

## MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DOS ROTORES DESSECANTES UTILIZADOS EM SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR POR ADSORÇÃO

Jesus Marlinaldo de Medeiros<sup>1</sup>

Francisco Marcondes<sup>2</sup>

José Maurício Alves de Matos Gurgel<sup>3</sup>

jesus@les.ufpb.br

marcondes@ufc.br

gurgel@les.ufpb.br

<sup>1</sup>CEFET/SE, Lagarto-SE

<sup>2</sup>UFC, Fortaleza-CE

<sup>3</sup>UFPB, João Pessoa-PB

**Resumo.** *O presente trabalho trata da modelagem matemática, simulação numérica e análise dos fenômenos de transferência de calor e massa em rotores dessecantes e rotores entálpicos empregados respectivamente na desumidificação do ar úmido e na recuperação de energia. O problema consiste de um rotor cilíndrico rotativo, tipo Honeycomb, impregnado de material dessecante, através do qual passam dois fluxos de ar contrários: um de processo (adsorção) e outro de regeneração (dessorção). Foi testado e validado um modelo matemático unidimensional, transiente, envolvendo as transferências de calor e massa na corrente fluida e na matriz porosa adsorviva, sendo composto de equações de conservação de massa e de energia, uma isoterma de adsorção e relações psicrométricas. Este sistema de equações foi discretizado via método dos volumes finitos, formulação totalmente implícita, com arranjo desconstruído. O procedimento numérico para solução utilizou a técnica iterativa de Gauss-Seidel com sub-relaxação, exceto na equação da energia no dessecante onde empregou-se o algoritmo de Thomas (TDMA). Os resultados obtidos são apresentados em forma de perfis de temperatura e umidade absoluta nas seções de adsorção e dessorção. Nos rotores entálpicos, observou-se que o modelo de equilíbrio instantâneo apresentou um bom ajuste sem grande custo computacional. Entretanto nos rotores dessecantes, registrou-se uma certa discrepância que pode estar associada à resistência de difusão de massa na matriz dessecante que foi desprezada nesse modelo.*

**Palavras-chave:** *Condicionamento de Ar, Rotores Dessecantes, Adsorção, Desumidificação, Recuperação entálpica, Método dos Volumes Finitos.*

### 1. INTRODUÇÃO

Durante as últimas décadas, novas tecnologias de resfriamento utilizadas no condicionamento de ar de ambientes têm sido estudadas para substituição dos sistemas convencionais (compressão a vapor), pois seu uso intenso pode levar a um colapso tanto energético quanto ambiental.

Uma das alternativas promissoras é a tecnologia dessecante em conjunto com resfriamento evaporativo para proporcionar redução no consumo de energia, bons níveis de qualidade do ar interno, conforto térmico e não agressão ambiental.

O resfriamento evaporativo tem como atrativos: baixo consumo de energia, facilidades de

manutenção, instalação e operação, integração a sistemas já instalados, renovação total do ar, eleva a qualidade do ar de recinto e não usa fluido poluente. Apesar da sua simplicidade e do baixo custo de aquisição e operação, a redução de temperatura obtida depende muito mais da umidade relativa do que da temperatura de entrada. Por esta razão, para clima quente e seco é útil, mas para clima úmido é ineficiente.

O resfriamento dessecante consiste na desumidificação do fluxo de ar de entrada forçando-o a passar através de um material dessecante, onde o vapor de água será retido e o fluxo de ar saíra quase seco.

Os sistemas dessecantes são capazes de secar profundamente o ar para níveis muito baixos de umidade melhorando a qualidade do ar e controlando a umidade do ambiente a ser climatizado. Esta tecnologia vem sendo estudada e implementada nos Estados Unidos, China, Índia, Japão, Austrália e Canadá. No Brasil, vem sendo estudada com trabalhos envolvendo refrigeração por adsorção e condicionamento de ar dessecante, Gurgel (1994).

A literatura pertinente aos rotores dessecantes pode ser bem avaliada em (Zheng e Worek, 1993; San e Hsian, 1993; Stiesch et al., 1995; Simonson, 1998; Zhang e Niu, 2002; Zhang et al., 2003).

No presente trabalho, o objetivo é analisar o transporte de calor e massa nos dois tipos de rotores testados. O problema foi formulado, utilizando um modelo matemático unidimensional, transiente, a partir de equações de conservação de energia e massa sobre a corrente fluida e a matriz porosa adsorptiva. As equações governantes foram discretizadas usando o método dos volumes finitos com arranjo desencontrado. Foram empregados os esquemas de interpolação (CDS) na matriz porosa e (UPWIND) na corrente fluida para avaliar as propriedades e seus gradientes nas faces dos volumes de controle. Os resultados obtidos de temperatura e umidade absoluta sobre a superfície do dessecante se ajustaram bem para o rotor entálpico, mas no rotor dessecante apresentou certa discrepância aos resultados obtidos por Zhang e Niu op. cit. O que leva a crer, que o modelo matemático precisa ser aprimorado para satisfazer ambas as configurações testadas.

