

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

Israel de Oliveira – israoliv@gmail.com

Mario Henrique Macagnan – mhmac@unisinis.br

Jacqueline Biancon Copetti – jcopetti@unisinis.br

Universidade do Vale do Rio dos Sinos - Unisinis, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

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 artigo apresenta um estudo dos aspectos energéticos que envolvem a cura de tabaco tipo Virgínia e os resultados da simulação, no software TRNSYS, de um sistema solar térmico de apoio a esse processo de cura. À 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 pela simulação no software TRNSYS mostraram que o sistema de energia solar térmica é capaz de fornecer aproximadamente 27% da energia necessária ao processo, no período de sete dias ensolarados no verão na região e promover o aumento de temperatura na estufa necessário à cura do tabaco.

Palavras-chave: Energia solar térmica, Secagem de tabaco, Análise de carga térmica, Simulação, TRNSYS

1. INTRODUÇÃO

A comercialização de sistemas 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 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 (Buainain e Souza Filho, 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.

O objetivo deste trabalho é simular um Sistema de Aquecimento Solar (SAS) para prestar apoio energético ao processo de cura de tabaco da espécie Virgínia. A região produtora, foco da análise, é a cidade de Santa Cruz do Sul – RS, e como resultado da pesquisa pretende-se melhorar as formas de controle dos parâmetros do processo, além de gerar economia de lenha e diminuição das emissões de gases do efeito estufa. A metodologia empregada compreendeu o estudo do processo de cura do tabaco Virgínia e a simulação do sistema solar térmico no software TRNSYS versão 17. Os resultados obtidos apontaram que o sistema proposto é capaz de promover a elevação da temperatura necessária para a cura do tabaco, porém a minimização das perdas térmicas da estufa desempenha papel decisivo para a viabilidade do sistema.

2. PROCESSO DE CURA DO TABACO

A produção de tabaco para fabricação de cigarros compreende basicamente as fases de plantio, colheita e cura. Existem diversas variedades de tabaco e cada uma delas possui formas específicas de produção. A produção do tabaco tipo Virgínia, representa cerca de 60% da produção mundial. A produção dessa espécie de tabaco é considerada a mais complexa, principalmente devido ao processo de cura que, diferentemente de outras espécies que podem ser curadas em galpões e até mesmo expostas ao sol, o Virgínia precisa ser curado em um ambiente com temperatura e umidade controladas, e por isso são utilizadas estufas fechadas, dotadas de sistemas de aquecimento e ventilação.

A cura do tabaco Virgínia é composta de três etapas principais que são: amarelção, secagem da lâmina 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 seu processo de amadurecimento 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.

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 o restante é composto por diversas outras substâncias. Com a transformação das células de clorofila, as folhas de tabaco vão perdendo a pigmentação verde e se tornando amareladas (Collins e Hawks, 2011).

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.

2.1 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. A amarelção é considerada a fase mais importante da cura, pois é nesse período que acontece a maior parte das transformações nas folhas.

A segunda fase é a secagem da lâmina e 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.

A terceira e última fase da cura é a secagem do talo e nesta fase praticamente toda a atividade bioquímica das folhas já cessou. O objetivo passa a ser então somente eliminar o que resta de umidade, geralmente no talo das folhas. Para isso, a TBS da estufa precisa ser elevada, a uma taxa de 1 °C/h, até 71 °C. A temperatura de bulbo úmido não deve passar de 43 °C. A Fig. 1 apresenta as temperaturas de bulbo seco e úmido, medidas em uma estufa durante um processo real de cura de tabaco Virgínia, em Santa Cruz do Sul.

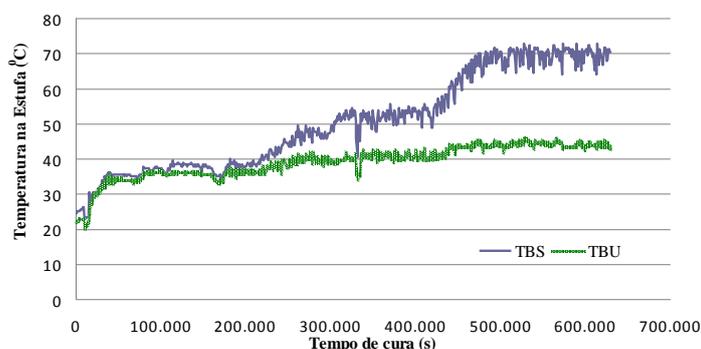


Figura 1 - Temperaturas de um processo real de cura de tabaco Virgínia

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.

