

FERNANDO KOLBERG GRAHL

ANÁLISE DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE UM  
EVAPORADOR DE GRANDE PORTE

Monografia apresentada ao Departamento de  
Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul,  
como parte dos requisitos para obtenção do  
diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Francis H. R. França

Porto Alegre  
2010



**Universidade Federal do Rio Grande do Sul**  
**Escola de Engenharia**  
**Departamento de Engenharia Mecânica**

**ANÁLISE DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE UM  
EVAPORADOR DE GRANDE PORTE**

**FERNANDO KOLBERG GRAHL**

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS  
PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Walter Jesus Paucar Casas  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

***BANCA EXAMINADORA:***

Prof. Dr. Jorge R. S. Zabadal  
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. Flavio T. Van Der Laan  
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. Sérgio Luiz Frey  
UFRGS / DEMEC

## AGRADECIMENTOS

Aos meus pais *Simone e Carlos*, que me incentivaram e me deram suporte para os meus estudos,

à Universidade Federal do Rio Grande do Sul pelo ensino de alta qualidade que proporcionou a realização deste trabalho e

à Recrusul S.A., em particular nas pessoas do engenheiro Guilherme Ferreira e ao colaborador Neco, pelo suporte prestado na medição do evaporador no túnel de congelamento.

GRAHL, F. K. **Análise do Coeficiente Global de Transferência de Calor de um Evaporador de Grande Porte**. 2010. 23f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

## **RESUMO**

Evaporadores do tipo escoamento cruzado com tubos aletados são utilizados em câmaras frigoríficas e túneis de congelamento para congelar ou resfriar alimentos. Estes evaporadores têm como principais características a baixa temperatura de operação e a extensa área de troca térmica. O escoamento é do tipo cruzado, o ar escoo no lado externo entre as aletas e tubos e a amônia escoo, trocando de fase, no interior dos tubos. O objetivo deste trabalho é calcular o coeficiente global de transferência de calor para este trocador de calor com combinações de correlações de trabalhos recentemente publicados e com dados experimentais medidos de um evaporador em funcionamento. A comparação entre os resultados é usada para a obtenção das melhores correlações para o cálculo teórico. Os resultados foram coerentes, mas demonstraram uma incerteza elevada devido a complexidade dos fatores envolvidos.

**PALAVRAS-CHAVE:** Trocador de calor, Transferência de calor, Tubo aletado, Coeficiente global, Evaporador, Amônia, Refrigeração

GRAHL, F. K. **Analysis of the Global Coefficient of Heat Transfer of a Large Evaporator**. 2010. 23f. Monography (Graduation Paper of the Mechanical Engineering Course) – Mechanical Engineering Department, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

#### **ABSTRACT**

Finned tubes evaporators with cross-flow are being used in cold rooms and freezing tunnels for freezing or cooling food. These evaporators have as main characteristics low operating temperature and extensive thermal exchange area. The flow is cross-type, air flows in the outside through the fins and tubes and ammonia flows boiling inside the tubes. In this paper it is calculated the global coefficient of transfer heat for this heat exchanger with combinations of recent studies correlations and the measurement data of an evaporator in operation. The comparison between the results is used to obtain the best correlation to the theoretical calculation. Results were consistent, but showed a high uncertainty due to complexity of factors involved.

**KEYWORDS:** Heat exchanger, Heat transfer, Finned tubes, Global coefficient, Evaporator, Ammonia, Refrigeration

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
<b>2. DESENVOLVIMENTO.....</b>	<b>1</b>
2.1. Revisão Bibliográfica .....	1
2.2. Apresentação do Problema .....	2
2.3. Cálculo analítico.....	3
2.3.1. Coeficiente externo de transferência de calor .....	3
2.3.1.1. Coeficiente externo de transferência de calor por Kim.....	4
2.3.1.2. Coeficiente externo de transferência de calor por Wang .....	4
2.3.2. Coeficiente interno de transferência de calor.....	5
2.3.2.2. Coeficiente interno de transferência de calor por Kandlikar.....	6
2.3.3. Eficiência do evaporador e resistências de incrustamento.....	7
2.3.3.1. Eficiência do evaporador.....	7
2.3.3.2. Resistência de incrustamento interno.....	8
2.3.3.3. Resistência de incrustamento externo.....	8
2.4. Cálculo experimental.....	9
2.4.1. Medições do evaporador em funcionamento .....	10
2.5. Resultados e Discussões .....	11
2.5.1. Resultados Teóricos.....	11
2.5.1.1. Resultados do Coeficiente de Transferência de Calor Externo .....	11
2.5.1.2. Resultados do Coeficiente de Transferência de Calor Interno .....	11
2.5.1.3. Resultados da Eficiência e Resistências de Incrustamento .....	12
2.5.1.4. Resultados do Coeficiente Global de Transferência de Calor.....	13
2.5.2. Resultados experimentais.....	14
2.5.3. Comparações entre resultados.....	14
2.5.4. Discussões entre resultados.....	14
<b>3. CONCLUSÕES .....</b>	<b>15</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>16</b>
<b>BIBLIOGRAFIA CONSULTADA.....</b>	<b>16</b>
<b>APÊNDICE .....</b>	<b>17</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Trocadores de calor do tipo escoamento cruzado com tubos aletados estão sendo utilizados em larga escala em climatização de ambientes. Condicionadores de ar utilizam trocadores de calor para retirar ou adicionar calor ao ambiente, com objetivo de manter o conforto térmico, podendo ser do tipo evaporador ou condensador. Outra utilização para este tipo de trocador de calor é em câmaras frigoríficas e túneis de congelamento, quando é utilizado como evaporador para congelar ou resfriar alimentos, como frango, carne bovina, produtos industrializados entre outros.

Este evaporador tem como principais características a baixa temperatura de operação e a extensa área de troca térmica. Este trabalho tem como objetivo a análise do coeficiente global de transferência de calor deste tipo de trocador de calor.

Existem vários estudos com trocadores de calor de escoamento cruzado com tubos aletados e mudança de fase no interior de tubos, apresentando diferentes correlações para os coeficientes de transferência de calor externo e interno. Algumas correlações desses estudos são utilizadas para calcular o coeficiente global de transferência de calor e serão comparadas com medições em um evaporador específico em funcionamento. Essas comparações permitirão a escolha das melhores correlações para calcular o coeficiente global de transferência de calor para este tipo de trocador de calor.

O estudo proposto neste trabalho é de muita importância para o dimensionamento dos evaporadores, pois o seu tamanho é diretamente proporcional ao coeficiente global de transferência de calor. Quanto maior for a confiabilidade no coeficiente global de transferência de calor, menor será a margem de segurança utilizada no dimensionamento. Este estudo possibilita a comparação dos resultados obtidos teoricamente e experimentalmente, gerando uma maior confiabilidade nos resultados.

