartáveis e aumentando a vida útil dos aterros sanitários. Secadores solares são uma alternativa viável nas aplicações de secagem de resíduos úmidos em comparação com os secadores convencionais. Suas vantagens consistem em utilizar uma energia renovável, não poluente, gratuita e abundante em diversas localidades do mundo. Neste contexto, foi realizado neste trabalho realizou um estudo numérico do escoamento e do comportamento térmico no interior de um secador solar, sem carga (vazio), instalado no CEFET-MG. Tal estudo englobou a elaboração de um modelo matemático tridimensional para o escoamento, a solução do modelo através do Método de Elementos Finitos utilizando o *software* COMSOL *Multiphysics* e a validação dos resultados através da comparação dos resultados obtidos com dados gerados em trabalho experimental sobre o referido secador. O valor obtido para a temperatura do ar na saída do secador foi 85,9 °C. Tal valor é cerca de 1,72% menor que o valor obtido experimentalmente (87,4 °C). A umidade relativa obtida para o ar de secagem na saída do secador foi de 1,64%, resultado próximo ao valor experimental de 0,90%. A análise da distribuição espacial da temperatura mostra que a temperatura da câmara de secagem é bem constante em todo o seu volume, gerando uma secagem mais uniforme dos produtos. A observação das linhas de corrente do escoamento no secador permite concluir que o fluxo concentra-se na parte central do mesmo, não aproveitando, na totalidade, a capacidade máxima de transferência de calor da placa absorvedora.

Palavras-chave: Resíduos úmidos; Secador solar; Método dos Elementos Finitos; COMSOL; Validação do modelo.

ABSTRACT

The increasing production of waste in the most diverse human activities poses a great challenge to society in how to handle and deal with this immense quantity of disposable materials. The National Solid Waste Plan (PNRS) indicates that, in 2008, 51.4% of Urban Solid Waste (RSU) in Brazil was formed by organic matter, with a high moisture content. Drying of wet waste is an efficient way to reduce the weight and volume of waste by reducing labor and costs for the final storage of disposable products and extending the life of landfills. Solar dryers are a viable alternative in wet-residue drying applications compared to conventional dryers. Its advantages are to use renewable, non-polluting, free and abundant energy in various locations around the world. In this context, this work carried out a numerical study of the flow and the thermal behavior inside the CEFET-MG solar dryer. This study included the elaboration of the three - dimensional mathematical model for the flow, solution of the model through the Finite Element Method using COMSOL *software* and validation of the model by comparing the results obtained with data generated in experimental work on the referred dryer. The value obtained for the air temperature at the dryer outlet was 85.9 °C. Such value is about 1.72% less than the value obtained experimentally (87.4 °C). The relative humidity obtained for the drying air at the dryer outlet was 1.64%, a result close to the experimental value of 0.90%. The analysis of the spatial distribution of temperature shows that the temperature of the drying chamber is very constant throughout its volume, generating a more uniform drying of the products. The observation of the stream flow lines in the dryer allows to conclude that the flow is concentrated in the central part of the dryer, not taking full advantage of the maximum heat transfer capacity of the absorber plate.

Keywords: Wet waste; Solar Dryer; Finite Element Method; COMSOL; Validation of the model.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	15
1.1	Justificativa e Relevância.....	15
1.2	Objeto de Estudo.....	17
1.3	Objetivos	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	21
2.1	Tipos de Secadores.....	21
2.2	Secadores Solares.....	24
2.2.1	<i>Secadores Solares Passivos Integrados</i>	25
2.2.2	<i>Secadores Solares Passivos Distribuídos</i>	27
2.2.3	<i>Secadores Solares Passivos Mistos</i>	28
2.2.4	<i>Secadores Solares Ativos Integrados</i>	29
2.2.5	<i>Secadores Solares Ativos Distribuídos</i>	30
2.2.6	<i>Secadores Solares Ativos Mistos</i>	31
2.2.7	<i>Secadores Solares Híbridos</i>	32
2.2.8	<i>Secadores Solares com Estocagem de Energia</i>	34
2.2.9	<i>Chaminé Solar como Secador</i>	35
2.3	Análises Numéricas em Secadores Solares	37
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	39
3.1	Considerações Iniciais	39
3.2	Modelo Matemático do Escoamento.....	39
3.3	Condições de Contorno	41
3.3.1	<i>Condições de Contorno Térmicas</i>	41
3.3.2	<i>Condições de Contorno Fluidodinâmicas</i>	42
3.4	Determinação do Tipo de Escoamento Interno e Externo.....	43
3.4.1	<i>Escoamento Interno</i>	43
3.4.2	<i>Escoamento externo</i>	45
3.5	Domínio da Solução.....	45
4	METODOLOGIA NUMÉRICA	47
4.1	Programa COMSOL.....	47
4.1.1	<i>Geometria</i>	48
4.1.2	<i>Malha</i>	49
4.2	Validação Experimental.....	50

4.3	Considerações Simplificadoras e Valores de Entrada	51
4.4	Físicas Utilizadas na Simulação do Modelo no COMSOL	53
4.5	Análise Paramétrica	55
4.6	Condições Ambientais e Resultados Experimentais	55
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	57
5.1	Resultados Numéricos Para a Validação Experimental.....	57
5.2	Comparação Entre Resultados Experimentais e Numéricos.....	58
5.3	Outros Resultados Oriundos da Simulação Para Validação Experimental.....	59
5.4	Resultados das Simulações Para a Análise Paramétrica	66
5.5	Outros Resultados Oriundos das Simulações Para a Análise Paramétrica.....	68
5.5.1	<i>Trajectoria do fluxo de ar ao longo do secador</i>	68
5.5.2	<i>Distribuição da temperatura no secador ao longo de seu comprimento.....</i>	73
6	CONCLUSÕES.....	76
	PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	78
7	REFERÊNCIAS	79

1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentados os fatores motivadores deste trabalho. Tais fatores são apresentados em distintas seções como: **Justificativa e Relevância**, seção 1.1, o **Objeto de Estudo** deste trabalho, seção 1.2 e os **Objetivos** do mesmo, seção 1.3.

1.1 Justificativa e Relevância

O rápido desenvolvimento das sociedades contemporâneas e a demanda cada vez maior pelos bens de consumo têm como uma de suas consequências a crescente produção de lixo e de materiais descartáveis. El Hagggar (2007) mostra que a composição dos resíduos gerados nos países pertencentes à Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Econômico (OCDE), formada majoritariamente por países desenvolvidos, se dá da seguinte maneira: 25% resíduos industriais, 21% agrícolas e rurais, 14% urbanos, 14% resíduos de mineração, 14% construção e demolição civil, 4% resíduos proveniente da geração de energia, 2% resíduos gerados na purificação e desinfecção de água, 6% outras formas de geração de resíduo. De acordo com o Plano Nacional de Resíduos Sólidos (PNRS), no ano de 2008, a produção de Resíduos Sólidos Urbanos (RSU) no Brasil foi 183.481,5 toneladas por dia, sendo que 51,4% do total consistiam em resíduos de matéria orgânica e 31,9% eram formados por materiais recicláveis. A elevada porcentagem de matéria orgânica presente nos RSU demonstra que grande parte do peso e volume destes resíduos é formada por água. O custo da coleta, transporte e disposição final adequada dos resíduos está diretamente relacionado com o peso e volume deste material. Segundo dados de 2015 da Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais (ABRELPE) o valor estimado para o Brasil universalizar a destinação correta dos resíduos sólidos é R\$11,6 bilhões e o custo relativo à operação e manutenção de todas as plantas de destinação dos resíduos após a universalização é R\$15,59 bilhões ao ano.

O teor de umidade dos RSU varia de acordo com as características culturais de cada local, atividades econômicas regionais e sua condição socioeconômica. De acordo com Carboo (2005), a quantidade de umidade nos RSU na cidade de Acra, capital de Gana, correspondia a 60% do peso do total.

Uma forma de diminuir os custos de armazenagem dos resíduos é através da secagem do mesmo, proporcionando a redução do conteúdo de umidade presente em

grande quantidade, principalmente na parcela correspondente à matéria orgânica, reduzindo peso e volume do material a ser armazenado.

Segundo Celestino (2010), secagem é uma operação na qual umidade é retirada do material através da transferência de calor utilizando ar aquecido. A secagem de resíduos úmidos e produtos orgânicos pode ser caracterizada em secagem natural ou artificial, dependendo da forma na qual a secagem é realizada. Silva (2008) afirma que a secagem natural consiste na secagem do produto em campo aberto, sem a interferência humana. Segundo o mesmo autor, a secagem artificial é caracterizada pela utilização de processos manuais e equipamentos mecânicos que aumentam a velocidade de secagem através da movimentação do produto a ser seco, aumento da velocidade do ar na passagem pelo material e elevação da temperatura do ar de secagem. O aumento e controle da velocidade do ar no processo de secagem normalmente são obtidos através da utilização de ventiladores ou exaustores. A elevação da temperatura do ar pode ser gerada através de resistências elétricas, queima de algum material combustível ou pela conversão de energia solar em energia térmica.

As desvantagens da secagem natural são: necessidade de um tempo maior de secagem, produtos finais com pior qualidade e possibilidade de contaminação por sujeira e microrganismos. Sua principal vantagem é o baixo custo, já que não necessita nenhum tipo de instalação de equipamento e não possui custo de manutenção (SONTAKKE, 2015).

De acordo com Lingayat (2017), secadores solares apresentam algumas vantagens e desvantagens na comparação com secadores elétricos ou a queima de combustível. Dentre as vantagens pode-se destacar que a energia solar é renovável, não poluente e abundante em várias localidades do globo. Normalmente os secadores solares possuem custos menores.

Como desvantagens tem-se que a intensidade da radiação incidente não é constante durante o dia, sua utilização depende de fatores climáticos como as nuvens, devido à baixa densidade de energia da radiação solar é necessário que as placas coletoras tenham uma grande área, necessidade de um sistema auxiliar que possa estocar uma parte da energia gerada durante o dia para que o equipamento possa ser utilizado no período sem a incidência de radiação solar (LINGAYAT, 2017).

Visando à otimização dos projetos de construção de secadores solares, os engenheiros e projetistas possuem uma ferramenta computacional poderosa,

conhecida como CAE (*Computer Aided Engineering*) ou Engenharia Assistida por Computador que, de acordo com Idagawa (2013), permitem aos engenheiros tomar decisões de projetos mais corretas, melhorar o desempenho do produto e reduzir o tempo e os custos de implementação do projeto.

Diniz (2013) diz que a tecnologia CAE consiste na utilização de ferramentas computacionais para simular modelos físicos. O processo engloba a construção do modelo, simulação, validação e otimização.

A análise numérica tem se tornado cada vez mais importante no desenvolvimento dos novos projetos em engenharia. O contínuo melhoramento dos *softwares* especializados em simulações nas mais diversas áreas da engenharia, bem como a contínua evolução dos *hardwares* das máquinas computacionais, tem permitido a simulação de modelos cada vez mais elaborados e completos, fazendo com que a simulação aproxime-se cada vez mais do comportamento real do componente analisado.

Peixoto (1999) afirma que os benefícios globais trazidos pela utilização das ferramentas CAE são: redução do tempo de conclusão do projeto, diminuição dos custos e aumento da qualidade do produto. Tais benefícios ocorrem em virtude das ferramentas CAE permitirem a automatização do projeto. As simulações do modelo possibilitam a detecção de erros na fase inicial do projeto, facilitam e reduzem o tempo necessário para as correções e novos testes. A utilização das ferramentas CAE diminuem substancialmente a necessidade de protótipos, reduzindo custos e tempo.

Freitas (2007) constatou que os ganhos obtidos pela utilização de *softwares* de simulação em projetos de automação são: redução entre 5% a 25% nos custos, diminuição de 10% a 30% no tempo de finalização e implantação do projeto, redução do risco em até 80% e ganho de melhoria da qualidade entre 10% e 50%.

Neste contexto, apresenta-se um estudo numérico do escoamento do ar e transferência de calor no interior de um secador solar.

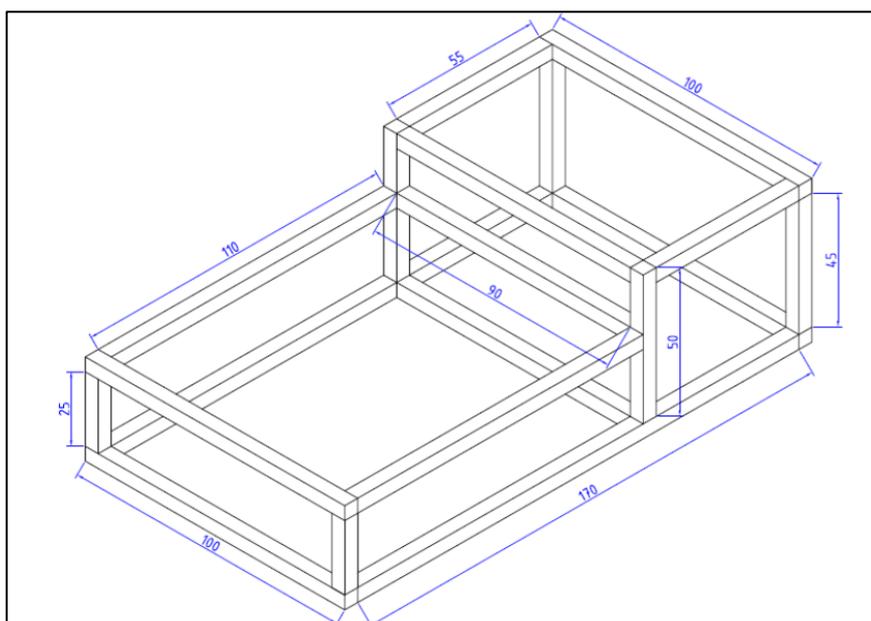
1.2 Objeto de Estudo

Secadores solares apresentam-se como uma alternativa ambientalmente sustentável e economicamente viável aos secadores artificiais que utilizam resistência elétrica, queima de combustíveis, ou alguma outra fonte de energia para geração de calor.

A simulação computacional feita neste trabalho busca analisar o escoamento de ar e a transferência de calor no interior de um secador solar instalado no CEFET-MG (Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais). Tal secador foi projetado e construído através de um projeto de pesquisa desenvolvido pelo professor André Guimarães Ferreira e financiado PROPESQ (Programa Institucional de Fomento À Pesquisa do CEFET-MG).

Segundo Ferreira (2009), a estrutura do secador é feita em madeira caxeta, garantindo ao mesmo elevada resistência mecânica, peso reduzido devido à baixa massa específica do material e aumento da resistência térmica da parede do secador em relação a uma estrutura metálica, pois a utilização de madeira evita o efeito aleta. Na Figura 1 apresenta-se a estrutura de madeira do secador com suas respectivas dimensões em centímetros.

Figura 1 - Estrutura de madeira do secador solar do CEFET-MG



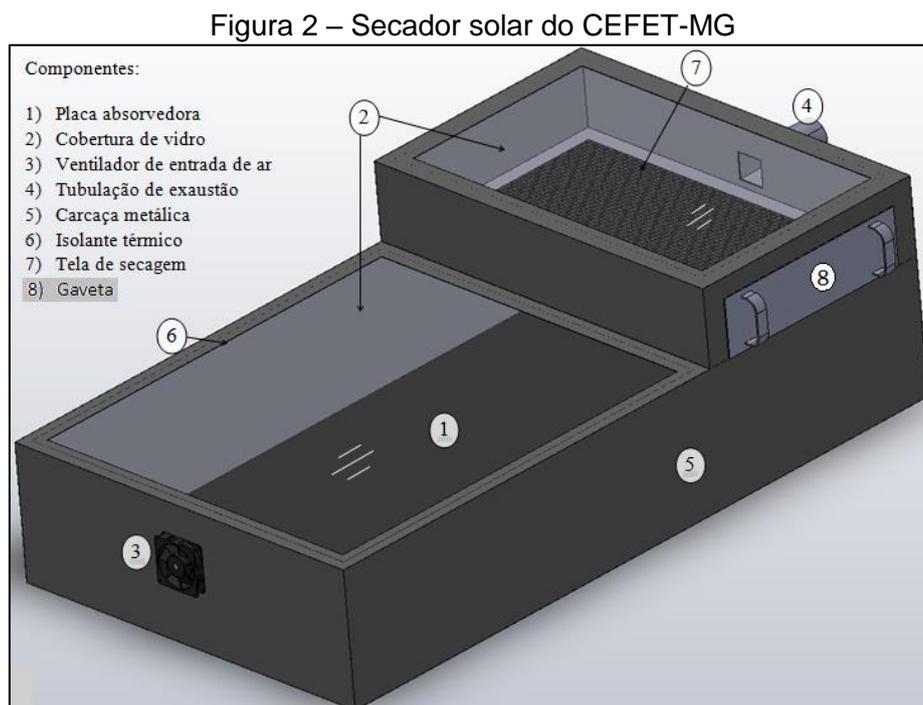
Fonte: Ferreira (2009)

A estrutura é revestida interna e externamente por chapas finas de aço galvanizado, com espessura de 0,50mm. Tais chapas garantem proteção à estrutura de madeira em relação às intempéries e também à própria umidade oriunda do processo de secagem. O espaço entre as chapas metálicas internas e externas do secador é completamente preenchido com lã de vidro, tendo a função de atuar como isolante térmico do secador.

Para garantir maior absorção da luz solar, maximizar sua eficiência e aumentar a temperatura do fluxo de ar de secagem, o secador é pintado com tinta preto fosco

comum em todas as suas superfícies metálicas internas e externas que recebem radiação solar direta.

O secador solar do CEFET-MG é classificado como ativo (escoamento de ar é forçado através de um ventilador) e misto (sua câmara de secagem está separada do coletor solar e é coberta por uma superfície translúcida). Na Figura 2 mostra-se um esquema do secador solar do CEFET-MG e suas partes principais.



Fonte: Ferreira *et al.* (2014)

Nos secadores solares ativos mistos parte da radiação solar incidente é transmitida para o interior dos mesmos através da cobertura de vidro do coletor solar (2), sendo absorvida pela placa absorvedora, revestida por tinta preta fosca (1). A placa absorvedora, por sua vez, transfere calor por convecção forçada para o ar ambiente admitido no secador através de um ventilador instalado na extremidade frontal do mesmo (3). Ao escoar sobre a placa absorvedora o ar ambiente absorve energia térmica e conseqüentemente aumenta a sua temperatura. Após passar pela placa absorvedora o ar, já aquecido, é encaminhado para a câmara de secagem, onde escoar ao redor dos produtos a serem secos que se encontram distribuídos sobre a bandeja de secagem, removendo umidade dos mesmos (7). A câmara de secagem possui cobertura de vidro transparente (2), o que permite que os produtos recebam radiação solar direta. O ar úmido é retirado do secador através do tubo de exaustão localizado na parede da extremidade final da câmara de secagem (4). Os produtos

úmidos são inseridos e retirados do secador através da gaveta localizada na parede lateral da câmara de secagem (8).

1.3 Objetivos

No presente trabalho tem-se como objetivo estudar, através de simulação numérica, o comportamento térmico e o fluxo de ar através do secador solar instalado atualmente no Campus I do CEFET-MG, operando sem carga (vazio).

Os objetivos específicos desenvolvidos neste trabalho foram:

- Elaborar um modelo matemático tridimensional para o escoamento de ar através do secador solar do CEFET-MG;
- Elaborar um modelo matemático para a troca térmica do ar de secagem, secador e sua vizinhança;
- Solução do modelo matemático por meio do Método dos Elementos Finitos utilizando o *software* COMSOL *Multiphysics*, disponibilizado pelo CEFET-MG;
- Validar do modelo matemático através da comparação dos resultados obtidos com dados experimentais obtidos em outros trabalhos que utilizaram o referido secador.
- Simular numericamente a operação do secador vazio variando-se a radiação solar e a vazão mássica na entrada do secador.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são abordados alguns tópicos relacionados ao tema deste trabalho, objetivando fornecer uma revisão da bibliografia acerca dos secadores solares, apresentando uma forma de classificação para os mesmos e também uma revisão sobre trabalhos que realizaram análises numéricas em secadores solares.

2.1 Tipos de Secadores

De acordo com Akarslan (2012) a classificação dos secadores de produtos agrícolas pode ser realizada através da maneira que o ar de secagem é aquecido. Caso o aquecimento tenha como fonte de energia a radiação emitida pelo sol, o secador é denominado secador solar. Os secadores que utilizam outras fontes de energia, tais como: elétrica, queima de combustíveis fósseis, entre outras diversas fontes, são denominados secadores artificiais. Secadores que utilizam simultaneamente a energia solar conjugada com alguma outra forma de energia para aquecimento do ar de secagem são denominados secadores híbridos.

Secadores artificiais são equipamentos projetados para fornecer uma maior quantidade de calor aos produtos do que os mesmos receberiam se estivessem em condições climáticas naturais (SONTAKKE e SALVE, 2015).

Segundo Gava (2008) os secadores artificiais mais comumente utilizados podem ser divididos em dois grupos, secadores adiabáticos e secadores de transferência de calor por superfície sólida. Nos primeiros o calor é fornecido ao produto úmido pelo escoamento de ar aquecido anteriormente no dispositivo. Nos últimos a transferência de calor ao produto ocorre por condução através da parede aquecida do secador e geralmente a câmara de secagem trabalha com vácuo. Na Tabela 2 são apresentados os principais tipos de secadores artificiais e suas características mais importantes.

Tabela 1 – Características principais dos secadores artificiais

Secador	Tipo	Características Principais
Adiabático	Cabine	O escoamento forçado de ar passa pelo sistema de aquecimento e é direcionado para a câmara de secagem, na qual os produtos úmidos estão dispostos sobre bandejas. Barato e de fácil manutenção.
	Túnel	Vagonetes transportam os produtos úmidos entre as extremidades de longos túneis, sendo secados ao longo do caminho. Escoamento de ar pode ser forçado ou natural, com corrente paralela, oposta ou combinada em relação à movimentação dos produtos no interior do túnel.
	Atomizador	Pulverização de produto líquido na câmara de secagem com fluxo de ar quente, levando à evaporação rápida da água e obtenção do produto seco em pó. O fluxo do produto pode ser paralelo ou contracorrente em relação ao fluxo de ar quente.
	Leito Fluidizado	Produtos dispostos em uma esteira perfurada que recebe escoamento forçado de ar quente em sua superfície inferior.
	Fornos Secadores	Secadores em geral com dois pisos cujos produtos estão dispostos no piso superior. O escoamento de ar pode ser natural ou forçado, sendo aquecido no primeiro piso e encaminhado ao piso superior. O material a ser secado é mantido em contínua movimentação. Tempo de secagem relativamente longo.
Superfície sólida	Tambor	Secadores construídos com um ou mais tambores rotativos de baixa rotação, aquecidos internamente por vapor. O produto é depositado e secado na superfície externa do tambor. O produto seco é retirado do tambor por lâminas raspadoras. A pressão de operação pode ser reduzida (vácuo).

