

OTIMIZAÇÃO DE UM CHILLER ADSORTIVO SOLAR, UTILIZANDO MODELAGEM ESTATÍSTICA.

Douglas Bressan Riffel – doughtbr@gmx.net

Francisco Antônio Belo – belo@les.ufpb.br

Antonio Pralon Ferreira Leite – antpralon@yahoo.com.br

Laboratório de Energia Solar, Universidade Federal da Paraíba,
58051-970, João Pessoa, Brasil

2.5 Refrigeração Termossolar

Resumo. Este artigo apresenta a otimização de um trocador de calor do tipo tubo aletado, utilizando modelagem estatística. Esse trocador de calor é o elemento principal (adsorvedor) de um refrigerador térmico. Uma das principais aplicações desses refrigeradores é a utilização da energia solar na regeneração do meio adsortivo por meio de coletores planos de alta eficiência. O processo de otimização contou com a elaboração de 100 testes estatisticamente otimizados, de forma a cobrir o máximo possível o espaço formado pelas cinco variáveis analisadas, sendo elas: duração de meio ciclo, espessura do material adsorvente, espaçamento entre aletas, velocidade da água quente e material de confecção. A otimização de leitos adsortivos foi realizada, utilizando os três pares mais comuns: gel de sílica-água, zeólita-água e carvão ativado-metanol.

Palavras-chave: Refrigeração Termossolar, Adsorção, Modelagem Estatística, Otimização.

1. INTRODUÇÃO

Entre as diversas aplicações da energia solar, a refrigeração e o ar condicionado (R&AC) se apresentam como uma interessante aplicação da energia solar, porque, quanto maior a intensidade da radiação, maior a sua necessidade. Dentre os processos existentes, a sorção se destaca pelo aproveitamento de pequenos gradientes de temperatura, sem necessidade de conversão. Esses gradientes podem ser oriundos de diferentes fontes, como calor de processo, rejeitos térmicos e energia solar (Leite et al., 2007; Riffel et al., 2007). Essa é a principal vantagem, em relação aos sistemas convencionais a compressão de vapor, especialmente em um país como o Brasil, cuja matriz energética é balizada pelo consumo de energia elétrica de origem hidráulica.

Por outro lado, a problemática ambiental, aliada à fragilidade do abastecimento de energia elétrica no país, justifica a realização de pesquisa e desenvolvimento (P&D) em tecnologias que utilizam fontes renováveis de energia. Em extensas áreas do país, em particular no Nordeste, verifica-se uma grande disponibilidade de energia solar (médias anuais superiores a 6 kWh/m²/dia), com grande potencial para o uso de sistemas de conversão heliotérmica, seja em aplicações de aquecimento ou refrigeração.

No Brasil, os sistemas de R&AC são responsáveis por um elevado e crescente consumo de energia elétrica. De acordo com a ABRVA (2006), equipamentos de ar condicionado respondem por cerca de 40% da eletricidade consumida em um edifício comercial. A mesma porcentagem é verificada no consumo de energia dos processos de climatização na indústria têxtil. Da mesma forma, dados indicam que nos hotéis o consumo de energia na climatização chega a 23% do total. Esse percentual chega a 50% nos aeroportos brasileiros, segundo dados divulgados pela INFRAERO (2006). O jornal Gazeta Mercantil (2008) divulga um crescimento para o setor de 12% este ano.

Os dados acima mostram a importância, tanto do ponto de vista energético, quanto econômico, dos sistemas de condicionamento de ar no país. Considerando o impacto dos sistemas de ar condicionado por compressão na matriz energética nacional e os altos custos da energia elétrica, o uso combinado de fontes renováveis com combustíveis fósseis para fins de climatização pode ser uma alternativa estratégica e economicamente viável. Com a retomada do desenvolvimento econômico, incrementam-se os diversos setores produtivos e de serviços, tais como a indústria de processos, têxtil e de gêneros alimentícios, os grandes centros comerciais, a rede bancária e os aeroportos, aumentando consideravelmente a demanda de ar condicionado.

Sistemas de refrigeração por adsorção, como os aqui empregados, baseiam seu funcionamento na interação reversível entre um meio poroso (adsorvente) e um fluido refrigerante (adsorvato), com o transporte deste último, devido a gradientes térmicos. A tecnologia de adsorção requerer menos componentes e um menor gradiente térmico, que o ciclo de absorção, não necessitando de dispositivos de expansão e redutores de pressão, o que resulta em menores custos de operação e manutenção.

Apesar do baixo coeficiente de performance da tecnologia de adsorção, dentre as tecnologias de refrigeração solar, a adsorção se apresenta com um coeficiente de performance solar – COPs mais elevado que um sistema “convencional”, utilizando painel fotovoltaico, inversor CC-AC e compressor a vapor. A Fig. 1 mostra esse comparativo, indicando o COP e a eficiência de cada componente. No final, o refrigerador por adsorção atinge COPs na ordem de 0,35, contra

0,3 do sistema “convencional”. Meunier (1993) estudou a eficiência de diversos refrigeradores térmicos por sorção a ciclo fechado e concluiu que se o COP for aproximadamente 1, com SCP entre 300 e 1000 W/kg, esses sistemas serão efetivamente uma alternativa aos refrigeradores de CFCs.

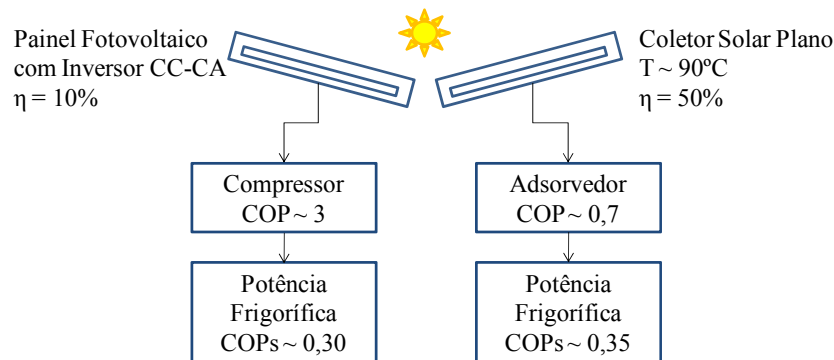


Fig. 1 – sistemas solares

Este artigo apresenta o processo de otimização de um adsorvedor, principal componente do *chiller*, utilizando modelagem estatística. Um modelo transiente que descreve a geometria desse trocador foi desenvolvido e os resultados introduzidos em um modelo estatístico. A aplicação final desse sistema se destina a prover conforto térmico a quatro salas de laboratório do LES-UFPB, totalizando 110 m². Maiores detalhes podem ser encontrados em Leite et al. (2006).

2. FUNDAMENTOS DA ADSORÇÃO

A adsorção ocorre na superfície de contato entre um sólido e um fluido, na qual forças de coesão agem entre as moléculas de todas as substâncias, sem restrições. Um desequilíbrio nessas forças causa mudanças na concentração das moléculas, ou seja, a separação de substâncias. Chama-se de adsorvente o sólido que adsorve e de adsorvato, o fluido concentrado ou adsorvido.

