

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS – UNISINOS  
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO E PROJETO DE UM SISTEMA SOLAR TÉRMICO PARA  
COMPLEMENTO ENERGÉTICO NO PROCESSO DE CURA DE TABACO

ISRAEL DE OLIVEIRA

Dissertação de Mestrado

São Leopoldo, outubro de 2014

SIMULAÇÃO E PROJETO DE UM SISTEMA SOLAR TÉRMICO PARA APOIO  
ENERGÉTICO NO PROCESSO DE CURA DE TABACO

ISRAEL DE OLIVEIRA

Trabalho submetido ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UNISINOS como pré-requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan

Coorientador: Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Paulo Roberto Wander (PPGEM, Unisinos)

Profa. Dra. Flávia Schwarz F. Zinani (PPGEM- Unisinos)

Prof. Dr. Samuel Luna de Abreu (IFSC, Instituto Federal de Santa Catarina)

São Leopoldo, outubro de 2014

O48s Oliveira, Israel de  
Simulação e projeto de um sistema solar térmico para complemento energético no processo de cura de tabaco / Israel de Oliveira -- 2014.  
113 f. : il. color. ; 30cm.  
Dissertação (mestre em Engenharia Mecânica) -- Universidade do Vale do Rio dos Sinos. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, São Leopoldo, RS, 2014.  
Orientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan; Coorientador: Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti.  
1. Engenharia Mecânica. 2. Energia solar térmica - Processo - Secagem. 3. Tabaco - Processo - Secagem. I. Título. II. Macagnan, Mario Henrique. III. Copetti, Jacqueline Biancon

CDU 621

Catálogo na Publicação:  
Bibliotecário Eliete Mari Doncato Brasil - CRB 10/1184

Dedico este trabalho à minha esposa Marilise (TL!), à minha filha Maria Valentina (que está chegando), à minha mãe (in memoriam), à minha irmã Isabelle, ao meu pai Irineu e ao meu irmão Ismael (Um por todos e todos por um!).

## **FINANCIAMENTO DE PESQUISA**

Este trabalho é financiado pela empresa JTI Processadora de Tabaco do Brasil Ltda., através do projeto “Sistemas de Secagem de Folhas de Tabaco Utilizando Energia Solar Térmica como Apoio Energético” e pelo Programa de Bolsas de Estudo Talentos Tecnosinos, através da concessão de uma bolsa de estudo parcial ao autor.

## RESUMO

O Brasil é um dos maiores produtores mundiais de tabaco de estufa e a região sul é a maior responsável por essa produção, principalmente o estado do Rio Grande do Sul. Uma das etapas do processo de beneficiamento desse produto é a secagem (cura) das folhas, que utiliza essencialmente lenha como fonte de energia. Esse trabalho apresenta um estudo dos aspectos energéticos que envolvem a cura de tabaco da espécie Virgínia, os resultados e análises das simulações realizadas no software TRNSYS, de um sistema solar térmico com aquecimento de água para complemento energético desse processo de cura. A partir de dados experimentais obtidos em processos de cura, foram definidos os parâmetros mais importantes para a determinação da carga térmica necessária e calculadas as perdas térmicas envolvidas. Os resultados apresentados pelas simulações mostraram que o sistema de energia solar proposto, atuando como fonte auxiliar de energia em uma estufa do tipo *bulk*, é capaz de atender completamente a carga térmica da primeira fase do processo de cura e contribuir com o aumento da temperatura na estufa necessário à cura dessa espécie de tabaco, gerando reduções no consumo de lenha do processo da ordem de 18 a 39 %, considerando que esse ocorra em um período de sete dias ensolarados no verão, na região de Santa Cruz do Sul-RS.

Palavras chave: Tabaco. Cura. Energia solar térmica. Simulação. TRNSYS.

## **ABSTRACT**

Brazil is one of the largest barn tobacco producers and the southern region is largely responsible for this production, especially the state of Rio Grande do Sul. One of the steps involved in this product's processing chain is the leaves drying (curing), which essentially uses firewood as energy source. This work presents a study of the energy aspects involving the curing of Virginia tobacco, the results and analysis of simulations, using the TRNSYS software, of a solar thermal energy system with water heating to complement this curing process. From the experimental data obtained in curing processes, the most important parameters for the determination of thermal load were defined and the heat losses involved were calculated. The results presented by these simulations showed that the proposed solar energy system, acting as an auxiliary power source of a bulk type barn, can completely meet the thermal load of the first phase of the curing process and contribute to the increase of temperature in the barn necessary to cure this kind of tobacco, reducing 18-39 % the firewood consumption in the process, assuming a seven sunny days period during the summer at the region of Santa Cruz do Sul – RS.

**Keywords:** Tobacco. Curing. Solar thermal energy. Simulation. TRNSYS.

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área da estufa [m <sup>2</sup> ]
$a_0$	Eficiência máxima do coletor solar conforme a norma NBR-ABNT 15747-2 [-]
$a_1$	Coefficiente de perda de 1ª ordem do coletor solar ( <i>Efficiency Slope - <math>F_R U_L</math></i> ) [W/(°C m <sup>2</sup> )]
A1	Primeira etapa da primeira fase da cura do tabaco [-]
$a_2$	Coefficiente de perda de 2ª ordem do coletor solar ( <i>Efficiency curvature</i> ) [W/(°Cm <sup>2</sup> )]
A2	Primeira etapa da segunda fase da cura do tabaco [-]
A3	Primeira etapa da terceira fase da cura do tabaco [-]
$A_p$	Área da superfície do piso da estufa [m <sup>2</sup> ]
$A_{sr}$	Área da seção transversal da tubulação [m <sup>2</sup> ]
$A_{tc}$	Área da superfície de troca térmica do trocador de calor [m <sup>2</sup> ]
B1	Segunda etapa da primeira fase da cura do tabaco [-]
B2	Segunda etapa da segunda fase da cura do tabaco [-]
B3	Segunda etapa da terceira fase da cura do tabaco [-]
$C$	Capacitância térmica [MJ/°C]
$C_{mín}$	Menor valor na comparação entre as taxas de capacidade térmica dos fluidos no trocador de calor [W/°C]
$C_{máx}$	Maior valor na comparação entre as taxas de capacidade térmica dos fluidos no trocador de calor [W/°C]
$c_{pl}$	Calor específico do líquido (umidade do tabaco) [kJ/(kg°C)]
$c_{ps}$	Calor específico do sólido (tabaco) [kJ/(kg°C)]
$c_{pv}$	Calor específico do vapor d'água [kJ/(kg°C)]
$Cr$	Razão de capacidades [-]
$D$	Diâmetro interno da tubulação [m]
$DT$	Diferença de temperatura [°C]
$FR$	Fator de remoção de calor do coletor solar [-]
$G$	Irradiação solar incidente no coletor [J/m <sup>2</sup> ]
$h_{comb}$	Coefficiente combinado de transferência de calor por radiação e convecção [W/(°Cm <sup>2</sup> )]
$h_{conv}$	Coefficiente transferência de calor por convecção [W/(°Cm <sup>2</sup> )]
$h_e$	Condutância externa [W/(°Cm <sup>2</sup> )]

$h_i$	Condutância interna [W/(°Cm <sup>2</sup> )]
$h_{rad}$	Coefficiente de transferência de calor por radiação [W/(°Cm <sup>2</sup> )]
$k$	Condutividade térmica do material [W/(°Cm)]
$k_{aço}$	Condutividade térmica da parede de aço [W/(°Cm)]
$k_{isol}$	Condutividade térmica da parede de poliuretano [W/(°Cm)]
$k_{solo}$	Condutividade térmica do solo [W/(m°C)]
$L$	Espessura [m]
$L_{aço}$	Espessura da parede de aço [m]
$L_{isol}$	Espessura da parede de poliuretano (isolante térmico) [m]
$L_{piso}$	Espessura do piso da estufa [m]
$\dot{m}_s$	Taxa de massa de tabaco seco [kg/s]
$NTU$	Número de unidades de transferência [-]
$P_{col}$	Potência útil entregue pelos coletores solares [kW]
$P_{inc}$	Potência da radiação incidente no campo de coletores solares [kW]
$P_{tq}$	Potência armazenada no tanque [kW]
$P_{u_{sas}}$	Potência útil do sistema de aquecimento solar [kW]
$P_{ut}$	Potência útil entregue pelo trocador de calor [kW]
$Q$	Quantidade de calor necessário para secar as folhas de tabaco [GJ]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor para secar as folhas de tabaco [kW]
$\dot{Q}_{max}$	Taxa máxima de transferência de calor do trocador de calor [kW]
$Q_p$	Quantidade de calor perdida pelo piso da estufa [GJ]
$\dot{Q}_p$	Taxa de transferência de calor através do piso da estufa [kW]
$\dot{Q}_{pA1}$	Taxa de transferência de calor pelo piso da estufa na primeira etapa da primeira fase da cura [kW]
$\dot{Q}_{pA2}$	Taxa de transferência de calor pelo piso da estufa na primeira etapa da segunda fase da cura [kW]
$\dot{Q}_{pA3}$	Taxa de transferência de calor pelo piso da estufa na primeira etapa da terceira fase da cura [kW]
$\dot{Q}_{pB1}$	Taxa de transferência de calor pelo piso da estufa na segunda etapa da primeira fase da cura [kW]

$\dot{Q}_{pB2}$	Taxa de transferência de calor pelo piso da estufa na segunda etapa da segunda fase da cura [kW]
$\dot{Q}_{pB3}$	Taxa de transferência de calor pelo piso da estufa na segunda etapa da segunda fase da cura [kW]
$\dot{Q}_{perdas}$	Soma das taxas máximas de perdas pelas paredes, teto e piso da estufa [kW]
$Q_{perdas}$	Somatório da quantidade de calor perdido pela estufa [GJ]
$Q_{pt}$	Quantidade de calor perdido pelas paredes e pelo teto da estufa [GJ]
$\dot{Q}_{pt}$	Taxa de transferência de calor pela estufa através das paredes e teto [kW]
$\dot{Q}_{ptA1}$	Taxa de transferência de calor pelas paredes e teto da estufa na primeira etapa da primeira fase da cura [kW]
$\dot{Q}_{ptA2}$	Taxa de transferência de calor pelas paredes e teto da estufa na primeira etapa da segunda fase da cura [kW]
$\dot{Q}_{ptA3}$	Taxa de transferência de calor pelas paredes e teto da estufa na primeira etapa da terceira fase da cura [kW]
$\dot{Q}_{ptB1}$	Taxa de transferência de calor pelas paredes e teto da estufa na segunda etapa da primeira fase da cura [kW]
$\dot{Q}_{ptB2}$	Taxa de transferência de calor pelas paredes e teto da estufa na segunda etapa da segunda fase da cura [kW]
$\dot{Q}_{ptB3}$	Taxa de transferência de calor pelas paredes e teto da estufa na segunda etapa da terceira fase da cura [kW]
$\dot{Q}_{real}$	Taxa de transferência de calor real do trocador de calor [kW]
$\dot{q}_s$	Fluxo de calor através do solo [W/m <sup>2</sup> ]
$Q_{total}$	Somatório do calor necessário para curar o tabaco com as perdas pelas paredes, teto e pelo piso [GJ]
$R_c$	Resistência térmica de contato [(°Cm <sup>2</sup> )/W]
$R_{comb\_e}$	Resistência externa de radiação e convecção combinadas [°C/W]
$R_{comb\_i}$	Resistência interna de radiação e convecção combinadas [°C/W]
$R_{cond}$	Resistência de condução [°C/W]
$R_{cond\_e}$	Resistência térmica de condução nas chapas de aço externas da estufa [°C/W]
$R_{cond\_i}$	Resistência térmica de condução nas chapas de aço internas da estufa [°C/W]

$R_{cond\_piso}$	Resistência de condução térmica do piso da estufa [°C/W]
$R_{cont\_e}$	Resistência de contato externa entre a chapa de aço e o isolante da estufa [°C/W]
$R_{cont\_i}$	Resistência de contato interna entre a chapa de aço e o isolante da estufa [°C/W]
$R_{conv\_e}$	Resistência de convecção externa [°C/W]
$R_{conv\_i}$	Resistência de convecção interna [°C/W]
$R_e$	Número de Reynolds [-]
$R_{isol}$	Resistência de condução no isolante da estufa [°C /W]
$R_{paredes+teto}$	Somatório das resistências térmicas associadas às paredes e teto da estufa [°C/W]
$R_{rad\_e}$	Resistência de radiação externa [°C/W]
$R_{rad\_i}$	Resistência de radiação interna [°C/W]
$t$	Tempo de cura [h]
$T_0$	Temperatura inicial do solo [°C]
$T_1$	Temperatura de entrada do fluido no coletor solar [°C]
$T_2$	Temperatura ambiente no local de instalação do coletor solar [°C]
$T_{amb\_e}$	Temperatura média do ambiente externo [°C]
$T_{amb\_i}$	Temperatura do ambiente interno da estufa [°C]
$T_{bs\_A1}$	TBS do ar na estufa na primeira etapa da primeira fase da cura do tabaco [°C]
$T_{bs\_A2}$	TBS do ar na estufa na primeira etapa da segunda fase da cura do tabaco [°C]
$T_{bs\_A3}$	TBS do ar na estufa na primeira etapa da terceira fase da cura do tabaco [°C]
$T_{bs\_B1}$	TBS do ar na estufa na segunda etapa da primeira fase da cura do tabaco [°C]
$T_{bs\_B2}$	TBS do ar na estufa na segunda etapa da segunda fase da cura do tabaco [°C]
$T_{bs\_B3}$	TBS do ar na estufa na segunda etapa da terceira fase da cura do tabaco [°C]
$T_{bu\_A1}$	TBU do ar na estufa na primeira etapa da primeira fase da cura do tabaco [°C]
$T_{bu\_A2}$	TBU do ar na estufa na primeira etapa da segunda fase da cura do tabaco [°C]
$T_{bu\_A3}$	TBU do ar na estufa na primeira etapa da terceira fase da cura do tabaco [°C]
$T_{bu\_B1}$	TBU do ar na estufa na segunda etapa da primeira fase da cura do tabaco [°C]
$T_{bu\_B2}$	TBU do ar na estufa na segunda etapa da segunda fase da cura do tabaco [°C]
$T_{bu\_B3}$	TBU do ar na estufa na segunda etapa da terceira fase da cura do tabaco [°C]
$T_{ec}$	Temperatura de entrada da água no campo de coletores solares [°C]
$T_{et}$	Temperatura de entrada da água no trocador de calor [°C]
$T_{final}$	TBS na estufa ao final do processo de cura do tabaco [°C]
$T_{ini}$	TBS na estufa no início do processo de cura do tabaco [°C]
$T_{sa}$	Temperatura de bulbo seco inicial do tabaco úmido [°C]
$T_{sb}$	Temperatura de bulbo seco final do tabaco [°C]

$T_{sc}$	Temperatura de saída da água no campo de coletores solares [°C]
$T_{solo}$	Temperatura do solo sob a estufa [°C]
$T_{st}$	Temperatura de saída da água no trocador de calor [°C]
$T_v$	Temperatura de vaporização do líquido presente no tabaco [°C]
$T_{va}$	Temperatura final do vapor d'água removido do tabaco [°C]
$U$	Coefficiente global de transferência de calor [W/(°Cm <sup>2</sup> )]
$U_{est}$	Coefficiente global de perdas térmicas da estufa [W/(°Cm <sup>2</sup> )]
$U_l$	Coefficiente global de perdas térmicas do coletor solar [W/(°Cm <sup>2</sup> )]
$U_{tc}$	Coefficiente global de transferência de calor do trocador de calor [W/(°Cm <sup>2</sup> )]
$V_{h2o}$	Velocidade média do escoamento da água [m/s]
$W$	Massa de tabaco úmido [kg]
$W_a$	Massa de tabaco úmido no início da fase [kg]
$W_b$	Massa de tabaco úmido no fim da fase [kg]
$W_s$	Massa de tabaco seco [kg]
$W_{sa}$	Massa de tabaco seco no início da fase [kg]
$W_{sb}$	Massa de tabaco seco no fim da fase [kg]
$X_a$	Conteúdo de umidade total inicial [kg <sub>(base úmida - base seca)</sub> /kg <sub>(base seca)</sub> ]
$X_{a'}$	Massa de umidade total inicial [kg]
$X_b$	Conteúdo de umidade total final [kg <sub>(base úmida - base seca)</sub> /kg <sub>(base seca)</sub> ]
$X_{b'}$	Massa de umidade total final [kg]
$V_z$	Vazão volumétrica da água [m <sup>3</sup> /s]

### Símbolos Gregos

$\alpha$	Difusividade térmica [m <sup>2</sup> /s]
$\alpha$	Absortividade da cobertura do coletor solar [-]
$\alpha_{solo}$	Difusividade térmica do solo [m <sup>2</sup> /s]
$\Delta T$	Variação de temperatura [°C]
$\Delta t$	Intervalo de tempo [s]
$\varepsilon$	Efetividade de transferência de calor [-]
$\varepsilon_m$	Emitância da superfície [-]
$\eta$	Eficiência do coletor solar [-]

$\eta_{col}$	Eficiência do coletor solar [-]
$\eta_0$	Eficiência máxima do coletor solar ( <i>Intercept Efficiency</i> – $F_R \tau \alpha$ ) [-]
$\eta_{sas}$	Eficiência global do sistema de aquecimento solar [%]
$\lambda$	Calor latente de vaporização da umidade presente no tabaco [kJ/kg]
$\mu_{h_2o}$	Viscosidade dinâmica da água [N s/m <sup>2</sup> ]
$\rho_{h_2o}$	Massa específica da água [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{solo}$	Massa específica do solo seco [kg/m <sup>3</sup> ]

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Distribuição da capacidade mundial de geração de energia solar térmica por região econômica em 2010. ....	24
Figura 2.3 - Distribuição da demanda de calor na indústria por nível de temperatura.....	26
Figura 2.4 - Evolução do mercado brasileiro de aquecedores solares.....	28
Figura 2.5 – Capacidade total instalada (em MWt) em operação no fim de 2010.....	29
Figura 2.6 - Fonte de energia utilizada para aquecimento de água para banho.....	30
Figura 2.7 - Distribuição percentual do uso de SAS por setor.....	30
Figura 2.8 – Esquema do sistema de aquecimento solar.....	36
Figura 2.9 – Esquema do campo de coletores solares.....	37
Figura 2.10 – Temperatura da água no campo de coletores.....	38
Figura 2.11 – Temperatura da água nos trocadores de calor.....	38
Figura 2.12 – Representação esquemática do coletor solar construído.....	40
Figura 2.13 – Fotografia do coletor solar construído.....	40
Figura 2.14 – Fotografia da estufa, para cura de tabaco, analisada no estudo de caso.....	41
Figura 2.15 – Diagrama da estufa, para cura de tabaco, analisada no estudo de caso.....	41
Figura 2.16 - Média horária das temperaturas de entrada e saída do coletor solar.....	42
Figura 3.1 – Ramo de tabaco florido no Brasão da República Federativa do Brasil.....	44
Figura 3.2 - Representação das relações entre os principais agentes do Sistema Integrado de Produção de Tabaco.....	45
Figura 3.3 - Temperaturas de um processo real de cura de tabaco Virgínia.....	48
Figura 4.1 – Ilustração do processo de cura na estufa estudada.....	50
Figura 4.2 - Temperaturas de bulbo seco, na estufa durante quatro processos reais de cura...	51
Figura 4.3 – Temperaturas de bulbo úmido, TBU, na estufa durante quatro processos reais de cura.....	52
Figura 4.4 - Temperatura de bulbo seco, TBS, média na estufa e representação das três fases principais da cura do tabaco Virgínia.....	52
Figura 4.5 - Temperatura de bulbo úmido, TBU, média na estufa e representação das três fases principais da cura do tabaco Virgínia.....	53
Figura 4.6 – Taxa de transferência de calor necessária para cura do tabaco.....	56
Figura 4.7 - Dimensões e detalhes da estufa utilizada.....	57
Figura 4.8 – Circuito de resistências térmicas da estrutura da estufa.....	57

Figura 4.9 – Circuito de resistências térmicas da estrutura da estufa com as resistências combinadas .....	58
Figura 4.10 - Perdas térmicas pelas paredes e teto da estufa.....	61
Figura 4.11 - Perdas térmicas pelo piso da estufa .....	63
Figura 4.12 – Taxa de transferência de calor, para o tabaco, pelo piso, pelas paredes e teto da estufa e temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido no interior da estufa .....	65
Figura 4.13 – Área de troca térmica necessária no trocador de calor considerando dois valores de coeficiente global de transferência de calor $U_{tc}$ .....	69
Figura 5.1 - Regiões climáticas do RS definidas por Araújo (apud ROSSATO, 2011).....	72
Figura 5.2 – Localização geográfica de Santa Cruz do Sul.....	73
Figura 5.3 - Esquema básico do sistema de aquecimento solar.....	74
Figura 5.4 – Esquema do SAS simulado no TRNSYS.....	74
Figura 5.5 – Irradiância solar global típica na região no início de janeiro .....	78
Figura 5.6 – Temperatura máxima da água na saída dos coletores solares para diferentes vazões e diferentes áreas de coletor solar. ....	80
Figura 5.7 – Temperatura média da água na saída do tanque (para o trocador de calor) para diferentes vazões e diferentes áreas de coletores solares. ....	81
Figura 5.8 – Temperatura máxima alcançada na estufa para diferentes vazões e diferentes áreas de coletores.....	81
Figura 5.9 – Temperatura média da água na saída do tanque (para o coletor solar) para diferentes vazões de água no trocador de calor e diferentes áreas de coletor solar.....	83
Figura 5.10 – Percentual de redução da temperatura média da água na saída do tanque, com relação às temperaturas obtidas com a vazão de água no trocador de calor de 0,1 kg/s. ....	83
Figura 5.11 – Temperatura máxima do ar na estufa obtida com diferentes vazões mássicas de água no trocador de calor.....	84
Figura 5.12 – Aumento percentual da temperatura máxima do ar na estufa, com relação às temperaturas obtidas com a vazão mássica de água no trocador de calor de 0,1 kg/s. ....	84
Figura 5.13 – Quantidade total de calor transferido para a estufa ao final do processo, com diferentes vazões mássicas de água no trocador de calor e diferentes áreas de coletores .....	85
Figura 5.14 – Percentual de aumento da quantidade de calor transferido para a estufa, com relação à quantidade obtida com a vazão mássica de água no trocador de calor de 0,1 kg/s...85	85
Figura 5.15 – Temperatura máxima atingida no interior da estufa utilizando diferentes vazões mássicas de ar no trocador de calor e diferentes áreas de coletores solares .....	87

Figura 5.16 – Quantidade total de calor transferido para a estufa ao final do processo, utilizando diferentes vazões mássicas de ar no trocador de calor e diferentes áreas de coletores	87
Figura 5.17 – Temperatura máxima atingida no interior da estufa com diferentes valores de produto $UA$ do trocador de calor para diferentes áreas de coletores solares.	88
Figura 5.18 – Aumento percentual da temperatura máxima do ar na estufa, com relação às temperaturas obtidas com o produto $UA$ de $600 \text{ W/}^\circ\text{C}$ no trocador de calor.	89
Figura 5.19 – Quantidade total de calor transferido para a estufa ao final do processo, utilizando diferentes valores de $UA$ do trocador de calor e diferentes áreas de coletores solares.	89
Figura 5.20 – Aumento percentual da quantidade de calor transferido para a estufa, com relação à quantidade obtida com o produto $UA$ de $600 \text{ W/}^\circ\text{C}$ no trocador de calor.	90
Figura 5.21 – Temperatura máxima atingida no interior da estufa com diferentes valores de coeficientes de perdas da estufa, para diferentes áreas de coletores solares.	90
Figura 5.22 – Quantidade total de calor transferido para a estufa ao final do processo, utilizando diferentes valores de coeficientes de perdas da estufa, e diferentes áreas de coletores solares.	91
Figura 5.23 – Temperatura máxima atingida na estufa com diferentes volumes de tanque e diferentes áreas de coletores solares.	92
Figura 5.24 – Aumento percentual da temperatura máxima do ar na estufa, com relação às temperaturas obtidas com o volume de tanque de $1000 \text{ L}$ .	92
Figura 5.25 – Quantidade total de calor transferido para a estufa ao final do processo, utilizando tanques de diferentes volumes e diferentes áreas de coletores solares.	93
Figura 5.26 – Aumento percentual da quantidade de calor transferido para a estufa, com relação à quantidade obtida com o volume de $1.000$ litros no tanque.	93
Figura 5.27 – Comparação entre o tempo de resfriamento da água no interior do reservatório térmico, na ausência de radiação, para diferentes volumes.	94
Figura 6.1 – Temperaturas e calor obtidos com a configuração $1A_T$ durante a $1^a$ fase	98
Figura 6.2 – Temperaturas obtidas com a configuração $1A_T$ durante todo o processo	99
Figura 6.3 – Comparação entre a curva de temperatura (TBS) na estufa, obtida com a configuração $1A_T$ e a obtida da média de processos reais.	100
Figura 6.4 – Temperaturas e calor obtidos com a configuração $2A_T$ durante a $1^a$ fase	101
Figura 6.5 – Temperaturas obtidas com a configuração $2A_T$ durante todo o processo	102

Figura 6.6 – Comparação entre a curva de temperatura (TBS) na estufa, obtida com a configuração 2AT e a curva obtida da média de processos reais .....	102
Figura 6.7 – Temperaturas e calor obtidos com a configuração 1B <sub>P</sub> durante a 1 <sup>a</sup> fase .....	103
Figura 6.8 – Temperaturas obtidas com a configuração 1B <sub>P</sub> durante todo o processo .....	104
Figura 6.9 – Comparação entre a curva de temperatura (TBS) na estufa, obtida com a configuração 1B <sub>P</sub> e a curva obtida da média de processos reais.....	104
Figura 6.10 – Temperaturas e calor obtidos com a configuração 2B <sub>P</sub> durante a 1 <sup>a</sup> fase.....	105
Figura 6.11 – Temperaturas obtidas com a configuração 2B <sub>P</sub> durante todo o processo .....	106
Figura 6.12 – Comparação entre a curva de temperatura (TBS) na estufa, obtida com a configuração 1B <sub>P</sub> e a curva obtida da média de processos reais.....	106
Figura 6.13 –Quantidade de calor transferido para a estufa pelo SAS e pela fornalha para as configurações analisadas .....	107
Figura 6.14 – Redução percentual do consumo de lenha para um processo de cura de acordo com a configuração do SAS .....	108

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Valores médios dos principais parâmetros de desempenho do SAS .....	39
Tabela 4.1 – Intervalo de tempo de cada etapa do processo de cura.....	53
Tabela 4.2 - Dados de entrada da Eq. (4.1) para o cálculo da carga térmica de aquecimento .	54
Tabela 4.3 - Dados de entrada das Eq. (4.1) e (4.2) para o cálculo da carga térmica .....	55
Tabela 4.4 - Carga térmica de secagem das folhas de tabaco.....	56
Tabela 4.5 - Perdas térmicas pelas paredes e pelo teto da estufa .....	61
Tabela 4.6 - Perdas térmicas pelo piso da estufa.....	64
Tabela 4.7 – Quantidade de energia total necessária para a cura do tabaco.....	64
Tabela 5.1 – Parâmetros que foram combinados nas simulações.....	79
Tabela 5.2 - Principais parâmetros adotados na simulação da variação da vazão de água nos coletores solares.....	80
Tabela 5.3 - Principais parâmetros adotados na simulação da variação da vazão de água no trocador de calor. ....	82
Tabela 5.4 - Principais parâmetros adotados na simulação da variação da vazão de ar no trocador de calor. ....	86
Tabela 5.5 - Principais parâmetros adotados na simulação da variação do produto $UA$ do trocador de calor. ....	88
Tabela 5.6 - Principais parâmetros adotados na simulação da variação do volume do tanque.	92
Tabela 5.7 - Configurações do SAS simuladas levando em conta as novas considerações. ....	97
Tabela 6.1 - Resumo dos resultados da simulação da configuração $1A_T$ atuando durante todo o processo .....	99
Tabela 6.2 - Resumo dos resultados da simulação da configuração $2A_T$ .....	101
Tabela 6.3 - Resumo dos resultados da simulação da configuração $1B_P$ atuando durante todo o processo .....	103
Tabela 6.4 - Resultados obtidos com a configuração $2B_P$ atuando durante todo o processo .	106

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>19</b>
1.1	OBJETIVOS .....	19
1.2	MOTIVAÇÃO.....	20
1.3	METODOLOGIA.....	20
1.4	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO .....	20
<b>2</b>	<b>BREVE HISTÓRICO DO USO DA ENERGIA SOLAR.....</b>	<b>21</b>
2.1	CENÁRIO ATUAL.....	22
<b>2.1.1</b>	<b>Panorama da energia solar na França .....</b>	<b>22</b>
<b>2.1.2</b>	<b>Panorama da energia solar no Reino Unido.....</b>	<b>23</b>
<b>2.1.3</b>	<b>Capacidade mundial de geração de energia solar térmica.....</b>	<b>24</b>
2.2	SETORES QUE MAIS INVESTEM .....	25
2.3	ENERGIA SOLAR NO BRASIL .....	27
2.4	SISTEMAS INDUSTRIAIS DE ENERGIA SOLAR TÉRMICA.....	31
<b>2.4.1</b>	<b>Projetos da Task 29 IEA-SHC – 2007.....</b>	<b>32</b>
<b>2.4.2</b>	<b>Secagem de tabaco na Romênia.....</b>	<b>35</b>
<b>2.4.3</b>	<b>Secagem de tabaco no Brasil.....</b>	<b>39</b>
<b>3</b>	<b>PRODUÇÃO DE TABACO NO MUNDO E NO BRASIL .....</b>	<b>43</b>
3.1	ORIGEM E PANORAMA ATUAL DA PRODUÇÃO DE TABACO.....	43
3.2	SISTEMA BRASILEIRO DE PRODUÇÃO DE TABACO .....	44
3.3	PROCESSO DE CURA DO TABACO .....	45
<b>3.3.1</b>	<b>Fases da cura do tabaco Virgínia .....</b>	<b>47</b>
<b>4</b>	<b>CARACTERIZAÇÃO DA ESTUFA E DO PROCESSO DE CURA DE TABACO</b>	<b>49</b>
4.1	CARGA TÉRMICA DO PROCESSO DE CURA DO TABACO .....	49
<b>4.1.1</b>	<b>Perdas térmicas da estufa.....</b>	<b>56</b>
<b>4.1.2</b>	<b>Capacitância térmica da estufa .....</b>	<b>65</b>
<b>4.1.3</b>	<b>Coefficiente global de perdas térmicas da estufa .....</b>	<b>66</b>
<b>4.1.4</b>	<b>Análise do trocador de calor pelo método da efetividade - NTU.....</b>	<b>67</b>
<b>5</b>	<b>SIMULAÇÕES DO SISTEMA SOLAR DE CURA DE TABACO.....</b>	<b>70</b>
5.1	CARACTERIZAÇÃO DA REGIÃO DO ESTUDO E DEFINIÇÃO DO TMY.....	71
5.2	APRESENTAÇÃO DO SAS PROPOSTO NO TRNSYS.....	73
<b>5.2.1</b>	<b>Processador de dados meteorológicos – Type15-2.....</b>	<b>75</b>
<b>5.2.2</b>	<b>Bomba dos coletores solares – Type114.....</b>	<b>75</b>

5.2.3	<b>Campo de coletores solares – Type71.....</b>	<b>75</b>
5.2.4	<b>Tanque de termo acumulação – Type4a.....</b>	<b>76</b>
5.2.5	<b>Bomba do trocador de calor – Type114-2 .....</b>	<b>76</b>
5.2.6	<b>Trocador de calor – Type5e .....</b>	<b>76</b>
5.2.7	<b>Zona térmica simples – Type88 .....</b>	<b>77</b>
5.2.8	<b>Controle da bomba dos coletores solares – Type2b.....</b>	<b>77</b>
5.2.9	<b>Controle da bomba do trocador de calor – Type2b-2 .....</b>	<b>77</b>
5.2.10	<b>Fornalha – Type14h.....</b>	<b>77</b>
5.3	<b>ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DOS PRINCIPAIS PARÂMETROS DO SAS .....</b>	<b>77</b>
5.3.1	<b>Análise da vazão de água no campo de coletores solares .....</b>	<b>79</b>
5.3.2	<b>Análise da vazão de água no trocador de calor .....</b>	<b>82</b>
5.3.3	<b>Análise da vazão de ar no trocador de calor .....</b>	<b>86</b>
5.3.4	<b>Análise do produto UA do trocador de calor .....</b>	<b>87</b>
5.3.5	<b>Análise do coeficiente de perdas da estufa.....</b>	<b>90</b>
5.3.6	<b>Análise do volume do tanque de termo acumulação.....</b>	<b>91</b>
5.3.7	<b>Conclusões da análise dos principais parâmetros do SAS .....</b>	<b>94</b>
5.4	<b>REFINAMENTO DA SIMULAÇÃO .....</b>	<b>96</b>
<b>6</b>	<b>RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES .....</b>	<b>98</b>
6.1	<b>CONFIGURAÇÃO 1A<sub>T</sub>.....</b>	<b>98</b>
6.2	<b>CONFIGURAÇÃO 2A<sub>T</sub>.....</b>	<b>100</b>
6.3	<b>CONFIGURAÇÃO 1B<sub>P</sub> .....</b>	<b>102</b>
6.4	<b>CONFIGURAÇÃO 2B<sub>P</sub> .....</b>	<b>105</b>
6.5	<b>SÍNTESE DOS RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES.....</b>	<b>107</b>
<b>7</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>109</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>111</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A comercialização de sistemas de aquecimento solares para secagem de produtos agrícolas ainda é pouco difundida e os sistemas atualmente utilizados são, em geral, construídos de forma empírica e ineficientes. Vários pesquisadores já estudaram o tema e apontaram a secagem solar de produtos agrícolas como uma aplicação muito promissora. Um dos trabalhos mais importantes já realizados envolvendo esse assunto é a plataforma de pesquisa chamada *Task 29 – Solar Crop Drying* (Secagem Solar da Colheita) desenvolvida pela *International Energy Agency* (IEA), que além de confirmar o potencial dessa aplicação, apontou as principais barreiras para a difusão dos sistemas de aquecimento solares de secagem na indústria agrícola. Uma das principais razões apontadas é a falta de bons projetos que sirvam de exemplo e estímulo à utilização desses sistemas.

A produção de tabaco é a maior cultura agrícola não alimentícia do mundo. O Brasil é o maior exportador e segundo maior produtor mundial, atrás apenas da China. Estima-se que a produção de fumo seja a fonte de renda de cerca de 190 mil famílias nos três estados da região sul do Brasil (BUAINAINN; SOUZA, 2009). A fonte energética utilizada pelos produtores para secagem desse tabaco é essencialmente a queima de lenha, ao passo que a faixa de temperaturas exigida pelo processo é facilmente atingida pelos coletores solares térmicos existentes no mercado. Além disso, o período de cura do tabaco ocorre essencialmente no verão (dezembro a março), fato que favorece muito o uso de sistemas de energia solar, em virtude da maior disponibilidade de radiação nesta época.

### 1.1 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é simular e analisar um Sistema de Aquecimento Solar (SAS) para fornecer complemento energético ao processo de cura de tabaco da espécie Virgínia. A região produtora, foco da análise, é centralizada na cidade de Santa Cruz do Sul – RS, e como resultado da pesquisa, pretende-se melhorar as formas de controle dos parâmetros do processo, gerar economia de lenha, diminuir as emissões de gases do efeito estufa, melhorar a qualidade de vida dos produtores e a qualidade do tabaco.

## 1.2 MOTIVAÇÃO

Este estudo é mais uma iniciativa que, diante da crescente demanda mundial por energia e do iminente esgotamento das fontes tradicionais, se une ao movimento global que visa diminuir os impactos ambientais decorrentes da produção de energia e impedir o colapso energético.

Outro fator de motivação para este trabalho é o fato da agricultura ser um dos pilares da economia brasileira e por ser a produção de tabaco uma importante cultura de sustentação desse pilar.

## 1.3 METODOLOGIA

A metodologia empregada tem por base o estudo do processo de cura do tabaco Virgínia, a simulação do sistema solar térmico proposto através do software TRNSYS versão 17 e a análise dos resultados das simulações com vistas à identificação das configurações mais adequadas do sistema de aquecimento solar para fornecer o complemento energético necessário ao processo.

## 1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O trabalho está dividido em sete capítulos, onde o capítulo 2 apresenta um breve resumo histórico da energia solar no mundo, o panorama mundial atual frente à crescente demanda por energia, a preocupação ambiental e alguns exemplos de ações governamentais de apoio ao mercado de energia solar térmica. Este capítulo também traz os resultados e oportunidades identificadas em pesquisas realizadas pela IEA. O capítulo 3 dá uma visão geral sobre a produção de tabaco desde sua origem até os dias de hoje, explica de forma sucinta o peculiar sistema brasileiro de produção e detalha o processo de cura do tabaco Virgínia. O capítulo 4 apresenta a caracterização do processo de cura do tabaco e da estufa onde ele ocorre. O capítulo 5 apresenta a proposta de SAS, trata das simulações no TRNSYS e analisa a influência dos principais parâmetros sobre o desempenho do sistema de aquecimento proposto. O capítulo 6 apresenta os resultados e análises das simulações. Finalmente, o capítulo 7 apresenta as principais conclusões do trabalho.

## 2 BREVE HISTÓRICO DO USO DA ENERGIA SOLAR

Não se sabe ao certo quando e nem onde o homem começou a utilizar a energia do Sol, deliberadamente, em benefício próprio, porém há indícios históricos de que já o fazia há séculos a.C. na Mesopotâmia e no Egito. Acredita-se que nesta época uma das principais finalidades do uso da energia solar era a produção de fogo através da concentração dos raios solares, utilizando-se espelhos côncavos de metal polido. Posteriormente este mesmo princípio teria sido usado como arma de guerra para atear fogo em navios inimigos.

Estudiosos afirmam que o primeiro coletor solar plano foi fabricado pelo suíço Nicolas de Saussure (1740-1799) e foi construído para cozinhar alimentos (AS ENERGIAS RENOVÁVEIS, 2011).

No início do século passado o aproveitamento da energia solar passou a ser de interesse de alguns países como Japão e Estados Unidos. Alguns projetos e protótipos foram construídos, porém, as duas grandes guerras mundiais, o baixo custo das fontes de energia e combustíveis concorrentes, aliados a outros fatores da época, impediram o avanço desses trabalhos. Em 1954 como um esforço para a retomada das pesquisas em energia solar em grande escala, foi criada nos Estados Unidos a American Solar Energy Society (ASES), que contribuiu muito para o avanço do tema como uma disciplina científica. Contudo, durante praticamente toda a década de 60, os baixos preços dos combustíveis continuaram gerando desinteresse por novas fontes de energia. Somente em meados da década de 70, quando a escassez de petróleo e gás natural fez o preço desses combustíveis dispararem, o interesse em energia solar voltou com forte intensidade e provocou diversas iniciativas de apoio, incentivo e financiamento, especialmente do governo norte americano (RODRIGUES, 2002).

Com essas medidas de apoio, o setor que mais se desenvolveu foi o setor de energia solar para uso doméstico, com os sistemas de aquecimento e refrigeração de prédios. Algumas iniciativas no setor industrial também foram implantadas, mas, devido à exigência de temperaturas mais elevadas (para alguns casos) e diversas outras características específicas de cada tipo de indústria, o setor de aquecimento solar de processos industriais não acompanhou o desenvolvimento observado no setor doméstico.