## 2. MODELAGEM MATEMÁTICA

Este trabalho investiga os fenômenos que ocorrem nos regeneradores de calor e massa em regime transiente empregando o modelo de equilíbrio instantâneo. Uma configuração típica de um rotor dessecante e um dos canais são mostrados na Fig. (1). O rotor cilíndrico é constituído de uma matriz porosa composta por substrato e material dessecante formando uma rede de minúsculos canais por onde passa o fluxo de ar úmido nas seções de adsorção e dessorção. Os canais no rotor apresentam formato sinusoidal. As hipóteses adotadas foram: modelo unidimensional no ar úmido e na matriz dessecante; convecção forçada dominante; escoamento laminar e totalmente desenvolvido; fluido incompressível; regime transiente; ausência de gradientes na direção radial; condução de calor no substrato; canais paralelos, idênticos, rígidos, impermeáveis e adiabáticos; as propriedades da matriz dessecante são constantes e as propriedades do ar nas entradas das seções de adsorção e dessorção são uniformes; não há mistura entre adsorção/dessorção; equilíbrio instantâneo e não foram considerados os efeitos de histerese de adsorção, radiação térmica, reação química, vazamentos, condução de calor axial e difusão de massa no fluido.

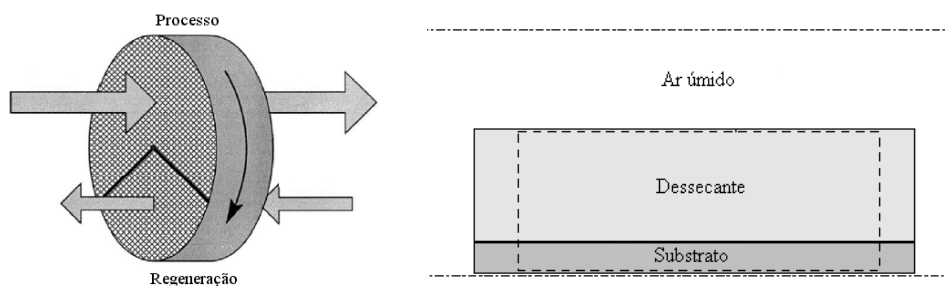


Figura 1 - Representação esquemática do rotor e de um canal na matriz dessecante.

A formulação do problema de transferência de calor e massa em rotores adsorptivos baseado nas hipóteses relatadas acima são as seguintes, Simonson op. cit.:

Equação da conservação da energia para o ar úmido

$$(\rho c_p A)_g \frac{\partial T_g}{\partial t} + U(\rho c_p A)_g \frac{\partial T_g}{\partial x} - \dot{m}' h_{ad} \eta + h \frac{A'_s}{L} (T_g - T_m) = 0 \quad (1)$$

Equação da conservação da energia para matriz dessecante

$$(\rho c_p A)_m \frac{\partial T_m}{\partial t} - \dot{m}' h_{ad} (1 - \eta) - \dot{m}' c_{p_w} (T_g - T_m) - h \frac{A'_s}{L} (T_g - T_m) = \frac{\partial}{\partial x} \left( k_{al} A_{al} \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) \quad (2)$$

Equação da conservação da massa para o vapor d'água

$$A_g \frac{\partial \rho_v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_v U A_g) + \dot{m}' = 0 \quad (3)$$

Equação da conservação da massa para o ar seco

$$\frac{\partial \rho_a}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_a U) = 0 \quad (4)$$

Equação da conservação da massa para matriz dessecante

$$\dot{m}' = \rho_{d,sec} A_d \frac{\partial u}{\partial t} \quad (5)$$

Durante a adsorção e a dessorção, a taxa de massa adsorvida por unidade de comprimento ( $\dot{m}'$ ) pode ser calculada de forma mais simples,

$$\dot{m}' = h_m \frac{A'_s}{L} (\rho_v - \rho_{v,m}) \quad (6)$$

Através da isoterma de adsorção de Langmuir pode-se determinar a fração mássica de vapor d'água presente no dessecante e a densidade na superfície da matriz porosa

$$u = \frac{f W_m}{1 - C + C/\varphi}; \quad \rho_{v,m} = \frac{P_{v,sat}(T_m)}{R_v T_m} \frac{C}{\left( \frac{f W_m}{u} - 1 + C \right)}; \quad 0 \leq u \leq W_m \text{ e } \rho_{v,m} = \frac{P_{v,sat}(T_m)}{R_v T_m}; \quad u \geq W \quad (7)$$

onde  $T_g$ , e  $T_m$  são as temperaturas do ar úmido e da matriz;  $\rho_v$ ,  $\rho_{v,m}$  e  $\rho_a$  são as densidades do vapor d'água, vapor d'água na superfície da matriz e do ar seco;  $U$  é a velocidade da corrente fluida e  $u$  é a fração mássica de vapor d'água contida no dessecante;  $t$  é o tempo,  $x$  é a coordenada axial,  $L$  é comprimento da roda,  $h$  é o coeficiente de transferência de calor,  $h_m$  é o coeficiente de transferência de massa,  $h_{ad}$  é o calor de adsorção;  $\eta$  é a fração de energia de mudança de fase na corrente de ar úmido,  $\rho$  é a densidade,  $c_p$  é o calor específico,  $A$  é área da seção transversal,  $A'_s$  é a área superficial de um canal,  $W_m$  é fração máxima adsorvida,  $C$  é a constante que determina a forma da isoterma de adsorção,  $f$  é fração de dessecante na roda e  $\varphi$  é a umidade relativa do ar úmido. Nas equações, os subscritos "a", "al", "d", "g", "m", "v" e "w" são respectivamente ar seco, alumínio, dessecante, gás (ar úmido), matriz (substrato +dessecante), vapor e água na fase líquida.