Fonte: Ferreira (2004)

A secagem solar de produtos agrícolas em câmaras fechadas é uma alternativa viável para redução das perdas pós-colheita, melhoria da qualidade dos produtos secos e redução do tempo de secagem em comparação com a secagem natural, na qual os produtos ficam espalhados no solo e expostos ao sol (JAIN e TIWARI, 2003).

Ekechukwu e Norton (1999) classificam, primariamente, os secadores solares de acordo com a forma com que o fluxo de ar percorre o dispositivo. Os secadores que possuem ventiladores ou exaustores para criar o fluxo de ar, escoamento forçado, são

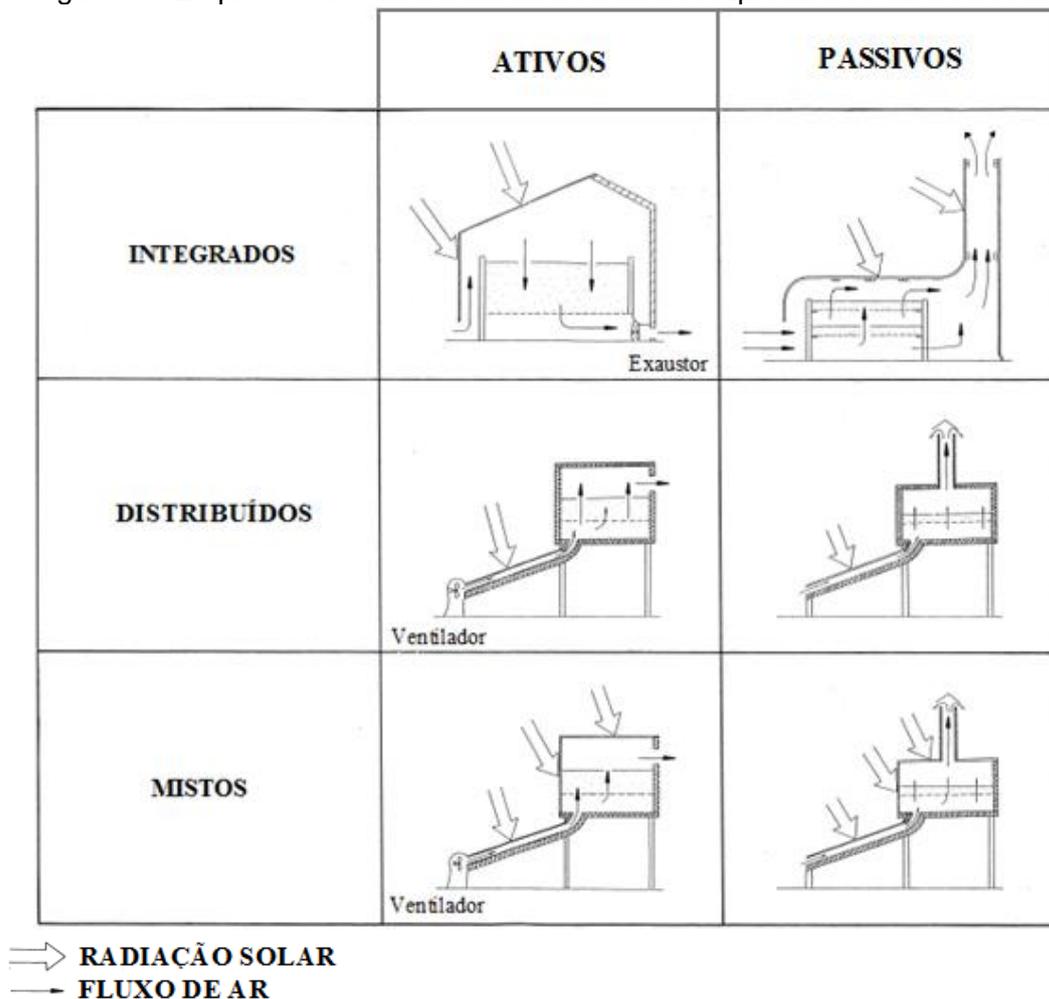
denominados secadores ativos. Nos secadores passivos o escoamento de ar ocorre através de convecção natural. Secadores solares ativos e passivos possuem três subclasses de acordo com a exposição ou não dos produtos à radiação solar direta e à forma da estrutura do secador. Nos secadores integrados a câmara de secagem e a placa absorvedora estão localizadas na mesma estrutura. Assim, o produto a ser secado recebe radiação solar direta. Os secadores solares distribuídos apresentam a placa absorvedora e a câmara de secagem em compartimentos separados. Nos secadores distribuídos a câmara de secagem é opaca e o produto não fica exposto diretamente à radiação solar. Os secadores mistos, da mesma forma que os distribuídos, possuem câmara de secagem e placa absorvedora em estruturas independentes. Porém, nestes secadores parte da câmara de secagem é construída com material translúcido e, assim, o produto estará exposto à insolação direta.

Secadores solares passivos apresentam as vantagens de poderem ser instalados em locais onde não existe rede elétrica e não consumirem qualquer outra forma de energia para movimentação do ar. No entanto, a convecção natural gerada nestes secadores normalmente apresenta estagnação durante os períodos de baixa incidência de radiação solar, principalmente à noite e em dias nublados. Por outro lado, os secadores solares ativos permitem o controle da vazão e da temperatura do ar de secagem, contribuindo para uma secagem mais homogênea (FERREIRA, 2004).

De acordo com Akarlan (2012) os secadores solares distribuídos e mistos são mais eficientes em comparação com os secadores solares integrados, apesar de serem menos compactos.

Os diversos tipos de secadores solares e suas principais características são ilustrados na Figura 3.

Figura 3 – Esquemas de funcionamento de diversos tipos de secadores solares



Fonte: Adaptado de Lopes (2014)

Aravindh e Sreekumar (2015) citam algumas vantagens e desvantagens dos secadores solares em comparação com secadores artificiais.

- Vantagens: não dependem de combustíveis, possuem custo de operação bastante reduzido, menor custo de construção e ambientalmente mais adequado.
- Desvantagens: operam somente em momentos de incidência de radiação solar, maior tempo de secagem e alternativa adequada somente em locais de alta taxa de insolação.

2.2 Secadores Solares

Nesta seção é apresentada uma classificação dos diversos tipos de secadores solares encontrados na literatura.

2.2.1 Secadores Solares Passivos Integrados

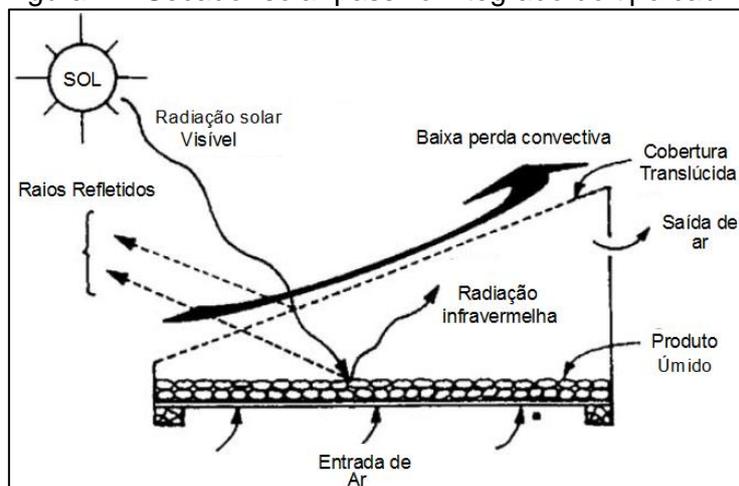
Os diversos tipos de secadores solares passivos integrados possuem as seguintes características comuns: câmara de secagem e placa absorvedora estão localizadas em uma mesma estrutura, o produto a ser secado recebe radiação solar direta e o fluxo de ar ocorre através de convecção natural.

Belessiotis e Delyannis (2011) afirmam que existem dois principais secadores passivos integrados, o do tipo cabine e o do tipo estufa.

Nos secadores solares passivos integrados do tipo cabine com absorvedor normal, grande parte da radiação solar visível, de curto comprimento de onda, incidente em sua superfície é transmitida para dentro da câmara de secagem através de sua cobertura translúcida. Uma porção da radiação transmitida é absorvida diretamente pelo produto e pelas superfícies internas absorvedoras da câmara, o restante é refletido pelas superfícies dos mesmos. A absorção da radiação solar faz a temperatura no interior da câmara aumentar e conseqüentemente as superfícies do produto e das paredes internas da câmara passam a emitir maior quantidade de radiação de grande comprimento de onda (radiação infravermelha). A cobertura, transparente à luz visível, é opaca à radiação infravermelha e, desta forma, a energia térmica fica retida no interior da câmara, gerando aumento da temperatura do ar interno, facilitando a secagem do produto. A cobertura translúcida também impede a perda de calor pela convecção direta entre o ar ambiente e o produto no interior da câmara (SHARMA *et al.*, 2009).

Na Figura 4 é apresentado o esquema de um secador solar passivo integrado do tipo cabine com suas principais características de operação.

Figura 4 – Secador solar passivo integrado do tipo cabine



Fonte: Adaptado de Sharma *et al.* (2009)

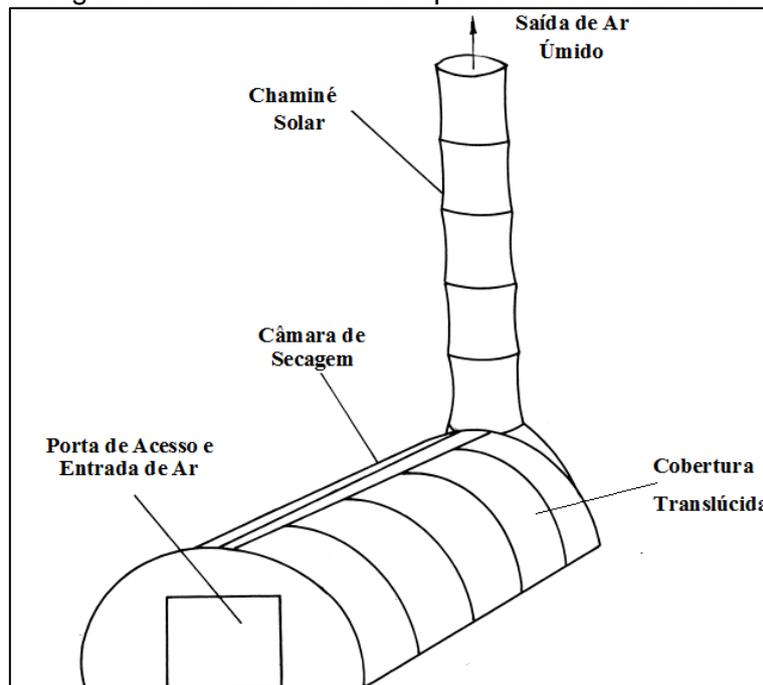
Segundo Fudholi *et al.* (2010) as principais desvantagens dos secadores solares do tipo cabine são: baixa capacidade de secagem em volume de produtos, necessita de amplo tempo de secagem, a condensação da umidade retirada dos produtos diminui a transmissividade da cobertura translúcida, o sobreaquecimento do produto por sua exposição direta à radiação pode deteriorá-lo e baixa eficiência em virtude da quantidade de energia solar que é utilizada para induzir o fluxo de ar.

De acordo com Chauhan *et al.* (2017) secadores solares passivos integrados do tipo estufa são estruturas fechadas cobertas com material amplamente transparente à radiação solar incidente de curto comprimento de onda e opaca à radiação de grande comprimento de onda emitida pelas superfícies no interior da câmara. Ferreira (2004) afirma que a radiação solar transmitida através da cobertura translúcida é absorvida pelo solo e conseqüentemente aquece o ar interno, gerando um escoamento em convecção natural que passa através do produto úmido. Patil e Gawande (2016) concluem que a estrutura dos secadores do tipo estufa atua simultaneamente como coletor solar e câmara de secagem. Ekechukwu *et al.* (1999) informam que o controle do fluxo de ar é controlado através de aberturas nas duas extremidades da estufa. Tiwari *et al.* (2016) citam que análises experimentais indicaram que o fluxo de ar em secadores solares passivos do tipo estufa pode ser aumentado inserindo uma chaminé adequada na extremidade de saída do ar úmido.

Ferreira (2004) afirma que os secadores solares passivos integrados do tipo estufa com chaminé são adequados para a secagem de produtos em larga escala. São secadores de baixo custo de construção e operação. Apresentam escoamento em convecção natural de grande vazão, adequada à secagem.

Um secador solar passivo integrado do tipo estufa com chaminé é apresentado na Figura 5.

Figura 5 – Secador solar do tipo estufa com chaminé



Fonte: Adaptado de Visavale (2012)

2.2.2 Secadores Solares Passivos Distribuídos

As duas estruturas básicas dos secadores solares passivos distribuídos são a placa absorvedora e câmara de secagem. A placa absorvedora é uma caixa fechada, com isolamento térmico, cobertura translúcida e com as superfícies internas pintadas de preto. Possui uma entrada de ar na extremidade anterior e conexão com a câmara de secagem na sua extremidade posterior. A câmara de secagem é uma caixa opaca, com isolamento térmico, dotada internamente com suportes para bandejas de secagem. Na parte do fundo da câmara encontra-se uma abertura para a saída do ar úmido.

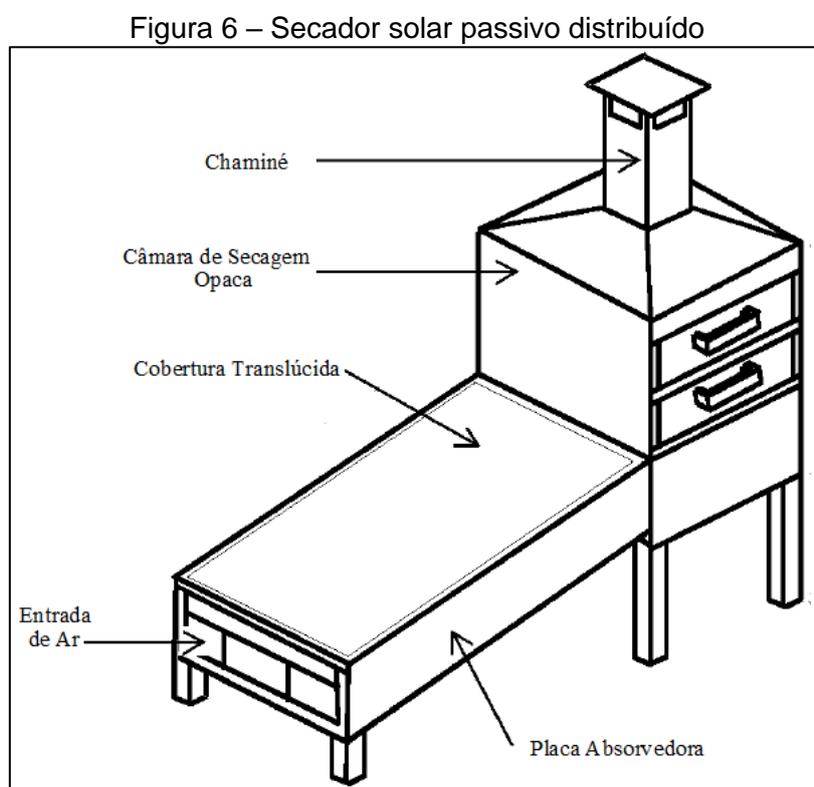
De acordo com Sharma *et al.* (2009) a placa absorve a energia solar incidente e aquece o fluxo de ar que passa sobre ela. O ar aquecido é encaminhado para a câmara de secagem, onde o produto úmido está acondicionado sobre bandejas. Ao passar pelo produto o ar aquecido retira umidade do mesmo.

A saída do ar úmido da câmara de secagem através de chaminé aumenta o fluxo de ar no secador. O ângulo de inclinação do coletor solar deve ser aquele que maximize a radiação solar sobre a cobertura, tal inclinação também facilita o desenvolvimento da convecção natural do fluxo de ar (BOLAJI, 2005; BOLAJI e OLALUSI, 2008).

Sontakke e Salve (2015) afirmam que secadores passivos distribuídos são mais eficientes em comparação com os secadores passivos integrados.

Segundo Ekechukwu e Norton (1999) as flutuações na temperatura do ar na câmara de secagem fazem com que as condições de operação do secador não sejam constantes. Aliada a sua estrutura relativamente mais elaborada, que requer maior investimento inicial e maior custo de manutenção, são desvantagens dos secadores solares passivos distribuídos.

O esquema de um secador solar passivo distribuído com chaminé na parte superior da câmara de secagem é apresentado na Figura 6.



Fonte: Adaptado de Bolaji (2005)

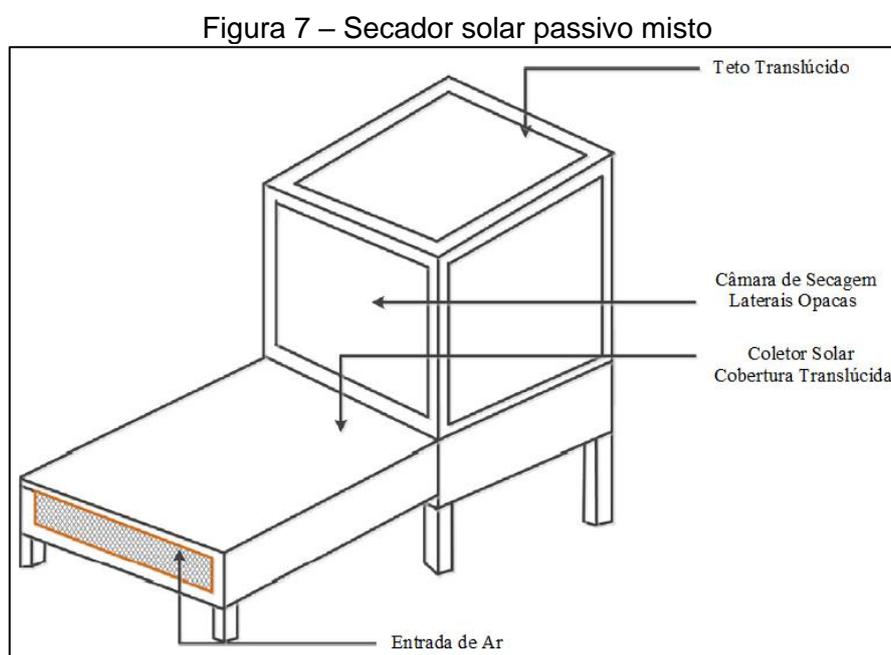
2.2.3 Secadores Solares Passivos Mistos

A única diferença entre os secadores solares passivos mistos e os secadores solares passivos distribuídos é que a câmara de secagem nos primeiros possui uma ou mais superfícies transparentes, enquanto nos últimos a câmara de secagem possui toda a sua cobertura feita com material opaco. Desta forma, os produtos úmidos recebem radiação solar direta nos secadores solares passivos mistos.

De acordo com Sontakke e Salve (2015) os secadores passivos mistos são a combinação dos secadores solares do tipo integrado e distribuído. O produto úmido é secado pela ação conjunta da sua exposição direta à luz solar e pelo ar aquecido fornecido pelo coletor.

Mustayen *et al.* (2014) citam estudos anteriores que examinaram o projeto e a performance dos secadores solares passivos mistos e constataram uma elevada taxa de secagem.

O esquema de um secador solar passivo misto com o teto da câmara de secagem translúcido e sem chaminé é demonstrado na Figura 7.



Fonte: Adaptado de Mustayen *et al.* (2014)

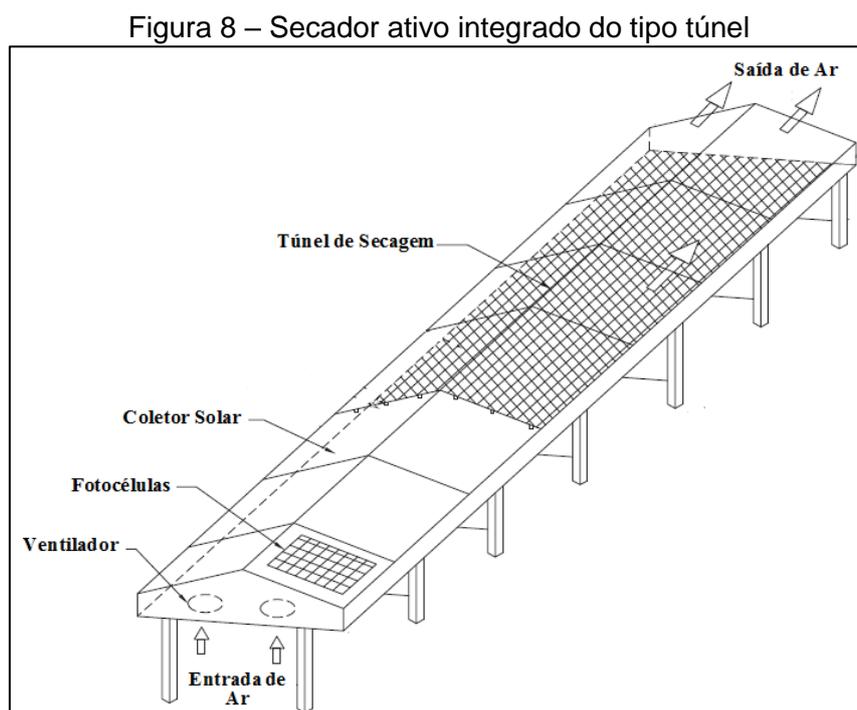
2.2.4 Secadores Solares Ativos Integrados

Segundo Fudholi *et al.* (2010) secadores solares ativos integrados consistem em um ventilador para forçar o escoamento de ar sobre o produto a ser secado e uma câmara de secagem coberta com placa translúcida.

