



VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA
VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING
18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil
August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil

MODELO NUMÉRICO DE DESEMPENHO DE EVAPORADORES COM TUBOS ALETADOS

Rafael Henrique Avanço, avanco@sc.usp.br¹
Luben Cabezas Gómez, luben@pucminas.br²
Hélio Aparecido Navarro, han@sc.usp.br¹
Ronaldo Perussi, rperussi@sc.usp.br¹

¹ Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, Av. Trabalhador São-carlense 400, São Carlos – SP
² Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica - Rua Dom José Gaspar, 500, Prédio 10.

Resumo: O presente artigo trata de um modelo computacional, EVSIM, que caracteriza a troca de calor entre o ar e o refrigerante de um evaporador semelhante aos usados em condicionadores de ar domésticos. O modelo é capaz de levar em conta a distribuição do refrigerante ao longo da serpentina mesmo em circuitos complexos. O desempenho do evaporador é calculado através de uma análise tubo a tubo. A performance de cada tubo é calculada baseada na distribuição do ar, vazão mássica do refrigerante e os estados termodinâmicos determinados para cada tubo. A principal vantagem do modelo está na análise termodinâmica local, nos mecanismos de transferência de calor e equações de estado para diferentes materiais. O presente trabalho acrescenta em relação ao código inicialmente desenvolvido, uma adaptação a diferentes correlações de transferência de calor para escoamento bifásico. Os resultados obtidos são coerentes com resultados experimentais e com razoável confiabilidade.

Palavras-chave: Evaporador; Simulação; Trocador de Calor; Performance.

1. INTRODUÇÃO

O modelo computacional abordado no trabalho simula um evaporador tipicamente empregado em sistemas de condicionamento de ar residenciais. O esquema deste tipo de trocador de calor é apresentado na Fig.(1). O refrigerante escoa pelo interior dos tubos que formam diversos circuitos, enquanto o ar escoa ao redor desses tubos aletados. Durante a sua passagem o ar evapora o refrigerante, e se resfria. Quando a temperatura do ar é menor que a temperatura de orvalho, vapor de água se condensa sobre a superfície aletada do trocador de calor.

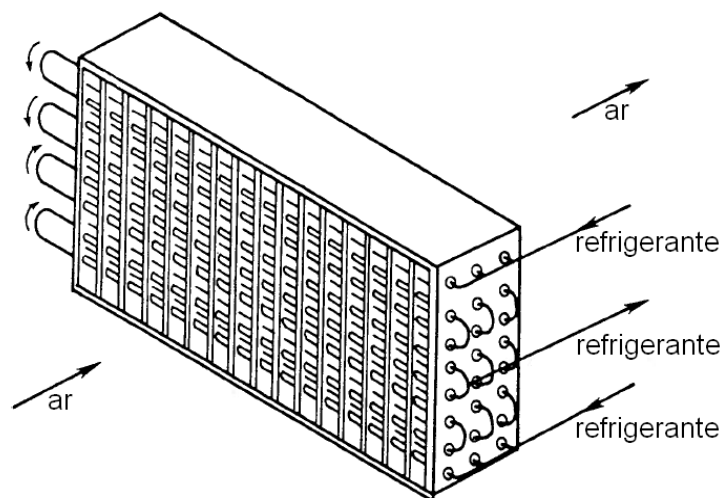


Figura 1. Esquema de um evaporador de uma única placa (Domanski, 1989)

Durante o escoamento através do trocador de calor a temperatura do ar decresce gradualmente enquanto a temperatura do refrigerante se mantém aproximadamente constante durante a evaporação. Assim que o refrigerante se evapora por completo, sua temperatura cresce e a diferença entre a temperatura do refrigerante e do ar diminui. Sistemas de ar-condicionados são projetados para operar com um pequeno superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador (Domanski, 1989). A capacidade do evaporador pode ser significativamente reduzida se na saída do refrigerante estiver presente uma mistura de vapor muito superaquecido com a fase líquida ainda presente partindo dos diferentes circuitos da serpentina como visto em Chwalowski et al. (1989).

Certas características do projeto impactam sobre a performance de um evaporador. Aletas planas, onduladas, em forma de lança podem ser usadas no lado do ar. Tubos com a superfície lisa do lado de dentro são mais comuns mas superfícies aumentadas também são possíveis. Diferentes materiais podem ser usados; aletas são feitas normalmente de alumínio enquanto tubos podem ser fabricados a partir de alumínio ou cobre. Outros fatores importantes do projeto são o padrão dos tubos, diâmetro, número de fileiras do trocador, forma e espessura das aletas, circuitamento projetado e a configuração da serpentina. Os últimos dois fatores podem provocar a má distribuição do ar e do refrigerante. A técnica de fabricação pode também impactar na performance do trocador de calor. Por exemplo, a resistência de contato entre um tubo e uma aleta pode depender da qualidade dos instrumentos; um tratamento sobre a superfície externa pode resultar melhor drenagem e condensação (Domanski, 1989).

