

ANÁLISE TÉRMICA DE UM REATOR TUBULAR DE UM REFRIGERADOR SOLAR À ADSORÇÃO OPERANDO COM CARVÃO-AATIVO E METANOL

Márcio Fonte Boa Cortez

Universidade Federal de Minas Gerais/Departamento de Engenharia Mecânica - Av. Antônio Carlos, 6627 – Pampulha/Belo Horizonte – Minas Gerais – CEP 31.270-901
fonteboa@demec.ufmg.br

Walterlúcio Rodrigues de Souza

Universidade Federal de Minas Gerais/Departamento de Engenharia Mecânica - Av. Antônio Carlos, 6627 – Pampulha/Belo Horizonte – Minas Gerais – CEP 31.270-901

Resumo. Este trabalho apresenta um estudo do comportamento térmico de um reator de um sistema de refrigeração à adsorção, de funcionamento intermitente, para aproveitamento da energia solar. A energia solar é especialmente adequada para sistemas de adsorção, pois estes não exigem a concentração de energia solar incidente, possibilitando o uso de coletores solares planos (de relativa simplicidade construtiva e baixos custos). O refrigerador solar adsorção – objeto deste trabalho – compõe-se de um reator – constituídos de tubos (para a radiação solar), leito poroso de carvão-ativo, uma cobertura transparente e isolamento térmico – e de trocadores de calor – condensador e evaporador, tendo metanol, como fluido de trabalho. Esta configuração é, geralmente, adotada, quando o objetivo do sistema é o aproveitamento do resfriamento noturno (como, por exemplo, em uma máquina de fazer gelo, em que este é retirado a cada manhã). Para intensificação dos processos de sorção no reator, avaliou-se a presença de aletas à superfície externa dos tubos. Uma avaliação do desempenho térmico do reator tubular foi elaborada, através da descrição da transferência de calor e massa durante o processo de desorção (regeneração), a partir de algumas considerações geométricas e operacionais (temperatura de condensação e evaporação). Para este fim, efetuou-se um tratamento numérico do modelo matemático pelo método de diferenças finitas com formulação em volumes de controle. Diferentes concepções geométricas de reator tubular aletado são analisadas, para avaliação da influência das dimensões das aletas e de parâmetros geométricos característicos do reator. Campos de temperatura e de concentração no interior do leito de carvão-ativo são apresentados. Observa-se, também, uma correlação entre o diâmetro externo dos tubos (constituintes do reator tubular) e o comprimento das aletas, em função da máxima temperatura de operação (ponto de dissociação do metanol), o que proporciona informações importantes para a proposição de sistemas reais.

Palavras chave: Refrigeração solar, refrigeração por adsorção, meios porosos, transferência de calor e de massa palavra chave

1. Introdução

Por longo tempo, as fontes de energia disponíveis foram utilizadas com menores preocupações acerca de seu esgotamento e do impacto ambiental causado. Com a crise do petróleo, a partir de 1973, porém, começou-se a pensar com real interesse no uso de energia renováveis, em especial da energia solar. O esgotamento das fontes não renováveis, os impactos ambientais causados e suas conseqüências acarretaram uma maior racionalidade no uso das fontes de energia existentes, consciência esta que não existia. Por outro lado, a demanda por energia tende a se tornar cada vez maior com o aumento da qualidade de vida. Diante do quadro brasileiro atual de baixa taxa de eletrificação rural e da significativa participação no consumo de energia para refrigeração em residências, nota-se a importância do estudo da refrigeração solar, seja para atender às necessidades básicas de populações rurais não supridas pela rede elétrica (conservação de alimentos, de produtos agropecuários e de medicamentos - principalmente vacinas), seja para propor alternativas para redução do consumo de energia elétrica. Em países tropicais, como o Brasil, onde a temperatura média ambiente ao longo do ano é relativamente alta, a refrigeração ganha muito interesse.

Vários sistemas para promoção de refrigeração podem utilizar a energia solar. O sistema por compressão de vapor acionado por dispositivo fotovoltaico poderá vir a representar uma opção adequada, principalmente diante das promissoras perspectivas de redução dos custos da tecnologia fotovoltaica e da utilização de compressores operando com rotação variável. Sistema por compressão de vapor combinado com um ciclo de Rankine traz alguns inconvenientes: baixa eficiência do ciclo de Rankine, exigindo, para um melhor desempenho, altas temperaturas no coletor solar e manutenção mais intensa dos componentes mecânicos (mais complexos). Nos sistemas de refrigeração por sorção (absorção e adsorção), coletores solares podem fornecer o calor necessário no gerador para produção do vapor de refrigerante. Sistemas operando com absorção tendem a operar a altas temperaturas no gerador, exigindo concentradores solares ou coletores planos com grandes áreas de coleta (Escobedo, 1987). Os sistemas de refrigeração por adsorção são compatíveis com a utilização de qualquer fonte térmica acima de 60°C, o que inclui a possibilidade de uso de biogás, lenha, combustíveis fósseis, eletricidade etc. (Silveira, 1990). Os sistemas por sorção podem operar segundo um ciclo permanente (contínuo) ou segundo um ciclo intermitente. Na operação em ciclo intermitente, os

processos de sorção (absorção/adsorção e dessorção) são realizados por um único componente, e as etapas de produção frigorífica e de regeneração ocorrem alternadamente

A escolha de um sistema de refrigeração envolve vários fatores, como natureza da aplicação, condições climáticas, custos, infra-estrutura do local, etc.. Os sistemas à adsorção destacam-se por sua relativa simplicidade construtiva e baixos custos, ausência total de componentes mecânicos e independência em relação a outras fontes de energia o que os torna extremamente indicados para regiões não eletrificadas.

2 – Sistema de refrigeração a adsorção

Sistemas de refrigeração solar a adsorção são pesquisados desde o final da década de 1970, sendo os primeiros trabalhos publicados a partir de 1980 (Escobedo, 1987). A grande maioria das realizações provém de um grupo de pesquisadores mais restrito. No Brasil, o trabalho pioneiro foi realizado por J. Anhalt, em 1983, pesquisador do INPE, com um protótipo de Zeólita 13 X – água (Escobedo, 1987). Desde então, vários estudos brasileiros foram incorporados à literatura (Silveira, 1990; Gurgel e Kluppel, 1992; Kajiyama, 1993; Gurgel, 1994; Espínola et al., 1997; Leite, 1997 e 1998; Oliveira, 1999; Oliveira e Silveira, 1999). O sistema pode operar com diferentes combinações de adsorvente e adsorvato (refrigerante). Os pares mais comumente utilizados são zeólita/água, sílica gel/água e carvão ativo/metanol (Passos, 1986; Passos et al., 1986; Leite, 1997, 1998), sendo este último preferido por seu baixo custo e, principalmente, por permitir alterações no seu grau de ativação para aplicações específicas (Pons e Guillemot, 1986; Passos, 1986; Grenier et al., 1983; Passos et al, 1986; Pons e Grenier, 1986). Entre os refrigerantes que podem ser combinados com o carvão ativo, o metanol é o que, geralmente, propicia o melhor desempenho ao sistema (Critoph, 1988), cujas operações se fazem a pressões subatmosféricas. O sistema pode, também, operar com pressões acima da pressão atmosférica utilizando, por exemplo, o par carvão ativo/amônia (Oliveira, 1999).