Apesar das diferenças observadas entre os setores, algumas dificuldades são comuns a ambos e pesquisadores como Kutsher et al. (1982) e Karagiorgas et al. (2001) concordam que as instalações de sistemas solares térmicos das décadas de 1970 e 1980 apresentaram problemas tais como: erros de projeto e instalação, baixa qualidade e elevado custo dos

materiais, além de um alto índice de manutenção. Por essas razões, muitos sistemas instalados nessa época deixaram de operar antes de proporcionarem o retorno do valor investido no projeto e instalação dos mesmos, gerando prejuízos economicamente calculáveis, mas incalculáveis para a credibilidade nesse tipo de sistema.

Durante a década de 1990 essa situação começou a mudar. Muitas lições foram aprendidas com os erros do passado e atualmente, em vários países, existem diversas instalações que são economicamente atraentes, proporcionam economia significativa de energia e trazem muitos benefícios ambientais (KARAGIORGAS et al., 2001).

## 2.1 CENÁRIO ATUAL

Devido à grande preocupação com a crescente demanda mundial por energia e também com a degradação do meio ambiente, assim como outros mercados de energias limpas e sustentáveis, o mercado de energia solar térmica vem crescendo muito nos últimos anos. Iniciativas governamentais e de instituições privadas, visando o aprimoramento e a expansão dos sistemas de aquecimento solar tem proliferado em várias partes do mundo (WEISS; MAUTHNER, 2012).

### 2.1.1 Panorama da energia solar na França

Na década de 1980 o governo francês incentivou a construção de piscinas e, de fato, muitas foram construídas durante as décadas de 80 e 90. No ano de 1999, o governo lançou uma campanha solar térmica nacional (*Plan Soleil*), que foi posta em prática pela *Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie* (ADEME) para aquecimento de água. Essa campanha durou até 2005 e com subsídios para implantação de sistemas, treinamento de instaladores, marketing, programas de certificação de qualidade de equipamentos e instalações (Qualisol), proporcionou a retomada do mercado de energia solar térmica naquele país (HEREBIA, 2011).

Herebia (2011) afirma que de acordo com os relatórios da *Association Professionnelle de L'Energie Solaire* (ENERPLAN), entre os anos de 2000 e 2005 foram instalados mais de 500 mil m<sup>2</sup> de coletores. Afirma também que, segundo a *European Solar Thermal Industry Federation* (ESTIF) a instalação de novos coletores atingiu o máximo em 2008, quando foram instalados 313 mil m<sup>2</sup>.

Devido, principalmente, aos efeitos da crise econômica mundial e a concorrência com a energia solar fotovoltaica, que possibilita bons ganhos com a venda da energia excedente, desde 2008 o mercado de energia solar térmica na França vem declinando. Porém, o setor de sistemas coletivos continua crescendo graças a um programa de financiamento do governo (*Fonds Chaleur*). Esse programa teve início em 2009 e beneficia quem produz energia solar térmica, geotérmica ou através de outras fontes renováveis, como biomassa e biogás. O financiamento é aberto a proprietários de prédios de apartamentos e fabricantes de sistemas para o setor de serviços como hospitais e enfermarias e permite o reembolso de até 80% do valor investido (HEREBIA, 2011).

Segundo Herebia (2011), estima-se atualmente que o mercado francês de energia solar térmica possa voltar a crescer juntamente com os de outras fontes sustentáveis, de modo que em 2020, 20% da energia disponível seja oriunda de fontes renováveis. Para isso a União Européia criou uma lei ambiental (*Grenelle de l'Environnement*) que prevê que o armazenamento de água quente nos prédios residenciais administrados pelo governo (cerca de 4,2 milhões de apartamentos) deve ser renovado, porém sem os recursos do *Fonds Chaleur*, e isso beneficiaria o mercado.

Ainda de acordo com Herebia (2011), outra lei que deve impulsionar o mercado de energia solar térmica na França é a nova *Réglementation Thermique* (RT 2012), que determina que novos prédios não possam apresentar demanda de energia primária superior a 50 kWh/m<sup>2</sup>. A lei anterior (RT 2005) permitia até 150 kWh/m<sup>2</sup>. Espera-se que com essa nova lei a eficiência dos sistemas solares dê um salto de qualidade.

### **2.1.2 Panorama da energia solar no Reino Unido**

Em 2011 o governo do Reino Unido lançou um programa de incentivo ao uso de energias renováveis, chamado *Renewable Heat Incentive* (RHI). Mesmo diante da atual crise econômica que atinge a Europa, o programa aplicará cerca de 991 milhões de euros visando aumentar em sete vezes a quota de calor renovável durante esta década e reduzir em, pelo menos 80%, as emissões de carbono até 2050. Em 2012, outro plano do governo (*Green Deal*) foi criado para promover a renovação dos sistemas de aquecimento residenciais que, em sua grande parte, estão em mau estado e apresentando baixa eficiência (HEREBIA, 2012).

Segundo Herebia (2012), no Reino Unido aproximadamente 50% do consumo de energia é gasto com aquecimento e cerca de 70% do calor produzido é proveniente da queima de gás. Apenas 1,5% é gerado a partir de fontes renováveis de energia.

Herebia (2012), afirma também que através de programas como o RHI o governo pretende atingir a meta de 12% do calor sendo produzido por fontes renováveis até 2020.

### 2.1.3 Capacidade mundial de geração de energia solar térmica

Iniciativas semelhantes às dos governos francês e do Reino Unido são muito benéficas, pois fortalecem o mercado, dão suporte às pesquisas e proporcionam avanços tecnológicos e todas as condições necessárias para a superação dos erros do passado. Essas iniciativas não são tão raras quanto possa parecer, pois um relatório (WEISS; MAUTHNER, 2012) divulgado em maio de 2012, pela Agência Internacional de Energia confirma o aumento mundial da capacidade de geração de energia solar.

O relatório da IEA analisou 55 países, dentre eles o Brasil, nos quais vivem 61% da população mundial e cuja capacidade de geração de energia solar térmica representa mais de 90% da capacidade global instalada. O estudo afirma que no fim de 2010 a capacidade mundial instalada de geração de energia solar térmica atingiu 195,8 GW, o que corresponde a 279,7 milhões de m<sup>2</sup> de coletores solares. Durante o ano de 2010 foram instalados 60,2 milhões m<sup>2</sup> de coletores (42,2 GW) o que representa um aumento de 13,9% em relação ao ano anterior. Afirma ainda que neste mesmo ano, conforme pode ser visto na Fig. 2.1, os maiores mercados de energia solar estavam localizados na China e Europa respectivamente, e representavam juntos 78,5% da capacidade mundial de produção de energia solar naquele ano (WEISS; MAUTHNER, 2012).

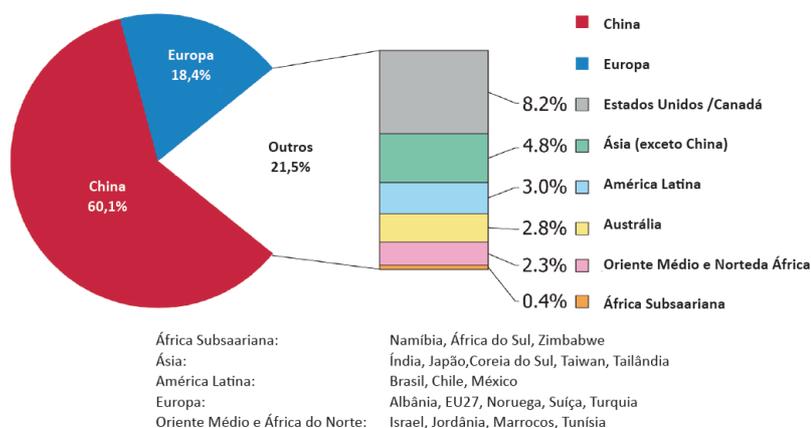


Figura 2.1 - Distribuição da capacidade mundial de geração de energia solar térmica por região econômica em 2010.

Fonte: Weiss e Mauthner (2012, p. 8).

Mesmo com o aumento mundial da capacidade de produção de energia solar, observado nos últimos anos, a participação desta fonte ainda é ínfima na matriz energética mundial. De acordo com um relatório da Rede de Políticas de Energias Renováveis para o Século 21 - REN21 (2012), em 2010 o somatório de todas as fontes renováveis atendeu 16,7% do consumo global de energia. A meta da Organização Mundial das Nações Unidas (ONU), ratificada em 2012 na Conferência Rio+20 é que esse valor atinja 30% em 2030 (VASCONCELOS; LIMBERGER, 2012).

Segundo a IEA (2012), embora a participação das fontes renováveis de energia tenha aumentado na matriz energética mundial, os investimentos em fontes não renováveis ainda são muito superiores e em 2011 o valor investido foi seis vezes maior do que o aplicado em fontes sustentáveis.

Mesmo que o uso da energia solar ainda seja pouco representativo, os seus benefícios ambientais já podem ser estimados. A capacidade de produção de energia solar térmica atingida em 2010, por exemplo, equivale a uma economia de 17,3 milhões de toneladas de óleo e evitando também a emissão de 53,1 milhões de toneladas de CO<sub>2</sub> (WEISS; MAUTHNER, 2012). Por isso ações governamentais, tais como as dos governos da França, do Reino Unido e de outros países não citados neste texto, de incentivo ao uso de energia solar e demais fontes renováveis, devem ser seguidas e ampliadas.

## 2.2 SETORES QUE MAIS INVESTEM

O mesmo relatório (WEISS; MAUTHNER, 2012), mostrou, conforme pode ser visto na Fig. 2.2, que a aplicação solar térmica mais difundida mundialmente é a de aquecimento doméstico de água (em azul), pois 85% dos sistemas em operação no mundo ao final de 2010 se destinavam a este fim. Outros 10% representavam grandes sistemas de aquecimento de água (em laranja) como, por exemplo, condomínios e prédios públicos e apenas 5% dos sistemas eram híbridos (em verde), destinados tanto a aquecimento doméstico de água quanto a aquecimento de ambientes. Outras aplicações (em azul claro) eram, naquele momento, insignificantes no cenário global.

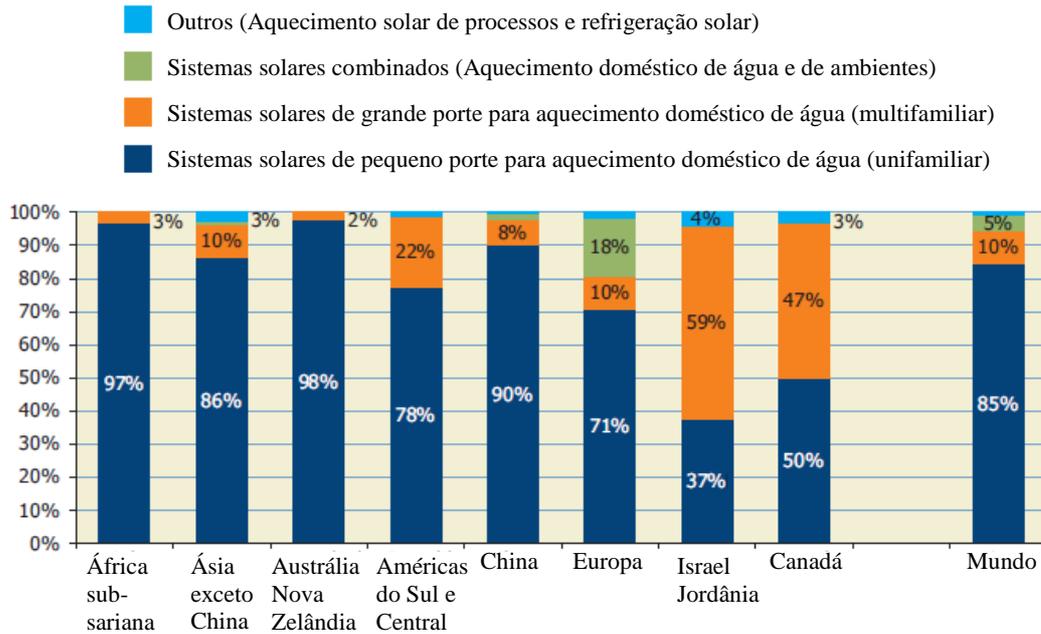


Figura 2.2 - Distribuição mundial das aplicações solares térmicas em relação à quantidade total de sistemas em operação no fim de 2010.

Fonte: Weiss e Mauthner (2012, p.39)

Surpreende notar que entre as aplicações menos difundidas mundialmente está a de aquecimento solar de processos industriais, principalmente sabendo que em diversos setores da indústria, conforme mostra a Fig. 2.3, aproximadamente 60% da demanda de calor está nas faixas de média (100 a 400 °C) ou baixa temperatura (abaixo de 100 °C).

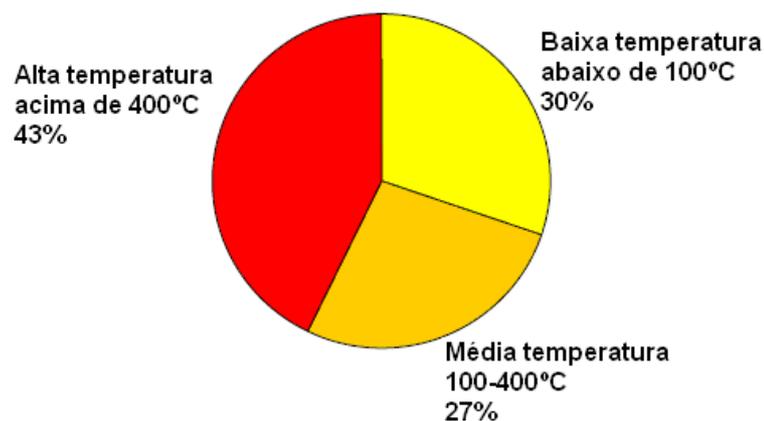


Figura 2.3 - Distribuição da demanda de calor na indústria por nível de temperatura

Fonte: Vannoni et al. (2008, p. 4)

Ciente disso, a IEA estabeleceu duas plataformas internacionais de pesquisa específicas para este setor. A primeira, chamada de Task 33 – Potencial for Solar Heat in Industrial Processes desenvolvida de 2003 a 2007, mapeou a demanda de energia, as faixas de

temperatura e os setores industriais em que a implantação de sistemas solares de aquecimento seria mais viável. A segunda, chamada de Task 44 – Solar Process Heat for Production and Advanced Applications iniciada em fevereiro de 2012, tem o objetivo de melhorar os processos de fabricação de coletores e outros componentes do circuito solar térmico, além de produzir uma base de dados para facilitar a comparação de características técnicas e econômicas entre diferentes coletores solares. Além de gerar recomendações para padronização de testes e, principalmente, melhorar a integração dos sistemas solares térmicos com os processos industriais de aquecimento, para consolidar a energia solar também neste setor que apresenta um enorme potencial de mercado (BRUNNER et al., 2011).

### 2.3 ENERGIA SOLAR NO BRASIL

Considera-se que as primeiras pesquisas na área de energia solar térmica, no Brasil, tiveram início na década de 1970, como muitos outros países que seguiram essa tendência, por força do aumento mundial de preços do petróleo e do gás natural ocorrido nessa época. Também é desse período o surgimento das primeiras empresas nacionais voltadas a essa área e algumas delas ainda em operação. Embora a década de 70 tenha marcado o início das pesquisas e o surgimento das primeiras empresas, foi nas duas décadas seguintes que começaram a ocorrer, de fato, a especialização das empresas, a profissionalização da mão de obra e o crescimento do mercado nacional (VASCONCELOS; LIMBERGER, 2012).

Durante os anos 1980 não foi registrado um grande crescimento do mercado nacional de energia solar térmica, mas esse período foi marcado pelo surgimento de várias empresas com foco exclusivo em aquecimento solar. Já na década de 1990, o setor recebeu um grande impulso com a criação do Grupo Setorial de Aquecimento Solar, vinculado à Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABRAVA). (VASCONCELOS; LIMBERGER, 2012).

Esse setor também foi beneficiado pelos vários congressos, programas de demonstração da tecnologia e incentivos governamentais, como a isenção de IPI e ICMS para aquecedores solares de água, realizados na época. Com objetivo de melhorar a qualidade e eficiência dos equipamentos, nesse período também foi assinado um acordo entre o Grupo Setorial de Aquecimento Solar e o Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE), que é coordenado pelo Instituto Nacional de Metrologia Qualidade e Tecnologia (Inmetro) e apoiado pela Eletrobrás Procel (VASCONCELOS; LIMBERGER, 2012).

Na primeira década do novo milênio, muitas ações de apoio ao setor, iniciadas nos anos anteriores, se mantiveram vivas, tais como a realização de congressos, demonstrações, isenção de impostos e outras. Além disso, novas ações foram implantadas, como o programa de qualificação de fornecedores de sistemas de aquecimento solar (Qualisol Brasil), reformulação dos programas de capacitação do Departamento Nacional de Aquecimento Solar (DASOL)<sup>1</sup> e iniciativas de mobilização da sociedade como o Cidades Solares, também do DASOL (VASCONCELOS; LIMBERGER, 2012).

Segundo Vasconcellos e Limberger (2012), ao final de 2009 o mercado brasileiro de coletores solares contava com 59 empresas, a maioria concentrada nos estados de Minas Gerais e São Paulo.

Em julho de 2011, o governo federal, por meio do Ministério das Cidades, tornou obrigatória a instalação de Sistemas de Aquecimento Solar (SAS) em moradias do Programa Minha Casa Minha Vida, para famílias de baixa renda. Todos esses esforços postos em prática, ao longo dos últimos anos, para promover e ampliar o uso da energia solar térmica no Brasil tem sustentado um crescimento sólido da ordem de 20% ao ano desse mercado conforme pode ser visto na Fig. 2.4.

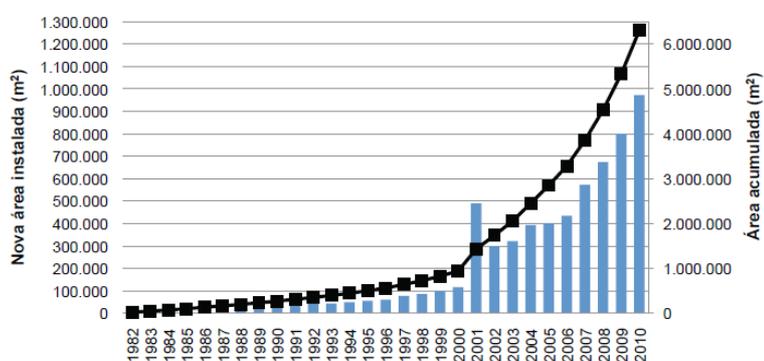


Figura 2.4 - Evolução do mercado brasileiro de aquecedores solares

Fonte: Abrava (2011)

De acordo com o já citado relatório da IEA (WEISS; MAUTHNER, 2012), ao final de 2010 o Brasil ocupava a sexta posição no ranking mundial de capacidade solar instalada, com 4.278 MWt por ano, equivalendo a uma área de 6,11 milhões de metros quadrados de coletores solares. Como pode ser visto na Fig. 2.5, o líder mundial é a China com 117.600 MWt e 168 milhões de m<sup>2</sup> de coletores.

<sup>1</sup> Antigo Grupo Setorial de Aquecimento Solar da ABRVA.

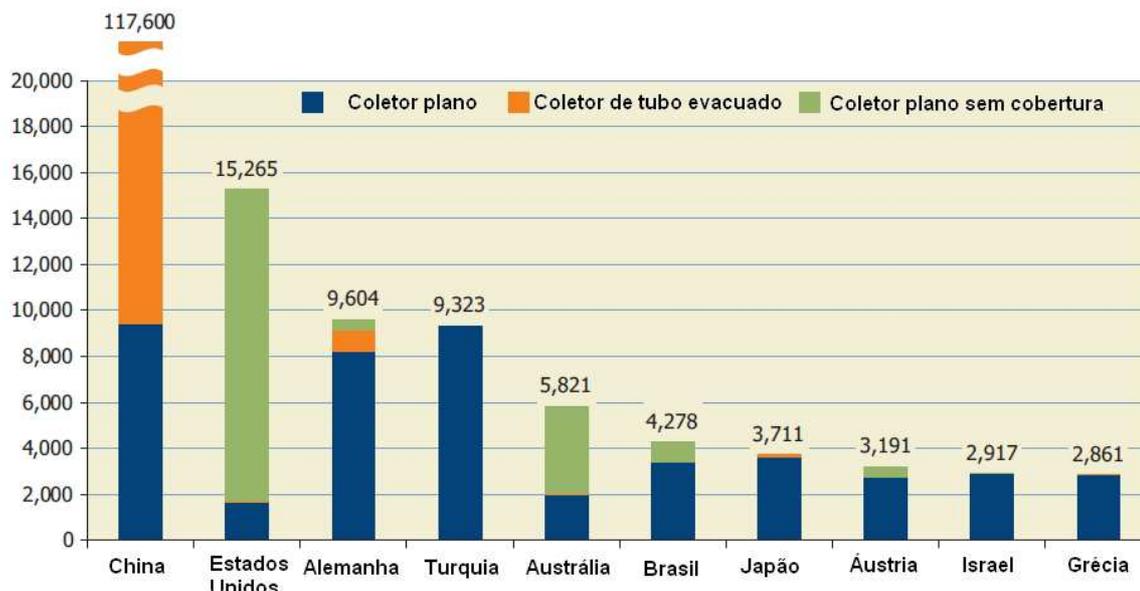


Figura 2.5 – Capacidade total instalada (em MWt) em operação no fim de 2010

Fonte: Adaptada Weiss e Mauthner (2012).

O relatório considera os sistemas instalados de 1985 a 2010 e os dados do mercado brasileiro foram fornecidos pelo DASOL.

Segundo o departamento nacional de aquecimento solar da ABRAVA, considerando os sistemas instalados de 1982 a 2011, a capacidade do Brasil atinge 5,11 MWt por ano e 7,3 milhões de m<sup>2</sup> de coletores. A meta do DASOL é chegar a 15 milhões de m<sup>2</sup> (10,5 MWt) em 2015 porém, outras ações são necessárias para que a energia solar térmica possa contribuir mais com uma das metas do Ministério de Minas e Energia, que é reduzir em 10%, até 2030, o consumo final de energia elétrica no país (VASCONCELOS; LIMBERGER, 2012).

De acordo com estudos recentes, duas frentes de atuação se apresentam com grande potencial de apoio ao cumprimento dessas metas. A primeira é a expansão da tecnologia solar térmica no setor residencial, uma vez que, segundo a última Pesquisa de Posse de Equipamentos e Hábitos de Uso (ELETROBRÁS PROCEL, 2007 apud VASCONCELOS; LIMBERGER, 2012), e conforme pode ser visto na Fig. 2.6, apenas 0,4% das residências brasileiras utilizam sistemas solares para aquecimento de água para banho (VASCONCELOS; LIMBERGER, 2012).

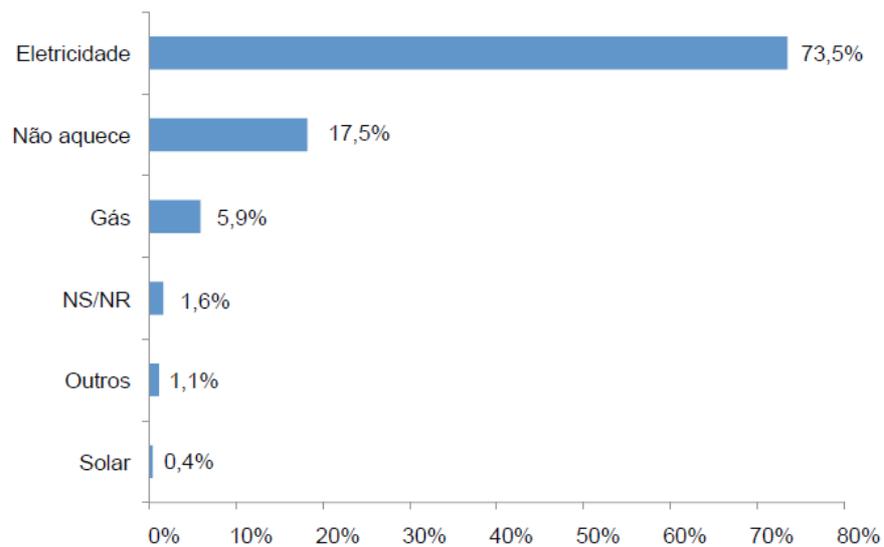


Figura 2.6 - Fonte de energia utilizada para aquecimento de água para banho

Fonte: Eletrobrás Procel (2007)

A segunda frente de atuação que se mostra muito promissora é a ampliação do uso de SAS no setor da indústria. Conforme pode ser observado na Fig. 2.7, somente 2% das indústrias brasileiras aquecem água com sistema solar e, ainda assim, muitas delas o fazem para uso nos vestiários dos funcionários, ou seja, fazem uso semelhante ao do setor residencial e não nos processos de produção.

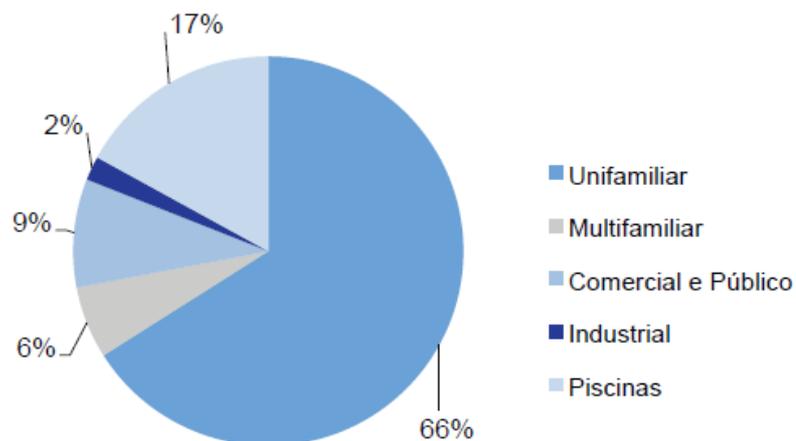


Figura 2.7 - Distribuição percentual do uso de SAS por setor

Fonte: Abrava (2010)

Conforme mencionado anteriormente, um estudo da Euroheat e Power (2003) apontou que em muitos setores industriais, aproximadamente 60% da demanda de calor está numa

faixa de temperaturas não superior a 400 °C e boa parte não superam os 100 °C, faixas facilmente atingíveis pelos coletores existentes atualmente no mercado.

Essas duas áreas juntas apresentam um imenso potencial de crescimento para a energia solar térmica no Brasil, porém é preciso dar continuidade a todos os planos e ações de apoio a essa tecnologia já iniciados, investir na melhoria da qualidade e eficiência dos componentes dos sistemas, descentralizar e ampliar os programas de capacitação profissional, reduzir os custos dos equipamentos e o tempo de retorno dos investimentos. Enfim, implantar ações que visem à superação dos obstáculos técnicos, comerciais e culturais, referentes aos SAS, ainda existentes no nosso país.

#### 2.4 SISTEMAS INDUSTRIAIS DE ENERGIA SOLAR TÉRMICA

Conforme mencionado anteriormente, há grandes oportunidades de crescimento da energia solar térmica no campo da indústria e os mercados mais promissores estão nas indústrias têxtil, agrícola, de bebidas e de papel. Grande parte da demanda de calor exigida nos processos de limpeza, secagem, destilação, pasteurização e esterilização dessas indústrias, estão na faixa de média temperatura (abaixo de 400 °C) ou baixa temperatura (abaixo de 100 °C).

A mensagem deixada pelos integrantes do grupo de trabalho da IEA que estudou o potencial do aquecimento solar nos processos industriais (Task 33 – Potential for Solar Heat in Industrial Processes) foi bem clara:

Há um relevante, promissor, apropriado, e até agora quase inexplorado setor de mercado para a aplicação da tecnologia solar térmica. Por isso, olhe para os setores industriais mais apropriados e mais representativos de seu país e explore este potencial. (VANNONI; BATTISTI; DRIGO, 2008, p. 12, tradução nossa).

No mundo todo, um dos setores mais promissores para o crescimento da energia solar térmica é o de secagem de produtos agrícolas. No Brasil, onde a agricultura é um dos pilares da economia e cuja incidência de radiação solar é abundante, essa aplicação se torna ainda mais interessante.

No período de janeiro de 2000 a maio de 2006, a IEA desenvolveu a plataforma de pesquisa Task 29 (SOLAR HEATING AND COOLING PROGRAMME - (IEA-SHC), 2007) especialmente para compreender e tentar superar os principais obstáculos que dificultam a implantação de SAS nas indústrias agrícolas.

De acordo com as informações desse grupo de pesquisa, os principais entraves para o aumento do uso da energia solar térmica neste setor são a falta de conhecimento da relação custo-benefício dos sistemas solares de secagem, a falta de boas informações técnicas e a falta de boas experiências práticas locais.

Atualmente a queima de madeira ou de outros combustíveis fósseis são muito usadas para fins de secagem dos produtos da colheita e em muitos países, combustíveis mais caros como o diesel e o propano estão substituindo a madeira. Ainda segundo as estimativas do grupo, a quantidade de energia que poderia ser substituída por energia solar está entre 300 PJ e 900 PJ anuais.

Para tentar atingir os objetivos da pesquisa desse grupo, foram desenvolvidos cinco projetos de secagem de produtos agrícolas em diferentes países.

#### **2.4.1 Projetos da Task 29 IEA-SHC – 2007**

##### **a) Secagem de café na Costa Rica**

Este projeto nasceu de um acordo para implantação de um sistema de secagem com energia solar de café em uma estrutura pré-existente para essa finalidade, mas que era operada com lenha.

Esse processo de secagem é dividido em duas etapas: a primeira ocorre em secadores verticais e reduz o teor de umidade do café de 60 para 35%. Em seguida, os grãos passam por uma série de tambores horizontais rotativos, onde a umidade é reduzida para 12%. Com base nas análises preliminares foi montado, sobre o telhado, um campo de 690 m<sup>2</sup> de coletores de aquecimento de ar fabricados pela Solarwall, para operar com um fluxo de ar de 28 L/(sm<sup>2</sup>). Dessa forma, a previsão era de que a eficiência dos coletores fosse de 59%, que o sistema gerasse 1.993 GJ por ano e que nesse período fossem economizadas 300 toneladas de madeira (IEA-SHC, 2007).

Os especialistas do grupo de pesquisa monitoraram o desempenho do sistema durante a safra de 2004/2005 e perceberam que havia um importante vazamento de ar. Algumas medidas foram tomadas para conter o vazamento, mas o mesmo não foi completamente estancado. Em função disso, o sistema operou abaixo de sua capacidade e o fluxo de ar nos coletores foi muito menor do que o fluxo projetado. Mesmo assim, segundo os pesquisadores, durante toda a safra o sistema solar gerou 440 GJ e economizou mais de 22.700 kg de madeira.

#### b) Secagem de café no Panamá

Este projeto foi implantado em uma recém-inaugurada empresa de comércio e exportação de café, onde o processo de secagem também é dividido em duas etapas. Na primeira, 610 m<sup>2</sup> de coletores de aquecimento de ar, do fabricante Solarwall, pré aquecem o ar que é canalizado até uma fornalha a lenha que atende dois secadores verticais, onde o conteúdo de umidade dos grãos é reduzido de 52 para 11%. Em seguida, esses grãos são armazenados em vários silos que completam a secagem através de um segundo sistema, com 225 m<sup>2</sup> de coletores de aquecimento de ar, do mesmo fabricante, que pré aquece o ar que vai para um conjunto de três silos.

O sistema foi projetado tanto para diminuir o conteúdo de umidade quanto para mantê-la constante.

O estudo de viabilidade do projeto apontou que o sistema de aquecimento solar deveria fornecer 2.300 GJ de energia, com uma eficiência de 55% dos coletores e que essa energia seria suficiente para atender 28% da carga térmica. Além do mais, seriam economizados aproximadamente 600 m<sup>3</sup> de lenha, ou 95.800 litros de propano por ano (IEA-SHC, 2007).

O tempo estimado de retorno do investimento (*payback*) usando este sistema de aquecimento solar e lenha ficou entre 10 e 20 anos e 1,5 anos se o sistema solar for usado juntamente com propano. A razão da grande margem no cálculo do *payback* quando se usa madeira é devido às incertezas quanto à densidade e conteúdo de umidade da lenha usada.

O sistema foi monitorado durante a safra de 2004/2005, mas problemas na lavoura fizeram com que a colheita fosse muito menor do que o esperado. Em função de atrasos nas obras, o sistema de secagem não estava completamente concluído e apenas um dos dois secadores verticais estava operando. Além disso, somente um dos três silos estava sendo usado. Por conta desses problemas, o fluxo de ar nos coletores ficou muito menor do que o projetado, porém os coletores funcionaram corretamente considerando-se esse fluxo menor, levando a crer que também funcionariam conforme o esperado com o fluxo projetado.

#### c) Secagem de miolo de coco na Índia

Outro projeto que fez parte da Task 29 (IEA-SHC, 2007), foi a implantação de um sistema de aquecimento solar para auxiliar a secagem de miolo de coco em uma planta industrial na Índia.

Inicialmente o produto contém aproximadamente 70% de umidade e o processo de secagem ocorre em duas etapas. Na primeira, o miolo de coco é prensado mecanicamente para

eliminar o excesso de umidade e na segunda etapa, que ocorre em um secador de leito fluidizado, o conteúdo de umidade é reduzido para 20%.

Foram instalados 414 m<sup>2</sup> de coletores perfurados Solarwall, que pré-aquecem o ar até uma temperatura de 20 °C acima da temperatura ambiente. O fluxo de ar pelas aberturas dos coletores é de aproximadamente 60 m<sup>3</sup>/(hm<sup>2</sup>). Este ar pré-aquecido é canalizado até uma fornalha, operada a diesel, que eleva a temperatura do ar até os 105 °C necessários nos secadores.

Este sistema foi projetado para gerar 14% de economia com o combustível de aquecimento e o retorno do investimento em aproximadamente dois anos. Porém, por motivos de limitações de recursos, seus resultados não foram monitorados pelos pesquisadores (IEA-SHC, 2007).

#### d) Secagem de moyu na China

Este projeto foi proposto pelo governo chinês e teve como escopo a implantação de um sistema solar de preaquecimento de ar nas novas instalações de uma companhia de processamento de moyu no sul na China. A nova fábrica foi projetada para produzir 15 toneladas de farinha e 30 toneladas de fatias desidratadas por dia.

Moyu é o tubérculo da planta konjac *Amorophallus K. Koch*. Ele também é conhecido como konjac, língua do diabo, lírio do vodu e taro magia. Ele é usado na China e no Japão para fazer macarrão, molhos e sopas (IEA-SHC, 2007).

O projeto previu a instalação de 450 m<sup>2</sup> de coletores perfurados Solarwall, para produzir 850 GJ por ano. Dessa forma evitaria a queima de 28 toneladas de carvão por ano.

Em razão de mudanças no projeto, efetuadas pela companhia chinesa, para atender uma futura expansão, o projeto inicial não foi posto em operação e por isso os pesquisadores decidiram não monitorar o sistema (IEA-SHC, 2007).

#### e) Secagem de tabaco no Zimbábue

No início da Task 29 (IEA-SHC, 2007), o governo holandês firmou um contrato com a Zimbabwe Tobacco Association (ZTA), para implantar dois sistemas de secagem em suas estufas de teste, um de aquecimento de ar e outro de água.

Os sistemas foram implantados em algumas estufas e os resultados obtidos foram os seguintes: o sistema de aquecimento de ar gerou uma economia de lenha que ficou entre 25% e 40%. O sistema utilizando água sofreu muito atraso na sua implantação e os dados obtidos praticamente não puderam ser aproveitados. No entanto, o desempenho de ambos os sistemas

foi prejudicado por significativos vazamentos de ar nas estufas, que reduziram consideravelmente a eficiência total da secagem.

Os pesquisadores envolvidos nesse projeto ficaram convencidos de que a compreensão dos processos e integração dos SAS com a cura de tabaco está apenas no começo.

Por problemas relacionados à situação política e econômica do Zimbábue, os pesquisadores holandeses decidiram não dar continuidade ao projeto.

f) Conclusões do estudo da IEA-SHC

Ao final dos trabalhos os pesquisadores concluíram que:

- a) a secagem solar em larga escala de produtos agrícolas é possível para diversas culturas;
- b) os coletores solares disponíveis no mercado são capazes de fornecer o aquecimento necessário aos processos de secagem desses produtos;
- c) há grande dificuldade de se obter dados meteorológicos e de custos para a produção de estudos de viabilidade precisos;
- d) existem muitas instalações de secagem de produtos agrícolas operando de forma ineficiente.

Com base na experiência adquirida, os especialistas recomendam que:

- a) os dados meteorológicos e de custos, usados para o estudo de viabilidade, não sejam muito antigos, de preferência que sejam do ano anterior ao ano de implantação do projeto;
- b) antes de iniciar a instalação do sistema de secagem solar devem-se conhecer completamente os aspectos da aplicação em questão, monitorando pelo menos uma época de secagem.

Além desses trabalhos desenvolvidos pela IEA, outros também estudaram e deram sua contribuição para a evolução da secagem solar de produtos agrícolas.

#### **2.4.2 Secagem de tabaco na Romênia**

Durante os anos de 1980 e 1981 pesquisadores analisaram o desempenho de um sistema experimental de aquecimento solar, instalado em estufas para cura de tabaco na Romênia. Foram utilizados 209 m<sup>2</sup> de coletores parabólicos para aquecimento de água, dois tanques (5000 e 800 L) para armazenamento térmico de água, duas bombas, quatro trocadores de calor (água-ar) e equipamentos de controle (FARA et al., 1985).

O projeto hidráulico do SAS previu três modos de operação: circuito direto (bombas, coletores, trocadores de calor), circuito de armazenamento de calor (bombas, coletores, tanques, trocadores de calor) e circuito noturno (bombas, tanques, trocadores de calor). O chaveamento entre os modos de operação era feito automaticamente de acordo com as condições do ambiente ou manualmente (FARA et al., 1985). A Fig. 2.8 apresenta o esquema do SAS referido.

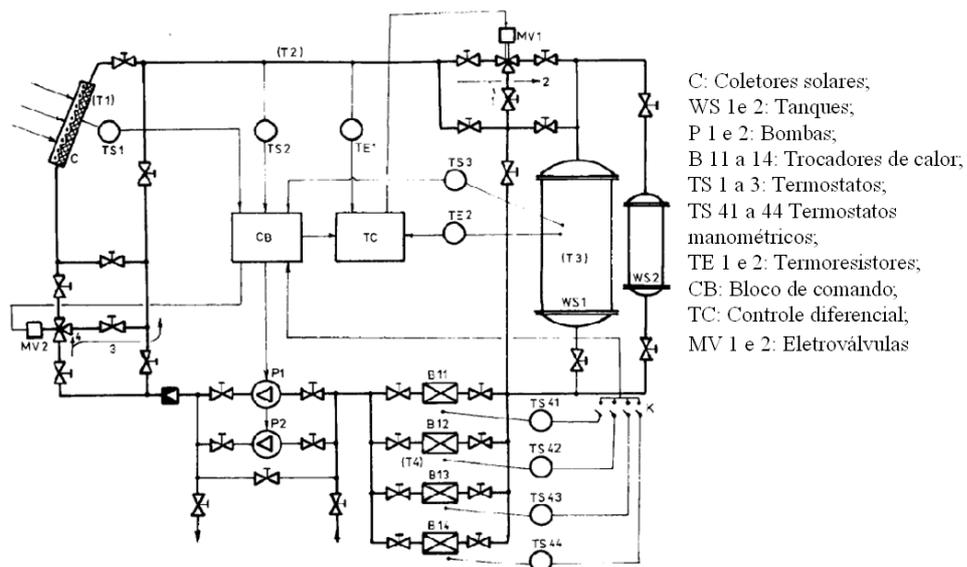


Figura 2.8 – Esquema do sistema de aquecimento solar

Fonte: Adaptado de Fara et al. (1985)

O campo de coletores solares foi montado com 168 coletores parabólicos divididos em seis grupos. Segundo Fara et al. (1985), a vazão total de água pelo campo de coletores foi de 1880 L/h, e a vazão em cada coletor foi de aproximadamente 60 L/h. A Fig. 2.9 ilustra a distribuição dos coletores no campo.