Durante os trabalhos da Task 29 (IEA-SHC, 2007), pesquisadores holandeses implantaram, no Zimbábue, sistemas de aquecimento de ar para cura de tabaco, concluindo que os sistemas implantados foram capazes de gerar uma economia de até 40% no consumo de lenha.

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 os métodos tradicionais de cura do tabaco. Esses são alguns dos problemas que a presente pesquisa se propõe a abordar.

3. METODOLOGIA

A metodologia utilizada para o desenvolvimento desse estudo foi dividida em duas etapas:

1. Estudo do processo de cura de folhas de tabaco incluindo: faixa de temperaturas utilizadas, vazões de ar, umidade do ar, carga térmica de aquecimento e períodos do ano em que o processo acontece;
2. Simulação do sistema proposto através do software TRNSYS versão 17.

O estudo do processo de cura trouxe as informações necessárias para a parametrização dos elementos da simulação, ou seja, deu subsídios para que praticamente todos os dados de entrada, de cada equipamento simulado, pudessem ser determinados.

A determinação da carga térmica de aquecimento necessária no processo e a simulação são apresentadas, respectivamente, nas sessões 3.1 e 3.2.

3.1 Carga Térmica do Processo de Cura do Tabaco Virgínia

A cura da folha do tabaco é caracterizada fisicamente por uma perda de umidade e uma 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).

Três fatores ambientais, vazão de ar, temperatura e umidade relativa, afetam a difusão de umidade entre a folha e o ar ambiente devido às suas relações com o coeficiente convectivo de transferência de massa, a difusividade de massa e o gradiente de pressão do vapor.

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 o processo de secagem deve atender os seguintes quatro processos:

- a) Aquecimento do produto até a temperatura de evaporação;
- b) Evaporação do líquido presente no produto;
- c) Aquecimento do sólido até sua temperatura final;
- d) Aquecimento do vapor até sua temperatura final.

Considerando T_{sa} como a temperatura inicial do produto (sólido + líquido), T_v a temperatura de vaporização, T_{sb} a temperatura 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. (1).

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_s} = c_{ps}(T_{sb} - T_{sa}) + X_a c_{pl}(T_v - T_{sa}) + (X_a - X_b)\lambda + X_b c_{pl}(T_{sb} - T_v) + (X_a - X_b)c_{pv}(T_{va} - T_v) \quad (1)$$

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 λ 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. (2).

$$X = \frac{(W - W_s)}{W_s} \quad (2)$$

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 vaporizando água do produto, a temperatura de vaporização, T_v é igual ou próxima da TBU do ar. Considerando os valores de entrada das Tab. 1 e 2, a quantidade total de energia necessária, especificamente para a secagem da massa de tabaco considerada, foi avaliada em 11,05 GJ, conforme Tab. 3.

Tabela 1 - Dados de entrada da Eq. (1) para o cálculo da carga térmica de aquecimento

Fase	T_{sa} (°C)	T_v (°C)	T_{sb} (°C)	T_{va} (°C)	λ (kJ/kg)	c_{ps} (kJ/kg.K)	c_{pl} (kJ/kg.K)
1 ^a	28	34	39	39	2257	0,35	4,18
2 ^a	39	38	51,5	51,5	2257	0,35	4,18
3 ^a	51,5	42	71	71	2257	0,35	4,18

Tabela 2 - Dados de entrada das Eq. (1) e (2) para o cálculo da carga térmica de aquecimento

Fase	c_{pv} (kJ/kg.K)	W_a (kg)	W_{sa} (kg)	X_a	W_b (kg)	W_{sb} (kg)	X_b	\dot{m}_s (kg/s)
1 ^a	1,87	6000	600	9,00	4380	600	6,30	0,003
2 ^a	1,87	4380	600	6,30	2490	600	3,15	0,003
3 ^a	1,87	2490	600	3,15	697,7	600	0,16	0,002

Tabela 3 - Carga térmica de aquecimento

Fase	\dot{Q} (kW)	Δt (h)	Q (GJ)
1 ^a	19,44	48	3,36
2 ^a	22,03	50	3,96
3 ^a	13,62	76	3,73
Total	-	174	11,05