Adição de algumas relações termodinâmicas, psicrométricas e geométricas:

$$\begin{aligned}
 P_g &= P_a + P_v; & P_a &= \rho_a R_a T_a; & P_v &= \rho_v R_v T_v; & \rho_g &= \rho_a + \rho_v; & \rho_d &= \rho_{d,seco}(u+1); \\
 \rho_m &= \sigma_d \rho_d + \sigma_{al} \rho_{al}; & h_{fg} &= 2500800 - 2307(T - 273,15); & h^* &= 1 + 0,2843 \exp(-10,28u); \\
 h_{ad} &= h^* h_{fg}; & P_{v,sat} &= \exp\left(\frac{C_8}{T} + c_9 + c_{10}T + c_{11}T^2 + c_{12}T^3 + c_{13} \ln(T)\right); & & & & & & 273 < T < 473
 \end{aligned} \tag{8}$$

onde P é a pressão, R é a constante específica do gás,  $\sigma$  é a fração de área;  $C_8=-5800,2206$ ,  $C_9=1,3914993$ ,  $C_{10}=-4,8640239E-2$ ,  $C_{11}=4,1764768E-5$ ,  $C_{12}=-1,4452093E-8$  e  $C_{13}=6,5459673$ .

$$\begin{aligned}
 c_{p_g} &= \frac{\rho_a c_{p_a} + \rho_v c_{p_v}}{\rho_g}; & c_{p_d} &= \frac{\rho_{d,seco}(u c_{p_w} + c_{p_{d,seco}})}{\rho_d}; & c_{p_m} &= \frac{\sigma_d \rho_d c_{p_d} + \sigma_{al} \rho_{al} c_{p_{al}}}{\rho_m} \\
 \sigma_d + \sigma_{al} &= 1; & \sigma_d &= \frac{A_d}{A_m}; & \sigma_{al} &= \frac{A_{al}}{A_m}; & A_d &= t_d p; & A_{al} &= t_{al} p; & A_m &= A_{al} + A_d; & A_g &= 2ab \\
 p &\approx 2b + 2\sqrt{b^2 + (a\pi)^2} \left( 3 + \frac{\left(\frac{2b}{a\pi}\right)^2}{4 + \left(\frac{2b}{a\pi}\right)^2} \right)
 \end{aligned} \tag{9}$$

onde  $t_d$  e  $t_{al}$  são as espessuras do dessecante e do substrato de alumínio; a e b são as dimensões características de altura e comprimento do canal e p o perímetro.

As condições de contorno para o fluxo de ar de processo  $[n(t_p + t_e) \leq t \leq (n+1)(t_p + t_e)]$ :

$$T_g(t,0) = T_{g_{p,in}}(t) \quad ; \quad \rho_v(t,0) = \rho_{v_{p,in}}(t) \quad ; \quad U(t,0) = U_{g_{p,in}}(t) \tag{10}$$

Para o fluxo de ar de exaustão ou regeneração  $[n(t_p + t_e) + t_p \leq t \leq (n+1)(t_p + t_e)]$ :

$$T_g(t,L) = T_{g_{e,in}}(t) \quad ; \quad \rho_v(t,L) = \rho_{v_{e,in}}(t) \quad ; \quad U(t,L) = U_{g_{e,in}}(t) \tag{11}$$

As condições de contorno requeridas na matriz dessecante são:

$$\left. \frac{\partial T_m}{\partial x} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial T_m}{\partial x} \right|_{x=L} = 0 \quad ; \quad \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=L} = 0 \tag{12}$$

onde  $t_p$  é o tempo de processo,  $t_e$  é o tempo de exaustão ou regeneração, n é o numero de ciclos; e os subscritos in e out significam respectivamente entrada e saída da roda.

### 3. TRATAMENTO NUMÉRICO

As equações governantes (1-5), sujeitas às condições de contorno através das Eqs. (10-12), foram resolvidas numericamente usando o Método dos Volumes Finitos, com arranjo desencontrado, Maliska (1995). A velocidade foi resolvida nas faces dos volumes e as outras variáveis e propriedades necessárias foram resolvidas nos centros dos volumes da malha computacional adotada. Foram empregados os esquemas de interpolação (CDS) na matriz porosa e (UPWIND) na corrente fluida para avaliar as propriedades e seus gradientes nas faces dos volumes de controle. As equações algébricas foram resolvidas usando a técnica iterativa de Gauss-Seidel com sub-relaxação, exceto na solução da equação evolutiva para energia na matriz dessecante onde foi utilizado o algoritmo de Thomas (TDMA).

O procedimento adotado para solução do sistema obedeceu aos seguintes passos:

1. Estimativa de parâmetros e propriedades.

2. Resolução de equações evolutivas em sequência ( $T_m, \rho_v, U, u$  e  $T_g$ )
3. Atualização de propriedades
4. Atualização da taxa da massa adsorvida
5. Teste da convergência em cada iteração: se não satisfeita retorna ao passo 2.
6. Teste da solução em regime: se não satisfeita avança o passo de tempo e retorna ao passo 2

Para cada iteração foi adotado o seguinte critério de convergência global, onde  $\chi$  é uma variável ou propriedade média definida na saída das duas seções da roda dessecante,

$$\frac{\sum_{i=1}^n (\chi_i^{j+1} - \chi_i^j)}{(n|\chi_{\max} - \chi_{\min})} \leq 1 \times 10^{-4}; \quad \chi_{p,out} = \int_0^{\theta_p} \dot{m} \chi_{(x=L)} d\theta / \int_0^{\theta_p} \dot{m} d\theta \quad e \quad \chi_{e,out} = \int_{\theta_p}^{\theta_p+\theta_e} \dot{m} \chi_{(x=0)} d\theta / \int_{\theta_p}^{\theta_p+\theta_e} \dot{m} d\theta \quad (13)$$