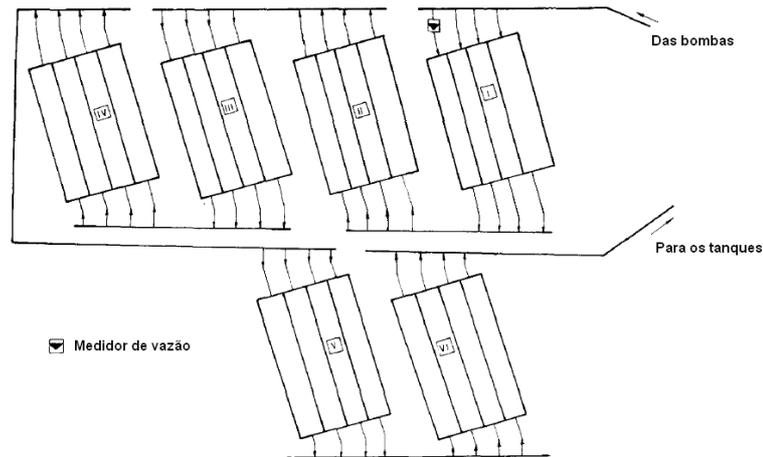


Figura 2.9 – Esquema do campo de coletores solares

Fonte: Adaptado de Fara et al. (1985)

Esse sistema foi utilizado para fornecer energia ao processo de cura de tabaco do tipo Virginia durante a fase de amarelção e para pré aquecer o ar para a fase de fixação da cor. Essas duas fases representam a etapa inicial da cura do tabaco e exigem temperaturas (do ar na estufa) na faixa de 38 a 50 °C. A fase de amarelção tem duração de 48 h e a fase de fixação da cor dura em média 34 h e as cargas térmicas são respectivamente 3865 kWh e 6423 kWh (FARA et al., 1985).

O resultado das análises dos pesquisadores apontou que o intervalo de captação de energia solar foi de 7 a 8 horas (entre 10 da manhã e 6 da tarde), a temperatura máxima da água na saída do campo de coletores foi de 70 °C e que a temperatura média da água na saída do campo de coletores foi de 60 °C (FARA et al., 1985).

De acordo com Fara et al. (1985), esses valores foram obtidos com uma temperatura ambiente média de 26 °C, radiação solar na faixa de 550 a 700 W/m<sup>2</sup> e vazão de 60 l/h em cada coletor solar. Segundo eles, os maiores valores de temperaturas foram obtidos quando não se utilizou os tanques de armazenamento térmico.

A Fig. 2.10 apresenta a evolução das temperaturas de entrada ( $T_{ec}$ ) e saída ( $T_{sc}$ ) da água no campo de coletores solares em função do tempo, e também a diferença entre elas ( $DT=T_{sc}-T_{ec}$ ).

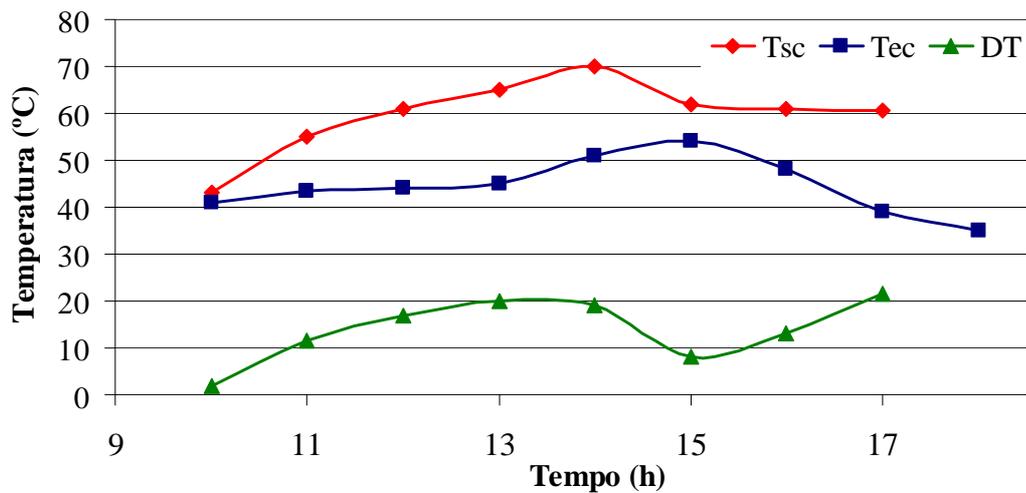


Figura 2.10 – Temperatura da água no campo de coletores

Fonte: Adaptado de Fara et al. (1985)

Também foram registradas as temperaturas de entrada e saída de água nos trocadores de calor, verificando-se que a maior temperatura atingida na entrada dos trocadores de calor foi de 64 °C com o sistema operando em modo direto (bombas, coletores, trocadores de calor). Concluiu-se também que a energia solar poderia ser usada por até quinze horas por dia utilizando os tanques de armazenamento térmico. A Fig. 2.11 mostra as temperaturas da água na entrada (Tet) e saída (Tst) dos trocadores de calor e a diferença entre elas ( $DT = Tet - Tst$ ).

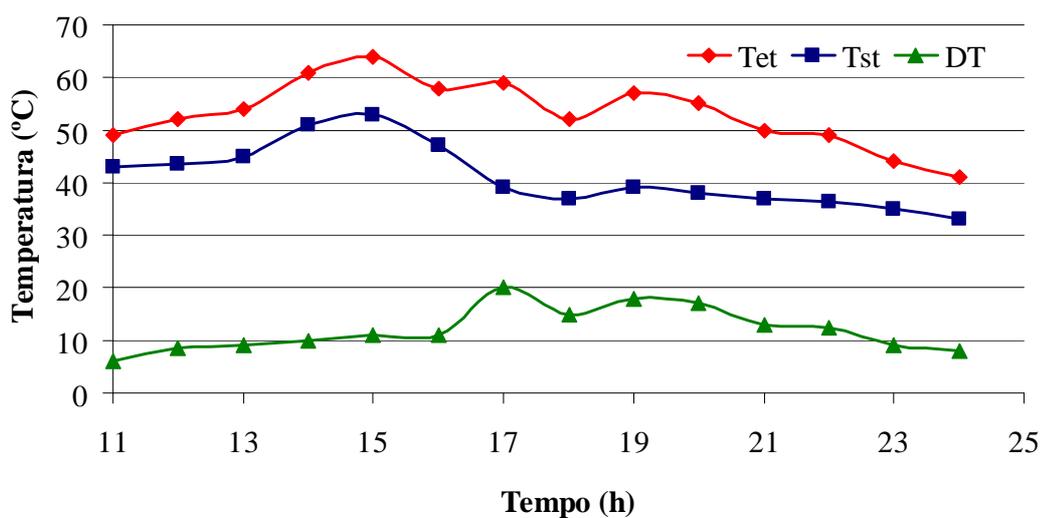


Figura 2.11 – Temperatura da água nos trocadores de calor

Fonte: Adaptado de Fara et al. (1985)

A potência útil média disponibilizada pelo sistema foi de 27,15 kW com eficiência de 23% (FARA et al., 1985). A Tab. 2.1 apresenta os valores médios dos principais parâmetros de desempenho do sistema de aquecimento. Foram avaliadas a irradiação global total incidente no campo de coletores,  $P_{inc}$ , a potência útil entregue pelos coletores,  $P_{col}$ , a potência útil entregue pelos trocadores de calor,  $P_{ut}$ , a potência útil do SAS,  $P_{u_{sas}}$ , a eficiência dos coletores,  $\eta_{col}$  e a eficiência global do sistema de aquecimento solar,  $\eta_{sas}$ .

Tabela 2.1 – Valores médios dos principais parâmetros de desempenho do SAS

$P_{inc}$ (kW)	$P_{col}$ (kW)	$P_{ut}$ (kW)	$P_{u_{sas}}$ (kW)	$\eta_{col}$ (%)	$\eta_{sas}$ (%)
199,05	33,98	17,2	27,15	27,5	23

Fonte: Adaptado de Fara et al. (1985)

De acordo com Fara et al. (1985) esse sistema proporcionou uma redução de 33,2 % no consumo de combustível convencional por tonelada de tabaco seco.

### 2.4.3 Secagem de tabaco no Brasil

Schuck (2012) construiu e avaliou a eficiência de um coletor solar plano, de baixo custo, para pré-aquecimento do ar utilizado no processo de cura de tabaco, da espécie Virginia, na cidade de Santa Cruz do Sul - RS. O coletor foi construído com sua face voltada para o norte e sua superfície com um ângulo de inclinação, em relação à horizontal, igual à latitude do local. A estrutura do coletor foi construída em alvenaria e o leito absorvedor de calor foi feito com uma camada de pedras britadas nº1, com espessura de 200 mm e área coletora de 3,0 m<sup>2</sup>. A cobertura do coletor foi feita com um vidro incolor de 5 mm de espessura, e a distância entre o vidro e o leito de britas foi de 50 mm. A Fig. 2.12 traz uma representação esquemática do coletor, e a Fig. 2.13 uma fotografia do coletor construído.

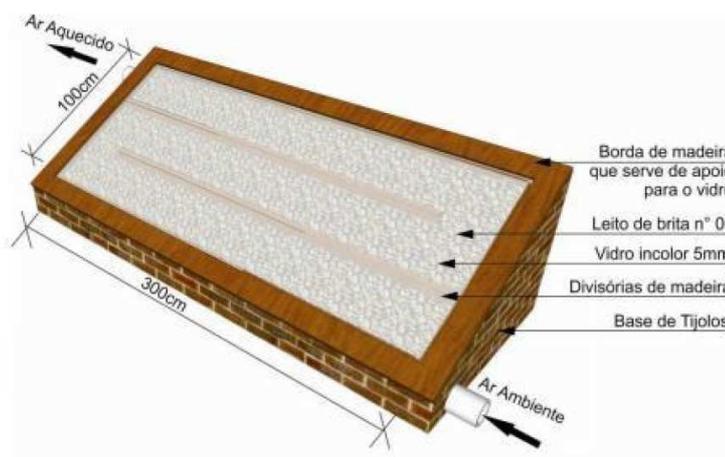


Figura 2.12 – Representação esquemática do coletor solar construído.

Fonte: Schuck (2012)



Figura 2.13 – Fotografia do coletor solar construído.

Fonte: Schuck (2012)

Schuck (2012) propôs um estudo de caso em que se analisou o uso desse coletor solar como sistema suplementar de energia em estufas convencionais, operadas à lenha, para cura de tabaco.

A estufa estudada possui 5 m de largura e 5 m de profundidade, um telhado de uma água com pé-direito de 6 m de altura no lado mais alto e 5,5 m no lado mais baixo. A fornalha fica na fachada norte e o interior da estufa abriga dutos de aço galvanizado de 400 mm de diâmetro que atuam na transferência do calor, proveniente da combustão de lenha na fornalha, para dentro da estufa. A Fig. 2.14 mostra uma fotografia da estufa estudada e a Fig. 2.15 apresenta um diagrama da mesma.



Figura 2.14 – Fotografia da estufa, para cura de tabaco, analisada no estudo de caso.

Fonte: Schuck (2012)

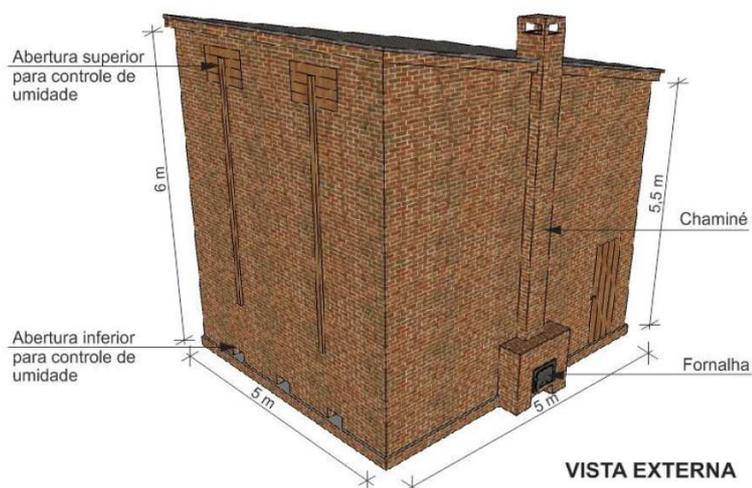


Figura 2.15 – Diagrama da estufa, para cura de tabaco, analisada no estudo de caso.

Fonte: Schuck (2012)

De acordo com Schuck (2012), um processo completo de cura de tabaco, com duração de seis dias, foi monitorado e foi constatado o consumo de  $5 \text{ m}^3$  de lenha de eucalipto empilhada ou  $3,05 \text{ m}^3$  em volume sólido. Considerando o poder calorífico superior da lenha de eucalipto como  $5 \text{ GJ/m}^3$  o calor necessário para realizar o processo de cura completo, nessa estufa, é de  $25 \text{ GJ}$ .

As temperaturas do ar na entrada e na saída do coletor solar foram medidas durante o processo e são demonstradas na Fig. 2.16. O calor útil médio, fornecido pelo coletor atingiu  $922 \text{ MJ}$  (SCHUCK, 2012).

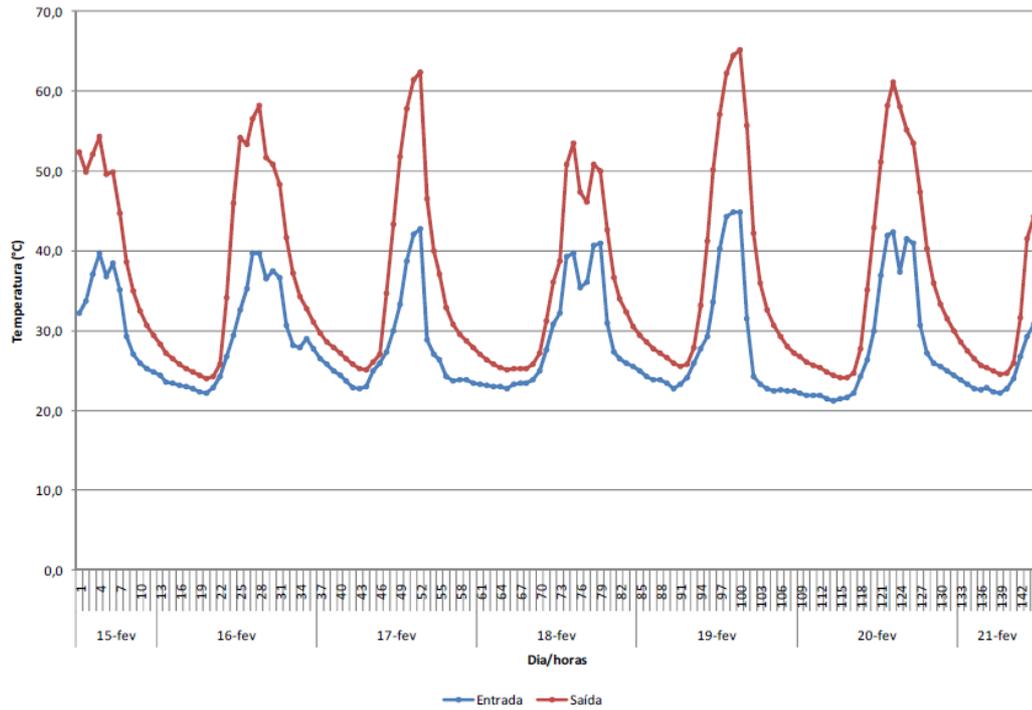


Figura 2.16 - Média horária das temperaturas de entrada e saída do coletor solar

Fonte: Schuck (2012)

Observou-se também que a utilização do coletor com 3 m<sup>2</sup> de área proporcionou a redução de 5,2% no consumo de lenha, o que demonstrou a viabilidade econômica da utilização do sistema com tempo de retorno do investimento de 3,4 anos (SCHUCK, 2012).

### **3 PRODUÇÃO DE TABACO NO MUNDO E NO BRASIL**

Este capítulo apresenta brevemente a origem do tabaco e a forma como se deu a sua expansão pelo mundo. Explica de maneira sucinta o Sistema Brasileiro de Produção de Tabaco. Além disso, traz um detalhamento das principais etapas do processo de cura do tabaco Virgínia.

#### **3.1 ORIGEM E PANORAMA ATUAL DA PRODUÇÃO DE TABACO**

O tabaco é uma planta nativa das Américas conhecido há milhares de anos. No entanto, sua cultura como uma atividade agrícola foi iniciada por comunidades nos Andes, somente muito tempo depois. Muitos estudos apontam que isso teria ocorrido entre 5000 e 3000 a.c. (JT INTERNATIONAL, 2012).

Os primeiros registros em documentos da existência do tabaco são de 1492, das expedições de Cristovão Colombo na época do descobrimento da América. Relatos dos navegadores desse período levam a crer que o tabaco já era consumido no Novo Mundo há muitos séculos (COLLINS; HAWKS, 2011).

As grandes navegações também proporcionaram a difusão do consumo de tabaco na Europa e a partir do século dezesseis, a expansão do cultivo da planta em diversas outras partes do mundo. Atualmente o tabaco é cultivado comercialmente em mais de 120 países e é a mais importante cultura agrícola não alimentícia do planeta.

A maioria dos historiadores afirma que o tabaco teria chegado ao Brasil por via das migrações indígenas, principalmente Tupi-Guarani, muito antes dos primeiros colonizadores portugueses chegarem. Hoje o Brasil é o maior exportador de fumo do mundo e ocupa a segunda posição no ranking mundial de produção de tabaco, com aproximadamente 710.000 toneladas, produzidas na safra 2011/2012, que equivalem a aproximadamente 12% da produção global (o maior produtor mundial é a China) (SINDICATO INTERESTADUAL DA INDÚSTRIA DO TABACO - SINDITABACO, 2013).

Cerca de 80% da produção brasileira de tabaco é da espécie Virgínia e os maiores produtores são os estados do Rio Grande do Sul, Santa Catarina e Paraná, que contribuem com aproximadamente 96% da produção nacional. Os 4% restantes são produzidos nos estados da Bahia e Alagoas e a maior parte de sua produção é de tabacos escuros destinados à produção de charutos, diferente do tabaco claro produzido no Sul do país que se destina a

fabricação de cigarros. Estima-se que a produção de fumo seja a fonte de renda de cerca de 190 mil famílias nesses estados (BUAINAINN; SOUZA FILHO, 2009).

A importância do tabaco para o Brasil é tão grande que está representada no Brasão da República, através de um ramo de fumo florido, juntamente com um de café frutificado, conforme pode ser visto na Fig. 3.1.



Figura 3.1 – Ramo de tabaco florido no Brasão da República Federativa do Brasil

Fonte: Portal do Planalto (2013)

Além de grande produtor e exportador, o Brasil também é uma das principais referências mundiais na produção de tabacos de alta qualidade, juntamente com Estados Unidos e Zimbábue. Este sucesso do tabaco brasileiro é atribuído em grande parte a um peculiar sistema de produção, chamado Sistema Integrado de Produção de Tabaco.

### 3.2 SISTEMA BRASILEIRO DE PRODUÇÃO DE TABACO

O Sistema Integrado de Produção de Tabaco é uma complexa teia de negócios em que os principais agentes são as indústrias processadoras de tabaco em folha, ou tabaqueiras, e os pequenos produtores rurais. Esses dois grupos estabelecem relações entre si e com outros agentes secundários, visando o atendimento de suas expectativas.

O interesse das indústrias processadoras está em estabelecer uma rede de suprimento de tabaco para atender com qualidade e eficiência econômica a demanda de seus clientes, que são as indústrias de fabricação de cigarros, também conhecidas como cigarreiras. Para os pequenos produtores rurais, cujo perfil socioeconômico é de agricultores familiares com baixa escolaridade, o Sistema Integrado traz a garantia de venda da produção por um preço mínimo previamente estabelecido. Além de facilitar o acesso ao crédito, à tecnologia, à assistência

técnica profissional, ao seguro da lavoura e aos demais insumos necessários à produção (BUAINAINN; SOUZA FILHO, 2009).

As tabaqueiras exercem um papel central nesse sistema, coordenando toda a cadeia produtiva definindo quanto e como será produzido através de contratos firmados com os produtores. Essas empresas asseguram a compra do tabaco produzido e fornecem todo o apoio técnico e financeiro necessários aos produtores. Esses por sua vez, devem produzir o tabaco na quantidade e da forma acordada com a empresa integrada. A Fig. 3.2 é uma representação simplificada das relações existentes entre os principais agentes do sistema.

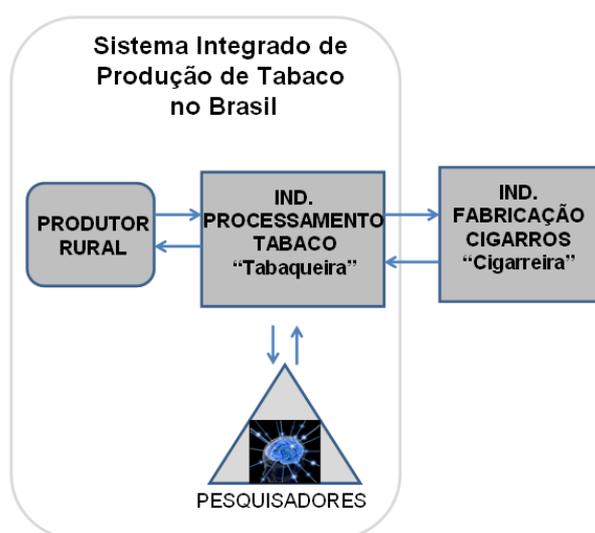


Figura 3.2 - Representação das relações entre os principais agentes do Sistema Integrado de Produção de Tabaco

O sistema também conta com a participação indireta de outros agentes importantes na cadeia de produção de tabaco, tais como a Associação dos Fumicultores do Brasil (AFUBRA), o Sindicato das Indústrias do Fumo (SindiTabaco), a Associação Brasileira da Indústria do Fumo (Abifumo), e ainda, a Câmara Setorial do Tabaco, que é um órgão vinculado ao Ministério da Agricultura Pecuária e Abastecimento (BUAINAINN; SOUZA FILHO, 2009).

### 3.3 PROCESSO DE CURA DO TABACO

A produção de tabaco, para fabricação de cigarros e charutos, compreende basicamente as fases de plantio, colheita e cura (secagem). Existem diversas variedades de tabaco e cada uma delas possui formas específicas de produção. Alguns dos principais tipos

de tabaco produzidos no mundo são o Virgínia, cuja produção representa cerca de 60% do total, em seguida vem o tipo Burley, que representa 13% do total e o tabaco Oriental, que responde por aproximadamente 12% da produção mundial. Os demais tipos somados representam 15% do total produzido no mundo (BUAINAINN; SOUZA FILHO, 2009).

Dentre as variedades de tabaco citadas, a produção do tipo Virgínia é considerada a mais complexa, principalmente devido ao processo de cura dessa espécie que, diferentemente do tipo Burley, que é curado em galpões (*air curing*), e do tipo Oriental que é curado ao sol (*sun curing*), o Virgínia precisa ser curado em um ambiente com temperatura e umidade muito bem controladas e por isso são utilizadas estufas fechadas (*flue curing*), dotadas de sistemas de aquecimento e ventilação.

A cura do tabaco Virgínia é composta de três etapas principais que são: amarelção, secagem da lâmina ou murchamento e secagem do talo. No início da cura, as folhas de tabaco são levadas às estufas, ainda como complexos organismos vivos. Basicamente, o objetivo da cura é remover o conteúdo de umidade das folhas, porém sem interromper o processo de amadurecimento delas que se inicia ainda na lavoura. Uma boa cura deve propiciar as condições de temperatura e umidade ideais para que todas as mudanças bioquímicas sejam concluídas nas folhas, do contrário, o resultado pode ser um tabaco de baixa qualidade. Após a conclusão de tais mudanças, a cura se torna meramente um processo de remoção da umidade residual, principalmente do talo das folhas (COLLINS; HAWKS, 2011).

A atividade bioquímica que ocorre nas folhas de tabaco durante a cura é bastante complexa e seu detalhamento foge aos objetivos desse trabalho. Porém, ao menos uma visão macro dos processos que ocorrem nas folhas é necessária para que se possam criar as condições ideais para a cura, e isso sim, está ligado à finalidade desse estudo. Portanto, é importante saber que as principais alterações que se processam no tabaco durante a cura são a transformação de hidratos de carbono em açúcares simples (glucose, frutose, sacarose) e a degradação das moléculas de clorofila.

No início da cura as folhas contêm aproximadamente 90% de água e 10% de sólidos. Aproximadamente 25% desses sólidos são hidratos de carbono e os restantes são diversos outros compostos. Em condições ideais de temperatura e umidade, esses carboidratos se ligam às moléculas de água, através da hidrólise, formando a glucose. Parte dessa glucose reage com o oxigênio proveniente do ar e produz a frutose. Ainda pode ocorrer a combinação de frutose e glicose formando a sacarose. Além dessas combinações, uma pequena parte desses açúcares formados reage com o oxigênio, liberando dióxido de carbono e energia em forma de calor (COLLINS; HAWKS, 2011).

A outra alteração importante que ocorre durante a cura do tabaco é a degradação da clorofila. Chama-se de clorofila o conjunto de pigmentos fotossintéticos presentes nos vegetais, responsáveis por conferir a cor verde às plantas.

A oxidação, o aumento da temperatura e a ação enzimática são alguns dos processos que contribuem para a degradação das células de clorofila. Com a transformação das células de clorofila, as folhas de tabaco vão perdendo a pigmentação verde e se tornando amareladas.

Embora os processos de transformação de carboidratos em açúcares e de degradação da clorofila sejam independentes, eles ocorrem simultaneamente e por isso, a coloração das folhas é um importante sinalizador da atividade biológica no tabaco durante a cura (COLLINS; HAWKS, 2011).

### **3.3.1 Fases da cura do tabaco Virgínia**

A primeira fase da cura é a amarelção da folha e o processo é iniciado na estufa a temperatura ambiente. Em seguida, a temperatura de bulbo seco (TBS) do ar na estufa deve ser elevada gradativamente, a uma taxa de 1 °C/h, até atingir aproximadamente 35 °C. Após, essa temperatura deve ser mantida até o fim da fase, que tem duração média de quarenta e oito horas. A temperatura de bulbo úmido (TBU) deve ser controlada entre 1 e 2 °C abaixo da TBS. Ao serem colocadas na estufa as folhas de tabaco têm aproximadamente 90% de umidade e durante a fase de amarelção perdem cerca de 30% desse conteúdo de água.

O processo de cura não melhora a qualidade do tabaco colhido, apenas a mantém, porém uma cura mal controlada pode comprometer todo o trabalho realizado no plantio e na colheita. Por isso, a amarelção é considerada a fase mais importante da cura, uma vez que é neste período que acontecem a maior parte das transformações nas folhas (COLLINS; HAWKS, 2011).

A fase seguinte é a secagem da lâmina, que inicia imediatamente após a amarelção. A TBS na estufa precisa ser elevada lentamente, também a uma taxa de 1 °C/h, até alcançar 54 °C. Esse valor de temperatura não deve ser ultrapassado até o fim dessa fase, que dura em média trinta e seis horas e a TBU não deve exceder 40 °C. Nesta etapa o tabaco perde aproximadamente 50% do conteúdo de umidade que tinha no início da fase (COLLINS; HAWKS, 2011).

A terceira e última fase da cura é a secagem do talo e tem início logo após a secagem da lâmina. Nesta fase, praticamente toda a atividade bioquímica das folhas já cessou e o objetivo passa a ser tão somente eliminar o que resta de umidade, geralmente no talo das

folhas. Para tanto, a TBS da estufa precisa ser elevada, a uma taxa de 1 °C/h, até 71 °C. A TBU não deve passar de 43 °C (COLLINS; HAWKS, 2011).

Ao longo das três fases, normalmente, a temperatura na estufa é controlada através do consumo de combustível e da admissão de ar. Em média um processo completo de cura de tabaco Virgínia dura sete dias.

A Fig. 3.3 apresenta as temperaturas de bulbos seco e úmido, medidas em uma estufa durante um processo real de cura de tabaco Virgínia, em Santa Cruz do Sul.

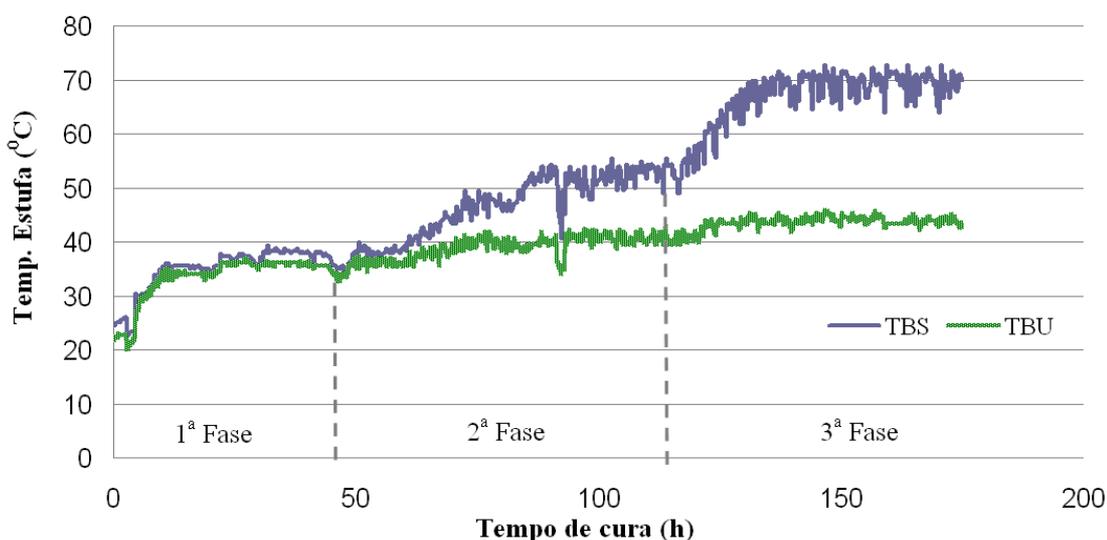


Figura 3.3 - Temperaturas de um processo real de cura de tabaco Virgínia

Apesar de todos os avanços tecnológicos conquistados no processo produtivo do tabaco, vide exemplos citados anteriormente, a cura talvez seja a etapa que menos tenha evoluído. Embora já existam estufas modernas, construídas com bom isolamento térmico e sistemas de aquecimento com variadas fontes de energia, no Brasil essencialmente ainda se usam estufas convencionais de alvenaria e combustão de lenha como a principal fonte de energia para curar o tabaco (BUAINAINN; SOUZA FILHO, 2009; COLLINS; HAWKS, 2011).

Acredita-se que o investimento necessário, a falta de conhecimento e a ausência de bons exemplos próximos, sejam alguns dos fatores que influenciam a decisão dos produtores de permanecer utilizando a forma convencional de curar o tabaco.

## 4 CARACTERIZAÇÃO DA ESTUFA E DO PROCESSO DE CURA DE TABACO

Neste trabalho foram realizados estudos sobre o processo de cura de tabaco, a simulação de um SAS para complemento energético a esse processo e análises dos dados gerados pelas simulações. A região produtora, foco da análise, está centrada na região de Santa Cruz do Sul, RS. O estudo teve como base os dados de processos reais de cura e também a literatura especializada.

A determinação das cargas térmicas envolvidas no processo de cura do tabaco é o passo inicial para qualquer estudo sobre modificações de processos ou de substituição da fonte de energia térmica. Por essa razão esse tópico será abordado com bastante ênfase, porém sem diminuir a atenção às demais etapas. Dessa forma, o estudo compreenderá as seguintes fases:

- a) estudo do processo de secagem de folhas de tabaco incluindo: faixa de temperaturas utilizadas, vazões de ar, umidade do ar, carga térmica de aquecimento, período do ano em que o processo acontece;
- b) simulação do sistema proposto através do software TRNSYS versão 17;
- c) análise da massa de dados gerada pelas simulações;
- d) seleção de algumas configurações do SAS que sejam adequadas à implantação de um sistema piloto real;
- e) análise comparativa do consumo de combustível no processo com e sem o SAS.

### 4.1 CARGA TÉRMICA DO PROCESSO DE CURA DO TABACO

O período de cura do tabaco ocorre essencialmente no verão, entre os meses de novembro e março, fato que favorece muito a utilização de sistemas de energia solar, em virtude da disponibilidade de níveis maiores de radiação nesta época e também da possibilidade de diminuição significativa das perdas térmicas do sistema de aquecimento para o ambiente, em razão das maiores temperaturas do ar.

A cura da folha do tabaco é caracterizada fisicamente pela perda de umidade e pela mudança contínua da cor da folha, desde a cor verde original, a amarelção, passando para a cor marrom no final do processo. A transferência de massa entre a folha e o ambiente é a resposta a uma diferença entre a pressão de vapor do interior da folha e a pressão de vapor do meio, com a difusão da umidade na direção da menor pressão de vapor até atingir a condição

de equilíbrio com a umidade relativa do ar ambiente (WALTON et al., 1982). Essa diferença de pressão de vapor é provocada por uma fonte de calor (conjunto fornalha/ventilador) e desencadeia um processo de convecção que é manipulado através dos fluxos de entrada e saída de ar na estufa conforme Fig 4.1.

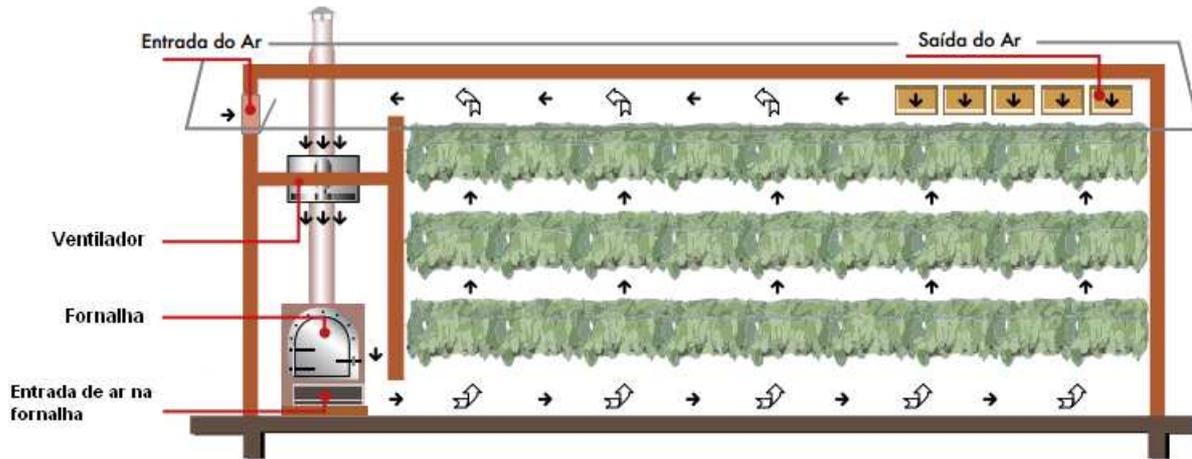


Figura 4.1 – Ilustração do processo de cura na estufa estudada

Fonte: Adaptado de Libuy. (2005)

A determinação das propriedades termo físicas e de transporte da folha de tabaco, tais como variação da temperatura da superfície e da difusividade térmica, é complexa em função dos processos difusivos envolvidos. Diferentes métodos, teóricos e experimentais, existem para a determinação das características básicas do processo de cura de folhas de tabaco. Nesse trabalho foram utilizadas informações provenientes de experimentos realizados e disponíveis na literatura para a caracterização das curvas de temperatura e conteúdo de umidade em relação ao tempo.

A taxa de calor que deve ser fornecida durante a cura do tabaco deve atender os seguintes processos que estão representados na Eq. (4.1):

- a) aquecimento do sólido até sua temperatura final;
- b) aquecimento do líquido até a temperatura de vaporização;
- c) evaporação do líquido presente no produto;
- d) aquecimento do líquido residual do produto;
- e) aquecimento do vapor até sua temperatura final.

Considerando  $T_{sa}$  como a temperatura (TBS) inicial do produto (sólido + líquido),  $T_v$  a temperatura de vaporização,  $T_{sb}$  a temperatura (TBS) final do produto e  $T_{va}$  a temperatura final do vapor, a taxa de calor a ser fornecida ao processo por taxa de massa de sólido, é dada por um balanço de energia e massa, conforme McCabe et al. (1993) e apresentada na Eq. (4.1).

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_s} = \overbrace{c_{ps}(T_{sb} - T_{sa})}^a + \overbrace{X_a c_{pl}(T_v - T_{sa})}^b + \overbrace{(X_a - X_b)\lambda}^c + \overbrace{X_b c_{pl}(T_{sb} - T_v)}^d + \overbrace{(X_a - X_b)c_{pv}(T_{va} - T_v)}^e \quad (4.1)$$

onde  $\dot{m}_s$  é a massa de sólido completamente seco por unidade de tempo,  $c_{ps}$ ,  $c_{pl}$  e  $c_{pv}$  são os calores específicos do sólido, do líquido e do vapor, respectivamente,  $X_a$  é o conteúdo de umidade total inicial e  $X_b$  é o conteúdo de umidade total final e  $\lambda$  é o calor de vaporização.

O conteúdo de umidade total é definido como a massa de água por unidade de massa de sólido em base seca ou como definido pela Eq. (4.2).

$$X = \frac{(W - W_s)}{W_s} \quad (4.2)$$

onde  $W$  é a massa do produto úmido e  $W_s$  é a massa do produto seco.

Para um processo de secagem utilizando ar em circulação e evaporando água do produto, a temperatura de evaporação,  $T_v$  é igual ou próxima da TBU do ar (COLLINS; HAWKS, 2011).

As temperaturas TBS e TBU na estufa foram obtidas da média de quatro processos reais de cura de tabaco Virgínia (curas de A a D), conforme ilustrado nas Figs. 4.2 e 4.3.

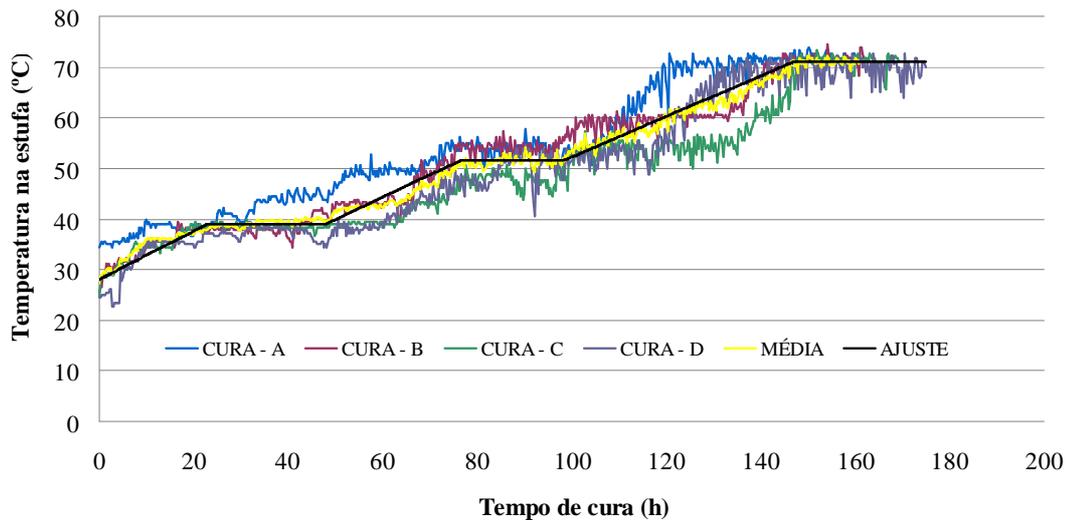


Figura 4.2 - Temperaturas de bulbo seco, na estufa durante quatro processos reais de cura.