O refrigerador solar adsorativo - objeto do presente trabalho - compõe-se de um reator constituído de tubos contendo um leito poroso em carvão-ativo, de um condensador e um evaporador (Figura 1), tendo metanol como fluido de trabalho. Esta configuração mostra-se interessante para o aproveitamento do resfriamento noturno.

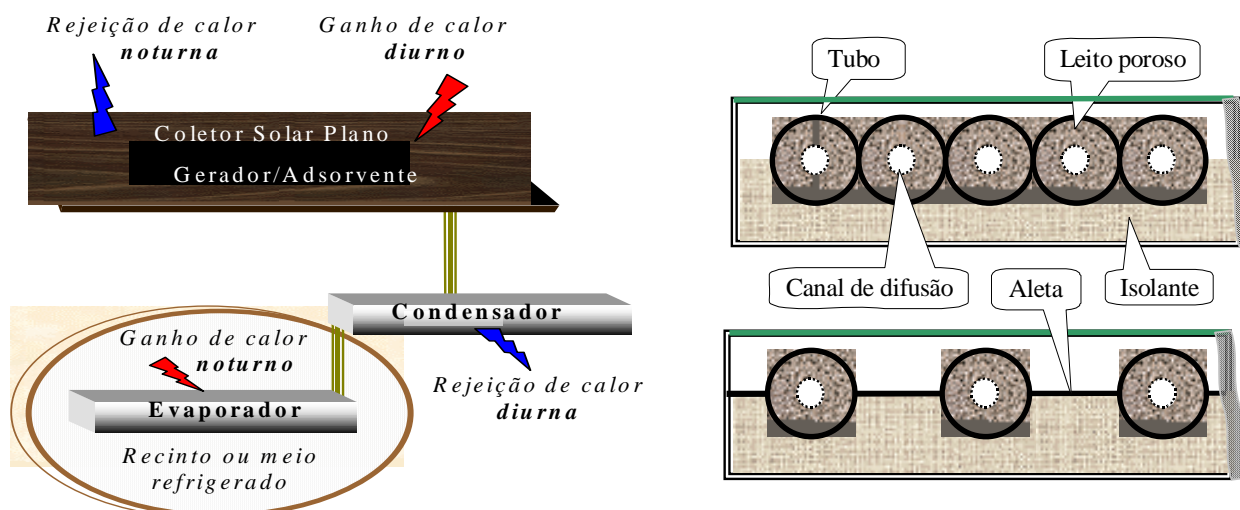


Figura 1. Ilustração do refrigerador solar a adsorção - detalhes do reator tubular sem e com aletas..

O ciclo de refrigeração neste sistema caracteriza-se por uma operação intermitente, completando-se em duas fases: regeneração (aquecimento - etapa diurna) e produção de frio (adsorção - etapa noturna). Durante o dia tem-se a geração do vapor de refrigerante (dessorção) e a regeneração do reator (este atua como *coletor solar*) e ao longo da noite ocorre a adsorção do fluido (período este em que realiza-se o efeito frigorífico, através do evaporador). A etapa de produção de frio inicia-se após o período de insolação, quando a temperatura e a pressão do reator começam a diminuir, estendendo-se por todo o período noturno. O vapor de adsorvato forma-se no evaporador (efeito frigorífico), através da cessão de calor do espaço a ser refrigerado, dirige-se para o reator, onde é adsorvido pelo leito poroso. No reator, o calor liberado pelo fluido refrigerante durante a adsorção (processo exotérmico) é transferido para o ambiente, proporcionando uma redução significativa de sua temperatura e um aumento acentuado da concentração de refrigerante no leito poroso. No final da adsorção, a pressão interna do reator é imposta pela pressão de saturação do fluido refrigerante a temperatura do evaporador. A etapa de regeneração inicia-se com a incidência de radiação solar no reator, que provoca o aumento de sua temperatura e pressão interna. Quando a pressão atinge o valor da pressão de saturação correspondente à temperatura do condensador, tem início a dessorção do fluido refrigerante retido no leito. O vapor gerado dirige-se ao condensador, e o condensado é armazenado no evaporador para nova operação frigorígena à noite, completando-se o ciclo. A Figura 2 apresenta este ciclo no diagrama isotérmico (Clapeyron), em que se identificam a fase de *regeneração*

(1-2-3) – composta dos processos de aquecimento isostérico (1-2) e de dessorção (2-3) – e a fase de *produção de frio* (3-4-1) – constituída dos processos de resfriamento isostérico (3-4) e de adsorção (4-1).

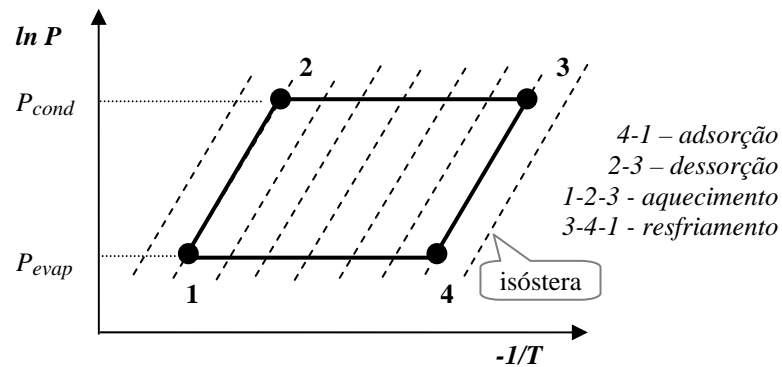


Figura 2 – Ciclo de refrigeração adsorptivo no diagrama isotérico.

Relata-se, neste trabalho, uma análise teórica do comportamento térmico do reator adsorptivo tubular aletado em função da radiação solar incidente e das temperaturas ambiente, de condensação e evaporação, enfocando a influência sobre o desempenho térmico da razão entre o diâmetro do tubo e o diâmetro do canal de difusão e da presença de aletas externas no tubo.

3. Modelagem matemática para o reator tubular

A modelagem matemática considera os processos que ocorrem no interior dos reatores tubulares com tubos aletados e não aletados (Figura 1): a condução de calor no interior do leito poroso e as migrações internas do sorbato (metanol) decorrente do gradiente de temperatura no tubo. O modelo matemático descreve-se pela equação de condução de calor bidimensional, em regime transiente, aplicada para a parede do tubo, a aleta e o leito poroso. A transferência de massa dentro do leito poroso é modelada a partir de uma equação de estado proposta por Dubunin e Astakhov (1971), denominada *isoterma de adsorção*, que descreve o equilíbrio termodinâmico do par adsorvente/adsorvato; embora de natureza semi-empírica, é largamente utilizada para processos de adsorção em materiais como o carvão ativo (Grenier et al., 1983; Passos, 1986; Guilleminot et al., 1987; Leite, 1997), correlacionando temperatura, pressão e concentração da fase adsorvida. A radiação solar absorvida é calculada a partir de dados horários de radiação global, utilizando-se correlações para estimativa das componentes direta e difusa (Erbs et al., 1982, citado em Duffie e Beckman, 1991).