Kumar *et al.* (2016) afirmam que secadores do tipo ativos integrados são construídos com uma caixa com isolamento térmico e uma cobertura feita com material transparente. A caixa possui pequenas aberturas para permitir entrada e saída do ar de secagem. A circulação de ar é proporcionada por uma fonte externa (ventilador). A parte absorvida da radiação transmitida para o interior da câmara aumenta temperatura do produto, reduzindo seu conteúdo de umidade através da evaporação.

Os secadores do tipo túnel são os mais conhecidos entre os secadores do tipo ativos integrados. Em tais secadores, o escoamento de ar é forçado por ventiladores e é aquecido por uma placa coletora na primeira parte do túnel. Após passar pelo coletor o ar aquecido atravessa a camada de produto na parte final do túnel, deixando em seguida o secador (FERREIRA, 2004).

O esquema de um secador ativo integrado do tipo túnel com equipado com células fotovoltaicas para acionamento do ventilador é apresentado na Figura 8.



Fonte: Adaptado de Patil e Gawande (2016)

2.2.5 Secadores Solares Ativos Distribuídos

Os secadores solares ativos distribuídos possuem coletor solar e câmara de secagem em estruturas separadas. Estes secadores normalmente são constituídos de quatro componentes: coletor solar, câmara de secagem, ventilador e duto para circulação de ar. Maiores temperaturas no coletor são obtidas ao utilizar vazão de ar controlada. Porém, observa-se uma redução da eficiência do coletor em maiores temperaturas de operação. Em geral, muitos coletores solares são construídos de madeira ou metal, tendo suas superfícies internas revestidas com um material absorvedor de radiação (KUMAR *et al.*, 2016).

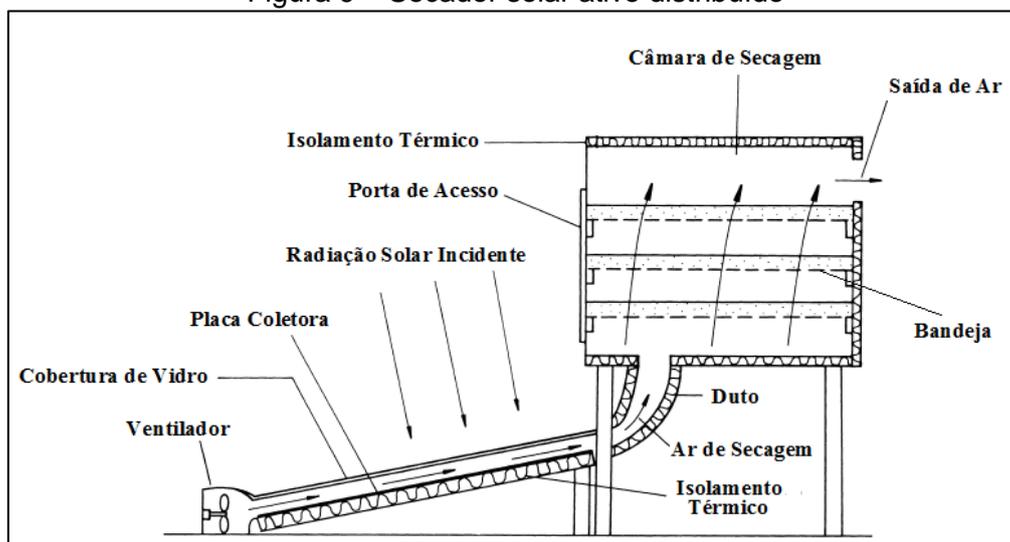
De acordo com Kumar *et al.* (2016), a eficiência de um secador ativo distribuído depende da vazão de ar que atravessa o coletor solar, a qual pode ser controlada

através do ventilador. O principal objetivo da utilização do ventilador é manter uma vazão de ar adequada na câmara de secagem, o que proporciona uma secagem mais uniforme do produto.

Phadke *et al.*(2015) após revisarem na literatura vários secadores solares ativos distribuídos e os compararem com os demais tipos de secadores concluíram que os secadores ativos distribuídos oferecem maior controle sobre a taxa de secagem, protegem os produtos de uma melhor maneira, inclusive em relação à radiação solar direta, e reduzem o tempo necessário para a secagem dos produtos. Entretanto, consomem maior potência, o que aumenta seus custos de operação.

É apresentado na Figura 9 o esquema de um secador solar ativo distribuído com suas principais estruturas.

Figura 9 – Secador solar ativo distribuído



Fonte: Adaptado de Visavale (2012)

2.2.6 Secadores Solares Ativos Mistos

Segundo Mustayen *et al.* (2014) secadores solares mistos combinam algumas das características dos secadores solares integrados e distribuídos. Os componentes básicos dos secadores solares ativos mistos são os mesmos dos ativos distribuídos, com a câmara de secagem separada do coletor solar. Entretanto, nos secadores ativos mistos a câmara de secagem permite que o produto absorva radiação solar direta.

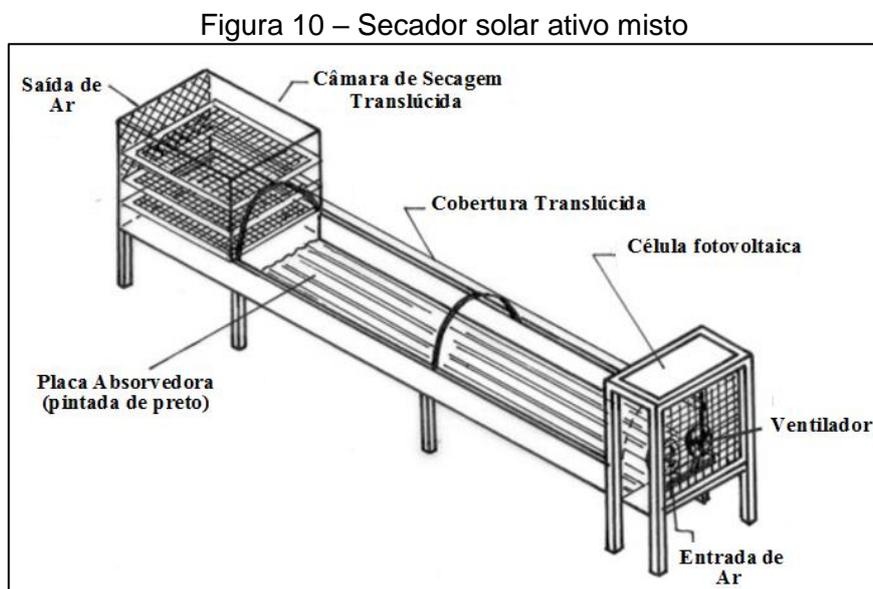
Singh e Kumar (2012) realizaram testes experimentais visando comparar a eficácia (capacidade do secador solar em transferir calor para o fluxo de ar) de dois secadores

ativos, um dos quais distribuído e outro misto. Os secadores comparados são idênticos, a não ser pela cobertura da câmara de secagem, que é translúcida no secador misto e opaca no distribuído. O resultado obtido indica que a eficácia do secador ativo misto foi pelo menos 25% maior que a eficácia para o secador ativo distribuído para três diferentes vazões utilizadas.

Ferreira *et al.* (2014) analisaram a viabilidade técnica de um secador solar ativo misto durante a secagem de resíduos úmidos provenientes da fabricação de fios de aço. Determinaram que a eficiência térmica instantânea do secador variou de 9,7% a 29,5% e que a eficiência de secagem do dispositivo variou de 5,2% a 7,2%. Concluíram que o secador solar é viável tecnicamente, pois foi capaz de reduzir a umidade relativa do resíduo de 68% para 11% em aproximadamente 8 horas.

Sontakke e Salve (2015) estudaram e compararam diversos tipos de secadores solares, concluindo que os secadores do tipo ativo misto são os que apresentam o menor tempo de secagem.

Pode-se observar na Figura 10 um esquema do secador solar ativo dotado com célula fotovoltaica para acionamento do ventilador.



Fonte: Adaptado de Heinz e Hautzinger (2009)

2.2.7 Secadores Solares Híbridos

Segundo Belessiotis e Delyannis (2011) secadores solares híbridos são dispositivos que combinam a energia solar com outra fonte convencional e auxiliar de energia. Podendo operar somente com energia solar, somente com energia convencional ou

através da combinação destas formas de energia simultaneamente. A conversão de um secador que utiliza apenas como fonte a energia solar em um secador solar híbrido é uma alternativa para aumentar a capacidade do dispositivo.

Vários tipos de fontes de energia podem ser utilizados para auxiliar a energia solar nos secadores híbridos. A escolha da fonte auxiliar depende da disponibilidade local, custo de obtenção e potência térmica auxiliar necessária para a operação de secagem.

Fudholi *et al.* (2010) fizeram uma revisão da literatura onde apresentam vários secadores híbridos com diferentes fontes auxiliares de energia, tais como, elétrica (efeito Joule), biomassa, gás GLP (gás liquefeito de petróleo), diesel e água geotérmica.

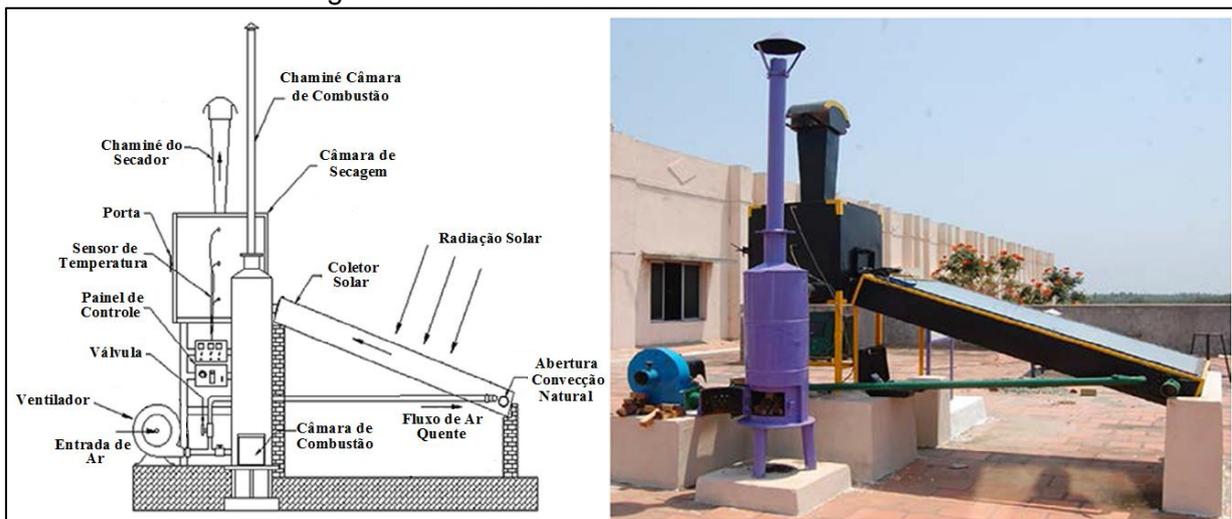
Mastekbayeva *et al.*(1999) projetaram e fabricaram um secador híbrido ativo integrado do tipo túnel, com queima de biomassa como fonte auxiliar de energia. O secador híbrido melhorou a qualidade e diminuiu o tempo de secagem, principalmente pelo fato de manter a operação de secagem em períodos nublados e noturnos. Comparativamente, o secador híbrido foi capaz de secar os produtos (pimenta e cogumelo) em apenas 12 horas de operação, enquanto que utilizando apenas a energia solar como fonte, o mesmo secador do tipo túnel, gastou 3 dias para alcançar o mesmo nível de secagem, em condições climáticas semelhantes para ambas as operações.

Rizal *et al.* (2018) construíram um secador solar híbrido do tipo ativo integrado, com queima de biomassa, para secagem de peixe. O experimento foi conduzido utilizando apenas a energia solar na faixa horária em que está disponível. Após o pôr do sol, a secagem era realizada através da queima de biomassa. A secagem completa do material durou aproximadamente 22 horas e o conteúdo final de umidade ficou em 12%.

Dhanuskodi *et al.* (2014) conduziram experimentos em um secador solar distribuído híbrido que utiliza biomassa como fonte auxiliar para secagem de castanha de caju. O secador é capaz de operar através de escoamento forçado e natural. Os resultados obtidos mostraram que o secador híbrido operando através de escoamento forçado foi capaz de atingir o nível de secagem esperado em 7 horas e sua eficiência média foi de 5,08%, enquanto o tempo de secagem para o secador trabalhando com convecção natural foi de 9 horas, com eficiência média de 3,17%.

Na Figura 11 pode-se observar o desenho esquemático de um secador solar híbrido de biomassa ao lado de uma foto do próprio secador.

Figura 11 – Secador híbrido de biomassa



Fonte: Adaptado de Dhanuskodi *et al.* (2014)

2.2.8 Secadores Solares com Estocagem de Energia

Kant *et al.* (2016) afirmam que a confiabilidade da energia solar pode ser aumentada através da estocagem da quantidade desta energia que chega em excesso durante algum período de operação do secador solar. A energia solar pode ser estocada como energia térmica, elétrica, química e mecânica.

Segundo Belessiotis e Delyannis (2011) a utilização de equipamentos de estocagem de energia elevam os custos inicial e de operação dos secadores solares. Para evitar gastos desnecessários o processo de estocagem de energia solar deve ser realizado nos seguintes casos:

- A intensidade da radiação solar for elevada e a estocagem de energia em excesso se faz necessária para evitar a sobretemperatura do produto;
- Necessidade de manter o processo de secagem nos períodos sem luz solar.

A forma mais comum de estocagem da energia solar em secadores solares é através da energia térmica (BELESSIOTIS E DELYANNIS, 2011). Tal energia pode ser armazenada, em materiais bem isolados termicamente, através do aumento da sua energia térmica, como calor sensível, calor latente e termoquimicamente (BAL *et al.*, 2010).

De acordo com Kant *et al.* (2016) a estocagem térmica por calor sensível é obtida através do aumento da temperatura do material (sólido ou líquido). A quantidade de energia armazenada depende do calor específico, da variação de temperatura alcançada e da massa total do material de estocagem.

Bal *et al.* (2010) afirmam que a estocagem térmica por calor latente ocorre através da absorção de calor pelos materiais armazenadores durante seu período de mudança de fase, sólido-líquido e líquido-vapor, em temperatura constante. A quantidade de energia armazenada depende do calor latente do material e de sua quantidade de massa (KANT *et al.*, 2016). Dentre as formas de armazenamento térmico de energia, a armazenagem por calor latente é a mais atrativa em virtude da sua maior capacidade em armazenar elevada densidade de energia por unidade de massa e por unidade de volume (BAL *et al.*, 2010).

Sistemas termoquímicos de armazenagem de energia utilizam a absorção e liberação calor durante a formação e quebra de ligações químicas em reações químicas completamente reversíveis. A quantidade de energia armazenada depende da massa do material, do calor endotérmico da reação e da extensão de conversão durante o processo químico (KANT *et al.*, 2016).

Baniasadi *et al.* (2017) construíram e testaram um secador solar ativo misto com sistema de estocagem através de mudança de fase da parafina (calor latente de fusão) para secagem de frutas e vegetais. A comparação dos tempos de secagem com e sem a utilização do sistema de armazenamento de energia demonstram que a operação com armazenagem de energia reduz o tempo de secagem em cerca de 50%.

2.2.9 Chaminé Solar como Secador

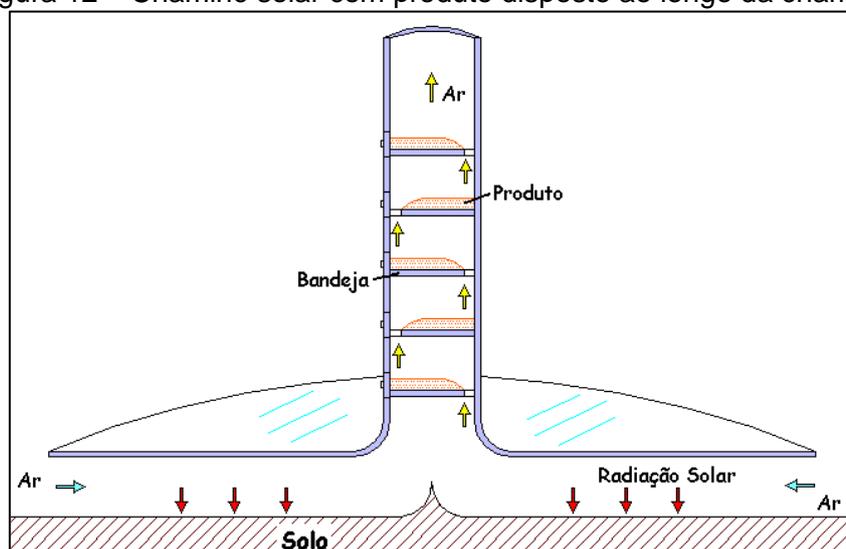
Chaminé solar é um dispositivo que possui uma estrutura tubular central (chaminé), com uma cobertura circular transparente, fixa à sua base, aberta em sua extremidade. Uma fração da energia solar incidente sobre a cobertura é absorvida pelo solo e pelos produtos a serem secados, sendo convertida em energia térmica. O ar abaixo da cobertura fica aquecido, devido à sua baixa massa específica, entra na chaminé através da sua base e cria uma corrente de ar ascendente gerada pela força de empuxo. Cria-se então um fluxo de ar radial da extremidade anelar aberta da cobertura transparente à base da chaminé. Durante este deslocamento o ar é aquecido pelo solo e retira umidade do produto. O solo, sob a cobertura transparente, funciona como um armazenador de energia solar, liberando parte desta energia acumulada nos períodos sem radiação solar, permitindo que o processo de secagem prossiga durante a noite (FERREIRA *et al.*, 2008).

Segundo Ferreira (2004) o produto a ser secado nas chaminés solares pode ser disposto ao longo da chaminé ou sobre telas acima do solo absorvedor. A primeira

opção gera uma elevada perda de carga ao escoamento, não permite a absorção direta pelo produto da radiação solar incidente sobre o dispositivo e a operação de introdução e retirada do produto é bastante dificultada. A disposição do produto sob a superfície translúcida faz com que a chaminé solar possa ser classificada como um secador passivo integrado, também apresentando grande dificuldade para inserir e remover o produto e a evaporação da água do produto gera resfriamento evaporativo.

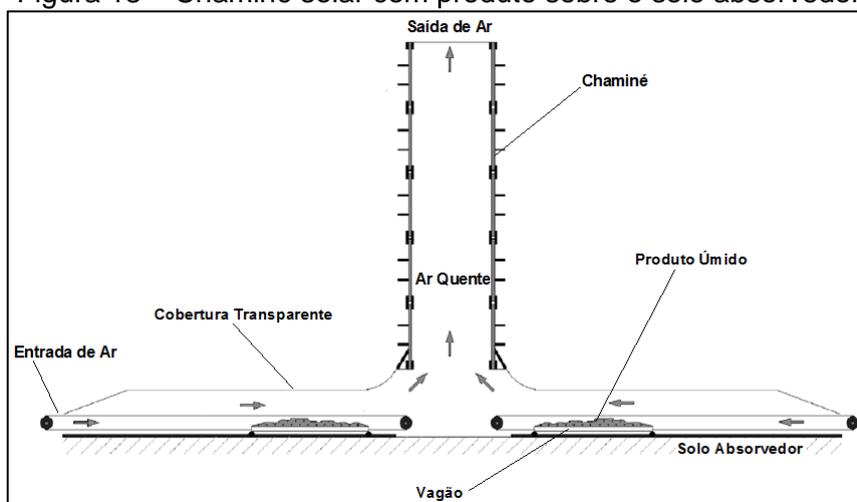
Chaminés solares com os produtos úmidos dispostos ao longo da chaminé e distribuídos sobre telas acima do solo absorvedor podem ser observadas nas Figuras 12 e 13, respectivamente.

Figura 12 – Chaminé solar com produto disposto ao longo da chaminé



Fonte: Ferreira (2004)

Figura 13 – Chaminé solar com produto sobre o solo absorvedor



Fonte: Adaptado de Ferreira *et al.* (2008)

2.3 Análises Numéricas em Secadores Solares

Sistema dinâmico computacional é a análise de sistemas que envolvem fluxo de matéria, transferência de calor e fenômenos associados através de simulação computacional. Esta ferramenta de análise é muito poderosa, abrangendo amplas áreas de aplicação, tais como: aerodinâmica de aviões e veículos, hidrodinâmica de navios, motores de combustão interna, turbinas, engenharia elétrica e eletrônica, processos químicos, dentre outras (INGLE *et al.*, 2013).

De acordo com Chauhan *et al.* (2015) a aplicação de *softwares* é muito importante para desenvolver e analisar modelos matemáticos e prever o desempenho dos diversos tipos de secadores solares. Os projetos de secadores solares podem ser otimizados com o emprego de *softwares* de análise numéricas, reduzindo tempo e custo total para sua conclusão. Em seu trabalho de revisão da literatura sobre o emprego de *softwares* de análise numérica em secadores solares os autores citam os seguintes *softwares*: ANSYS *Fluent*, COMSOL *Multiphysics*, FORTRAN, MATLAB, SPSS, *Sigma Plot V*, *Statistica* e TRNSYS.

Fluidodinâmica computacional (CFD, *Computational Fluid Dynamics*) pode ser utilizada para analisar a forma como ocorre o fluxo de ar no secador, a velocidade do ar nos diversos pontos de interesse, o padrão de distribuição de temperatura e umidade, através da simulação apropriada das equações de conservação de energia, massa, quantidade de movimento e transferência de calor e de massa (CHAUHAN *et al.*, 2015).

Romero *et al.* (2014) modelaram, simularam e validaram o processo de secagem de baunilha em um secador solar passivo distribuído utilizando o *software* ANSYS *Fluent*. Os resultados obtidos pela simulação foram comparados com valores experimentais. A temperatura do ar fornecida pelo *software* na saída do coletor possui valor bastante aproximado em relação à temperatura obtida experimentalmente. Entretanto, para o interior da câmara de secagem, os valores das temperaturas medida e calculada apresentaram uma diferença considerável. O autor justifica que essa diferença nos valores das temperaturas no interior da câmara ocorre devido à consideração de um valor constante para o coeficiente convectivo do ar interno à câmara no modelo proposto.