Modelos computacionais que predizem o desempenho de trocadores, através de relações envolvendo princípios de transferência de calor, são mais versáteis. Entre os modelos que são de domínio público, o modelo de evaporador presente no programa para bombas de calor como em Fisher et al. (1981) foi desenvolvido para as situações mais generalizadas possíveis.

O modelo em que estamos nos focando, EVSIM, que teve seu código divulgado em Domanski (1989), é baseado em um cálculo tubo por tubo, mas possui diversos avanços. Ele pode simular o desempenho de uma serpentina de evaporador com distribuição não uniforme do ar (em uma dimensão) que passa transversalmente pelos tubos. A distribuição do refrigerante é simulada baseada na perda de carga de cada circuito. Neste caso usamos um esquema de iteração “para frente”, parte da entrada e vai para a saída, a qual permite uma modelagem mais realística. O superaquecimento do refrigerante em diferentes saídas dos circuitos pode ser diferente dependendo do calor recebido e da vazão mássica em cada circuito. Todo o desenvolvimento teórico, a seguir apresentado na seção 2, foi tomado do trabalho de Domanski (1989).

2. MODELO MATEMÁTICO EMPREGADO (Domanski, 1989)

Considerando apenas um único tubo do evaporador, o problema reduz-se à modelagem da transferência de calor num trocador de fluxo cruzado. Para tanto se usa a equação de Peclet:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (1)$$

Na Equação (1) A corresponde à área da superfície de transferência de calor, U ao coeficiente global de transferência de calor, ΔT_m à média logarítmica da diferença de temperaturas (MLDT) entre os dois fluidos, e Q à taxa de transferência de calor.

Conforme Threlkeld (1970) e outros, a MLDT no caso em que um dos fluidos se mantém a temperatura constante é formulada segundo a Eq. (2):

$$\Delta T_m = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2}} \quad (2)$$

No caso em que temperatura dos dois fluidos varia a Eq.(2) se escreve como:

$$\Delta T_m = \frac{t_2 - t_1}{\frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{t_2 - t_1}{\frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} + \ln \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_1}}} \quad (3)$$

Nas Eqs. (2) e (3) T corresponde à temperatura de um fluido, e t à temperatura do outro fluido. Os sub-escritos 1 e 2 referem-se à entrada do tubo e à saída, respectivamente.

Finalmente a conservação de energia para os dois fluidos é formulada como segue:

$$Q = m \cdot (i_2 - i_1) \quad (4)$$

$$Q = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (5)$$

Sendo Q a taxa de transferência de calor, m a vazão mássica, i a entalpia e T a temperatura do fluido.

São as Eq. (1) a Eq. (5) são as equações fundamentais que são empregadas no modelo para calcular a taxa de transferência de calor entre o ar e o refrigerante, mesmo quando está presente a mudança de fase do refrigerante, ou quando o refrigerante está superaquecido. No caso da mudança de fase é preciso identificar padrões de escoamento no interior dos tubos e associá-los a fração de comprimento dos tubos em que está presente. Para o cálculo da perda de carga do refrigerante, o modelo adota diferentes correlações na região bifásica e na região de superaquecimento. O cálculo da transferência de calor considera duas correlações diferentes na região bifásica, assumindo escoamento anular (título até 0,85), e escoamento em névoa para títulos entre 0,85 – 1,00. As correlações utilizadas são apresentadas a seguir.

2.1 Região Bifásica do Refrigerante

Para o escoamento anular se assume que (Domanski, 1989):

$$Q = m_a \cdot c_{p,a} \cdot (t_i - T_i) \cdot \left(1 - \exp\left(\frac{-U \cdot A_o}{m_a \cdot c_{p,a}}\right)\right) \quad (6)$$

Se a taxa de transferência de calor calculada, Q , resulta em um título de vapor para o refrigerante maior do que 0,85, a taxa de transferência de calor regime de escoamento anular é:

$$Q = m_r \cdot (i_{r,85} - i_i) \quad (7)$$

A fração do comprimento do tubo com título até 0,85, anular, será calculada pelas seguintes equação:

$$\text{ANULAR} = \frac{m_r \cdot (i_{r,85} - i_{r,i})}{m_a \cdot c_{p,a} \cdot (t_i - T_i) \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_o}{m_a \cdot c_{p,a}}\right)\right)} \quad (8)$$

Para escoamento em névoa, considerando o fluxo de ar, a taxa de transferência de calor é:

$$Q = m_a \cdot c_{p,a} \cdot (1 - \text{ANULAR}) \cdot (t_i - T_i) \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_o}{m_a \cdot c_{p,a}}\right)\right) \quad (9)$$

Se a taxa de transferência de calor calculada pela equação acima resulta em uma entalpia do refrigerante maior que do vapor saturado, $i_{r,v}$, a taxa de transferência de calor na região de escoamento em névoa considerando a vazão do refrigerante é:

$$Q = m_r \cdot (i_{r,v} - i_{r,i}) \quad (10)$$

A fração do tubo com escoamento em névoa, XDRY, pode ser calculada pela seguinte equação:

$$\text{XDRY} = \frac{m_r \cdot (i_{r,v} - i_{r,i})}{m_a \cdot c_{p,a} \cdot (1 - \text{ANULAR}) \cdot (t_i - T - i) \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_o}{m_a \cdot c_{p,a}}\right)\right)} \quad (11)$$