Adsorção é um processo exotérmico, no qual a quantidade de calor liberado, denominado calor isostérico, depende da natureza do par adsorvente-adsorvato, ou seja, da magnitude da força de superfície, do calor latente e da energia de ligação química envolvida. O calor de adsorção é usualmente de 30 a 100% maior que o calor de condensação do adsorvato. A adsorção, em geral, é mais intensa que a condensação para a fase líquida. Muito embora, se um adsorvente puro e um adsorvato em fase líquida coexistem em um ambiente fechado, o transporte de adsorvato da fase líquida para o adsorvente ocorre na forma de vapor. A temperatura do líquido se torna menor, enquanto a temperatura do adsorvente cresce. Os sistemas de refrigeração e de ar condicionado utilizam esse princípio de funcionamento.

O ciclo de adsorção é extensamente debatido na literatura e pode ser dividido em duas fases: 1. **adsorção** do fluido no material adsorvente, fase em que se produz o frio resultante da evaporação do fluido refrigerante no evaporador; 2. **dessorção ou regeneração** do adsorvente, ou seja, a dissociação do adsorvato devido ao aquecimento do material adsorvente e à condensação do mesmo no condensador.

Pode-se, ainda, dividir o ciclo termodinâmico ideal em 2 processos isobáricos e 2 processos isostéricos, ou seja, processos com concentração de fase adsorvida constante, que ocorrem de forma alternada. Dessa forma, observa-se que um sistema composto por um único adsorvedor possui um funcionamento intermitente.

A Fig. 2a mostra o sistema ideal a quatro temperaturas, sendo elas: de adsorção T_{HS} , de regeneração T_{CS} , do evaporador T_e e do condensador T_c . Essas mesmas temperaturas são inseridas no diagrama de Clapeyron, Fig. 2b

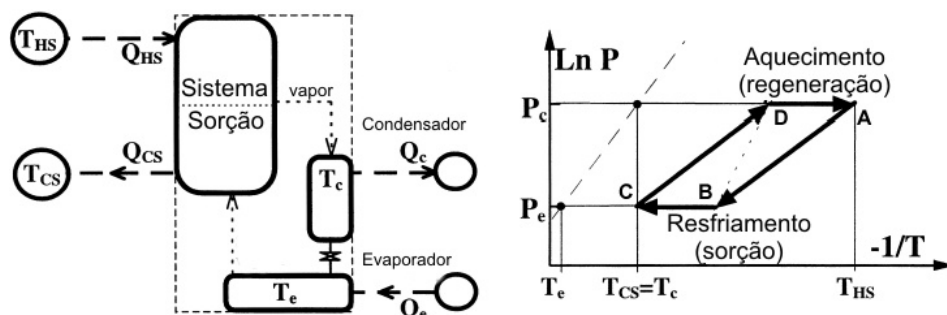


Fig. 2 - Processo de Adsorção (a); diagrama de Clapeyron (b).

Para um funcionamento mais contínuo, são necessários dois adsorvedores (sistemas de sorção), trabalhando em condições opostas, conectados a um condensador e a um evaporador. Quando o primeiro está no ponto A, ou seja, esteja saturado (isóstera de maior concentração), o segundo se encontra no ponto C, ou na isóstera de menor concentração. Em

outras palavras, enquanto o primeiro está adsorvendo (Processo D-A), o segundo está dessorvendo (Processo B-C). O efeito frigorífico é obtido da evaporação do adsorvato, no processo de dessorção, que ocorre, quando a pressão no interior do adsorvedor se iguala à pressão do vapor no evaporador. A dessorção, com a conseqüente condensação do adsorvato, inicia-se, quando a pressão do adsorvente alcança a pressão do vapor no condensador.

3. BALANÇO ENERGÉTICO

As equações de energia relacionadas ao adsorvedor, que será descrito a seguir, correspondem a um sistema multi-tubular com múltiplas aletas, onde circula água advinda de uma fonte quente (taque de água quente) ou de uma fonte fria, dependendo do estagio atual do ciclo de adsorção. O material adsorvente ocupa o espaço entre as aletas e a parede externa dos tubos.

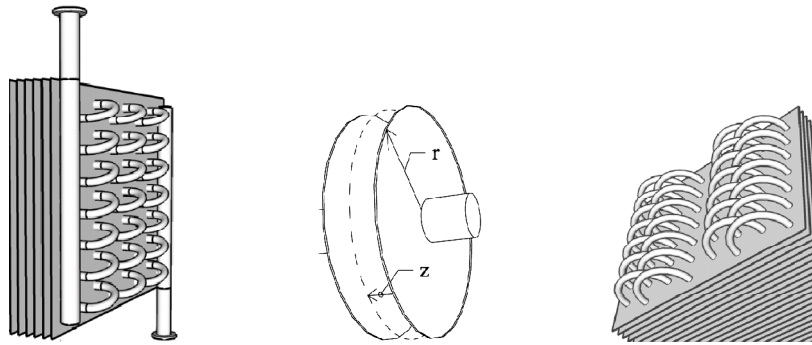


Fig. 3 – Trocador de calor do tipo tubo-aletado e detalhes da simplificação por aletas anulares

Algumas premissas foram consideradas para descrever a transferência de calor no meio adsorvente, sendo elas: (a) a distribuição da pressão dentro do adsorvedor é uniforme; (b) a condução de calor é bidimensional (axial e radial) como detalhado na Fig. 3; (c) o par adsorvativo é tratado como um meio contínuo em relação à condução térmica; (d) o efeito convectivo e a perda de pressão foram desconsiderados; (e) o condensador e o evaporador foram considerados ideais, i.e. pressão constante; (f) todas as partículas do adsorvente possuem as mesmas propriedades (incluindo forma e tamanho dos poros); eles são uniformemente distribuídos e em equilíbrio térmico com seus vizinhos; (g) a fase gasosa se comporta como um gás ideal; (h) as propriedades do metal e da fase gasosa são consideradas constantes; (i) as propriedades do fluido caloportador bem como do adsorvato são considerados dependentes da temperatura.

A transferência de calor pode ser expressa separadamente, uma para o meio adsorvente e outra que representa a parede dos tubos. Dessa forma, têm-se

$$\rho_1 (Cp_1 + a Cp_2) \frac{\partial T}{\partial t} = k \nabla^2 T + q_{st} \rho_1 \frac{da}{dt} \quad (1)$$

onde T é a temperatura no material adsorvente, p é a pressão, q_{st} é o calor isostérico de adsorção, a é a concentração (massa de adsorvato pela massa de adsorvente), Cp é o calor específico a pressão constante (os índices 1 e 2 representam o adsorvente e o adsorvato, respectivamente), ρ é a densidade e k , a condutividade térmica do adsorvente.

Para descrever o fenômeno físico da adsorção, adotou-se a teoria de Dubinin-Polanyi de preenchimento dos micro-poros (Dubinin, 1975). Essa teoria se baseia em equações semi-empíricas que relacionam a variação na energia livre de Gibbs (potencial de adsorção de Polanyi) e a concentração. Diversas equações já foram propostas, sendo a mais utilizada a de Dubinin-Radushkevitch (DR) e sua variação, Dubinin e Astakhov (1971). Entretanto, em simulações de processos adsorvativos, essa teoria só tem se mostrado eficiente para descrever adsorventes como o carvão ativado. Em um trabalho recente, Riffel et al. (submetido) propõe uma modificação na equação de DR, capaz de descrever as medições de equilíbrio, também de géis de sílica e zeólitas na faixa de pressão relativa entre 0,001 e 1. Neste trabalho, portanto, essa equação foi adotada, sendo ela:

$$a = a_0 \left[n \exp \left\{ - \left(\frac{A}{E_1} \right)^2 \right\} - (1 - n) \exp \left\{ - \left(\frac{A}{E_2} \right)^2 \right\} \right] \quad (2)$$

onde a_0 é a concentração máxima do par adsorvativo e A é a variação na energia livre de Gibbs; n , E_1 e E_2 são coeficientes de afinidade do par adsorvativo.