Perdas Térmicas pelas Paredes e Teto da Estufa. As temperaturas de bulbo seco no ambiente da estufa (Tab. 1) foram obtidas da média de processos reais de cura de tabaco Virgínia (Curas A, B, C e D). Conforme ilustrado na Fig. 2, após a obtenção da curva média, que representa as temperaturas médias de quatro processos, outra curva (AJUSTE) foi ajustada a esse gráfico. A partir da curva AJUSTE foram encontradas as curvas de tendência e suas respectivas equações referentes aos períodos de cada uma das três fases da cura, conforme a Fig. 3. A equação da curva de tendência da temperatura, no ambiente interno da estufa ($T_{amb_i_1F}$), em função do tempo (t) na primeira fase (intervalo de 0 a 172.800 s) é dada pela Eq. (3). Na segunda fase do processo (intervalo de 172.800 a 352.800 s) a equação da curva de tendência da temperatura ($T_{amb_i_2F}$) é dada por Eq. (4). E finalmente na terceira fase (intervalo de 352.800 a 626.400 s) a equação que representa a tendência da temperatura ($T_{amb_i_3F}$) é dada por Eq. (5).

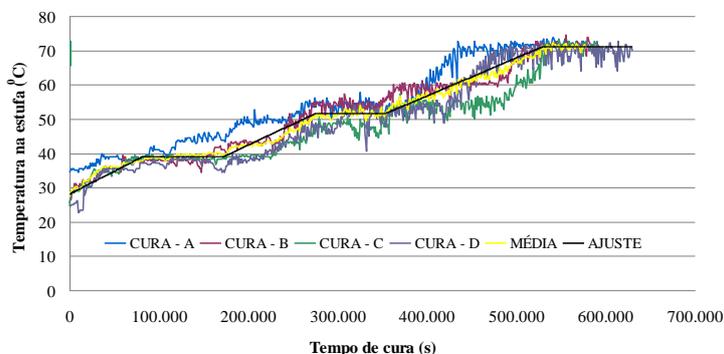


Figura 2 - Curvas de temperatura (TBS) de processos reais e sua curva média;

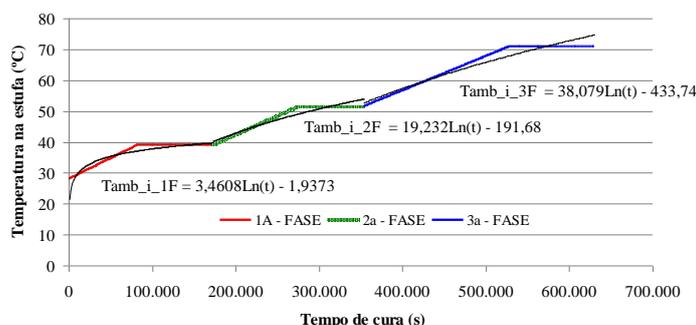


Figura 3 - Curvas de tendência da temperatura (TBS) média em cada uma das três etapas do processo.

$$T_{amb_i_1F} = 3,4608 \ln(t) - 1,9373 \quad (3)$$

$$T_{amb_i_2F} = 19,232 \ln(t) - 191,68 \quad (4)$$

$$T_{amb_i_3F} = 38,079 \ln(t) - 433,74 \quad (5)$$

Os dados de temperatura disponíveis foram obtidos de processos realizados em uma estufa comercial com as dimensões apresentadas na Fig. 4, construída com chapas de poliuretano entre chapas de aço galvanizado. A estufa mede 4 m de largura, 7 m de comprimento e 3 m de altura. Tanto as paredes laterais quanto o teto são constituídas por uma placa de poliuretano entre duas de aço galvanizado. As chapas de aço têm espessura de 1,5 mm e a espessura do isolamento mede 47 mm. O piso da estufa é um bloco de concreto com 100 mm de espessura, não isolado.

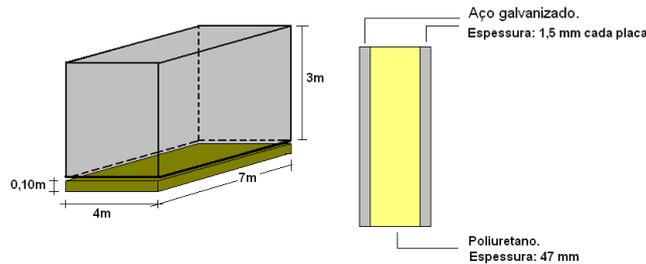


Figura 4 - Dimensões e detalhes da estufa utilizada nos experimentos

A taxa de transferência de calor, \dot{Q}_{pt} , pelas paredes e teto, foi calculada através da Eq. (6).