Escoamento monofásico (vapor superaquecido):

$$Q = m_r \cdot c_{p,r} \cdot (t_i - T_i) \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{(1 - \text{ANULAR} - \text{XDRY}) \cdot m_a \cdot c_{p,a}}{m_r \cdot c_{p,r}} \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_o}{m_a \cdot c_{p,a}}\right)\right)\right)\right) \quad (12)$$

Da Equação (6) até Eq. (12) a seguinte nomenclatura é usada: A_o corresponde à área exterior total do tubo molhada pelo ar, $c_{p,a}$ ao calor específico do ar a temperatura constante, $c_{p,r}$ ao calor específico do refrigerante a pressão constante, $i_{r,i}$ à entalpia do refrigerante na entrada do tubo, $i_{r,v}$ à entalpia do vapor saturado do refrigerante, $i_{r,85}$ à entalpia do refrigerante no escoamento de título igual a 0,85, m_a à vazão mássica do ar no tubo, m_r à vazão mássica do refrigerante no tubo, t_i à temperatura do ar que cruza o tubo, T_i à temperatura de entrada do refrigerante, ANULAR à fração do comprimento do tubo com escoamento de título até 0,85, XDRY à fração do comprimento do tubo com escoamento de título entre 0,85 e 1,00 e U ao coeficiente global de transferência de calor do tubo.

2.2 Perda de carga do refrigerante em um tubo

A perda de carga total para fluxo em um tubo ocorre devido ao atrito, variação da quantidade de movimento e gravidade. A perda de carga por gravidade não é considerada pelo EVSIM.

Consequentemente, a perda de carga para superfícies acrescidas é calculada aplicando correlações para tubos lisos e pré-determinando fatores de correção.

2.2.1 Perda de carga para escoamento monofásico

2.2.1.1 Tubos lisos

A perda de carga por atrito pode ser calculada pela equação de Fanning com o fator de atrito de Fanning tal como foi feito nas equações (13) e (14):

$$\frac{dP}{dL} = \frac{2 \cdot f \cdot G^2}{D_i \cdot \rho} \quad (13)$$

$$f = 0,046 \cdot Re^{-0,2} \quad (14)$$

A perda de carga devido a variação de quantidade de movimento pode ser calculada pela equação abaixo:

$$\frac{dP}{dL} = -G^2 \cdot \frac{dv}{dL} \quad (15)$$

Nas relações anteriores, P representa a pressão, L a coordenada ao longo do eixo do tubo, G a velocidade mássica do refrigerante, D_i o diâmetro interno do tubo, v o volume específico do refrigerante, Re o número de Reynolds e f o fator de atrito de Fanning.

2.2.1.2 Tubos com superfícies intensificadas

A perda de carga por atrito é calculada pelas Eqs.(13) e (14) aplicando um fator multiplicador igual a 1,5. Esse fator multiplicador aumenta em 50 % o valor obtido pelo EVSIM para o respectivo coeficiente interno de transferência de calor.

2.2.2 Perda de carga para escoamento bifásico com evaporação

2.2.2.1 Tubos lisos

A perda de carga por atrito calculada para escoamento bifásico com evaporação pode ser calculada através da correlação proposta por Pierre (1964), baseada em seus experimentos com refrigerantes R-12 e R-22. A correlação de Pierre combina os efeitos da quantidade de movimento e do atrito em uma única equação:

$$\Delta P = \left(f \cdot \frac{L}{D_i} + \frac{\Delta x}{x} \right) \cdot G^2 \cdot v_m \quad (16)$$

Na Equação (16) f refere-se ao fator de atrito calculado pela Eq.(17), x ao título médio, Δx à variação do título, $v_m = v_L + x_m \cdot (v_V - v_L)$, sendo v_m o volume específico médio, v_L o volume específico da fase líquida, v_V o volume específico da fase gasosa e x_m o título médio de vapor.

$$f = 0,0185 \cdot \left[\frac{K_f}{Re} \right]^{0,25} \quad (17)$$

Sendo:

$$K_f = \frac{J \cdot i_{fg} \cdot \Delta x \cdot g_c}{L \cdot g} \quad (18)$$

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu_L} \quad (19)$$

Na Equação (18) J é um fator de conversão, $J = 0,10213$ (kg.m/J), g é a constante de aceleração gravitacional, $g = 9,8$ (m/s²), e $g_c = 9,8$ (m.kg/(kgf.s²), constante adimensional.

A fórmula para o fator de atrito contém o número de Reynolds e o termo, K_f , apontado por Pierre (1964) como um número de vaporização, fazendo o fator de atrito ser sensível a taxa de geração de vapor na interface líquido-vapor. A correlação de Pierre foi verificada em Anderson et al. (1966), obtendo melhor concordância global com dados experimentais para perda de carga dos refrigerantes R-12 e R-22 do que usando outra correlação mais popular,

Martinelli et al. (1948). Correlações mais modernas serão implementadas em futuras versões do programa.

