

2.4) Vargas et al. (2001) publicaram um estudo teórico-numérico sobre o problema de como obter a máxima taxa de entrada de exergia em um refrigerador solar.

O diagrama esquemático do sistema é mostrado na Fig. Pj2.4.

O problema numérico consiste de resolver o sistema de equações adimensionais não lineares a seguir:

$$\tau_{st} - \tau_H = \mu_w (\tau_w - 1) \quad (1)$$

$$\varepsilon_i = \frac{1 - \exp[-NTU_i (1 - C_{\min,i} / C_{\max,i})]}{1 - (C_{\min,i} / C_{\max,i}) \exp[-NTU_i (1 - C_{\min,i} / C_{\max,i})]} \quad i=s,l \quad (2)$$

em que ε representa a efetividade do trocador de calor quente; os subscritos s e l representam as regiões de vapor superaquecido e líquido da corrente de solução refrigerante/absorvente (fluido de trabalho), respectivamente; $C_j = \dot{m}_j c_j$ representa a taxa de capacidade térmica de uma corrente fluida, e j pode ser h (*hot*) ou c (*cold*), i.e., água quente e fluido de trabalho no caso desta análise, respectivamente.

$$\varepsilon_b = 1 - \exp[-NTU_b] \quad (3)$$

$$\tau_3 = \tau_w - (C_{\min,s} / C_h) \varepsilon_s (\tau_w - \tau_b) \quad (4)$$

$$\tau_2 = \tau_b + (C_{\min,s} / C_{c,s}) \varepsilon_s (\tau_w - \tau_b) \quad (5)$$

$$\tau_{out} = (1 - \varepsilon_l C_{\min,l} / C_h) \tau_4 + (C_{\min,l} / C_h) \varepsilon_l \tau_1 \quad (6)$$

$$\tau_4 = \tau_1 + (C_{c,l} / C_{\min,l}) (\tau_b - \tau_1) / \varepsilon_l \quad (7)$$

$$\tau_4 = \tau_3 - \varepsilon_b (\tau_3 - \tau_b) \quad (8)$$

$$\tau_3 - \tau_4 = C_{c,s} h_{fg} / (C_h c_{m,s} T_0) \quad (9)$$

$$NTU = (C_{\min,s} / C_h) NTU_s + (U_s / U_b) NTU_b + (C_{\min,l} / C_h) (U_s / U_l) NTU_l \quad (10)$$

onde os subscritos representam: w – água de aquecimento; b – região de ebulição do fluido de trabalho; 3 e 4 – pontos da corrente quente correspondentes ao final e ao início da ebulição do fluido de trabalho, respectivamente, e

$$NTU = U_s A / (\dot{m}_h c_h), \text{ constante} \quad (11)$$

Para levar em consideração a distribuição do refrigerante de acordo com sua fase ao longo da superfície de troca de calor são propostas frações de área conforme se segue:

$$x = A_s / A; y = A_b / A, \text{ e } 1 - x - y = A_l / A \quad (12)$$

tal que $x = (C_{\min,s} / C_h) NTU_s / NTU$, $y = (U_s / U_b) NTU_b / NTU$ and $1 - x - y = (C_{\min,l} / C_h) (U_s / U_l) NTU_l / NTU$.

A figura de mérito apropriada para a busca do ótimo termodinâmico é a eficiência de segunda lei para o sistema, calculada por:

$$\begin{aligned} \eta_{II} &= (-E_{\dot{Q}_L}) / (\dot{m}_h e_{x,w}) = \dot{Q}_L (T_0 / T_L - 1) / (\dot{m}_h e_{x,w}) \\ &= \dot{m} (e_{x,2} - e_{x,1}) / (\dot{m}_h e_{x,w}) \end{aligned} \quad (13)$$

Para avaliar a variação na exergia de escoamento na corrente de solução, três partes são consideradas para o refrigerante, mais a variação na exergia da água líquida, quando estiver presente na solução, como se segue:

$$e_{x,2} - e_{x,1} = (1 - r) \left\{ (e_{x,2} - e_{x,g}) + (e_{x,g} - e_{x,f}) + (e_{x,f} - e_{x,1}) \right\}_r + r \{ e_{x,2} - e_{x,1} \}_w \quad (14)$$

onde $e_x = h - T_0 s$, $r = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}}$ e $1 - r = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}}$, i.e., r é a fração mássica de absorvente (água) na corrente de fluido de trabalho (mistura refrigerante e absorvente).