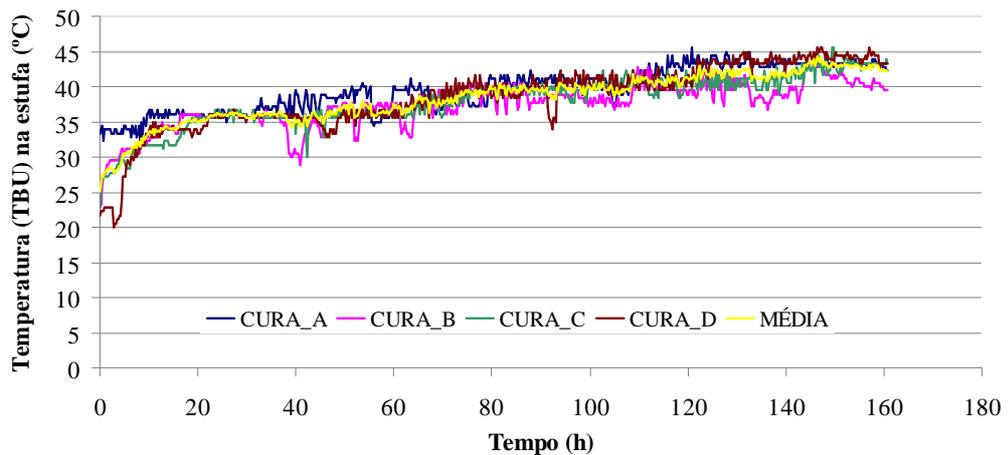


Figura 4.3 – Temperaturas de bulbo úmido, TBU, na estufa durante quatro processos reais de cura.

Conforme ilustrado nas Figs. 4.2 e 4.3, após a obtenção das curvas médias, que representam as temperaturas médias de quatro processos reais, outras curvas, chamadas de Ajuste, foram ajustadas a esses gráficos. A partir das curvas Ajuste e com base nos limites de temperatura citados na literatura para cada etapa do processo, foi possível identificar claramente as três fases principais da cura do tabaco conforme ilustrado nas Figs. 4.4 e 4.5.

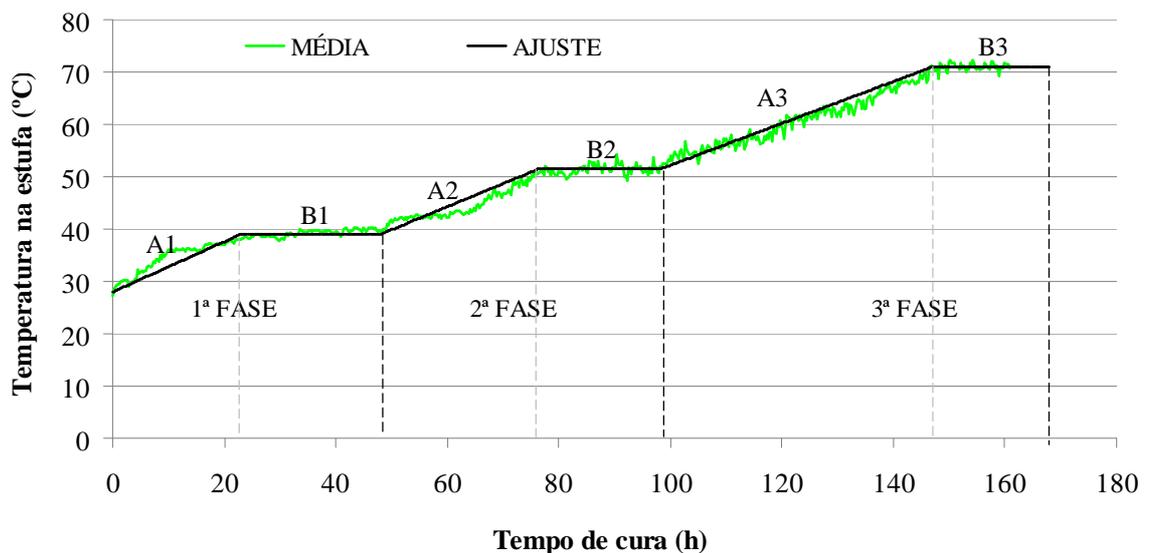


Figura 4.4 - Temperatura de bulbo seco, TBS, média na estufa e representação das três fases principais da cura do tabaco Virgínia.

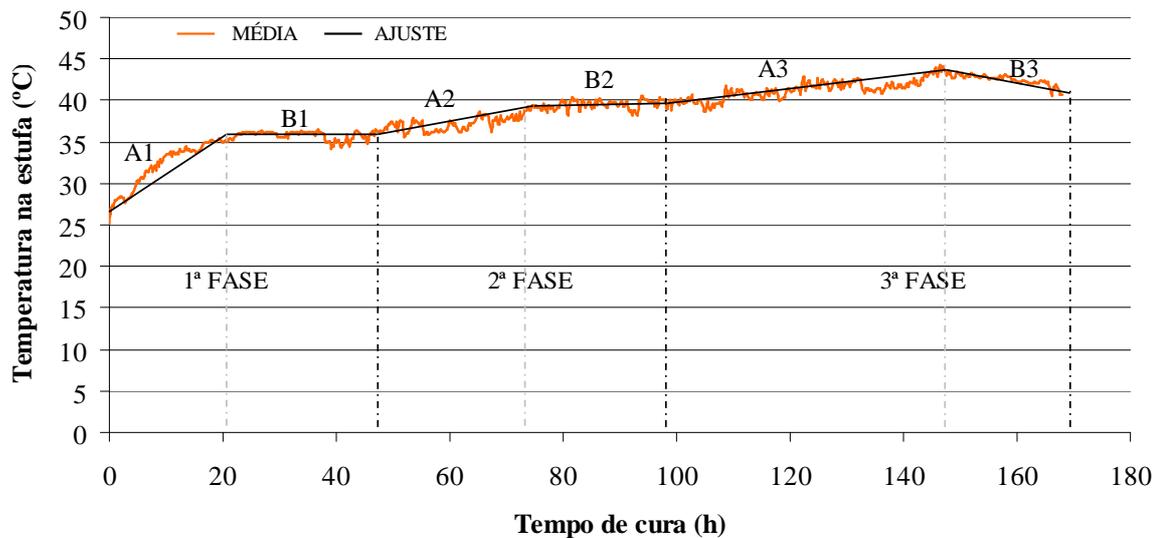


Figura 4.5 - Temperatura de bulbo úmido, TBU, média na estufa e representação das três fases principais da cura do tabaco Virgínia.

A análise dos dados de origem dos gráficos das Figs. 4.4 e 4.5 permitiu identificar os instantes iniciais e finais de cada fase do processo, conforme pode ser visto na Tab.4.1.

Tabela 4.1 – Intervalo de tempo de cada etapa do processo de cura

Fase	Etapa	De (h)	Até (h)	Tempo (h)
1ª	A1	0	23	23
	B1	23	48	25
2ª	A2	48	76	28
	B2	76	98	22
3ª	A3	98	146	48
	B3	146	168	22
Total				168

Também a partir dos dados de origem desses gráficos (Figs. 4.3 e 4.4) foi possível obter os valores de  $T_{sa}$ ,  $T_{sb}$  e  $T_{va}$ , apresentados na Tab. 4.2.

A representação matemática da variação de temperatura dentro da estufa foi obtida das curvas Ajuste (Figs. 4.4 e 4.5) encontrando as declividades das retas (A1 a B3) e os pontos de intersecção dessas retas com o eixo das ordenadas. Em seguida, suas respectivas equações puderam ser obtidas e estão apresentadas nas Eqs. (4.3) a (4.8) (TBS) e (4.9) a (4.14) (TBU). Os os valores atribuídos à variável  $t$  representam os respectivos intervalos de tempo (em horas) em que cada equação é válida.

$$TBS_{A1} = 0,48t + 28 \quad [t = 0 \text{ a } 23h] \quad (4.3)$$

$$TBS_{B1} = 39 \quad [t = 23 \text{ a } 48h] \quad (4.4)$$

$$TBS_{A2} = 0,45t + 17,57 \quad [t = 48 \text{ a } 76h] \quad (4.5)$$

$$TBS_{B2} = 51,5 \quad [t = 76 \text{ a } 98h] \quad (4.6)$$

$$TBS_{A3} = 0,41t + 11,69 \quad [t = 98 \text{ a } 146h] \quad (4.7)$$

$$TBS_{B3} = 71 \quad [t = 146 \text{ a } 168h] \quad (4.8)$$

$$TBU_{A1} = 0,48t + 25 \quad [t = 0 \text{ a } 23h] \quad (4.9)$$

$$TBU_{B1} = 36 \quad [t = 23 \text{ a } 48h] \quad (4.10)$$

$$TBU_{A2} = 0,13t + 30 \quad [t = 48 \text{ a } 76h] \quad (4.11)$$

$$TBU_{B2} = 39,5 \quad [t = 76 \text{ a } 98h] \quad (4.12)$$

$$TBU_{A3} = 0,09t + 30,31 \quad [t = 98 \text{ a } 146h] \quad (4.13)$$

$$TBU_{B3} = -0,14t + 65 \quad [t = 146 \text{ a } 168h] \quad (4.14)$$

Os valores de  $T_v$ , portanto, foram obtidos avaliando as Eqs. (4.9) a (4.14) em cada instante  $t$  durante as fases do processo e equivalem às temperaturas de bulbo úmido, TBU, médias em cada etapa. Os demais itens da Tabela 4.2 foram obtidos em tabelas de propriedades termodinâmicas de acordo com a variação da temperatura na estufa, sendo que o calor de vaporização da água ficou dentro da faixa de 2395 a 2422 kJ/kg e os calores específicos do tabaco e da água foram considerados constantes, respectivamente, em 0,35 e 4,18 kJ/(kg°C).

Tabela 4.2 - Dados de entrada da Eq. (4.1) para o cálculo da carga térmica de aquecimento

Fase	Etapa	$T_{sa}$ (°C)	$T_v$ (°C)	$T_{sb}$ (°C)	$T_{va}$ (°C)	$\lambda$ (kJ/kg)
1 <sup>a</sup>	A1	28,0	25-36	39,0	39,0	2415-2422
	B1	39,0	36	39,0	39,0	2415
2 <sup>a</sup>	A2	39,0	36-39,5	51,5	51,5	2406-2415
	B2	51,5	39,5	51,5	51,5	2407
3 <sup>a</sup>	A3	51,5	39,5-44	71,0	71,0	2398-2408
	B3	71,0	44-41	71,0	71,0	2395-2402

Na Tab. 4.3 os valores de  $c_{pv}$  também foram encontrados em tabelas de propriedades termodinâmicas, avaliados na temperatura da estufa. Já os valores de  $W_a$  e  $W_b$  (massa de tabaco úmido, respectivamente no início e no fim de cada etapa),  $W_{sa}$  e  $W_{sb}$  (massa de tabaco seco no início e no fim de cada etapa) foram obtidos a partir de experimentos realizados no centro de pesquisas da empresa processadora de tabaco que apoia esse trabalho. A estufa estudada é inicialmente carregada com uma massa de 6000 kg de tabaco úmido, sendo que 90% dessa massa é umidade, por isso tanto o valor de  $W_{sa}$ , quanto de  $W_{sb}$  são de 600 kg.

Os valores de  $X_a$  e  $X_b$  foram calculados a partir da Eq. (4.2) acompanhando a redução da massa total ( $W_a$  e  $W_b$ ) durante o processo. Para isso foi considerado que a quantidade de umidade removida em cada fase é proporcional ao percentual médio de consumo de lenha de processos realizados na estufa estudada que são, respectivamente, de 9,83, 60,77 e 27,65 % na primeira, segunda e terceira fase. Esses percentuais totalizam 98,25 % de remoção de umidade, pois na prática a umidade não é totalmente removida das folhas.  $X_{a'}$  e  $X_{b'}$  são, respectivamente, a massas de umidade das folhas no início e fim de cada etapa.

A taxa de massa de tabaco ( $\dot{m}_s$ ) foi obtida dividindo a massa de tabaco em base seca (600 kg) pelo intervalo de tempo correspondente a cada etapa.

Tabela 4.3 - Dados de entrada das Eq. (4.1) e (4.2) para o cálculo da carga térmica

Fase	Etapa	$c_{pv}$ (kJ/kg.K)	$W_a$ (kg)	$X_{a'}$ (kg)	$X_a$	$W_b$ (kg)	$X_{b'}$ (kg)	$X_b$	$\dot{m}_s$ (kg/s)
1 <sup>a</sup>	A1	1,04-1,07	6000	5400,00	9,00	5735	5134,59	8,56	0,0072
	B1	1,07	5735	5134,59	8,56	5469	4869,18	8,12	0,0067
2 <sup>a</sup>	A2	1,07-1,09	5469	4869,18	8,12	3828	3228,39	5,38	0,0060
	B2	1,09	3828	3228,39	5,38	2188	1587,6	2,65	0,0076
3 <sup>a</sup>	A3	1,09-1,1	2188	1587,6	2,65	1441	841,05	1,4	0,0035
	B3	1,08-1,1	1441	841,05	1,4	695	94,5	0,16	0,0076

Dessa forma, resolvendo a Eq. (4.1) com os dados de entrada das Tabs. 4.2 e 4.3 se obtêm o comportamento da taxa de transferência de calor para as folhas de tabaco conforme mostrado na Fig. 4.6. Observa-se que as maiores taxas de transferência de calor ocorrem durante a segunda fase do processo, coincidindo com o período de maior consumo de lenha de acordo com dados experimentais. O pico de transferência de calor que ocorre nessa fase se deve a maior remoção de umidade exigida pelo processo. Dessa forma, as folhas de tabaco chegam à terceira fase com uma quantidade de umidade bem menor, e por isso, apesar do processo exigir temperaturas maiores, a taxa de transferência de calor pode ser menor.

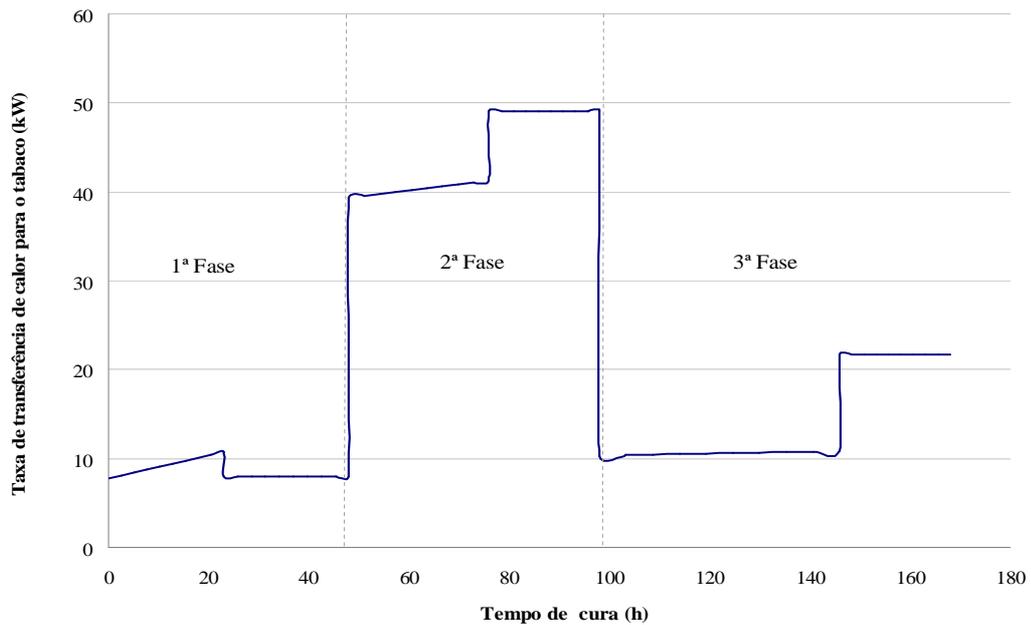


Figura 4.6 – Taxa de transferência de calor necessária para cura do tabaco

Calculando a integral dessa taxa em cada uma das etapas e somando-as, chegou-se ao valor de 12,97 GJ que corresponde à quantidade de calor necessária para realizar a remoção da umidade do tabaco, conforme mostrado na Tab. 4.4.

Tabela 4.4 - Carga térmica de secagem das folhas de tabaco

Fase	Etapas	De (h)	Até (h)	Tempo (h)	$Q$ (GJ)
1ª	A1	0	23	23	0,76
	B1	23	48	25	0,72
2ª	A2	48	76	28	4,06
	B2	76	98	22	3,88
3ª	A3	98	146	48	1,83
	B3	146	168	22	1,72
Total				168	12,97

#### 4.1.1 Perdas térmicas da estufa

Os dados de temperatura disponíveis foram obtidos de processos realizados em uma estufa comercial com as dimensões apresentadas na Fig. 4.7. A estufa mede 4 m de largura, 7 m de comprimento e 3 m de altura totalizando 94 m<sup>2</sup> de área (paredes e teto). Tanto as paredes quanto o teto são constituídos por uma placa de poliuretano instalada entre duas placas de aço galvanizado. As chapas de aço têm espessura de 1,5 mm e a espessura do

isolante térmico mede 47 mm. O piso da estufa é um bloco de concreto com 100 mm de espessura, não isolado termicamente.

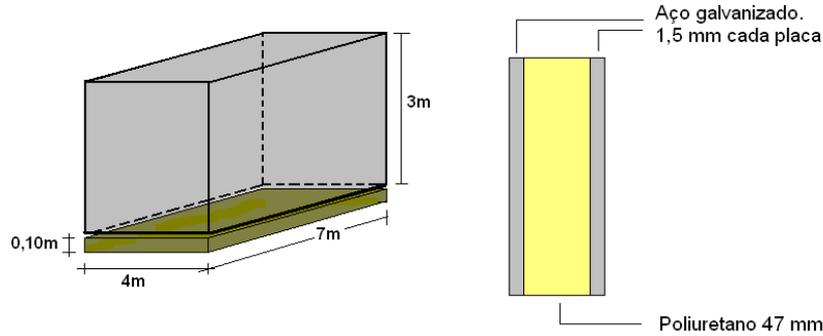


Figura 4.7 - Dimensões e detalhes da estufa utilizada

a) Perdas térmicas pelas paredes e teto da estufa

A taxa de transferência de calor pela estufa através das paredes e teto,  $\dot{Q}_{pt}$ , foi calculada através da Eq. (4.15).

$$\dot{Q}_{pt} = \frac{T_{amb\_i} - T_{amb\_e}}{R_{paredes+teto}} \quad (4.15)$$

onde  $T_{amb\_i}$  é a temperatura do ambiente interno da estufa, que varia de acordo com a curva Ajuste da Fig. 4.4,  $T_{amb\_e}$  é a temperatura do ambiente externo que foi estimada em 19,3 °C (com base na média da temperatura ambiente, na primeira semana de janeiro, encontrada no arquivo de dados do ano meteorológico típico (TMY) utilizado como referência) e  $R_{paredes+teto}$  é o somatório das resistências térmicas existentes entre as superfícies interna e externa da estufa.

A transferência de calor de ou para as paredes e teto da estufa considerada, acontece basicamente através dos mecanismos de radiação e convecção interna e externa e através do mecanismo de condução de calor nas paredes que compõem a estufa, conforme o circuito de resistências mostrado na Fig. 4.8.

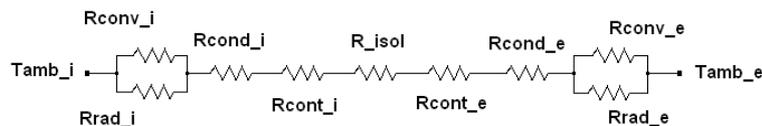


Figura 4.8 – Circuito de resistências térmicas da estrutura da estufa

Para diminuir a complexidade dos cálculos, normalmente a determinação da contribuição dos mecanismos de radiação e convecção na transferência de calor é feita através da definição de um coeficiente combinado de transferência de calor  $h_{comb}$  que contempla os efeitos desses dois processos, portanto,  $h_{comb} = h_{rad} + h_{conv}$ .

Assim, tem-se o coeficiente de transferência de calor combinado interno,  $h_i$  e o externo,  $h_e$ . Normalmente  $h_i$  não varia muito durante o ano, porém  $h_e$  pode variar bastante durante o ano devido a sua dependência com o coeficiente de convecção externo que está associado a velocidade do vento. De acordo com McAdams (1954 apud DUFFIE; BECKMAN, 2006) esses coeficientes podem ser calculados através da Eq. (4.16):

$$h = 5,7 + 3,8V \quad (4.16)$$

onde  $h$  é o coeficiente combinado de radiação e convecção e  $V$  é a velocidade do vento. Portanto, considerando as velocidades interna e externa do vento respectivamente como 0,68 e 4,5 m/s,  $h_i$  e  $h_e$  são respectivamente 8,29 e 22,7 W/(°Cm<sup>2</sup>).

Sendo assim, as resistências internas de radiação ( $R_{rad\_i}$ ) e convecção ( $R_{conv\_i}$ ) combinadas podem ser representadas por  $R_{comb\_i}$  e as resistências externas ( $R_{rad\_e}$  e  $R_{conv\_e}$ ) por ( $R_{comb\_e}$ ). A determinação dessas resistências pode ser feita através das Eqs. (4.17) e (4.18):

$$R_{comb\_i} = \frac{1}{Ah_i} \quad (4.17)$$

$$R_{comb\_e} = \frac{1}{Ah_e} \quad (4.18)$$

onde  $h_i$  e  $h_e$  são os coeficientes de transferência de calor combinados de radiação e convecção interna e externa e  $A$  é a área transversal ao fluxo de calor.

Portanto, a associação de  $R_{conv\_i}$  em paralelo com  $R_{rad\_i}$  resulta em  $R_{comb\_i}$  e a associação de  $R_{conv\_e}$  em paralelo com  $R_{rad\_e}$  resulta em  $R_{comb\_e}$ . A representação do circuito térmico com essas resistências associadas pode ser visto na Fig. 4.9.

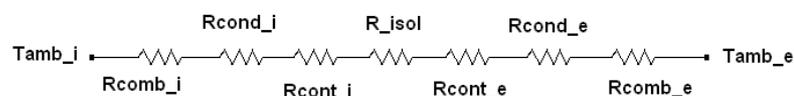


Figura 4.9 – Circuito de resistências térmicas da estrutura da estufa com as resistências combinadas

As resistências à condução de calor nas paredes da estufa dependem das propriedades térmicas dos materiais que a compõem e a determinação dessas resistências é feita através da Eq. (4.19).

$$R_{cond} = \frac{L}{Ak} \quad (4.19)$$

onde  $L$  é a espessura da parede,  $A$  é a área da parede, transversal à taxa de transferência de calor e  $k$  é a condutividade térmica do material da parede. Conforme mencionado anteriormente, as paredes e o teto da estufa estudada são construídos com placas de aço galvanizado e poliuretano cujas condutividades térmicas são, respectivamente, 52 e 0,026 W/(°Cm).

Como as paredes e o teto da estufa são constituídos por mais de uma camada e o contato entre as placas geralmente não é perfeito, poderá existir espaços preenchidos com ar, que também interferem no fluxo de calor e são a base do conceito de resistência térmica de contato. Em função da grande dificuldade de caracterização microscópica da rugosidade das superfícies, a determinação das resistências térmicas de contato é uma tarefa bastante complexa, porém segundo Çengel e Ghajar (2012), a maior parte dos valores de resistência de contato ( $R_c$ ) encontradas experimentalmente, encontra-se entre  $5 \cdot 10^{-6}$  e  $5 \cdot 10^{-4}$  (°Cm<sup>2</sup>)/W. Como o objetivo aqui é estimar o valor máximo das perdas térmicas da estufa, o limite inferior da faixa citada será considerado nos cálculos.

As Eqs. (4.17), (4.18) e (4.20) a (4.25) foram utilizadas para o cálculo das resistências térmicas das paredes e do teto.

- Resistência interna de convecção e radiação combinadas: conforme Eq. 4.17
- Resistência de condução da placa de aço galvanizado interna:

$$R_{cond_i} = \frac{L_{Aço}}{Ak_{Aço}} \quad (4.20)$$

- Resistência de contato entre a placa de aço interna e o poliuretano:

$$R_{cont_i} = \frac{R_{ci}}{A} \quad (4.21)$$

- Resistência de condução da placa de poliuretano:

$$R_{isol} = \frac{L_{isol}}{Ak_{isol}} \quad (4.22)$$

- Resistência de contato entre a placa de poliuretano e a placa de aço externa:

$$R_{cont\_e} = \frac{R_{ce}}{A} \quad (4.23)$$

- Resistência de condução da placa de aço galvanizado externa:

$$R_{cond\_e} = \frac{L_{Aço}}{Ak_{Aço}} \quad (4.24)$$

- Resistência externa de convecção e radiação combinadas: conforme a Eq. 4.18

Assim, a resistência térmica total das paredes e do teto é dada por:

$$R_{paredes+teto} = R_{comb\_i} + R_{cond\_i} + R_{cont\_i} + R_{isol} + R_{cont\_e} + R_{cond\_e} + R_{comb\_e} \quad (4.25)$$

Utilizando nesse equacionamento todas as considerações feitas, o resultado encontrado para a resistência total,  $R_{paredes+teto}$ , foi de  $2,09 \times 10^{-2} \text{ } ^\circ\text{C/W}$ .

Substituindo na Eq. (4.15) o termo  $T_{amb\_i}$  pela temperatura de bulbo seco do ar na estufa (Eqs. 4.3 a 4.8), o valor estimado da  $T_{amb\_e}$  e a resistência térmica  $R_{parede+teto}$  calculada, a taxa de transferência de calor  $\dot{Q}_{pt}$  para cada etapa pode ser determinada em função do tempo de cura,  $t$ , conforme Eqs. (4.26) a (4.31).

$$\dot{Q}_{ptA1} = 22,97t + 416,27 \quad [t = 0 \text{ a } 23h] \quad (4.26)$$

$$\dot{Q}_{ptB1} = 942,58 \quad [t = 23 \text{ a } 48h] \quad (4.27)$$

$$\dot{Q}_{ptA2} = 21,53t - 82,76 \quad [t = 48 \text{ a } 76h] \quad (4.28)$$

$$\dot{Q}_{ptB2} = 1540,67 \quad [t = 76 \text{ a } 98h] \quad (4.29)$$

$$\dot{Q}_{ptA3} = 19,62t - 364,11 \quad [t = 98 \text{ a } 146h] \quad (4.30)$$

$$\dot{Q}_{ptB3} = 2473,68 \quad [t = 146 \text{ a } 168h] \quad (4.31)$$

A Fig. 4.10 ilustra a evolução da taxa de transferência de calor pelas paredes e teto da estufa.

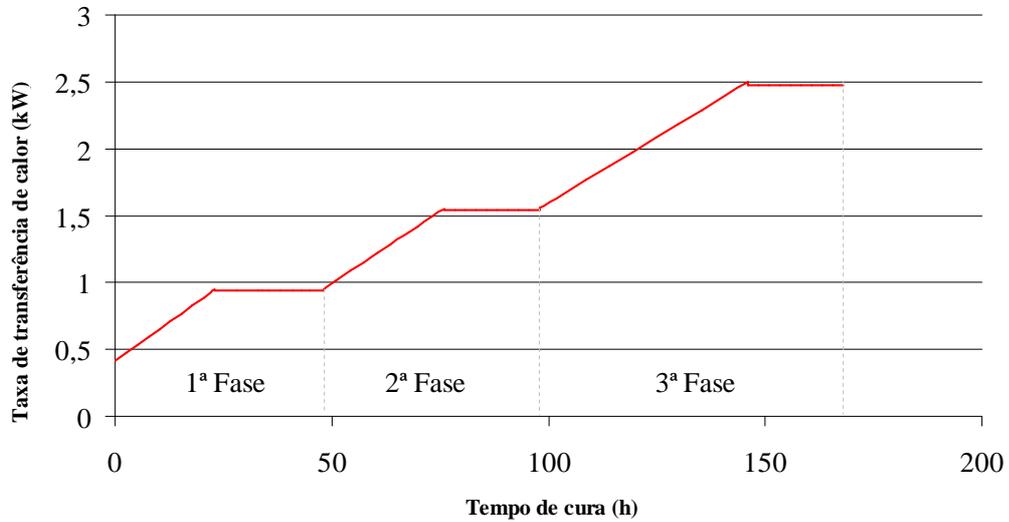


Figura 4.10 - Perdas térmicas pelas paredes e teto da estufa

A quantidade de calor perdido pelas paredes e pelo teto,  $Q_{pt}$  foi determinada integrando as Eqs. (4.26) a (4.31) nos respectivos intervalos em que são válidas e somando os resultados. Os limites de integração das equações são, respectivamente, os instantes inicial e final de cada etapa do processo conforme Tab. 4.5.

Na Tab. 4.5 também se pode ver que a soma do calor perdido durante as três fases foi de 0,931 GJ.

Tabela 4.5 - Perdas térmicas pelas paredes e pelo teto da estufa

Fase	Etapas	De (h)	Até (h)	$\Delta t$ (h)	$Q_{pt}$ (GJ)
1ª	A1	0	23	23	0,056
	B1	23	48	25	0,085
2ª	A2	48	76	28	0,130
	B2	76	98	22	0,120
3ª	A3	98	146	48	0,350
	B3	146	168	22	0,190
Total				168	0,931

#### b) Perdas térmicas pelo piso da estufa

O fluxo de calor através do piso da estufa foi determinado considerando a condução de calor transiente e utilizando o modelo de sólido semi-infinito, fornecido pela Eq. (4.32).

$$\dot{q}_s(t) = \frac{k_{solo}(T_{amb\_i} - T_0)}{\sqrt{\pi\alpha_{solo}t}} \quad (4.32)$$

onde  $\dot{q}_s$  é o fluxo de calor através da superfície do solo,  $T_0$  é a temperatura inicial do solo, considerada 22 °C,  $T_{amb\_i}$  é a temperatura na superfície do solo (neste caso, a temperatura do ambiente interno da estufa, conforme cada etapa e dado pelas Eqs. (4.3) a (4.8)). A variável  $t$  é o tempo, em segundos, e  $\alpha_{solo}$  é a difusividade térmica do solo que pode ser determinada pela Eq. (4.33).

$$\alpha_{solo} = \frac{k_{solo}}{\rho_{solo} C_{psolo}} \quad (4.33)$$

onde  $k_{solo}$  é a condutividade térmica,  $\rho_{solo}$  é a massa específica e  $C_{psolo}$  é o calor específico do solo seco. Os valores dessas três propriedades são, respectivamente, iguais a 1 W/(°Cm), 1500 kg/m<sup>3</sup> e 1900 J/(kg°C), resultando em uma difusividade igual a 3,51x10<sup>-7</sup> m<sup>2</sup>/s.

Obtido o fluxo de calor, a taxa de transferência de calor pelo piso pode ser encontrada através da Eq. (4.34).

$$\dot{Q}_p = \dot{q}_s A_p \quad (4.34)$$

onde  $A_p$  é a área da superfície do piso da estufa, que mede 28 m<sup>2</sup>. Dessa forma foram determinadas as Eqs. (4.35) a (4.40) que representam a taxa de transferência de calor através do piso em cada etapa do processo de cura do tabaco.

$$\dot{Q}_{pA1} = \frac{(0,48t + 6)28\sqrt{t}}{0,063t} \quad (4.35)$$

$$\dot{Q}_{pB1} = \frac{476\sqrt{t}}{0,063t} \quad (4.36)$$

$$\dot{Q}_{pA2} = \frac{(0,45t - 4,43)28\sqrt{t}}{0,063t} \quad (4.37)$$

$$\dot{Q}_{pB2} = \frac{826\sqrt{t}}{0,063t} \quad (4.38)$$

$$\dot{Q}_{pA3} = \frac{(0,41t - 10,31)28\sqrt{t}}{0,063t} \quad (4.39)$$

$$\dot{Q}_{pB3} = \frac{1372\sqrt{t}}{0,063t} \quad (4.40)$$

A Fig. 4.11 ilustra a taxa de transferência de calor (perdas térmicas) pelo piso da estufa. Observa-se um pico de transferência de calor no início do processo devido à diferença entre a temperatura do solo e a temperatura interna da estufa. Na medida em que o calor vai se difundindo pelo solo, a diferença de temperatura, entre o ambiente interno da estufa e as camadas mais superficiais do solo vai diminuindo e a transferência de calor estabiliza em torno de 1,5 kW.

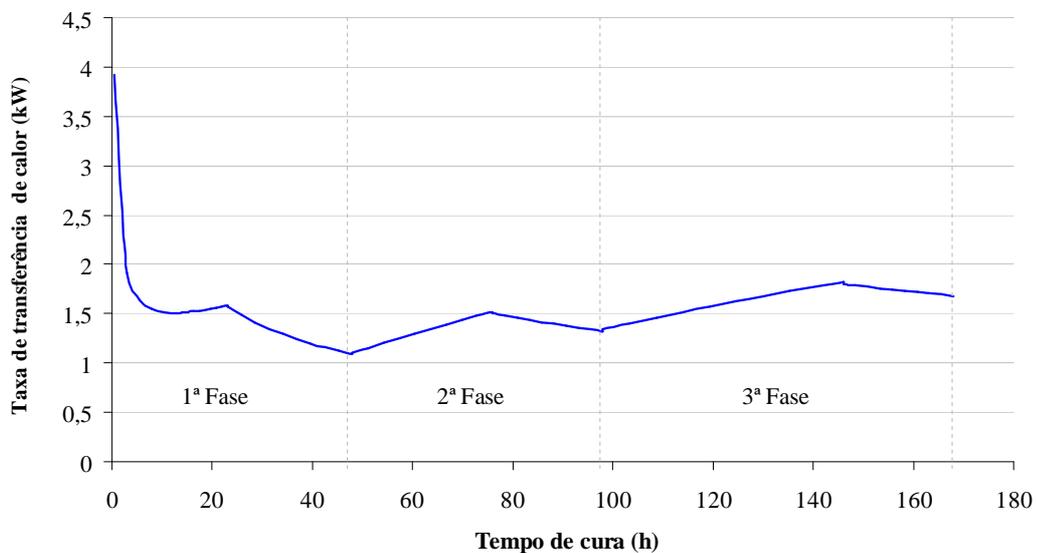


Figura 4.11 - Perdas térmicas pelo piso da estufa

A quantidade de calor perdido pelo piso da estufa,  $Q_p$ , foi determinada pela soma das integrais, da taxa de transferência de calor, calculadas em cada etapa. Os limites de integração são respectivamente, os instantes inicial e final de cada etapa do processo conforme Tab. 4.6.

Também pode ser visto na Tab. 4.6 que o somatório das quantidades de calor perdidas em cada etapa foi de 0,90 GJ.

Tabela 4.6 - Perdas térmicas pelo piso da estufa

Fase	Etapa	De (h)	Até (h)	$\Delta t$ (h)	$Q_p$ (GJ)
1 <sup>a</sup>	A1	0,5	23	23	0,13
	B1	23	48	25	0,12
2 <sup>a</sup>	A2	48	76	28	0,13
	B2	76	98	22	0,11
3 <sup>a</sup>	A3	98	146	48	0,27
	B3	146	168	22	0,14
Total				168	0,90

## c) Carga térmica total

O somatório ( $Q_{total}$ ) da quantidade de energia necessária para remover a umidade do tabaco  $Q$ , com as quantidades perdidas pelas paredes e teto  $Q_{pt}$  e pelo piso da estufa  $Q_p$ , resultou em 14,80 GJ conforme pode ser verificado na Tab. 4.7.

Tabela 4.7 – Quantidade de energia total necessária para a cura do tabaco

Fase	Etapa	De (h)	Até (h)	Tempo (h)	$Q$ (GJ)	$Q_{pt}$ (GJ)	$Q_p$ (GJ)	$Q_{total}$ (GJ)
1 <sup>a</sup>	A1	0	23	23	0,76	0,056	0,13	0,946
	B1	23	48	25	0,72	0,085	0,12	0,925
2 <sup>a</sup>	A2	48	76	28	4,06	0,13	0,13	4,32
	B2	76	98	22	3,88	0,12	0,11	4,11
3 <sup>a</sup>	A3	98	146	48	1,83	0,35	0,27	2,45
	B3	146	168	22	1,72	0,19	0,14	2,05
Total				168	12,97	0,931	0,90	14,80

Para proporcionar uma visão global do processo, o gráfico da Fig. 4.12 traz a evolução das taxas de transferências de calor para o tabaco, as perdas térmicas pelo piso, paredes e teto da estufa e também as temperaturas de bulbo seco e úmido do ambiente da estufa.

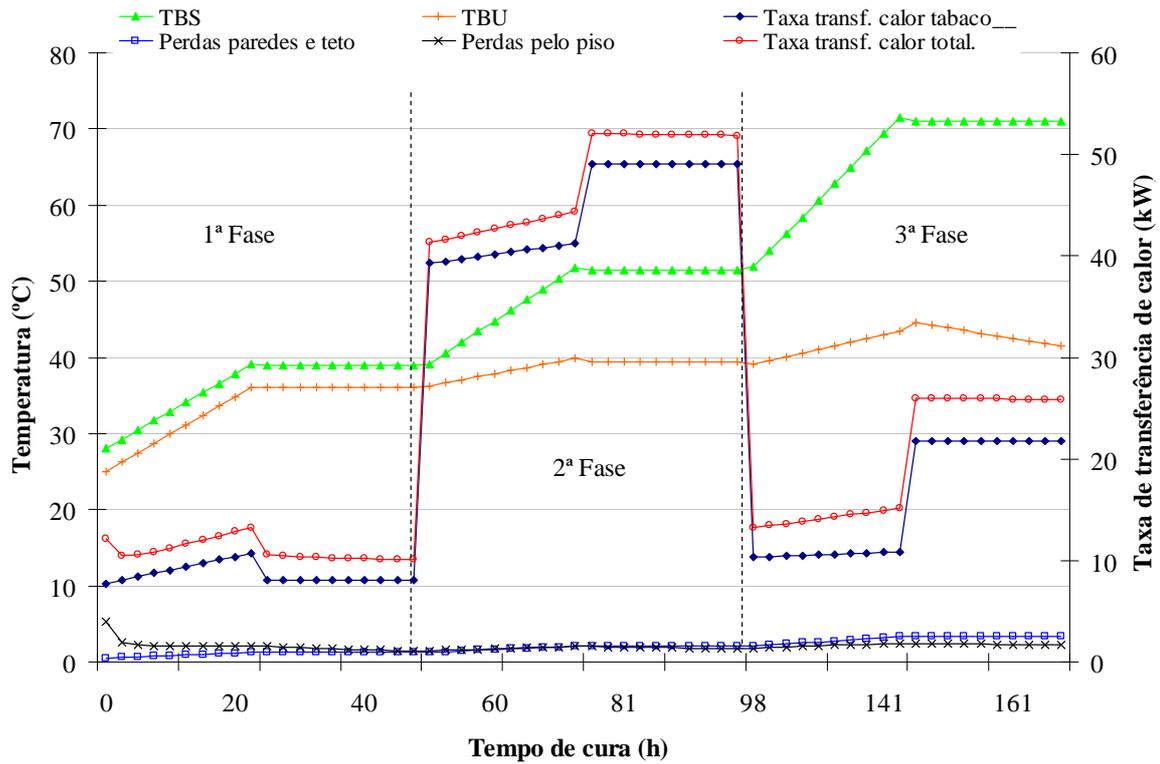


Figura 4.12 – Taxa de transferência de calor, para o tabaco, pelo piso, pelas paredes e teto da estufa e temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido no interior da estufa

#### 4.1.2 Capacitância térmica da estufa

A capacitância térmica,  $C$ , é uma das grandezas mais importantes quando se está analisando o comportamento térmico transiente de uma determinada zona térmica, pois ela especifica sua capacidade de armazenar calor. Estimar teoricamente a capacitância térmica de um envoltório real não é uma tarefa fácil. Intuitivamente a forma mais simples seria somar os calores específicos de todos os elementos do envoltório, considerando uma única capacitância global. No entanto, estudos mostram que fazendo isso se obtém apenas uma aproximação da capacitância térmica efetiva do envoltório, uma vez que a capacidade estrutural individual de armazenamento de energia térmica de cada elemento é diferente do que se forem considerados compondo um volume unificado (ANTONOPOULOS; KORONAKI, 1998).