2.3 Coeficiente global de transferência de calor para tubos aletados

2.3.1 Tubo seco

O coeficiente global de transferência de calor, U , para um tubo seco aletado pode ser obtido a partir de resistências individuais entre o refrigerante e o ar, Threlkeld (1970), Domanski (1989):

$$U = \left[\frac{A_o}{A_{p,i}} + \frac{A_o \cdot x_p}{A_{p,m} \cdot k_p} + \frac{A_o}{A_{p,o} \cdot h_{if}} + \frac{1}{h_{c,o} \cdot \left(1 - \frac{A_f}{A_o} \cdot (1 - \phi)\right)} \right]^{-1} \quad (20)$$

Sendo A_f a área da superfície da aleta, A_o a área exterior total exposta ao ar, $A_{p,i}$ a área interior do tubo, $A_{p,m}$ a área média da superfície do tubo, $A_{p,o}$ a área externa da superfície do tubo, $h_{c,o}$ o coeficiente de transferência de calor convectivo sobre a superfície exterior, h_i o coeficiente de transferência de calor no lado interno do tubo, h_{if} a condutância térmica no contato entre tubo e aleta, k_p a condutividade térmica do material do tubo, x_p a espessura da parede do tubo.

E a eficiência da aleta ϕ determinada pela Eq. (21):

$$\phi = \frac{T_{f,m} - T_a}{T_{f,b} - T_a} \quad (21)$$

Onde T_a corresponde a temperatura do ar, $T_{f,b}$ à temperatura da base da aleta e $T_{f,m}$ à temperatura média da aleta.

O primeiro e o quarto termo da Eq. (20) referem-se às resistências convectivas de transferência de calor internas e externas, respectivamente. O segundo termo representa a resistência condutiva de transferência de calor através da parede. O terceiro termo trata da resistência de contato entre a superfície externa do tubo e a base da aleta.

2.3.2 Tubo úmido

A análise do tubo úmido é aplicado ao evaporador quando a temperatura de sua superfície está abaixo da temperatura de orvalho do ar. Como resultado, a umidade é removida do ar através da condensação de vapor de água na superfície externa do evaporador. Se a temperatura do evaporador estiver acima da temperatura de gelo (variação presente no EVSIM) o fluido condensando escoará pelas aletas sob influência da gravidade.

A taxa de transferência de calor entre a corrente de ar e a superfície de água é descrita pela equação abaixo:

$$dQ = [h_{c,o} \cdot (T_a - T_w) + h_{D,o} \cdot (w_a - w_w) \cdot i_{fg,w}] \cdot dA_o \quad (22)$$

O primeiro termo trata da transferência de calor sensível e o segundo trata da transferência do calor latente. Para a pressão atmosférica o número de Lewis corresponde a:

$$Le = \frac{h_{c,o}}{h_{D,o} \cdot c_{p,a}} \quad (23)$$

sendo normalmente assumido igual a 1, Threlkeld (1970) e outros. Considerando que a eficiência da aleta aproxima-se da taxa de diferença de umidade no conteúdo:

$$\phi = \frac{w_a - w_{f,m}}{w_a - w_w} \quad (24)$$

A Equação (22), então, assume a seguinte forma para o tubo com aletas planas.

$$dQ = h_{c,o} \cdot \left(1 + \frac{i_{fg,w} \cdot (w_a - w_w)}{c_{p,a} \cdot (T_a - T_w)}\right) \cdot \left(1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \phi)\right) \cdot (T_a - T_w) \cdot dA_o \quad (25)$$

Nas Equações (22-25): A_f representa a área da superfície da aleta, A_o é a área externa total, $c_{p,a}$ é o calor específico do ar, $h_{c,o}$ é o coeficiente convectivo no lado do ar (convecção forçada), $h_{D,o}$ representa o coeficiente de transferência de massa pelo lado do ar, $i_{fg,w}$ é o calor latente de condensação para a água, T_a é a temperatura do ar, T_w igual à temperatura da água líquida na base da aleta, w_a é a taxa de umidade do ar, w_w é a taxa de umidade do ar saturado a temperatura T_w .

A condução de calor unidimensional através do filme condensado pode ser expressado pela equação:

$$dQ = h_w \cdot \Delta T_w \cdot dA_o \quad (26)$$

Onde o coeficiente de transferência de calor para o filme condensado é dado pela Eq. (27):

$$h_w = \frac{k_w}{\delta} \quad (27)$$

Sendo k_w a condutividade térmica da água, ΔT_w a diferença de temperatura através do filme de água condensada e δ a espessura do filme condensado.