Para cada passo de tempo foram adotados os seguintes critérios de convergência

$$\left| \frac{\dot{m}_p (W_{p,in} - W_{p,out}) - \dot{m}_e (W_{e,out} - W_{e,in})}{\dot{m}_{\min} (W_{p,in} - W_{e,in})} \right| e \left| \frac{\dot{m}_p (H_{p,in} - H_{p,out}) - \dot{m}_e (H_{e,out} - H_{e,in})}{\dot{m}_{\min} (H_{p,in} - H_{e,in})} \right| \leq 5 \times 10^{-3} \quad (14)$$

$$W = \frac{\rho_v}{\rho_a} \quad e \quad H = C_{p_a} (T - 273,15) + W (h_{fg} + C_{p_w} (T - 273,15))$$

onde W e H são respectivamente a umidade absoluta e entalpia total.

As eficiências sensíveis, latentes e totais em trocadores de calor e massa para condições em regime permanente são:

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{m}_p (T_{p,in} - T_{p,out}) + \dot{m}_e (T_{e,out} - T_{e,in})}{2\dot{m}_{\min} (T_{p,in} - T_{e,in})}; \quad \varepsilon_l = \frac{\dot{m}_p (W_{p,in} - W_{p,out}) + \dot{m}_e (W_{e,out} - W_{e,in})}{2\dot{m}_{\min} (W_{p,in} - W_{e,in})}; \quad \varepsilon_t = \frac{\dot{m}_p (H_{p,in} - H_{p,out}) + \dot{m}_e (H_{e,out} - H_{e,in})}{2\dot{m}_{\min} (H_{p,in} - H_{e,in})} \quad (15)$$

## 4. ROTORES ENTÁLPICOS

Neste tipo de rotor, a velocidade de rotação é relativamente alta sendo a matriz axialmente atravessada simultaneamente por dois escoamentos de ar de sentidos opostos e o meio poroso dessecante ciclicamente submetido aos processos de adsorção e de dessorção. A relação entre as áreas de adsorção e dessorção é normalmente balanceada (1:1), ou seja, áreas iguais.

### 4.1. Validação do Código Computacional

Os parâmetros do rotor e as propriedades da matriz dessecante são detalhados aqui:  $\eta=0$ ,  $h^*=1$ ,  $C=20$ ,  $f=1$ ,  $W_{\max}=0,2$  kg<sub>vapor</sub>/kg<sub>dessecante</sub>,  $\rho_d=350$  Kg/m<sup>3</sup>,  $C_{p_d}=600$  J/kg K,  $m_d=11$  kg,  $C_{p_{al}}=903$  J/(kg K),  $\rho_{al}=2702$  kg/m<sup>3</sup>,  $k_{al}=237$  W/(m K),  $\sigma_d=0,66$ . O material dessecante é a peneira molecular. As dimensões geométricas:  $L=0,1$  m,  $D=0,9$  m,  $t_d=0,044$  mm,  $t_{al}=0,022$  mm,  $D_h=1,47$  mm,  $2b=3,62$  mm e  $2a=1,81$  mm. Os coeficientes h e  $h_m$  foram calculados a partir de Nu em tais canais. Os parâmetros adimensionais utilizados  $Re_d=149$ ,  $Nu=2,48$  e  $Le=1$ . A velocidade de rotação foi de 20 rpm, o que resulta num ciclo completo a cada 3 s e cada ciclo de adsorção e dessorção a cada 1,5 s. As condições de entrada são mostradas na Fig. (2) e a condição inicial na matriz dessecante foi: temperatura de 29,5 C e umidade absoluta de 19,1 g/kg.

Na Figura (2) pode-se observar claramente, a diminuição da temperatura e umidade na saída da seção de adsorção e o ganho de umidade e temperatura na seção de dessorção.

Na Tabela (1) mostram-se que as eficiências obtidas foram as mesmas obtidas por Simonson op. cit., o que valida o código utilizado.

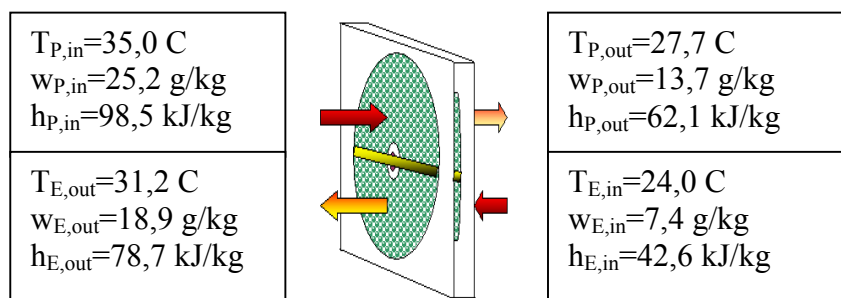


Figura 2 –Rotor entálpico sob condições:

$T_{P,in}=35,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{P,in}=25,2\text{ g/kg}$ ,  $T_{E,in}=24,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{E,in}=7,4\text{ g/kg}$  e  $\dot{m}_P = \dot{m}_E = 0,5\text{ kg/s}$ .

Tabela 1 - Eficiências sensível, latente e total de um rotor entálpico sob condições:

$T_{P,in}=35,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{P,in}=25,2\text{ g/kg}$ ,  $T_{E,in}=24,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{E,in}=7,4\text{ g/kg}$  e  $\dot{m}_P = \dot{m}_E = 0,5\text{ kg/s}$ .