A cinética de adsorção se baseia no pressuposto que a equação de equilíbrio, normalmente medida por termogravimetria, é válida no transitório. Faz-se isso através da derivação total da concentração, de onde se obtém que:

$$\frac{da}{dt} = b \left[T \frac{d \ln(p)}{dt} - \left\{ \ln \left(\frac{p_{sat}}{p} \right) + T \frac{d \ln(p_{sat})}{dT} \right\} \frac{dT}{dt} \right] \quad (3)$$

com

$$b = -\frac{2}{r} a_0 A \left[\frac{n}{E_1^2} \exp \left\{ -\left(\frac{A}{E_1} \right)^2 \right\} - \frac{(1-n)}{E_2^2} \exp \left\{ -\left(\frac{A}{E_2} \right)^2 \right\} \right] \quad (4)$$

onde p é a pressão do adsorvato no meio do material adsorvente e p_{sat} é a pressão de saturação do adsorvato. O termo $d \ln(p)/dt$ corresponde a difusão no material adsorvente e foi calculado através de uma constante de tempo τ , da seguinte forma:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{\tau} (p_{câmara} - p) \quad (5)$$

onde $p_{câmara}$ é a pressão na câmara do adsorvedor, numericamente igual a pressão do condensador ou do evaporador, dependendo do estágio em que se encontra o ciclo adsorativo. Para solucionar a Eq. (1), necessita-se ainda das condições de contorno (entre duas aletas e no meio do material adsorvente) que foram consideradas adiabáticas, ou seja:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_0} = 0 \quad \text{e} \quad \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=z_0} = 0 \quad (6)$$

Aplicando o balanço de energia na parede dos tubos e nas aletas, obtêm-se, respectivamente,

$$\rho_t C p_t \frac{\partial T_t}{\partial t} = k \frac{\partial^2 T_t}{\partial z^2} + \frac{P}{S} [h(T - T_t) + h_{fi}(T_w - T_t)] \quad (7)$$

e

$$\rho_t C p_t \frac{\partial T_f}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_f}{\partial r} \right) + h \frac{P}{S} (T - T_f) \quad (8)$$

onde P é o perímetro, S é a área, T_t é a temperatura dos tubos, T_w é a temperatura da água, h é o coeficiente de transferência de calor na interface tubo/adsorvente e h_{fi} , o coeficiente entre o fluido e os tubos. O h_{fi} pode ser calculado conforme método detalhado em Gnielinski (2002). As condições de contorno da Eq. (7) são adiabáticas em ambas as extremidades e, da Eq. (8), elas são adiabáticas na região entre dois tubos, ou na extremidade da aleta anular (ver Fig. 3) e conhecida na interface entre o tubo e a aleta. Da mesma forma, a temperatura da água é dada por

$$\rho_w C p_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = k \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} + h_{fi} \frac{P}{S} (T_t - T_w) + \frac{m_w C p_w}{S} \frac{\partial T_w}{\partial x} \quad (9)$$

onde m_w é o fluxo de massa de água. Para resolver o sistema de equações diferenciais formado pelas Eq. (1), (7), (8) e (9) uma mistura entre o método de elementos finitos e diferenças finitas foi utilizado. As variáveis de entrada foram: temperatura e fluxo de massa da água quente, número de tubos, número de aletas, sua espessura e material. Somado a isso, algumas propriedades do meio poroso devem ser conhecidas, especialmente k e h . De acordo com Guillemot et al. (1987), para o carvão ativado AC-35, $k = 0,19 \text{ W/mK}$ e $h = 16,5 \text{ W/m}^2\text{K}$.

4. MODELAGEM ESTATÍSTICA

O método tradicional de coletar uma grande quantidade de dados, mantendo cada fator constante, varrendo todas as possibilidades, é uma solução que rapidamente se torna impossível, devido ao aumento no número de variáveis (fatorial completo); como o caso dessa análise que envolve 6 variáveis com, pelo menos, 3 níveis cada. Esse problema pode ser resolvido com um número reduzido de testes, mantendo a confiabilidade dentro de valores aceitáveis. Nesse caso, foi escolhido realizar 100 testes, utilizando o método de preenchimento de espaços.

O método de preenchimento de espaços deve ser utilizado, quando não existem informações suficientes para delinear a sensibilidade de cada variável. Esse método não leva em consideração o fenômeno em si, ele simplesmente espalha o máximo possível os pontos, de forma a minimizar a distância máxima entre os pontos a serem testados. Para esse caso, o algoritmo que se mostrou mais indicado foi o *Stratified Latin Hypercubes*. Esse algoritmo separa o espaço em N níveis pré-estabelecidos, particularidade interessante para algumas variáveis, como o par adsorativo e o material utilizado. Essas variáveis não apresentam fração, o que certamente apareceria em outros algoritmos, i.e., o material ou é cobre, ou alumínio, ou aço inox AISI 316L.

A escolha da temperatura média de operação foi escolhida de acordo com as condições típicas de funcionamento de um ar condicionado: $T_{\text{evaporador}} = 15^\circ\text{C}$, $T_{\text{condensador}} = 30^\circ\text{C}$ e da fonte de água quente $T_w = 95^\circ\text{C}$. Para todos os ensaios, considerou-se uma massa de adsorvente de 10,5 kg. As variáveis independentes analisadas foram aglomeradas na Tab. 1, com as respectivas escalas. Os parâmetros de simulação utilizados nas análises foram: 1 s de intervalo de tempo, 20 nós na direção axial e 10, na radial.

Tabela 1 – Variáveis analisadas

Variável	Escala
Duração da adsorção (1/2 ciclo)	10 a 50 min
Velocidade da água quente	0,4 a 1,1 m/s
Espessura de material adsorvente	40 a 100
Espaçamento entre aletas	50 a 150
Adsorvente	Carvão ativado, Sílica ou Zeólita
Material do trocador de calor	Al, Cu ou 316L

Com os resultados de simulação dos 100 testes, ajustou-se a melhor função de base radial, a fim de se estabelecer um modelo estatístico do adsorvedor. A escolha da função foi feita pela minimização da raiz do erro quadrático médio (RMSE). Para o coeficiente de performance (COP), a equação quadrática múltipla, $f(z) = (z^2 + \sigma^2)^{1/2}$, apresentou o menor RMSE (0,08); já para a potência frigorífica específica (SCP), o menor RMSE (7,54) foi obtido com a função logística, $f(z) = (1 + e^{z/\sigma})^{-1}$.

5. VALIDAÇÃO

A validação experimental bem como maiores detalhes sobre o modelo podem ser obtidas em Riffel et al.(submetido_b). Nessa publicação se encontram os detalhes das medições em uma bancada de testes de adsorvedores do Instituto Fraunhofer – ISE de Sistemas Solares, bem como a identificação de parâmetros essenciais à simulação. Os testes envolveram um gel de sílica, tipo 127 B, fabricado pela Grace® e uma zeólita, tipo LSX da Solvis®. No presente trabalho, todavia, simula-se também o carvão ativado-metanol, tipo AC-35 da CECA®. Para tanto, utilizou-se os parâmetros experimentais levantados por Pons e Grenier (1986).