## 2. DESENVOLVIMENTO

### 2.1. Revisão Bibliográfica

A elaboração de correlações para o cálculo dos coeficientes externo e interno de transferência de calor em trocadores de calor com geometria de tubos aletados tem sido feito nos últimos anos com dados, na grande maioria, experimentais. Há estudos datados desde a década de 20, mas somente com o avanço da análise computacional houve progresso no desenvolvimento de correlações mais complexas.

Em relação ao coeficiente externo de transferência de calor, *Wang et al.*, em 1999, utilizaram-se de um extenso banco de dados, com 74 amostras, para desenvolver uma das mais completas correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor. *Kim et al.*, também em 1999, realizaram uma análise importante dos mecanismos envolvidos na transferência de calor, desenvolvendo uma correlação simples, mas confiável.

Sobre o coeficiente interno de transferência de calor, *Kattan et al.*, em 1998, propôs uma nova correlação de transferência de calor na evaporação. Com um estudo dos regimes de escoamento, desenvolveu uma correlação específica para tubos na horizontal. Esta correlação corresponde muito bem aos resultados experimentais. Para validar a utilização da amônia na correlação de *Kattan, Zürcher et al.*, em 1999, fizeram-se pequenos ajustes nas correlações do mapeamento dos regimes de escoamento.

Uma correlação de uso mais ampla foi desenvolvida por *Kandlikar*, em 1990. Esta correlação é de aplicação simples e pode ser usada tanto para tubos na horizontal quanto na vertical.

## 2.2. Apresentação do Problema

O trocador de calor utilizado para análise do coeficiente global de transferência de calor é um evaporador usado em câmaras frigoríficas e túneis de congelamento de alimentos, conforme figura do Apêndice A. O evaporador faz parte do ciclo termodinâmico juntamente com condensador, compressor, válvulas e tubulação.

O tamanho destes evaporadores varia linearmente com a carga térmica da câmara frigorífica, ou túnel de congelamento, de acordo com o coeficiente global de transferência de calor. A carga térmica é composta pelas cargas parciais, sendo a principal delas a necessária para congelar o produto. Para satisfazer a carga térmica deve-se utilizar uma área de troca térmica extensa, que consiga retirar todo calor do ambiente. São usados vários evaporadores independentes interligados pelas linhas de sucção do líquido e descarga do vapor para obter toda a área necessária.

A geometria básica do evaporador é composta de tubos alternados com aletas retangulares planas. O escoamento é do tipo cruzado, o ar escoia no lado externo entre as aletas e tubos e a amônia escoia trocando de fase no interior dos tubos. A Figura 2.1 mostra as principais dimensões de um evaporador.

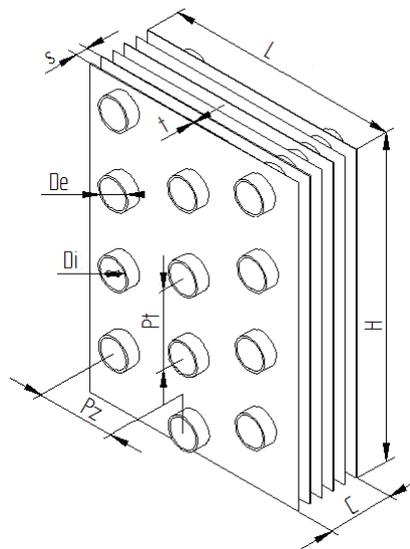


Figura 2.1 – Principais dimensões de um evaporador

Na Figura 2.1,  $P_z$  é a distância entre os tubos na direção do escoamento,  $P_t$  é a distância entre os tubos perpendicular ao escoamento,  $D_i$  é o diâmetro interno do tubo,  $D_e$  é o diâmetro externo do tubo,  $s$  é a distância entre aletas,  $t$  é a espessura da aleta,  $L$  é a largura da aleta,  $H$  é a altura da aleta e  $C$  é o comprimento do evaporador. O evaporador é fabricado com aço carbono de baixa liga, galvanizado a fogo antes da montagem no local de utilização. As dimensões do modelo do evaporador estão listadas na Tabela 1. As letras  $N_z$  e  $N_t$  representam o número de tubos na direção e perpendicular ao escoamento, respectivamente.

Tabela 1 – Dimensões do evaporador

$L$ (m) =	1,44
$H$ (m) =	0,99
$t$ (m) =	0,0003

Tabela 1 – Dimensões do evaporador (continuação)

$s$ (m) =	0,0097
$C$ (m) =	3,3
$D_e$ (m) =	0,0254
$D_i$ (m) =	0,0224
$P_z$ (m) =	0,06
$P_t$ (m) =	0,06
$N_z$ =	24
$N_t$ =	16

A análise será feita em regime estacionário. A carga térmica de operação e a temperatura de evaporação da amônia, conforme o projeto do túnel de congelamento de frangos em que o modelo é utilizado, são informadas na Tabela 2.

Tabela 2 – Condições de operação do modelo

$Q$ (kW) =	100
$T_e$ (°C) =	-40

### 2.3. Cálculo analítico

A obtenção do coeficiente global de transferência de calor é obtida pela seguinte equação:

$$\frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{\eta_o h_e A_e} + \frac{R_e''}{\eta_o A_e} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi C k_t} + \frac{R_i''}{\eta_o A_i} + \frac{1}{\eta_o h_i A_i} \quad (1)$$

onde  $U_e$  é o coeficiente global de transferência de calor, em W/(m<sup>2</sup>K),  $A_e$  é a área externa, em m<sup>2</sup>,  $\eta_o$  é a eficiência total do evaporador,  $h_e$  é o coeficiente externo de transferência de calor, em W/(m<sup>2</sup>K),  $R_e''$  é a resistência de incrustamento externo, em (m<sup>2</sup>K)/W,  $D_e$  é o diâmetro externo do tubo, em m,  $D_i$  é o diâmetro interno do tubo, em m,  $C$  é comprimento total do tubo, em m,  $k_t$  é a condutividade térmica do tubo, em W/(m·K),  $R_i''$  é a resistência de incrustamento interno, em (m<sup>2</sup>K)/W,  $h_i$  é o coeficiente interno de transferência de calor, em W/(m<sup>2</sup>K) e  $A_i$  é a área interna, em m<sup>2</sup>.

O cálculo desta equação será dividido em três etapas. A primeira etapa será o cálculo para obtenção do coeficiente externo de transferência de calor  $h_e$ . A segunda etapa será o cálculo do coeficiente interno de transferência de calor  $h_i$ . A terceira e última etapa serão os cálculos da eficiência global  $\eta_o$  do evaporador e das resistências de incrustamento.