Rotação	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Velocidade (m/s)	Eficiências			
			Sensível	Latente	Total	
20 rpm						
Processo	1635	1,68	66 %	65 %	65 %	Presente trabalho
Exaustão	1533	1,58	66 %	65 %	65 %	Simonson op. cit.

## 4.2 Validação Numérica

O rotor entálpico simulado por Zhang e Niu op. cit. foi testado utilizando os parâmetros:  $\eta=0$ ,  $h^*=1$ ,  $C=1$ ,  $f=0,75$ ,  $W_{max}=0,25\text{ kg}_{\text{vapor}} / \text{kg}_{\text{dessecante}}$ ,  $\rho_d=1129\text{ kg/m}^3$ ,  $C_{p,d}=615\text{ J/kg K}$ ,  $m_d=15\text{ kg}$ ,  $C_{p,al}=903\text{ J/(kg K)}$ ,  $\rho_{al}=2702\text{ kg/m}^3$ ,  $k_{al}=237\text{ W/(m K)}$ ,  $\sigma_d=0,77$ . O material dessecante é a sílica gel. As dimensões geométricas:  $L=0,1\text{ m}$ ,  $D=0,7\text{ m}$ ,  $t_d=0,1\text{ mm}$ ,  $t_{al}=0,03\text{ mm}$ ,  $D_h=1,47\text{ mm}$ ,  $2b=4,35\text{ mm}$  e  $2a=1,74\text{ mm}$ . A velocidade de rotação empregada foi de 10 rpm. As condições de entrada são mostradas na Fig. (3) e mesma condição inicial na matriz dessecante da subseção anterior.

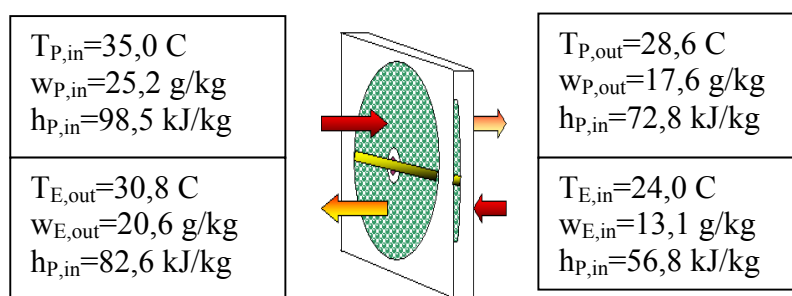


Figura 3 –Rotor entálpico sob condições:

$T_{P,in}=35,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{P,in}=25,2\text{ g/kg}$ ,  $T_{E,in}=24,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{E,in}=13,1\text{ g/kg}$  e  $\dot{m}_P = \dot{m}_E = 0,4\text{ kg/s}$ .

Tabela 2 - Eficiências sensível, latente e total de um rotor entálpico sob condições:

$T_{P,in}=35,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{P,in}=25,2\text{ g/kg}$ ,  $T_{E,in}=24,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{E,in}=13,1\text{ g/kg}$  e  $\dot{m}_P = \dot{m}_E = 0,4\text{ kg/s}$ .

Rotação	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Velocidade (m/s)	Eficiências		
			Sensível	Latente	Total
10 rpm					
Processo	1308	2,56	60 %	62 %	62 %
Exaustão	1238	2,42			

Na Figura (3) pode-se observar comportamento similar ao obtido na subseção anterior.

Na Tabela (2), as eficiências do rotor entálpico são similares as obtidas na subseção anterior.

Na Figura (4) são mostrados os perfis de temperatura e umidade absoluta sobre a superfície do dessecante de um canal representativo do rotor entálpico em ciclos alternados de adsorção e dessorção. Durante o período de resfriamento de 0-3 s e 6-9 s, o rotor estará sujeito a um fluxo de ar de entrada de 24 °C ocorrendo a dessorção e durante o período de aquecimento de 3-6 s e 9-12 s sujeito a 35 °C ocorrerá a adsorção. Pode ser observado que nos períodos de resfriamento ocorre uma diminuição da temperatura no rotor e conseqüentemente também a diminuição da umidade absoluta no dessecante. Para o período de aquecimento, há um aumento da temperatura e da umidade no rotor. As curvas plotadas de temperatura e de umidade nos volumes de controle vol. 1 (próximo a extremidade esquerda), vol. n/2 (centro) e vol. n (próximo a extremidade direita); linha cheia (presente trabalho) e linha tracejada (Zhang e Niu, 2002).

Em relação à comparação entre o presente modelo unidimensional desprezando a resistência à difusão de massa dentro dos grãos e o modelo de Zhang e Niu op. Cit., que utilizou um modelo bidimensional com inclusão dessa resistência observou-se um bom ajuste.