6. RESULTADOS

Os resultados de refrigeradores térmicos normalmente são avaliados pelo conceito de coeficiente de performance – COP, ou seja, a razão entre a energia frigorífica e a energia gasta. No entanto, a baixa condutividade térmica dos materiais adsorventes provoca uma diminuição da potência frigorífica média à medida que aumenta a duração do ciclo e, conseqüentemente, o COP. Para quantificar esse efeito, utiliza-se o conceito de potência frigorífica específica – SCP, razão entre a potência frigorífica média e a massa de material adsorvente.

Uma primeira dúvida seria qual dos dois parâmetros é o mais significativo. Uma resposta pode ser obtida através da Tab. 2, onde os pontos de máximo do COP e da SCP foram calculados. Observa-se, inicialmente, que os maiores COPs são encontrados em ciclos de longa duração, já para a SCP é o contrário. O fluxo de água aumenta um pouco para a SCP, em função do ciclo também ser mais rápido. Na espessura de material adsorvente e no espaçamento entre aletas é que se nota uma grande inversão, provavelmente, uma relação entre a massa de metal e o coeficiente de troca de calor que essa massa adicional representa. Por exemplo, para maximizar a SCP, deve-se aumentar a quantidade de tubos (reduzir a espessura de material adsorvente), onde esse coeficiente é maior do que em uma aleta. O maior COP foi encontrado para o par carvão ativado-metanol, mas a maior SCP, foi com gel de sílica-água. Em ambos os casos, o material metálico utilizado foi o alumínio, por possuir uma menor densidade e uma moderada condutividade térmica, quando se compara com os demais metais. Por último, analisando os valores de COP e SCP resultantes da otimização, conclui-se que é mais interessante buscar um maior SCP, que o contrário. No caso do gel de sílica, por exemplo, o COP foi reduzido em 20%, mas a SCP se elevou em 408%.

Tabela 2 – Pontos de máximo

Variável	Gel de Sílica-Água		Zeólita-Água		Carvão Ativado-Metanol	
	COP _{máx.}	SCP _{máx.}	COP _{máx.}	SCP _{máx.}	COP _{máx.}	SCP _{máx.}
Duração da adsorção	84,5 min.	10,0 min.	79,4 min.	10,0 min.	55,8 min.	20,0 min.
Velocidade da água	0,56 m/s	0,60 m/s	0,68 m/s	0,58 m/s	0,73 m/s	0,41 m/s
Espessura adsorvente	16,5 mm	6,4 mm	19,4 mm	4,6 mm	18,2 mm	6,9 mm
Espaçamento aletas	9,8 mm	18,1 mm	12,7 mm	16,2 mm	13,6 mm	6,2 mm
Material	Alumínio	Alumínio	Alumínio	Alumínio	Alumínio	Alumínio
SCP	35,1 W/kg	143,2 W/kg	19,1 W/kg	97,9 W/kg	26,4 W/kg	84,7 W/kg
COP	0,882	0,703	0,882	0,703	0,920	0,581

Muito embora o par carvão ativado-metanol apresente seus melhores resultados com alumínio, o metanol quando em contato com esse metal (catalisador) e sob aquecimento pode se dissociar em formaldeído (HCHO), etanol ($\text{CH}_3\text{CH}_2\text{OH}$) ou éter dimetílico (CH_3OCH_3), o que provoca um bloqueio no processo adsorptivo em longo prazo. A temperatura em que se inicia essa reação ainda não é bem estabelecida, nos textos de química normalmente se fala em 150°C , entretanto pesquisas mais recentes mostraram que a 110°C já existe dissociação (Hu, 1998). Por isso, os valores máximos para o carvão ativado apresentados na Tab. 2 devem ser considerados com a devida cautela, apesar da temperatura da fonte quente seja considerada constante a 95°C , sabemos que os sistemas reais devem oscilar em torno desse valor e o risco de se iniciar a dissociação existe. Além do alumínio, o cobre, em menor intensidade, catalisa essa reação. Por essa razão, somente o aço inox 316L será considerado nas próximas análises com o par carvão ativado-metanol.

Um segundo passo foi otimizar utilizando dois objetivos com pesos iguais, ou seja, maximizar o COP e a SCP simultaneamente. Dessa vez, entretanto, os resultados serão apresentados em forma gráfica, de forma a transparecer a sensibilidade de cada variável. Isso é feito, alterando a variável desejada e deixando todas as demais no ponto ótimo. A Tab. 3 congrega esses pontos referentes à maximização simultânea do COP e da SCP. A título de comparação, se o adsorvedor com carvão ativado-metanol utilizar o alumínio, o COP seria de 0,767 e a SCP, 54,4 W/kg. O COP seria o maior entre os três pares analisados e a SCP permaneceria abaixo dos demais. Esse é inclusive o que se nota em todos os casos comparados, o carvão ativado-metanol possui o maior COP e a menor SCP. Isso, dentro do eterno conflito entre eficiência vs. volume torna esse par o mais eficiente, mas o mais volumoso. O volume é importante, porque a massa metálica representa, normalmente, a maior parte dos custos, apesar desse adsorvente ser o mais econômico.

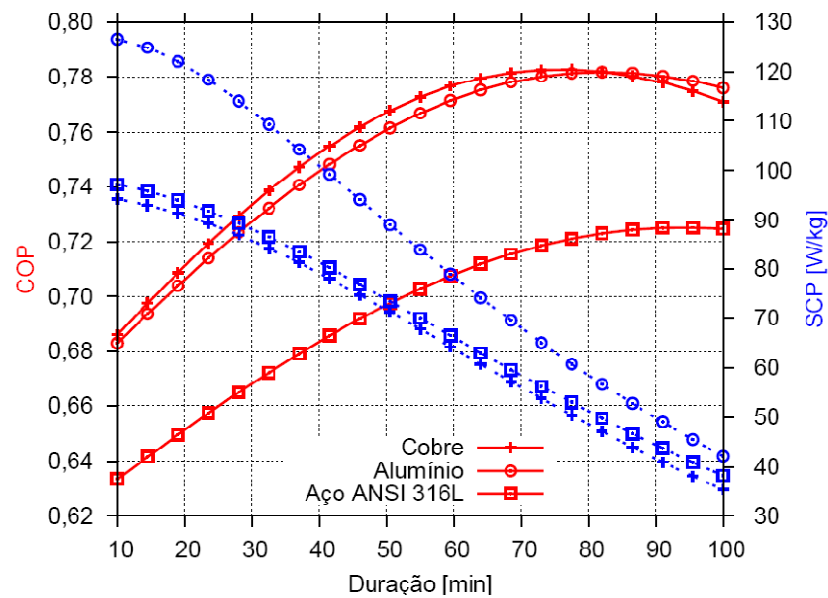
Tabela 3 – Otimização multiobjetivo: maximização simultânea do COP e SCP

Variável	Gel de Sílica	Zeólita	Carvão
Duração da adsorção	50,2 min.	51,9 min.	50,8 min.
Fluxo de água quente	0,62 m/s	0,60 m/s	0,56 m/s
Espessura adsorvente	3,9 mm	7,1 mm	7,6 mm
Espaçamento aletas	16,1 mm	14,2 mm	10,2 mm
Material	Alumínio	Alumínio	Inox 316L
SCP	89,3 W/kg	67,8 W/kg	45,8 W/kg
COP	0,761	0,722	0,689