#### 2.3.1. Coeficiente externo de transferência de calor

A obtenção do coeficiente de transferência de calor externo para tubos com aletas planas é uma tarefa complexa, devido à geometria tri-dimensional e a separação do

escoamento do ar na entrada do evaporador pelas aletas. Apesar de simulações numéricas terem avançado muito, o melhor método para obter correlações é o experimental.

Vários estudos mostraram que o coeficiente de troca de calor externo diminui com o aumento do número de tubos na direção do escoamento. Os vórtices gerados pela passagem do escoamento pelos tubos geram uma região de baixo desempenho atrás dos tubos.

O cálculo do coeficiente externo será realizado utilizando duas correlações obtidas em trabalhos recentes. A resistência de contato do tubo com a aleta já é considerada em ambas as correlações.

### 2.3.1.1. Coeficiente externo de transferência de calor por Kim

A correlação desenvolvida por *Kim et al.* (1999) foi elaborada para aletas planas e arranjo alternado dos tubos. O coeficiente de transferência de calor externo é dado por:

$$h_e = 0,163 \text{Re}_{De}^{-0,369} \left(\frac{P_t}{P_z}\right)^{0,106} \left(\frac{s}{D_e}\right)^{0,0138} \left(\frac{P_t}{D_e}\right)^{0,13} \frac{G_{ar} C_{p,ar}}{\text{Pr}_{ar}^{2/3}} \quad (2)$$

onde  $\text{Re}_{De}$  é o número de Reynolds,  $P_t$  é a distância entre os tubos normal ao escoamento, em m,  $P_z$  é a distância entre tubos no sentido do escoamento, em m,  $s$  é a distância entre aletas, em m,  $G_{ar}$  é a vazão mássica do ar, em kg/(m<sup>2</sup>s),  $C_{p,ar}$  é o calor específico do ar, em J/(kg·K) e  $\text{Pr}_{ar}$  é o número de Prandtl do ar.

Esta correlação é utilizada para número de tubos no sentido do escoamento igual ou maior que três. Nota-se que o número de tubos e as dimensões da aleta não alteram o coeficiente de transferência de calor, que depende apenas da disposição entre eles.

### 2.3.1.2. Coeficiente externo de transferência de calor por Wang

A correlação desenvolvida por *Wang et al.*, (2000) foi elaborada para aletas planas. O coeficiente de transferência de calor externo é dado por:

$$h_e = 0,086 \text{Re}_{De}^{A_1} N_z^{A_2} \left(\frac{s+t}{D_e}\right)^{A_3} \left(\frac{s+t}{D_h}\right)^{A_4} \left(\frac{s+t}{P_t}\right)^{-0,93} \frac{G_{ar} C_{p,ar}}{\text{Pr}_{ar}^{2/3}} \quad (3)$$

$$A_1 = -0,361 - \frac{0,042 N_z}{\ln(\text{Re}_{De})} + 0,158 \ln \left( N_z \left(\frac{s+t}{D_e}\right)^{0,41} \right) \quad (4)$$

$$A_2 = -1,224 - \frac{0,076 (P_z/D_h)^{1,42}}{\ln(\text{Re}_{De})} \quad (5)$$

$$A_3 = -0,083 + \frac{0,058 N_z}{\ln(\text{Re}_{De})} \quad (6)$$

$$A_4 = -5,735 + 1,21 \ln \left( \frac{\text{Re}_{De}}{N_z} \right) \quad (7)$$

onde  $N_z$  é o número de fileiras no sentido de escoamento,  $t$  é a espessura da aleta, em m e  $D_h$  é o diâmetro hidráulico do tubo, em m. Esta correlação é válida para um número de tubos no sentido escoamento igual ou maior que dois e utiliza o diâmetro hidráulico como um parâmetro geométrico, expresso por:

$$D_h = \frac{4A_{ent}L}{A_t} \quad (8)$$

onde,  $A_{ent}$  é a área de entrada do perpendicular ao escoamento, em m<sup>2</sup>,  $L$  é a largura da aleta, em m e  $A_t$  é a área total do evaporador, em m<sup>2</sup>.

### 2.3.2. Coeficiente interno de transferência de calor

O coeficiente interno de transferência de calor é de difícil obtenção, pois há troca de fase da amônia passando do estado líquido para o de vapor. O fato de os tubos estarem na posição horizontal faz a gravidade ser uma importante variável no cálculo.

O mapeamento do escoamento deve ser feito, pois a troca de calor é diferente para cada regime de escoamento. Os regimes de escoamento com troca de fase são descritos a seguir:

- Regime de fluxo estratificado: Em vazões baixas a separação gravitacional é completa com o líquido fluindo na parte inferior do tubo e o vapor na parte superior.
- Regime de fluxo estratificado ondulado: Em vazões mais elevadas, ondas são formadas na superfície do líquido, sem atingir a parte superior do líquido.
- Regime de fluxo com bolhas dispersas: As bolhas de gás estão dispersas no líquido, tendendo a se reunir perto do topo do tubo. Normalmente ocorrem em vazões altas.
- Regime de fluxo anular: Ocorre em altas velocidades, quando o líquido forma uma película em torno de todo o perímetro do tubo.
- Regime de fluxo intermitente: Ocorre quando as ondas provenientes do regime de fluxo estratificado ondulado lavam o topo do tubo devido ao aumento da vazão.
- Regime de fluxo misto: Ocorre em altas velocidades quando o vapor é dominante, pequenas gotículas de líquido são arrastadas no interior do tubo.

A vazão mássica e as propriedades do fluido na temperatura de evaporação são as variáveis que definem o regime do escoamento. Serão utilizadas duas correlações para o cálculo da transferência de calor interno, obtidas de trabalhos recentes.

#### 2.3.2.1. Coeficiente interno de transferência de calor por Kattan

A correlação desenvolvida por *Kattan et al.* (1998) foi elaborada para evaporação em tubos lisos horizontais. O coeficiente de transferência interno desta correlação é dado por:

$$h_i = \frac{\theta_{seco} h_v + (2\pi - \theta_{seco}) h_L}{2\pi} \quad (9)$$

onde  $\theta_{seco}$ , em rad, é o ângulo da seção transversal do tubo que está em contato com o vapor, ele faz a relação entre os coeficientes de transferência de calor do vapor e do líquido,  $h_v$  e  $h_L$  respectivamente, em W/(m<sup>2</sup>K). O ângulo seco é calculado com base no mapeamento dos regimes de escoamento, conforme equação abaixo.

$$\theta_{\text{seco}} = \theta_{\text{estr}} \frac{(G_{\text{alto}} - G_i)}{(G_{\text{alto}} - G_{\text{baixo}})} \quad (10)$$

onde  $\theta_{\text{estr}}$  é o ângulo de estratificação, em rad,  $G_{\text{alto}}$  é a vazão mássica em que ocorre a transição do regime do escoamento para a vazão mais alta,  $G_{\text{baixo}}$  é a vazão mássica em que ocorre a transição do regime do escoamento para vazão mais baixa e  $G_i$  é a vazão mássica do fluido no interior do tubo, todos em kg/(m<sup>2</sup>s).