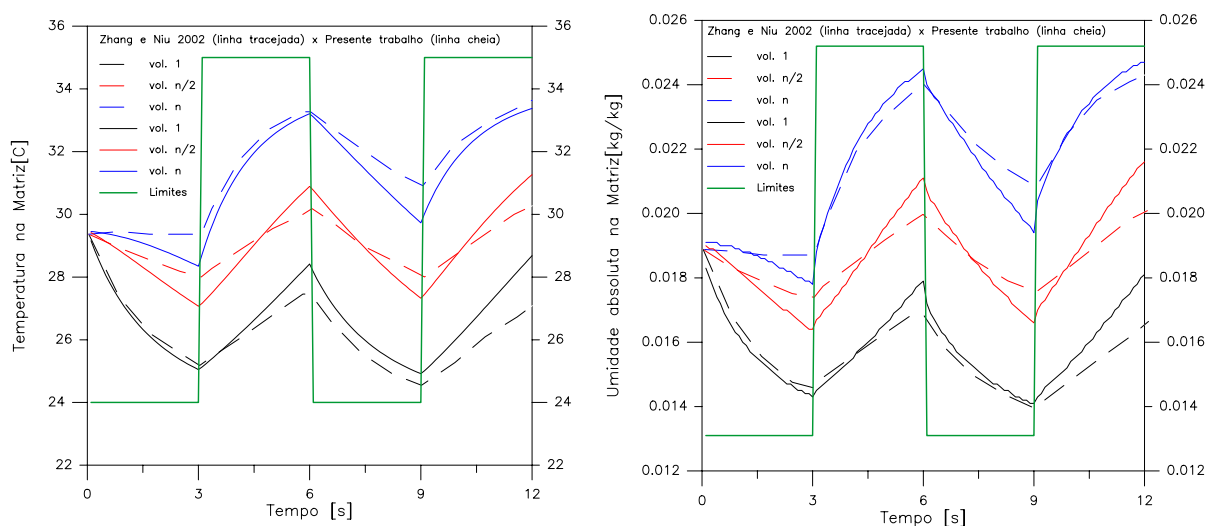


Figura 4 – Perfil de Temperatura e Concentração mássica na Matriz Dessecante:  
 $T_{P,in}=35,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{P,in}=25,2\text{ g/kg}$ ,  $T_{E,in}=24,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{E,in}=13,1\text{ g/kg}$  e  $\dot{m}_P = \dot{m}_E = 0,4\text{ kg/s}$ .

## 5. ROTORES DESSECANTES

Neste tipo de rotor, a velocidade de rotação é relativamente baixa para permitir a desumidificação do ar úmido e a relação entre as áreas de dessorção e adsorção pode ser balanceada (1:1) ou desbalanceada (1:3).

### 5.1. Validação do Código Computacional

Os parâmetros do rotor e as propriedades da matriz dessecante são detalhados aqui:  $\eta=0$ ,  $h^*=1$ ,  $C=20$ ,  $f=1$ ,  $W_{\max}=0,2\text{ kg}_{\text{vapor}} / \text{kg}_{\text{dessecante}}$ ,  $\rho_d=350\text{ Kg/m}^3$ ,  $C_{p,d}=600\text{ J/kg K}$ ,  $m_d=15\text{ kg}$ ,  $C_{p,al}=903\text{ J/(kg K)}$ ,  $\rho_{al}=2702\text{ kg/m}^3$ ,  $k_{al}=237\text{ W/(m K)}$ ,  $\sigma_d=0,77$ . O material dessecante é a peneira molecular. As dimensões geométricas:  $L=0,1\text{ m}$ ,  $D=0,9\text{ m}$ ,  $t_d=0,1\text{ mm}$ ,  $t_{al}=0,03\text{ mm}$ ,  $D_h=1,47\text{ mm}$ ,  $2b=3,62\text{ mm}$  e  $2a=1,81\text{ mm}$ . A velocidade de rotação empregada foi de 0,5 rpm, o que resulta em um ciclo completo a cada 120 s e cada ciclo de adsorção e dessorção a cada 60 s. As condições de entrada são mostradas na Fig. (5) e a condição inicial no dessecante: temperatura de 60,0 C e umidade absoluta de 6,0 g/kg. Rotor balanceado (1:1).

Na Figura (5) pode-se observar claramente, o aumento da temperatura e diminuição da umidade na saída da seção de adsorção e o ganho de umidade e diminuição da temperatura na seção de dessorção.

Na Tabela (3) observam-se eficiências menores que as obtidas nos rotores entálpicos devido à natureza do efeito desejado, ou seja, a desumidificação do ar na seção de processo.

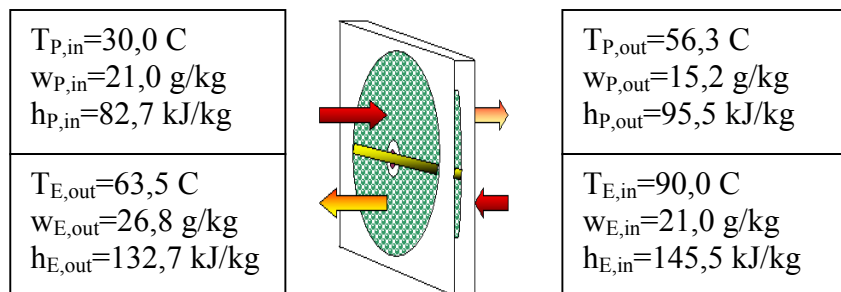


Figura 5 –Rotor dessecante sob condições:

$T_{P,in}=30,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{P,in}=21,0\text{ g/kg}$ ,  $T_{E,in}=90,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{E,in}=21,0\text{ g/kg}$  e  $\dot{m}_p = \dot{m}_E = 0,5\text{ kg/s}$ .

Tabela 3 - Eficiências sensível, latente e total de um rotor dessecante sob condições:

$T_{P,in}=35,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{P,in}=25,2\text{ g/kg}$ ,  $T_{E,in}=24,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{E,in}=7,4\text{ g/kg}$  e  $\dot{m}_p = \dot{m}_E = 0,5\text{ kg/s}$ .