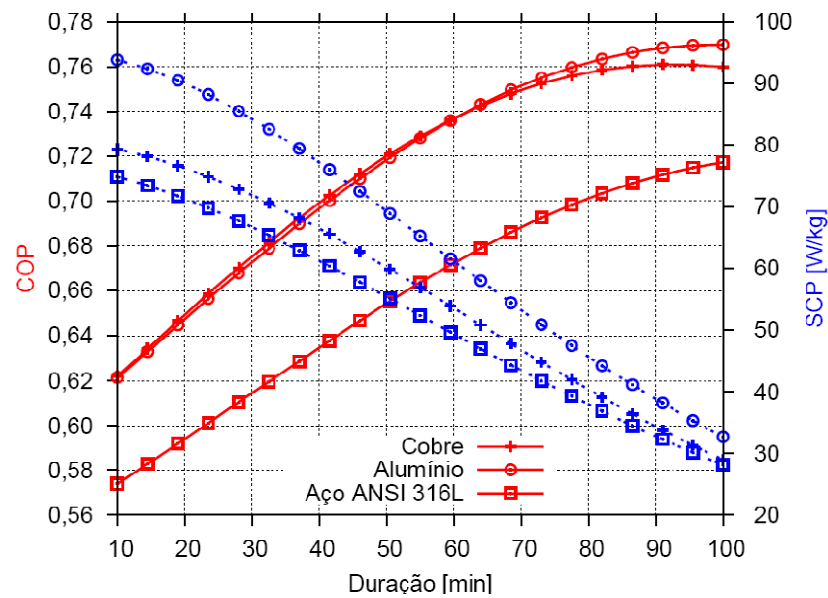
A Tab. 3 mostra que, para todos os pares, a duração ótima da adsorção, ou do meio ciclo, fica bem próxima aos 50 minutos. Esse tempo é muito superior a atual tendência em se fazer ciclos cada vez mais curtos, na ordem de 5 a 10 minutos (Chang et al., 2005). A explicação está na fina camada, menor que 1 mm, de material adsorvente, normalmente sintetizado sobre o metal, com o intuito de elevar a SCP. Entretanto, essa ação resulta em um aumento da relação massa metálica/massa de adsorvente, o que, conseqüentemente, resulta em uma diminuição do COP, como se observa na Fig. 4 e Fig. 5, quando se diminui a duração do ciclo e a espessura de material adsorvente, respectivamente. Para a sílica, item (a), por exemplo, uma diminuição da duração do ciclo de 50 para 10 minutos, resulta em um aumento na SCP de aprox. 40% e uma diminuição de 10% no COP. O efeito de espessuras mais finas que 1 mm não foram tema desse trabalho, mas já se nota uma inflexão na curva da SCP em valores próximos aos 5 mm. Entretanto, não se espera que o modelo aqui proposto seja 100% válido para adsorventes consolidados (sintetizados) ou extrafinos.

Wang et al.(2005) trabalhou com um refrigerador adsorptivo de gel de sílica-água, capaz de operar com 2 e 4 leitos adsorptivos e utilizando ou não um sistema passivo de recuperação de calor. Eles demonstraram que um sistema de 2 leitos pode desenvolver um SCP na faixa de 70 a 100 W/kg e com quatro esse valor chegou a 130 W/kg, valores bem coerentes com os aqui simulados. Coerente também é a forma da curva, onde a SCP possui um máximo próximo aos 8 minutos, e não tende a infinito, como a maioria dos modelos matemáticos, por exemplo, o de Leong e Liu (2004). Não temos acesso a espessura de material adsorvente, nem o diâmetro do tubo para converter de L/min para m/s, para que possamos estimar o COP ou a SCP em função de nossos dados de sensibilidade apresentados nas Fig. 4a, 5a, 6a e 7a. Reduzindo de 50,2 minutos (nosso caso padrão – Tab. 3) para 10 minutos temos uma redução no COP de 18,5%, o que resultaria em um COP estimado de 0,62. O valor do COP não atinge os valores estimados aqui, entretanto, levando em consideração que nem todo calor pode ser recuperado, os níveis de temperatura das fontes quente, fria e gelada serem diferentes, os valores encontrados se mostraram bem coerentes em função dos medidos por Wang et al.(2005), COP = 0,46, principalmente no que se refere a forma da curva.

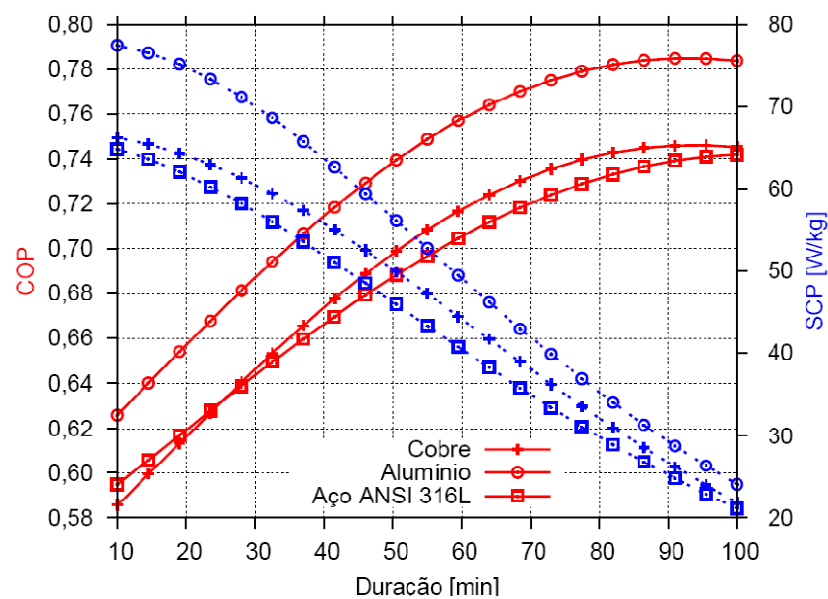
Quanto à espessura (r da Fig. 3), o modelo apresenta uma curvatura semelhante ao trabalho de Leong e Liu (2004), com diferença nos valores absolutos, principalmente de SCP, onde as experiências têm demonstrado que para os leitos convencionais esse valor dificilmente passa de 100 W/kg, chegando próximo a 1 kW/kg para leitos consolidados, como os encontrados por Maggio et al.(2006). Interessante notar que Maggio et al., que também trabalhou com gel de sílica, também encontrou o valor máximo da espessura em torno de 2 e 5 mm, contra os 3,9 mm (Tab. 3) encontrados através dessa metodologia. Interessante notar ainda que para os demais adsorventes estudados, esse valor sobe para acima de 7 mm, devendo-se portanto, fazer esse estudo caso a caso.



(a) Gel de sílica-água.