As seguintes considerações foram estabelecidas para a formulação matemática do problema térmico: transferência de massa no leito adsorptivo somente na fase de vapor, equilíbrio termodinâmico do par adsorvente/adsorvato verificado a cada instante em todos os pontos do leito poroso; pressão considerada uniforme a cada instante, em qualquer ponto do leito poroso; leito poroso em presença da fase adsorvida considerado, para efeito da condução de calor, como um meio contínuo e homogêneo; resistência à difusão de massa intergranular e através dos poros desprezada; transferência de calor convectiva no interior do leito poroso não considerada; efeito do sombreamento dos tubos sobre as aletas não considerado.

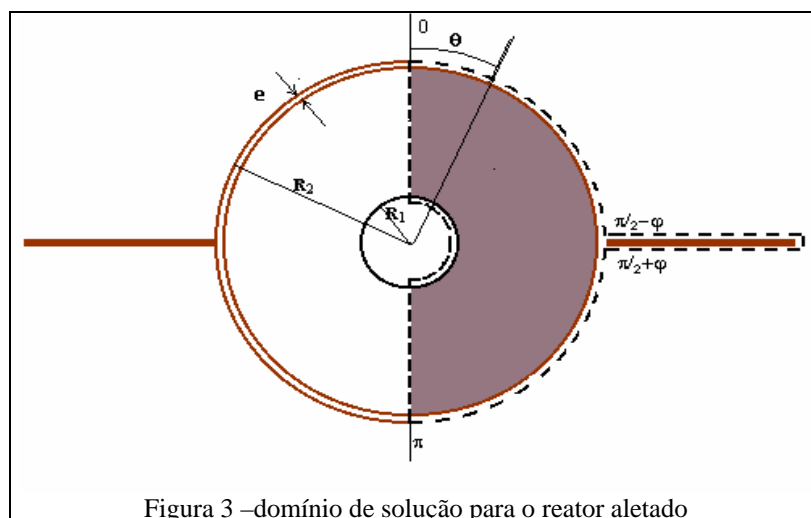


Figura 3 – domínio de solução para o reator aletado

Condições de simetria do reator tubular aletado permitem a análise em uma porção de meio tubo, acrescida de uma porção relativa à aleta que se estende da superfície do tubo até a metade do comprimento total entre dois tubos adjacentes. O modelo matemático foi desenvolvido para uma região do reator tubular aletado, compreendida entre a superfície externa do canal de difusão e a superfície externa do tubo e aleta (Figura 3).

A equação de condução de calor bidimensional, em regime transiente, em coordenadas cilíndricas é aplicada ao tubo e leito poroso.

Para o tubo, resulta

$$\frac{1}{r} \frac{\partial T_{met}}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_{met}}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_{met}}{\partial \theta^2} = \frac{\rho c_p}{k} \frac{\partial T_{met}}{\partial t} \quad (1)$$

em que k , ρ , c_p são, respectivamente, a condutividade térmica, a massa específica e o calor específico do material (metal).

Para o leito poroso, a equação de condução de calor bidimensional, em regime transiente, em coordenadas cilíndricas é dada por

$$\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{Q}{k_{lp}} = \frac{\rho_{lp} c_{p_{lp}}}{k_{lp}} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2)$$

em que o termo-fonte Q corresponde ao calor relativo ao processo de adsorção (ou de dessorção), k_{lp} , ρ_{lp} e $c_{p_{lp}}$ são, respectivamente, a condutividade térmica, a massa específica e o calor específico a pressão constante do leito poroso.

A condutividade térmica do leito poroso foi assumida como constante. A massa específica e o calor específico a pressão constante do leito poroso foram definidos em função do teor de sorbato adsorvido, da forma

$$\rho_{lp} = \rho_{solv} [1 + a(T, P)] \quad (3)$$

$$c_{p_{lp}} = \frac{c_{p_{solv}} + a(T, P) c_{p_{sorb}}}{1 + a(T, P)} \quad (4)$$

em que ρ_{solv} , $c_{p_{solv}}$, $c_{p_{sorb}}$, a representam, respectivamente, a massa específica do sorvente, os calores específicos a pressão constante do sorvente e do sorbato e a massa adsorvida por unidade de massa de adsorvente (função da temperatura e da pressão reinantes no leito poroso).

O calor relativo ao processo de adsorção é dado por

$$Q = q_{st} \rho_{solv} \frac{da}{dt} \quad (5)$$

O calor isostérico de adsorção (q_{st}) e a taxa de variação temporal da massa adsorvida por unidade de massa de adsorvente (da/dt) são determinados, respectivamente, pelas equações de Clapeyron e de Dubinin-Astakhov (Buere, 1999; Souza, 2001):

$$q_{st} = RT^2 \left(\frac{\partial \ln P}{\partial T} \right)_a \quad (6)$$

$$a = W_0 \rho(T) \exp \left[-D \left(T \ln \frac{P_{sat}(T)}{P} \right)^n \right] \quad (7)$$

em que R é a constante universal dos gases, W_0 é a capacidade máxima de adsorção (máximo volume de sorvato adsorvido, por unidade de massa de adsorvente), $\rho(T)$ é a massa específica do sorbato líquido, D é um “coeficiente de afinidade” do par adsorvente/adsorvato, n é um parâmetro característico do par adsorvente/adsorvato, T é a temperatura do leito poroso, P é a pressão interna do leito poroso, $P_{sat}(T)$ é a pressão de saturação do sorbato à temperatura do leito poroso.

Observa-se que a máxima quantidade de massa adsorvida é obtida a uma temperatura na qual a pressão seja igual à pressão de saturação do sorbato a esta temperatura. Para uma determinada temperatura e uma pressão inferior à pressão de saturação do sorbato a esta temperatura, somente uma fração da massa de sorbato encontra-se adsorvida.

