

Desempenho térmico de um coletor solar de placa plana para secagem. (1.ª Parte)

* Júlio Wilson Ribeiro

Cálculo do ganho de energia útil para dimensionamento de coletor solar para secagem.

1. INTRODUÇÃO

Para o dimensionamento de coletor solar de exposição direta ou indireta para secagem solar, necessitamos conhecer, em regime permanente, a distribuição da energia total incidente, sob as formas de ganho de energia útil pelo fluido de trabalho e pelas perdas nas diversas partes do coletor, por condução, convecção e radiação.

2. BALANÇO DE ENERGIA

Representando a seção transversal de um coletor solar de placas planas paralelas pela figura 1, teremos:

- | | |
|------------------------------|------------------------|
| (1) Radiação Solar Incidente | (2) Cobertura de Vidro |
| (3) Superfície Absorvedora | (4) Isolamento Térmico |
| (5) Face Inferior | (6) Fluxo de Ar |

A superfície absorvedora é o principal elemento de transferência de energia para o fluido de trabalho. A cobertura superior de vidro reduz as perdas por convecção e radiação.

*M.Sc. Engenharia Térmica
Eng.º Mecânico do NUTEC

As superfícies laterais e inferior reduzem as perdas por condução. O circuito análogo elétrico, figura 2, exhibe as diversas resistências térmicas do sistema, para o cálculo dos coeficientes de perda de calor.

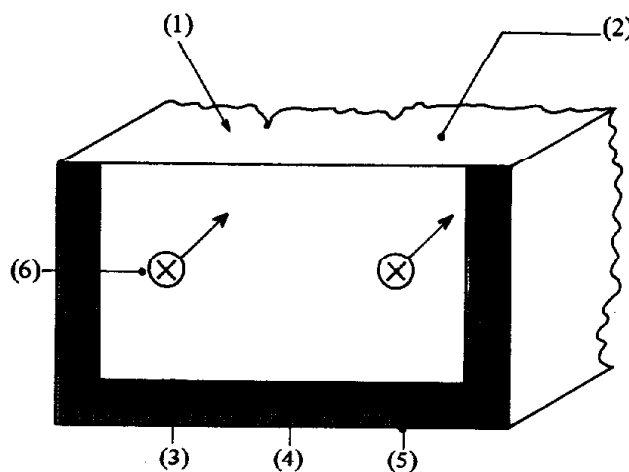


FIG. 1 Seção Transversal do Coletor

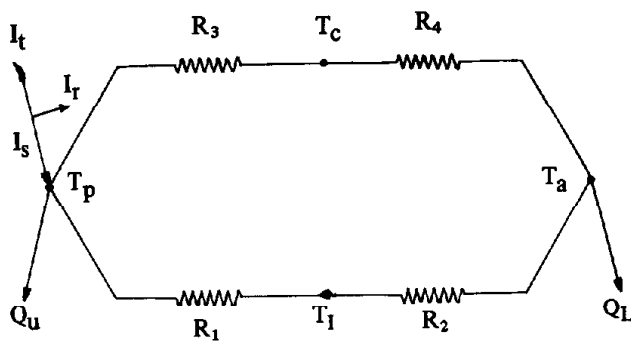


FIG. 2 - Circuito Análogo Elétrico do Coletor

Na superfície absorvedora, onde a temperatura é T_p , é absorvida I_s , a energia que atravessa o vidro e aquece o sistema,

$$I_s = I_t \zeta \alpha, \quad (1)$$

uma parcela desta energia se distribui através das perdas pelas faces, e, o restante é transportado pelo fluido de trabalho, aumentando sua entalpia e que denominaremos de energia útil, Q_u .

Assim, para um coletor de área A_c , teremos o seguinte balanço de energia.

$$A_c I_t \zeta \alpha = Q_u + Q_L + Q_s \quad (2)$$

A eficiência instantânea do coletor, η_c , é definida como a razão entre a energia útil e a energia total incidente,

$$\eta_c = Q_u / A_c I_t \quad (3)$$

A eficiência média, para um intervalo de tempo t , $\bar{\eta}_c$:

$$\bar{\eta}_c = \int_0^t Q_u dt / \int_0^t A_c I_t dt \quad (4)$$

Para coletores bem isolados, a principal componente de perdas ocorre através da cobertura, que deixa passar um fluxo de calor da superfície absorvedora para a atmosfera. Este fluxo de calor é função da emitância do absorvedor, aumentando para taxas de radiação de maior intensidade.

3. COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E COEFICIENTE GLOBAL DE PERDA DE CALOR NO COLETOR

Suporemos $\partial T / \partial y = 0$, onde y : direção ao longo da largura do coletor.

O coeficiente de perda de calor pela superfície inferior, é aproximadamente,

$$U_b = \frac{1}{R_1} = \frac{1}{\frac{L_i}{K_i} + \frac{L_s}{K_s}}, \quad (5)$$

K_i : Condutividade térmica do isolamento inferior;

K_s : Condutividade térmica da estrutura externa;

L_i, L_s : Espessuras do Isolamento e estrutura externa, respectivamente;

R_1 : Resistência, da face inferior, equivalente à convecção e radiação para o meio exterior.

Para um coletor de comprimento L_1 , largura L_2 e espessura L_3 , com uma camada de isolamento de espessura L_i , junto aos cantos, o coeficiente de perda pelos mesmos, segundo Tabor (3), será,

$$\frac{1}{R_2} = U_e = \frac{K_i}{L_i} \frac{(2.1 + L_i)(L_1 + L_2)}{A_c} \quad (6)$$

R_3 representa a resistência térmica entre o absorvedor e a cobertura de vidro, por convecção e radiação:

$$R_3 = 1 / (h_{pc} + h_{rpc}), \quad (7)$$

h_{pc} : Coeficiente de transferência de calor por convecção entre a superfície absorvedora e a cobertura de vidro;

h_{rpc} : Coeficiente de transferência de calor por radiação entre o absorvedor e o vidro, onde:

$$h_{rpc} = \frac{\sigma (T_p + T_c) (T_p^2 + T_c^2)}{\frac{1}{\epsilon_p(T_p)} + \frac{1}{\epsilon_c(T_c)} - 1} \quad (8)$$

Para escoamento turbulento entre placas paralelas, Nusselt recomenda:

$$\bar{Nu} = 0.036 Re^{0.8} Pr^{1/3} (D_e/L)^{0.055}, \quad (9)$$

Para $10 < L/D_e < 400$, aplicável para perfis de velocidade e temperatura não necessariamente desenvolvidos, que pode ser o caso de coletores de placa plana para aquecimento de ar.

Para convecção natural, McAdams (4) recomenda:

$$\bar{Nu} = 0.14 (Gr Pr)^{1/4}, \quad 2 \times 10^7 \leq Gr \leq 3 \times 10^{10} \quad (10)$$

$$\bar{Nu} = 0.54 (Gr Pr)^{1/4}, \quad 10^5 \leq Gr \leq 2 \times 10^7 \quad (11)$$

Como

$$\bar{h}_{pc} = \bar{Nu} K/L \quad (12)$$

Podemos usar o número de Nusselt apropriado ao modelo abordado para achar o coeficiente de perda por convecção entre as placas paralelas. R_4 representa a resistência térmica entre a cobertura de vidro e o meio exterior, por convecção e radiação:

$$R_4 = 1/(h_{c\omega} + h_{rc\omega}), \quad (13)$$

$h_{c\omega}$: Coeficiente de transferência de calor por convecção na face externa do vidro;

$h_{rc\omega}$: Coeficiente de transferência de calor por radiação entre a superfície externa do vidro e o céu a T_{sky}

$$h_{rc\omega} = \epsilon_c \sigma (T_c + T_{sky}) (T_c^2 + T_{sky}^2) \quad (14)$$

$$h_{c\omega} = (h_{pc} + h_{rpg}) (T_p - T_c) / (T_c - T_a) \quad (15)$$

Para um sistema com cobertura de um vidro, o coeficiente de perda de calor pelo vidro, U_V :

$$U_V = \frac{1}{R_3 + R_4} + \left(\frac{1}{h_{pc} + h_{rpg}} + \frac{1}{h_{c\omega} + h_{rc\omega}} \right)^{-1} \quad (16)$$