Kareem *et al.* (2015) projetaram e simularam um modelo teórico para um secador solar passivo integrado com armazenamento de energia utilizando o *software* COMSOL *Multiphysics*. O modelo simulado é bidimensional e transiente. A temperatura média do

ar obtida na câmara de secagem foi de 348,50 K. A taxa máxima de secagem foi obtida quando a vazão mássica de ar no secador atingiu o valor de 0,042 kg/s.

Aktaş *et al.* (2016) analisaram as transferências de calor e massa em um secador solar ativo híbrido para secagem de melão através de simulação utilizando o *software* ANSYS *Fluent* e posterior comparação dos resultados obtidos com valores experimentais. Conclui-se da análise dos resultados que o secador se mostrou adequado para a secagem do produto e apresentou uma eficiência de secagem de 33,4%. Os resultados medidos experimentalmente e calculados através do *software* tiveram uma boa concordância.

Alleynes e Milczarek (2015) obtiveram o perfil de temperatura em um secador solar passivo integrado com armazenagem de energia através de simulação numérica utilizando o *software* COMSOL *Multiphysics*. A simulação demonstrou que o perfil de temperatura no interior da câmara de secagem é altamente dependente da absorvidade e emissividade da superfície de cobertura da câmara. Temperaturas da ordem de 320 K foram obtidas ao utilizarem acrílico na cobertura da câmara, cuja absorvidade e emissividade são ambas iguais a 0,5.

Sonthikun *et al.* (2016) utilizaram a técnica CFD para simular as distribuições de temperatura e velocidade do escoamento do ar no interior da câmara de secagem de um secador solar híbrido com queima de biomassa utilizado para secagem de tiras de borracha. Os valores fornecidos para as distribuições de temperatura e velocidade através de simulação estão bem próximos aos respectivos valores obtidos experimentalmente. O *software* utilizado para a simulação numérica foi o ANSYS *Fluent*.

Vintilă *et al.* (2014) realizaram uma simulação numérica bidimensional para avaliar os parâmetros operacionais de um secador solar passivo distribuído. O *software* utilizado para a simulação foi o COMSOL *Multiphysics*. A análise termofluidodinâmica do modelo forneceu o campo de velocidade e as distribuições de pressão e temperatura tanto na câmara de absorção como na câmara de secagem. Os valores obtidos através da simulação numérica foram validados através da comparação com valores obtidos experimentalmente em condições similares, fornecendo alguns resultados aproximados.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo são apresentados os aspectos relevantes acerca da criação do modelo matemático a ser simulado através do *software*, tais como: hipóteses consideradas, equações utilizadas pelo COMSOL *Multiphysics*, condições de contorno aplicadas, tipo de escoamento interno e externo e domínio da solução do trabalho.

3.1 Considerações Iniciais

Secadores solares são dispositivos cujo funcionamento ocorre devido à absorção, pelo coletor solar, de parte da radiação solar que atravessa a cobertura translúcida do equipamento, causando a elevação da sua temperatura e consequente transferência de calor para o ar que escoar através do coletor. A temperatura do ar vai aumentando à medida que escoar através do coletor solar.

O presente trabalho analisa a convecção forçada laminar e a transferência de calor no interior do secador solar do CEFET-MG, submetido à condição permanente de insolação, utilizando o Método de Elementos Finitos, através do *software* COMSOL *Multiphysics* versão 4.4, disponibilizado pelo CEFET-MG, para solução das equações de conservação adequadas ao modelo.

3.2 Modelo Matemático do Escoamento

As propriedades do ar em escoamento são avaliadas à temperatura local e as seguintes hipóteses são admitidas para a construção do modelo:

- a) Escoamento incompressível;
- b) Escoamento laminar;
- c) Escoamento tridimensional;
- d) Escoamento em regime permanente;
- e) O modelo possui simetria plano longitudinal central;
- f) O ar se comporta como um fluido Newtoniano;
- g) As propriedades do ar variam com a temperatura;
- h) O ar é considerado úmido;
- i) O fluxo de calor da radiação solar incidente na placa absorvedora é considerado como um fluxo de calor gerado na própria superfície;
- j) Ausência de dissipação viscosa.

A hipótese simplificadora de escoamento em regime permanente em d), ocorre em virtude da baixa armazenagem de energia na estrutura física do secador e a simulação

é realizada para uma condição de máxima radiação, onde a inclinação da curva de radiação solar é mínima ao longo do período de brilho solar.

As equações de conservação da massa (continuidade), da quantidade de movimento e da energia utilizadas pelo *software*, conforme fornecidas pelo guia do usuário (COMSOL, 2012) são escritas da seguinte forma:

Continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (1)$$

Conservação da quantidade de movimento:

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = \nabla \cdot [-P\mathbf{I} + \boldsymbol{\tau}] + \mathbf{F} \quad (2)$$

Conservação da energia:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) T \right) = -(\nabla \cdot \mathbf{q}) + \boldsymbol{\tau} : \mathbf{S} - \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} \left(\frac{\partial P}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) P \right) + Q \quad (3)$$

A equação de conservação da energia é escrita em termos da temperatura visando facilitar a especificação das condições de fronteira.

O tensor \mathbf{S} representa a taxa de deformação, sendo dado por:

$$\mathbf{S} = \frac{1}{2} (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) \quad (4)$$

Para fluidos Newtonianos o vetor de tensão viscosa pode ser escrito da seguinte maneira:

$$\boldsymbol{\tau} = 2\mu \mathbf{S} - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \quad (5)$$

onde cada um dos termos das equações (1), (2), (3), (4), e (5) e suas respectivas unidades podem ser identificados da seguinte forma:

- ρ é a massa específica do fluido (kg/m^3);
- \mathbf{u} é o vetor velocidade do fluido (m/s);
- P é a pressão do fluido (Pa);
- $\boldsymbol{\tau}$ é o tensor da tensão cisalhante (Pa);
- \mathbf{F} é o vetor força por unidade de volume (N/m^3);

- C_p é o calor específico do fluido à pressão constante [J/(kg·K)];
- T é a temperatura absoluta do fluido (K);
- \mathbf{q} é o vetor fluxo de calor (W/m²);
- Q é o termo de calor gerado volumétrico (W/m³);
- μ é a viscosidade dinâmica do fluido (Pa·s);
- \mathbf{I} é a matriz identidade (adimensional);
- \mathbf{S} é o tensor taxa de deformação (s⁻¹);
- ∇ é operador gradiente ($\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \hat{\mathbf{i}} + \frac{\partial}{\partial y} \hat{\mathbf{j}} + \frac{\partial}{\partial z} \hat{\mathbf{k}}$).

3.3 Condições de Contorno

As condições de contorno para o modelo são apresentadas de maneira separada em condições de contorno térmicas e condições de contorno fluidodinâmicas.

3.3.1 Condições de Contorno Térmicas

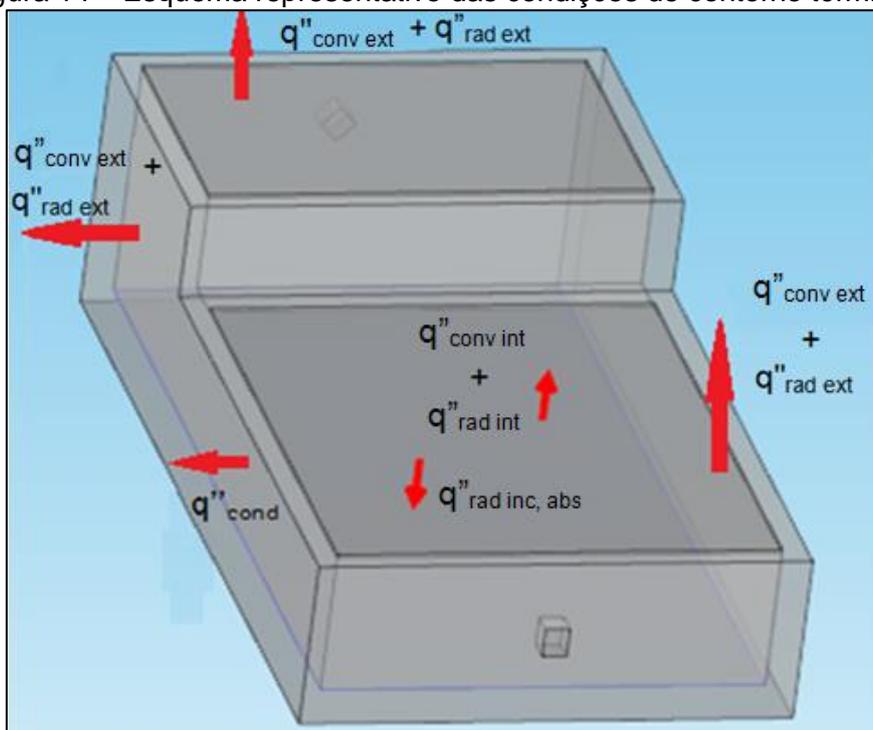
As condições de contorno térmicas estabelecidas para o modelo são as seguintes:

1. A placa absorvedora recebe um fluxo radiante constante
($q''_{rad\ inc,abs} = constante$);
2. A radiação incidente na placa absorvedora tem direção perpendicular à superfície da placa;
3. Há uma condição de contorno de simetria térmica no plano longitudinal;
4. O fluxo radiante somente incide sobre a placa absorvedora;
5. A temperatura do ar na entrada do secador é constante e igual à temperatura ambiente;
6. O ar ambiente admitido na entrada do secador é considerado úmido;
7. As superfícies internas do secador trocam calor com o ar de secagem apenas por convecção forçada [$q''_{conv\ int} = h_{int}(T_{sup\ int} - T_{\infty\ int})$];
8. Há troca de calor por radiação entre as superfícies internas do secador
($\frac{E_{bi} - J_i}{R_i} = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{R_{i \rightarrow j}}$);
9. Ocorre transferência de calor entra as superfícies interna e externa do secador através de condução térmica [$q''_{cond} = \frac{k}{L}(T_{sup\ int} - T_{sup\ ext})$];
10. Parte do fluxo de calor que chega à superfície externa do secador é transferida ao ar atmosférico externo por convecção [$k \frac{\partial T}{\partial x} = h_{ext}(T_{sup\ ext} - T_{\infty\ ext}) = q''_{conv\ ext}$];

11. Há troca de calor por radiação entre a superfície externa do secador e a sua vizinhança [$q''_{rad\ ext} = \epsilon\sigma(T_{sup\ ext}^4 - T_{viz}^4)$];
12. As paredes metálicas internas e externas do secador são consideradas como uma camada de alta condutividade com a mesma espessura das próprias placas metálicas.

Na Figura 14 é apresentado o esquema das condições de contorno térmicas adotadas para o modelo.

Figura 14 – Esquema representativo das condições de contorno térmicas



Fonte: O autor

3.3.2 Condições de Contorno Fluidodinâmicas

As seguintes condições de contorno fluidodinâmicas são adotadas para construção do modelo:

1. A vazão mássica de ar ambiente na entrada do secador é constante;
2. Há uma condição de contorno de simetria fluidodinâmica no plano longitudinal;
3. As paredes internas e externas do secador são impermeáveis;
4. Não há deslizamento do fluido em contato com as superfícies do secador (condição de não deslizamento);
5. O escoamento interno é considerado completamente desenvolvido;

3.4 Determinação do Tipo de escoamento Interno e Externo

O objetivo deste trabalho é analisar o escoamento de ar no interior do secador. Porém, sabe-se que as suas superfícies externas transferem calor para o ar ambiente por convecção e para a vizinhança por radiação. Assim, a determinação do tipo de escoamento interno e externo é um aspecto muito relevante para a criação do modelo.

3.4.1 Escoamento Interno

O escoamento interno é forçado devido à presença do ventilador na parte anterior do secador. O ventilador garante um escoamento de ar contínuo, evita a estagnação do ar em períodos sem radiação solar direta, e proporciona uma vazão mássica aproximadamente constante.

Oliveira (2014) realizou trabalhos experimentais, sem nenhum material na câmara de secagem, no próprio secador solar do CEFET-MG. Segundo o autor a vazão mássica é constante no secador quando o ventilador está em sua velocidade mínima. O valor da vazão mássica obtida experimentalmente é $(0,0022 \pm 0,0001)$ kg/s.

De acordo com Fox *et al.* (2014) a vazão mássica admitida no secador pode ser obtida através do cálculo da integral de superfície da equação (6),

$$\dot{m}_{ent} = - \int_{SC} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (6)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, \vec{V} é o vetor de velocidade em cada um dos elementos de área $d\vec{A}$ da superfície de controle (SC) da entrada de ar no secador. A integral deve ser calculada sobre toda a superfície de controle e o sinal negativo é introduzido para que a vazão mássica que entra no secador seja considerada positiva, já que os vetores \vec{V} e $d\vec{A}$ possuem sentidos opostos e, assim, seu produto interno fornece um valor negativo.

Para escoamentos incompressíveis, ρ não depende da posição e nem do tempo. Pode-se determinar o módulo da velocidade média do escoamento através de uma determinada área através da equação (7) (FOX *et al.*, 2014),

$$V_{méd} = \frac{1}{A} \left| \int_A \vec{V} \cdot d\vec{A} \right| \quad (7)$$

onde A é a área da seção de entrada ou saída do escoamento no volume de controle.

Desta forma, para escoamentos incompressíveis, a relação entre a vazão mássica que entra no secador e a velocidade média do escoamento na seção de entrada pode ser obtida através das equações (6) e (7), conforme exposto na equação (8),

$$\dot{m}_{ent} = \rho V_{méd} A \quad (8)$$

A convecção interna forçada pode ser do tipo turbulenta ou laminar de acordo com o número de Reynolds do escoamento. Segundo Çengel e Ghajar (2012) o número de Reynolds do escoamento forçado interno em dutos retangulares pode ser calculado através da equação (9),

$$Re = \frac{\rho V_{méd} D_h}{\mu} \quad (9)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, $V_{méd}$ é a velocidade média do escoamento, D_h é o diâmetro hidráulico do duto e μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

Os mesmos autores afirmam que o diâmetro hidráulico para o duto retangular pode ser obtido através da equação (10),

$$D_h = \frac{4A_{tr}}{p} = \frac{2ab}{a+b} \quad (10)$$

onde A_{tr} é a área da seção transversal do duto, p o seu perímetro e a e b são as dimensões internas horizontal e vertical respectivamente.

Para determinar se o escoamento é laminar ou turbulento, além do número de Reynolds, outros fatores tais como perturbações originadas nas rugosidades superficiais, vibrações do duto e flutuações do escoamento também influenciam no ponto de transição do escoamento laminar para turbulento. Porém, na maioria das situações práticas, a caracterização do escoamento em laminar, de transição ou turbulento leva em consideração apenas o número de Reynolds. Os valores práticos para a determinação do tipo de escoamento em tubos e dutos é: (ÇENGEL e CIMBALA, 2011).

- $Re \leq 2300$ (escoamento laminar);
- $2300 \leq Re \leq 4000$ (escoamento em transição);
- $Re \geq 4000$ (escoamento turbulento).

3.4.2 Escoamento externo

Conforme exposto na seção 3.4, o interesse principal deste trabalho é a análise numérica do escoamento interno do secador. Desta forma, a formulação e resolução do modelo utilizando o COMSOL *Multiphysics* para o escoamento externo faz-se necessário apenas a sua determinação como laminar ou turbulento. Caso o escoamento externo seja considerado turbulento é necessária a definição do valor da velocidade deste escoamento.

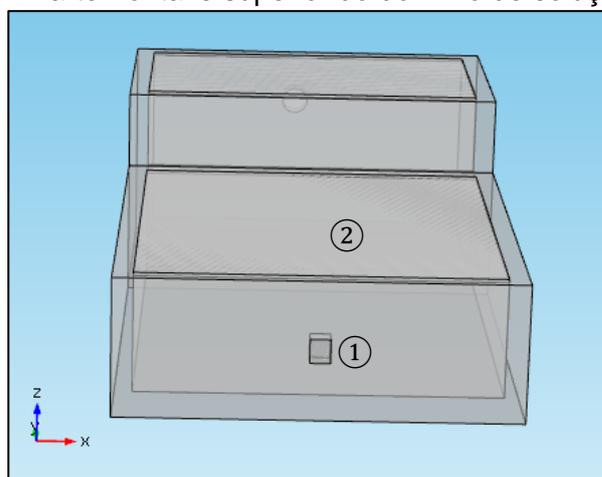
Visto que o secador em operação encontra-se em ambiente aberto e em virtude da incidência constante de ventos na região, o escoamento externo é considerado turbulento.

Prudente *et al.* (2006) analisaram o comportamento do vento na região metropolitana de Belo Horizonte. Através de dados experimentais colhidos na estação meteorológica automática do INMET (Instituto Nacional de Meteorologia), localizada no campus da PUC-MG (Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais) no município de Contagem, concluíram que a velocidade do vento atinge seu valor máximo diário na faixa horária entre às 11:00 e 13:00 em todos os períodos do ano. A velocidade média do vento varia entre 2,5 m/s e 3,5 m/s ao longo do ano.

3.5 Domínio da Solução

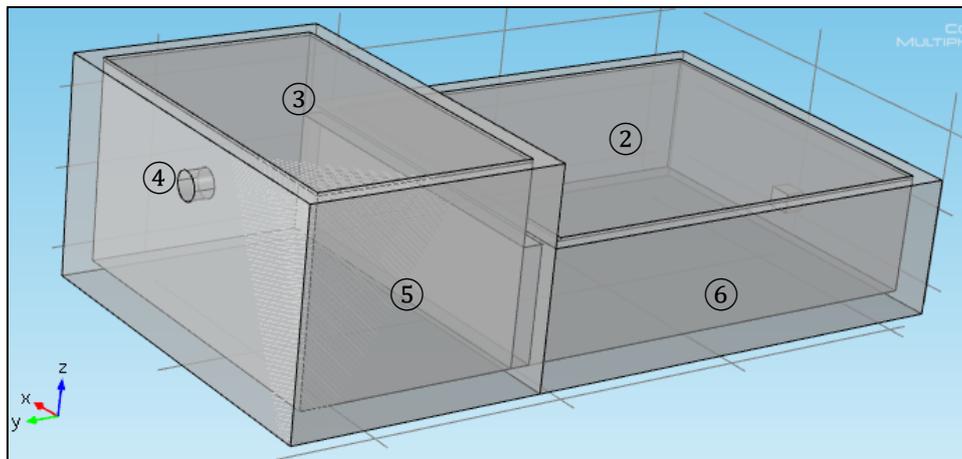
O domínio da solução deste trabalho é o secador solar do CEFET-MG, ilustrado nas Figuras 14 e 15. Tal domínio, por questão de simetria, compreende meia geometria do secador, obedecendo fidedignamente às dimensões interna e externa, bem como a metade da geometria simétrica real do secador solar.

Figura 15 – Parte frontal e superior do domínio de solução do secador solar



Fonte: O autor

Figura 16 – Parte lateral, superior e posterior do domínio de solução do secador solar



Fonte: O autor

- ①- Entrada de ar do secador; ②- Cobertura de vidro da placa absorvedora;
③- Cobertura de vidro da câmara de secagem; ④- Saída de ar do secador;
⑤- Superfície lateral, isolada termicamente, da câmara de secagem; ⑥- Superfície lateral, isolada termicamente, da câmara de absorção.

4 METODOLOGIA NUMÉRICA

O presente capítulo tem como objetivo apresentar os aspectos relativos ao programa COMSOL *Multiphysics* e a execução do modelo matemático proposto no mesmo.

4.1 Programa COMSOL

O Método de Elementos Finitos (FEM, sigla em inglês) é utilizado para resolver numericamente problemas de engenharia que possuem geometria e/ou condições de contorno complexas. O modelo matemático que descreve o comportamento do sistema é composto por um conjunto de equações diferenciais. O Método de Elementos Finitos é um método computacional adequado para resolução do conjunto de equações diferenciais governantes do modelo criado e obtenção da solução do problema.

O procedimento básico do FEM consiste em dividir a complexa geometria do problema em várias pequenas partes, denominados elementos, com geometria mais simples. Os elementos são conectados entre si através de pontos denominados nós. O conjunto formado pelos elementos e nós é chamado de malha. A geometria do elemento pode ter a forma triangular, quadrilátera, tetraédrica ou hexagonal (TABATABAIAN, 2014).

A divisão da geometria original em pequenos elementos mais simples permite obter a solução do problema geral a partir das soluções das equações governantes aplicadas aos diversos elementos. A aproximação dos valores das soluções para cada um dos elementos fornece uma solução aproximada para o problema geral. A precisão da solução através do FEM em relação à solução exata depende do número de elementos e nós obtidos na divisão da geometria original. Quanto maior o número de elementos e nós (elementos menores), maior será a precisão da solução. Porém, maior será a exigência computacional necessária para resolução das equações governantes nos diversos elementos (FISH e BELYTSCHKO, 2007).

COMSOL *Multiphysics* é um dos diversos *softwares* comerciais de simulação que utiliza o Método de Elementos Finitos para obtenção de uma solução aproximada para problemas complexos. Neste *software*, o usuário não precisa programar as equações que constituem o modelo matemático que descreve o problema. Cabe ao usuário definir e criar a geometria (domínio da solução), determinar os parâmetros físicos relevantes (equações diferenciais governantes), condições iniciais e de contorno adequadas, propriedades dos materiais constituintes dos diversos corpos envolvidos, tipo de malha necessária para o problema e análise dos resultados obtidos.

4.1.1 Geometria

O modelo geométrico tridimensional do secador solar do CEFET-MG foi criado no próprio *software* COMSOL *Multiphysics*.

Visto que o modelo apresenta simetria ao longo do comprimento do secador e visando a redução da demanda computacional necessária para a simulação do modelo, foi gerada a geometria de apenas uma das metades simétricas do secador.

Os valores relevantes para a construção da geometria do secador estão listados na Tabela 2.