As condições iniciais são definidas em função da temperatura ambiente (T_{amb}) no local da instalação, da pressão no interior do leito (função da temperatura do evaporador, T_{ev}), da concentração e da massa de metanol iniciais no leito:

$$T(r, \theta, t = 0) = T_{amb} \quad (8a)$$

$$P(r, \theta, t = 0) = P_{ev} = P_{sat}(T_{ev}) \quad (8b)$$

$$a(T_0, P_0) = a_0 \quad (8c)$$

$$M_{sorb}|_0 = \rho_{sorb} V_{lp} a_0 \quad (8d)$$

As condições de contorno envolveram radiação solar absorvida pelo tubo, descontadas as perdas térmicas pelo topo do reator para o ambiente, fluxo de calor proveniente das aletas, perdas de calor para o ambiente pela base do reator e resistência térmica de contato entre o tubo e o leito poroso; além de condições de simetria no tubo. Ou seja

$$\left. \frac{\partial T_{met}}{\partial \theta} \right|_{r, \theta} = \left. \frac{\partial T}{\partial \theta} \right|_{r, \theta} = 0, \text{ para } \theta = 0 \text{ ou } \theta = \pi \quad (9a)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r1, \theta} = 0 \quad (9b)$$

$$k \left. \frac{\partial T_{met}}{\partial r} \right|_{r2, \theta} = S - U_t [T_{met}(r_2, \theta) - T_{amb}], \text{ para } 0 \leq \theta < \pi/2 - \varphi \quad (9c)$$

$$k \left. \frac{\partial T_{met}}{\partial r} \right|_{r2, \theta} = (W - D)F [S - U_L (T_{met}(r_2, \theta) - T_{amb})], \text{ para } \pi/2 - \varphi \leq \theta \leq \pi/2 + \varphi \quad (9d)$$

$$k \left. \frac{\partial T_{met}}{\partial r} \right|_{r2, \theta} = U_b [T_{met}(r_2, \theta) - T_{amb}], \text{ para } \pi/2 + \varphi < \theta \leq \pi \quad (9e)$$

$$\left[k \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r2-e} \right]_{met} = \left[k \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r2-e} \right]_{lp} = h_c [T_{met}(r_2 - e, \theta) - T(r_2 - e, \theta)], \text{ para } 0 \leq \theta \leq \pi \quad (9f)$$

onde W é a distância entre os tubos aletados, D é o diâmetro dos tubos, F é o fator de eficiência de aleta, S é a radiação solar absorvida pelas aletas/parede dos tubos, T_b é a temperatura da base da aleta, U_t é o coeficiente de perda de calor pelo topo da aleta para o ambiente, U_b é o coeficiente de perda de calor pela porção inferior do tubo ou base da aleta para o ambiente, $U_L (=U_t + U_b)$ é o coeficiente de perda de calor global da aleta para o ambiente, h_c relativo à resistência de contato tubo (*met*)/leito poroso (*lp*).

A radiação solar absorvida pela superfície absorvedora (tubo e aleta) foi calculada, considerando o modelo de céu isotrópico, detalhadamente descrito em Duffie e Beckman (1991), dada por

$$S = I_b \left(\frac{\cos \theta}{\cos \theta_Z} \right) (\tau \alpha)_b + I_d (\tau \alpha)_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I \rho_s (\tau \alpha)_s \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (10)$$

em que I_b e I_d representam, respectivamente, as componentes direta e difusa da radiação solar global (I), em base horária, no plano horizontal, θ e θ_Z representam, respectivamente, os ângulos de incidência da radiação direta nos planos do coletor solar (reator) e horizontal, β representa o ângulo de inclinação do coletor, ρ_s é a refletividade do solo, $(\tau \alpha)$ é o produto *transmitância*absortância*.

A partir de dados horários de radiação solar global e do índice de transmitância atmosférica (razão entre a radiação solar global horária e a radiação solar horária extraterrestre) pode-se calcular a componente difusa com base nas correlações propostas por Erbs et al. (1982), apresentadas em Duffie e Beckman (1991), e, por conseguinte, a componente direta, ou seja

$$\frac{I_d}{I} = 1,0 - 0,09 k_t \text{ para } k_t \leq 0,22 \quad (11a)$$

$$\frac{I_d}{I} = 0,9511 - 0,1604 k_t + 4,388 k_t^2 - 16,638 k_t^3 + 12,336 k_t^4, \text{ para } 0,22 < k_t \leq 0,80 \quad (11b)$$

$$\frac{I_d}{I} = 0,165, \text{ para } k_t \geq 0,80 \quad (11c)$$

$$I_b = I - I_d \quad (12)$$

Os cálculos dos produtos ($\tau\alpha$) em termos de sua dependência angular, isto é, de acordo com a direção da radiação incidente, seguiram os procedimentos descritos, também, em Duffie e Beckman (1991).

As perdas térmicas do reator para o ambiente através das superfícies superior e inferior (presentes nas Eq. 6c, 6d, 6e) foram definidas em termos do coeficiente de transferência de calor global pelo topo (U_t) e do coeficiente de transferência de calor global pela base do reator (U_b). O coeficiente de transferência de calor pela base do reator (U_b) foi estimado pela resistência térmica do isolante (preponderante sobre as demais resistências), portanto, a razão entre sua condutividade térmica (k_{iso}) e respectiva espessura (e_{iso}). O coeficiente de transferência de calor global U_t pode ser calculado pela seguinte equação apresentada por Klein (1975) (extraída de Duffie e Beckman, 1991)

$$U_t = \left\{ \frac{N}{\frac{C}{T_p} \left[\frac{(T_p - T_{amb})}{(N + f)} \right]^e} + \frac{1}{h_w} \right\}^{-1} + \frac{\sigma (T_p + T_{amb}) (T_p^2 + T_{amb}^2)}{(\epsilon_p + 0,0591 N h_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0,133 \epsilon_p - N}{\epsilon_g}} \quad (13)$$

em que N é o número de coberturas transparentes do reator; T_p é a temperatura média da superfície absorvedora (do tubo ou da aleta); T_{amb} é a temperatura ambiente; ϵ_p e ϵ_g são, respectivamente, as emissividades da superfície absorvedora e da cobertura; σ é a constante de Stefan Boltzmann; h_w é o coeficiente convectivo para o ambiente externo por ação do vento; $f = (1 + 0,089 h_w - 0,1166 h_w \epsilon_p) (1 + 0,07866 N)$; $C = 520 (1 - 0,000051 \beta^2)$; $e = 0,43 \left(1 - \frac{100}{T_p} \right)$.

4. Metodologia

O sistema de equações estabelecido foi resolvido pelo método de volumes finitos, com a formulação matemática totalmente explícita, através do programa computacional CONDUCT (Patankar, 1991), para o domínio de solução apresentado na Figura 3. As temperaturas e pressões foram corrigidas a cada incremento de tempo. Simulações computacionais forneceram os campos de temperatura e concentração do sorbato e a pressão total no reator em função do tempo, a partir de dados de insolação e das temperaturas ambiente, do condensador e do evaporador pré-estabelecidos. A análise do modelo matemático envolveu duas etapas distintas. A primeira etapa consistiu de uma verificação quanto à consistência do modelo matemático e do método de solução empregado e a segunda etapa objetivou o estudo da influência de tubos aletados sobre o desempenho térmico do reator tubular. As condições de testes, ou de simulação, necessárias para esta análise são bastante numerosas mas, nem sempre disponíveis, em sua totalidade, na maioria dos trabalhos publicados, particularmente devido à carência de informações sobre reatores com configuração tubular na literatura.