Segundo Antonopoulos e Koronaki (1998), um método para estimar o comportamento térmico transiente de um prédio pode ser desenvolvido definindo a capacitância térmica desse prédio como o calor armazenado nele por diferença de temperatura ( $T_{amb_i} - T_{amb_e}$ ) conforme Eq. (4.41), desde que a temperatura interna média seja superior à temperatura externa média.

$$C(T_{final} - T_{amb_e}) - C(T_{ini} - T_{amb_e}) = Q_{total} - Q_{perdas} \quad (4.41)$$

onde  $C$  é a capacitância térmica,  $T_{ini}$  e  $T_{final}$  são respectivamente as temperaturas inicial e final da zona térmica,  $T_{amb\_e}$  é a temperatura média do ambiente externo,  $Q_{total}$  é a soma da energia necessária para remoção da umidade do tabaco com as perdas térmicas em cada fase e  $Q_{perdas}$  é o somatório das perdas térmicas em cada fase. Essas quantidades de energia foram obtidas calculando a integral das taxas de transferência de calor em cada etapa do processo.

A melhor maneira de se obter a capacitância térmica da estufa durante o processo de cura do tabaco seria através de dados experimentais, porém a aquisição desses dados não foi possível durante este trabalho. Dessa forma, com base nos valores estimados através da Eq. (4.41), foi adotada nas simulações uma capacitância de 134,6 MJ/°C durante a primeira fase e 275 MJ/°C como média das três fases.

#### 4.1.3 Coeficiente global de perdas térmicas da estufa

Assim como a capacitância térmica da estufa e outros parâmetros tratados nesse capítulo, o coeficiente global de perdas,  $U_{est}$ , da estufa será importante, mais adiante, na parametrização da simulação do SAS e pode ser determinado a partir da Eq. (4.42).

$$U_{est} = \frac{\dot{Q}_{perdas}}{A\Delta T} \quad (4.42)$$

onde  $\dot{Q}_{perdas}$  é a soma das taxas máximas de perdas pelas paredes e teto da estufa e também pelo piso e correspondem à terceira fase do processo de cura e seus valores são respectivamente 2,5 kW e 1,8 kW, conforme Figs. 4.10 e 4.11. Logo, a taxa de perdas,  $\dot{Q}_{perdas}$ , é de 4,3 kW. A variável  $A$  é a área da estufa que é de 122 m<sup>2</sup> e  $\Delta T$  é a diferença de temperatura entre o ambiente interno e o externo da estufa. Para a temperatura do ambiente externo foi considerada a temperatura média diária obtida de um ano meteorológico típico da região. De acordo com os dados experimentais a temperatura interna da estufa varia de 28 a 71 °C, assim, utilizando esses dados na Eq. (4.42) encontra-se que os valores do coeficiente global de perdas da estufa,  $U_{est}$ , estão entre 0,68 e 4,05 W/(°Cm<sup>2</sup>) e o valor médio é 1,57 W/(°Cm<sup>2</sup>).

#### 4.1.4 Análise do trocador de calor pelo método da efetividade - NTU

Após a determinação da carga térmica do processo de cura do tabaco e dos parâmetros mais importantes da estufa utilizada nesse processo, iniciou-se o estudo dos equipamentos que farão parte do sistema de aquecimento auxiliar a ser simulado. A ideia principal é utilizar coletores solares para aquecer água e, em seguida, transferir essa energia armazenada na massa de água para o ar do interior da estufa.

O equipamento que fará a interface entre o SAS e o processo de cura é o trocador de calor. O método utilizado para a análise desse equipamento tem por base o parâmetro adimensional chamado efetividade de transferência de calor,  $\varepsilon$ , que é definido conforme a Eq. (4.43).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{máx}} \quad (4.43)$$

onde  $\dot{Q}_{real}$  é a taxa de transferência de calor real do trocador de calor e pode ser obtida somando a taxa de transferência de calor necessária para a cura do tabaco,  $\dot{Q}$ , a taxa de perda de energia pelas paredes e teto,  $\dot{Q}_{pt}$ , e a taxa de perda pelo piso da estufa,  $\dot{Q}_p$ . O valor de  $\dot{Q}_{máx}$ , por sua vez, é determinado através da Eq. (4.44).

$$\dot{Q}_{máx} = C_{min} (T_{eh2o} - T_{ear}) \quad (4.44)$$

onde  $C_{min}$  é o menor valor na comparação entre as capacidades caloríficas ( $C_c = \dot{m} C_p$ ) dos dois fluidos do trocador de calor,  $T_{eh2o}$  é a temperatura de entrada da água (fluido quente) e  $T_{ear}$  é a temperatura de entrada do ar (fluido frio) no trocador de calor.

A efetividade depende do número de unidades de transferência de calor,  $NTU$  e da relação entre as capacidades caloríficas das correntes,  $Cr$ , conforme as Eqs. (4.45) e (4.46).

$$NTU = \frac{U_{tc} A_{tc}}{C_{min}} \quad (4.45)$$

$$Cr = \frac{C_{máx}}{C_{min}} \quad (4.46)$$

onde  $U_{tc}$  é o coeficiente global de transferência de calor do trocador e  $A_{tc}$  é a área da superfície de troca térmica do equipamento.

Conhecendo a efetividade,  $\varepsilon$ , do trocador e  $C_r$ , é possível encontrar o valor de NTU e, portanto, analisar a relação existente entre as grandezas  $U_{tc}$  e  $A_{tc}$  de um trocador de calor a ser utilizado no SAS proposto. A equação para encontrar o NTU de um trocador de calor aletado de escoamento cruzado (único passe), com ambos fluidos não misturados, é dada pela Eq. (4.47).

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{NTU^{0,22}}{C_r} \left[ \exp(-CrNTU^{0,78}) - 1 \right]\right) \quad (4.47)$$

A vazão de ar considerada na determinação da capacidade calorífica do ar foi de 25000 m<sup>3</sup>/h, utilizando como referência os equipamentos atualmente usados para a cura do tabaco. A conversão da vazão volumétrica do ar em vazão mássica foi feita levando-se em conta a variação da massa específica do ar de acordo com a variação da temperatura no interior da estufa, resultando em uma faixa de vazões mássicas entre 4 e 7 kg/s.

Foi considerada inicialmente nessa análise uma vazão mássica de água no trocador de calor igual a 0,8 kg/s considerando uma tubulação de 20 mm de diâmetro interno, que garante um escoamento turbulento, o qual é desejável para que a troca térmica ocorra com maior eficiência. O regime de escoamento é estabelecido pelo número de Reynolds,  $Re$ , conforme a Eq. (4.48).

$$Re = \frac{\rho_{h2o} V_{h2o} D}{\mu_{h2o}} = \frac{\dot{m}_{h2o} D}{\mu_{h2o} A_{sr}} \quad (4.48)$$

onde  $Re$  é o número de Reynolds,  $V_{h2o}$  é a velocidade média do escoamento da água,  $D$  é o diâmetro interno da tubulação,  $\mu_{h2o}$  é a viscosidade dinâmica da água,  $\rho_{h2o}$  é a massa específica da água,  $A_{sr}$  é a área da seção transversal do tubo e  $\dot{m}$  a vazão mássica da água no trocador de calor.

Nas condições especificadas e considerando a temperatura média da água igual a 60 °C, o escoamento de água no trocador de calor teria velocidade média de 2,6 m/s e  $Re$  igual a  $1,1 \times 10^5$ . A velocidade da água no trocador de calor, considerando apenas um tubo, é dada pela Eq. (4.49).

$$V_{h2o} = \frac{4V_z}{\pi D^2} \quad (4.49)$$

onde  $V_z$  é a vazão volumétrica da água.

Segundo Incropera et al. (2008), os valores representativos do coeficiente global de transferência de calor para um trocador de calor com tubos aletados, contendo água nos tubos e ar em escoamento cruzado, estão na faixa de 20 a 50 W/(°Cm<sup>2</sup>), já que a resistência no lado do ar é a controladora do processo de troca térmica. Assim, foi feita a avaliação da área de troca térmica necessária ao processo de cura do tabaco considerando valores de  $U_{tc}$  próximos dessa faixa. O gráfico da Fig. 4.13 mostra a área de troca necessária ao longo do processo, considerando dois valores de coeficiente global de transferência de calor.

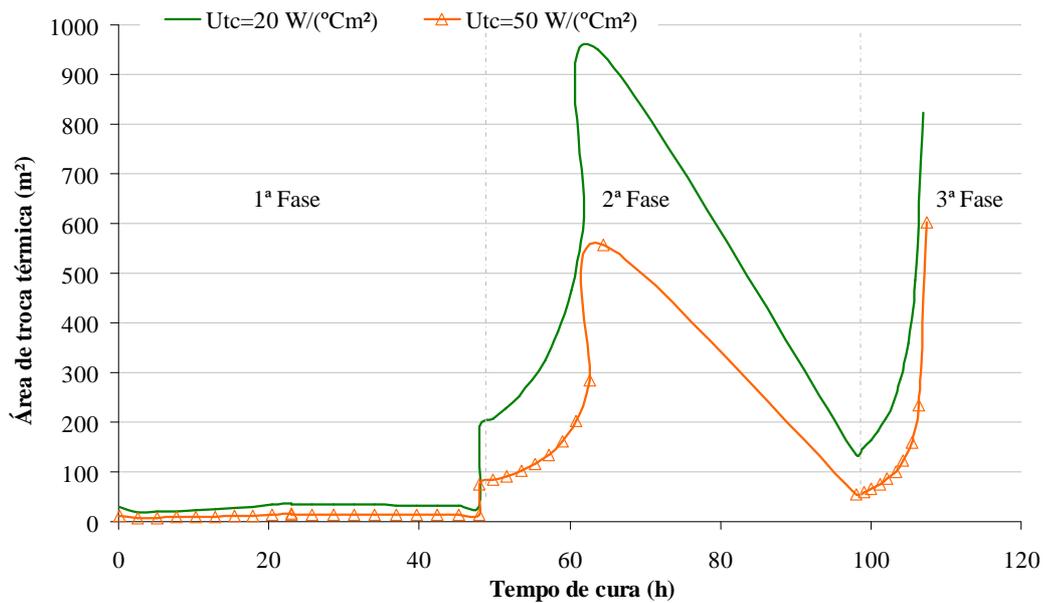


Figura 4.13 – Área de troca térmica necessária no trocador de calor considerando dois valores de coeficiente global de transferência de calor  $U_{tc}$ .

De acordo com a Eq. (4.43), durante a segunda fase do processo, os elevados valores de  $\dot{Q}_{real}$ , que são fortemente influenciados pela taxa de transferência de calor para o tabaco, produzem valores igualmente elevados para a efetividade,  $\varepsilon$ . Como consequência, o  $NTU$  também assume valores muito grandes, e por isso, a área do trocador de calor, necessária para atender completamente o processo nas condições consideradas, se torna extremamente elevada. De acordo com a Eq. (4.44), a partir do momento em que a temperatura do ar na estufa atinge valores muito próximos da temperatura da água na entrada do trocador de calor (60 °C), a taxa máxima de transferência de calor,  $\dot{Q}_{máx}$ , entre os fluidos assume valores próximos de zero. Em consequência disso, a efetividade tende ao infinito e a área de troca térmica, necessária para atender o processo, cresce indefinidamente conforme mostrado na Fig. 4.13 para a terceira fase do processo, inviabilizando, por tanto, o atendimento completo do processo pelo SAS.

## 5 SIMULAÇÕES DO SISTEMA SOLAR DE CURA DE TABACO

A simulação do sistema proposto no software TRNSYS (*Transient System Simulation Tool*) é uma das principais etapas deste trabalho. Com essa ferramenta foram obtidos dados importantes sobre o desempenho do sistema, adquiridas informações igualmente importantes sobre a dinâmica do processo e obtidos subsídios para o dimensionamento correto dos equipamentos.

As simulações computacionais são experimentos numéricos que são capazes de fornecer praticamente as mesmas informações sobre o desempenho de sistemas que os experimentos físicos. As vantagens das simulações estão na rapidez da implementação do experimento, no baixo custo, na possibilidade de análises de desempenho de longo prazo, bem como de situações extremas, além da possibilidade de definição das condições climáticas. Elas são poderosas ferramentas de pesquisa e desenvolvimento utilizadas para compreender o funcionamento de sistemas e para projetos. Contudo, elas precisam ser feitas com muito cuidado e habilidade, uma vez que é muito fácil adotar algum valor errado, negligenciar fatores que podem ser importantes ou cometer outros erros. Assim como em outros cálculos de engenharia, um alto nível de julgamento e habilidade é necessário para que sejam obtidos resultados úteis (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

O uso de simulações no estudo de sistemas solares térmicos tem sido aplicado desde o final da década de 1960. Alguns dos pioneiros desse método de análise são Sheridan et. al. (1967) e Gupta e Garg (1968). Os primeiros usaram um computador analógico para estudar o comportamento de aquecedores solares de água. Os segundos desenvolveram um modelo para desempenho térmico de um aquecedor solar de água, do tipo termossifão, onde representaram a radiação solar e a temperatura ambiente por séries de Fourier e foram capazes de prever o desempenho de uma forma absolutamente condizente com os resultados experimentais.

Hoje em dia existem diversos tipos de programas para simulação de sistemas térmicos, porém todos eles têm em comum a capacidade de resolver uma combinação de equações algébricas e diferenciais que representam o comportamento físico dos equipamentos. Há em geral duas categorias de programas de simulação, os que têm propósitos específicos e os com objetivos genéricos. Aqueles mais específicos se aplicam a uma gama restrita de sistemas pré-definidos, geralmente são mais fáceis de usar, mas não são flexíveis, ou seja, não podem ser adaptados para simular sistemas que não foram previamente estabelecidos no programa. Já os

da segunda categoria são mais flexíveis, porém são mais complexos em seu uso (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

O TRNSYS é um completo programa de simulação de sistemas transientes e se enquadra na segunda categoria de programas mencionados anteriormente, pois sua estrutura modular lhe confere extrema flexibilidade permitindo ao usuário a criação de uma imensa gama de sistemas, além da possibilidade de implementar novas sub-rotinas para simular equipamentos (“Types”, conforme o jargão do programa) que não existam em sua biblioteca padrão. Por isso, o TRNSYS tem sido utilizado por engenheiros e pesquisadores, do mundo todo, há mais de 35 anos (KEILHOLZ, 2010).

Para simular um sistema no TRNSYS é preciso, basicamente, selecionar os componentes na biblioteca do programa e arrastá-los para a área de montagem do estúdio de simulação (*Simulation Studio*), efetuar as devidas conexões entre eles e especificar seus parâmetros. Cada tipo de componente é descrito por um modelo matemático que o programa resolve individualmente associando os parâmetros de saída de um componente com os de entrada de outro, conforme as conexões estabelecidas, garantindo assim um fluxo de informação entre eles.

## 5.1 CARACTERIZAÇÃO DA REGIÃO DO ESTUDO E DEFINIÇÃO DO TMY

O município de Santa Cruz do Sul foi escolhido como foco do trabalho, pois é um dos principais polos de produção de tabaco do país. Lá estão instaladas as principais indústrias desse setor. Santa Cruz do Sul está geograficamente localizada na depressão periférica sul-riograndense com coordenadas 52°25'34'' de longitude oeste e 29°43'05'' de latitude sul.

A dificuldade de obtenção de um arquivo de dados de um ano meteorológico típico (TMY na sigla em inglês) da cidade gerou a necessidade de verificação da possibilidade de uso de um TMY de outro município.

O estudo das regiões climáticas do estado do Rio Grande do Sul mostrou que não há diferenças significativas entre as características meteorológicas das cidades de Porto Alegre, Santa Cruz do Sul e Santa Maria. Segundo Ruoso (2012), essas três cidades estão situadas na mesma unidade geomorfológica chamada Depressão Central que fica entre as terras altas do Planalto Basáltico e o Escudo Sul-riograndense, estendendo-se de leste a oeste do estado. Araújo (1930 apud ROSSATO, 2011), estudou o clima do Rio Grande do Sul e o classificou em oito regiões climáticas. Nessa classificação, as três cidades mencionadas compartilham o

mesmo tipo de clima, pois todas se enquadram nas características da região 3, conforme mostrado na Fig. 5.1.

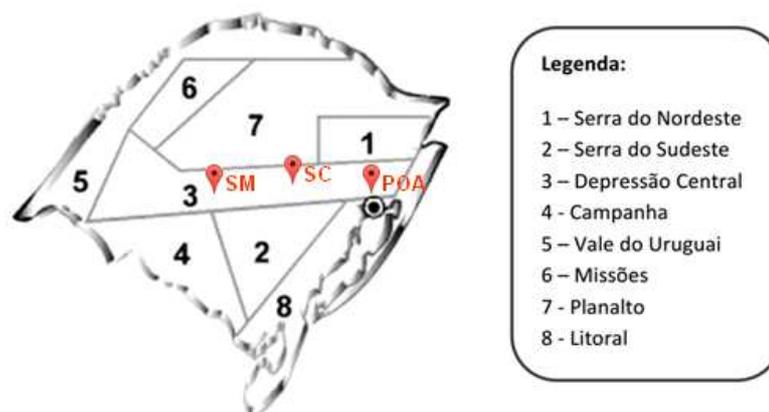


Figura 5.1 - Regiões climáticas do RS definidas por Araújo (apud ROSSATO, 2011)

Fonte: Adaptado de Correio do Povo (2004 apud ROSSATO, 2011, p. 34)

Rossato (2011) reclassificou o clima do Rio Grande do Sul e manteve Porto Alegre, Santa Cruz do Sul e Santa Maria dentro da mesma região climática, em que predomina o tipo de clima denominado subtropical mediantemente úmido. As chuvas oscilam entre 1500 e 1700 mm anuais distribuídas entre 90 e 110 dias de chuva. A temperatura média anual varia entre 17 e 20 °C e a temperatura média do mês mais quente varia entre 23 e 26 °C.

Um estudo comparativo entre os níveis de radiação de Porto Alegre e Santa Cruz do Sul, com dados de estações meteorológicas ligadas ao Instituto Nacional de Meteorologia (INMET), mostrou que os índices médios de radiação solar no período de 01/01/2014 a 05/03/2014 foram respectivamente 947,9 kJ/(m<sup>2</sup>h) e 1026,9 kJ/(m<sup>2</sup>h), o que representa uma diferença de apenas 7,7%.

Outro estudo semelhante, porém avaliando os níveis de radiação com base nos anos típicos de Santa Maria e de Porto Alegre, construídos a partir de dados de satélite, no período de novembro a março, mostrou que os valores da radiação solar média nesse período para essas cidades são respectivamente 864,9 kJ/(m<sup>2</sup>h) e 810,8 kJ/(m<sup>2</sup>h), representando uma diferença de apenas 6,2%.

Observando o mapa da Fig. 5.2 é possível notar que Santa Cruz do Sul (ponto B) fica praticamente na metade da distância entre Porto Alegre (ponto A) e Santa Maria (ponto C), aproximadamente 150 km de uma ou de outra.



Figura 5.2 – Localização geográfica de Santa Cruz do Sul

Fonte: Adaptado de Google Maps (2013)

Diante dessas informações é razoável considerar que não existam diferenças significativas nos níveis de radiação solar entre as cidades de Porto Alegre, Santa Cruz do Sul e Santa Maria. Por tanto, é possível utilizar um TMY de Santa Maria ou de Porto Alegre em simulações para Santa Cruz do Sul sem comprometer os resultados. Neste trabalho se optou por usar o TMY de Porto Alegre.

## 5.2 APRESENTAÇÃO DO SAS PROPOSTO NO TRNSYS

O sistema proposto neste trabalho aquece água, através de um campo de coletores solares (Type71). A água aquecida é enviada a um tanque de termo acumulação (Type4a) e em seguida a um trocador de calor (Type5e), que aquece o ar em uma zona térmica simples (Type 88). Essa zona térmica simula a estufa onde ocorre a cura do tabaco. O fluxo de água é garantido por duas bombas (Types114 e 114-2). Os dados meteorológicos são adicionados ao sistema através de um processador (Type15-2) que, neste trabalho, conforme já mencionado anteriormente, está simulando um ano típico de Porto Alegre, cujo arquivo de dados (TMY-2) gerado pelo software Meteonorm, está disponível no próprio TRNSYS.

Para análise do comportamento do sistema foi utilizado um gerador de gráficos (Type65d-2) também disponível no simulador.

Na Fig. 5.3 está representado o esquema básico do sistema e na Fig. 5.4 o diagrama completo do circuito térmico simulado.

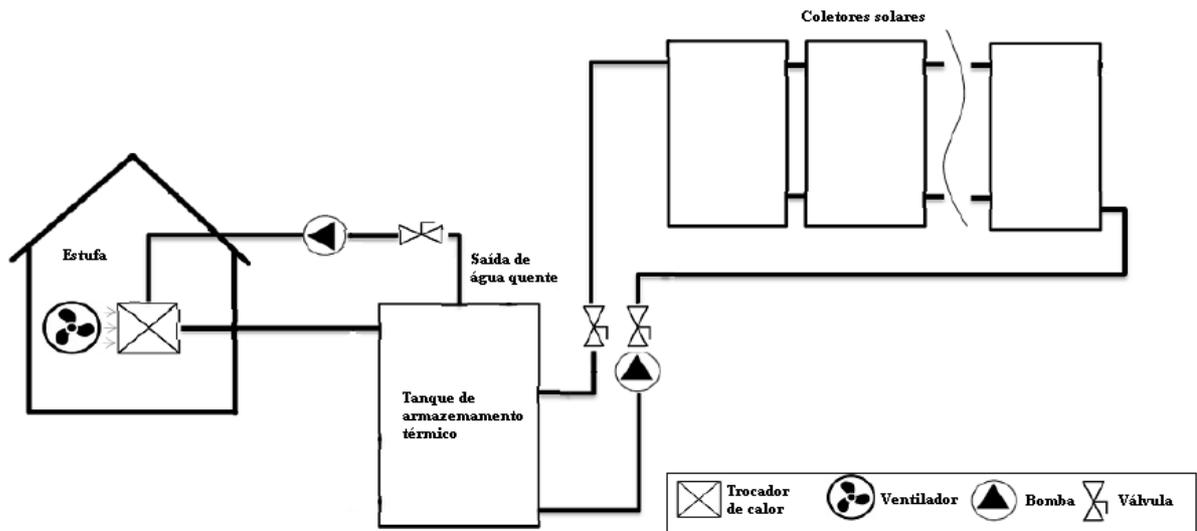


Figura 5.3 - Esquema básico do sistema de aquecimento solar

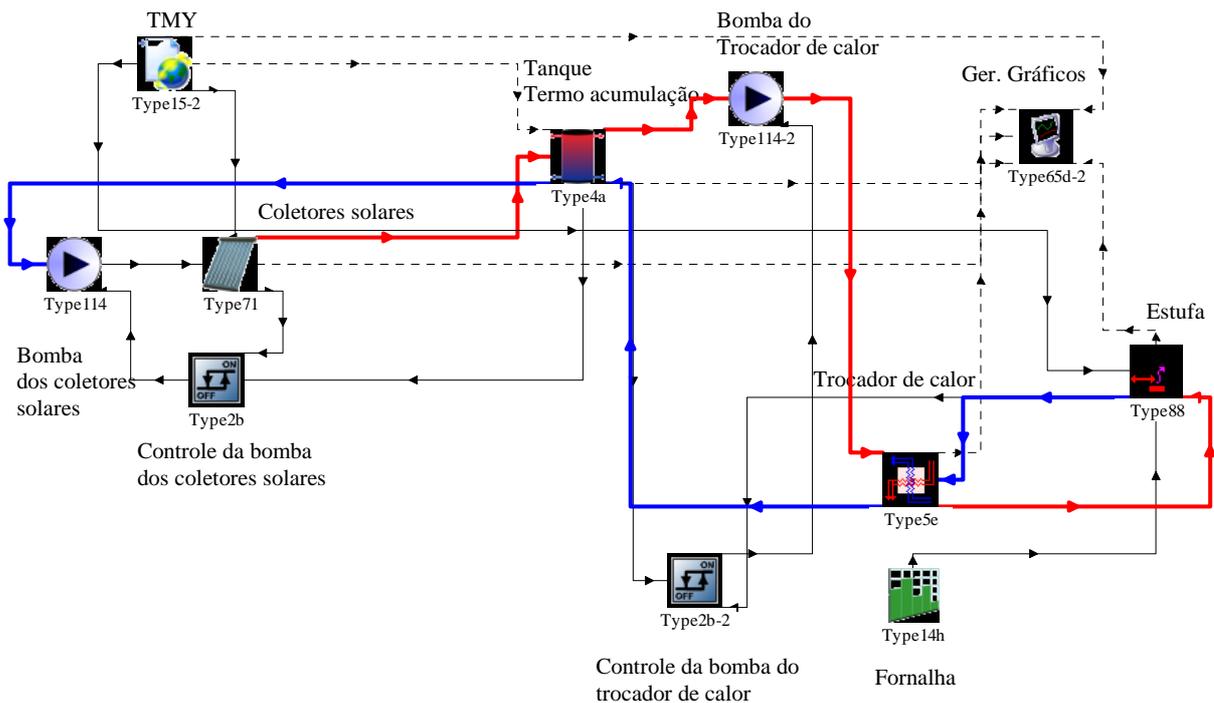


Figura 5.4 – Esquema do SAS simulado no TRNSYS

Para a parametrização dos componentes do sistema solar proposto foram utilizadas diversas fontes tais como cálculos, dados de experimentos, informações de fabricantes e recomendações da literatura. Nas próximas seções os principais componentes serão apresentados individualmente, porém alguns parâmetros não estão completamente definidos, pois serão objeto de análise nas seções seguintes.

### 5.2.1 Processador de dados meteorológicos – Type15-2

Este componente realiza a leitura de um arquivo de dados meteorológicos externo, faz a interpolação dos mesmos e os tornam disponíveis para outros componentes do TRNSYS. Neste trabalho se utilizou o TMY para Porto Alegre, assumindo o modelo de radiação de superfície inclinada de Perez (DUFFIE; BECKMAN, 2006), para uma superfície de coletores fixa orientada para o norte e com inclinação de 20° em relação à horizontal (essa inclinação foi escolhida, pois apresentou melhor aproveitamento energético em simulações prévias). A refletividade do solo foi considerada igual a 0,2.

### 5.2.2 Bomba dos coletores solares – Type114

O Type114 modela uma bomba de velocidade constante. Este componente não simula os efeitos de partida nem de perda de carga. O Type114 define a vazão a jusante com base em seu parâmetro vazão nominal e o valor atual de sua entrada de sinal de controle. A vazão nominal depende da área de coletor a ser simulada, e o sinal de controle comanda o acionamento e o desligamento da bomba.

### 5.2.3 Campo de coletores solares – Type71

Este componente modela o desempenho térmico de um coletor solar de tubo evacuado, ou um campo de coletores solares que podem estar ligados em série e/ou em paralelo. A equação de eficiência do coletor solar pode ser descrita conforme a Eq. (5.1).

$$\eta = \eta_0 - a_1 \left( \frac{T_1 - T_2}{G} \right) - a_2 \frac{(T_1 - T_2)^2}{G} \quad (5.1)$$

onde  $\eta$  é a eficiência do coletor,  $\eta_0$  é a eficiência máxima do coletor (*Intercept Efficiency* –  $F_R \tau \alpha$ ),  $a_1$  é o coeficiente de perda de 1ª ordem (*Efficiency Slope* -  $F_R U_L$ ),  $a_2$  o coeficiente de perda de 2ª ordem (*Efficiency Curvature*),  $G$  a irradiação solar incidente no coletor e  $T_2$  é a temperatura ambiente. Essa equação segue o método de Cooper e Dunkle (1981 apud DUFFIE; BECKMAN, 2006, p. 309) e considera a dependência da temperatura em relação ao coeficiente global de perdas térmicas do coletor,  $U_L$ , e permite a adição de outros parâmetros para considerar a influência da velocidade do vento.

A variável  $T_l$  pode sofrer algumas variações dependendo da norma utilizada como referência para a realização dos testes do coletor. A ASHRAE 93-2010 (2010), por exemplo, utiliza  $T_l$  igual à temperatura de entrada do fluido no coletor. Por sua vez, a norma europeia EN 12975-2:2006 (2006) e a norma brasileira, ABNT NBR 15747-2 (2009), utilizam  $T_l$  igual à temperatura média do fluido no coletor e outras ainda adotam  $T_l$  igual à temperatura de saída do fluido do coletor.

A vazão de trabalho do campo de coletores é definida na bomba dos coletores (Type 114), de acordo com a área de coletores solares simulada, de forma que a vazão em cada coletor seja igual ou próxima à vazão de teste do coletor. O fluido de trabalho utilizado é água. Os parâmetros da curva de eficiência dos coletores serão definidos nas seções seguintes quando as simulações forem efetivamente apresentadas.

#### **5.2.4 Tanque de termo acumulação – Type4a**

O Type4a modela o desempenho térmico de um tanque de armazenamento de energia cheio de líquido sujeito a estratificação térmica. O volume e o coeficiente de perda térmica do tanque são definidos conforme a configuração do SAS.

#### **5.2.5 Bomba do trocador de calor – Type114-2**

O Type114-2 é similar ao Type114 visto anteriormente, modelando uma bomba de velocidade constante. Este componente não simula os efeitos de partida e de perda de carga.

#### **5.2.6 Trocador de calor – Type5e**

Este componente é um trocador de calor de fluxo cruzado com ambos fluidos não misturados. O valor do produto do coeficiente global de transferência de calor,  $U_{tc}$ , do trocador pela área da superfície de troca,  $A_{tc}$ , é definido de acordo com a configuração do SAS. O mesmo acontece com a vazão mássica de ar no trocador de calor do lado da carga térmica.

### **5.2.7 Zona térmica simples – Type88**

O Type88 modela um envoltório simples com uma única zona térmica e desconsidera os ganhos provenientes da radiação solar que atinge suas paredes. Este componente simula o comportamento térmico da estufa estudada.

A temperatura do ambiente externo da zona térmica é dada pelo TMY que é processado pelo Type 15-2 já visto.

### **5.2.8 Controle da bomba dos coletores solares – Type2b**

O Type2b é um controlador diferencial e gera uma função de controle que pode ter um valor de 1 (ligado) ou 0 (desligado). O valor do sinal de controle é escolhido como uma função da diferença entre as temperaturas da saída do campo de coletores e do fundo do tanque de termo acumulação. O controlador desligará a bomba se essa diferença for menor ou igual a 2 °C e a ligará se a diferença for maior.

### **5.2.9 Controle da bomba do trocador de calor – Type2b-2**

O Type2b-2 é idêntico ao Type2b descrito anteriormente, porém o valor do seu sinal de controle é escolhido como uma função da diferença entre as temperaturas do ar da estufa e do topo do tanque de termo acumulação.

### **5.2.10 Forno – Type14h**

O Type 14h é um componente que permite a criação de uma função matemática a partir de pontos de dados discretos que indiquem o valor da função em diferentes momentos ao longo de um ciclo. Ele aplica interpolação linear para gerar uma função contínua a partir desses dados discretos. Neste trabalho ele foi usado para simular a transferência de calor da fornalha para a estufa.

## **5.3 ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DOS PRINCIPAIS PARÂMETROS DO SAS**

Nesta seção são apresentadas informações sobre a forma como as simulações do sistema foram conduzidas e analisadas. As simulações e análises apresentadas aqui têm o objetivo de gerar o entendimento e a quantificação das relações existentes entre os principais

parâmetros do SAS para que depois seja possível identificar, com base na temperatura atingida dentro da estufa e na quantidade de calor transferido do SAS para a estufa, as configurações mais adequadas ao atendimento do processo. Serão consideradas mais adequadas àquelas configurações do SAS que transferirem a maior quantidade de calor para a estufa, respeitando os limites de temperatura do processo e o bom senso em relação aos custos de implementação do sistema. Nas seções 5.3.1 à 5.3.6 serão apresentadas todas as análises feitas nesta etapa e ao final (na seção 5.3.7) serão apresentadas as principais conclusões dessas análises.

Nesta seção todas as simulações consideraram as seguintes condições:

O processo inicia com a água do tanque a uma temperatura de 80 °C. As perdas térmicas do tanque não foram consideradas. O tempo de cada simulação é de 168 horas, pois equivale ao tempo médio de cura do tabaco. O período do ano simulado é a segunda semana de janeiro e a irradiação solar global média no período avaliado foi de 623 W/m<sup>2</sup>. O coletor solar utilizado é do tipo tubo evacuado, modelo Suntrac27 do fabricante Suntrac, e cujos parâmetros da curva de eficiência, conforme a norma brasileira ABNT NBR 15747-2 (2009) são  $a_0 = 0,671$ ,  $a_1 = 0,1298 \text{ W}/(^{\circ}\text{Cm}^2)$  e  $a_2 = 0,00898 \text{ W}/(^{\circ}\text{Cm}^2)$ .

A Fig. 5.5 apresenta a irradiação solar global na região no período simulado com base no TMY adotado.

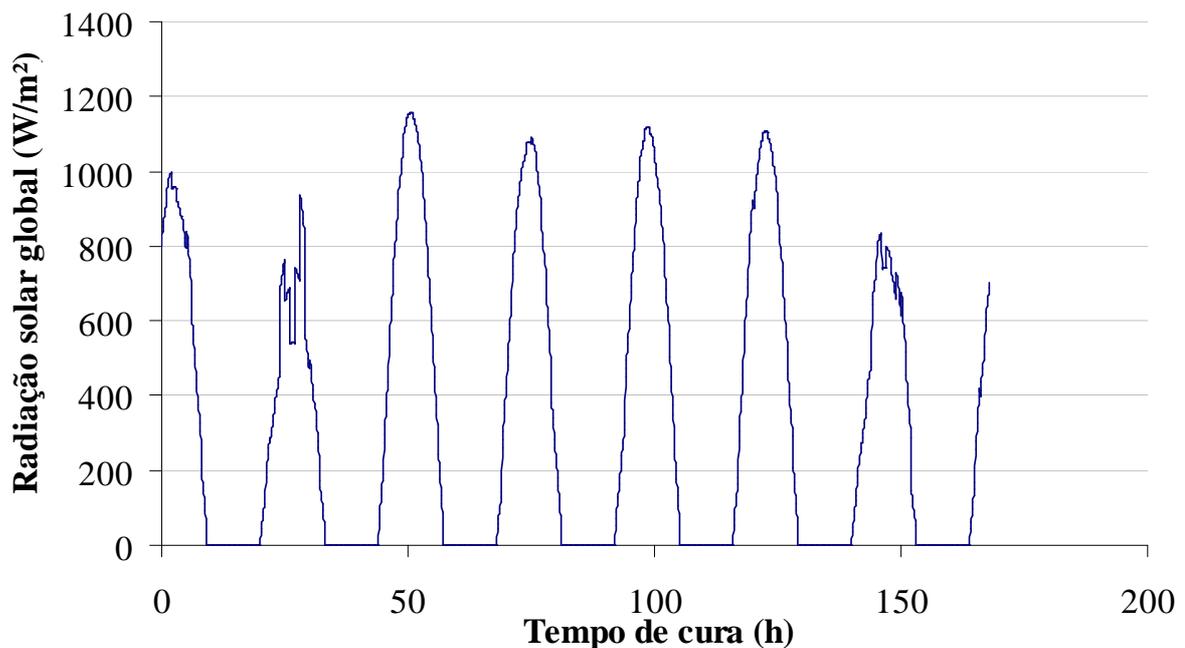


Figura 5.5 – Irradiância solar global típica na região no início de janeiro

Foram realizadas mais de cem simulações com diferentes configurações do sistema combinando os parâmetros mostrados na Tab. 5.1.

Tabela 5.1 – Parâmetros que foram combinados nas simulações

Área coletor (m <sup>2</sup> )	Vazão água coletores (kg/(sm <sup>2</sup> ))	Vazão água trocador (kg/s)	Vazão ar trocador (kg/s)	U.A trocador (W/°C)	Coefic. perda estufa (W/°Cm <sup>2</sup> )	Volume tanque (L)
10	0,01	0,1	3	600	0,5	1.000
20	0,02	0,5	5,5	900	0,81	2.000
30	-	1,0	8	1500	1	3.000
40	-	1,5	-	2000	-	4.000
50	-	-	-	5000	-	5.000
100	-	-	-	-	-	10.000
200	-	-	-	-	-	-

As simulações seguiram a seguinte ordem: todos os parâmetros da Tab. 5.1 foram simulados com as sete áreas de coletores solares selecionadas, portanto cada conjunto de sete simulações caracteriza um bloco de simulação.

Primeiramente se configurou o sistema com os parâmetros da primeira linha da Tab. 5.1 e se realizou o primeiro bloco de simulações, ou seja, foram feitas sete simulações, uma com cada área de coletor, mantendo os demais parâmetros constantes. Após avaliar os parâmetros da primeira linha com todas as áreas de coletores, se alterou apenas a vazão de água nos coletores e se repetiu as simulações para as sete áreas gerando o segundo bloco de simulações.

Realizado o segundo bloco de simulações foi possível comparar os resultados obtidos com os dois valores de vazão nos coletores e optar por um deles para ser usado nos blocos de simulações seguintes. Esse processo foi repetido sucessivamente para os demais parâmetros, conforme mostrado nas seguintes seções.

### 5.3.1 Análise da vazão de água no campo de coletores solares

Foram utilizados nas simulações dois valores de vazão mássica de água nos coletores solares, por unidade de área: 0,01 e 0,02 kg/(sm<sup>2</sup>). A razão da escolha desses valores é o fato de que 0,02 kg/(sm<sup>2</sup>) é a vazão típica dos testes de desempenho de coletores solares e procurou-se verificar se haveria alguma vantagem no desempenho do sistema ao adotar-se uma vazão menor.

As simulações desses dois valores de vazão foram realizadas para sete áreas de coletores solares entre 10 e 200 m<sup>2</sup> e mantidos os demais parâmetros do sistema conforme mostrado na Tab. 5.2.

Tabela 5.2 - Principais parâmetros adotados na simulação da variação da vazão de água nos coletores solares.