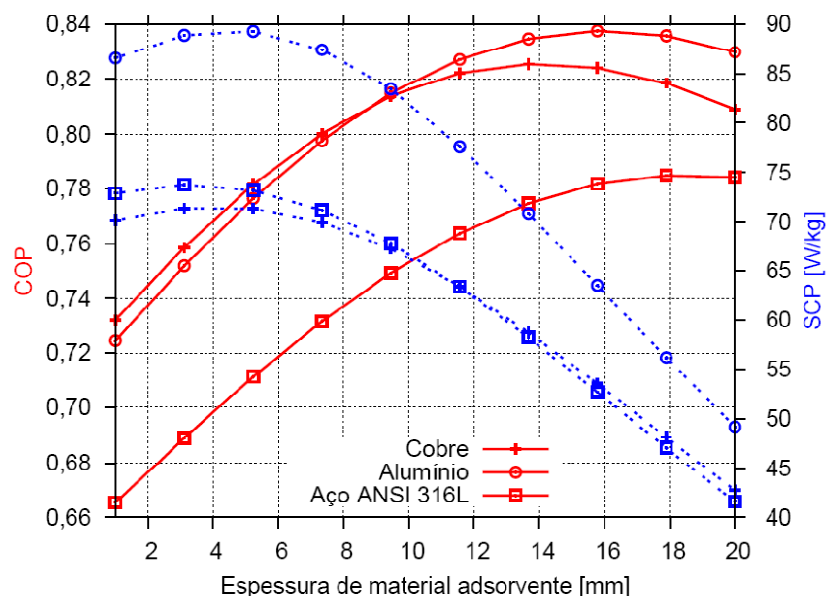


(b) Zeólita-água.

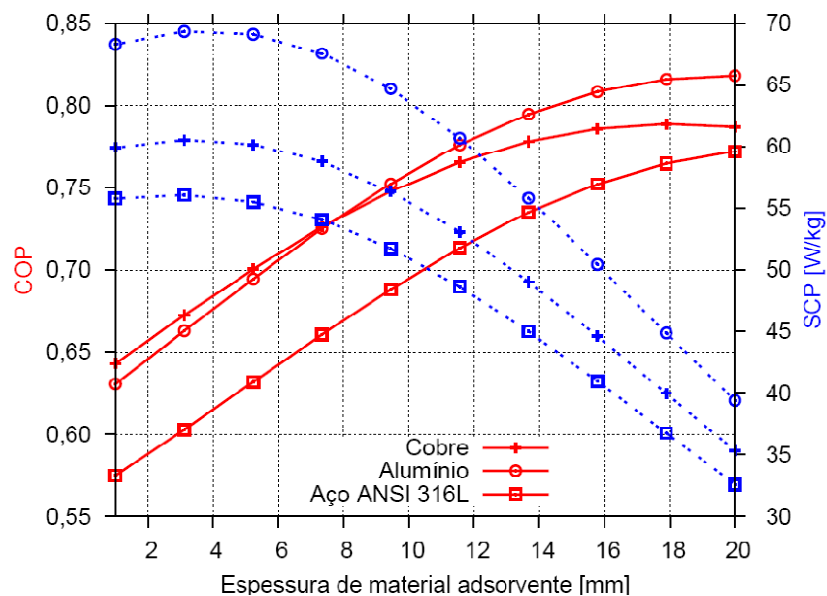


(c) Carvão ativado-metanol.

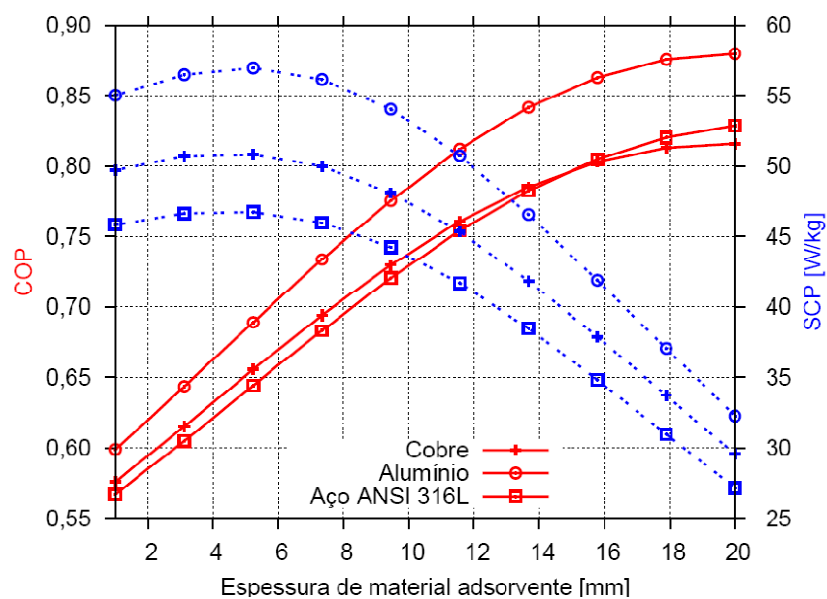
Fig. 4 – COP e SCP: Duração da adsorção (1/2 ciclo).



(a) Gel de sílica-água.

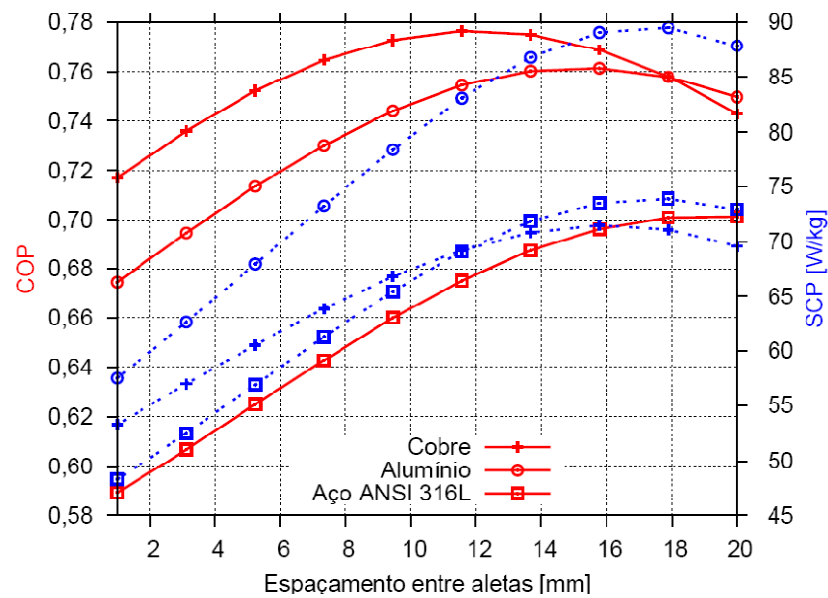


(b) Zeólita 12X-água.

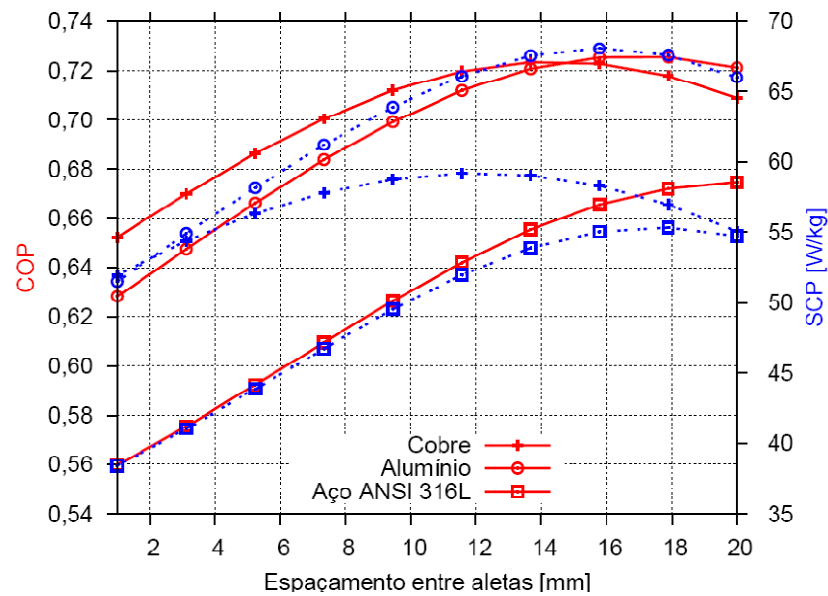


(c) Carvão ativado-metanol.