$$\dot{Q}_{pt} = \frac{T_{amb_i} - T_{amb_e}}{R_{paredes+teto}} \quad (6)$$

onde T_{amb_i} é a temperatura do ambiente interno da estufa, que varia de acordo com as curvas da Fig. 3; T_{amb_e} é a temperatura do ambiente externo que foi considerada 19,3 °C, já levando em conta a perda de calor por radiação da estufa para o céu; $R_{paredes+teto}$ é o somatório das resistências térmicas de condução nas chapas de aço (interna: R_{cond_i} e externa: R_{cond_e}), das resistências de contato entre a chapa de aço e o isolante (interna: R_{cont_i} e externa: R_{cont_e}), de condução no isolante (R_{isol}), e das resistências de radiação e convecção combinadas (interna: R_{comb_i} e externa: R_{comb_e}) em relação às paredes e o teto da estufa. A Fig. 5 ilustra a associação dessas resistências.

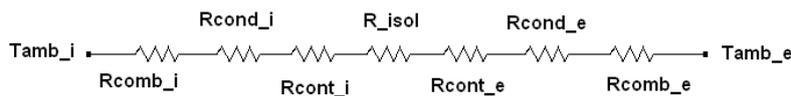


Figura 5 - Resistências térmicas da estufa de secagem

Para o cálculo das resistências de radiação e convecção combinadas foram adotados os valores, recomendados por Çengel (2012), de emissividade das superfícies, dos coeficientes de convecção interno e externo, respectivamente iguais a 0,9, 8,29 W/m²K e 22,7 W/m²K. Os coeficientes de condutividade térmica do concreto, do poliuretano e do aço galvanizado foram considerados respectivamente 1,4 W/mK; 0,026 W/mK e 52 W/mK. Finalmente, os valores das resistências térmicas de contato das placas de aço com o isolamento, R_{cont_i} e R_{cont_e} também seguem recomendação de Çengel (2012) e ambas valem $3,07 \times 10^{-7}$ K/W.

Assim, o valor calculado da resistência térmica das paredes e teto da estufa, $R_{parede+teto}$, foi de $2,09 \times 10^{-2}$ K/W.

Portanto, substituindo na Eq. 6 as Eqs. 3, 4 e 5 para temperatura do ambiente interno em cada fase (T_{amb_i}), o valor da T_{amb_e} , e a resistência térmica, $R_{parede+teto}$ calculada, as taxas de transferência de calor para cada fase podem ser representadas pelas Eqs. 7 a 9.

$$\dot{Q}_{pt1f} = 165,55 \ln(t) - 1016,27 \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{pt2f} = 920,10 \ln(t) - 10094,7 \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{pt3f} = 1822,01 \ln(t) - 21676,6 \quad (9)$$

onde \dot{Q}_{pt1f} , \dot{Q}_{pt2f} , \dot{Q}_{pt3f} são as taxas de transferência de calor, pelas paredes e teto, da primeira, segunda e terceira fase respectivamente.

O calor perdido pelas paredes e pelo teto, Q_{pt} , foi determinado pela integral da taxa de transferência de calor, Eqs. 7 a 9, nos períodos correspondentes a cada fase. Os limites de integração são os instantes inicial e final de cada fase do processo. A taxa máxima de perdas foi determinada avaliando as Eqs. 7 a 9 no instante final de cada etapa.

Na Tab. 4 pode ser visto que a soma do calor perdido durante as três fases foi de 0,98 GJ. Também, a maior taxa de perda de calor, pelas paredes e teto, o foi de 2,64 kW ao final da terceira fase do processo.

Tabela 4 - Perdas térmicas pelas paredes e pelo teto da estufa

Fase	Δt (s)	Q_{pt} (GJ)	\dot{Q}_{\max} (kW)
1 ^a	de 1 a 172.800	0,14	0,98
2 ^a	de 172.800 a 352.800	0,25	1,66
3 ^a	de 352.800 a 626.400	0,59	2,64
Total	-	0,98	-

Perdas Térmicas pelo Piso da Estufa. A taxa de transferência de calor através do piso, \dot{Q}_p foi determinada de forma semelhante à perda de calor pelas paredes e teto, porém partindo da Eq. (6), os termos T_{amb_e} e $R_{paredes+teto}$ foram substituídos, respectivamente, pela temperatura do solo, T_{solo} e pela resistência de condução no piso, R_{cond_piso} . A temperatura do solo, T_{solo} , foi considerada 22 °C e a R_{cond_piso} considerou um piso de concreto.