O coeficiente de transferência de calor do líquido é dado pelas seguintes equações:

$$h_L = (h_{nb}^3 + h_{cb}^3)^{1/3} \quad (11)$$

$$h_{nb} = 55(P/P_{\text{crit}})^{0,12} (-\log_{10}(P/P_{\text{crit}}))^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67} \quad (12)$$

$$h_{cb} = 0,0133(\text{Re}_L)^{0,69} (\text{Pr}_L)^{0,4} \frac{k_L}{\delta_L} \quad (13)$$

onde  $h_{nb}$  é o coeficiente de transferência de calor por nucleação,  $h_{cb}$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção, ambos em W/(m<sup>2</sup>K),  $P$  é a pressão de evaporação,  $P_{\text{crit}}$  é a pressão na temperatura crítica, ambas em Pa,  $M$  é a massa molecular do fluido, em kg/kmol,  $q$  é o fluxo de calor, em W/m<sup>2</sup>,  $\text{Re}_L$  é o número de Reynolds do líquido,  $\text{Pr}_L$  é o número de Prandtl do líquido,  $k_L$  é a condutividade térmica do líquido, em W/(m·K) e  $\delta_L$  é a espessura da camada de líquido, em m. O coeficiente de transferência de calor do vapor é dado pela seguinte equação:

$$h_v = 0,023(\text{Re}_v)^{0,8} (\text{Pr}_v)^{0,4} \frac{k_v}{D_i} \quad (14)$$

onde  $\text{Re}_v$  é o número de Reynolds do vapor,  $\text{Pr}_v$  é o número de Prandtl do vapor,  $k_v$  é a condutividade térmica do vapor, em W/m·K. Esta correlação se caracteriza por utilizar o mapeamento dos regimes de escoamento. Para obtê-lo foram utilizadas as correlações de *Kattan* modificadas por *Zürcher* (1999), que validou a utilização das correlações para a amônia.

### 2.3.2.2. Coeficiente interno de transferência de calor por Kandlikar

Essa correlação foi desenvolvida por *Kandlikar* (1990) para evaporação em tubos tanto horizontais quanto verticais. O coeficiente de transferência interno desta correlação é dado por:

$$h_i = 1,136Co^{-0,9}(1-x)^{0,8} f(Fr_{lo})h_L + 667,2Bo^{0,7}(1-x)^{0,8} F_{Fl}h_L \quad (15)$$

onde  $Co$  é o número de convecção,  $f(Fr_{lo})$  é o parâmetro de estratificação, sendo uma função do número de Froude,  $Bo$  é o número de ebulição,  $F_{Fl}$  é a combinação superfície -

líquido e  $h_L$  é o coeficiente de transferência de calor do líquido, em W/(m<sup>2</sup>K), sendo calculado pelas seguintes equações:

$$h_L = \frac{(\text{Re}_L - 1000) \text{Pr}_L (f/2) (k_L/D_i)}{1 + 12,7(\text{Pr}^{2/3} - 1)(f/2)^{0,5}} \Rightarrow \text{Re}_L < 10^4 \quad (16a)$$

$$h_L = \frac{\text{Re}_L \text{Pr}_L (f/2) (k_L/D_i)}{1,07 + 12,7(\text{Pr}^{2/3} - 1)(f/2)^{0,5}} \Rightarrow \text{Re}_L \geq 10^4 \quad (16b)$$

$$f = [1,58 \ln(\text{Re}_L) - 3,28]^{-2} \quad (17)$$

O número de convecção, o parâmetro de estratificação e o número de ebulição são dados pelas seguintes equações:

$$Co = \left( \frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0,5} \left( \frac{(1-x)}{x} \right)^{0,8} \quad (18)$$

$$f(Fr) = \begin{cases} 2,63 Fr^{0,3} \Rightarrow Fr \leq 0,04 \\ 1 \Rightarrow Fr \geq 0,04 \end{cases} \quad (19)$$

$$Fr = \left( \frac{G_i}{\rho_L} \right)^2 / g D_i \quad (20)$$

$$Bo = \frac{q}{G_i h_{Lv}} \quad (21)$$

onde  $\rho_v$  e  $\rho_L$  são as densidades do vapor e do líquido, respectivamente, em kg/m<sup>3</sup>,  $x$  é a fração de vapor,  $g$  é a aceleração da gravidade, em m/s<sup>2</sup>, e  $h_{Lv}$  é o calor latente de vaporização, em J/kg.

### 2.3.3. Eficiência do evaporador e resistências de incrustamento

#### 2.3.3.1. Eficiência do evaporador

A eficiência de trocador de calor com escoamento cruzado de tubos aletados é dado pela seguinte equação:

$$\eta_o = 1 - \frac{N_a A_a}{A_e} (1 - \eta_a) \quad (22)$$

onde  $N_a$  é o número de aletas,  $A_a$  é a área de uma aleta, em m<sup>2</sup>,  $A_e$  é a área externa total, em m<sup>2</sup> e  $\eta_a$  é a eficiência de uma aleta. Como o evaporador opera numa temperatura muito baixa, há condensação do vapor contido no ar nas aletas e tubos, gerando uma fina camada de água

líquida e gelo. Essa camada reduz a eficiência da aleta comparada com a mesma totalmente seca. O gelo formado nas aletas e tubos pode ser visto na figura do Apêndice B.

A eficiência de uma aleta em que ocorre transferência de calor e massa pode ser determinada pela seguinte equação, desenvolvida por *McQuiston* (1975):

$$\eta_a = \frac{\tanh(m(D_e/2)Z)}{m(D_e/2)Z} \quad (23)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_e}{k_a t} \left(1 + \frac{Ei}{C_{p,ar}}\right)} \quad (24)$$

$$E = \left( \frac{\omega_{e,a} - \omega_{e,ar}}{T_{e,a} - T_{e,ar}} + \frac{\omega_{s,a} - \omega_{s,ar}}{T_{s,a} - T_{s,ar}} \right) / 2 \quad (25)$$

$$Z = \left[ \left( 1,28 \left( \frac{P_t}{D_e} \right) \sqrt{\left( \frac{P_z}{P_t} \right) - 0,2} \right) - 1 \right] \left[ 1 + 0,35 \ln \left( 1,28 \left( \frac{P_t}{D_e} \right) \sqrt{\left( \frac{P_z}{P_t} \right) - 0,2} \right) \right] \quad (26)$$

onde  $k_a$  é a condutividade térmica da aleta, em W/m·K,  $i$  é o calor latente de vaporização da água, em J/kg. O valor de  $E$  caracteriza as condições psicrométricas do ar, quando seu valor é zero, não há condensação do vapor e a equação toma sua forma habitual<sup>1</sup>. Na entrada do evaporador  $\omega_{e,a}$  é a umidade de saturação do ar na temperatura da aleta,  $\omega_{e,ar}$  é a umidade do ar,  $T_{e,a}$  é a temperatura da aleta e  $T_{e,ar}$  é a temperatura de entrada do ar. Na saída do evaporador  $\omega_{s,a}$  é a umidade de saturação do ar na temperatura da aleta,  $\omega_{s,ar}$  é a umidade do ar,  $T_{s,a}$  é a temperatura da aleta e  $T_{s,ar}$  é a temperatura de entrada do ar. Umidade em kg<sub>w</sub>/kg<sub>ar</sub> e temperatura em K. O fator  $Z$  é referente às propriedades dimensionais das aletas e tubos.