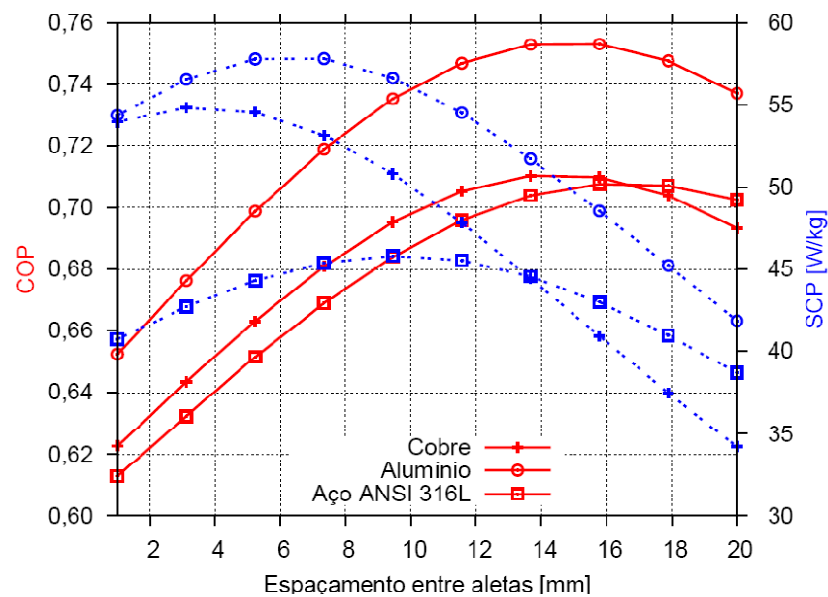
Fig. 5 – COP e SCP: Espessura de material adsorvente.



(a) Gel de sílica-água.

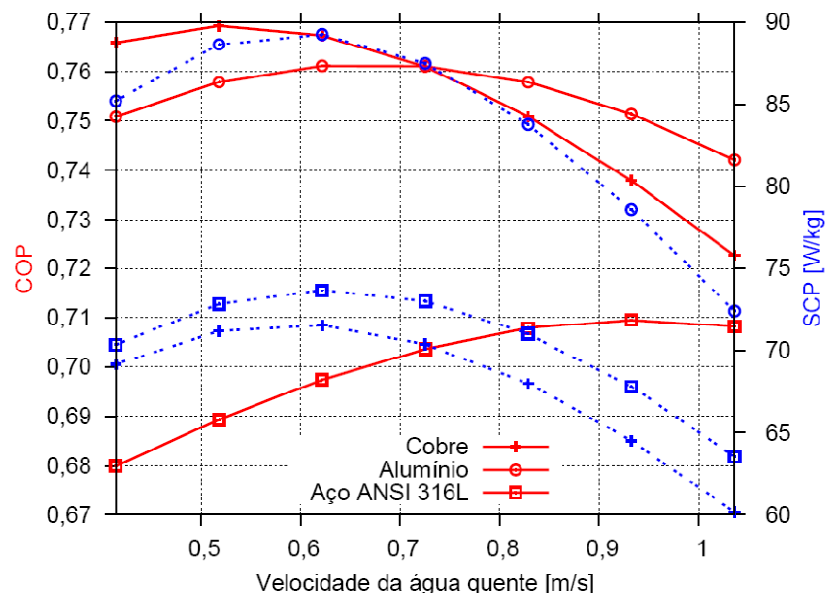


(b) Zeólita 12X-água.

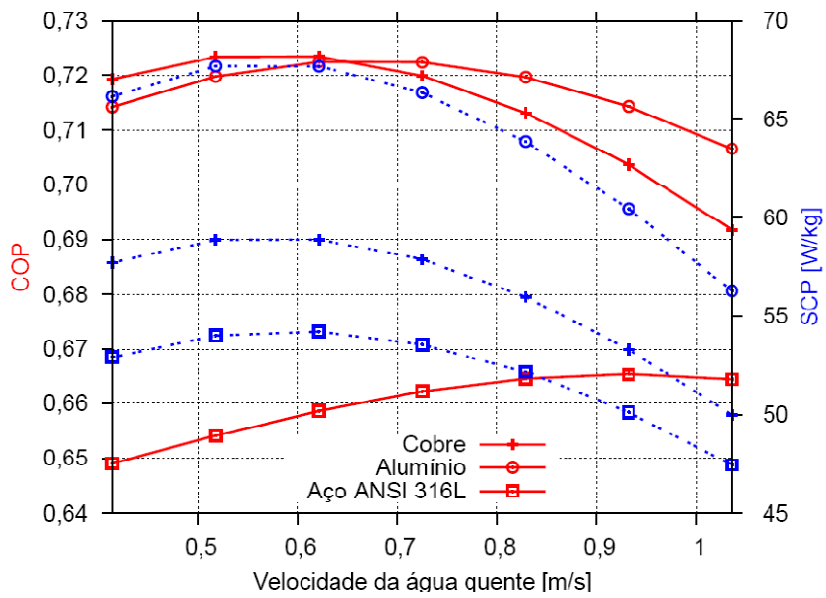


(c) Carvão ativado-metanol.

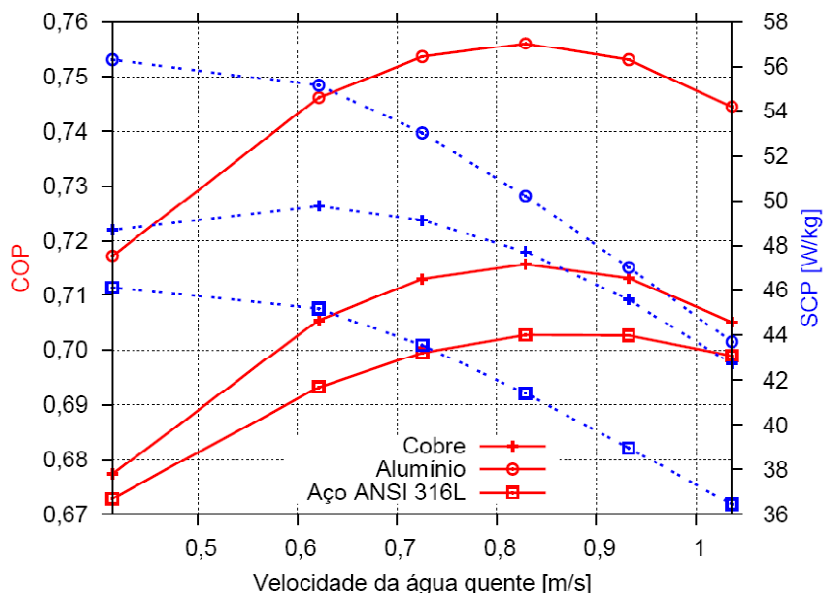
Fig. 6 – COP e SCP: Espaçamento entre aletas.



(a) Gel de sílica-água.



(b) Zeólita 12X-água.



(c) Carvão ativado-metanol.

Fig. 7 – COP e SCP: Velocidade da água quente.