A resistência térmica do piso foi calculada através da Eq.(10):

$$R_{cond_piso} = \frac{L_{piso}}{A_{piso}k_{concreto}} \quad (10)$$

onde L_{piso} é a espessura do piso, A_{piso} a área do piso e $k_{concreto}$ é a condutividade térmica do concreto. Seus valores são, respectivamente, 0,1 m, 28 m² e 1,4 W/mK. Assim, a resistência de condução térmica do piso, R_{cond_piso} , foi estimada em $2,55 \times 10^{-3}$ K/W.

Portanto, reescrevendo a taxa de transferência de calor para cada fase encontra-se:

$$\dot{Q}_{p1f} = 1356,86 \ln(t) - 9388,24 \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{p2f} = 7541,18 \ln(t) - 83796,1 \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{p3f} = 14933,3 \ln(t) - 178722 \quad (13)$$

onde \dot{Q}_{p1f} , \dot{Q}_{p2f} , \dot{Q}_{p3f} são as taxas de transferência de calor pelo piso da primeira, segunda e terceira fase respectivamente. O calor perdido em cada fase foi determinado através da integral da taxa de transferência de calor, Eqs. 11 a 13, dentro do intervalo de tempo de cada etapa, ou seja, os limites de integração são os instantes, inicial e final de cada fase do processo. A taxa máxima de perdas pelo piso, foi calculada avaliando as Eqs. 11 a 13 no instante final de cada fase.

Conforme pode ser visto na Tab. 5, o somatório das quantidades perdidas em cada fase foi de 7,38 GJ. A taxa máxima de transferência de calor foi de 20,6 kW ao final da terceira fase.

Tabela 5 - Perdas térmicas pelo piso da estufa

Fase	Δt (s)	Q_p (GJ)	\dot{Q}_{\max} (kW)
1 ^a	de 1 a 172.800	0,97	6,98
2 ^a	de 172.800 a 352.800	1,83	12,5
3 ^a	de 352.800 a 626.400	4,58	20,6
Total	-	7,38	-

Em suma, considerando os maiores valores de taxas de transferência de calor, seja da taxa no processo de cura (Tab. 2), como com relação às perdas (Tabs. 4 e 5), a Tab.6 apresenta estes valores, \dot{Q}_{\max} , com a respectiva fase, e assim o valor total de carga térmica necessária para atender o processo.

Tabela 6 - Taxas máximas de transferência de calor

Processo	\dot{Q}_{\max} (kW)	Observação
Processo de cura	22,03	2ª fase
Perdas pelas paredes e teto	2,64	3ª fase
Perdas pelo piso	20,6	3ª fase
Total	45,27	-

Análise da utilização de um isolante térmico no piso da estufa. Nesta análise foi avaliada a utilização de uma placa de poliuretano (condutividade térmica $k_{isol} = 0,026$ W/mK), com 47 mm de espessura, cobrindo toda a área do piso da estufa que é de 28 m². Assim, o cálculo da resistência térmica, R_{isol} , do isolante resultou em $6,46 \times 10^{-2}$ K/W. Com isso, a taxa de transferência de calor através do piso com isolante, \dot{Q}_{pisol} , pode ser calculada com base em \dot{Q}_p , porém somando-se a resistência térmica do isolante, R_{isol} , à resistência do piso sem isolante, R_{cond_piso} .

Portanto, reescrevendo a taxa de transferência de calor para cada fase encontra-se:

$$\dot{Q}_{pisol1f} = 51,53Ln(t) - 356,52 \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{pisol2f} = 286,37Ln(t) - 3181,68 \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{pisol3f} = 540,28Ln(t) - 6432,91 \quad (16)$$

onde $\dot{Q}_{pisol1f}$, $\dot{Q}_{pisol2f}$, $\dot{Q}_{pisol3f}$ são as taxas de transferência de calor pelo piso, com isolamento, da primeira, segunda e terceira fase, respectivamente.

Procedendo da mesma maneira chega-se a um calor total perdido pelo piso de 0,28 GJ, que representa uma redução de 96,2% na perda de energia em relação ao caso sem isolante. Consequentemente, a taxa de calor total necessária, considerando a cura e as perdas nas piores situações, é de 25,45 kW, tendo uma redução de 43,78%.