Parâmetro	Valor
Vazão mássica de água no trocador de calor	0,1 kg/s
Vazão mássica de ar no trocador de calor	3 kg/s
U.A trocador de calor (20 W/(°Cm <sup>2</sup> ); 30 m <sup>2</sup> )	600 W/°C
Coefficiente de perda da estufa	0,5 W/(°Cm <sup>2</sup> )
Volume do tanque	1.000 L

Conforme o gráfico da Fig. 5.6, a diminuição da vazão de água nos coletores solares, de 0,02 para 0,01 kg/(sm<sup>2</sup>), provocou um aumento da temperatura máxima da água na saída do campo de coletores de 9 % (em média) para simulações com áreas de coletores solares até 50 m<sup>2</sup> e de 7,4 % para áreas de coletores maiores que 50 m<sup>2</sup>.

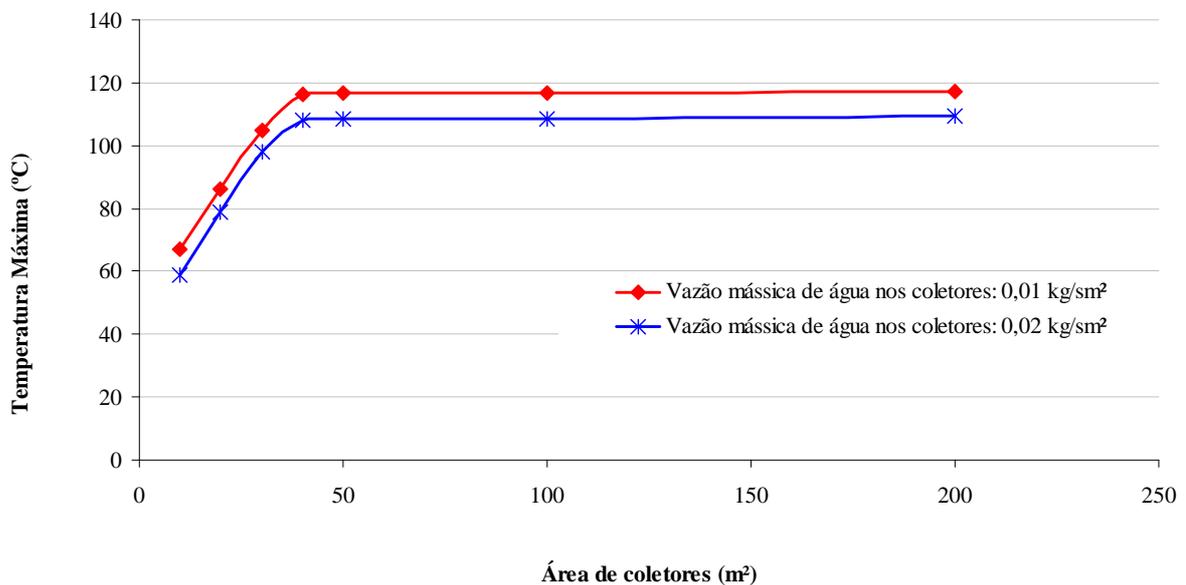


Figura 5.6 – Temperatura máxima da água na saída dos coletores solares para diferentes vazões e diferentes áreas de coletor solar.

Na saída do tanque acumulador (para o trocador de calor) não foi observada variação significativa da temperatura média da água com a adoção da vazão de água menor nos

coletores, conforme mostrado na Fig. 5.7, não representando, portanto, nenhum ganho ao sistema.

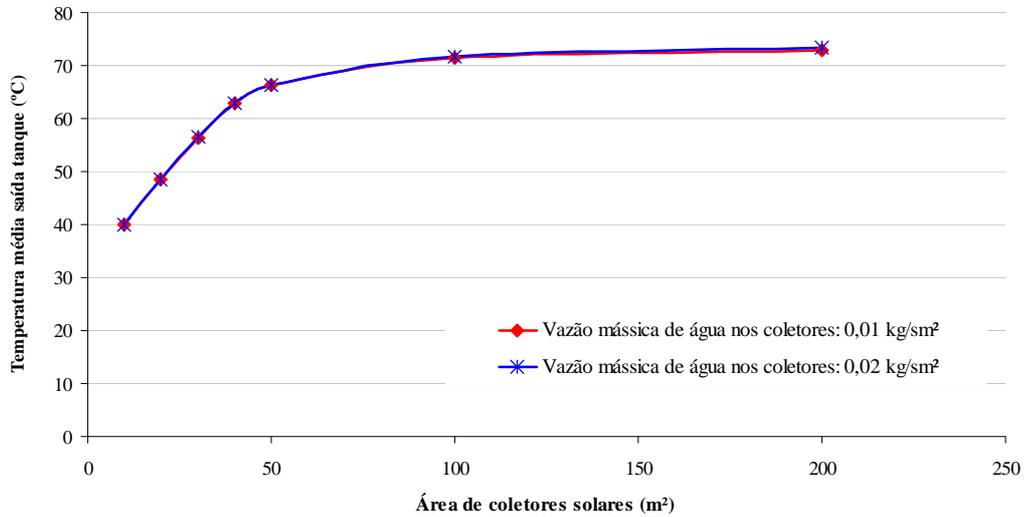


Figura 5.7 – Temperatura média da água na saída do tanque (para o trocador de calor) para diferentes vazões e diferentes áreas de coletores solares.

Também não foi detectado aumento significativo da temperatura no interior da estufa vinculado à diminuição da vazão de água nos coletores, como mostrado na Fig. 5.8, confirmando que essa redução de vazão não melhora o desempenho do sistema.

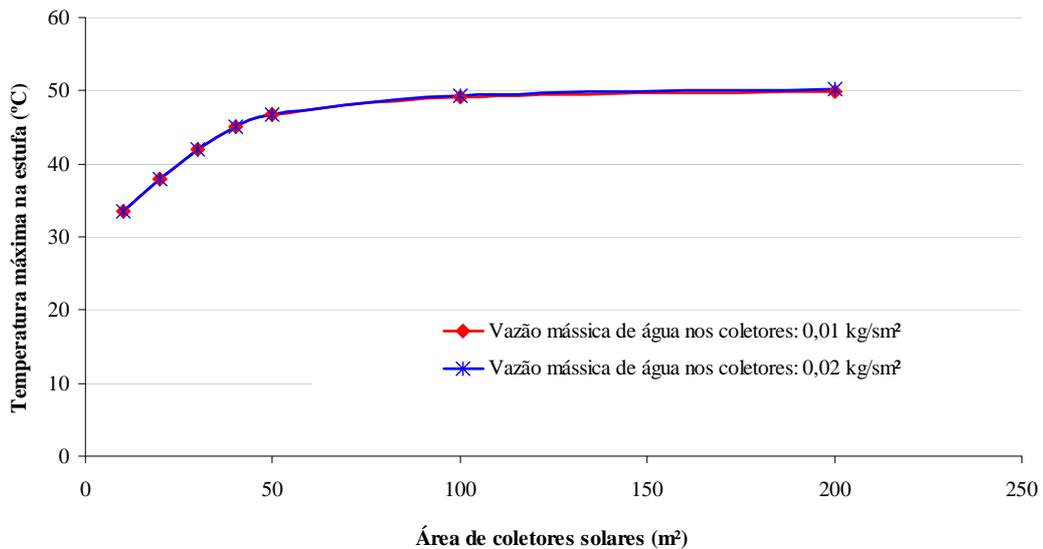


Figura 5.8 – Temperatura máxima alcançada na estufa para diferentes vazões e diferentes áreas de coletores.

### 5.3.2 Análise da vazão de água no trocador de calor

Neste trabalho foram simulados quatro valores de vazão mássica de água no trocador de calor: 0,1, 0,5, 1,0 e 1,5 kg/s. Assim, considerando que o escoamento ocorra em uma tubulação com 20 mm de diâmetro interno e temperatura média de 60 °C, o limite inferior da faixa de vazões mássicas simuladas teria número de Reynolds igual a 13.644 e o limite superior igual a 204.666. Nessa faixa de valores o escoamento é turbulento, propiciando uma boa troca térmica entre a água e o ar no equipamento.

Nas simulações desses quatro valores de vazão foram avaliadas sete áreas de coletores entre 10 e 200 m<sup>2</sup> e mantidos os demais parâmetros do sistema conforme mostrado na Tab. 5.3.

Tabela 5.3 - Principais parâmetros adotados na simulação da variação da vazão de água no trocador de calor.

Parâmetro	Valor
U.A do trocador de calor (20W/(°Cm <sup>2</sup> ); 30 m <sup>2</sup> )	600 W/°C
Volume do tanque	1.000 L
Vazão mássica de água nos coletores solares	0,02 kg/(sm <sup>2</sup> )
Vazão mássica de ar no trocador de calor	3 kg/s
Coefficiente de perda térmica da estufa	0,5 W/(°Cm <sup>2</sup> )

O aumento da vazão de água de 0,1 para 0,5, 1,0 e 1,5 kg/s no trocador de calor provocou, respectivamente, reduções (médias) da temperatura média da água na saída do tanque (para o coletor solar) de 9, 10,1 e 10,6 %, para simulações com áreas de coletores solares até 50 m<sup>2</sup>. Por exemplo, considerando áreas de coletores solares de até 50 m<sup>2</sup>, aumentar a vazão de água no trocador de calor de 0,1 para 0,5 kg/s reduz, em média, 9% a temperatura da água na saída do tanque para o coletor solar.

Considerando áreas de coletores entre 100 e 200 m<sup>2</sup>, aumentar a vazão de água no trocador de calor de 0,1 kg/s para 0,5, 1,0 e 1,5 provocou reduções (médias) de temperatura, na saída do tanque para o coletor, respectivamente iguais a 1,2 %, 1,5 e 1,1 %, como mostrado nas Figs. 5.9 e 5.10.

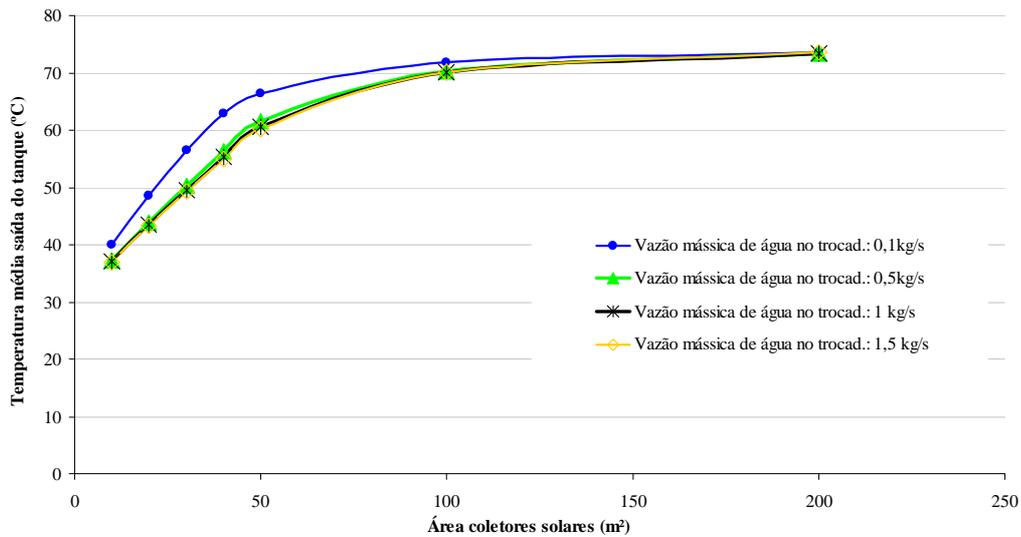


Figura 5.9 – Temperatura média da água na saída do tanque (para o coletor solar) para diferentes vazões de água no trocador de calor e diferentes áreas de coletor solar

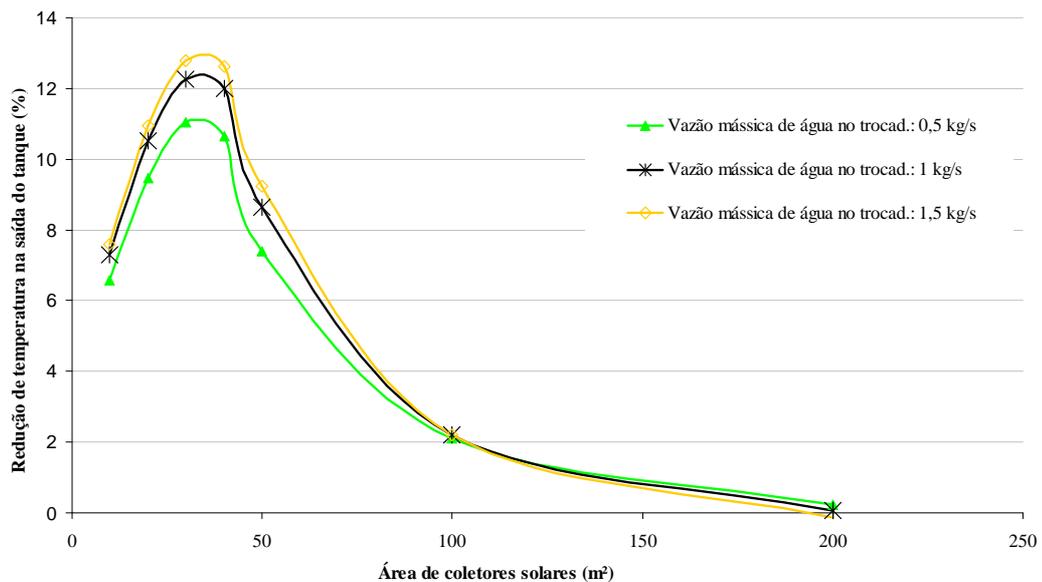


Figura 5.10 – Percentual de redução da temperatura média da água na saída do tanque, com relação às temperaturas obtidas com a vazão de água no trocador de calor de 0,1 kg/s.

Essa redução relativa da temperatura na saída do tanque ocorre porque o aumento da vazão de água no trocador de calor implica em uma maior taxa de transferência de calor da água para o ar e, em decorrência, se observa também um aumento da temperatura máxima do ar no interior da estufa, conforme pode ser visto na Fig. 5.11.

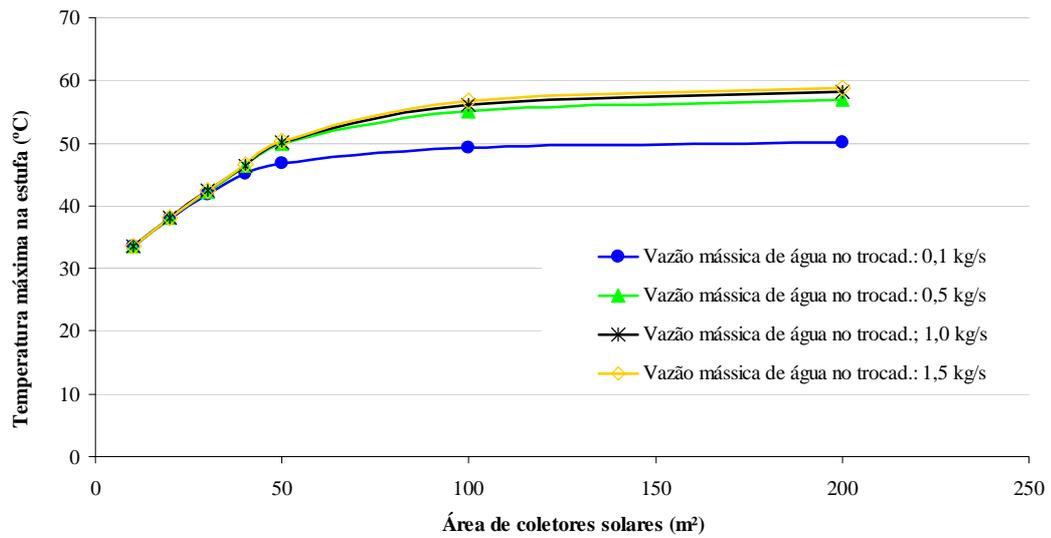


Figura 5.11 – Temperatura máxima do ar na estufa obtida com diferentes vazões mássicas de água no trocador de calor

O aumento da vazão mássica de água no trocador de calor de 0,1 para 0,5, 1,0 e 1,5 kg/s proporcionou o incremento médio na temperatura máxima do ar no interior da estufa de 2,07, 2,3 e 2,45 % respectivamente, para simulações feitas com área de coletor solar de 10 a 50 m<sup>2</sup>. Para áreas de coletores entre 100 e 200 m<sup>2</sup> o aumento médio foi de 12,7, 14,8 e 16 %, respectivamente, como mostrado na Fig. 5.12.

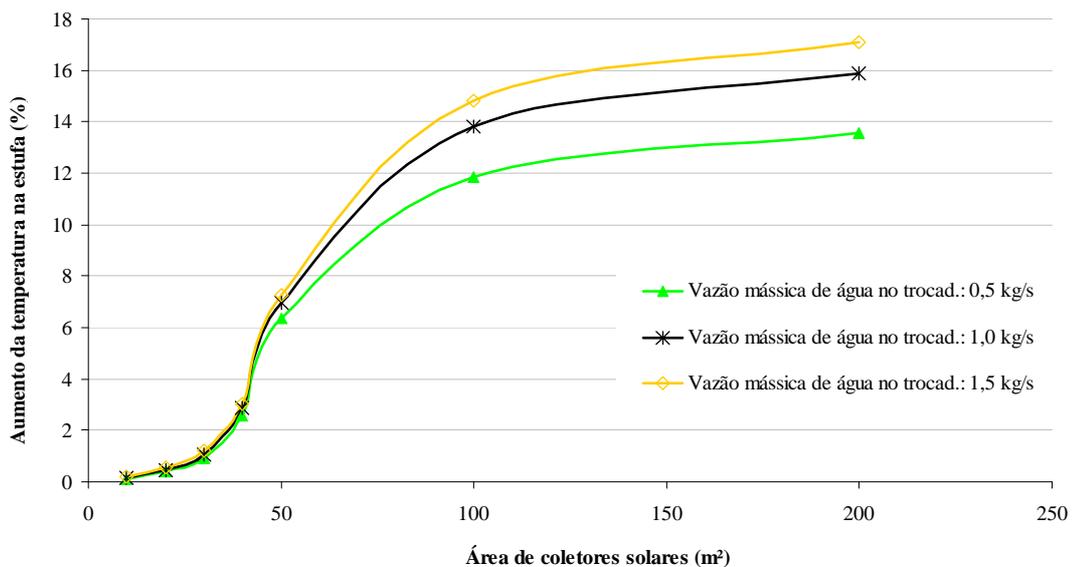


Figura 5.12 – Aumento percentual da temperatura máxima do ar na estufa, com relação às temperaturas obtidas com a vazão mássica de água no trocador de calor de 0,1 kg/s.

Os gráficos das Figs. 5.11 e 5.12 demonstram claramente que aumentar a vazão de água no trocador de calor melhora o desempenho do SAS.

O gráfico da Fig. 5.13 mostra o calor transferido para a estufa, ao final das 168 horas do processo, com diferentes vazões mássicas de água no trocador de calor. O gráfico da Fig. 5.14 apresenta o aumento percentual do calor transferido com relação ao obtido com a vazão mássica de 0,1 kg/s, confirmando o que os gráficos das Figs. 5.11 e 5.12 já demonstravam.

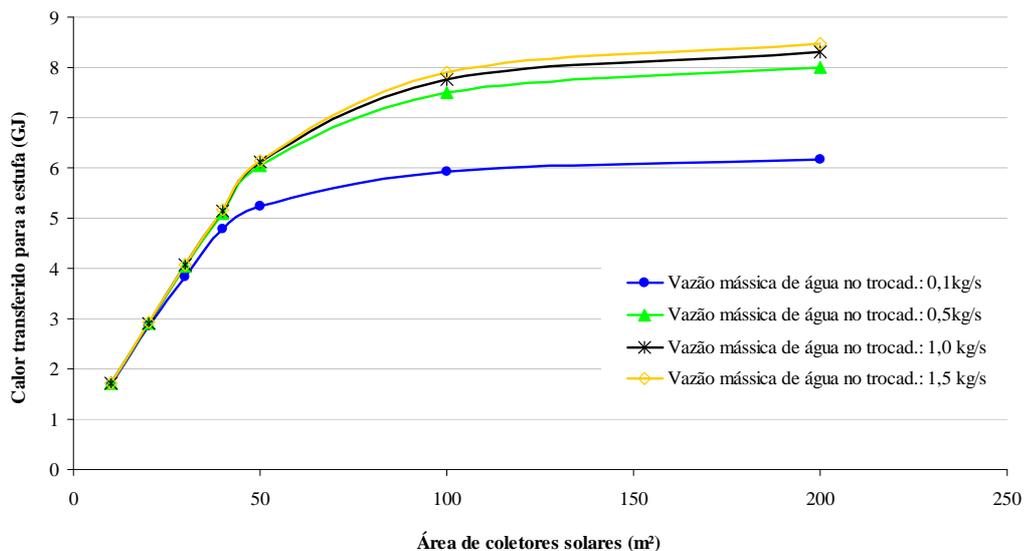


Figura 5.13 – Quantidade total de calor transferido para a estufa ao final do processo, com diferentes vazões mássicas de água no trocador de calor e diferentes áreas de coletores

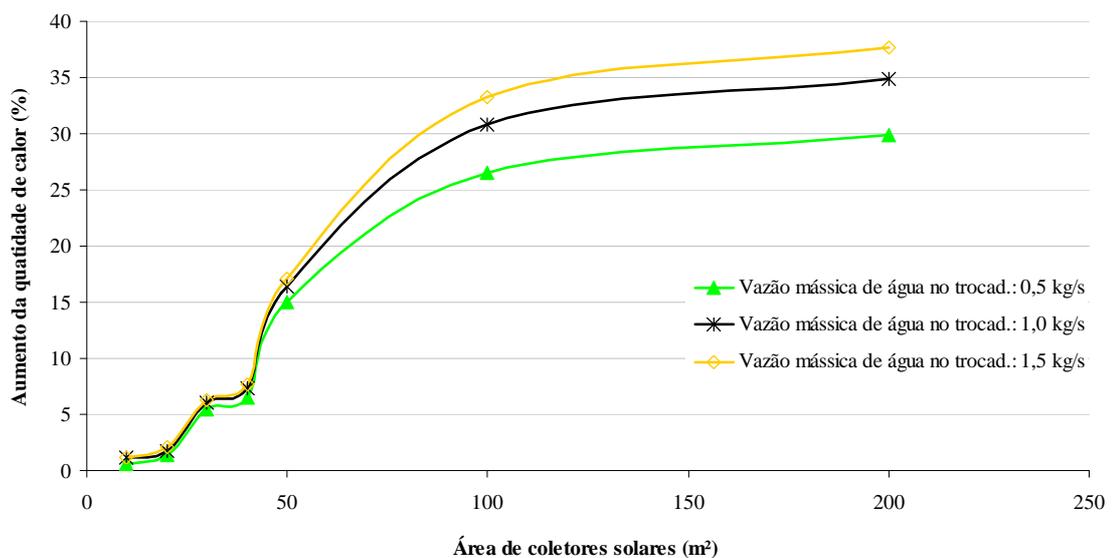


Figura 5.14 – Percentual de aumento da quantidade de calor transferido para a estufa, com relação à quantidade obtida com a vazão mássica de água no trocador de calor de 0,1 kg/s.

### 5.3.3 Análise da vazão de ar no trocador de calor

Foram simulados três valores de vazão mássica de ar do trocador de calor no interior da estufa: 3, 5,5 e 8 kg/s. As estufas atualmente utilizadas para a cura do tabaco e que servem de referência para esse estudo, estão equipadas com dois ventiladores que, juntos, produzem uma vazão mássica média de ar na faixa de 7 a 8 kg/s. Além do aspecto meramente térmico, os ventiladores são responsáveis pela remoção da umidade das folhas de tabaco e pela uniformização da temperatura no interior da estufa. Assim, do ponto de vista térmico também se procurou verificar as implicações da variação dessa vazão para o desempenho do sistema.

As simulações desses três valores de vazão mássica foram realizadas para sete áreas de coletores solares, entre 10 e 200 m<sup>2</sup>, e mantidos os demais parâmetros do sistema conforme mostrado na Tab. 5.4.

Tabela 5.4 - Principais parâmetros adotados na simulação da variação da vazão de ar no trocador de calor.

Parâmetro	Valor
U.A do trocador calor (20W/(°Cm <sup>2</sup> ); 30 m <sup>2</sup> )	600 W/°C
Volume do tanque	1.000 L
Vazão mássica de água no trocador de calor	1,5 kg/s
Vazão mássica de água nos coletores solares	0,02 kg/(sm <sup>2</sup> )
Coefficiente de perda da estufa	0,5 W/(°Cm <sup>2</sup> )

A variação da vazão mássica de ar no trocador de calor dentro da faixa referida não gerou alteração significativa na temperatura máxima atingida na estufa e nem na quantidade de energia transferida pelo SAS, como pode ser verificado nas Figs. 5.15 e 5.16. Utilizando-se uma vazão mássica de ar igual a 8 kg/s a temperatura na estufa, ao final do processo, atingiria um valor apenas 0,05 % maior do que se fosse utilizada uma vazão mássica de 3 kg/s. E em relação à quantidade de calor transferido do SAS para a estufa o aumento seria de apenas 0,84 %, demonstrando, portanto, não ser vantajoso utilizar a vazão maior, pois certamente implicaria em maior consumo de energia elétrica dos ventiladores sem proporcionar um benefício térmico equivalente ao processo.

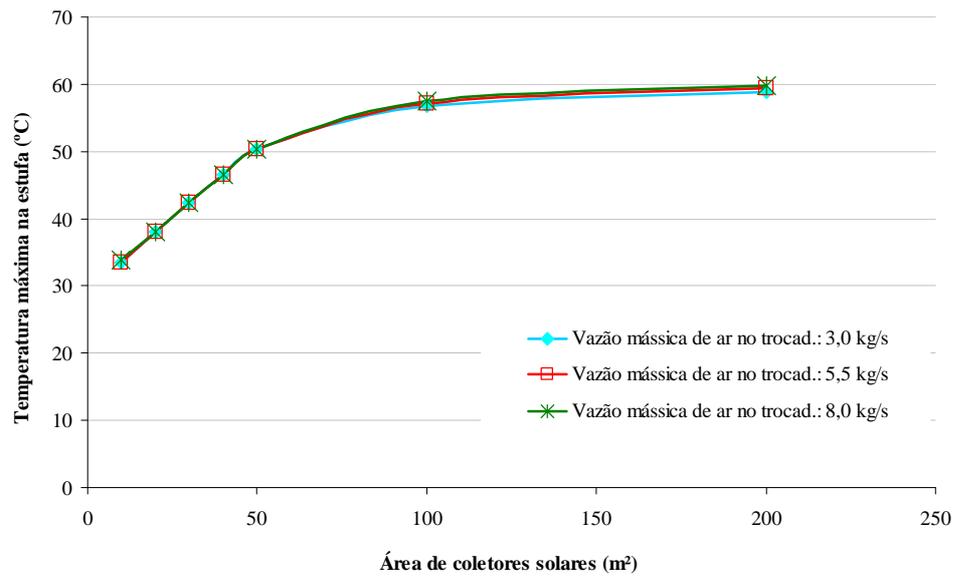


Figura 5.15 – Temperatura máxima atingida no interior da estufa utilizando diferentes vazões mássicas de ar no trocador de calor e diferentes áreas de coletores solares

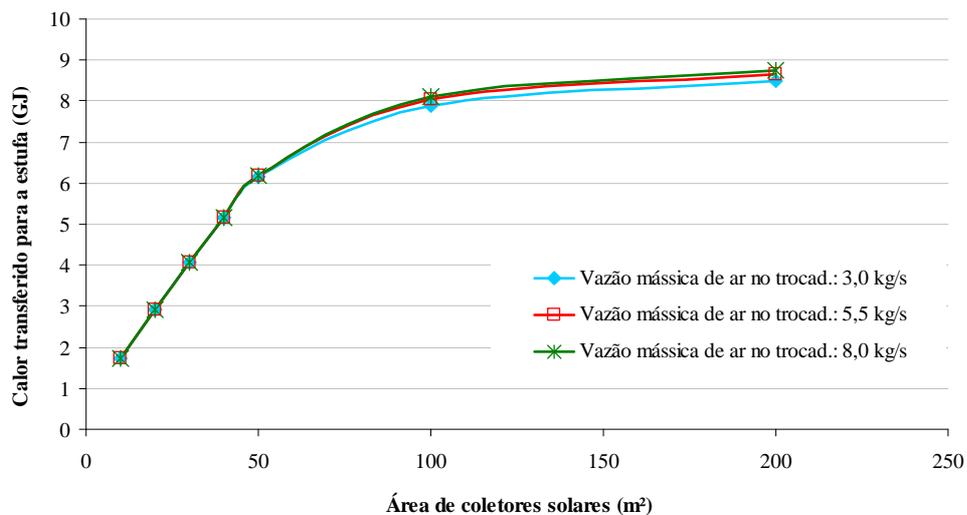


Figura 5.16 – Quantidade total de calor transferido para a estufa ao final do processo, utilizando diferentes vazões mássicas de ar no trocador de calor e diferentes áreas de coletores

### 5.3.4 Análise do produto UA do trocador de calor

Após a análise do trocador de calor, feita pelo método da efetividade, com vistas ao atendimento da carga térmica da estufa, foram selecionadas para a simulação cinco combinações do produto  $UA$ : 20x30, 30x30, 30x50, 40x50 e 50x100, para a verificação de sua influência no desempenho térmico do sistema. Essas combinações resultaram em valores de  $UA$  iguais a 600, 900, 1500, 2000 e 5000  $W/^\circ C$ .

Intuitivamente é possível perceber que quanto maior a área de troca térmica, maior será a transferência de calor entre os fluidos no trocador de calor, porém implicações físicas e econômicas limitam essa área. Por isso buscou-se gerar subsídios para que decisões a respeito dessas questões possam ser tomadas. Assim como nas análises anteriores, as simulações desses cinco valores de produto  $UA$  foram realizadas para sete áreas de coletores solares, entre 10 e 200 m<sup>2</sup> e mantidos os demais parâmetros do sistema conforme mostrado na Tab. 5.5.

Tabela 5.5 - Principais parâmetros adotados na simulação da variação do produto  $UA$  do trocador de calor.

Parâmetro	Valor
Vazão mássica de ar no trocador de calor	3 kg/s
Volume do tanque	1.000 L
Vazão mássica de água no trocador de calor	1,5 kg/s
Vazão mássica de água nos coletores solares	0,02 kg/(sm <sup>2</sup> )
Coefficiente de perda da estufa	0,5 W/(°Cm <sup>2</sup> )

As simulações mostraram que para os valores de  $UA$  utilizados, a temperatura máxima no interior da estufa somente apresenta variação significativa para áreas de coletores solares superiores a 50 m<sup>2</sup>, como mostrado na Fig. 5.17.

O gráfico da Fig. 5.18 mostra o aumento percentual da temperatura máxima no interior da estufa com relação às temperaturas obtidas com o produto  $UA$  de 600 W/°C.

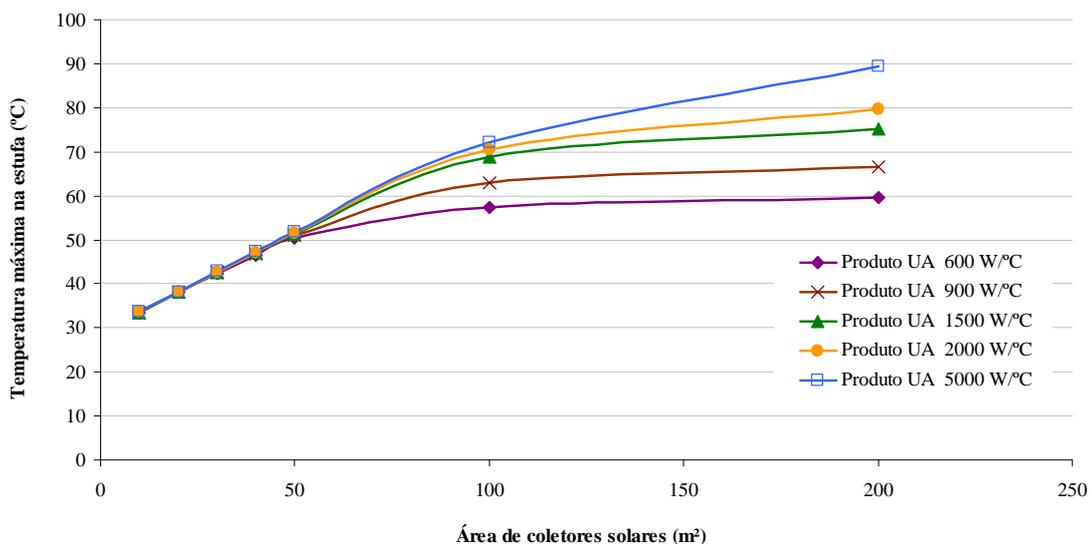


Figura 5.17 – Temperatura máxima atingida no interior da estufa com diferentes valores de produto  $UA$  do trocador de calor para diferentes áreas de coletores solares.

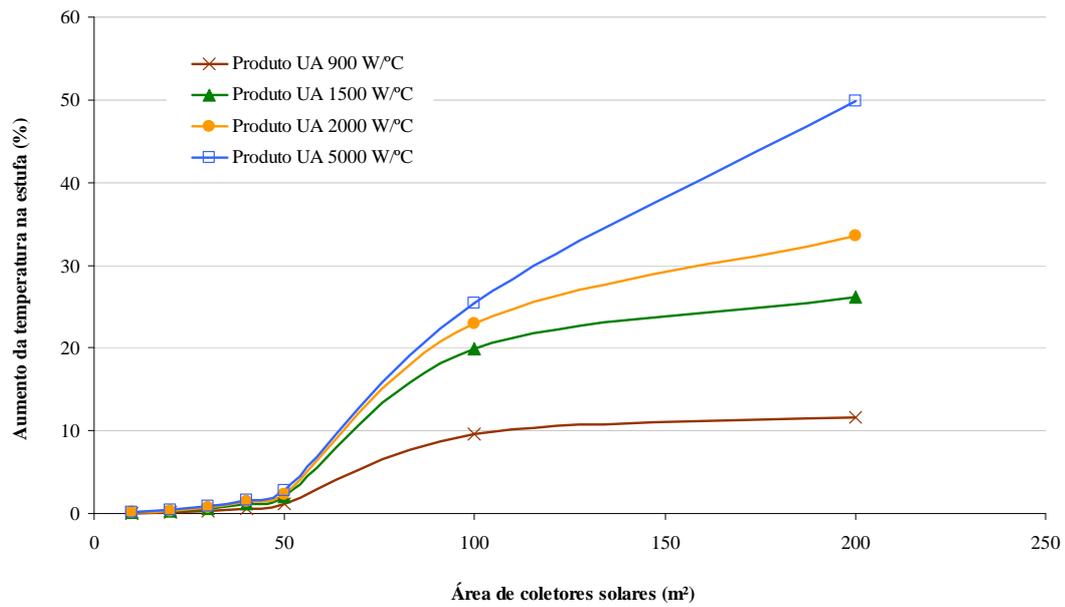


Figura 5.18 – Aumento percentual da temperatura máxima do ar na estufa, com relação às temperaturas obtidas com o produto  $UA$  de  $600 \text{ W/}^\circ\text{C}$  no trocador de calor.

Os gráficos das Fig. 5.19 e 5.20 também mostram que só há variação significativa da quantidade de calor transferido para a estufa para áreas de coletores solares superiores a  $50 \text{ m}^2$

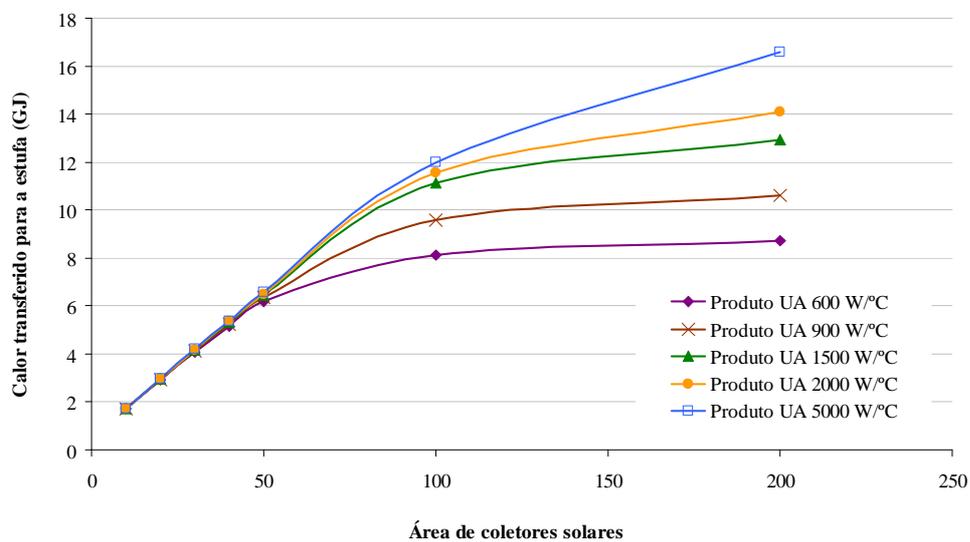


Figura 5.19 – Quantidade total de calor transferido para a estufa ao final do processo, utilizando diferentes valores de  $UA$  do trocador de calor e diferentes áreas de coletores solares.

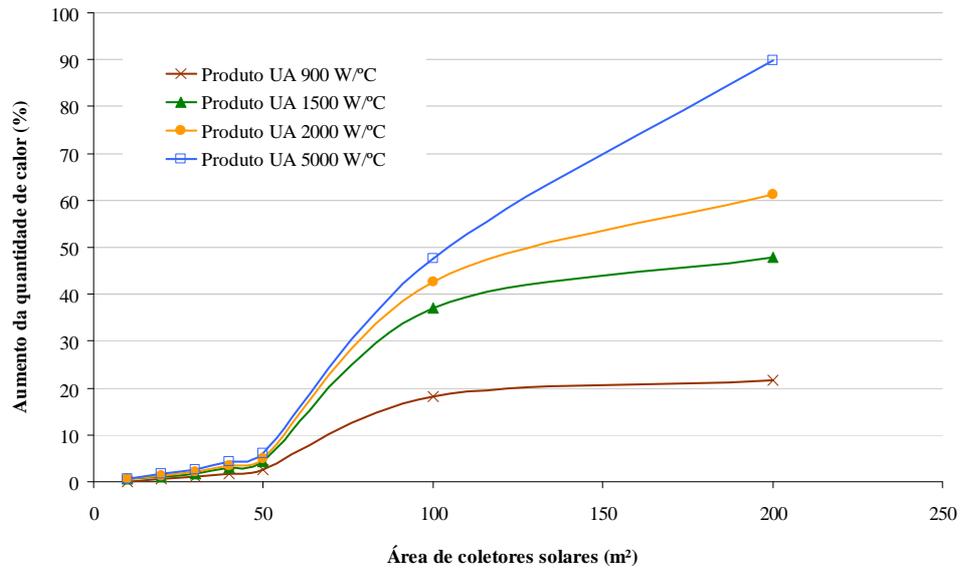


Figura 5.20 – Aumento percentual da quantidade de calor transferido para a estufa, com relação à quantidade obtida com o produto *UA* de 600 W/°C no trocador de calor.

### 5.3.5 Análise do coeficiente de perdas da estufa

As simulações mostraram que aumentar o coeficiente de perdas da estufa de 0,5 para 0,81 e 1,0 W/(°Cm²) produz, respectivamente, reduções médias na temperatura máxima atingida na estufa de 2,2 e 3,3 %. A Fig. 5.21 mostra as temperaturas máximas atingidas na estufa para diferentes coeficientes de perdas e diferentes áreas de coletores.