Usando as Eq. (22) e (26) e referindo-se a Eq. (20), a relação que segue para o coeficiente global de transferência de calor para um tubo úmido aletado pode ser obtida:

$$U = \left[\frac{A_o}{h_i \cdot A_{p,i}} + \frac{A_o \cdot x_p}{A_{p,m} \cdot k_p} + \frac{1}{h_L} + \frac{A_o}{A_{p,o} \cdot h_{if}} + \frac{1}{h_{c,o} \cdot \left(1 + \frac{i_{fg,w} \cdot (w_a - w_w)}{c_{p,a} \cdot (T_a - T_w)}\right) \cdot \left(1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \phi)\right)} \right]^{-1} \quad (28)$$

Onde os símbolos usados são definidos conforme as Eq. (20) e (24).

O presente modelo leva em consideração o impacto da condensação de vapor para a transferência de calor pelos seguintes motivos (Domanski, 1989):

- A camada do líquido condensado oferece resistência adicional à transferência de calor (termo 3 da Eq. (28)),
- Do lado do ar a resistência à transferência de calor decai devido devido ao efeito de condensação.
- O coeficiente de transferência de calor do lado do ar, $h_{c,o}$, cresce se for sentida a geometria da superfície externa e o número de Reynolds da corrente de ar.
- A eficiência da aleta cai conforme h cresce.

A Equação (28) requer que se leve em consideração a espessura da camada do líquido condensado. A seguinte análise permite encontrar o valor da espessura média de um filme condensado sobre uma aleta, horizontal ou vertical. Obviamente, em aplicações reais, o líquido condensado não é uniformemente distribuído pela superfície da aleta, e a espessura do fluido condensado varia mesmo em aletas horizontais. As variações locais da espessura do filme líquido são muito maiores para aletas onduladas e em forma de tiras. Na falta de melhores métodos analíticos, uma espessura média para a camada de água será calculada e usada pelo EVSIM nos cálculos de transferência de calor (Domanski, 1989).

Em ordem para encontrar a espessura da camada de água, se considera a equação de transferência de massa:

$$m_{a,d} \cdot dw_a = -h_{D,o} \cdot (w_a - w_w) \cdot dA_o \quad (29)$$

Para o número de Lewis igual a 1, a Eq. (29) assume a seguinte forma:

$$m_{a,d} \cdot dw_a = -\frac{h_{c,o}}{c_{p,a}} \cdot (w_a - w_w) \cdot dA_o \quad (30)$$

A mudança na taxa de umidade do ar pode ser calculada pela integração da Eq. (30), resultando em:

$$w_{a,o} = w_{a,i} - (w_{a,i} - w_w) \cdot \left(1 - \exp\left(\frac{-h_{c,o} \cdot A_o}{c_{p,a} \cdot m_{a,d}}\right)\right) \quad (31)$$

A condensação da umidade pode algumas vezes ocorrer apenas em uma parte da superfície externa associada ao tubo. Isso pode acontecer por exemplo em um tubo no qual o refrigerante está superaquecido, tendo a temperatura de entrada e saída, abaixo e acima da temperatura de orvalho do ar, respectivamente. Outro caso possível é quando a temperatura do refrigerante está pouco abaixo da temperatura de orvalho do ar. Deste modo a condensação vai ocorrer na superfície do tubo e na parte da área aletada que estiver abaixo da temperatura de orvalho do ar e a superfície da aleta que estiver acima da temperatura de orvalho do ar não vai provocar condensação (Domanski, 1989).

Um rigoroso modelo de condensação na parte de fora da superfície exige que se identifique as áreas da superfície que estão acima e abaixo da temperatura de orvalho. Cumprir esta tarefa é extremamente difícil, a consequência de tantas variáveis afetando o perfil de temperatura da superfície é desconhecida. Nota-se também que as consequências dos balanços dos padrões de escoamento e da temperatura dos tubos na vizinhança da aleta em seu perfil de temperatura é também muito complexo. Devido a estas razões essa parte da simulação é desenvolvida considerando algumas poucas hipóteses simplificadoras.

A remoção da umidade da corrente de ar é calculada separadamente para um tubo e suas aletas. Elas são associadas a um determinado tubo e são consideradas como circulares e de área igual, tal como é mostrado na Fig. (2). Um perfil de temperatura linear da superfície de um tubo entre a entrada e a saída é tomado como hipótese, e as partes do tubo com e sem condensação serão determinadas dessa forma. Do mesmo modo um perfil de temperatura linear é

considerado para uma aleta.

A temperatura média para uma superfície da aleta, $T_{f,m}$, pode ser expressa pela equação:

$$T_{f,m} = \frac{1}{A_f} \int T \cdot dA_f \quad (32)$$

Aplicando um perfil de temperatura linear sobre a aleta e integrando obtêm-se:

$$T_{f,m} = T_o + \frac{(T_t - T_o) \cdot \left(\frac{D_t^3}{3} - \frac{D_t^2 \cdot D_o}{2} + \frac{D_o^3}{6} \right)}{(4 \cdot A_f \cdot (D_t - D_o))} \quad (33)$$