Coefficiente global de perdas térmicas da estufa. O coeficiente global de transferência de calor, U , relacionado às perdas da estufa pode ser determinado a partir da Eq. (17).

$$U = \frac{\dot{Q}_{perdas}}{A\Delta T} \quad (17)$$

onde \dot{Q}_{perdas} é a soma das taxas máximas de perdas pelas paredes e teto da estufa e também pelo piso. As taxas máximas de perdas podem ser calculadas avaliando as perdas pelo piso, paredes e teto, no instante final da terceira fase do processo e totalizam 3,8 kW. A variável A é a área da estufa, e ΔT é a variação de temperatura a que a estufa é submetida desde o início do processo de cura, e valem respectivamente 122 m² e 43 °C. Portanto, o coeficiente global de transferência de calor por perdas da estufa vale 0,72 W/m² °C.

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 a capacidade de armazenar calor, dada em J/°C. 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 grosseira 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 e Koronaki, 1997).

Neste artigo será simulado o desempenho de um sistema solar de aquecimento instalado nessa estufa considerando diferentes valores de capacitância térmica.

3.2 Simulação com o TRNSYS

A simulação do sistema térmico foi realizada no software TRNSYS (*Transient System Simulation Tool*) e foram obtidos dados sobre o desempenho do sistema proposto além das informações sobre a dinâmica do processo. Isso forneceu subsídios para a realização do projeto do sistema com mais segurança quanto ao dimensionamento correto dos equipamentos.

De forma sucinta, o circuito simulado aquece água através de um *campo de coletores solares* (Type71); essa 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 está simulando um ano típico de Porto Alegre, cujo arquivo de dados (TMY-2), gerado pelo software Meteororm, 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. 6 é apresentado o diagrama completo do circuito térmico simulado.

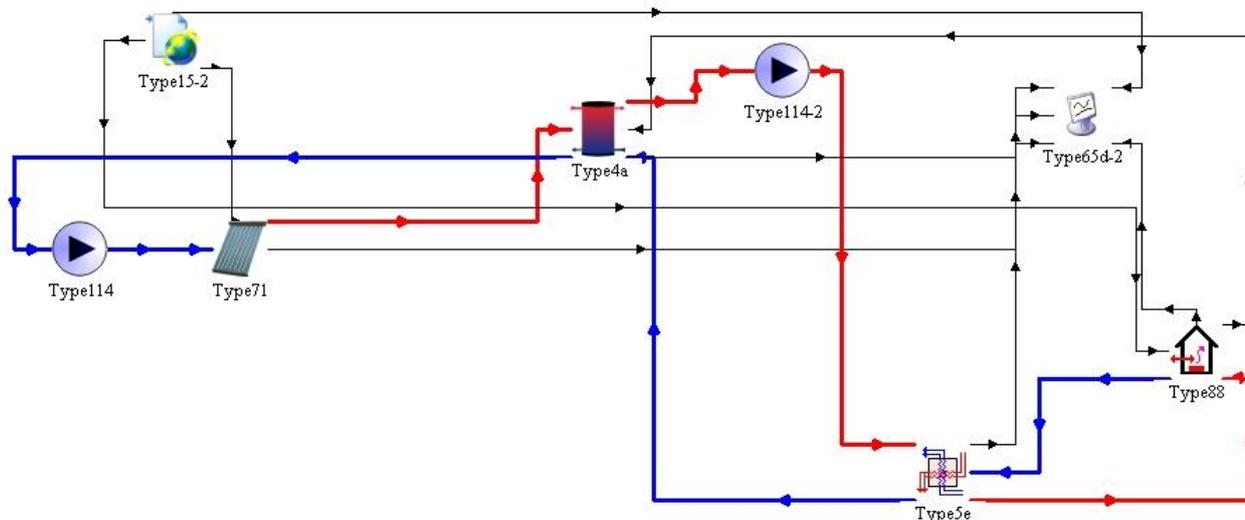


Figura 6 - Diagrama do sistema de aquecimento de ar por energia solar simulado no software TRNSYS

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. No caso é utilizado o TMY-2 para Porto Alegre, assumindo modelo de radiação de superfície inclinada de Perez (Duffie e Beckman, 2006), refletância do solo de 0,2 e inclinação de superfície de 20°.

Bomba do coletor – 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. Foi considerada para o caso desta simulação vazão mássica nominal de 3,5 kg/s, calor específico do fluido térmico de 2,3 kJ/kgK, potência nominal 745,6 W, eficiência global da bomba de 0,6 e do motor de 0,9.