### 2.3.3.2. Resistência de incrustamento interno

Para a obtenção da resistência de incrustamento interna será usada a Tabela 3:

Tabela 3 – Valores de resistências de incrustação (Fonte: *Standard of the Tubular Exchange Manufacturers Association, 8th Ed, 1999*)

Fluido	Resistência (m <sup>2</sup> K/W)
Amônia Vapor	0,000176
Amônia Líquida	0,000176

### 2.3.3.3. Resistência de incrustamento externo

A resistência de incrustamento externo será calculada considerando uma pequena camada de gelo, proveniente da condensação do vapor contido no ar nas aletas. Será calculada utilizando a seguinte correlação, desenvolvida por *Sanders* (1974):

<sup>1</sup> Forma habitual se refere quando a eq. (24) tem o seguinte formato:  $m = \sqrt{2h_e/k_a t}$

$$R_e'' = \frac{\delta_g}{0,001202k_g^{0,963}} \quad (27)$$

onde  $\delta_g$  é a espessura do gelo, em m, e  $k_g$  é a densidade do gelo, em kg/m<sup>3</sup>. A espessura do gelo pode ser obtida com o seguinte gráfico, da Figura 2.2:

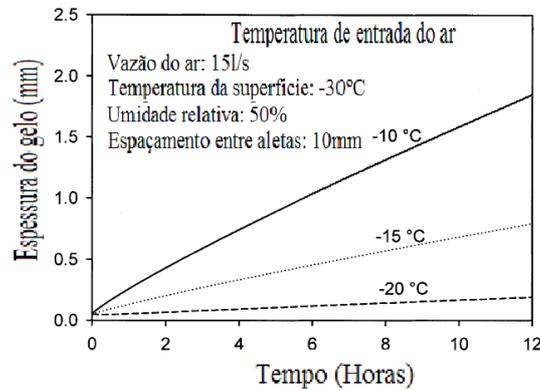


Figura 2.2 – Gráfico da espessura do gelo com o tempo para diferentes temperaturas de entrada do ar (Fonte: *Seker et al.*, 2003)

Neste gráfico a espessura do gelo é analisada em três situações de temperatura de entrada do ar. Quanto mais próxima a temperatura de entrada com a temperatura da aleta, menor é a espessura da camada de gelo.

#### 2.4. Cálculo experimental

Para o cálculo experimental será utilizado o método da efetividade-NUT. Este método é utilizado quando todas as temperaturas de entrada e saída não são conhecidas. O coeficiente global de transferência de calor é calculado com a seguinte equação:

$$U_e = C_{\min} NUT / A_e \quad (28)$$

O número de unidade de transferência, representado por  $NUT$ , e  $C_{\min}$  são calculados pelas seguintes equações:

$$NUT = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (29)$$

$$\varepsilon = \frac{T_s - T_e}{T_a - T_e} \quad (30)$$

$$C_{\min} = \dot{m} C_{p,ar} \quad (31)$$

onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica do ar, em kg/s. O número de transferência de calor é calculado com a eq. (29) para trocadores quando há mudança de fase em um dos fluidos. A efetividade, representada por  $\varepsilon$ , é uma função das temperaturas de entrada  $T_e$  e saída  $T_s$  do ar e da temperatura  $T_a$  da aleta, todas em K. A temperatura da aleta é adquirida com a posição dos pontos de entrada e saída do ar na carta psicrométrica. Estes pontos podem ser obtidos com a

temperatura de bulbo seco e a umidade relativa do ar na entrada e saída do evaporador, como mostra a Figura 2.3.

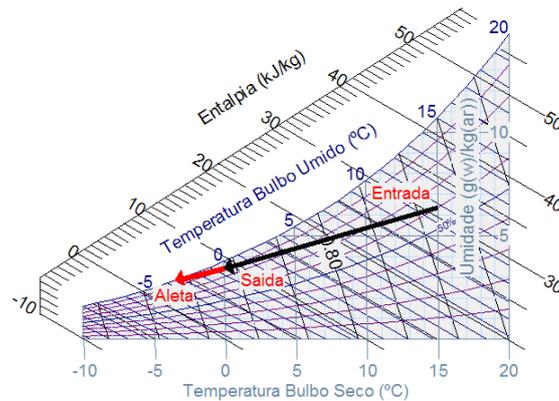


Figura 2.3 – Obtenção da temperatura da aleta através dos pontos de entrada e saída do ar na carta psicrométrica (Fonte: *Beyer*, 2009)

#### 2.4.1. Medições do evaporador em funcionamento

As propriedades medidas são as temperaturas, umidade relativa e a velocidade do ar na entrada e saída do evaporador. O evaporador medido está operando desde 2008 e nele é feito um degelo periodicamente. A Tabela 4 mostra os instrumentos utilizados para medição e suas características.

Tabela 4 – Propriedades, instrumentos, incertezas e resoluções da medição

Propriedade	Instrumento de medição	Incerteza	Resolução
Temperatura	Sensor NPT	0,6°C	1°C
Velocidade do ar	Anemômetro	5%	0,01m/s
Umidade relativa	Termo-Higrômetro Capacitivo	5% UR	1% UR

Os pontos onde foram realizadas as medições são mostrados na Figura 2.4. O primeiro ponto está localizado na saída do ar no evaporador e o segundo ponto está localizado no retorno do ar após passar pelo produto. Esses pontos foram definidos pelos sensores de temperatura, que já estão instalados e fazem parte do controle de temperatura do túnel.