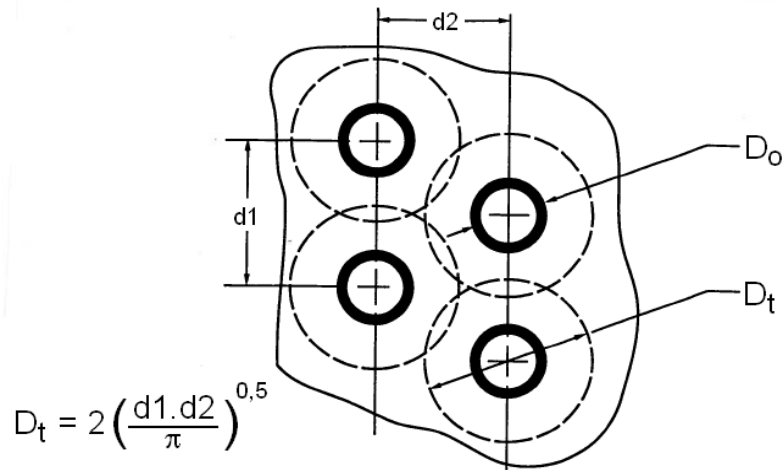


Figura 2. Método de aproximação para aletas retangulares em termos de aletas redondas de área igual (Domanski, 1989)

Onde D_o é o diâmetro externo do tubo, D_t é o diâmetro total da aleta (ver Fig. (2)), T_o é a temperatura do tubo em D_o e T_t é a temperatura da ponta da aleta em D_t .

Desde que a temperatura média possa também ser usada para a eficiência da aleta resulta:

$$T_{f,m} = T_a - \phi \cdot (T_a - T_o) \quad (34)$$

Agora a temperatura da ponta da aleta, T_t , e o diâmetro da aleta com a condensação ocorrendo, D_c , podem ser determinados. Considerando que a taxa de umidade do ar saturado varia linearmente com a temperatura, a taxa de umidade do ar saturado corresponde a temperatura média da superfície da aleta à temperatura abaixo da temperatura de orvalho que pode ser calculada pela seguinte equação:

$$w_w = w_o + \frac{(w_c - w_o) \cdot \left(\frac{D_c^3}{3} + \frac{D_c^2 \cdot D_o}{2} + \frac{D_o^3}{6} \right)}{4 \cdot A_{f,c} \cdot (D_c - D_o)} \quad (35)$$

Deve ser notado que o EVSIM aproxima aletas retangulares para aletas circulares apenas para podermos calcular a remoção da umidade. O escoamento do fluido condensado nas aletas e a transferência de calor são calculados de modo a reconhecer o esquema de tubos aletados.

A taxa de remoção da umidade por unidade de área, R , pode ser calculada:

$$R = \frac{m_{a,d} \cdot (w_{a,i} - w_{a,e})}{A_o} \quad (36)$$

Onde $m_{a,d}$ é a vazão mássica de ar seco, $w_{a,e}$ é a taxa de umidade do ar na fileira do tubo de saída e $w_{a,i}$ é a taxa de umidade do ar na fileira do tubo de entrada.

Imaginando que não exista nenhum obstáculo para o ar sobre a camada de líquido, sua velocidade local é expressa solucionando-se as equações de Navier-Stokes para escoamento viscoso em um muro vertical:

$$V_z = \frac{\rho \cdot g}{\mu} \cdot (0,5 \cdot y^2 - y \cdot \delta) \quad (37)$$

Onde V_z é a velocidade local do líquido, ρ é a densidade do líquido, g é a aceleração gravitacional, y é a distância da parede, d é a espessura da camada de líquido e μ é a viscosidade absoluta do líquido.

Aplicando a equação da continuidade ao filme de líquido para uma unidade de comprimento:

$$m(z) = \rho \cdot \int_0^{\delta} V_z \cdot dy \quad (38)$$

E assumindo que a taxa de condensação sobre a aleta é uniforme, (isto é, $m(z) = R' \cdot z/h$, onde: $m(z)$ = vazão mássica do conteúdo condensado na altura z , R' = taxa de condensação da água sobre uma aleta de altura h e uma unidade de comprimento, $z = 0$ no topo e $z = h$ no fundo da placa), a média da espessura da camada de condensação pode ser obtida através da integração da espessura de camada local pela altura da aleta e dividindo a expressão obtida pela altura. A expressão resultante é:

$$\delta = 1,082 \cdot \left[\frac{\mu_w \cdot R'}{g \cdot \rho_w^2} \right]^{1/3} \quad (39)$$

Onde g é a aceleração gravitacional, R' é a taxa de condensação por unidade de largura de uma aleta, μ_w é a viscosidade dinâmica da água e ρ_w é a densidade da água. Mais detalhes envolvendo aletas e transferência de calor empregado na presente versão do programa EVSIM pode ser vista no trabalho de Domanski (1989), que está disponibilizado na internet pelo NIST (National Institute of Standards and Technology).

2.4 Coeficiente de transferência de calor

O coeficiente de transferência de calor para convecção forçada em escoamento monofásico, h_{sp} , para um tubo liso é calculado considerando a correlação de Dittus-Boelter, (Domanski, 1989; Incropera, 2008).

$$h_{sp} = \frac{0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot k}{D_i} \quad (40)$$

Na Equação (40) Re é o número de Reynolds, Pr o número de Prantl, k a condutividade térmica do vapor do refrigerante e D_i o diâmetro interno do tubo.