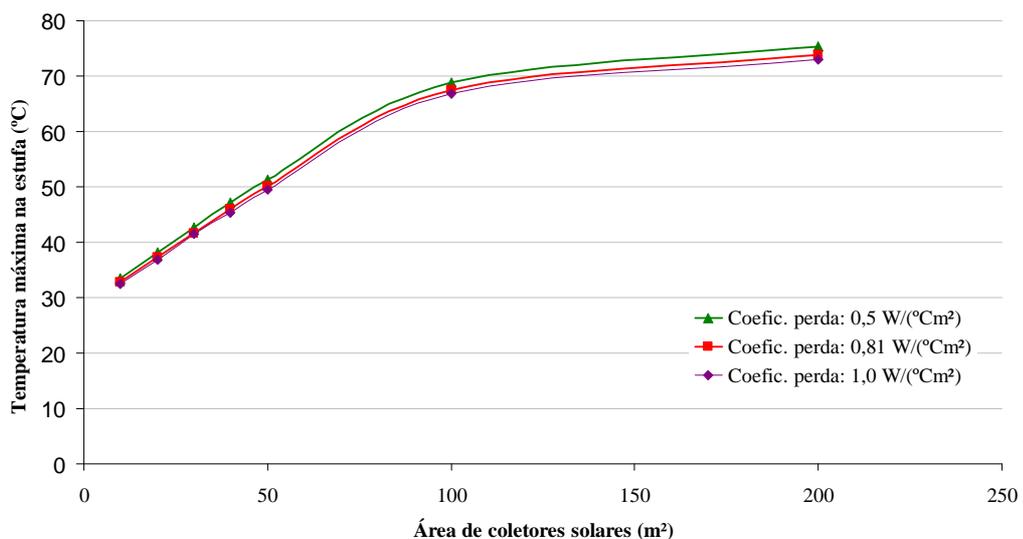


Figura 5.21 – Temperatura máxima atingida no interior da estufa com diferentes valores de coeficientes de perdas da estufa, para diferentes áreas de coletores solares.

Da análise do gráfico da Fig. 5.21 conclui-se que um aumento de 100% do coeficiente de perdas da estufa gerou redução da ordem de 3 % na temperatura máxima atingida na estufa, e por isso, mesmo que na prática o coeficiente de perdas não seja exatamente igual ao calculado, sua influência no processo não será grande.

As simulações também mostraram que o incremento do coeficiente de perdas dentro da faixa considerada não produz reduções significativas na quantidade de calor transferido para a estufa, como pode ser verificado na Fig. 5.22.

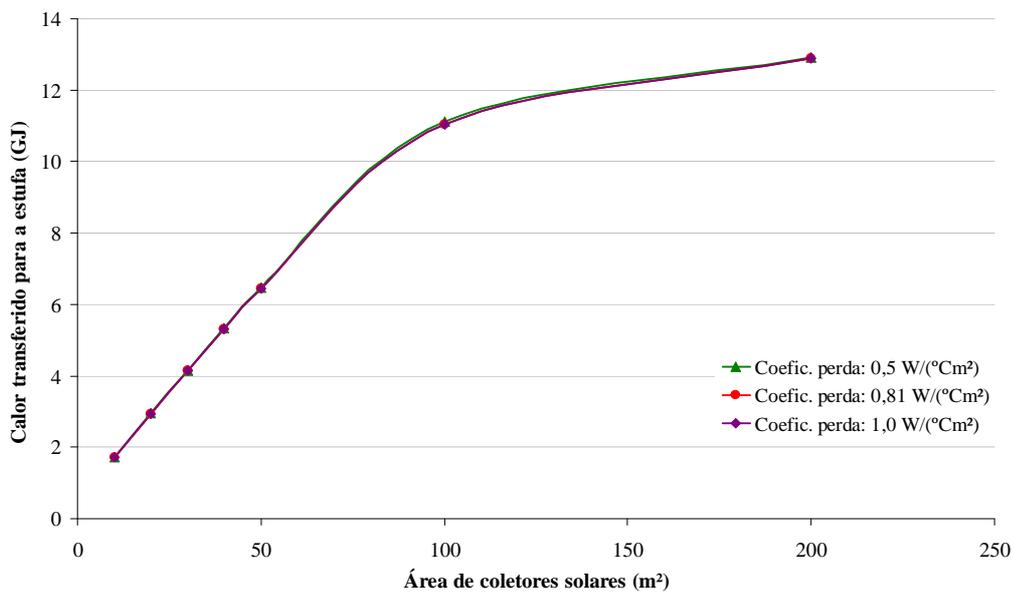


Figura 5.22 – Quantidade total de calor transferido para a estufa ao final do processo, utilizando diferentes valores de coeficientes de perdas da estufa, e diferentes áreas de coletores solares.

### 5.3.6 Análise do volume do tanque de termo acumulação

Foram simulados seis valores de volumes para o tanque: 1.000, 2.000, 3.000, 4.000, 5.000 e 10.000 L. As simulações também foram realizadas para sete áreas de coletores solares entre 10 e 200 m² e mantidos os demais parâmetros do sistema conforme mostrado na Tab. 5.6.

As simulações indicaram que o aumento do volume do tanque não afeta significativamente a temperatura no interior da estufa. Somente para áreas de coletores inferiores a 50 m² pode ser notado um pequeno incremento da temperatura na estufa da ordem de 2 a 15 %, como mostrado nas Fig. 5.23 e 5.24.

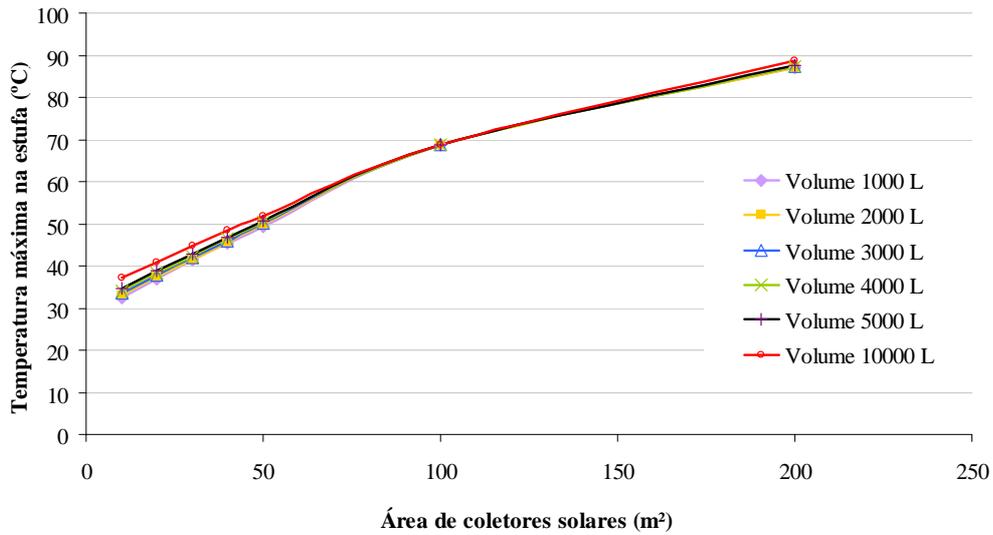


Figura 5.23 – Temperatura máxima atingida na estufa com diferentes volumes de tanque e diferentes áreas de coletores solares.

Tabela 5.6 - Principais parâmetros adotados na simulação da variação do volume do tanque.

Parâmetro	Valor
U.A trocador calor (30W/(°Cm²); 50 m²)	1.500 W/°C
Vazão mássica de ar no trocador de calor	3 kg/s
Vazão mássica de água no trocador de calor	1,5 kg/s
Vazão mássica de água nos coletores solares	0,02 kg/(sm²)
Coeficiente de perda na estufa	1,0 W/(°Cm²)

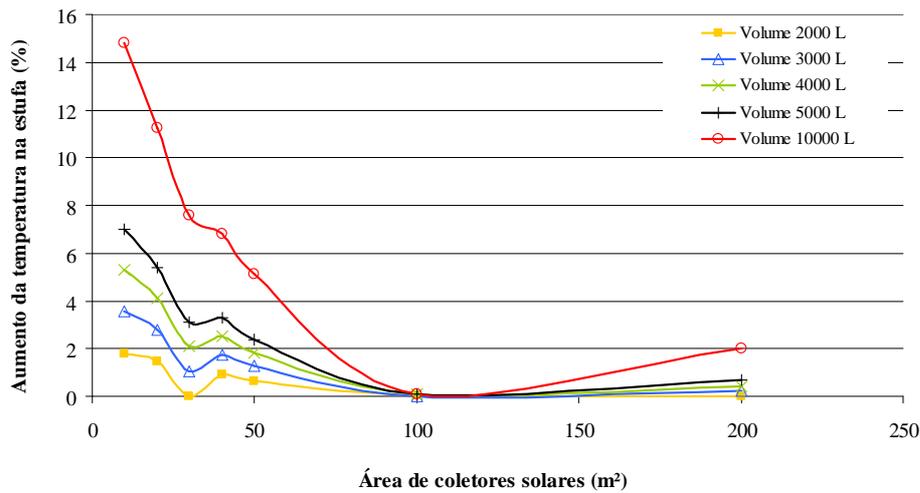


Figura 5.24 – Aumento percentual da temperatura máxima do ar na estufa, com relação às temperaturas obtidas com o volume de tanque de 1000 L.

Resultado semelhante foi observado com relação à quantidade de calor transferido para a estufa, como apresentado nas Fig. 5.25 e 5.26. Para áreas maiores que  $50 \text{ m}^2$  o aumento do volume do tanque de 1.000 para 10.000 L proporcionou um aumento da quantidade de calor transferido para a estufa inferior a 10%. Para áreas menores que  $50 \text{ m}^2$ , a quantidade de calor fornecida para a estufa é bastante sensível ao volume do reservatório utilizado, mas com operação a baixas temperaturas médias.

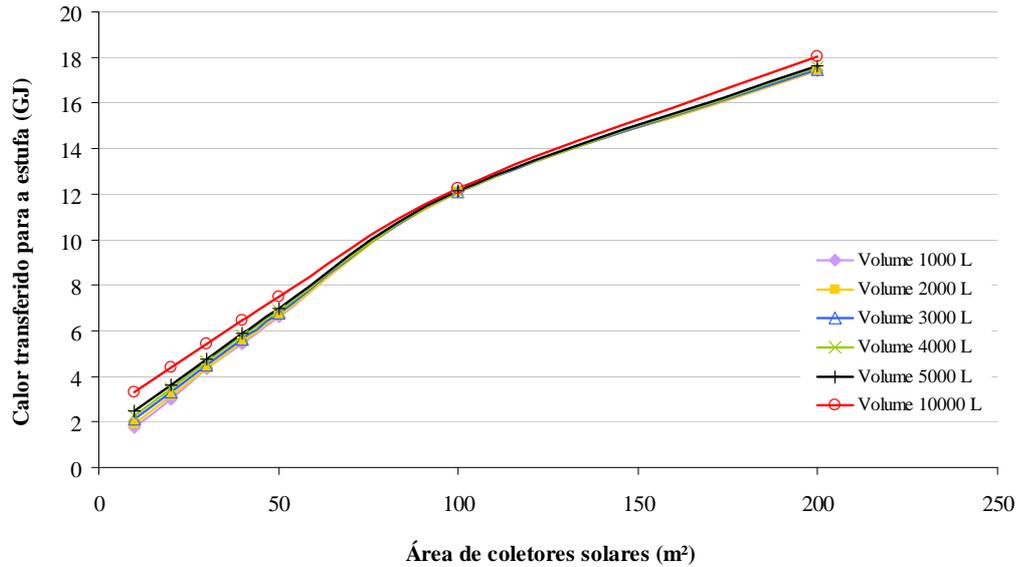


Figura 5.25 – Quantidade total de calor transferido para a estufa ao final do processo, utilizando tanques de diferentes volumes e diferentes áreas de coletores solares.

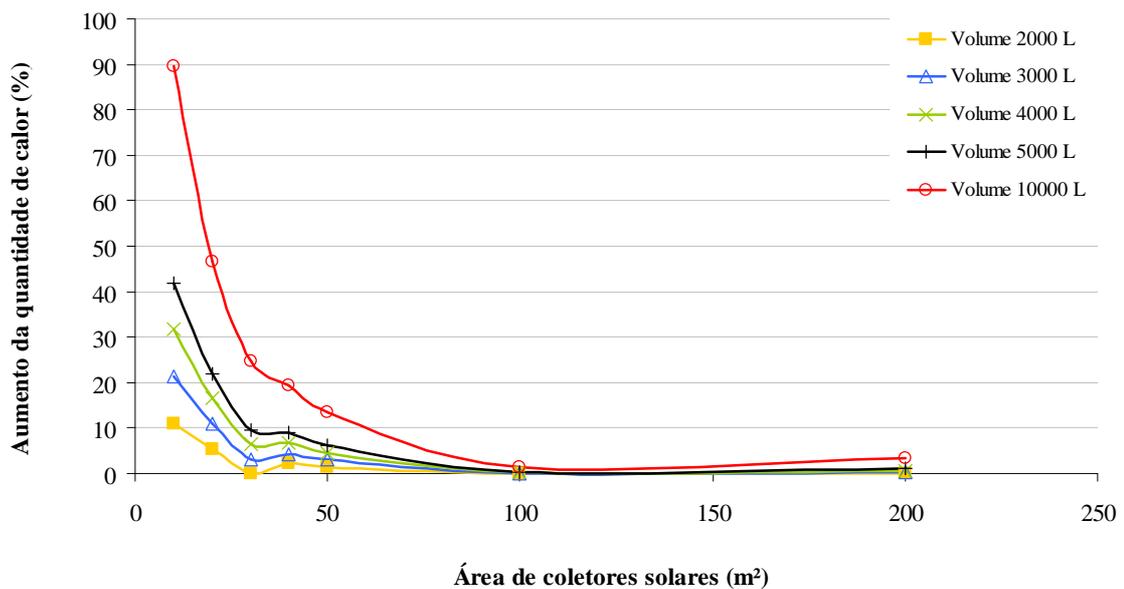


Figura 5.26 – Aumento percentual da quantidade de calor transferido para a estufa, com relação à quantidade obtida com o volume de 1.000 litros no tanque.

A principal vantagem da utilização de um tanque de termo acumulação está na possibilidade de se armazenar energia, na forma de água quente, para ser utilizada em períodos de baixa ou ausência de radiação solar. Neste trabalho foram simulados sete dias ensolarados, porém quando chega a noite a radiação é nula. Comparando a temperatura da água na saída de um tanque de 1.000 L, com a de um de 10.000 L, a partir do momento em que a radiação solar cai a zero, foi visto que com o tanque maior a água demora três vezes mais tempo para resfriar até a temperatura do ambiente onde o tanque está instalado. Esse resultado foi obtido para uma área de coletores solares de 100 m<sup>2</sup> e pode ser visto na Fig. 5.27. Como pode ser visto, utilizando um tanque de 1.000 L a água resfria em aproximadamente três horas, enquanto que com um tanque dez vezes maior o SAS continuaria a fornecer energia para a estufa por até onze horas.

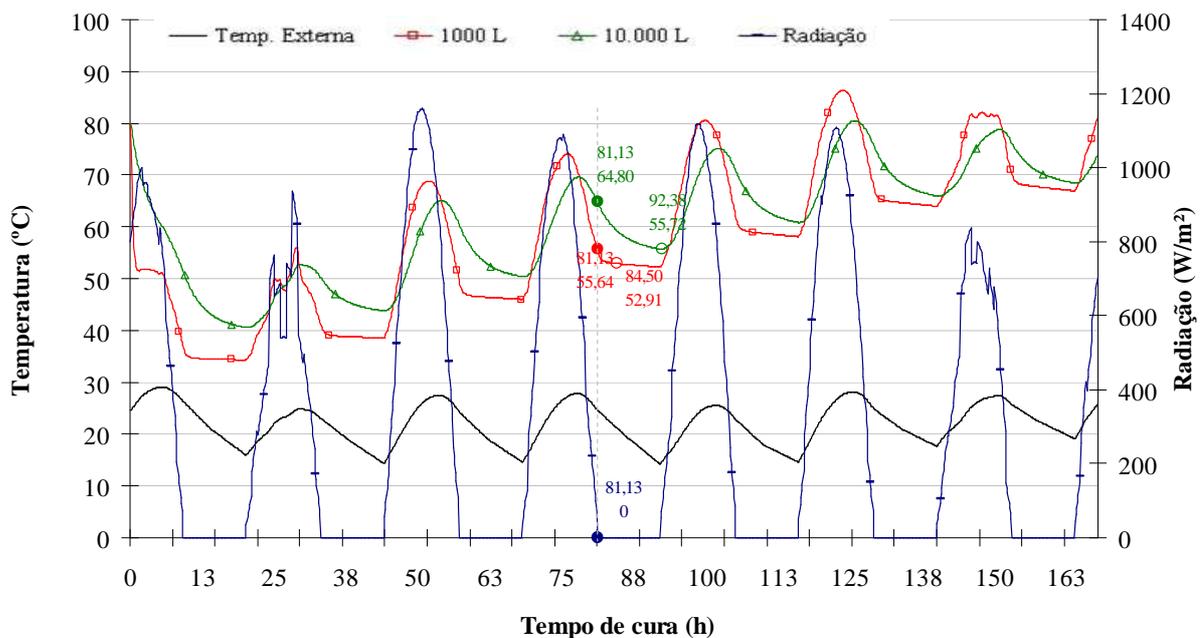


Figura 5.27 – Comparação entre o tempo de resfriamento da água no interior do reservatório térmico, na ausência de radiação, para diferentes volumes.

### 5.3.7 Conclusões da análise dos principais parâmetros do SAS

Após a simulação e análise de mais de cem configurações diferentes do sistema de aquecimento solar proposto, foi concluído que:

- aumentando a vazão mássica de água no trocador de calor incrementa-se a temperatura máxima na estufa, especialmente para áreas de coletores solares

superiores a 50 m<sup>2</sup>. Aumentando a vazão de água no trocador de calor também aumenta-se a transferência de calor do SAS para a estufa;

- b) utilizando-se as vazões mássicas nos coletores solares inferiores à vazão de testes, isto é, menores que 0,02 kg/(sm<sup>2</sup>), aumenta a temperatura na saída dos coletores, o que pode implicar na ebulição da água, exigindo a pressurização do sistema, para áreas maiores que 30 m<sup>2</sup>. Utilizando a vazão de testes é provável que a pressurização do sistema seja dispensável mesmo para áreas de coletores de 200 m<sup>2</sup>. Além disso, a redução da vazão de água nos coletores não produziu mudança significativa na temperatura média da água na saída do tanque e tampouco na temperatura da estufa. Portanto não trouxe nenhuma vantagem;
- c) variando a vazão de ar no trocador de calor dentro da faixa referida (3 a 8 kg/s) não se obteve alteração considerável na temperatura máxima atingida na estufa e nem na quantidade de energia transferida pelo SAS, por isso a menor vazão é a mais apropriada, pois o ventilador consumirá menos energia elétrica;
- d) para os valores testados de  $UA$  para o trocador de calor, a temperatura máxima na estufa somente apresenta variação relevante para áreas de coletores solares superiores a 50 m<sup>2</sup>;
- e) nas condições consideradas, com 100 m<sup>2</sup> de coletores solares e um trocador de calor com produto  $UA$  de 1500 W/°C seria possível atingir temperaturas próximas dos 71 °C exigidos ao final do processo de cura, e também fornecer uma quantidade significativa de calor para a estufa;
- f) aumentar o volume do tanque somente gera aumento significativo da temperatura da estufa e da quantidade de calor transferido para áreas de coletores inferiores a 50 m<sup>2</sup>. Porém, nessas condições, a temperatura média do tanque seria menor do que a que se consegue com áreas de coletores maiores;
- g) comparando a temperatura da água na saída de um tanque de 1.000 L, com a de um de 10.000 L, a partir do momento em que a radiação solar cai a zero, foi visto que com o tanque maior a água demora três vezes mais tempo para resfriar até a temperatura do ambiente onde o tanque está instalado. Esse resultado foi obtido para uma área de coletores solares de 100 m<sup>2</sup>. Utilizando um tanque de mil litros a água resfria em aproximadamente 3 horas, enquanto que com um tanque dez vezes maior o SAS continuaria a fornecer energia por até 11 horas;
- h) as configurações do SAS mais adequadas à proposta do trabalho, com base na temperatura atingida e na quantidade de calor transferido para a estufa, têm vazão

de água de  $0,02 \text{ kg}/(\text{sm}^2)$  nos coletores solares e de pelo menos  $1,5 \text{ kg/s}$  no trocador de calor, vazão de ar de  $3 \text{ kg/s}$  e produto  $UA$  de  $1500 \text{ W}/^\circ\text{C}$  no trocador de calor, reservatório térmico para  $5.000$  litros e áreas de coletores entre  $50$  e  $100 \text{ m}^2$ .

#### 5.4 REFINAMENTO DA SIMULAÇÃO

A partir das análises realizadas da influência dos diversos parâmetros de projeto no desempenho do sistema de aquecimento solar, descritas na seção anterior, novas simulações foram realizadas para melhor definir as configurações apropriadas do SAS para atender o processo de cura de tabaco. Dessa forma, as simulações consideraram as seguintes condições:

O tempo de simulação é de  $168$  horas, (tempo médio de cura do tabaco). O período do ano simulado é a segunda semana de janeiro e a irradiação solar global média no período é de  $623 \text{ W}/\text{m}^2$ . Os coletores solares estão orientados para o norte verdadeiro e inclinados  $20^\circ$  em relação à horizontal. O processo inicia com a água do tanque a uma temperatura de  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ . A vazão de água nos coletores solares é de  $0,02 \text{ kg}/(\text{sm}^2)$ . A vazão de água no trocador de calor da estufa é de  $1,5 \text{ kg/s}$ ; A vazão de ar no trocador de calor da estufa é de  $3 \text{ kg/s}$ . O produto  $UA$  do trocador de calor é de  $1500 \text{ W}/^\circ\text{C}$ . O reservatório térmico tem capacidade para  $5.000$  litros e possui isolamento térmico em poliuretano cuja espessura e condutividade térmica são, respectivamente,  $50 \text{ mm}$  e  $0,026 \text{ W}/(\text{m}^\circ\text{C})$ , apresentando, dessa forma, um coeficiente de perdas térmicas de  $0,52 \text{ W}/(^\circ\text{Cm}^2)$ . O coeficiente global de perdas térmicas da estufa é o valor médio da faixa citada na seção 4.1.3, ou seja,  $1,57 \text{ W}/(^\circ\text{Cm}^2)$ . A capacitância térmica da estufa, estimada com base na Eq. 4.41, é de  $275 \text{ MJ}/^\circ\text{C}$ .

Além dessas considerações, as simulações preveem o atendimento do processo simultaneamente pelo sistema de aquecimento solar e por uma fornalha como segunda fonte de energia, modelada na simulação com o Type 14h.

As simulações que seguem avaliam o desempenho do SAS tanto com um coletor solar plano com superfície seletiva como com um coletor de tubo evacuado, ambos para áreas de  $50$  e  $100 \text{ m}^2$ . O coletor plano simulado é o modelo FKT-1 do fabricante Bosch e cujos parâmetros da curva de eficiência, conforme a norma NBR-ABNT 15747-2 (2009) são  $a_0 = 0,851$ ,  $a_1 = 4,036 \text{ W}/(^\circ\text{Cm}^2)$  e  $a_2 = 0,0108 \text{ W}/(^\circ\text{Cm}^2)$ . Já o coletor de tubo evacuado simulado é o modelo SC-H-24 do fabricante Sidite, cujos parâmetros de eficiência são  $a_0 = 0,751$ ,  $a_1 = 2,57 \text{ W}/(^\circ\text{Cm}^2)$  e  $a_2 = 0,0036 \text{ W}/(^\circ\text{Cm})$ . O resumo dessas considerações pode ser visto na Tab. 5.7.

Tabela 5.7 - Configurações do SAS simuladas levando em conta as novas considerações.

Parâmetros	1A <sub>T</sub>	2A <sub>T</sub>	1B <sub>P</sub>	2B <sub>P</sub>
Área de coletores solares (m <sup>2</sup> )	50	100	50	100
Produto <i>U.A</i> do trocador de calor (W/°C)	1500	1500	1500	1500
Vazão mássica de ar no trocador de calor (kg/s)	3	3	3	3
Vazão mássica de água no trocador de calor (kg/s)	1,5	1,5	1,5	1,5
Vazão mássica de água nos coletores solares (kg/(sm <sup>2</sup> ))	0,02	0,02	0,02	0,02
Coefficiente global de perda da estufa (W/(°C m <sup>2</sup> ))	1,57	1,57	1,57	1,57
Coefficiente de perda do reservatório (W/(°Cm <sup>2</sup> ))	0,52	0,52	0,52	0,52
Capacitância térmica da estufa (MJ/°C)	275	275	275	275

## 6 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

Nas seções seguintes são apresentados os resultados obtidos nas simulações do sistema de aquecimento solar de acordo com as configurações 1A<sub>T</sub>, 2A<sub>T</sub>, 1B<sub>P</sub> e 2B<sub>P</sub>. O detalhamento dessas configurações foi apresentado na seção 5.4, porém as principais diferenças entre elas podem ser entendidas da seguinte forma, o número 1 (no nome da configuração) significa a utilização de 50 m<sup>2</sup> de área de coletor solar, enquanto que o número 2 significa 100 m<sup>2</sup> de coletores. As configurações identificadas com A<sub>T</sub> indicam as simulações com coletores solares de tubo evacuado e as identificadas com B<sub>P</sub> identificam as configurações com coletores planos. Essas configurações foram as que proporcionaram os resultados mais adequados à proposta do trabalho.

### 6.1 CONFIGURAÇÃO 1A<sub>T</sub>

A simulação indicou que com 50 m<sup>2</sup> de coletores solares do tipo tubos evacuados o SAS seria capaz de atender completamente a primeira fase do processo. Considerando o produto UA do trocador de calor igual a 1500 W/°C, a TBS na estufa seria elevada da temperatura ambiente (28 °C) até 39,8 °C em 48 horas, atendendo a exigência do processo. Na Fig. 6.1 estão representadas as temperaturas da água na saída do campo de coletores solares e no topo do tanque, do ar no trocador de calor e nos ambientes interno e externo da estufa.

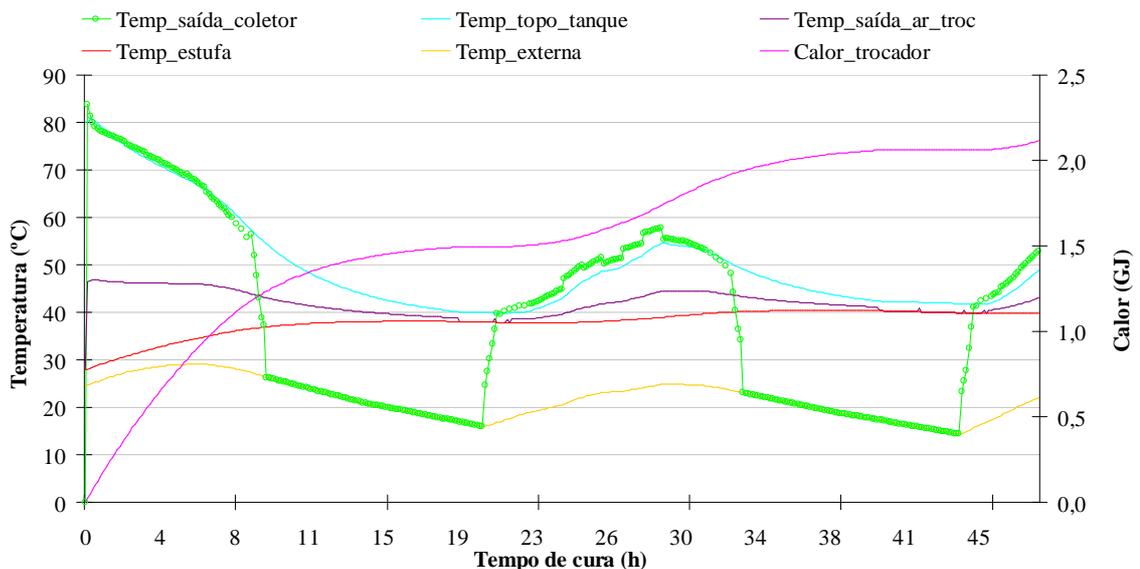


Figura 6.1 – Temperaturas e calor obtidos com a configuração 1A<sub>T</sub> durante a 1ª fase

Está representada também na figura a quantidade de calor transferido pelo SAS para a estufa durante a primeira fase da cura. A temperatura da água na saída dos coletores variou entre 14,3 e 80,7 °C e sua média foi de 38 °C. A temperatura do ar no ambiente externo da estufa, no mesmo período, variou entre 14,3 e 29,1 °C, representando uma média de 21,7 °C. O calor transferido do SAS para a estufa atingiu 2,1 GJ após 48 h de processo.

A simulação mostrou também que operando durante todo o processo (168 h), o SAS produziria uma quantidade de energia equivalente a 36,5 % da carga térmica (5,4 GJ) e dessa forma a quantidade de energia exigida da fornalha seria reduzida de 14,8 para 9,4 GJ. A soma da energia produzida pelo SAS com a gerada pela fornalha atingiu 14,8 GJ. Outros resultados obtidos com essa configuração podem ser vistos na Tab. 6.1 e na Fig.6.2.

Tabela 6.1 - Resumo dos resultados da simulação da configuração 1A<sub>T</sub> atuando durante todo o processo

Configuração 1A <sub>T</sub>	
Temperatura máxima da água na saída dos coletores (°C)	83,7
Calor transferido para estufa pelo SAS (GJ)	5,4
Temperatura máxima do ar na estufa (°C)	71,0
Temperatura média da água no topo do tanque (°C)	59,5
Calor transferido para a estufa pela fornalha (GJ)	9,4

A temperatura da água nos coletores solares ficou abaixo da temperatura de ebulição, indicando que não haveria necessidade de pressurização do sistema.

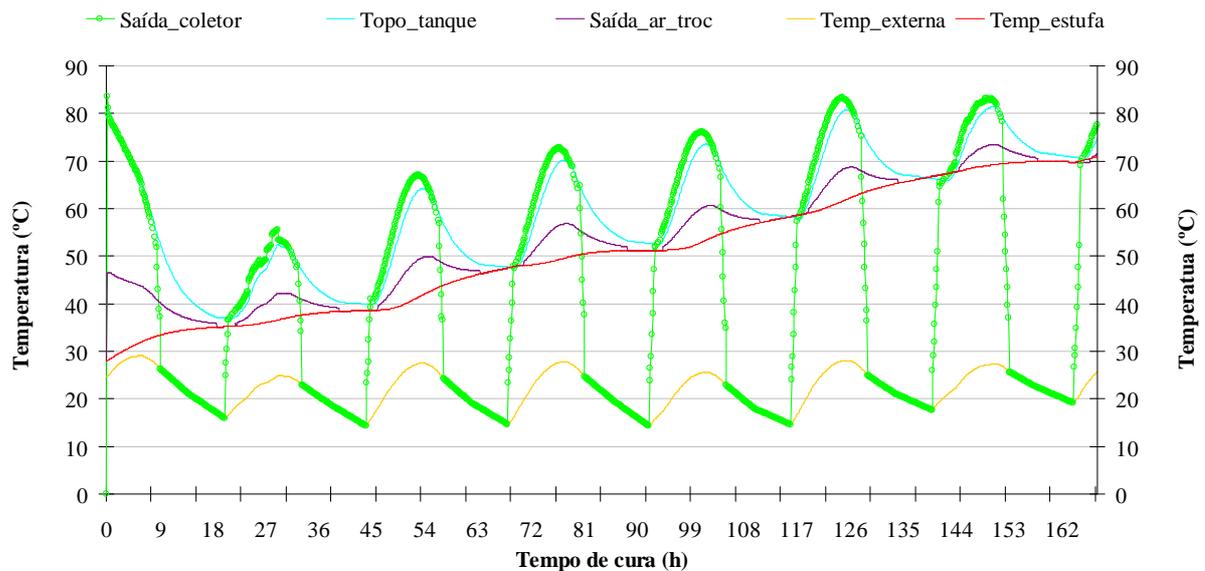


Figura 6.2 – Temperaturas obtidas com a configuração 1A<sub>T</sub> durante todo o processo

A simulação da configuração 1AT proporcionou um aumento da temperatura na estufa até o valor máximo de 71 °C atendendo as exigências do processo durante as três fases conforme pode ser visto na Fig. 6.3.

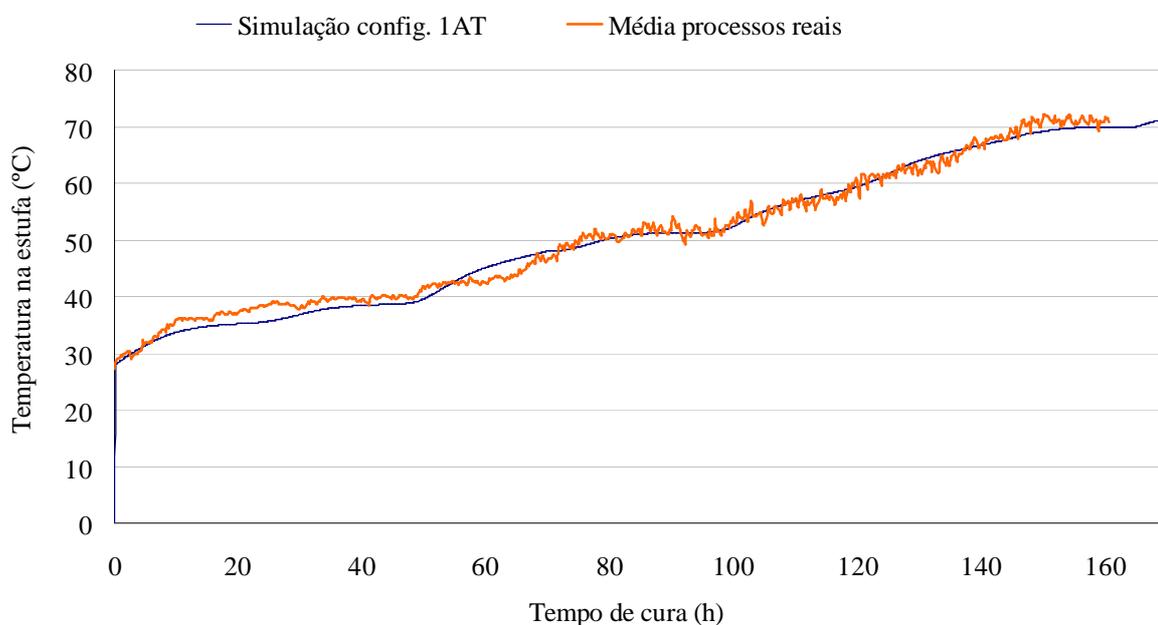


Figura 6.3 – Comparação entre a curva de temperatura (TBS) na estufa, obtida com a configuração 1AT e a obtida da média de processos reais.

## 6.2 CONFIGURAÇÃO 2A<sub>T</sub>

A simulação da configuração 2AT indicou que com 100 m<sup>2</sup> de coletores solares do tipo tubos evacuados o SAS produziria uma quantidade de energia superior à exigida pelo processo durante a primeira fase e isso faria com que a temperatura na estufa atingisse, ao final de 48h, uma temperatura 19,5 % superior à temperatura necessária.

Na Fig. 6.4 estão representadas as temperaturas da água na saída do campo de coletores solares e no topo do tanque, do ar no trocador de calor e nos ambientes interno e externo da estufa. Também está representada a quantidade de calor transferido pelo SAS para a estufa durante a primeira fase da cura (3,1 GJ). A temperatura da água na saída dos coletores variou entre 14,3 e 83,9 °C e sua média foi de 42,3 °C. O período simulado é o mesmo do caso anterior, por isso a temperatura do ar no ambiente externo da estufa teve a mesma variação.

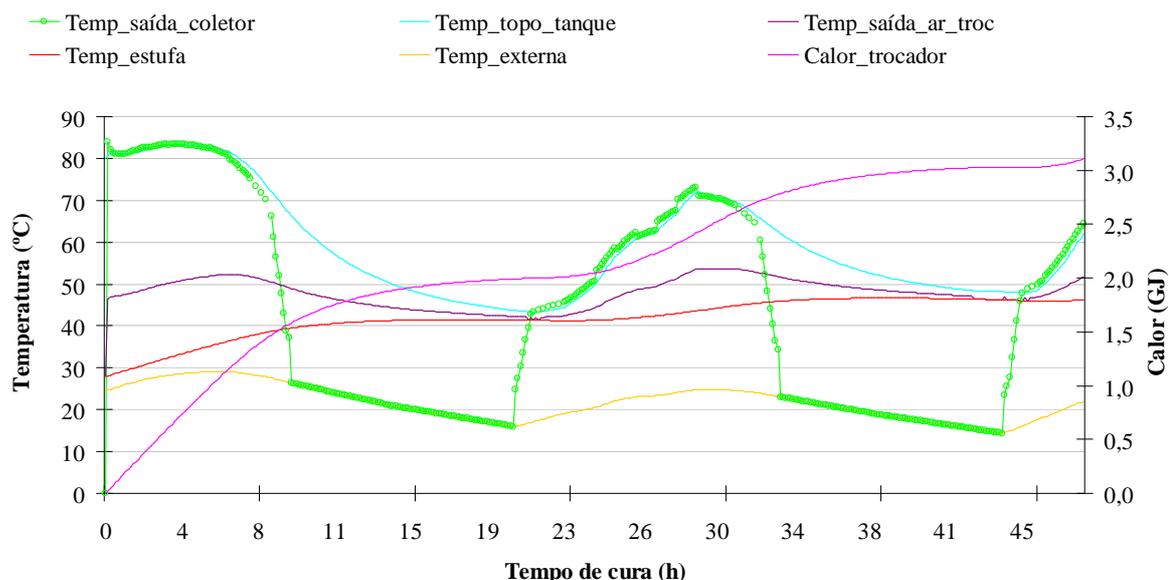


Figura 6.4 – Temperaturas e calor obtidos com a configuração 2A<sub>T</sub> durante a 1ª fase

Operando durante as 168 h do processo o SAS produziria uma quantidade de energia equivalente a 70,3 % da carga térmica (10,4 GJ) e dessa forma a quantidade de energia exigida da fornalha seria reduzida de 14,8 para 4,6 GJ. A soma da energia produzida pelo SAS com a gerada pela fornalha atingiu 15 GJ. Outros resultados obtidos com essa configuração podem ser vistos na Tab. 6.2 e na Fig.6.5.

Tabela 6.2 - Resumo dos resultados da simulação da configuração 2A<sub>T</sub>

Configuração 2A <sub>T</sub>	
Temperatura máxima da água nos coletores (°C)	83,9
Calor transferido para estufa pelo SAS (GJ)	3,1
Temperatura máxima do ar na estufa (°C)	4,64
Temperatura média da água na saída do tanque (°C)	59,0
Calor transferido para a estufa pela fornalha (GJ)	4,6

A simulação dessa configuração gerou um aumento da temperatura na estufa até o valor máximo de 70,3 °C atendendo as exigências do processo durante as três fases conforme pode ser visto na Fig. 6.6.