Tabela 2 - Dimensões relevantes para construção da geometria do secador

Comprimento total do secador	1800 mm
Largura do secador	1000 mm
Altura do secador (região da placa absorvedora)	350 mm
Comprimento da região da placa absorvedora	1150 mm
Altura do secador (região da câmara de secagem)	550 mm
Comprimento da região da câmara de secagem	550 mm
Espessura das paredes do secador	50 mm
Dimensões da entrada retangular de ar do secador	50 mm x 60 mm
Diâmetro do tubo de saída do ar do secador	72 mm
Dimensões do vidro sobre a placa absorvedora	1090 mm x 890 mm
Dimensões do vidro da câmara de secagem	540 mm x 890 mm
Espessura das placas de vidro	8,0 mm

Fonte: O autor

4.1.2 Malha

A geração da malha discretiza o domínio da solução em vários pequenos elementos, permitindo a obtenção de uma solução aproximada para o problema através das soluções das equações governantes em cada um dos diversos elementos.

A malha gerada no *software*, para modelos 3D, na sua forma padrão, possui geometria tetraédrica e é aplicada a todos os domínios do problema, a saber: paredes do secador, fluxo de ar e placas de vidro.

A geração de malha no COMSOL *Multiphysics* pode ser feita pelo próprio programa através da opção *Physics-controlled mesh* ou pelo usuário através da opção *User-controlled mesh*.

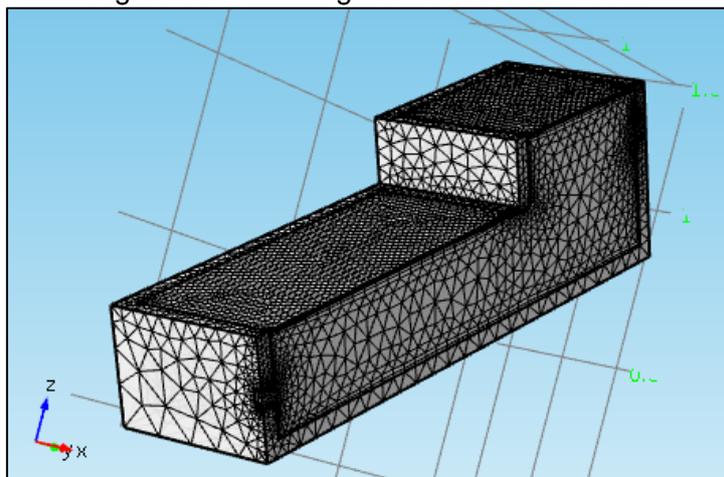
Ao optar pela geração da malha executada pelo próprio programa o usuário precisa definir o grau de refinamento da malha gerada pelo *software* no domínio da solução, ao todo são nove opções de refinamento da malha que o usuário pode escolher desde a mais grosseira (*Extremely coarse*) até a mais refinada (*Extremely fine*). Em todas as opções o tamanho da malha é reduzido nas regiões de borda e nas regiões de fronteira entre dois elementos distintos. Quanto mais refinada for a malha, maior o número de elementos gerados no domínio, menor a dimensão dos elementos, maior o custo computacional para solução do modelo e mais aproximado da solução real será o resultado obtido.

Através da opção *User-controlled mesh* o usuário poderá definir o tamanho que deseja para a malha em cada região do domínio de solução. Podendo assim refinar mais a malha em uma região específica de interesse enquanto permite que outra região que não apresente grande interesse possa ter uma malha mais grosseira.

Foi realizado o teste de malha, no qual a malha foi sendo refinada até que a solução aproximada para o problema não apresente variações.

Pode-se observar na Figura 17 o detalhe da malha gerada pelo COMSOL sobre todo o domínio de solução.

Figura 17 – Malha gerada no secador solar



Fonte: O autor

Na Tabela 3 é apresentado o número de elementos gerados no domínio da solução deste trabalho para algumas das opções do modo *Physics-controlled mesh*.

Tabela 3 - Número de elementos gerados em algumas das opções de refinamento da malha para o domínio da solução

Tamanho do elemento	Número de elementos
Mais grossa	40995
Grosseira	89635
Normal	193605

Fonte: O autor

4.2 Validação Experimental

Alguns dos resultados obtidos pela simulação numérica do modelo no COMSOL *Multiphysics* foram validados experimentalmente através da comparação direta destes resultados com resultados de um trabalho experimental anterior que teve como foco de estudo a secagem de materiais no secador solar do CEFET-MG. Os resultados que foram validados pela comparação com trabalhos experimentais são a temperatura e a umidade relativa do ar na seção de saída do secador. Os resultados experimentais foram obtidos através do trabalho de Oliveira (2014) em seus estudos sobre o comportamento térmico do escoamento do secador sem carga (sem material a ser secado).

4.3 Considerações Simplificadoras e Valores de Entrada

As simulações foram feitas para o secador vazio (sem material a ser secado). As condições climáticas simuladas são relativas ao fluxo de radiação solar incidente sobre a placa absorvedora, a temperatura do ar ambiente na entrada do secador e a umidade relativa do ar ambiente na seção de entrada do secador. Tais valores climáticos foram obtidos experimentalmente por Oliveira (2014), em seus ensaios sobre o secador solar do CEFET-MG sem carga. Os valores climáticos adotados das análises experimentais para a simulação restringiram-se à faixa horária de 11:00 às 13:00, tomando-se um valor médio para cada uma das grandezas climáticas citadas em tal intervalo de tempo. Os dados experimentais escolhidos para simular neste trabalho são relativos a um dia em que os valores obtidos apresentaram uma maior estabilidade na faixa horária anteriormente citada, dia de céu claro. A faixa horária avaliada corresponde ao período diário onde a radiação solar incidente é máxima e seu valor apresenta maior estabilidade.

A vazão mássica do ar ambiente na entrada do secador é considerada constante e adotou-se o valor mínimo de $\dot{m}_{ent} = 0,0022$ kg/s, obtida experimentalmente por Oliveira (2014). Para esta vazão, os dados experimentais disponíveis estavam mais detalhados. Visto que a simulação foi realizada apenas sobre a metade simétrica do domínio da solução, o valor da vazão mássica introduzido no modelo foi $\dot{m}_{ent} = 0,0011$ kg/s.

A velocidade do escoamento do ar externo é considerada constante, com o valor de $U_{ext} = 3,0$ m/s. Tal valor é obtido tomando o valor médio dos resultados experimentais para a velocidade média do vento relatados por Prudente *et al.* (2006), conforme descrito na seção 3.4.2 deste trabalho. O secador solar fica em ambiente aberto e em local afastado de grandes construções.

Visando a simplificação do problema e a redução da demanda computacional, as paredes do secador foram consideradas inteiramente constituídas pela lâ de vidro na construção da geometria. As superfícies metálicas que revestem o secador são consideradas, no programa, como uma camada altamente condutora, com a mesma espessura das chapas metálicas reais que revestem o secador. Segundo Çengel e Ghajar (2012) os valores da condutividade térmica, da massa específica e do calor específico do aço carbono AISI 1010 à temperatura de 300 K são iguais, respectivamente, a: $k = 63,9$ (W/m·K), $\rho = 7832$ (kg/m³), $c_p = 433$ (J/kg·K).

Outra simplificação visando à redução da demanda computacional é a consideração do fluxo de radiação solar média incidente (G) como um fluxo de calor constante

gerado na superfície da placa absorvedora. As atenuações devidas à transmissividade da placa de vidro e a absorvidade do revestimento da placa absorvedora foram consideradas no cálculo do fluxo de calor que efetivamente é gerado na superfície da placa absorvedora. O fluxo de calor na placa foi obtido da seguinte maneira: $q'' = \alpha_s \tau_v G$.

De acordo com Çengel e Ghajar (2012) a transmissividade de uma placa de vidro comum de 8,0 mm de espessura é $\tau_v = 0,75$. Os mesmos autores afirmam que uma superfície revestida de tinta, na cor preto fosco, possui absorvidade solar de $\alpha_s = 0,98$ e emissividade de $\varepsilon = 0,98$.

Entretanto, medições diretas da transmissividade do vidro, utilizando um piranômetro, mostraram que a transmissividade dos vidros utilizados no secador é de $\tau_v = 0,86$.

Os valores de entrada utilizados para a simulação e validação do modelo são demonstrados na Tabela 4.

Tabela 4 – Valores relevantes e de entrada para a simulação no COMSOL

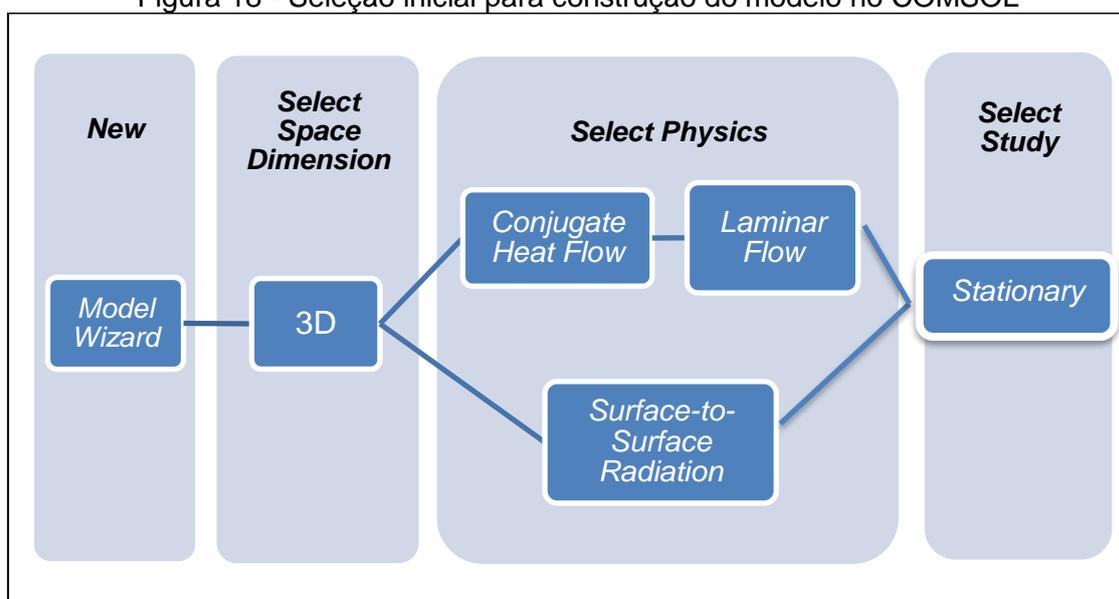
Parâmetros relevantes	Simulação
Fluxo de calor efetivo na superfície da placa absorvedora	773 (W/m ²)
Temperatura do ar na entrada do secador	31,1°C
Umidade relativa do ar na entrada do secador	27%
Vazão mássica do ar na entrada do secador (simulação para metade da geometria total)	0,0011 (kg/s)
Velocidade do escoamento de ar externo	3,0 (m/s)
Condutividade da lã de vidro	0,15 [W/(m·K)]
Espessura da lã de vidro	50 (mm)
Massa específica da lã de vidro	40 (kg/m ³)
Calor específico da lã de vidro	850 [J/(kg·K)]
Emissividade da superfície externa	0,98
Absortividade da placa absorvedora	0,98
Transmissividade do vidro	0,86
Condutividade da camada superficial condutora	63,9 [W/(m·K)]
Massa específica da camada superficial condutora	7832 (kg/m ³)
Calor específico da camada superficial condutora	434 [J/(kg·K)]

Fonte: O autor

4.4 Físicas Utilizadas na Simulação do Modelo no COMSOL

Através da Figura 18 pode-se identificar o caminho inicial selecionado no programa COMSOL *Multiphysics* para acessar a tela de construção efetiva do modelo, denominada *Model Builder*. A saber: tipo de modelo, dimensão espacial, físicas utilizadas e tipo de estudo a ser utilizado.

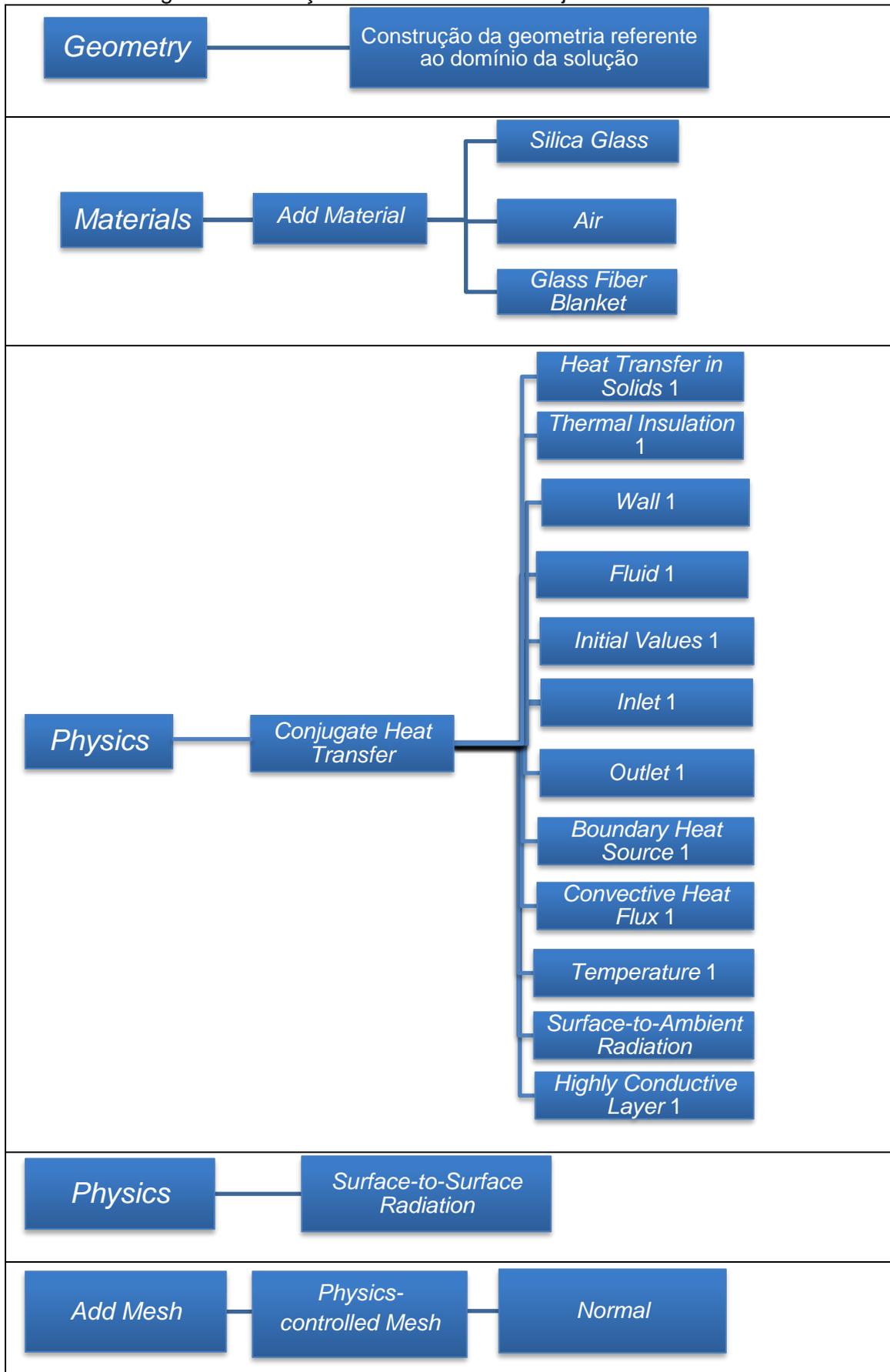
Figura 18 - Seleção inicial para construção do modelo no COMSOL



Fonte: O autor

Dentro da janela *Model Builder* a construção do modelo obedece a seguinte sequência: construção da geometria (*Geometry*), seleção dos materiais que constituem o objeto modelado (*Materials*), geração dos modelos físicos a serem analisados na simulação, condições de contorno empregadas e inserção dos valores iniciais das grandezas relacionadas são realizadas em *Select Physics*, geração da malha (*Mesh*) e simulação do modelo criado (*Study*).

Uma representação do caminho selecionado para a construção do modelo na janela *Model Builder* pode ser observado através da Figura 19.

Figura 19 – Criação do modelo dentro da janela *Model Builder*

Fonte: O autor

4.5 Análise Paramétrica

Após a validação experimental foi realizada uma análise paramétrica para determinar o comportamento térmico do secador solar em diferentes condições de fluxo de radiação solar incidente e vazão mássica de ar na entrada do secador. A análise paramétrica foi realizada através de simulações numéricas alterando, em cada simulação, a vazão mássica de ar no interior do secador e o fluxo de radiação solar incidente sobre o mesmo. Como forma de simplificação, utilizando o mesmo critério da simulação numérica para a validação experimental, o fluxo de radiação solar incidente é considerado como um fluxo de calor gerado sobre a placa absorvedora. Em cada uma das simulações tanto a vazão mássica, bem como o fluxo de calor sobre a placa absorvedora foram mantidos constantes. Os demais parâmetros utilizados nas simulações da análise paramétrica são idênticos aos parâmetros utilizados na simulação para a validação experimental. Foram realizadas nove simulações numéricas para a análise paramétrica. Os valores simulados para o fluxo de calor na placa absorvedora e vazão mássica de ar na entrada do secador são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 - Vazão mássica e fluxo de calor incidente para a análise paramétrica

Simulação	Fluxo de calor na placa absorvedora (W/m ²)	Vazão mássica (kg/s)
1	311	0,0075
2	311	0,0100
3	311	0,0150
4	466	0,0075
5	466	0,0100
6	466	0,0150
7	622	0,0075
8	622	0,0100
9	622	0,0150

Fonte: O autor

4.6 Condições Ambientais e Resultados Experimentais

Os valores das propriedades ambientais e os resultados utilizados para a validação do modelo foram extraídos de Oliveira (2014), em seus trabalhos experimentais realizados no secador solar do CEFET-MG sem carga.

Para a simulação do modelo, os dados climáticos experimentais relevantes adotados são: radiação solar hemisférica, temperatura ambiente do ar e umidade relativa do ar. Os valores utilizados na simulação foram obtidos calculando-se a média dos valores climáticos obtidos experimentalmente na faixa horária entre 11:00 e 13:00 horas, em dia de céu limpo. Tal faixa horária foi escolhida por apresentar uma menor variação nos valores das condições climáticas, especialmente a radiação solar.

Os resultados experimentais relevantes para a validação do modelo são: temperatura do ar de secagem e umidade relativa do ar, ambos os valores obtidos através de medição direta no canal de saída do secador solar. É importante ressaltar que todos os resultados experimentais foram coletados do experimento com o secador vazio (sem material a ser secado).

Oliveira (2014) realizou medições experimentais da temperatura e umidade do ar na entrada do secador, fluxo de radiação solar incidente no plano do coletor, temperatura e umidade do ar na saída do secador. As medições foram realizadas simultaneamente utilizando os seguintes equipamentos: dois termo-higrômetros (medição da temperatura e da umidade relativa do ar na entrada e na saída do secador) e um piranômetro (medição da radiação solar incidente sobre o secador).

As incertezas dos aparelhos de medição foram detalhadas em Oliveira (2014), sendo as incertezas dos termo-higrômetros de 3% para as medidas de umidade relativa e de 1°C para as medidas de temperatura. O piranômetro possui uma incerteza de 1% para a medição do fluxo de radiação solar incidente.

Os valores dos dados climáticos, bem como os resultados relevantes obtidos no trabalho experimental citado são apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 – Dados climáticos e resultados experimentais

Trabalho	Vazão mássica (kg/s)	Radiação Solar Incidente (W/m ²)	Temperatura Ambiente (°C)	Umidade Relativa do Ar Ambiente (%)	Temperatura do Ar na Saída do Secador (°C)	Umidade Relativa do Ar na Saída do Secador (%)
Oliveira (2014)	0,0022	995	31,1	27	87,4	0,9

Fonte: Oliveira (2014)

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O presente capítulo deste trabalho detalha os resultados numéricos obtidos através da simulação do modelo criado para o secador solar ativo misto em estudo. Realiza-se também a análise de tais resultados e sua validação através da comparação dos mesmos com resultados experimentais obtidos nas mesmas condições ambientais e de operação.

Ainda neste capítulo, são apresentados e discutidos os resultados das simulações numéricas realizadas para a análise paramétrica do modelo criado para o escoamento e transferência de calor do fluxo de ar no interior do secador.

5.1 Resultados Numéricos Para a Validação Experimental

A validação experimental do modelo é realizada comparando-se os resultados obtidos através da simulação numérica no *software* COMSOL *Multiphysics* com os resultados experimentais obtidos por Oliveira (2014) nas mesmas condições climáticas e de operação.

Os dados experimentais disponíveis para a validação experimental são a temperatura do ar e a sua umidade relativa na seção de saída do secador. Tais valores foram obtidos para uma vazão mássica de 0,0022kg/s na seção de entrada do secador. Lembrando que o valor da vazão mássica simulada foi 0,0011kg/s, já que a simulação foi realizada na metade simétrica da geometria real do secador.

Os valores obtidos, através da simulação numérica, para a temperatura do ar e sua umidade relativa na seção de saída do secador estão demonstrados na Tabela 7.

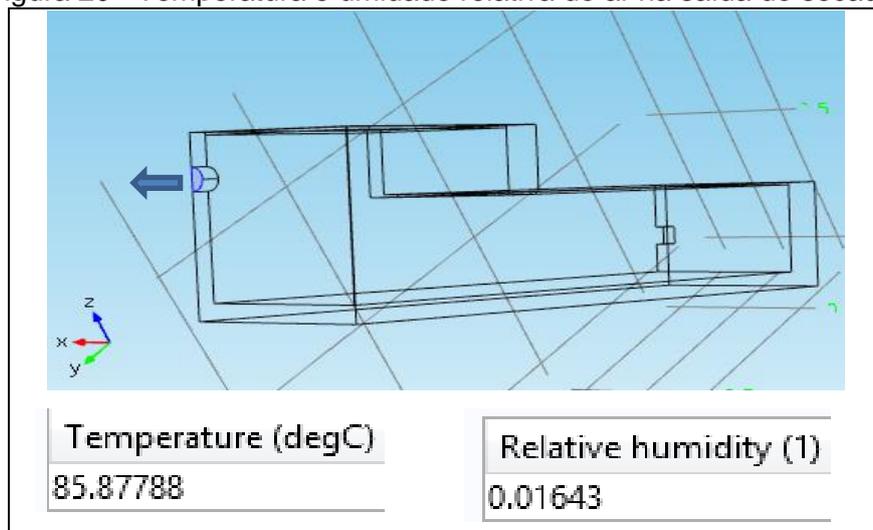
Tabela 7 - Temperatura e umidade relativa do ar na seção de saída do secador

Simulação	Temperatura do ar na saída do secador (°C)	Umidade relativa do ar na saída do secador (%)
Validação Experimental	85,9	1,64
Resultado Experimental	87,4 ± 1,0	0,9 ± 3,0

Fonte: O autor

Pode-se observar, através da Figura 20, a seção de saída do secador, bem como os valores dos resultados gerados pela simulação numérica para a validação experimental da temperatura (em graus Celsius) e umidade relativa do ar (na forma decimal e não percentual) no canal de saída do secador.