2.4.1 Tubos com superfícies intensificadoras

O coeficiente de transferência de calor para superfícies internas micro-aletadas é calculada pelo EVSIM através da multiplicação de h_{sp} , obtido pela Eq.(40), por um fator de correção igual a 2,0. O valor do fator de correção escolhido é uma média de transferência de calor obtida por Khanpara et al.(1987) para tubos micro-aletados usando o R-22.

2.4.2 Escoamento bifásico com evaporação

O escoamento do refrigerante com evaporação é subdividido no presente modelo em dois padrões de escoamento; são eles o escoamento anular e névoa. O título de 0,85 foi escolhido no modelo como ponto de divisão entre os dois padrões de escoamento.

2.4.3 Tubos lisos, escoamento anular

A correlação desenvolvida por Gungor et al. (1986) é usada no EVSIM para calcular o coeficiente de transferência de calor durante a evaporação em regime de escoamento anular em tubos interiormente lisos. Essa correlação foi desenvolvida com a ajuda de de um banco de dados que inclui 4300 pontos de 28 autores usando 7 fluidos. A forma da correlação é coerente com a aproximação de Chen (1966) na qual reconhece dois distintos mecanismos para a transferência de calor; a ebulição nucleada e a convecção forçada. O coeficiente de transferência de calor durante a evaporação, h_{an} , é dada por uma média ponderada entre o coeficiente de uma fase, h_1 , e do coeficiente para ebulição em piscina, h_{pool} , responsável na correlação pela contribuição da ebulição nucleada na transferência de calor:

$$h_{an} = E \cdot h_{sp} + S \cdot h_{pool} \quad (41)$$

$$h_1 = \frac{0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} \cdot k_1}{D_i} \quad (42)$$

$$h_{pool} = 55 \cdot P_r^{0,12} \cdot (-\log P_r)^{-0,55} \cdot M^{-0,5} \cdot q^{0,67} \quad (43)$$

$$E = 1 + 24000 \cdot Bo^{1,16} + 1,37 \cdot X^{-0,86} \quad (44)$$

$$S = (1 + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot E^2 \cdot Re^{1,17})^{-1} \quad (45)$$

No caso de um tubo horizontal e um número de Froude, Fr , menor que 0,05, E e S deve ser multiplicado por E_2 e S_2 , respectivamente:

$$E_2 = Fr^{(0,1-2 \cdot Fr)} \quad (46)$$

$$S_2 = Fr^{0,5} \quad (47)$$

Os símbolos usados nas Eq.(40) a (46) tem o seguinte significado:

$$Re = \frac{G \cdot (1-x) \cdot D_i}{\mu_1} \quad (48)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_1^2 \cdot D_i \cdot g} \quad (49)$$

Nas relações anteriores Re é o número de Reynolds do líquido, Fr é o número de Froude, D_i é o diâmetro interno do tubo, G é a velocidade mássica do refrigerante, g é a aceleração da gravidade, M é a massa molecular, P_r é a pressão reduzida, Pr_l é o número de Prantl do líquido, q corresponde ao fluxo de calor, x ao título do escoamento, μ_1 à viscosidade dinâmica do líquido, ρ_1 à densidade do líquido, Bo ao chamado número de vaporização e X representa o parâmetro de Martinelli conforme Gungor et al. (1986). Nos resultados do presente trabalho uma comparação será feita entre os resultados obtidos pelas correlações de Gungor et al. (1986) e a de Liu et al. (1991). Essa segunda correlação difere da primeira no cálculo dos coeficientes E e S . As demais relações são as mesmas usadas na outra correlação.

$$E = [1 + x \cdot Pr_l \cdot (\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1)]^{0,35} \quad (50)$$

$$S = (1 + 0,055 \cdot F^{0,1} \cdot Re_L^{0,16})^{-1} \quad (51)$$

A correlação de Liu et al. (1991) foi implementada pelos autores no EVSIM. O estudo da sua influência é o escopo principal do presente estudo.

3. RESULTADOS

Na Tabela (1) se apresenta uma comparação dos resultados obtidos para as duas correlações em análise, considerando os resultados experimentais de Chwalowski et al. (1989), nas condições especificadas nessa referência, em que também se analisa o desempenho de um evaporador com o uso do R-22.