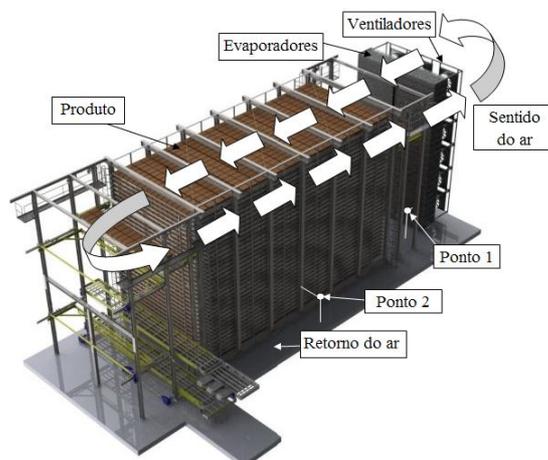


Figura 2.4 – Posicionamento dos pontos de medição em relação aos principais componentes do túnel.

## 2.5. Resultados e Discussões

### 2.5.1. Resultados Teóricos

#### 2.5.1.1. Resultados do Coeficiente de Transferência de Calor Externo

Para os cálculos do coeficiente de transferência de calor externo as propriedades termodinâmicas foram retiradas na temperatura média de entrada e saída do ar, estimada como 10°C abaixo da temperatura de evaporação da Tabela 2. O gráfico da Figura 2.5 mostra os resultados dos cálculos do coeficiente externo em função da velocidade de entrada do ar.

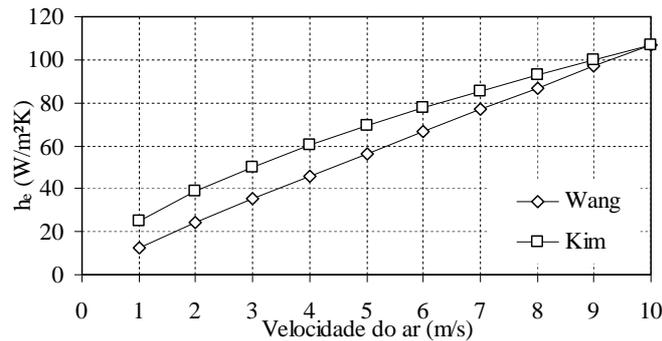


Figura 2.5 – Coeficiente externo de transferência de calor em função da velocidade do ar

Neste gráfico, há uma variação de no máximo 12% entre os resultados das duas correlações. A velocidade de maior diferença do coeficiente é a de 3m/s, sendo que a diferença decai para velocidades maiores, chegando as duas correlações a apresentarem o mesmo valor para a velocidade de 10m/s.

#### 2.5.1.2. Resultados do Coeficiente de Transferência de Calor Interno

Para o cálculo do coeficiente interno de transferência de calor é considerado que há evaporação de todo o líquido que entra no evaporador. As propriedades termodinâmicas da amônia são retiradas na temperatura de evaporação, listada na Tabela 2.

O mapeamento do escoamento do modelo, utilizando as correlações de *Kattan* modificadas, está mostrado na Figura 2.6.

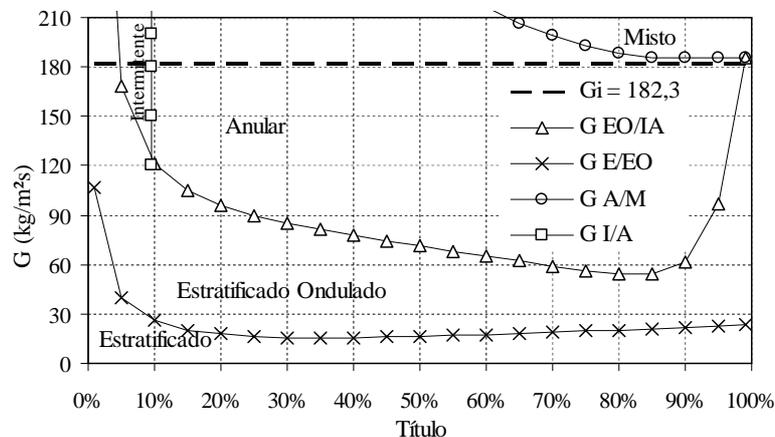


Figura 2.6 – Mapeamento do escoamento da amônia para temperatura de evaporação de -40°C e fluxo térmico de 1,12 kW/m².

O escoamento interno da amônia, de  $182,3 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , passa pelos regimes de estratificado ondulado, intermitente e anular. Este mapeamento é necessário para o cálculo do coeficiente interno desenvolvido por *Kattan*. Os resultados do coeficiente interno de transferência de calor, para os métodos desenvolvidos por *Kattan* e *Kandlikar*, estão mostrados na Figura 2.7.

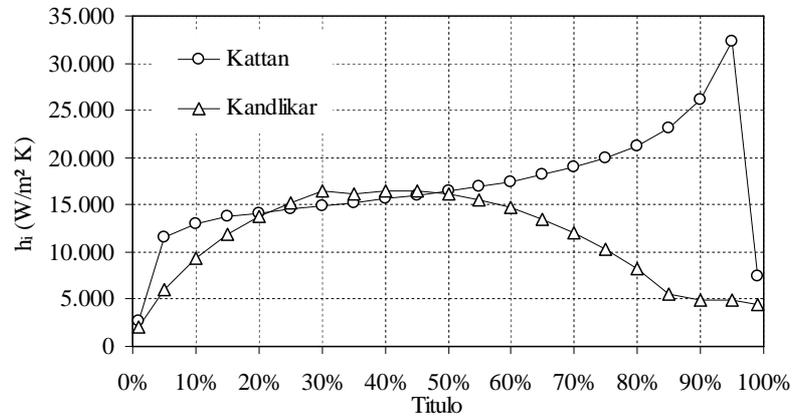


Figura 2.7 – Coeficiente interno de transferência de calor em função do título de vapor.

Os valores médios para cada método são de  $17.356 \text{ W/m}^2\text{K}$  para *Kattan*, e  $11.146 \text{ W/m}^2\text{K}$  para *Kandlikar*. As duas linhas, referente aos resultados das duas correlações, têm um formato bem distinto, chegando a ter uma diferença do coeficiente de 85% com 95% de vapor.

### 2.5.1.3. Resultados da Eficiência e Resistências de Incrustamento

Os resultados dos cálculos da eficiência, utilizando a correlação de McQuiston, estão expostos nos gráficos da Figura 2.8.