Figura 20 - Temperatura e umidade relativa do ar na saída do secador



Fonte: O autor

5.2 Comparação Entre Resultados Experimentais e Numéricos

A comparação direta entre os valores experimentais e numéricos mostra uma grade aproximação entre os valores relativos à temperatura. A temperatura na saída do secador ($T = 85,9^{\circ}\text{C}$), obtida através da simulação numérica, é cerca de 1,72% menor que a temperatura na saída do secador obtida experimentalmente.

Os valores das umidades relativas do ar de secagem obtidos para os casos experimental e simulado na saída do secador são pequenos, menores que 2,0%. Sendo o valor da umidade relativa para o caso simulado maior que o valor obtido experimentalmente.

É importante ressaltar que o valor simulado para a umidade relativa encontra-se dentro da faixa de incerteza do termo-higrômetro para a medição desta grandeza experimentalmente (incerteza na umidade relativa experimental: $\pm 3\%$). O valor simulado da temperatura encontra-se pouco abaixo da faixa de incerteza do termo-higrômetro para a medição experimental da temperatura (incerteza na temperatura experimental: $\pm 1^{\circ}\text{C}$). Para o resultado obtido experimentalmente da temperatura do ar na saída do secador é relevante destacar, ainda, que seu valor depende fortemente da radiação solar incidente sobre a placa absorvedora. Assim, a faixa de incerteza para a medição experimental da temperatura é ampliada levando-se em consideração a incerteza do piranômetro de $\pm 1\%$.

A proximidade dos valores experimentais e simulados demonstram que na faixa horária de 11:00 às 13:00, intervalo no qual o fluxo de radiação solar apresenta grande

estabilidade, o processo real, em regime transiente, pode ser aproximado por um processo em regime permanente, tomando-se os valores médios para o fluxo de radiação solar incidente, temperatura e umidade relativa do ar ambiente na entrada do secador na faixa horária especificada.

5.3 Outros Resultados Oriundos da Simulação Para Validação Experimental

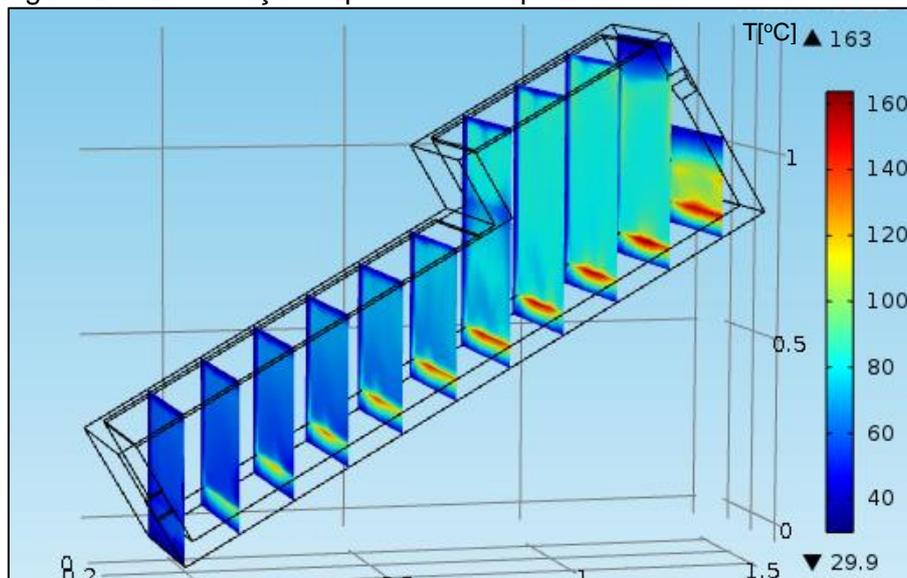
Pode-se observar através das Figuras 21 e 22 o campo de temperatura do secador ao longo do seu comprimento para seu volume completo (estrutura isolante externa, coberturas de vidro e ar interno de secagem).

Como esperado, as maiores temperaturas alcançadas no interior do secador encontram-se na superfície da placa absorvedora. Nota-se também que a temperatura da placa absorvedora aumenta ao longo do comprimento do secador. Tal resultado demonstra que ocorre uma maior taxa transferência de calor entre a parte inicial da placa absorvedora e o ar de secagem em comparação com a parte posterior da mesma. Corroborando com a Lei de Resfriamento de Newton, a transferência de calor é mais intensa para maiores diferenças de temperatura entre a superfície e o fluido, justamente o observado na entrada do escoamento do secador.

Através da Figura 21, pode-se observar também que a temperatura do ar é uniforme e bastante elevada na região da câmara de secagem. Tais características permitem uma secagem mais rápida e eficiente, além de uma secagem mais uniforme dos produtos dispostos ao longo da câmara.

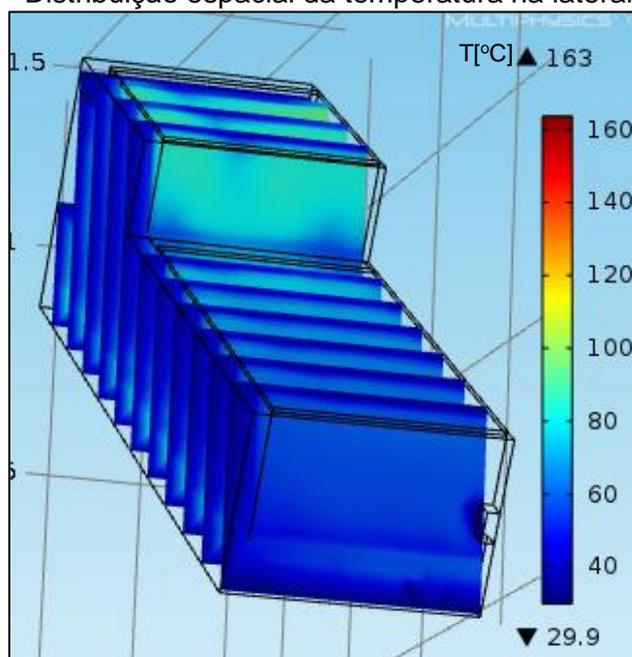
O bom desempenho do isolamento térmico é outro parâmetro importante que pode ser observado através da Figura 22. Quanto maior o grau de isolamento térmico do secador, menor a sua perda de calor para o ambiente e maior será sua eficiência.

Figura 21 - Distribuição espacial da temperatura no interior do secador



Fonte: O autor

Figura 22 - Distribuição espacial da temperatura na lateral do secador



Fonte: O autor

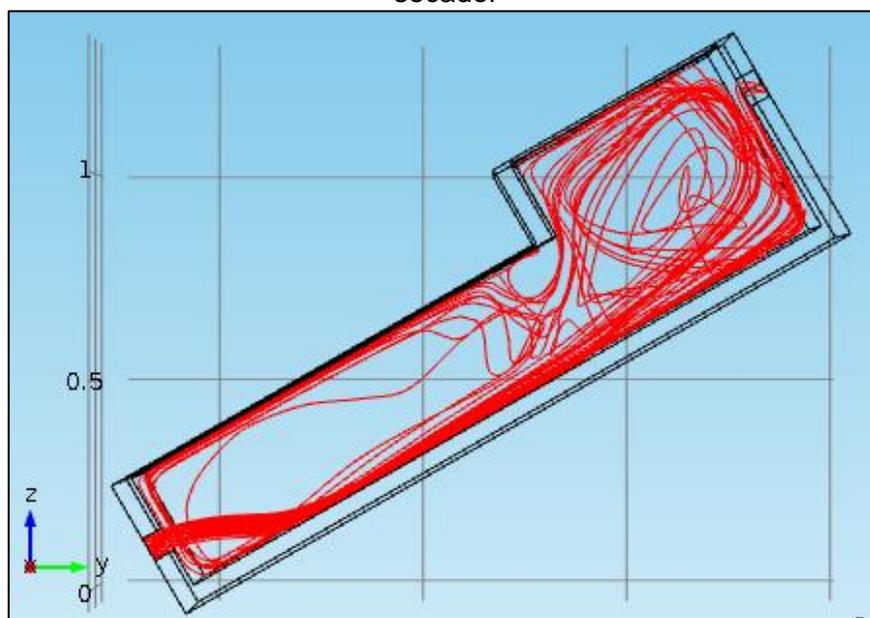
A trajetória seguida pelas linhas de corrente do fluxo de ar forçado, admitido no secador, no interior do mesmo pode ser observada através das Figuras 23 e 24.

A vista lateral do secador, Figura 23, permite concluir que o fluxo de ar admitido no secador realiza, rapidamente, uma trajetória descendente, em virtude da maior massa específica do ar admitido em relação ao ar que já se encontra no interior do secador e, posteriormente, escoar sobre a placa absorvedora recebendo calor desta. Na parte

final da placa absorvedora o ar já aquecido executa um movimento ascendente, paralelo à superfície posterior do secador, alcançando a câmara de secagem. Observa-se também que a maior parte do ar que chega à câmara recircula pelo interior do secador.

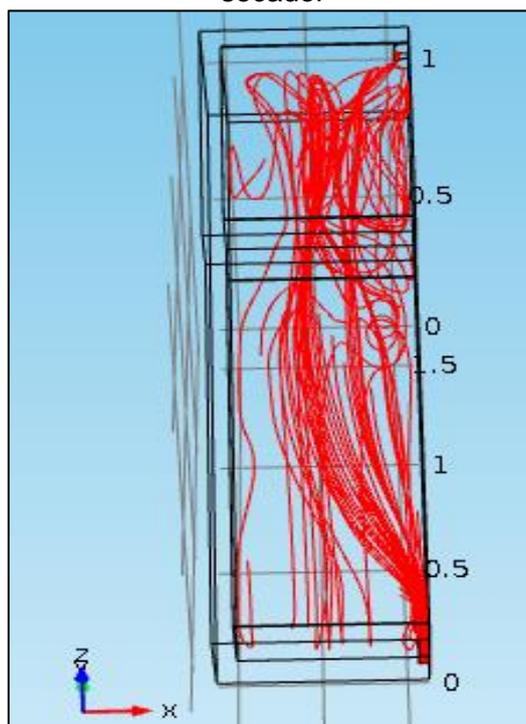
Através da vista superior do secador, Figura 24, observa-se que o fluxo de ar admitido no secador espalha-se ao longo do eixo x (observar o sistema de coordenadas na figura). Porém, seu escoamento se restringe, basicamente, sobre a região central da placa absorvedora. Assim, a capacidade de transferência de calor da placa absorvedora ao ar de secagem não é aproveitada ao máximo.

Figura 23 – Vista lateral das linhas de corrente do escoamento de ar no interior do secador



Fonte: O autor

Figura 24 - Vista superior das linhas de corrente do escoamento de ar no interior do secador

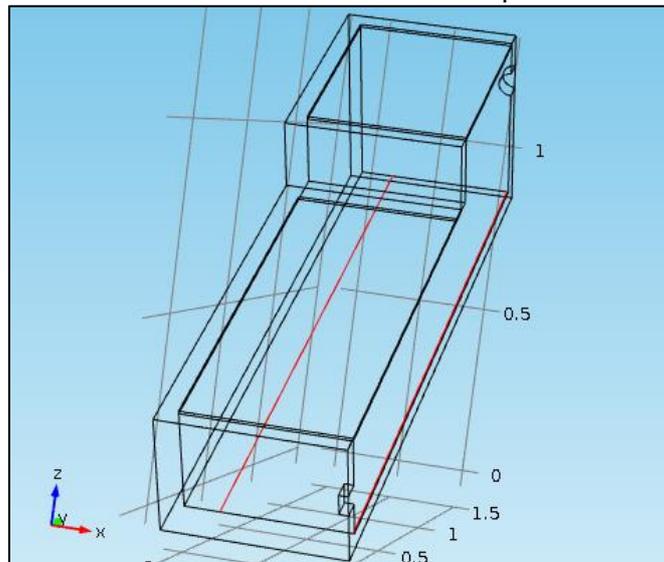


Fonte: O autor

Para determinar a forma com que o ar é aquecido à medida que o mesmo escoava sobre a superfície da placa absorvedora, foi gerado um gráfico temperatura do ar pelo comprimento da placa [$T(^{\circ}\text{C}) \times L(\text{m})$]. Este gráfico representa a variação da temperatura do ar em relação ao comprimento da placa absorvedora na linha central do secador (linha azul) e a uma distância de 3,0 cm acima da referida placa. Visando a compreensão de como ocorre a transferência de calor para o ar nas superfícies laterais do secador, foi traçada no mesmo gráfico, a variação da temperatura sobre uma reta paralela à linha central e a uma distância de 10,0 cm da parede lateral do secador (linha verde).

Podem-se observar por meio da Figura 25, as linhas central e lateral sobre as quais foram avaliadas as variações das temperaturas do ar ao longo do comprimento do secador.

Figura 25 - Linhas central e lateral sobre a placa absorvedora

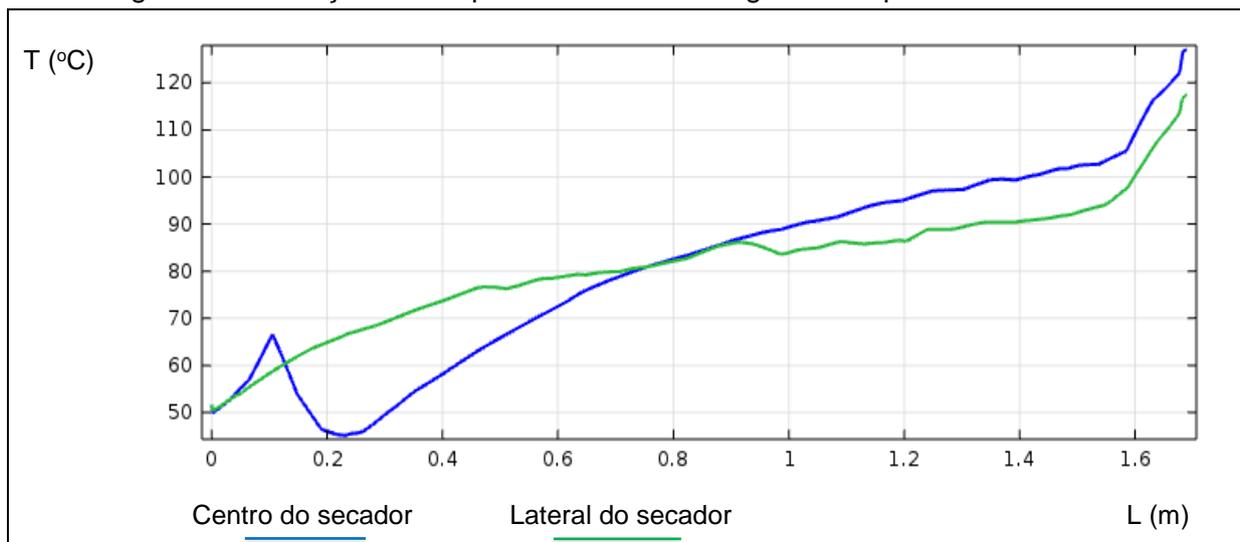


Fonte: O autor

Através da análise do gráfico da Figura 26, percebe-se uma variação abrupta da temperatura do ar que escoou pela linha central, na primeira parte da placa ($L < 0,2\text{m}$), que é causada pelo ar oriundo da recirculação. Comparando as Figuras 23 e 25, percebe-se que o fluxo de ar admitido no secador entra em contato com a placa absorvedora pouco além de $L = 0,2\text{m}$. Após este ponto, o fluxo de ar na linha central tem sua temperatura aumentada constantemente e, conforme esperado, a taxa de aumento da temperatura do ar diminui à medida que o fluxo avança em direção à parte posterior do secador. O crescimento abrupto da temperatura do ar na parte final do secador ($L > 1,6\text{m}$) se deve à retenção do fluxo em virtude do mesmo alcançar a parede posterior do secador.

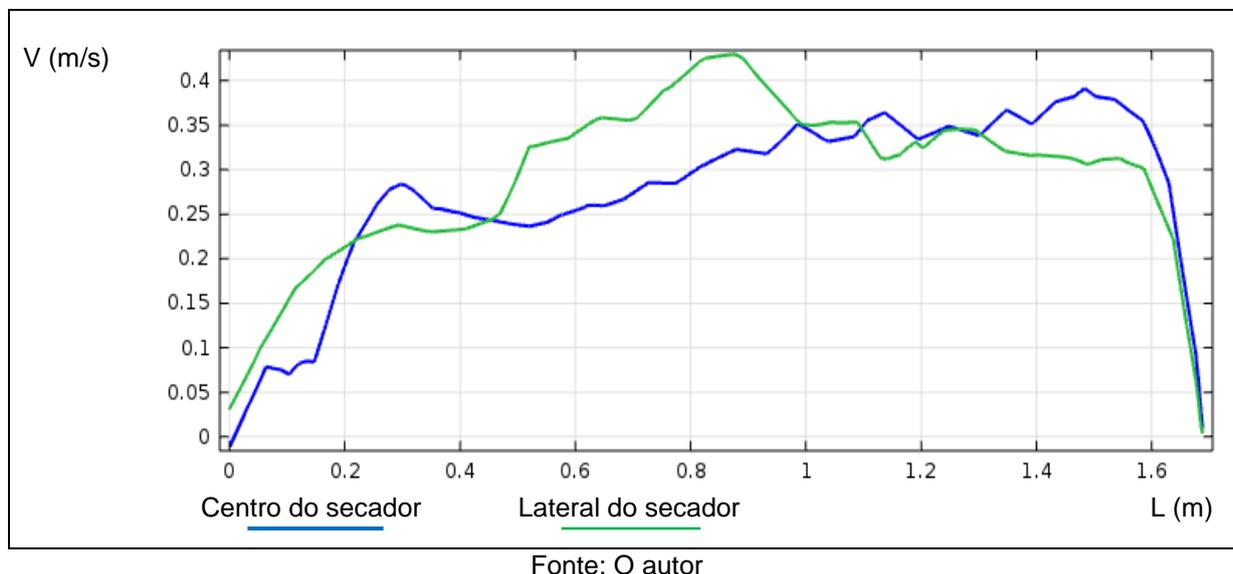
A análise da variação da temperatura ao longo da linha próxima à parede do secador (linha verde) indica que nesta região ocorre a influência do ar de recirculação. O ar nesta região se encontra a uma temperatura mais elevada na primeira metade do comprimento da placa absorvedora ($L < 0,8\text{m}$) em comparação com o gráfico da linha central do secador. Observa-se também que o aumento da temperatura do ar ao longo da linha lateral é menos intenso que na parte central. Tal fato evidencia o baixo aproveitamento da energia térmica disponível na superfície da placa para aquecimento do ar.

Figura 26 - Variação da temperatura do ar ao longo do comprimento do secador



Por meio da Figura 27 pode-se observar a variação da velocidade total do fluxo de ar sobre as mesmas duas linhas, central (azul) e lateral (verde), logo acima da placa absorvedora do secador.

Figura 27 – Variação da velocidade do ar ao longo do comprimento do secador

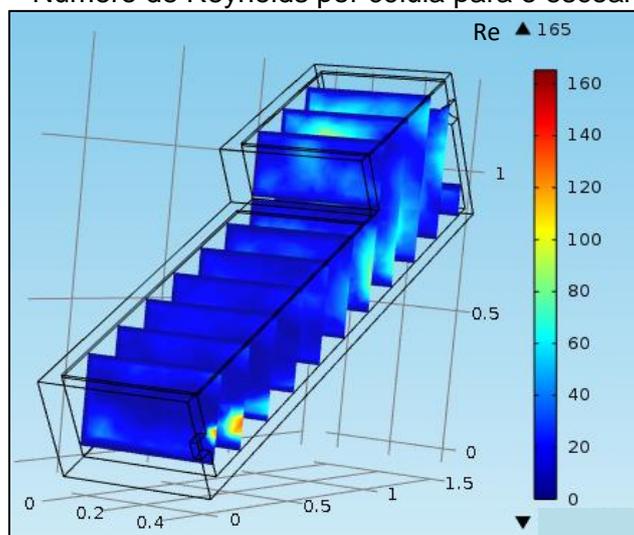


Verifica-se, na Figura 27, que a velocidade total do ar sobre as duas linhas varia de maneira similar, sendo que a velocidade do ar sobre a linha lateral é superior à velocidade do ar na linha central entre $0,50\text{m} < L < 1,00\text{m}$. Através da análise dos gráficos das Figuras 26 e 27 percebe-se que mesmo com o escoamento tendo velocidades aproximadas para ambas as linhas, a taxa de aumento da temperatura do

ar para o fluxo na linha central é superior em comparação à mesma taxa na linha lateral. Além disso, pode-se observar pela distribuição espacial da temperatura do secador, Figura 21, que a temperatura superficial da placa absorvedora é mais elevada nas laterais que na região central. Assim, pode-se concluir que enquanto a região central da placa absorvedora é utilizada para aquecer o fluxo de ar admitido no secador, ar a menor temperatura, as regiões laterais da placa absorvedora transferem calor para um ar a maior temperatura. Provavelmente o ar que escoar nas regiões laterais da placa é formado pela mistura do fluxo de ar que recircula pelo secador, oriundo da câmara de secagem, e de massas de ar em convecção natural na região da placa absorvedora. De acordo com a Lei de Resfriamento de Newton, a taxa de transferência de calor entre a superfície e o fluido é proporcional à diferença de temperatura entre ambos. Assim, na região central da placa, a transferência de calor para o fluxo de ar é maximizada. Nas laterais da placa a transferência de calor para o ar não é tão efetiva, e um melhor aproveitamento desta energia disponível pode auxiliar no aumento da eficiência do secador.