Esse estudo envolve ainda diversas características das aletas, como espessura (o dobro de z da Fig. 3), material e o espaçamento entre elas. A variável mais sensível, todavia, é essa última e um estudo de sensibilidade é exposto na Fig. 6. Para o par carvão ativado-metanol, Fig. 6c, a espessura apresenta o máximo do COP e da SCP em valores distintos e opostos, da mesma forma que para a espessura de material adsorvente para todos os pares estudados. Entretanto, para a zeólita e para o gel de sílica, os valores de máximo ficaram relativamente próximos, o que ajuda a otimizar o COP e a SCP simultaneamente.

Dentro das variáveis de operação do refrigerador térmico (temperaturas das fontes, velocidades de circulação da água, etc.), escolheu-se apresentar na Fig. 7, a velocidade da água quente pela sua influência direta no processo de otimização e por ser uma variável facilmente controlável, diferentemente dos níveis de temperatura de água quente, fria e gelada que normalmente são fixas a uma determinada fonte, e não pode ser controlada. Novamente se observa que o carvão ativado-metanol possui os valores máximos de COP e SCP bem distantes, o que leva a crer que seja uma característica do aço inox 316L e não do par em si. Uma vez otimizando a sílica e a zeólita com o aço ao invés do alumínio, os máximos se afastam, o que comprova essa hipótese. A sensibilidade da SCP é maior que do COP, para todos os pares, e chega a 20% se aumentar o fluxo de 0,6 para 1, no par gel de sílica-água.

7. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente estudo investigou estatisticamente os resultados do modelo dinâmico do adsorvedor no intuito de otimizar seu projeto, encontrando o melhor ponto de operação e a influência de cinco variáveis (duração de meio ciclo, espessura do material adsorvente, espaçamento entre aletas, velocidade da água quente e material de confecção). Os resultados mostram que todas as variáveis são estatisticamente significativas e interdependentes. Em outras palavras, uma mudança em uma variável afeta diretamente as outras. Isso demonstra a importância de se utilizar a modelagem estatística para essa análise.

Os resultados mostraram que a potência específica frigorífica - SCP é mais sensível a variação dos parâmetros que o COP, isto é, é mais fácil aumentar a SCP que o COP. Isso é fato, tanto que as atuais unidades comerciais se preocupam mais com a redução de volume/custos que uma otimização do SCP vai acarretar, que a eficiência energética em si. Uma prova disso é que os ciclos das unidades comerciais estão ficando cada vez mais rápidos. Entretanto, uma das principais críticas/dificuldades dessa tecnologia de adsorção ainda é o baixo COP.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o CNPq pelo financiamento desse projeto através do projeto No. 504229/2004-4 e a CAPES pela bolsa de doutorado concedida ao primeiro autor (DBR) desse artigo.

REFERÊNCIAS

- ABRAVA, 2006. Estatística do Mercado de Ar Condicionado e Refrigeração R1,
< http://www.climario.com.br/paginas/anteriores/forum_06/MERCADOMUNDIAL1.pdf >
- Chang, W.-S., Wang, C.-C., Shieh, C.-C., 2005. Experimental study of a solid adsorption cooling system using flat-tube heat exchangers as adsorption bed. *Appl Therm Eng.*
- Dubinin, M.M., 1975, Physical Adsorption of Gases and Vapors in Micropores. In: Cadenhead, D.; Danielli, J.; Rosenberg, M. (Ed.). *Progress in Surface and Membrane Science*. [S.l.]: Academic Press, vol. 9, pp. 1-70.
- Dubinin, M.M., Astakhov, V.A., 1971, Description of adsorption equilibria of vapors on zeolites over wide ranges of temperature and pressure, *Adv. Chem. Series*, vol. 102, pp. 69.
- Gazeta Mercantil, 2008. Mercado projeta crescimento médio de 12% nas vendas deste ano (27/03/2008).
- Gnielinski, V. 2002. *Wärmeübertragung bei der Strömung durch Rohre*, VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, Springer-Verlag.
- 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. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 30 (8), pp. 1595-1606.
- Hu, E.J., 1998. A study of thermal decomposition of methanol in solar powered adsorption refrigeration systems. *Solar Energy*, vol. 62, p. 325-329.
- INFRAERO, 2006, Relatório Ambiental 2005/2006,
< http://www.infraero.gov.br/upload/arquivos/inst/relatorio_ambiental_2006.pdf >.
- Maggio, G., Freni, A., Restuccia, G., 2006. A dynamic model of heat and mass transfer in a double-bed adsorption machine with internal heat recovery, *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, pp. 589-600.
- Meunier, F., 1993. Solid sorption: an alternative to CFCs, *Heat Recovery Systems & CHP*, vol. 13, n. 4, pp. 289-295.
- Leite, A.P.F., Belo, F.A., Martins, M.M., Riffel, D.B. e Meunier, F., 2006. Central air conditioning based on adsorption and solar energy, In: *Proc. of 2nd Int. Solar Cities Congress*, Oxford, UK.
- Leite, A.P.F., Belo, F.A., Grilo, M.B., Andrade, R.R.D., Meunier, F., 2007. Experimental thermodynamic cycles and performance analysis of a solar powered adsorptive icemaker in hot humid climate, *Renewable Energy*, Inglaterra, v. 32, n. 4, p. 697-712.

- Leong, K.C., Liu, Y., 2004. Numerical modeling of combined heat and mass transfer in the adsorbent bed of a zeolite/water cooling system, *Applied Thermal Engg.*, vol. 24, pp. 2359-2374.
- Pons, M., Grenier, Ph., 1986. A phenomenological adsorption equilibrium law extracted from experimental and theoretical considerations applied to the activated carbon and methanol pairs, *Carbon*, v. 24, n. 5, p. 615-625.
- Riffel, D.B., Belo, F.A., Leite, A.P.F., 2007. Ar Condicionado Solar por Adsorção: Fundamentos e Estado da Arte. In: I Congresso Brasileiro de Energia Solar (I CBENS), Fortaleza.
- Riffel, D.B., Schmidt, F.P., Belo, F.A., Leite, A.P.F., Ziegler, F., submetido_a. A new Dubinin isotherm valid at low and high concentrations, *Journal of Colloid and Interface Science*.
- Riffel, D.B., Belo, F.A., Leite, A.P.F., Nunez, T., Ziegler, F., submetido_b. Transient modelling of an adsorption chiller using finned-tube heat exchanger, *Int. Journal of Refrigeration*.
- Wang, X., Chua, H.T., Ng, K.C., 2005. Experimental investigation of silica gel–water adsorption chillers with and without a passive heat recovery scheme. *Int J of Refrigeration*, vol. 28 pp. 756-765.

DESIGN OPTIMIZATION OF AN ADSORPTIVE CHILLER USING STATISTICAL MODELING

Abstract. *This paper presents the design optimization of a fin-tube heat exchanger using a statistical modelling. This exchanger is the main component (adsorber) of an adsorptive chiller. The energy equations for the adsorber were formulated and its results were introduced in the statistical modelling. One of the main applications of this technology is the solar cooling, where highly efficient flat-plate collectors are used to regenerate the adsorbent medium. The methodology of the optimization used 100 test statistically optimized, in order to cover all the five variables analyzed, which are: half cycle period, adsorbent thickness, fin spacing, hot water velocity and material (metal). The optimization was run to the three most used adsorptive pairs, silica gel-water, zeolite-water and activate carbon-methanol.*

Key words: *Solar Cooling, Adsorption, Statistical Modeling, Optimization.*