Para efeito de uma análise comparativa, as simulações foram conduzidas, inicialmente, considerando os tubos sem e com aletas dimensionados de forma a comportar a mesma quantidade, em massa, de adsorvente seco. Considerou-se um reator constituído de tubos e aletas em cobre, com pintura seletiva (absortividade de 0,97 e emissividade de 0,1) e cobertura de vidro (emissividade de 0,88). O carvão ativo utilizado foi o AC-35, de fabricação francesa, por apresentar boas características para fins da refrigeração a adsorção, bem como pela disponibilidade de informações acerca do mesmo na literatura (Passos, 1986; Passos et al., 1986; Critoph, 1988). A Tabela 1 apresenta alguns dados utilizados nas simulações. As temperaturas de condensação e evaporação foram fixadas em 33 °C e -5 °C, respectivamente. O coeficiente convectivo para o ambiente externo (h_w) e o coeficiente global pela base do reator (U_b) foram fixados, respectivamente, em 7,5 e 1,5 W/m²K, para ambos os sistemas. Na partida da simulação (início do processo de regeneração), considerou-se, para os componentes do reator, o valor inicial de temperatura de 2 °C acima da temperatura ambiente naquele instante; a pressão no interior do leito foi dada em função da temperatura do evaporador. valores

iniciais para a concentração e massa de metanol no leito poroso foram estabelecidos em função da capacidade do mesmo.

Tabela 1 – Dados sobre o carvão ativo AC-35 (Souza, 2001).

Massa específica (ρ)	460,0 kg/m ³
Calor específico a pressão constante (c_p)	1,010 kJ/kgK
Capacidade de adsorção máxima (W_0)	0,425 l/kg _{SORV}
Coefficiente de afinidade (D)	5,02 x 10 ⁻⁷
Parâmetro característico (n)	2,15

Dados solarimétricos e de temperatura ambiente adotados (Figura 4) foram extraídos de Passos (1986), que obteve dados teóricos e experimentais em um sistema adsorativo intermitente com reator plano (importantes para avaliação do corrente trabalho). A título de comparação incluíram-se os resultados teóricos para um reator tubular *sem aletas*, com carvão-ativo e metanol, encontrados por Buere (1999), que estudou, também, o comportamento térmico de reatores de geometria plana (cujos resultados mostraram boa concordância com os obtidos por Passos).

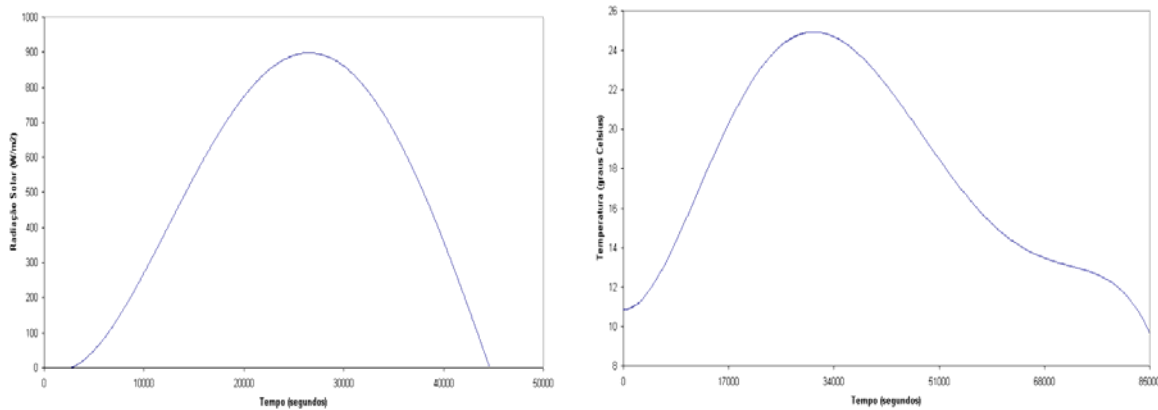


Figura 4 Perfis de radiação solar e de temperatura ambiente medidos por Passos (1986).

A simulação do comportamento térmico do reator tubular, durante o período de regeneração, realizou-se conforme o esquema seguinte (Figura 5):

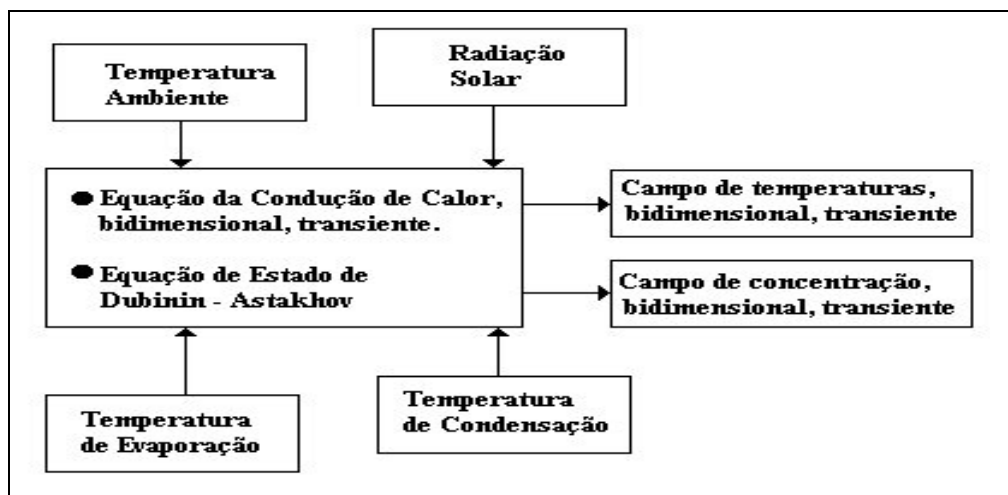


Figura 5 – Esquema da simulação numérica.

5. Resultados e Discussão

O primeiro passo, na simulação, foi encontrar um valor adequado para a razão entre o diâmetro do tubo e o diâmetro do canal de difusão, em função da quantidade de massa de metanol dessorvida no final da fase de regeneração. Uma vez definida a melhor relação entre os diâmetros, partiu-se para um estudo da influência das dimensões das aletas

(comprimento e espessura) e da influência da concentração inicial de fluido refrigerante, função das temperaturas de condensação e de evaporação, no desempenho do reator com os tubos aletados externamente.