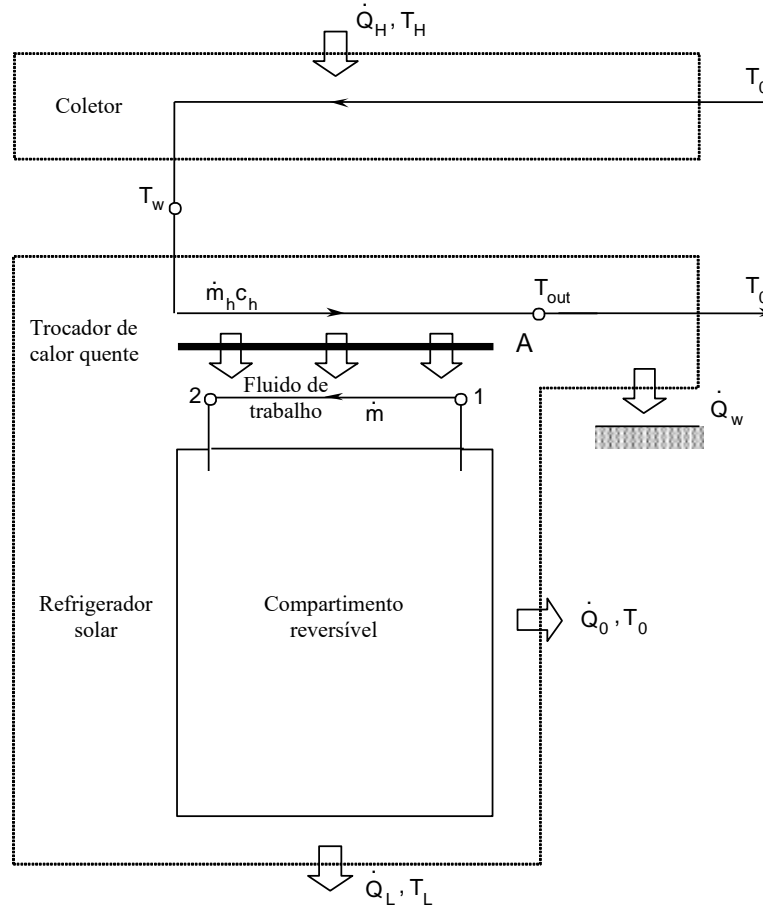


Figura Pj2.4 – Diagrama esquemático de refrigerador solar.

A Equação (13) é reescrita assumindo o modelo de líquido incompressível para a mistura refrigerante e água na fase líquida, conforme se segue:

$$\eta_{II} = \left(\frac{C_{c,s}}{C_h} \right) \left\{ \frac{(1 - r)(v + z) + r \frac{c_w}{c_{m,s}} \left(\tau_2 - \tau_1 - \ln \frac{\tau_2}{\tau_1} \right)}{(\tau_w - 1 - \ln \tau_w)} \right\} \quad (15)$$

onde v é uma função que depende do modelo adotado para o refrigerante na fase de vapor superaquecido, conforme se segue:

$$v = \tau_2 - \tau_b - \ln(\tau_2 / \tau_b) \quad (\text{modelo de gás ideal}) \quad (16)$$

e z é uma função que se refere ao refrigerante líquido e em ebulição, calculada por:

$$z = (h_{fg} / c_{m,s} T_0) (1 - 1 / \tau_b) + c_l / c_{m,s} (\tau_b - \tau_1 - \ln(\tau_b / \tau_1)) \quad (17)$$

em que

$$c_{m,i} = (1 - r) c_i + r c_w \quad i = s, l \quad (18)$$

A solução do sistema (1) – (10) visa obter τ_2 e maximizar η_{II} . Cada ponto da curva de eficiência de segunda lei do sistema foi determinado como a solução do sistema de equações para um conjunto fixo de parâmetros (M , NTU , τ_H , τ_{st} , μ_w , τ_1 , τ_b , T_0 , $\frac{U_b}{U_s}$ e $\frac{U_1}{U_s}$). Uma vez que o conjunto de parâmetros fixos é definido, τ_w é obtido diretamente da Eq. (1), o sistema restante de nove equações é resolvido para obter τ_2 . Este sistema deve ser resolvido em dois passos: (a) por substituição algébrica, após o que as Eqs. (2) e (3) fornecem $x = f_1(\tau_2)$, $y = f_2(\tau_2)$ e $(1 - x - y) = f_3(\tau_2)$, e (b) utilizando a restrição total de superfície definida por $A = A_1 + A_b + A_s$. Assim, o sistema se reduz a uma equação não linear em função de τ_2 , como se segue:

$$F(\tau_2) = f_3(\tau_2) - [1 - f_1(\tau_2) - f_2(\tau_2)] = 0 \quad (19)$$

A Equação (11) deve ser então resolvida para obter τ_2 , a partir do que as incógnitas restantes são determinadas ($x, y, \tau_3, \tau_4, \tau_{out}, \varepsilon_s, \varepsilon_1, \varepsilon_b$). Utilize a tolerância $|F(\tau_2)| \leq 10^{-6}$ para obter a solução convergida a partir de um dos métodos de solução de equação não linear apresentados neste capítulo. A maximização de η_{II} deve ser realizada variando M e fixando os outros parâmetros do sistema (NTU , τ_H , τ_{st} , μ_w , τ_1 , τ_b , T_0 , $\frac{U_b}{U_s}$ e $\frac{U_1}{U_s}$). A faixa de variação para M , usando uma solução de água e amônia no lado frio deve ser $0.01 \leq M \leq 1$. Nesta faixa, $\dot{m}_s < \dot{m}_h c_h$, uma vez que $c_s < c_h$, no caso de amônia e água, assim, $\mu = \frac{C_{min,s}}{C_{max,s}} = \frac{C_{c,s}}{C_h} < 1$. Analogamente, $\mu' = \frac{C_{min,l}}{C_{max,l}} = \frac{C_{c,l}}{C_h} < 1$. Considere a hipótese simplificadora de que o coeficiente de transferência de calor global apresenta o mesmo valor nas três seções do trocador de calor, i.e., $U_s = U_b = U_1$. A pressão da corrente de refrigerante cruzando o trocador de calor é $P_r = 18$ bar, e a temperatura ambiente $T_0 = 298,15$ K. Os dados de entrada restantes a serem considerados são: $T_b = T_{sat}(P_r = 18 \text{ bar}) = 45,38$ °C, portanto $\tau_b = 1,07$, $c_1 \cong 5,0$ kJ kg⁻¹K⁻¹; $h_{fg}(P_r = 18 \text{ bar}) = 1073,1$ kJ kg⁻¹; $\bar{c}_s = \frac{1}{2} \{c_s(T_2) + c_s(T_b)\} \cong 3,09$ kJ kg⁻¹K⁻¹; $\tau_{st} = 1,5$; $\mu_w = 0,12$; $NTU = 5$; $\tau_H = 1,45$; $\tau_1 = 1$, e $r = 0$.

Neste projeto, solicita-se:

1. Construir a curva da eficiência de segunda lei da Termodinâmica para o refrigerador, η_{II} , com relação à vazão mássica de solução refrigerante/absorvente, ou a razão entre essa vazão e a vazão mássica de fluido térmico proveniente do coletor solar, $M = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_h}$, usando a hipótese que o refrigerante como vapor superaquecido se comporta como um gás ideal, i.e., obtenha a curva $\eta_{II} \times M$, e
2. Construir um gráfico que apresente a distribuição da temperatura adimensional τ das duas correntes que cruzam o trocador de calor quente (água quente e fluido de trabalho) em contrafluxo, em relação a posição ao longo do trocador de calor, para os dados de entrada fornecidos utilizando o valor de $M_{ótimo}$ que leva a $\eta_{II,max}$, i.e., obtenha as curvas $\tau_{\text{água-quente}} \times z$ e $\tau_{\text{fluido-trabalho}} \times z$, onde z é um referencial com origem na extremidade do trocador de calor em que a água quente está entrando. Fica claro, portanto, que $0 \leq z \leq 1$, sendo que $0 \leq z \leq x$ corresponde à região de refrigerante como vapor superaquecido, $x < z \leq x + y$ à região de mudança de fase do refrigerante, e $x + y < z \leq 1$ à região de refrigerante líquido.

Discuta os resultados e apresente seu trabalho na forma de um artigo científico.