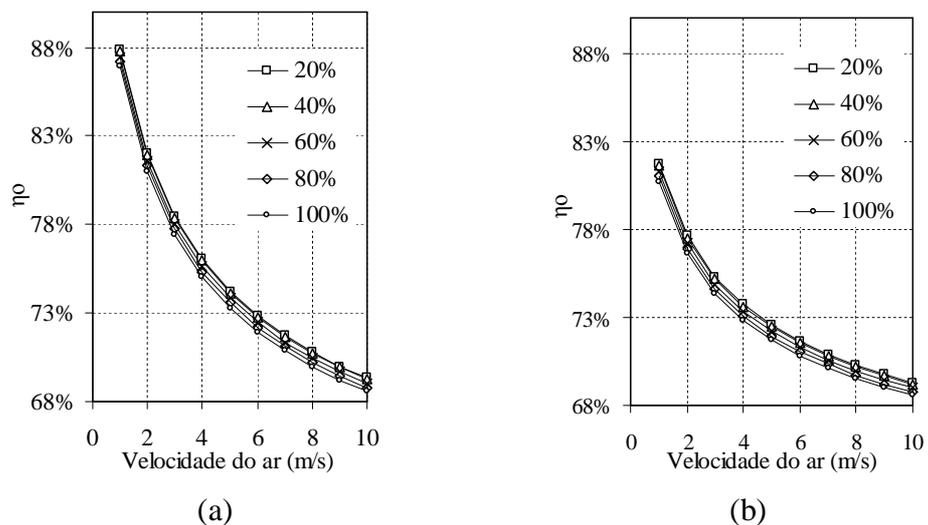


Figura 2.8 – Eficiência total do evaporador para diferentes umidades relativas do ar referente à *Wang* (a) e *Kim* (b).

O valor da resistência de incrustamento interno pode ser obtido da Tabela 3 para amônia no estado vapor e líquido. Este valor é o mesmo para ambos os estados, sendo de  $1,76 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$ .

O resultado da resistência de incrustamento externo, referente ao gelo que se forma da condensação do vapor contido no ar, é obtido extraíndo a espessura da camada de gelo do

gráfico da Figura 2.2 para a temperatura de entrada do ar de  $-20^{\circ}\text{C}$ . Considerando um tempo alto, pode-se considerar um valor médio de  $0,2\text{mm}$ . Aplicando este valor na eq. (26), de Sanders, chega-se a um valor de  $2,3 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$ .

#### 2.5.1.4. Resultados do Coeficiente Global de Transferência de Calor

Aplicando a eq. (1), com os resultados obtidos nas etapas anteriores, há quatro configurações possíveis de resultados do coeficiente global de transferência de calor. Estes resultados são colocados em função da velocidade de entrada do ar no gráfico da Figura 2.9.

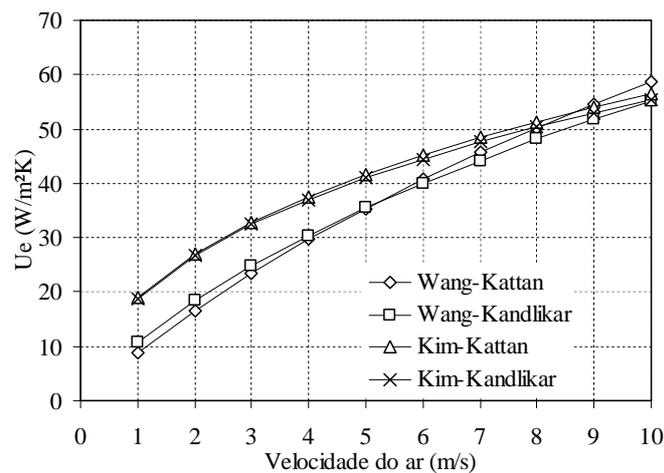


Figura 2.9 – Coeficiente global de transferência de calor para diferentes velocidades de entrada do ar

A umidade relativa considerada para obter o valor da eficiência foi de 60%, pois conforme mostra o gráfico na Figura 2.8, esta é uma umidade que corresponde ao valor intermediário das eficiências para cada velocidade. O gráfico da Figura 2.10 mostra a parcela pela qual cada resistência térmica é responsável no valor final do coeficiente global. Este gráfico demonstra que o coeficiente externo de transferência de calor tem mais de 80% de influência no resultado final.

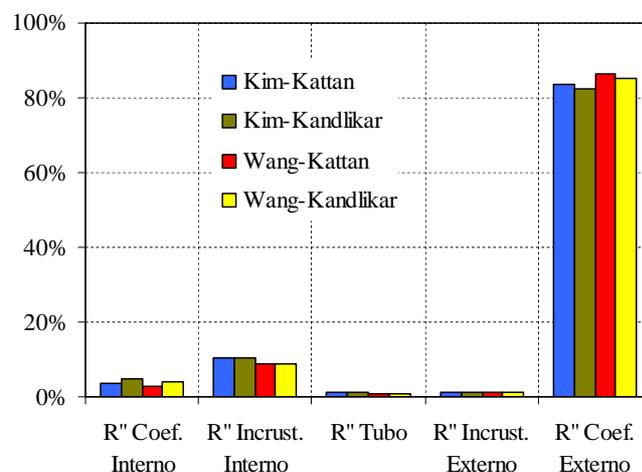


Figura 2.10 – Parcelas das resistências térmicas no resultado final do coeficiente global para uma velocidade intermediária de entrada do ar de  $5\text{m/s}$ .

### 2.5.2. Resultados experimentais

Os resultados das medições realizadas no evaporador em funcionamento em um túnel de congelamento, conforme pontos mostrados na Figura 2.4, são mostrados na Tabela 5.

Tabela 5 – Valores obtidos na medição do evaporador

Propriedade	Ponto 1	Ponto 2
Temperatura	-35°C	-25°C
Umidade relativa	-	35%
Velocidade do ar	4,8m/s	-

Devido à temperatura muito baixa e da alta velocidade do ar, não foi possível realizar várias medições em pontos diversos do evaporador. Com esta limitação, não foi possível fazer uma análise estatística dos dados, a fim de obter um valor médio e desvio padrão das medições. A medição da umidade relativa no Ponto 1 não foi possível de ser realizada devido à não possibilidade de permanência no local com os ventiladores ligados pelo tempo necessário para a estabilidade do valor medido.

Como não foi possível inserir os Pontos 1 e 2 na carta psicrométrica para obter a temperatura da aleta, conforme método da Figura 2.3, a temperatura da aleta foi considerada igual à temperatura de evaporação da amônia do projeto, de -40°C. Aplicando as equações do método da efetividade-NUT, chega-se a um coeficiente global de transferência de calor de 26,6 W/(m<sup>2</sup>K). Este valor apresenta uma grande incerteza, devido principalmente às elevadas incertezas dos instrumentos de medição utilizados, conforme mostra a Tabela 4, e à não possibilidade de realizar a medição nos pontos adequados, mostrados na Figura 2.4.

### 2.5.3. Comparações entre resultados

Considerando que velocidade do ar obtida na medição no Ponto 2 é igual a velocidade de entrada do ar no evaporador, é possível obter o coeficiente global de transferência de calor do gráfico da Figura 2.9 para cada combinação de correlação. Estes resultados são apresentados na primeira coluna da Tabela 6. As comparações entre os valores do coeficiente teórico com o valor do coeficiente obtido experimentalmente, de 26,6 W/(m<sup>2</sup>K), são mostradas na Tabela 6, através das diferenças absoluta e relativa.