A busca de uma relação adequada entre o diâmetro externo do tubo e o diâmetro do canal de difusão foi feita para tubos sem aletas. Admitiu-se que os valores obtidos se verifiquem também para o caso do aletamento. Como fator de avaliação adotou-se a maximização da massa dessorvida, para uma maior razão de massa dessorvida/massa inicial (o que leva a reatores mais compactos e eficientes), em função do diâmetro dos tubos para diversos diâmetros do canal de difusão (Figura 6). O maior percentual atingido obteve-se para o maior diâmetro do canal de difusão e menor diâmetro do tubo analisados. Concluiu-se que menores quantidades de sorvente facilitaríamos o processo de dessorção, embora limitassem as quantidades de massa dessorvidas. A quantidade de massa dessorvida aumentou com o diâmetro do tubo, atingindo valores máximos em torno de $3,7 \text{ kg/m}^2$, no intervalo de 65 a 75 mm. Para diâmetros do tubo acima de 70 mm, não se observou uma influência significativa dos diâmetros do canal de difusão na massa dessorvida. Era de se pensar que tubos com maiores diâmetros possibilitassem maiores quantidades de massa dessorvida por unidade de área de coleta, mas há de se considerar o efeito da resistência térmica à condução de calor ao longo do leito de carvão, o que pode explicar o decaimento da massa dessorvida para diâmetros de tubos maiores que 70 mm. Além disso, tubos com diâmetros externos superiores a 70 mm não seriam aconselháveis, devido à resistência à difusão de massa intergranular e através dos poros, que passa a ser significativa em dimensões maiores, acarretando em um baixo percentual de massa dessorvida (Critoph e Vogel, 1986). A quantidade de massa dessorvida variou de forma inversa com o diâmetro do canal de difusão, pois, com o aumento deste, o reator comportaria menores quantidades de sorvente e, consequentemente, menor quantidade de massa dessorvida. Por outro lado, diâmetros do canal de difusão inferiores a 16 mm poderiam proporcionar maiores valores de massa dessorvida, entretanto, não foram considerados pela não-inclusão, no modelo matemático, da caracterização hidrodinâmica do escoamento do refrigerante no canal. Assim, nas simulações matemáticas adotaram-se os diâmetros de **66,7 mm** (comercial) para o tubo e de **16 mm** para o canal de difusão, com um percentual de dessorção de cerca de 61% e massa dessorvida por área de coleta de $3,7 \text{ kg/m}^2$, para uma massa inicial total em torno de $6,3 \text{ kg/m}^2$.

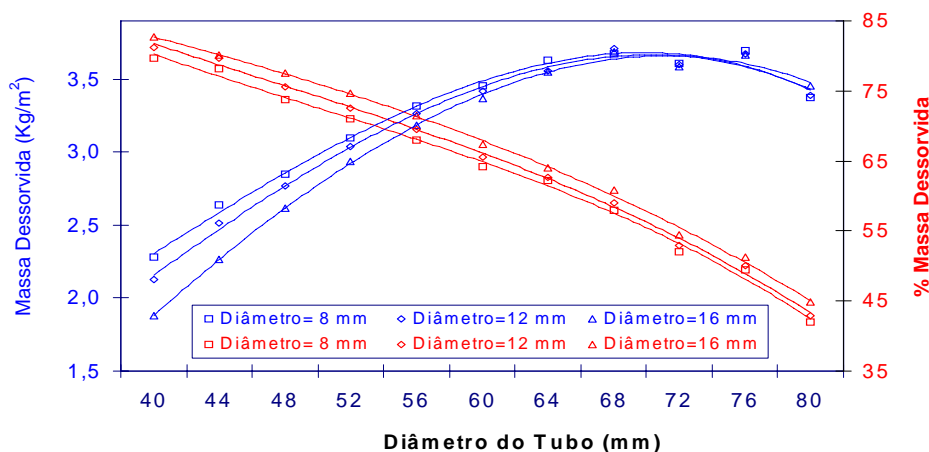


Figura 6. Tendências da massa dessorvida e da massa dessorvida por massa inicial, em função dos diâmetros do tubo e do canal de difusão

Para avaliação do modelo matemático para o reator caso de tubos aletados, efetuou-se uma comparação com resultados para um reator tubular sem aletas, encontrados por Buere (1999). Admitiu-se, então, aleta de dimensões bastante reduzidas. Evolução das temperaturas da parede do tubo e de dois pontos do leito poroso (Fig. 7) mostraram convergência dos resultados. Observa-se, na figura, que, a partir de aproximadamente 16.000 s, as temperaturas do leito poroso e do tubo começaram a se diferir pronunciadamente, indicando o início do processo de dessorção no reator.

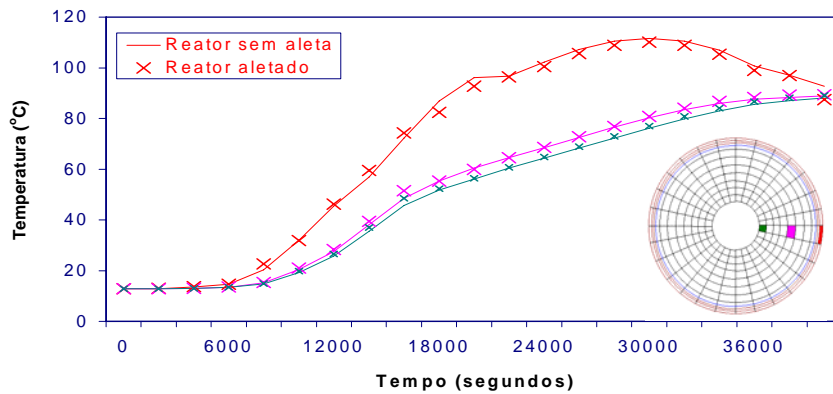


Figura 7. Comparação de temperaturas do tubo e do leito poroso ao longo do tempo, para reatores sem aleta e com aleta de 1 mm de espessura e 6 mm de comprimento.

Uma tendência da massa dessorvida total, ao longo do tempo, para reatores com aletas de comprimentos entre 12,5 e 100 mm e espessura de 1 mm, encontra-se na Figura 8, onde podem-se observar aumentos da massa dessorvida com o comprimento da aleta (percentualmente: 97% para aleta de 100 mm contra 61% para o caso sem-aletas). Se considerado o mesmo número de tubos, a área de coleta aumenta com o comprimento das aletas. Não se observou uma influência significativa da espessura das aletas sobre o comportamento térmico do reator, ao longo do processo de regeneração (aquecimento e dessorção).

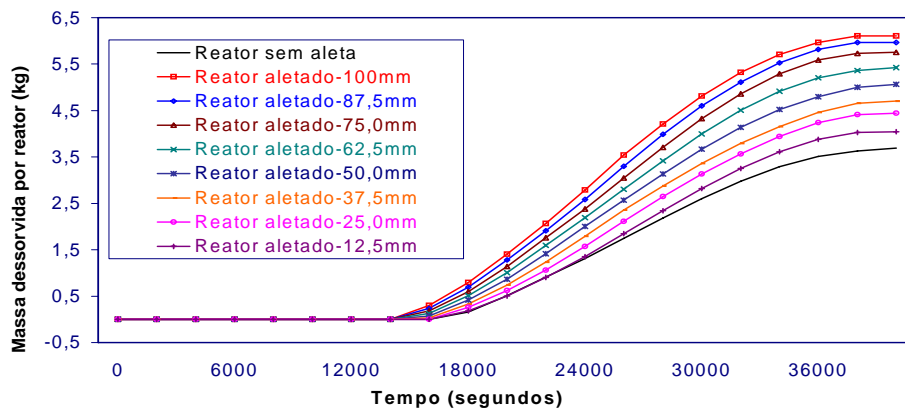


Figura 8. Massa dessorvida, ao longo do tempo, para reatores com aletas de espessura de 1 mm, comportando 15 tubos com a mesma massa inicial.

A massa dessorvida, por unidade de área de coleta, para tubos com aletas de 1,0 mm de espessura e comprimentos entre 12,5 e 100 mm, é apresentada na figura 9. Observa-se uma progressiva redução da quantidade de massa dessorvida com o aumento do comprimento das aletas, em virtude da redução do número de tubos por área de coleta.