Campo de coletores solares – Type71. Este componente modela um coletor solar de tubo evacuado, ou um campo de coletores solares que podem estar ligados em série e/ou em paralelo. O coletor usado nas simulações foi o modelo SunTrac27 do fabricante SunTrac, certificado pela Solar Rating & Certification Corporation (SRCC). Foi utilizada uma área de coletor de 30 m² e uma vazão nominal de 0,02 kg/sm². A curva de eficiência do coletor foi considerada conforme a norma NBR-ABNT 15747-2, cujos parâmetros da curva são $a_0=0,671$, $a_1=0,1298$ W/m²K e $a_2=0,00898$ W/m²K

Tanque de termoacumulação – Type4a. O Type4a modela o desempenho térmico de um tanque de armazenamento de energia cheio de líquido sujeito à estratificação térmica. O grau de estratificação é determinado pelo valor de N: se N for igual a 1, o componente é modelado como um tanque totalmente misturado e sem efeitos de estratificação. Nesta simulação não foram utilizados os aquecedores auxiliares do tanque. O volume do tanque é de 500 L.

Bomba do trocador de calor– Type114-2. O Type114 -2 é o mesmo equipamento que o Type114 já descrito. Neste caso foi considerada vazão mássica nominal de 10 kg/s. Os demais parâmetros são os mesmos da bomba anterior.

Trocador de calor– Type5e. Este componente é um trocador de calor de fluxo cruzado, sem mistura entre os fluidos. É considerado um valor fixo do produto UA de 600 W/K e vazão de ar de 4 kg/s.

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. Os principais parâmetros considerados foram: área da superfície da estufa 122 m², volume da estufa de 84 m³, temperatura inicial de 20 °C, coeficiente global de perdas térmicas de 0,59 W/m²K e capacitância térmica da estufa variando entre 20 a 100 MJ/K.

4. RESULTADOS OBTIDOS COM A SIMULAÇÃO

Avaliando os sete primeiros dias simulados (tempo aproximado de um processo completo de cura) conseguiu-se a transferência de 3,0 GJ do trocador de calor para a estufa, conforme pode ser visto na Tab. 7. Observou-se também que a temperatura interna da zona térmica atingiu 75,7 °C (4,7 °C a mais do que o exigido pelo processo de cura do tabaco) utilizando 30 m² de coletores solares de tubo evacuados, considerando a capacitância térmica da estufa igual a 100 MJ/K. O período simulado é a primeira semana do mês de janeiro. A quantidade de calor transferida representa 27,2 % da energia necessária para a cura de 6000 kg de tabaco na estufa considerada neste trabalho.

É importante destacar que essa simulação não leva em conta as perdas térmicas do sistema pela tubulação, e estima-se que na prática isso possa exigir que a área do campo de coletores seja até 10% maior, utilizando-se tubulação com isolamento térmico. Essa simulação também não considera a perda de carga do circuito térmico, e por isso, estima-se que a potência das bombas também precise ser aumentada em até 10%.

Tabela 7 - Temperatura interna e quantidade de energia transferida para a estufa após sete dias.

Capacitância Térmica (MJ/K)	Temperatura na estufa após sete dias (°C)	Energia transferida para a estufa (GJ)
20	123,4	2,4
40	107	2,7
60	93,6	2,8
80	83,4	2,9
100	75,7	3,0

Pela análise da Tab. 16 verifica-se que para a faixa de capacitâncias térmicas analisadas o sistema consegue atender a temperatura máxima do processo de cura no final da terceira fase. Como a capacitância não é constante, uma vez que a massa de tabaco, em base úmida, varia com o tempo, o sistema deverá prever a instalação de controles de vazão da bomba de circulação no trocador de calor para controle da temperatura em cada fase.

5. CONCLUSÕES

Com base em informações obtidas de processos reais de cura de tabaco e também em dados de literatura, foi feito o cálculo da carga térmica e simulado um sistema de aquecimento solar no TRNSYS para atendimento dessa carga térmica. O trabalho demonstrou que estimar analiticamente a capacitância térmica de um envoltório não é uma tarefa trivial e que a carga térmica da cura do tabaco tipo Virgínia é amplamente dominada pelo calor latente de evaporação da umidade das folhas. Também foi mostrado que o isolamento térmico da estufa desempenha papel preponderante no consumo de energia.