Rotação	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Velocidade (m/s)	Eficiências		
			Sensível	Latente	Total
0,5 rpm					
Processo	1599	1,89	44 %	14 %	20 %
Exaustão	1915	2,26			

## 5.2 Validação Numérica

O rotor dessecante simulado por Zhang e Niu op. cit. foi testado utilizando os parâmetros:  $\eta=0$ ,  $h^*=1$ ,  $C=1$ ,  $f=0,75$ ,  $W_{max}=0,25\text{ kg}_{vapor} / \text{kg}_{dessecante}$ ,  $\rho_d=1129\text{ Kg/m}^3$ ,  $C_{p,d}=615\text{ J/kg K}$ ,  $m_d=15\text{ kg}$ ,  $C_{p,al}=903\text{ J/(kg K)}$ ,  $\rho_{al}=2702\text{ kg/m}^3$ ,  $k_{al}=237\text{ W/(m K)}$ ,  $\sigma_d=0,77$ . O material dessecante é a sílica gel. As dimensões geométricas:  $L=0,1\text{ m}$ ,  $D=0,7\text{ m}$ ,  $t_d=0,1\text{ mm}$ ,  $t_s=0,03\text{ mm}$ ,  $D_h=1,47\text{ mm}$ ,  $2b=4,35\text{ mm}$  e  $2a=1,74\text{ mm}$ . A velocidade de rotação empregada foi de 0,5 rpm. As condições de entrada e saída são mostradas na Fig. (6) apresentando comportamento similar ao obtido na subseção anterior.

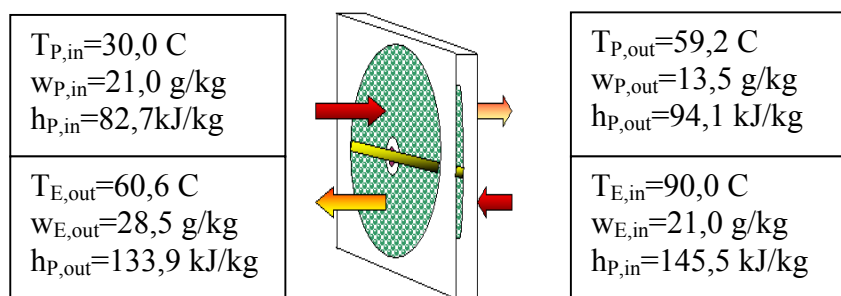


Figura 6 –Rotor dessecante sob condições:

$T_{P,in}=30,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{P,in}=21,0\text{ g/kg}$ ,  $T_{E,in}=90,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{E,in}=21,0\text{ g/kg}$  e  $\dot{m}_p = \dot{m}_E = 0,4\text{ kg/s}$ .

Na Tabela (4) observa-se comportamento similar ao obtido na subseção anterior.



Tabela 4 - Eficiências sensível, latente e total de um rotor dessecante sob condições:  
 $T_{P,in}=30,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{P,in}=21,0\text{ g/kg}$ ,  $T_{E,in}=90,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{E,in}=21,0\text{ g/kg}$  e  $\dot{m}_P = \dot{m}_E = 0,4\text{ kg/s}$ .

Rotação	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Velocidade (m/s)	Eficiências		
			Sensível	Latente	Total
0,5 rpm					
Processo	752	2,50	49 %	18 %	18 %
Exaustão	901	2,99			

Na Figura (7) observa-se que durante o período de desumidificação do ar de 0-60 s e 120-180 s, o rotor estará sujeito a um fluxo de ar de entrada de 30 °C ocorrendo a adsorção e durante o período de regeneração de 60-120 s e 180-240 s sujeito a 90 °C ocorrerá a dessorção. Pode ser observado que nos períodos de desumidificação ocorre inicialmente uma rápida diminuição da temperatura no rotor e o vapor de água vai sendo adsorvido no dessecante, gerando calor de sorção, retardando a frente térmica de propagação. Para o período de regeneração, há um aumento da temperatura e diminuição da umidade absoluta no rotor. Em relação à comparação entre o presente modelo e o modelo de Zhang e Niu op. Cit. observou-se uma certa discrepância que deverá ser analisada.