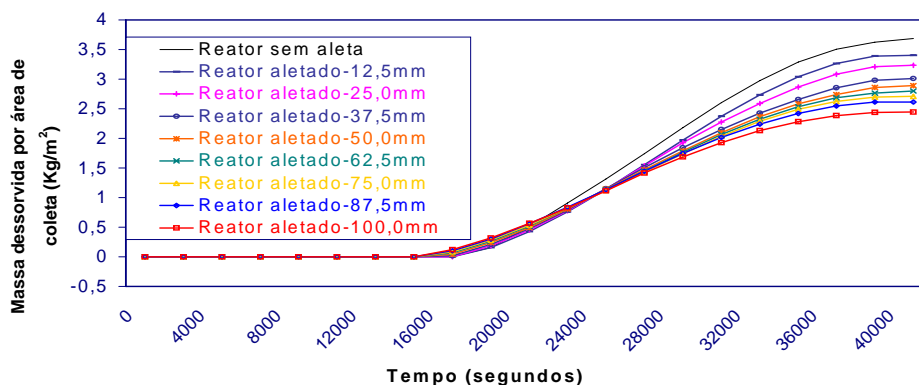


Figura 9 – Massa dessorvida, por área de coleta, ao longo do tempo, para reatores com aletas de 1 mm de espessura e com diferentes comprimentos.

Variação da concentração de metanol dentro do leito poroso, na fase de regeneração, pode ser observada na Fig. 10, para um reator tubular com aletas de 1,0 mm de espessura e comprimento de 75 mm. Entre 8.000 e 16.000 segundos ocorreu o processo de aquecimento isostérico do leito poroso, com a formação de gradientes de temperatura e de concentração (migração de metanol no sentido radial tubo-canal de difusão). Após 16.000 segundos, as curvas de concentração apresentaram um decaimento, indicando o início do processo de dessorção.

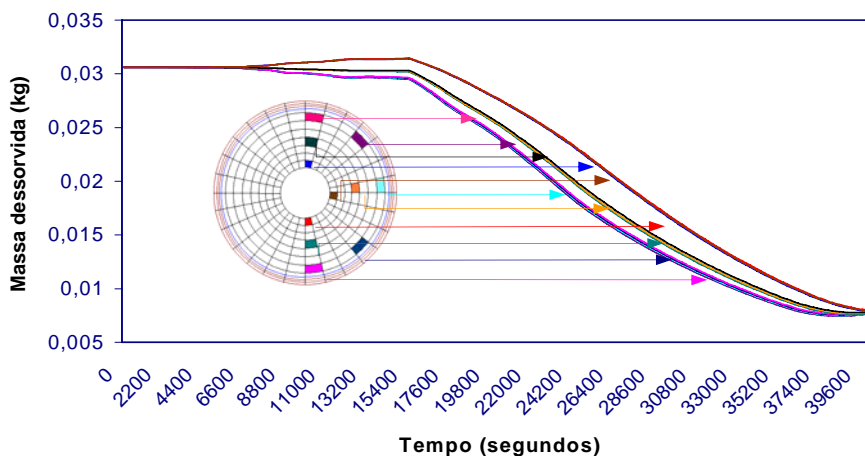


Figura 10 – Evolução da concentração em onze pontos do leito poroso, ao longo do tempo, para tubo com aleta de 1,0 mm de espessura e comprimento de 75 mm.

Na Figura 11, apresenta-se uma evolução das temperaturas, ao longo do tempo, em oito pontos do leito poroso e da parede do tubo com aletas de 1 mm de espessura e comprimento de 75 mm. A temperatura na parede do tubo alcançou 145 °C. No leito poroso, a temperatura variou de 116 a 118 °C. Observa-se um afastamento da temperatura da parede do tubo em relação à temperatura do leito poroso, decorrente da resistência térmica de contato entre o tubo e o leito poroso.

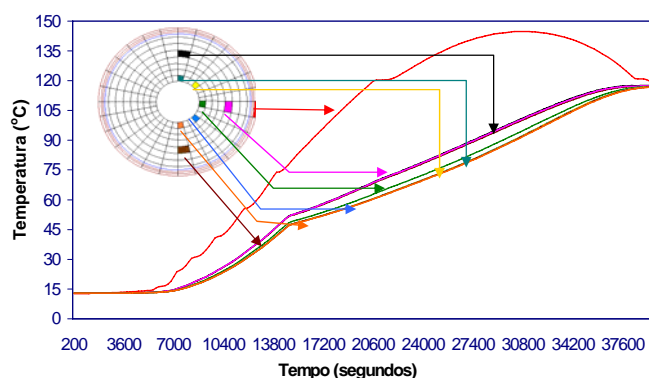


Figura 11. Evolução das temperaturas em oito pontos do leito poroso e do tubo com aleta de 1 mm de espessura e comprimento de 75 mm.

6. Conclusões

Neste trabalho concentrou-se no estudo do comportamento térmico, durante a fase de regeneração (diurna), de reatores tubulares de um sistema de refrigeração solar por adsorção de operação intermitente, cujos tubos continham carvão ativo, como leito poroso, e metanol, como fluido de trabalho, e foram providos, externamente, de aletas horizontais. Simulações matemáticas, a partir da descrição das transferências de calor e massa no leito poroso do reator, em coordenadas cilíndricas e em regime transiente, foram efetuadas, empregando o método das diferenças finitas com formulação em volumes de controle.

O primeiro passo na simulação foi definir valores adequados para o diâmetro do tubo e o diâmetro do canal de difusão (destinado ao escoamento do vapor de refrigerante). Em seguida, fez-se uma avaliação da influência do comprimento (valores entre 0 e 100 mm) de aletas retangulares, de 1mm de espessura, no desempenho do reator tubular, bem como da influência da concentração inicial de fluido refrigerante no reator em função das temperaturas de condensação e de evaporação, para determinados dados meteorológicos (radiação solar e temperatura ambiente). O desempenho dos reatores foi analisado em função da massa dessorvida, por área total de coleta solar (tubos e aletas). Procurou-se, sempre, manter

a temperatura máxima do leito poroso abaixo de 120 °C, visto que, a temperaturas mais altas, o carvão ativado pode vir a catalisar a dissociação do metanol (Hu, 1998).

Estudos adicionais fazem-se necessários para uma completa caracterização geométrica e operacional do sistema adsorptivo com reator tubular, contemplando, também, o comportamento térmico dos demais componentes (condensador, evaporador), em função, dentre outras, das condições meteorológicas da localidade (de implantação do sistema). Além disso, uma criteriosa análise de custos destes sistemas de refrigeração adsorptivos, particularmente no caso de reatores com tubos externamente aletados, faz-se igualmente necessária, de forma a se estabelecer uma avaliação comparativa com outros sistemas de refrigeração, em termos de aplicabilidade e viabilidade econômica.