Outro ponto relevante na análise dos gráficos da Figura 27 é o baixo valor da velocidade do fluxo de ar tanto para a linha central, como para a linha lateral. Desta forma, pode ser observado através da Figura 28 o valor do número de Reynolds por célula para algumas seções do fluxo de ar no secador. Tal número caracteriza o número de Reynolds dentro de cada elemento discretizado do modelo. O comprimento característico para o cálculo do número de Reynolds por célula é a raiz cúbica do volume do próprio elemento, para modelos em 3D.

Figura 28 – Número de Reynolds por célula para o escoamento de ar



Fonte: O autor

Através da Figura 28, percebe-se que o número de Reynolds para o escoamento possui um valor máximo de 163 na região de entrada do secador, para as demais regiões este valor fica abaixo de 80. Desta forma, a hipótese simplificadora de escoamento laminar assumida na seção 3.2 fica confirmada.

5.4 Resultados das Simulações Para a Análise Paramétrica

Na Tabela 8 estão listados os resultados obtidos para a temperatura e umidade relativa do ar na saída do secador para as simulações realizadas para a análise numérica do secador, utilizando como valores de entrada para a vazão mássica e fluxo de calor na placa absorvedora os dados apresentados na Tabela 5.

Tabela 8 - Temperatura e umidade relativa do ar na saída do secador

Simulação	Fluxo de calor na placa absorvedora (W/m ²)	Vazão mássica (kg/s)	Temperatura do ar na saída do secador (°C)	Umidade relativa do ar na saída do secador (%)
1	311	0,0075	40,1	9,30
2	311	0,0100	38,5	10,03
3	311	0,0150	36,9	10,90
4	466	0,0075	45,6	7,10
5	466	0,0100	42,9	8,07
6	466	0,0150	40,3	9,17
7	622	0,0075	49,8	5,81
8	622	0,0100	47,9	6,37
9	622	0,0150	43,9	7,68

Fonte: O autor

Pode-se observar, por meio da Tabela 8, que para a obtenção de uma alta temperatura e baixa umidade relativa do ar de secagem, parâmetros mais importante no processo de secagem, é necessária a combinação de elevado fluxo térmico sobre a placa absorvedora e baixa vazão mássica.

Desta forma, para obter uma maior eficiência durante o processo de secagem, é recomendável que a vazão mássica de ar na entrada do secador seja variável de acordo com a radiação solar incidente sobre a placa absorvedora para que se possa

obter valores mais constantes da temperatura e umidade relativa do ar na região da câmara secagem.

Constata-se, através da comparação dos valores listados na Tabela 8, que tanto a temperatura do ar quanto a sua umidade relativa na região de saída do secador dependem mais fortemente da radiação solar incidente na placa absorvedora do que da vazão mássica do ar na entrada do secador. Tal conclusão pode ser realizada observando-se que para um mesmo valor do fluxo de calor na placa absorvedora, a maior variação da temperatura do ar na seção de saída ao se dobrar a vazão mássica na seção de entrada do secador foi $\Delta T_{ar\ saída} = -5,9^{\circ}\text{C}$ (simulações 7 e 9). Para a umidade relativa do ar na seção de saída a maior variação obtida foi $\Delta UR_{ar\ saída} = +2,07\%$ (simulações 4 e 6), para um mesmo valor do fluxo de calor na placa absorvedora e duplicando-se a vazão mássica. Agora, mantendo-se o mesmo valor de vazão mássica de ar na entrada do secador e duplicando-se o valor do fluxo de calor na placa absorvedora, as máximas variações para a temperatura e umidade relativa do ar na seção de saída são: $\Delta T_{ar\ saída} = +9,7^{\circ}\text{C}$ (simulações 1 e 7) e $\Delta UR_{ar\ saída} = -3,49\%$ (simulações 1 e 7).

A temperatura ideal do ar de secagem depende do produto a ser secado. Normalmente, para a secagem de produtos inorgânicos é preferível que o ar de secagem tenha a maior temperatura possível. Desta forma, dentre os casos estudados, o mais adequado para a secagem de produtos inorgânicos seria aquele obtido na simulação 7, cuja temperatura do ar na saída do secador atingiu o valor máximo de $49,8^{\circ}\text{C}$ e a mínima umidade relativa do ar obtida na mesma seção foi $5,81\%$.

Segundo Silva (2008), é universalmente aceito que a temperatura de secagem de sementes não deve ser superior a 40°C . O excesso de temperatura do ar de secagem em produtos agrícolas pode originar alguns inconvenientes que afetam as características dos grãos. Podendo comprometer a capacidade de germinação do mesmo, alterar seu conteúdo energético, a consistência e a cor do grão. Tendo em vista o limite de temperatura descrito por Silva (2008), quatro dos casos analisados são viáveis para a secagem de sementes, simulações 1, 2, 3 e 6, cujos valores de temperaturas estão abaixo ou bem próximos ao máximo valor citado pelo autor e cujas umidades relativas encontram-se abaixo de 10% .

O pior caso para secagem de materiais inorgânicos seria o obtido através da simulação 3. Nesta, foram encontradas a menor temperatura para o ar na saída do secador (36,9°C) e a maior umidade relativa para o ar na mesma seção (10,90%).

Desta forma, a melhor condição de operação para o secador solar depende do tipo de produto que está sendo secado. Para a secagem de materiais inorgânicos é mais indicado utilizar vazões menores para que o ar de secagem possa ter elevada temperatura e baixa umidade relativa na região da câmara de secagem. Na secagem de produtos orgânicos é preferível a utilização de vazões maiores, evitando-se assim o excesso de temperatura do ar de secagem. A vazão mássica na entrada do secador deve variar de acordo com a temperatura de secagem indicada para o produto específico, bem como para compensar a variação da radiação solar que incide sobre a placa absorvedora.

5.5 Outros Resultados Oriundos das Simulações Para a Análise Paramétrica

Alguns resultados importantes e que podem auxiliar no aumento da eficiência e da qualidade dos produtos secados, tais como: a trajetória do fluxo de ar ao longo do secador, recirculação do ar de secagem, temperatura do ar na região da câmara de secagem e distribuição de temperatura ao longo do comprimento do secador são abordados nesta seção.

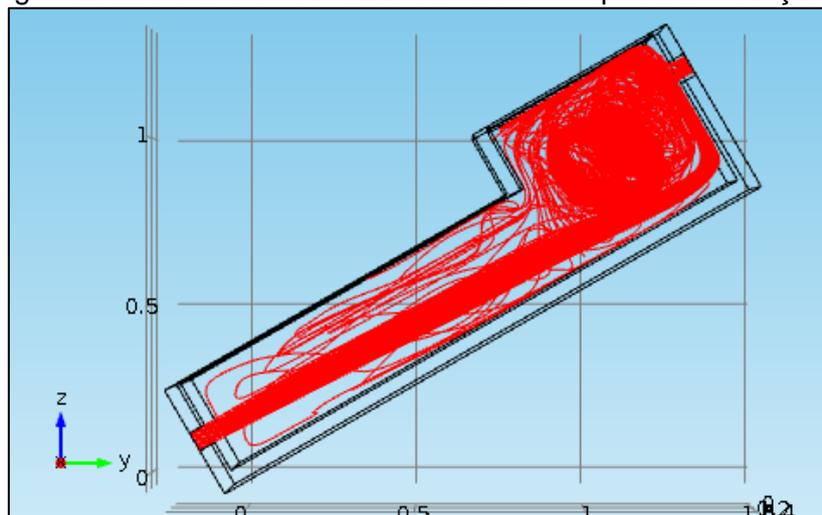
5.5.1 Trajetória do fluxo de ar ao longo do secador

Uma característica importante e que influi diretamente na eficiência do secador é a trajetória seguida pelo fluxo de ar no interior do mesmo.

A situação ideal, que maximizaria a eficiência do secador, é uma distribuição mais homogênea do fluxo de ar sobre toda a superfície da placa absorvedora. Assim, toda a área de coleta de energia da placa estaria contribuindo para o aquecimento do ar de secagem.

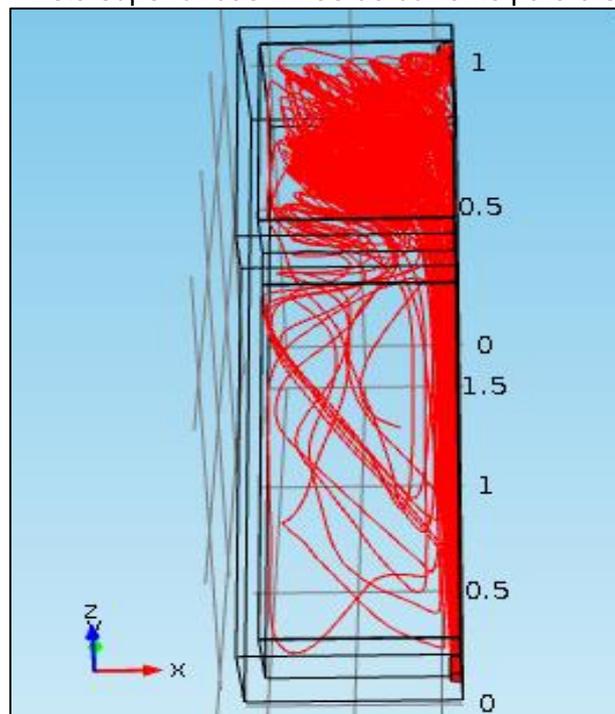
As trajetórias seguidas pelas linhas de corrente do escoamento de ar forçado no interior do secador, para as simulações 1, 5 e 9, que apresentam diferentes valores para a vazão mássica e fluxo de calor na placa absorvedora podem ser observadas nas Figuras 29 e 30 (vistas lateral e superior para a simulação 1, $\dot{m} = 0,0075$ kg/s), Figuras 31 e 32 (vistas lateral e superior para a simulação 5, $\dot{m} = 0,0100$ kg/s) e Figuras 33 e 34 (vistas lateral e superior para a simulação 9, $\dot{m} = 0,0150$ kg/s).

Figura 29 - Vista lateral das linhas de corrente para a simulação 1



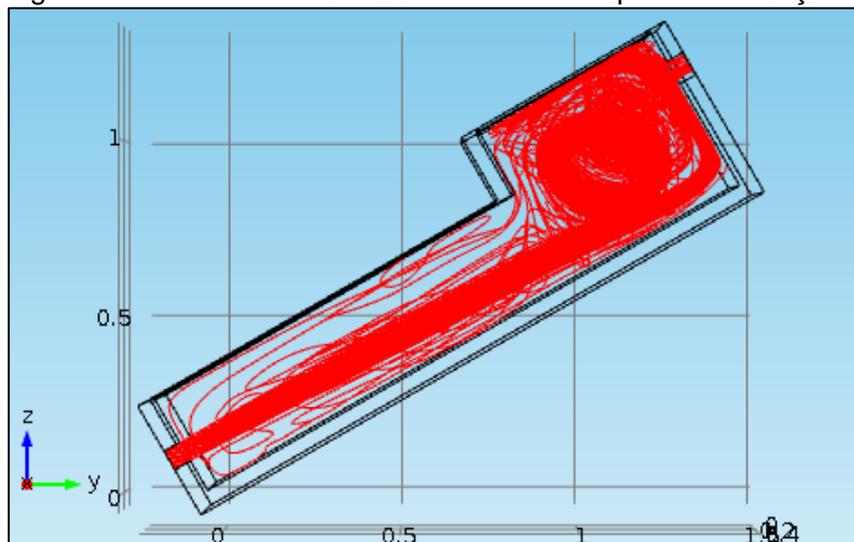
Fonte: O autor

Figura 30 - Vista superior das linhas de corrente para a simulação 1



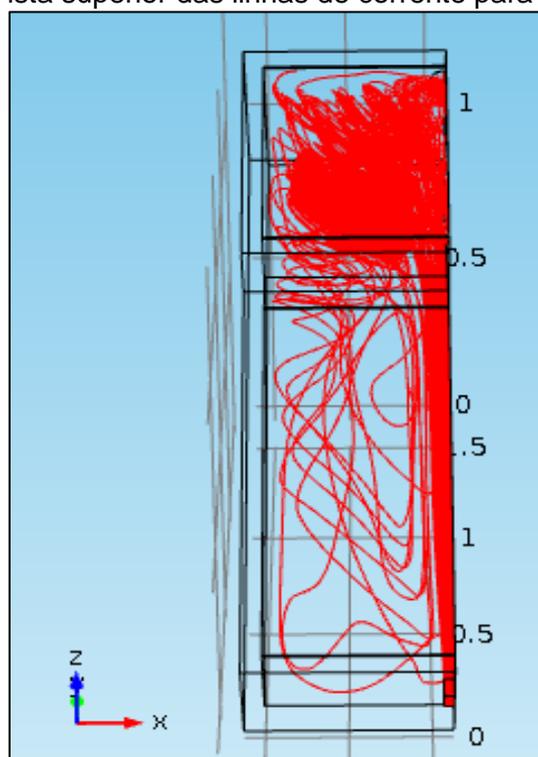
Fonte: O autor

Figura 31 - Vista lateral das linhas de corrente para a simulação 5



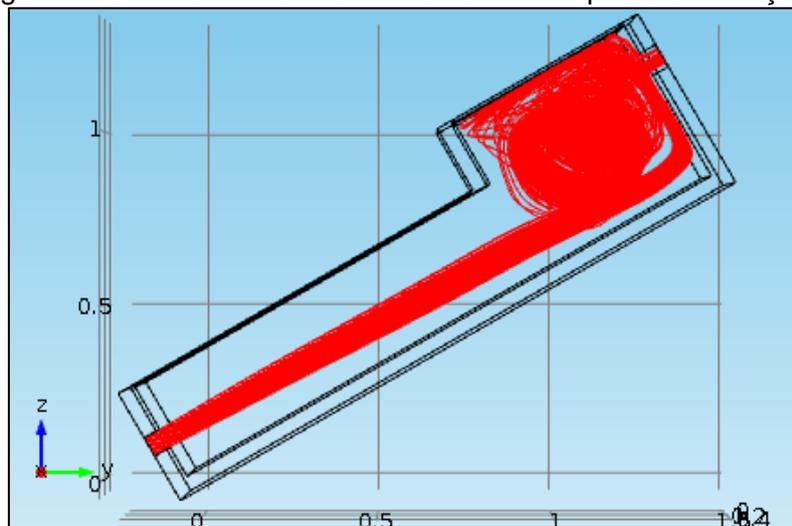
Fonte: O autor

Figura 32 - Vista superior das linhas de corrente para a simulação 5



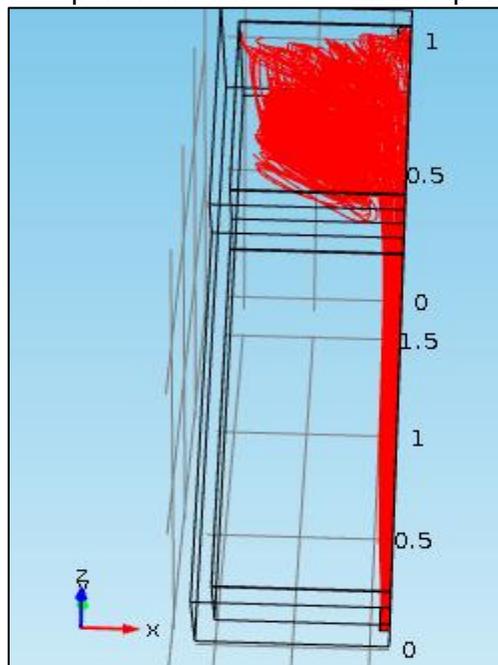
Fonte: O autor

Figura 33 - Vista lateral das linhas de corrente para a simulação 9



Fonte: O autor

Figura 34 - Vista superior das linhas de corrente para a simulação 9



Fonte: O autor

Percebe-se, por meio das Figuras 30, 32 e 34, que o fluxo de ar admitido no secador concentra-se basicamente na região central da placa absorvedora. Assim, a maior parte da área da placa não contribui para o aquecimento do escoamento principal de ar no secador. Tal fato evidencia que a energia solar absorvida pela placa absorvedora poderia ser transferida de forma mais significativa para o escoamento de ar que entra no secador, em virtude do fluxo de ar admitido não ser uniformemente distribuído por toda a superfície da placa.

Algumas modificações estruturais podem contribuir com o aumento da eficiência térmica do secador solar do CEFET-MG. A colocação de aletas transversais ao longo da placa absorvedora forçaria o ar de secagem a percorrer uma maior extensão da mesma, intensificando as trocas convectivas. Desta forma, aumentaria a quantidade de calor fornecida ao fluxo de ar e conseqüentemente maximizaria a eficiência do secador. Outra maneira de aumentar a transferência de calor para o escoamento de ar admitido seria descentralizar sua entrada no secador, distribuindo-a por toda a face anterior do mesmo. Assim, um fluxo de ar melhor distribuído por toda a placa absorvedora aumentaria a sua área útil e, desta forma, contribuiria para o maior aproveitamento da energia térmica disponível sobre a placa absorvedora e conseqüentemente aumentando o aquecimento do ar de secagem admitido no secador.

Observa-se, através das Figuras 29, 31 e 33, que o fluxo de ar, ao chegar à câmara de secagem, se mistura e espalha-se por toda a região da câmara. Tal característica constitui uma vantagem, pois permite que a temperatura do ar de secagem seja mais uniforme sobre toda a área da bandeja, onde são dispostos os produtos úmidos. Assim, os produtos terão uma taxa de secagem similar, independente da posição em que estiverem localizados na bandeja.

Por meio das Figuras 29, 31 e 33 pode-se observar que quanto menor a vazão mássica de ar na entrada do secador, maior a tendência do fluxo de ar em se aproximar da placa absorvedora. Esta relação é reforçada observando-se a Figura 23, na qual é bem perceptível que o fluxo de ar realiza um movimento descendente até a placa absorvedora logo em seguida de sua entrada no secador. O movimento descendente do ar admitido se deve ao fato da sua massa específica ser maior que a massa específica do ar que já se encontra no interior do secador e da atuação da aceleração da gravidade sobre todo o volume de ar interno. Além disso, quanto menor a vazão mássica na entrada do secador, menor será a velocidade do fluxo de ar e, em virtude desta menor velocidade, a distância percorrida pelo fluxo ao longo do secador até atingir a placa absorvedora será menor.

É observada, por meio das Figuras 30, 32 e 34, uma tendência maior à recirculação do ar para as vazões mais baixas do ar admitido no secador. Tal fato pode ser percebido pelo número de linhas de corrente, nas três figuras, que voltam a circular na região da placa absorvedora. É nítido que o número de linhas de corrente que voltam a circular na região absorvedora é menor para as vazões mais elevadas. Uma possível explicação para este comportamento pode ser a maior pressão produzida pelo

ventilador na entrada do secador para vazões mais elevadas. Assim, o ar que chega à câmara de secagem teria maior dificuldade para voltar para a região da absorvedora devido à elevada pressão nesta região para maiores valores de vazão mássica.

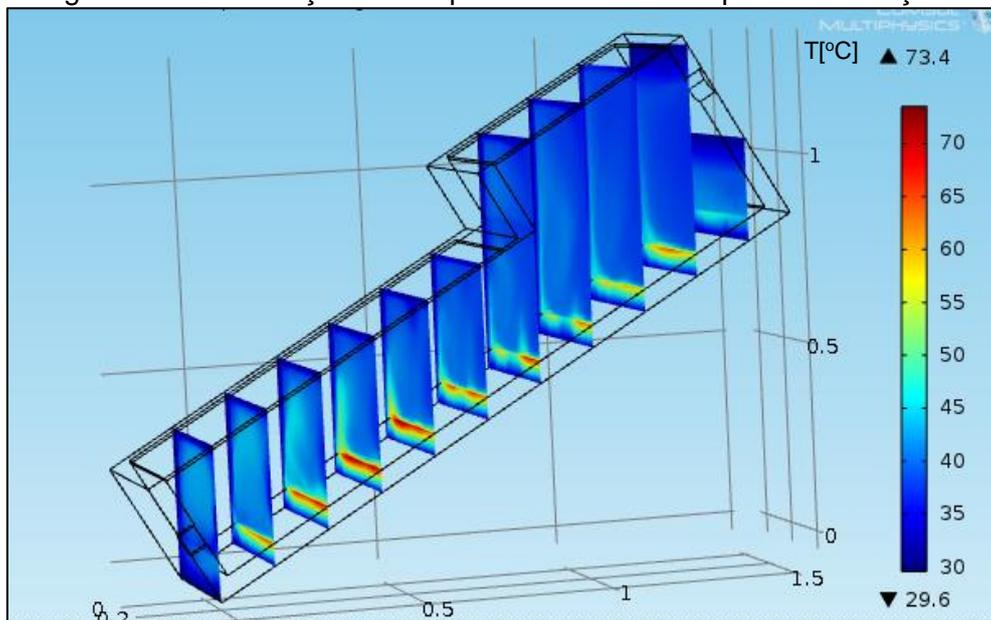
5.5.2 Distribuição da temperatura no secador ao longo de seu comprimento

A variação da temperatura do ar de secagem ao longo do seu escoamento sobre a placa absorvedora permite identificar se o aquecimento está acontecendo de maneira satisfatória, saber se a temperatura do ar de secagem que chega à câmara de secagem está adequada e avaliar se a vazão mássica de ar está com um valor correto.

A distribuição de temperatura ao longo das paredes do secador permite avaliar o nível de isolamento térmico proporcionado pelos materiais que a constituem.