Apesar dos resultados terem indicado que o sistema simulado, com os parâmetros definidos na seção 3.2, transferiu uma quantidade de energia inferior à quantidade necessária para atendimento do processo completo, eles demonstraram também que os sistemas de aquecimento solar podem se constituir em uma ótima alternativa de apoio energético a este e outros seguimentos da indústria agrícola. Em uma estufa com capacitância térmica de 100 MJ/K, por exemplo, o sistema seria capaz de atender praticamente toda a primeira fase do processo.

Na atual conjuntura, em que as indústrias demonstram cada vez mais preocupação com a sustentabilidade de suas atividades, qualquer diminuição no uso de fontes poluentes, como é o caso da lenha, é considerada benéfica. Além disso, uma pequena redução no consumo de lenha para a cura de 6000 kg de tabaco pode ser bastante representativa se for considerado que o Brasil é o segundo maior produtor mundial de tabaco com 710.000 toneladas produzidas na safra 2011/12 (SINDITABACO, 2013).

Por fim, os resultados obtidos neste artigo corroboram os alcançados pelos pesquisadores da Task 29 (IEA-SHC, 2007) tanto em relação à viabilidade da utilização de sistemas solares na cura do tabaco, quanto em relação à necessidade de mais pesquisas sobre esse setor até então muito pouco explorado. Compreender melhor a variabilidade das características das folhas durante todo o processo e das características térmicas da estufa, contribuirá para melhorar o desempenho de sistemas semelhantes ao simulado neste artigo.

Agradecimentos

Este trabalho é financiado através do Projeto JTI Processadora de Tabacos do Brasil Ltda/Unisinos. Os autores também agradecem ao Programa de Bolsas de Estudo Talentos Tecnosinos, pela concessão de uma bolsa de estudo parcial para Israel de Oliveira e ao CNPq, pela bolsa de Produtividade Desen. Tec. e Extensão Inovadora concedida para Mario H. Macagnan.

REFERÊNCIAS

- Antonopoulos, K.A, Koronaki, E., 1998. Apparent and effective thermal capacitance of buildings. Energy, vol. 23, n. 3, pp. 183-192
- Buainainn, A. M., Souza Filho, H. M., 2009. Organização e funcionamento do mercado de tabaco no Sul do Brasil. Unicamp.
- Collins, W. K., Hawks, S. N., Jr. 2011. Fundamentos da produção do tabaco de estufa. Santa Cruz do Sul, [s.n].
- Çengel, Y.A., Ghajar, A. J., 2012. Transferência de Calor e Massa. Uma Abordagem Prática. 4ª. ed. Tradução de Fátima A. M. Lino. Porto Alegre: AMGH, 904p.
- Duffie, J. A., Beckman, W. A., 2006. Solar Engineering of Thermal Processes. 3th ed. John Wiley & Sons.
- McCabe, W.L.; Smith, J.C.; Harriot, P., 1993. Unit operations of chemical engineering. New York: McGraw-Hill, 1130p.
- Solar Heating and Cooling Programme – Internation Energy Agency (IEA-SHC). Task 29, Solar Crop Drying. Georgetown, [2007?]. Disponível em: <<http://archive.iea-shc.org/task29/>>. Acesso em: 21 jan. 2013.
- 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.
- Walton, L.R.; Casada, M.E.; Henson Jr., W.H.; Swetnam, L.D.; Casada, J.H., 1982. Diffusion of moisture from Burley tobacco leaves during curing. Transactions of the ASAE, v. 25, n. 4, p. 1099-1102.

SIMULATION OF A THERMAL SOLAR SYSTEM TO ENERGETIC SUPPORT IN THE TABACCO CURING PROCESS

Abstract. Brazil is a major producer of tobacco and the southern region is largely responsible for this production, especially the state of Rio Grande do Sul. One of the steps in the processing of tobacco is the drying (curing) of leaves which essentially uses wood as the energy source. This paper presents a study of the energy aspects involving curing of Virginia type tobacco and the simulation results, using the TRNSYS software, of a solar thermal system to provide energetic support for the process. Using experimental data obtained in real curing process the most important parameters for the determination of the required thermal load have been defined and calculated the greenhouse heat losses. The results presented using the TRNSYS simulation software showed that the solar thermal system is capable of providing approximately 27% of the energy needed to process, considering a period of seven sunny days, in summer in the region and promote the increase of temperature in the greenhouse needed for the curing of tobacco.

Key words: Solar thermal energy, Solar drying, Greenhouse Tobacco, TRNSYS, Simulation.