Finalmente, o coeficiente global de perda de calor, U_L ,

$$U_L = U_V + U_b + U_e$$

Conseqüentemente, a perda global de energia do coletor para o meio ambiente será,

$$Q_L = A_c U_L (T_p - T_a) \quad (18)$$

Assumindo que as propriedades do fluido, no caso o ar, não mudam apreciavelmente com a temperatura, o ganho de energia útil, Q_u , é igual à mudança de entalpia do ar,

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_{sco} - T_{eco}) \quad (19)$$

Desprezando-se a estocagem de calor no coletor, o ganho de energia útil pode ser obtido em termos da perda de calor e da radiação solar sobre o coletor,

$$Q_u = A_c I_t \zeta \alpha - Q_L = A_c (I_s - U_L (T_p - T_a)) \quad (20)$$

$$= A_c F_r (I_s - U_L (T_{eco} - T_a)), \quad (21)$$

Onde:

$$F_r = \text{Fator de remoção de calor do coletor} \\ F_r = \frac{\dot{m} C_p (T_{sco} - T_{eco})}{A_c (I_s - U_L (T_{eco} - T_a))} \quad (22)$$

Para o coletor da figura 1,

$$F_r = \frac{\dot{m} C_p}{U_L A_c} (1 - \exp(-F U_L A_c / \dot{m} C_p)) \quad (23)$$

$$F = h_{pc} / (h_{pc} + U_L) \quad (24)$$

F : Fator de eficiência de um coletor solar de placas planas para aquecimento de ar, sendo definido como a razão entre a taxa de coleção de energia e a taxa de coleção, se o absorvedor estivesse à temperatura local do fluido.

Veja que de posse de F_r , podemos calcular o ganho de energia útil sabendo apenas a temperatura do fluido na entrada do coletor.

4. CONCLUSÃO:

O ganho do coletor será,

$$G = Q_u / (Q_u + Q_L + Q_s) \quad (25)$$

Q_s = de /dt, que geralmente desprezamos. (26)

Este ganho, no caso de um coletor bem isolado, situa-se na faixa de 60 a 70%, e representa um fator muito importante quando se deseja calcular o rendimento do sistema levando em conta as taxas de energia envolvidas na remoção de umidade, de um processo de secagem solar, cuja percentagem da energia total se situa na faixa de 9%.

5. NOMENCLATURA

A_c	Área da superfície absorvedora
C_p	Calor específico do ar
Gr	N.o de Grashof
I_t	Radiação solar incidente
I_s	Radiação solar absorvida pelo sistema
\dot{m}	Fluxo de massa do fluido de trabalho
Nu	N.o de Nusselt
Pr	N.o de Prandtl
Q_L	Taxa de perda global de energia do sistema
Q_s	Taxa de energia interna estocada no coletor
Q_u	Taxa de energia útil
Re	N.o de Reynolds
T_a	Temperatura ambiente
T_c	Temperatura do vidro
T_{eco}	Temperatura do ar na entrada do coletor
T_i	Temperatura da superfície inferior externa do coletor
T_{sco}	Temperatura do ar na saída do coletor
α	Absortividade do vidro
ζ	Transmissividade do vidro
ρ	Refletividade do vidro
$\epsilon_p(t)$	Emissividade da placa absorvedora à temperatura T
$\epsilon_c(t)$	Emissividade do vidro à temperatura T
σ	Constante de Stefan - Boltzmann

6. BIBLIOGRAFIA

1. DUFFIE, J.A. & BECKMAN, W.A. *Solar Engineering of Thermal Processes*. New York. John Wiley & Sons. 1980. 762p.
2. SCHOENAU, G.; ARINZE, E.A. & BIGSBY, F.W. *Solar Energy Absorption Properties of some agricultural products: ASAE 79-3071, 1979*.
3. TABOR, H. *Radiation, convection and conduction coefficients in solar collectors*. Israel Bull. Res. Coun. 6. 155 p. 1958.
4. Mc ADAMS, W. H. *Heat transmission*, 3ª. ed. Mc. Graw-Hill Book Company, Inc, 1954. New York.