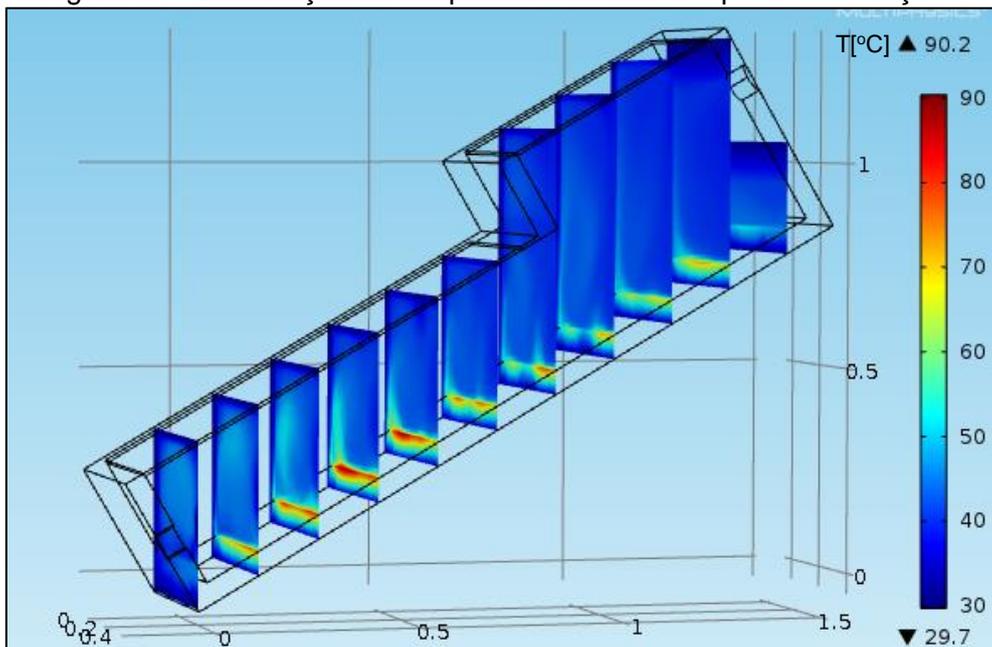
Através das Figuras 35, 36 e 37 pode-se observar, para as simulações 1,5 e 9, a distribuição da temperatura, em cortes transversais, ao longo do comprimento do secador para o fluxo de ar e para as paredes do mesmo.

Figura 35 – Distribuição de temperatura no secador para a simulação 1



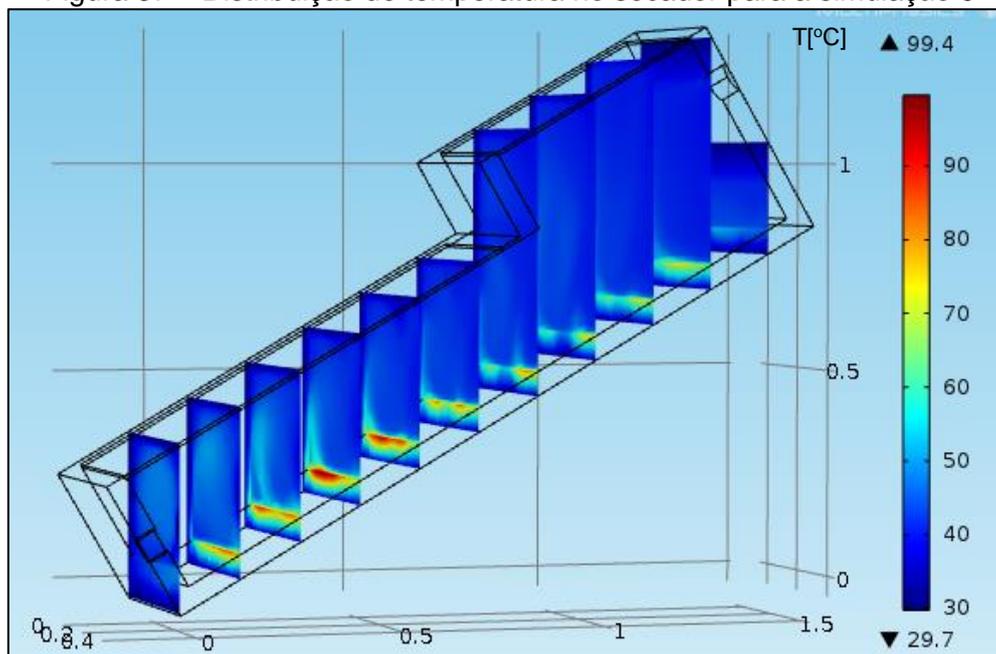
Fonte: O autor

Figura 36 – Distribuição de temperatura no secador para a simulação 5



Fonte: O autor

Figura 37 – Distribuição de temperatura no secador para a simulação 9



Fonte: O autor

Pode-se observar através das Figuras 35, 36 e 37 que, conforme esperado, as maiores temperaturas ocorrem sobre a placa absorvedora, região de coloração avermelhada nas figuras. Nota-se também que a região mais avermelhada da placa absorvedora vai ficando menor à medida que se aproxima da câmara de secagem. Tal

fato evidencia que a maior parte do calor trocado entre a placa e o ar ocorre nesta região.

Observa-se, por meio das Figuras 33, 34 e 35, que a temperatura do ar na região da câmara de secagem é bastante uniforme para as três simulações. Assim, os produtos a serem secados tendem a ter uma taxa de retirada de umidade parecida, independente da posição em que se encontrarem sobre a bandeja.

6 CONCLUSÕES

Foi realizada neste trabalho a elaboração e solução de um modelo matemático, através da simulação numérica, utilizando o *software* COMSOL *Multiphysics*, para a avaliação do comportamento térmico e determinação do escoamento de ar que ocorre durante a operação, sem carga, do secador solar ativo misto do CEFET-MG.

Os resultados obtidos através da simulação numérica para a temperatura e umidade relativa do ar de secagem na seção de saída do secador foram validados através da comparação destes com valores experimentais obtidos em trabalhos realizados no referido secador com as mesmas condições climáticas e de operação.

A temperatura do ar na seção de saída do secador, obtida através da simulação numérica, foi 85,9 °C, que é apenas 1,72% menor que a temperatura do ar obtida experimentalmente para a mesma seção de saída do secador, nas mesmas condições climáticas e de operação (87,4°C).

O valor da umidade relativa do ar na seção de saída do secador, obtida através de simulação numérica, foi 1,64%. Tal valor aproxima-se bastante do valor experimental de 0,90% obtido experimentalmente. O valor simulado encontra-se dentro da faixa de incerteza do valor experimental.

A comparação entre os valores simulados e experimentais mostrou uma grande aproximação, validando assim o modelo criado. Tais resultados demonstram que na faixa horária de 11:00 às 13:00, na qual ocorre a maior estabilidade do fluxo de radiação solar, o processo transiente real da operação do secador pode ser aproximado por um processo em regime permanente tomando-se os valores médios para fluxo de radiação solar incidente, temperatura e umidade relativa do ar ambiente na faixa horária especificada.

Nas simulações realizadas para a análise paramétrica observou-se que para condições mais favoráveis à secagem, alta temperatura e baixa umidade relativa do ar, são obtidas para menores valores da vazão mássica de ar na seção de entrada do secador e maior fluxo de calor sobre a placa absorvedora.

Outro importante resultado obtido através das simulações para a análise paramétrica é a maior influência do fluxo de calor na placa absorvedora em comparação à vazão mássica de ar na entrada do secador para a obtenção de alta temperatura e baixa umidade relativa para o ar na saída do secador. Para um mesmo valor do fluxo de calor na placa, a duplicação da vazão mássica na entrada do secador gera uma alteração menor tanto para a temperatura, quanto para a umidade relativa do ar na

seção de saída em comparação às simulações que possuem um valor fixo para a vazão mássica e duplica-se o fluxo de calor na placa absorvedora.

Através da análise das linhas de corrente para o fluxo de ar admitido no secador conclui-se que boa parte do ar que chega à região da câmara de secagem realiza uma recirculação no interior do secador. Foi observado, também, que a recirculação é mais intensa para os casos de menor vazão mássica na região de entrada do secador. Uma possível explicação para a menor tendência à recirculação quando utilizadas maiores vazões mássicas na seção de entrada seria a maior pressão gerada pelo ventilador na região da placa nesta condição, o que dificultaria o ar já aquecido, proveniente da região da câmara de secagem, alcançar novamente a região da placa absorvedora.

Foi constatado, através das figuras para as linhas de corrente e distribuição de temperatura ao longo do volume do secador, que a maior parte do ar admitido no secador escoava somente sobre a parte central da placa absorvedora. Assim, as superfícies laterais da placa não contribuem para o aquecimento direto do fluxo admitido e, desta forma, o secador tem sua eficiência diminuída.

Em todas as simulações realizadas, a temperatura do ar na região da câmara de secagem foi bastante uniforme. O que pode ser observado através das figuras de distribuição da temperatura ao longo do volume do secador. Tal fato indica que a taxa de secagem dos produtos úmidos dispostos na bandeja de secagem é bastante similar, independente da posição na qual o produto se encontra sobre a mesma.

PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

Em trabalhos futuros, visando o aumento da eficiência do secador solar ativo misto do CEFET-MG, sugere-se modelar o secador no COMSOL com uma modificação estrutural, inserindo sobre a placa absorvedora do mesmo algumas chicanas. Tal procedimento forçaria o ar admitido no secador a escoar sobre uma área maior da placa absorvedora, podendo aumentar a transferência de calor entre a placa e o ar e, assim, aumentar a eficiência do secador solar.

Outra modificação, otimizada através da simulação numérica, e que pode elevar a eficiência do secador é a melhor distribuição do fluxo de ar admitido sobre toda a superfície da placa absorvedora. Tal objetivo pode ser obtido fazendo-se o ar entrar ao longo de uma faixa que cubra toda a parte frontal do secador. Desta forma o ar admitido iria escoar sobre toda a superfície da placa e não ficaria restrito à região central. Outra forma de solucionar este problema é através da introdução de mais dois ventiladores que ficariam situados em lados opostos do ventilador central já instalado. Assim, os dois novos fluxos de ar que surgiriam no secador escoariam sobre as regiões da placa absorvedora que não são efetivamente utilizadas para o aquecimento do ar de secagem.

Pode-se também simular, visando o aumento da eficiência do secador, o aproveitamento da energia térmica contida no ar de secagem que deixa o secador. A nova simulação pode considerar que o próprio ar de secagem que deixa o secador seja desviado para a região de entrada do secador. Outra forma de aproveitar tal energia seria fazer com o ar de saída aqueça o ar de entrada através da passagem de ambos por um trocador de calor.

Outra sugestão de trabalho futuro seria a simulação do mesmo trabalho atual em outro *software*, tal como ANSYS CFX, para que os resultados obtidos através dos dois *softwares* possam ser comparados.

Como forma de aproximar a simulação da operação real do secador solar, propõe-se a realização de uma simulação numérica que leve em conta o caráter transiente do funcionamento do secador. Tal modelo poderia ser aplicado para toda a faixa horária de funcionamento do secador (dia solar) e não ficaria restrito à faixa horária de 11:00 às 13:00, faixa na qual a radiação solar apresenta a maior estabilidade.

7 REFERÊNCIAS

AKARSLAN, Feyza. Solar-Energy Drying Systems. In: **Modeling and Optimization of Renewable Energy Systems**. InTech, 2012.

AKTAŞ, Mustafa *et al.* Analysis of drying of melon in a solar-heat recovery assisted infrared dryer. **Solar Energy**, v. 137, p. 500-515, 2016.

ALLEYNE, Fatima; MILCZAREK, Rebecca. Design of solar thermal dryers for 24-hour food drying processes. In: **Meeting Proceedings**, p. 7-9, 2015.

ARAVINDH, M. A.; SREEKUMAR, A. Solar drying—a sustainable way of food processing. In: **Energy Sustainability Through Green Energy**. Springer India, 2015. p. 27-46.

BAL, Lalit M.; SATYA, Santosh; NAIK, S. N. Solar dryer with thermal energy storage systems for drying agricultural food products: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 8, p. 2298-2314, 2010.

BANIASADI, Ehsan; RANJBAR, Saeed; BOOSTANIPOUR, Omid. Experimental investigation of the performance of a mixed-mode solar dryer with thermal energy storage. **Renewable Energy**, v. 112, p. 143-150, 2017.

BELESSIOTIS, V.; DELYANNIS, E. Solar drying. **Solar Energy**, v. 85, n. 8, p. 1665-1691, 2011.

BOLAJI, B. O. Development and performance evaluation of box-type absorber solar air collector for crop drying. **Journal of food technology**, v. 3, n. 4, p. 515-600, 2005.

BOLAJI, Bukola Olalekan; OLALUSI, Ayoola P. Performance evaluation of a mixed-mode solar dryer. 2008.

CARBOO, D.; FOBIL, J. N. Physico-chemical analysis of municipal solid waste (MSW) in the Accra metropolis. **West African Journal of Applied Ecology**, v. 7, n. 1, 2005.

CELESTINO, Sonia Maria Costa. Princípios de secagem de alimentos. **Planaltina: Embrapa Cerrados**, 2010.

ÇENGEL, Yunus A; GHAJAR, Afshin A. **Transferência de Calor e Massa – Uma Abordagem Prática**. 4ª Ed. McGraw Hill, 2012.

ÇENGEL, Yunus A; CIMBALA, John M. **Mecânica dos Fluidos-Fundamentos e Aplicações**. McGraw Hill, 2011.

CHAUHAN, Prashant Singh; KUMAR, Anil; GUPTA, Bhupendra. A review on thermal models for greenhouse dryers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 75, p. 548-558, 2017.

CHAUHAN, Prashant Singh; KUMAR, Anil; TEKASAKUL, Perapong. Applications of *software* in solar drying systems: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 51, p. 1326-1337, 2015.

COMSOL. COMSOL *Multiphysics* Users Guide. Version 4.3 Comsol AB. **Brulington, MA**, 2012.

DHANUSKODI, Saravanan; WILSON, Vincent; KUMARASAMY, Sudhakar. Design and thermal performance of the solar biomass hybrid dryer for cashew drying. **Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering**, v. 12, n. 3, p. 277-288, 2014.

DINIZ, Ivando S.; SOUZA, Wesley A.; GÓES, Luiz CS. Engenharia assistida por computador (CAD-CAE): implementação na grade curricular de curso de engenharia no Brasil. **Proceeding Series of the Brazilian Society of Computational and Applied Mathematics**, v. 1, n. 1, 2013.

EL HAGGAR, Salah. Sustainable industrial design and waste management: cradle-to-cradle for sustainable development. **Academic Press**, 2010.

EKECHUKWU, O. Va; NORTON, Brian. 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.

Estimativas dos Custos Para Viabilizar a Universalização da Destinação Adequada de Resíduos Sólidos no Brasil. Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais. Disponível em: <http://www.abrelpe.org.br/arquivos/pub_estudofinal_2015.pdf>. Acesso em 04/05/2017.

FERREIRA, André Guimarães; GONÇALVES, Lindomar Matias; MAIA, Cristiana Brasil. Solar drying of a solid waste from steel wire industry. **Applied Thermal Engineering**, v. 73, n. 1, p. 104-110, 2014.

FERREIRA, A. G. Análise Experimental de Um Secador Solar Para a Secagem de Um Resíduo Sólido de Estação de Tratamento de Efluentes. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, 2009.

FERREIRA, A. G. **Avaliação da Viabilidade Técnica de Chaminés Solares para a Secagem de Alimentos**. 2004. Tese de Doutorado. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

FERREIRA, André Guimarães; GONÇALVES, Lindomar Matias; MAIA, Cristiana Brasil. Solar drying of a solid waste from steel wire industry. **Applied Thermal Engineering**, v. 73, n. 1, p. 104-110, 2014.

FERREIRA, André G. *et al.* Technical feasibility assessment of a solar chimney for food drying. **Solar Energy**, v. 82, n. 3, p. 198-205, 2008.

FISH, Jacob; BELYTSCHKO, Ted. **A First Course in Finite Elements**. Wiley, 2007.

FOX, Robert W; PRITCHARD, Philip J; MCDONALD, Alan T. **Introdução À Mecânica Dos Fluidos**. 8ª Ed. Grupo Gen-LTC, 2014.

FREITAS, E. F de.; FONSECA, M. O.; MARQUES, R. M. Utilização de técnicas de simulação para desenvolvimento, testes e validação de projetos de Automação. **São Paulo–SP**, 2007.

FUDHOLI, A.; SOPIAN, K.; RUSLAN, M.H.; ALGHOUL, M.A.; SULAIMAN, M.Y. Review of solar dryers for agricultural and marine products. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Vol. 14, 2010, pp.1-30.

GAVA, A. J.; SILVA, C. A. B.; FRIAS, J. R. G. Tecnologia de alimentos: princípios e aplicações. São Paulo: Nobel, 2008. 511p.

GOYAL, R. K.; TIWARI, G. N. Performance of a reverse flat plate absorber cabinet dryer: a new concept. **Energy conversion and Management**, v. 40, n. 4, p. 385-392, 1999.

HEINZ, Gunter; HAUTZINGER, Peter. **Meat processing technology for small to medium scale producers**. FAO, 2009.

IDAGAWA, H. S. Ensaio - A Importância do Engenheiro no Desenvolvimento de Simulações Computacionais. **INTELLECTUS–Revista Acadêmica Digital** p. 103-105, 2013.

INGLE, P. W. *et al.* CFD analysis of solar flat plate collector. **International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering**, v. 3, n. 4, p. 337-342, 2013.

JAIN, D.; TIWARI, G. N. Thermal aspects of open sun drying of various crops. **Energy**, v. 28, n. 1, p. 37-54, 2003.

KANT, Karunesh; SUKLA, Amritanshu; SHARMA, Atul; KUMAR, Anil; JAIN, Anand. Thermal energy storage based solar drying systems: A review. **Innovative Food Science & Emerging Technologies**, v. 34, p. 86-99, 2016.

KAREEM, M. W.; HABIB, K.; RUSLAN, Mohd Hafidz. Numerical modelling of multi-pass solar dryer filled with granite pebbles for thermal storage enhancement. In: **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**. IOP Publishing, 2015.

KUMAR, Mahesh; SANSANIWAL, Sunil Kumar; KHATAK, Pankaj. Progress in solar dryers for drying various commodities. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 55, p. 346-360, 2016.

LEON, M. Augustus; KUMAR, S.; BHATTACHARYA, S. C. A comprehensive procedure for performance evaluation of solar food dryers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 6, n. 4, p. 367-393, 2002.

LINGAYAT, Abhay; CHANDRAMOHAN, V. P.; RAJU, V. R. K. Design, Development and Performance of Indirect Type Solar Dryer for Banana Drying. **Energy Procedia**, v. 109, p. 409-416, 2017.

LOPES, João Filipe Domingues. **Cultivo e processamento de plantas aromáticas**. 2014. Tese de Doutorado.

MASTEKBAYEVA, Gauhar A.; BATTHA, Chandika P.; LEON, Augustus M.; KUMAR, S. Experimental studies on a hybrid dryer. In: **ISES 99 Solar World Congress**. 1999. p. 4-9.

MUSTAYEN, A. G. M. B.; MEKHILEF, S.; SAIDUR, R. Performance study of different solar dryers: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 34, p. 463-470, 2014.

Oliveira, A. M. **Estudo experimental da secagem de banana utilizando secador solar**. 2014. Dissertação de Mestrado. Dissertação de Mestrado, Centro Federal de Educação tecnológica de Minas Gerais, Belo Horizonte.

PATIL, Rajendra; GAWANDE, Rupesh. A review on solar tunnel greenhouse drying system. **Renewable and sustainable energy reviews**, v. 56, p. 196-214, 2016.

PEIXOTO, F. L. **Considerações quanto ao uso de técnicas para análise de fluxo em cavidades de moldes de injeção**. 1999. Dissertação de Mestrado. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

PHADKE, Pranav C.; WALKE, Pramod V.; KRIPLANI, Vilayatrai M. A review on indirect solar dryers. **ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences**, v. 10, n. 8, p. 3360-3371, 2015.

Plano Nacional de Resíduos Sólidos (Versão preliminar). Disponível em: <http://www.sinir.gov.br/documents/10180/185386/253_publicacao02022012041757.pdf/d18a7f4f-c2a3-4eef-a05c-286bfcfce7ea>. Acesso em 04/05/2017.

PRUDENTE, Cristiane Nobre; RAIA, Adma; REIS, R. J. Comportamento do Vento na Região Metropolitana de Belo Horizonte. In: **XIV Congresso Nacional de Meteorologia**. 2006.

RIZAL, T. A. *et al.* Fabrication and testing of hybrid solar-biomass dryer for drying fish. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 12, p. 489-496, 2018.

ROMERO, V. M. *et al.* Simulation and validation of vanilla drying process in an indirect solar dryer prototype using CFD Fluent program. **Energy Procedia**, v. 57, p. 1651-1658, 2014.

SHARMA, Atul; CHEN, C. R.; LAN, Nguyen Vu. Solar-energy drying systems: A review. **Renewable and sustainable energy reviews**, v. 13, n. 6, p. 1185-1210, 2009.

SILVA, J. de S.; AFONSO, A. D. L.; LACERDA FILHO, AF de. Secagem e armazenagem de produtos agrícolas. **Viçosa: Aprenda Fácil**, 2008.

SINGH, Shobhana; KUMAR, Subodh. Comparative Thermal Performance Study of Indirect and Mixed-Mode Solar Dryers. **International Journal of Sustainable Energy Development**, 2012.

SONTAKKE, Megha S.; SALVE, Sanjay P. Solar drying technologies: A review. **International Journal of Engineering Science**, v. 4, p. 29-35, 2015.

SONTHIKUN, Sonthawi *et al.* Computational fluid dynamic analysis of innovative design of solar-biomass hybrid dryer: An experimental validation. **Renewable Energy**, v. 92, p. 185-191, 2016.

TABATABAIAN, Mehrzad. **COMSOL for Engineers**. Mercury Learning and Information, 2014.

TIWARI, Sumit; TIWARI, G. N.; AL-HELAL, I. M. Development and recent trends in greenhouse dryer: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 65, p. 1048-1064, 2016.

VINTILĂ, Marian; GHIAUȘ, Adrian Gabriel; FĂTU, Viorel. Prediction of air flow and temperature profiles inside convective solar dryer. **Bulletin of University of Agricultural Sciences and Veterinary Medicine Cluj-Napoca: Food Science and Technology**, v. 71, n. 2, p. 188-194, 2014.

VISAVALÉ, G. L. Principles, classification and selection of solar dryers. **Solar drying: Fundamentals, Applications and Innovations**, Ed. Hii, CL, Ong, SP, Jangam, SV and Mujumdar, AS, Published in Singapore, p. 1-50, 2012.