Tabela 1. Comparação dos resultados experimentais com as correlações presentes na literatura

Ângulo da serpentina	Condições					Resultados									
	Ar			Refrigerante		Experimento		Gungor et al. (1986)		Liu et al. (1991)		Desvio Gungor et al. (1986)		Desvio Liu et al. (1991)	
	T _{bulbo seco} (°C)	T _{bulbo úmido} (°C)	Vazão (m ³ /min)	T _{sat} (°C)	T _{sup} (°C)	Q _{total} (W)	Q _{latente} (W)	Q _{total} (W)	Q _{lat} (W)	Q _{total} (W)	Q _{lat} (W)	Q _{total} (%)	Q _{lat} (%)	Q _{total} (%)	Q _{lat} (%)
90	26,7	19,4	16	7,1	4,8	5412,3	1553,7	5325,7	1493,6	5199,8	1405	-1,6	-3,87	-3,93	-9,57
65	26,6	19,3	16	7,2	4,3	5202,6	1491,6	5267,6	1452,5	5163	1376,6	1,25	-2,62	-0,76	-7,71
45	26,7	19,3	16,1	7,1	5,8	4855,9	1398,2	5338,8	1490,4	5195,8	1403	9,94	6,6	7	0,34
25	26,3	19,2	15,8	7,2	3	4362,4	1211,9	5155,6	1389,2	5070,1	1327,7	18,18	14,63	16,22	9,56

Conforme pode ser observado na Tab.(1) e na Fig.(3), os resultados obtidos pelo programa EVSIM são mais confiáveis para caso do fluxo de ar perpendicular à serpentina, tanto utilizando a correlação de Liu et al. (1991) ou a de Gungor et al. (1986). No entanto para ângulos menores que 50°, o modelo deixa de ter a mesma precisão.

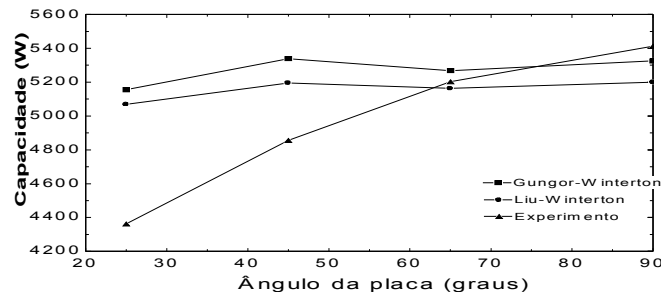


Figura 3. Desempenho do evaporador em relação ao ângulo da placa

4. AGRADECIMENTOS

O primeiro autor agradece a CAPES pela bolsa de mestrado recebida. O segundo autor agradece ao CNPq e à FAPEMIG e o terceiro autor agradece ao CNPq pelos recursos financeiros recebidos.

5. REFERÊNCIAS

- Anderson, S. W., Rich, D. G. e Geary, D. F., 1966, Evaporation of Refrigerant 22 in a Horizontal 3/4-In. OD Tube, ASHRAE Transactions, Vol. 72, p. 28.
- Chen, J. C., 1966, A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev., 5, pp. 322-329.
- Chwalowski, M., Didion, D.A., e Domanski, P.A., 1989, Verification of Evaporator Computer Models and Analysis of Performance of an Evaporator Coil, Ashrae Transactions, Vol. 95, Part 1, January.
- Domanski, P.A., 1989, EVSIM: An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution, NIST report, NISTIR 89-4133.
- Fisher, S.K., e Rice, C.K., Dezembro 1981, A Steady-State Computer Design Model for Air-to-Air Heat Pumps, Oak Ridge National Laboratory, ORNL/CON 8-, Oak Ridge, TN.
- Gungor, K. E. e Winterton, R.H.S., 1986, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 29, No. 3, pp. 351-358.
- Incropera, F. P., 2008, Fundamentos de Transferência de Calor e Massa, 6ª edição, pp. 323.
- Khanpara, J.C., Pate, M. B., e Bergles, A. E., 1987, Local Evaporation Heat Transfer in a Smooth Tube and a Micro-fin Tube Using Refrigerants 22 and 113, apresentado no Winter Annual Meeting of ASME, Boston, Ma., Dezembro 13-18.
- Liu, Z. e Winterton, R.H.S., 1991, A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation, International J. Heat Mass Transfer, Vol. 34 No. 11, pp. 2759-2766.
- Martinelli, R. C., e Nelson, D. B., 1948, Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water, ASME Transactions, Vol. 70, No. 6.
- Pierre, B., Setembro 1964, Flow Resistance with Boiling Refrigerants, Ashrae Journal.
- Threlkeld, J. L., 1970, Thermal Environmental Engineering, Englewood Cliffs, N.J. Prentice-Hall, 2ª ed.

NUMERICAL METHOD FOR PREDICTION OF EVAPORATOR PERFORMANCE WITH FINNED TUBES

Rafael Henrique Avanço, avanco@sc.usp.br¹

Luben Cabezas Gómez, luben@pucminas.br²

Hélio Aparecido Navarro, han@sc.usp.br¹

Ronaldo Perussi, rperussi@sc.usp.br¹

¹ Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, Av. Trabalhador São-carlense 400, São Carlos – SP

² Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica - Rua Dom José Gaspar, 500, Prédio 10.

Abstract: This paper talks about a computer model, EVSIM, which predicts the performance of evaporator of the type used in residential air-conditioning. The performance of the evaporator is obtained with a tube-by-tube analysis based on the refrigerant and air distribution and the local thermodynamics states. The evolution of the present code in relation to the original code EVSIM are the different correlations of heat transfer for biphasic flow. The results in this report compare correlations and experimental results showing the confiability of the model.

Keywords: Evaporator, Simulation, Heat Exchanger, Performance.