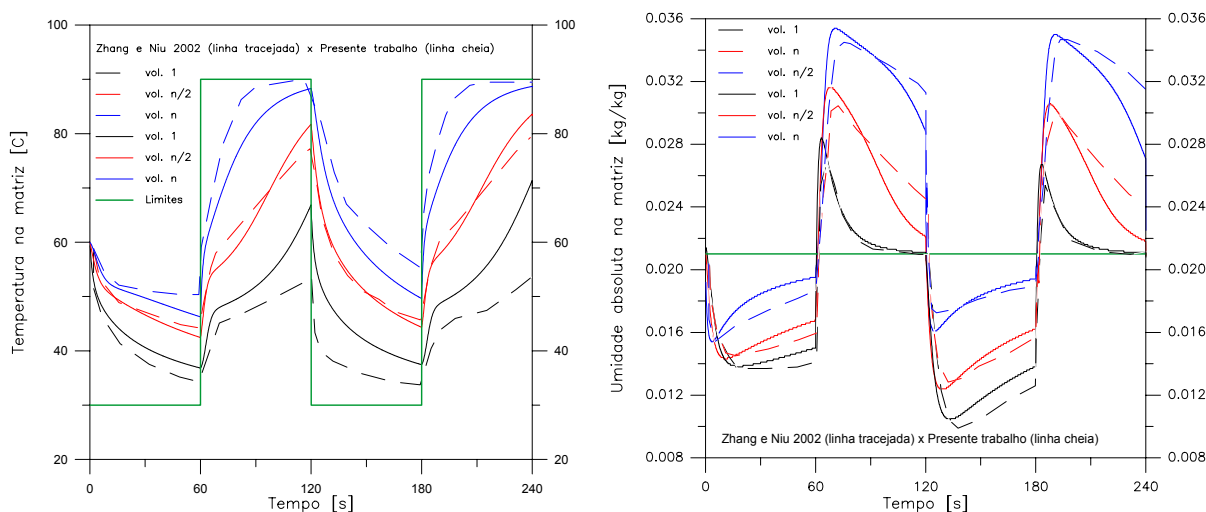


Figura 7 – Perfis de Temperatura e Concentração mássica na Matriz Dessecante:  
 $T_{P,in}=30,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{P,in}=21,0\text{ g/kg}$ ,  $T_{E,in}=90,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $w_{E,in}=21,0\text{ g/kg}$  e  $\dot{m}_P = \dot{m}_E = 0,4\text{ kg/s}$ .

## 6. CONCLUSÃO

O presente trabalho investigou o problema da transferência de calor e massa em rotores adsorptivos utilizando o modelo desenvolvido por Simonson (1998), empregando o método dos volumes finitos. Nos rotores entálpicos, observou-se que o modelo de equilíbrio instantâneo apresenta um bom ajuste sem grande custo computacional. Entretanto nos rotores dessecantes, registrou-se uma certa discrepância para o caso do rotor dessecante em relação aos obtidos por Zhang e Niu (2002). Na continuação desta pesquisa, será adicionada a resistência à difusão de massa no interior dos grãos adsorptivos para analisar sua influência e aprimorar o modelo.

## 7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao CNPq pelo suporte financeiro (Proc. N° 504792/2004-0 e Proc. N° 502113/2003-0).

## 8. REFERÊNCIAS

Gurgel, J. M., 1994, “Caracterização de um Sistema de Condicionamento de Ar por adsorção Sólida em Ciclo Aberto Regenerado por Energia Solar”, In: V Encontro Nacional de Ciências Térmicas – ABCM, São Paulo.

Maliska, C. R., 1995, “Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer”, LTC, Rio de Janeiro, Brazil, 135-137, 185-186.

San J.Y. and Hsiao S.C., 1993, “Effect of axial solid heat conduction and mass diffusion in a rotary heat and mass regenerator”, International Journal of Heat and Mass Transfer Vol. 36, pp. 2051–2059.

Simonson, C. J., 1998, “Heat and Moisture Transfer in Energy Wheels”, Ph.D. thesis, University of Saskatchewan, Canada.

Stiesch, G., Klein, S. A. and Mitchell, J. W., 1995, “Performance of rotary heat and mass exchangers”, Int. J. HVAC&R Research, Vol. 1(4), pp. 308-323.

Zhang L.Z. and Niu J.L., 2002, “Performance comparisons of desiccant wheels for air dehumidification and enthalpy Recovery”, Applied Thermal Engineering Vol. 22, pp. 1347–1367.

Zhang X.J. Dai Y.J. and Wang R.Z., 2003, “A simulation study of heat and mass transfer in a honeycombed rotary desiccant dehumidifier”, Applied Thermal Engineering Vol. 23, pp. 989–1003.

Zheng, W. and Worek, W. M., 1993, “Numerical simulation of combined heat and mass transfer processes in a rotary dehumidifier”, Numerical Heat Transfer, Vol. 23(A), pp. 211-232.

## MATHEMATICAL MODELING AND NUMERICAL SIMULATION OF THE DESICCANT WHEELS USED IN ADSORPTION-AIR CONDITIONING SYSTEMS

Jesus Marlinaldo de Medeiros<sup>1</sup>

Francisco Marcondes<sup>2</sup>

José Maurício Alves de Matos Gurgel<sup>3</sup>

jesus@les.ufpb.br

marcondes@ufc.br

gurgel@les.ufpb.br

<sup>1</sup>CEFET/SE, Lagarto-SE

<sup>2</sup>UFC, Fortaleza-CE

<sup>3</sup>UFPB, João Pessoa-PB

**Abstract.** *The present work presents the modeling, numerical simulation and analysis of the heat and mass transfer phenomena in desiccant and energy wheels used in the air dehumidification and enthalpy recovery, respectively. The problem studied consists of a honeycombed rotary desiccant wheel divided into two sections: adsorption and regeneration sections, where the adsorption and regeneration occur in a counter-flow arrangement. One mathematical model was tested and validated, steady and one-dimensional, considers the heat and mass transfers in fluid flow as well as in the adsorptive porous matrix; besides it is composed of energy and mass conservation equations, one adsorption isotherm and psychometrics relationships. This system of equations was discretized by finite volume method using fully implicit scheme with a staggered arrangement. Gauss-Seidel iteration under relaxation conditions was the numerical technique used to obtain the solution, except in the energy equation in the desiccant one where the Tridiagonal Matrix Algorithm (TDMA) was used. The results reached are presented in terms of temperature and absolute humidity profiles for both supply and exhaust air flows. Concerning to enthalpy wheels, it was observed that the instantaneous equilibrium model presents good fit without significant computational cost. On the other hand, relating to desiccant wheels, it was noticed certain discrepancy that can be associated to internal moisture diffusion resistance in the desiccant matrix.*

**Keywords.** Air Conditioning, Desiccant Wheels, Adsorption, Dehumidification, Enthalpy Recovery, Finite Volume Method.