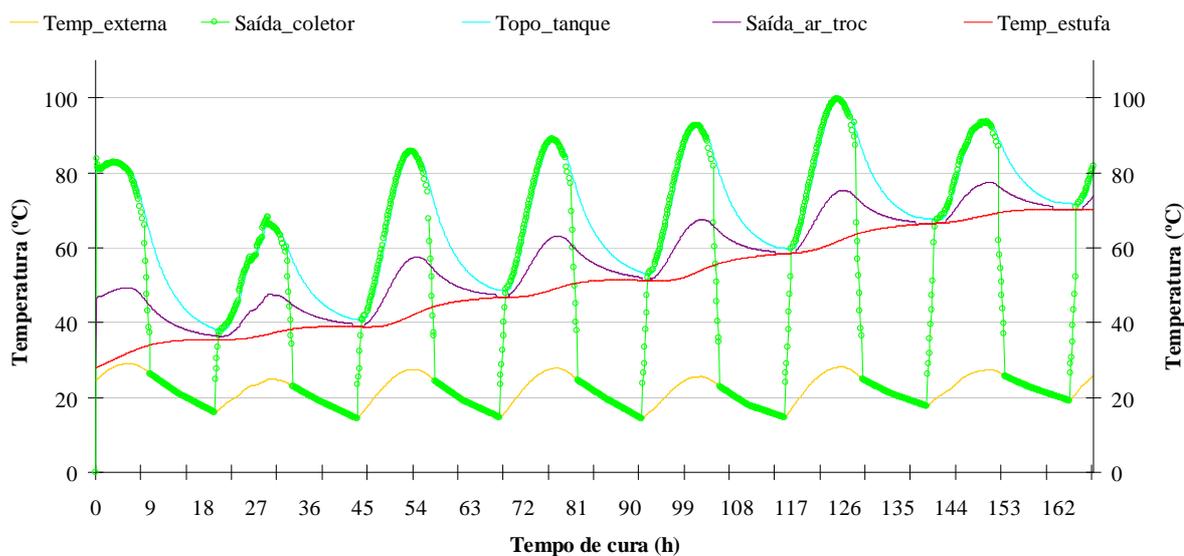


Figura 6.5 – Temperaturas obtidas com a configuração 2A<sub>T</sub> durante todo o processo

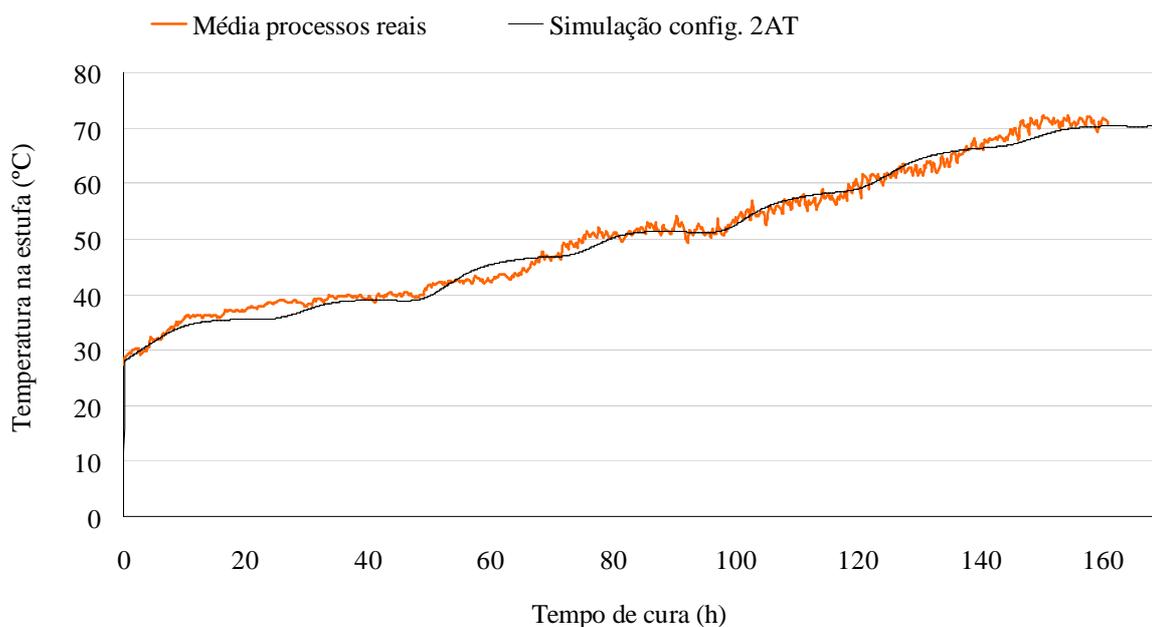


Figura 6.6 – Comparação entre a curva de temperatura (TBS) na estufa, obtida com a configuração 2AT e a curva obtida da média de processos reais

### 6.3 CONFIGURAÇÃO 1B<sub>P</sub>

A simulação indicou que com 50 m<sup>2</sup> de coletores solares planos o SAS também seria capaz de atender completamente a primeira fase do processo, pois a TBS na estufa seria elevada da temperatura ambiente (28 °C) até 38,6 °C em 48 horas, praticamente cumprindo a exigência do processo que é atingir 39 °C ao final da fase. Na Fig. 6.7 estão representadas as

temperaturas da água na saída do campo de coletores solares e no topo do tanque, do ar no trocador de calor e nos ambientes interno e externo da estufa.

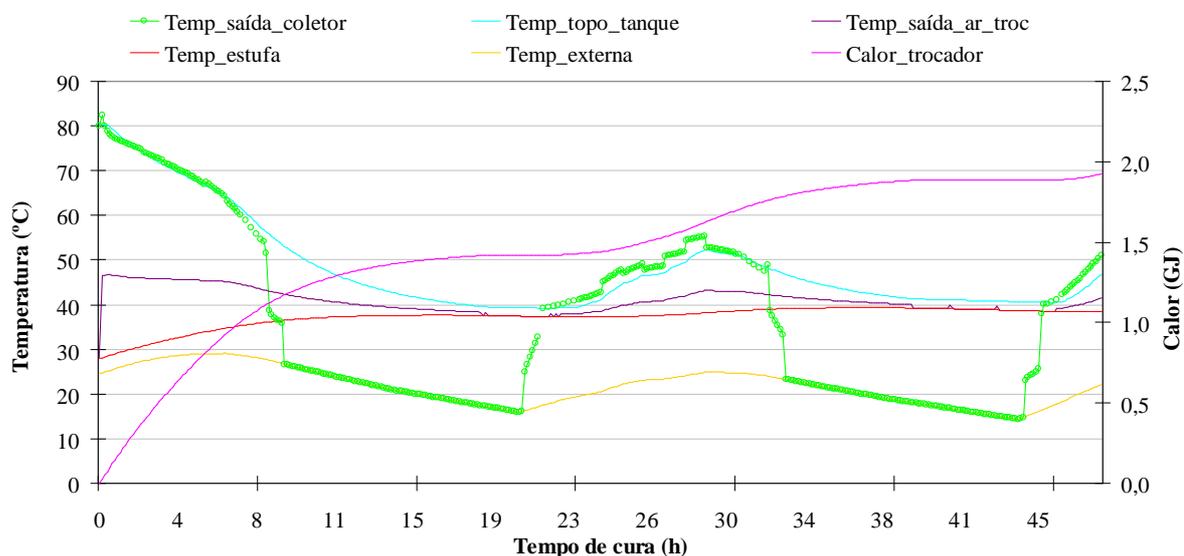


Figura 6.7 – Temperaturas e calor obtidos com a configuração 1B<sub>p</sub> durante a 1ª fase

Está representada também a quantidade de calor transferido pelo SAS para a estufa durante a primeira fase da cura. A temperatura da água na saída dos coletores variou entre 14,3 e 82,5 °C e sua média foi de 36,1 °C. A temperatura do ar no ambiente externo da estufa, no mesmo período, variou entre 14,3 e 29,1 °C, representando uma média de 21,7 °C. O calor transferido do SAS para a estufa atingiu 1,9 GJ após 48 h de processo.

A simulação mostrou também que operando durante todo o processo (168 h), o SAS produziria uma quantidade de energia equivalente a 32,4% da carga térmica (4,8 GJ) e dessa forma a quantidade de energia exigida da fornalha seria reduzida de 14,8 para 10 GJ. A soma da energia produzida pelo SAS com a gerada pela fornalha atingiu 14,8 GJ. Outros resultados obtidos com essa configuração podem ser vistos na Tab. 6.3 e na Fig.6.8.

Tabela 6.3 - Resumo dos resultados da simulação da configuração 1B<sub>p</sub> atuando durante todo o processo

Configuração 1B <sub>p</sub>	
Temperatura máxima da água na saída dos coletores (°C)	82,5
Calor transferido para estufa pelo SAS (GJ)	4,8
Temperatura máxima do ar na estufa (°C)	70,4
Temperatura média da água no topo do tanque (°C)	58,4
Calor transferido para a estufa pela fornalha (GJ)	10,0

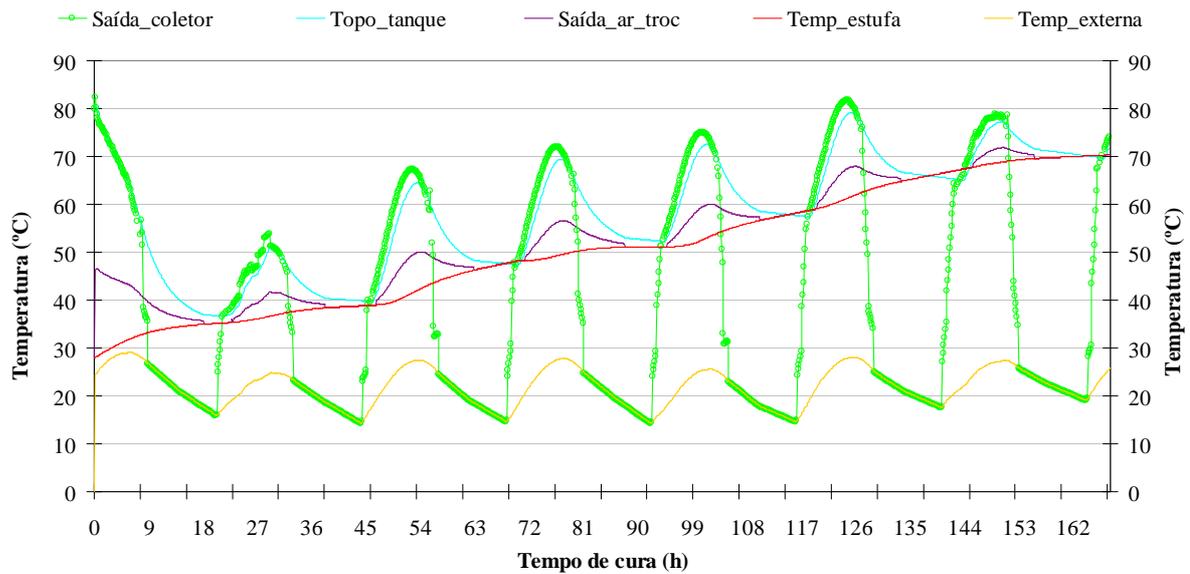


Figura 6.8 – Temperaturas obtidas com a configuração 1B<sub>p</sub> durante todo o processo

O uso dessa configuração permitiu que a temperatura de bulbo seco na estufa atingisse os níveis exigidos pelo processo durante as três fases da cura do tabaco conforme pode ser visto na Fig. 6.9.

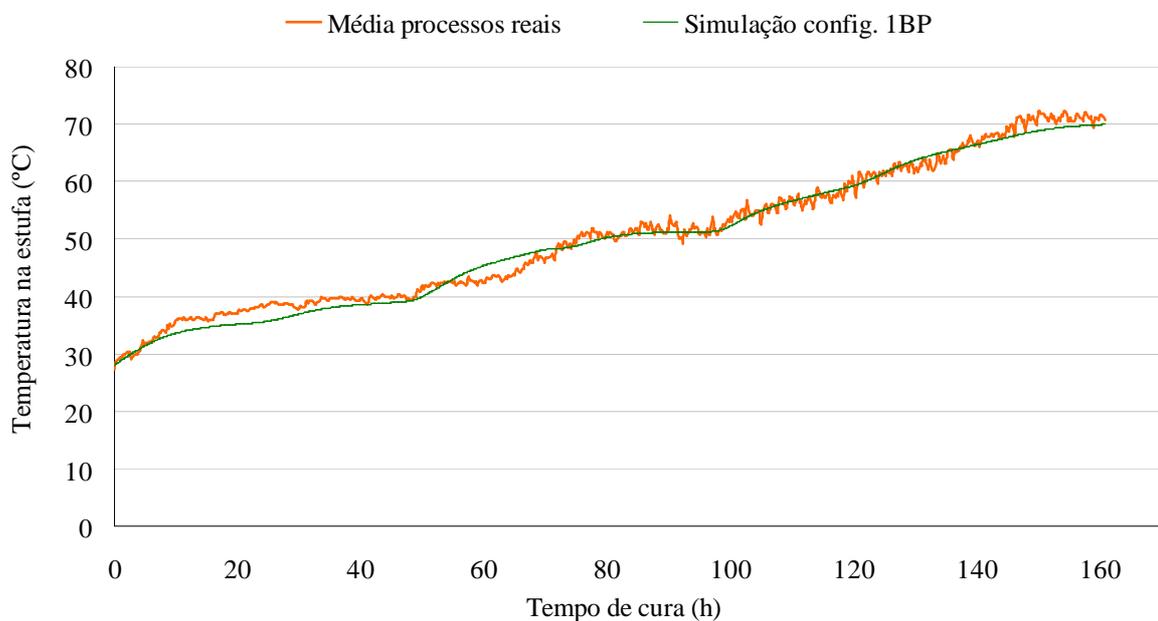


Figura 6.9 – Comparação entre a curva de temperatura (TBS) na estufa, obtida com a configuração 1B<sub>p</sub> e a curva obtida da média de processos reais

#### 6.4 CONFIGURAÇÃO 2B<sub>P</sub>

Para essa configuração os resultados indicaram que, com 100 m<sup>2</sup> de coletores solares planos o SAS produziria uma quantidade de energia superior à exigida pelo processo durante a primeira fase e isso faria com que a temperatura na estufa atingisse, ao final de 48h, uma temperatura 11,3 % superior à temperatura necessária.

Na Fig. 6.10 estão representadas as temperaturas da água na saída do campo de coletores solares e no topo do tanque, do ar no trocador de calor e nos ambientes interno e externo da estufa.

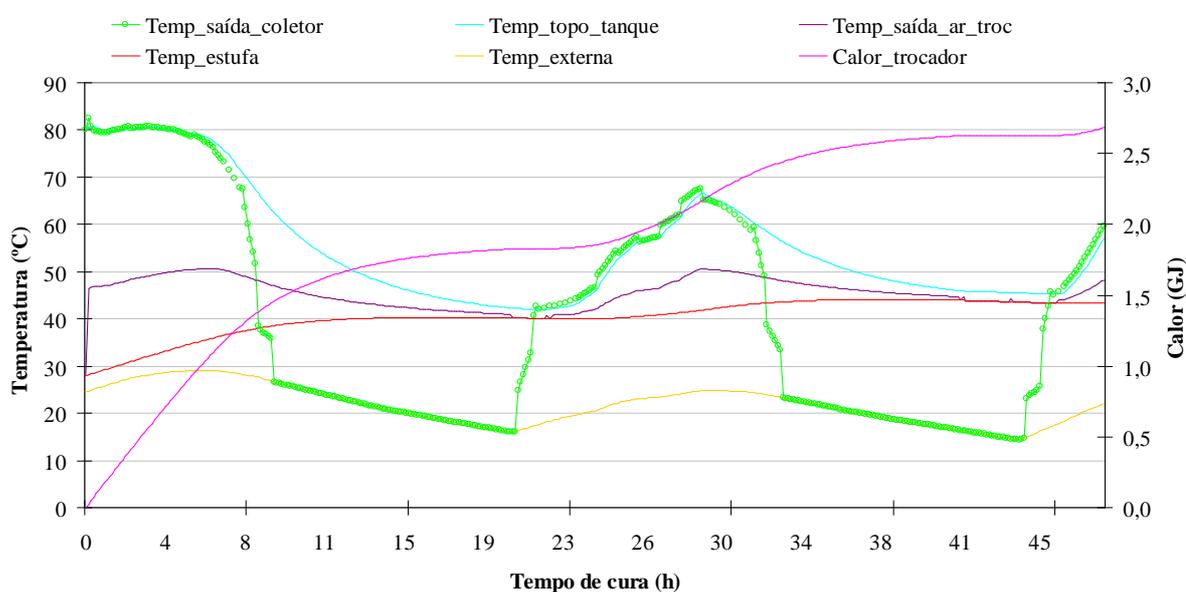


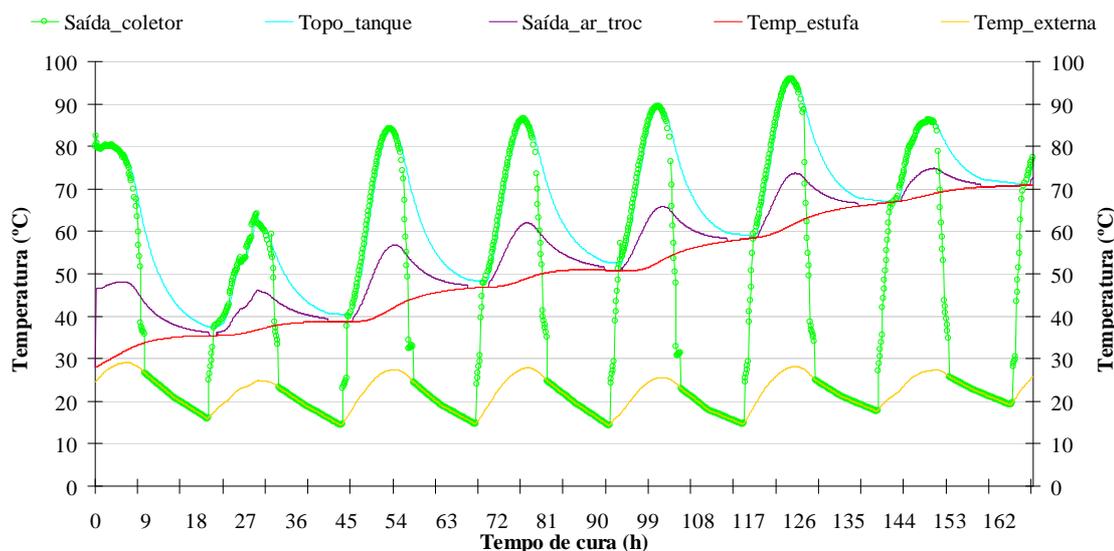
Figura 6.10 – Temperaturas e calor obtidos com a configuração 2B<sub>P</sub> durante a 1ª fase

Também está representada a quantidade de calor transferido pelo SAS para a estufa durante a primeira fase da cura (2,7 GJ). A temperatura da água na saída dos coletores variou entre 14,3 e 82,6 °C e sua média foi de 39,3 °C. O período simulado é o mesmo das simulações anteriores, por isso a temperatura do ar no ambiente externo da estufa teve a mesma variação.

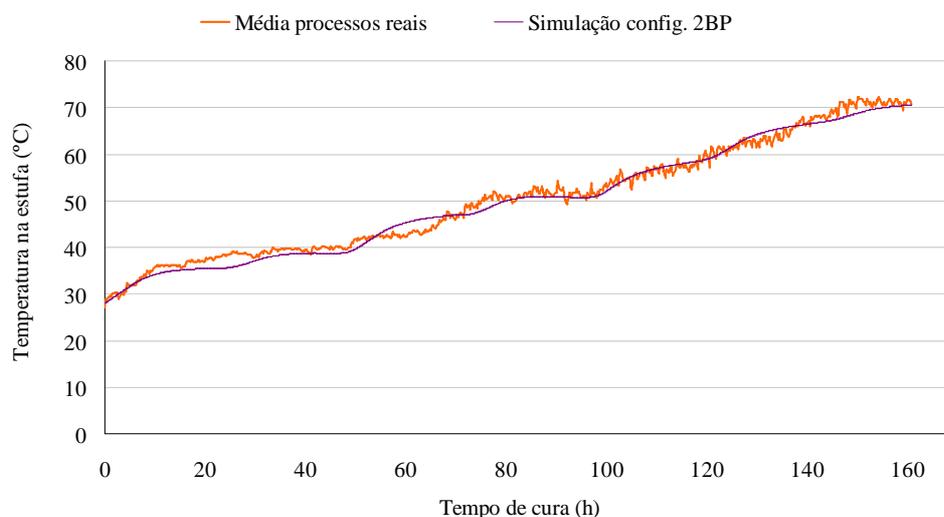
Operando durante todo o processo, o SAS produziria uma quantidade de energia equivalente a 58,8 % da carga térmica (8,7 GJ) e dessa forma a quantidade de energia exigida da fornalha seria reduzida de 14,8 para 6,1 GJ. A soma da energia produzida pelo SAS com a gerada pela fornalha atingiu 15,1 GJ. Outros resultados obtidos com essa configuração podem ser vistos na Tab. 6.4 e na Fig.6.11.

Tabela 6.4 - Resultados obtidos com a configuração 2B<sub>P</sub> atuando durante todo o processo

Configuração 2B <sub>P</sub>	
Temperatura máxima da água na saída dos coletores (°C)	95,9
Calor transferido para estufa pelo SAS (GJ)	8,7
Temperatura máxima do ar na estufa (°C)	71,0
Temperatura média da água no topo do tanque (°C)	64,6
Calor transferido para a estufa pela fornalha (GJ)	6,4

Figura 6.11 – Temperaturas obtidas com a configuração 2B<sub>P</sub> durante todo o processo

A simulação da configuração 2B<sub>P</sub> proporcionou um aumento da temperatura na estufa até o valor máximo de 71,0 °C atendendo as exigências do processo durante as três fases conforme pode ser visto na Fig. 6.12.

Figura 6.12 – Comparação entre a curva de temperatura (TBS) na estufa, obtida com a configuração 1B<sub>p</sub> e a curva obtida da média de processos reais

## 6.5 SÍNTESE DOS RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

A análise dos resultados das simulações mostrou que as quatro configurações do SAS selecionadas são capazes de prestar importante apoio energético ao processo de cura do tabaco tipo Virgínia. Indicou também que a configuração 2A<sub>T</sub> foi aquela em que o SAS produziu e transferiu a maior quantidade de energia para a estufa (10,4 GJ) e, conseqüentemente, também a que exigiu a menor contribuição da fornalha (4,6 GJ), conforme ilustrado na Fig. 6.13.

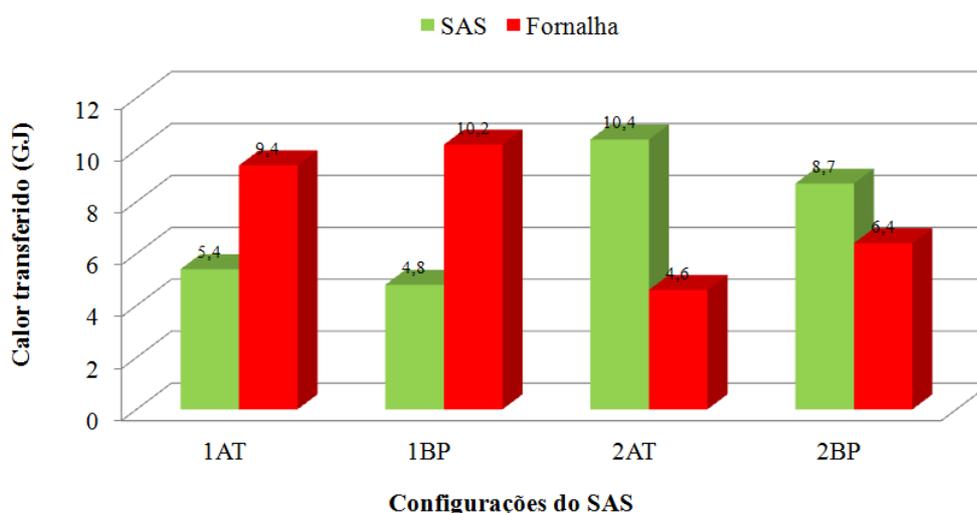


Figura 6.13 – Quantidade de calor transferido para a estufa pelo SAS e pela fornalha para as configurações analisadas

Porém, o custo da utilização de 100 m<sup>2</sup> de coletores solares pode inviabilizar a realização de um projeto com essa configuração dado o alto tempo de retorno do investimento que seria necessário. Uma solução de contorno viável para essa questão econômica é a utilização das configurações que adotam 50 m<sup>2</sup> de coletores (1A<sub>T</sub> e 1B<sub>P</sub>), que atendem completamente a carga térmica durante a primeira fase do processo, além de contribuírem com a produção de calor nas outras fases.

De acordo com o Centro Nacional de Referência em Biomassa (CENBIO) o poder calorífico inferior médio da lenha é de 17,57 MJ/kg. Portanto, a energia produzida pelo SAS, utilizando a configuração 1A<sub>T</sub>, por exemplo, é equivalente a uma massa de lenha de 307,3 kg. Considerando que a massa específica da lenha seja de 513 kg/m<sup>3</sup>, conforme Çengel e Ghajar (2012), o volume equivalente a essa massa seria de 0,6 m<sup>3</sup> ou 0,9 estéreo de eucalipto com casca. Dados experimentais de curas realizadas na mesma estufa estudada neste trabalho indicaram um consumo médio de 1.510,7 kg de lenha por processo, portanto, a energia

produzida pelo SAS com essa configuração representaria uma redução de 20,3 % desse consumo. Para as configurações 1B<sub>P</sub>, 2A<sub>T</sub>, e 2B<sub>P</sub> as reduções seriam respectivamente 18,1, 39,2 e 32,8 % conforme ilustrado na Fig. 6.14.

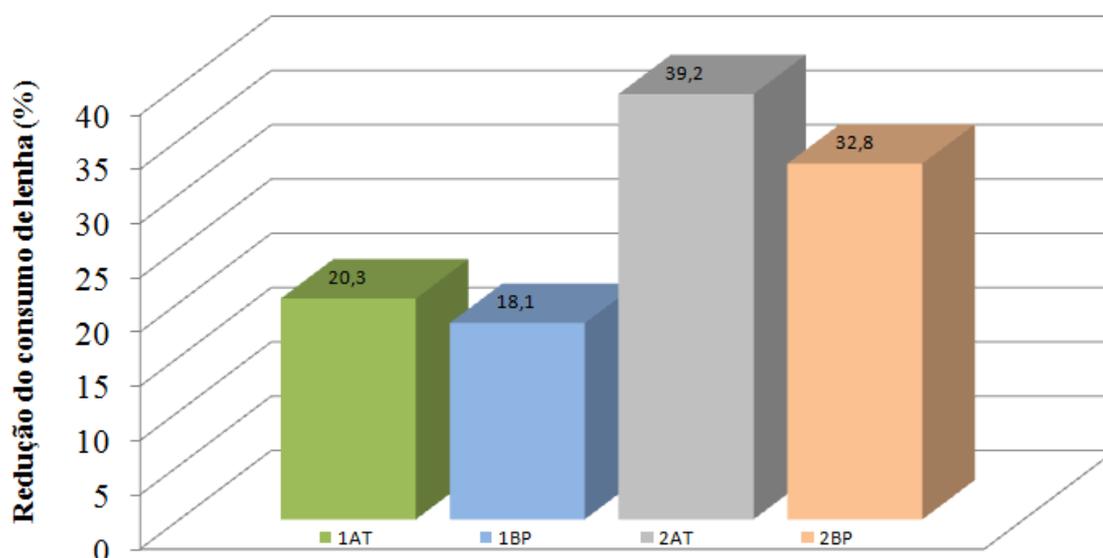


Figura 6.14 – Redução percentual do consumo de lenha para um processo de cura de acordo com a configuração do SAS

Os resultados das simulações apontaram que o uso das configurações com coletores planos, 1B<sub>P</sub> e 2B<sub>P</sub>, proporcionariam, respectivamente, reduções no consumo de lenha de 18,1 e 32,8 %. Para as mesmas condições, as configurações com coletores de tubos evacuados, 1A<sub>T</sub> e 2A<sub>T</sub>, produziriam, respectivamente, reduções de 20,3 e 39,2 %, ou seja, a redução do consumo de lenha obtida com a configuração de 50 m<sup>2</sup> de coletores de tubos evacuados é apenas 2,2% superior à redução obtida com a mesma área de coletores planos. E para áreas de 100 m<sup>2</sup> de coletores solares, essa diferença é de 6,4 %.

Além dessas informações, a decisão sobre a utilização de um tipo ou outro de coletores solares deve considerar, também, uma análise econômica e de outros aspectos tais como custo de instalação, manutenção e tempo de vida útil dos coletores.

## 7 CONCLUSÃO

Este trabalho teve como principal objetivo simular e analisar o desempenho de um sistema de aquecimento solar para complementar a energia necessária ao processo de cura de tabaco. Com isso procurou-se contribuir com o movimento global de pesquisas que buscam alternativas para enfrentar a demanda crescente de energia e os impactos ambientais decorrentes disso.

Tentando cumprir esse objetivo o trabalho apresentou um histórico da energia solar, o cenário atual do tema no Brasil e no mundo, apresentou oportunidades de crescimento dos SAS principalmente no mercado industrial e exemplos de projetos semelhantes já desenvolvidos. Também trouxe o histórico e o panorama atual da produção de tabaco e mostrou como acontece o processo de cura de suas folhas.

Esse trabalho tratou ainda dos cálculos de carga térmica e perdas térmicas do processo, apresentou uma proposta de SAS e as análises dos resultados da sua simulação no software TRNSYS. Esses resultados mostraram que, nas condições especificadas, o sistema proposto é capaz de atender completamente a carga térmica da primeira fase do processo e contribuir energeticamente nas demais fases, gerando reduções no consumo de lenha da ordem de 18 a 39 %.

Para fins de uma rápida comparação, em que pesem as diferenças entre os projetos e as dificuldades enfrentadas, o capítulo 2 mostrou que o SAS para secagem de tabaco no Zimbábue gerou economia de lenha da ordem de 25 a 40 %. O projeto de secagem de tabaco no Brasil, com coletor de baixo custo, previu economia de 5% no consumo de lenha. No projeto de secagem de café no Panamá foi previsto atender 28% da carga térmica. No projeto de secagem de miolo de coco na Índia estava previsto economizar 14% de óleo diesel. E finalmente, o SAS para cura de tabaco, implantado na Romênia, segundo os seus autores, gerou economia de lenha de 33 % em cada 1.000 kg de tabaco seco produzido. Portanto, é razoável afirmar que o resultado obtido nesse trabalho está bastante coerente.

Algumas dificuldades enfrentadas nesse trabalho trazem a convicção de que ainda há muito que pesquisar para permitir a difusão do uso de SAS na produção de tabaco, servindo como contribuição para trabalhos futuros. Como exemplos podem ser citados a melhor compreensão da capacitância térmica da estufa, dado o comportamento transiente dos parâmetros do processo e estudos mais aprofundados sobre as perdas térmicas acarretadas pela renovação de ar da estufa e um possível aproveitamento dessa energia.

Por fim, cabe reforçar a constatação da IEA de que a secagem solar em larga escala de produtos agrícolas é possível para muitas culturas e que os coletores solares disponíveis no mercado são capazes de fornecer o aquecimento necessário aos processos de secagem desses produtos.

## REFERÊNCIAS

- ANDRÉS, A. C; LÓPEZ, J. M. C. TRNSYS model of a thermosiphon solar domestic water heater with a horizontal store and mantle heat exchanger. **Solar Energy**, 72, 2, p.89-98, 2002.
- ANTONOPOULOS, K. A.; KORONAKI, E. Apparent and effective thermal capacitance of buildings. **Energy**, v.3, n. 3, p.183-192, 1998.
- AS ENERGIAS RENOVÁVEIS. **História da energia solar**. [S.l.], 2011. Disponível em: <<http://www.dforcesolar.com/pt/historia-da-energia-solar/>>. Acesso em: 15 nov. 2013.
- ASHRAE, **Standard 93-2010 - Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors**. Atlanta: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2010.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **ABNT, NBR 15747-2: Sistemas solares térmicos e seus componentes: coletores solares: parte 2: métodos de ensaio**. Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2009.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE REFRIGERAÇÃO AR CONDICIONADO VENTILAÇÃO E AQUECIMENTO (ABRAVA). **Apresentação: O Sistema de Aquecimento Solar e a Realidade Energética (Fatos e Oportunidades)**. Marcelo Mesquita, 2010.
- \_\_\_\_\_. Associação Brasileira de Refrigeração Ar Condicionado Ventilação e Aquecimento. Notícias Abrava. **Revista Abrava**, Edição 291, p. 27, maio 2011. Disponível em: <<http://www.newsflip.com.br/pub/revistasol//index.jsp?edicao=1926>>. Acesso em: 27 fev. 2012.
- BUAINAINN, A. M.; SOUZA, F. H. M. **Organização e funcionamento do mercado de tabaco no Sul do Brasil**. Campinas: Unicamp, 2009. 240p.
- ÇENGEL, Y. A., GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012. 904 p.
- CENTRO NACIONAL DE REFERÊNCIA EM BIOMASSA (CENBIO). **Lenha no Brasil**. São Paulo, [2013?]. Disponível em: <[http://infoener.iee.usp.br/scripts/biomassa/br\\_lenha.asp](http://infoener.iee.usp.br/scripts/biomassa/br_lenha.asp)>. Acesso em: 15 jun. 2014.
- COLLINS, W. K; HAWKS, S. N., Jr. **Fundamentos da Produção do Tabaco de Estufa**. Tradução de Ernani A. Weiss. Santa Cruz do Sul: [s.n], 2011. 318p.
- DUFFIE, J. A; BECKMAN, W. A. **Solar engineering of thermal processes**. 3. ed. New York: John Wiley, 2006.
- ELETOBRAS PROCEL. **Avaliação do mercado de eficiência energética no Brasil: Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso da classe residencial no ano base 2005**. Rio de Janeiro: Eletrobras Procel, 2007.
- EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION. **EN 12975-2: thermal solar**

systems and componentes. solar collectors. part 2: Test methods.: Bruxelas, 2006.

FARA, V.L.; GRIGORESCU, R.; MARINESCU, P. Experimental results at a pilot solar station used for curing tobacco in a bulk curing system: economic implications. **Energy in Agriculture**, 4, p. 41-55, 1985.

FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

GUPTA, C. L.; GARG, H. P. System design in water heaters with natural circulation. **Solar Energy**, 12, p. 163-182, 1968.

HEREBIA, P. B. Reino Unido lança programa de aquecimento renovável. **Revista SolBrasil**, n. 10, p. 19, 2012.

HEREBIA, P. B. Pensando grande, **Revista SolBrasil**, n. 9, p.16-19, 2011.

INCROPERA, F. P.; DEWWIT, D. P. **fundamentos de transferência de calor e massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **World energy outlook 2012**: sumário. Paris, nov. 2012. Disponível em: <<http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/Portuguese.pdf>>. Acesso em: 06 jan. 2013

JT INTERNATIONAL SA. **History of tobacco**: the leaf that travelled the world. [S.l.], 2012. Disponível em: <<http://www.jti.com/about-tobacco/history-of-tobacco/>>. Acesso em: 02 mar. 2014.

KALOGIROU, S. The potencial of solar industrial process heat applications. **Applied Energy**, 76, p. 337-361, 2003.

KARAGIORGAS, M.; BOTZIOS, A.;TSOUTSOS, T. Industrial solar thermal applications in Greece economic evaluation, quality requirements and case studies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, n. 5, p. 157–173, 2001.

KEILHOLZ, W. **TRNSYS 17**: Transient System Simulation Program: getting started. USA, 2010. v. 1.

KUTSCHER, C. F. et al. **Design approaches for solar industrial processheat systems**: Nontracking and Line-Focus Collector Technologies. SERI/IR-253-1356, Springfield, 1982.

LIBUY, W. R. **Manual especializado sobre manejo de nutrição de plantas de tabaco**. São Paulo: SQM, 2005. Disponível em: <[http://www.sqm.com/Portals/0/pdf/cropKits/SQM-Crop\\_Kit\\_Tobacco\\_L-PTG.pdf](http://www.sqm.com/Portals/0/pdf/cropKits/SQM-Crop_Kit_Tobacco_L-PTG.pdf)>. Acesso em 18 set. 2014.

MCCABE, W.L.; SMITH, J.C.; HARRIOT, P. **Unit operations of chemical engineering**. New York: McGraw-Hill, 1993. 1130p.

RENEWABLE ENERGY POLICY NETWORK FOR THE 21<sup>st</sup> CENTURY. (REN21). **Renewables 2012**, Global Status Report. Paris, [2012?] Disponível em:

<[http://www.ren21.net/Portals/0/documents/activities/gsr/GSR2012\\_low%20res\\_FINAL.pdf](http://www.ren21.net/Portals/0/documents/activities/gsr/GSR2012_low%20res_FINAL.pdf)>  
. Acesso em: 06 jan. 2013

RODRIGUES, S. G. Energia solar. **Revista Eletrônica de Ciências**, São Paulo, SP, n. 8, jun. 2002. Disponível em: <[http://www.cdcc.usp.br/ciencia/artigos/art\\_08/energiasolar.html](http://www.cdcc.usp.br/ciencia/artigos/art_08/energiasolar.html)>. Acesso em: 15 nov. 2013.

ROSSATO, M. S. **Os climas do Rio Grande do Sul**: variabilidade tendências e tipologia. 2011. 240f. Tese (Doutorado em Geografia) – Programa de Pós-Graduação em Geografia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, 2011.

RUOSO, D. A percepção climática da população urbana de Santa Cruz do Sul/ RS. **O Espaço Geográfico em Análise**, n. 25, p.64-91. 2012.

SANTA CRUZ DO SUL - RS. In: GOOGLE Maps. Mountain View: Google, 2013.  
Disponível em: <<https://www.google.com.br/maps/place/Santa+Cruz+do+Sul+-+RS/@-29.7307559,-52.4325147,8z/data=!4m2!3m1!1s0x951ca36e260866f5:0x84f108595f044705>>. Acesso em: 12 ago. 2013.

SCHUCK, M. L. R. **Coletor solar para pré-aquecimento do ar em sistemas de secagem: Estudo de caso do tabaco**. 2012. 94 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Programa de Pós Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2012.

SHERIDAN, N. R., BULLOCK, K. J., DUFFIE, J. A. Study of Solar Processes by Analog Computer. **Solar Energy**, n. 11, p. 69-77, 1967.

SINDICATO INTERESTADUAL DA INDÚSTRIA DO TABACO (SINDITABACO). **Exportações**. Santa Cruz do Sul, [2013?]. Disponível em: <<http://sinditabaco.com.br/sobre-o-setor/exportacoes/>>. Acesso em: 20 mai. 2013.

SOLAR HEATING AND COOLING PROGRAMME - INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA-SHC). **Task 29**, Solar Crop Drying. Georgetown, [2007?]. Disponível em: <<http://archive.iea-shc.org/task29/>>. Acesso em: 21 jan. 2013.

VANNONI, C.; BATTISTI, R.; DRIGO, S. **Potencial for solar heat in industrial processes**. Madrid, 2008. Disponível em: <<http://www.aee-intec.at/0uploads/dateien561.pdf>>. Acesso em: 06 mar. 2014.

VASCONCELLOS, L.E.M.; LIMBERGER, M.A.C. **Energia solar para aquecimento de água no Brasil**: contribuições da Eletrobrás Procel e parceiros. Rio de Janeiro: 2012. Disponível em: <[www.procelinfo.com.br/livroenergiasolar](http://www.procelinfo.com.br/livroenergiasolar)>. Acesso em: 12 jan. 2013.

WALTON, L.R. et al. Diffusion of moisture from burley tobacco leaves during curing. **Transactions of the American Society of Agricultural Engineers (ASAE)**, v. 25, n. 4, p.1099-1102, 1982.

WEISS, W.; MAUTHNER, F. **Solar heat worldwide**: markets and contribution to the energy supply 2010. Gleisdorf, May 2012. Disponível em: <<http://www.aeeintec.at/0uploads/dateien832.pdf>>. Acesso em: 06 jan. 2013.