7. Referências

- Buere, R.B., 1999, "Simulação Numérica de Reator Plano e Tubular de um Refrigerador Solar à Adsorção operando com Carvão ativo/Metanol", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte/MG.
- Critoph, R.E., 1988, "Performance Limitations of Adsorption Cycles for Solar Cooling", *Solar Energy*, Vol. 41, N^o. 1, pp. 21-31.
- Dubinín, M.M., Astakhov, V.A., 1987 "Molecular-Sieve Zeolithes II", American Chemical Society, Washington, 1971, apud Escobedo, J.F., 1987, "Refrigeração com uso de Energia Solar", Tese de Doutorado, Instituto de Física e Química de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- Duffie, J. A., Beckman, W.A., 1991, "Solar Engineering of Thermal Processes", Wiley Interscience Publication.
- Erbs, D.G., Klein, S.A., Duffie, J.A., "Estimation of the Diffuse Radiation Fraction for Hourly, Daily and Monthly Average Global Radiation", *Solar Energy*, 28-293, 1982, apud Duffie, J.A., Beckman, W.A., 1991, "Solar Engineering of Thermal Processes", Wiley Interscience Publication.
- Escobedo, J.F., 1987, "Refrigeração com uso de Energia Solar", Tese de Doutorado, Instituto de Física e Química de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- Espínola Jr., J., Medeiros, J.M., Gurgel, J.M., 1997, "Simulação de um Refrigerador Adsorptivo Regenerativo Utilizando Rejeitos Térmicos", COBEM-CIDIM/97, Baurú-SP.
- Grenier, P., Guilleminot, J.J., Pons, M., 1983, "Etude Comparative des Cycles Intermittents Soit le Couple Zeolithe - Eau Soit le Couple Charbon Actif - Methanol", I.I.F., Paris.
- Guilleminot, J.J., Meunier, F., Pakleza, J., 1987, "Heat and Mass Transfer in a Non-Isothermal Fixed Bed Solid Adsorbent Reactor: a Uniform Pressure – Non-Uniform Temperature Case", *Int. Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 30, N^o. 8, 1595-1606.
- Gurgel, J.M., 1994, "Caracterização de um Sistema de Condicionamento de Ar por Adsorção em Ciclo Aberto Regenerado por Energia Solar", ENCIT-94.
- Gurgel, J.M., Kluppel, R.P., 1992, "Simulação Numérica de um Sistema de Refrigeração por Adsorção", ENCIT-92.
- Hu, E. J., 1998, "A Study of Thermal Decomposition of Metanol in Solar Powered Adsorption Refrigeration Systems", *Solar Energy*. 62, pp. 325-329.
- Kajiyama, T., 1993, "Levantamento da Curva de Equilíbrio Termodinâmico do Par Carvão Ativado C-119 (Carbomafra) e Metanol", Tese de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas/SP.
- Klein, S.A., 1975, "Calculation of Flat-Plate Loss Coefficients", *Solar Energy*, 17-79, 1975, apud Duffie, J.A., Beckman, W.A., 1991, "Solar Engineering of Thermal Processes", Wiley Interscience Publication.
- Leite, A.P.F., 1997, "Sistema Frigorífico à Adsorção Utilizando Carvão Ativado-Metanol com Regeneração por Energia Solar", COBEM-CIDIM/97, Baurú-SP.
- Leite, A.P.F., 1998, "Thermodynamic Analysis and Modeling of an Adsorption-Cycle System for Refrigeration from Low-Grade Energy Sources", *J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences*, Vol. XX, N^o. 4, pp. 518-531.
- Oliveira, G.R., 1999, "Modelagem e Simulação de um Sistema de Refrigerador Solar por Adsorção para Produção de Gelo utilizando Energias Alternativas", Tese de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas/SP.
- Oliveira, R.G.; Silveira V. J., 1999, "Refrigeradores por Adsorção: Uma Alternativa de Refrigeração sem o Uso de Energia Elétrica", Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas/SP.
- Passos, E.F., 1986, "Etude des Couples Charbon Actif/Methanol et de leur Application a la Réfrigération Solaire", Tese de Doutorado No. 624, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Suisse.
- Passos, E.F., Meunier, F., Gianola, J.C., 1986, "Thermodynamic Performance Improvement of an Intermittent Solar-Powered Refrigeration Cycle Using Adsorption of Methanol on Activated Carbon", *Heat Recovery Systems*, Vol. 6, N^o. 3, pp. 259-264.
- Patankar, S.V., 1991, "Computation of Conduction and Duct Flow Heat Transfer", Innovative Research Inc..
- Pons, M., Grenier, P., 1985, "Solar Ice Maker Working with Activated Carbon - Methanol Adsorbent - Adsorbate Pair", *Intersol 85 Proceedings of the ISES Conference Montreal*.
- Pons, M., Guilleminot, J.J., 1986, "Design of an Experimental Solar-Powered, Solid-Adsorption Ice Maker", *ASME, JSEE*, 108, pp. 332-337.
- Silveira, V.J., 1990, "Montagem e Desempenho de um Refrigerador Solar por Adsorção Física com Produção de Gelo", Tese de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas/SP.

Souza, W. R. de, 2001, "Desempenho Térmico de Reator Tubular com Tubo Absorvedor Externamente Aletado de um Refrigerador Solar à Adsorção operando com Carvão Ativado e Metanol", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte/MG.

THERMAL PERFORMANCE OF AN INTERMITTENT SOLAR ADSORPTION REFRIGERATION SYSTEM WITH TUBULAR REACTOR

Márcio Fonte-Boa Cortez

Federal University of Minas Gerais/Department of Mechanical Engineering - Av. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha 31.270-901 - Belo Horizonte – MG

e-mail address: fonteboa@demec.ufmg.br

Walterlúcio Rodrigues de Souza

Federal University of Minas Gerais/Department of Mechanical Engineering - Av. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha 31.270-901 - Belo Horizonte – MG

Abstract.

This work presents a study of a system of an intermittent solar adsorption refrigeration system with tubular reactor. The solar energy is specially adequate for adsorption cooling, through the use of flat-plate solar collectors (relative mechanically simpler and with lower costs). The solar adsorption refrigerator – subject of this work – is made up of a reactor (constituted of absorber tubes - for solar radiation -, porous bed of active-charcoal, glass cover and thermal insulation) and heat exchangers (condenser and evaporator), having methanol as work fluid. This configuration is, usually, adopted, when the system goal is to make use of nocturnal cooling (like, for instance, an ice machine, which the ice is taken every morning). To enhance the sorption processes in the reactor, the absorber tubes external surface are provided of fins. A mathematical model for the sorption phenomena describes heat and mass transfer during the reactor regeneration process, allowing a thermal evaluation of the system under some geometric considerations and operational conditions (meteorological data, condensation and evaporation temperatures). The thermal analysis was effectuated by the finite control-volume method for numerical treatment of the mathematical model equations. Different geometric conceptions of finned tubular reactor are considered to evaluate the fin dimensions effect on the thermal performance, a adequate ratio of the absorber tubes diameters to the flow channel diameter, a correlation between the absorber tubes diameter and fin length, depending upon the maximum possible operation temperature (dissociation point of methanol).

Keywords. solar refrigeration, solar adsorption cooling, heat and mass transfer, porous media