Tabela 6 – Coeficiente global de transferência de calor teórico na velocidade do ar de 4,8m/s e comparação com o resultado experimental de 26,6 W/(m<sup>2</sup>K).

Correlação	Coeficiente (W/m <sup>2</sup> K)	Diferença (W/m <sup>2</sup> K)	Diferença (%)
<i>Wang-Kattan</i>	34,9	8,3	23,7%
<i>Wang-Kandlikar</i>	34,5	7,8	22,7%
<i>Kim-Kattan</i>	41,0	14,3	34,9%
<i>Kim-Kandlikar</i>	40,3	13,7	33,9%

### 2.5.4. Discussões entre resultados

Com os resultados das Figuras 2.5 até 2.10 e da Tabela 6, é possível realizar as seguintes conclusões:

- Conforme mostrado no gráfico da Figura 2.10, o coeficiente externo tem influência muito maior que os outros coeficientes sobre o resultado do coeficiente global. Esta constatação justifica os resultados do gráfico da Figura 2.9, que mostram as combinações com *Wang* com resultados próximos, assim como as combinações com *Kim*.

- É plausível a aproximação da temperatura da amônia evaporando com a temperatura da aleta, pois o tubo não apresenta uma resistência térmica alta, conforme mostra a Figura 2.10.

- Dentre as combinações de correlação, não houve nenhuma que chegasse muito próxima ao valor experimental. Apesar da grande incerteza do valor experimental, os valores teóricos também não podem ser considerados exatos, pois as resistências de incrustamento podem variar muito conforme o tempo de operação do evaporador.

- Considerando os resultados obtidos na Tabela 7, fica constatado que a combinação *Wang-Kandlikar* é a que mais se aproxima do valor experimental.

- Considerando a complexidade do cálculo do coeficiente de transferência de calor interno da correlação de *Kattan*, utilizando o mapeamento dos regimes de escoamento, é plausível considerá-lo como de maior confiabilidade nos resultados, em relação à correlação de *Kandlikar*.

- A correlação de *Wang* teve um resultado mais próximo do experimental em comparação com a correlação de *Kim*. É possível considerar que a diferença entre os dois resultados pode ser explicada pelo fato da correlação de *Wang* utilizar o número de tubos no sentido do escoamento na correlação. Este parâmetro é importante devido ao grande número de tubos no sentido do escoamento do modelo utilizado na análise, conforme mostra a Tabela 1.

### 3. CONCLUSÕES

Após comparação entre os vários resultados obtidos, é possível concluir que o cálculo do coeficiente de transferência de calor é de extrema complexidade, pois envolve vários fatores independentes. As incertezas envolvidas, tanto nos cálculos experimentais quanto nos cálculos teóricos, são grandes e dificultam a confiabilidade nas respostas.

Apesar de a análise ter sido realizada como regime estacionário, o fator tempo é muito importante quando as resistências de incrustamento começam a influenciar diretamente o coeficiente global de transferência de calor. Pode-se concluir que a diferença dos resultados teórico e experimental se deve a formação de gelo nas aletas e tubos do evaporador ao passar do tempo.

Para uma melhor análise, a medição experimental deve ser refeita com aparelhagem mais adequada. O aconselhável é a instalação de todos os instrumentos de medição na montagem dos evaporadores no túnel de congelamento, quando o mesmo está numa temperatura confortável. A dificuldade de medir numa temperatura de  $-35^{\circ}\text{C}$  e com velocidade alta do ar foi um fator determinante para a maior incerteza dos resultados experimentais.

A combinação de correlações aconselhável para os próximos cálculos é a de *Wang-Kattan*, que apesar de não ter apresentado os resultados mais próximos aos experimentais, é a que mais utilizou os dados dimensionais e operacionais do evaporador. Esta característica de ambas as correlações as fazem ter um grau de confiabilidade maior, comprovada com os resultados obtidos no trabalho.

## REFERÊNCIAS

BEYER, P.O. **Climatização II – Psicrometria**. Porto Alegre: UFRGS, 2009

KATTAN N., THOME J.R, FAVRAT D. **Flow boiling in horizontal tubes: Part 1 - Development of a diabatic two-phase on flow pattern map**. ASME Journal of Heat Transfer 1998, Vol. 120, pp. 140-147

KATTAN N., THOME J.R, FAVRAT D. **Flow boiling in horizontal tubes: Part 3 - Development of a new heat transfer model based on flow pattern**. ASME Journal of Heat Transfer 1998, Vol. 120. pp. 156-165

KANDLIKAR, S.G., SHOJI, M., DHIR, K.D. **Handbook of phase change: boiling and condensation**. Ann Arbor, MI, USA: Taylor and Francis, 1999

KIM, N.H., YOUN, B., WEBB, R.L. **Air-side heat transfer and friction correlation for plain fin-and-tube heat exchangers with staggered tube arrangements**. ASME Journal of Heat Transfer 1999, Vol. 121. pp. 662-667

MCQUISTON, F.C. **Fin efficiency with combined heat and mass transfer**. ASHRAE Transaction 1975, Part 1, Vol. 81. pp. 350-355

SEKER, D., KARATAS, H., EGRICAN, N. **Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I – Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers**. International Journal of Refrigeration 2004, Vol. 27. pp. 367-374

**Standard of the tubular exchange manufacturers association**, 8.ed. New York: Tubular Exchangers Manufactures Association, 1999

WANG, C.C., CHI, K.Y., CHANG, C.J. **Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation**. International Journal of Heat and Mass Transfer 2000, Vol. 43. pp. 2693-2700

ZÜRCHER O, THOME J.R, FAVRAT D. **Evaporation of ammonia in a smooth horizontal tube: heat transfer measurements and predictions**. ASME Journal of Heat Transfer 1999, Vol. 121, pp. 89-101.

## BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

AHSRAE HANDBOOK 2009. **Principles, Chapter 1 – Psychrometrics**. SI Edition, USA: AHSRAE Publication, 2009

AHSRAE HANDBOOK 2009. **Principles, Chapter 4 – Heat Transfer**. SI Edition, USA: AHSRAE Publication, 2009

AHSRAE HANDBOOK 2009. **Materials, Chapter 30 – Thermophysical Properties of Refrigerants**. SI Edition, USA: AHSRAE Publication, 2009

AHSRAE HANDBOOK 2009. **General, Chapter 36 – Measurement and Instruments**. SI Edition, USA: AHSRAE Publication, 2009

INCROPERA, F.P., DEWITT, D.P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A.S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2005

LIN, Y.T., HSU K.C., CHANG Y.J., WANG C.C., **Performance of rectangular fin in wet conditions: Visualization and wet fin efficiency**. ASME Journal of Heat Transfer 2001, Vol. 123, pp. 827-836.

PAENG J.G., KIM H.K., TOON Y.H., **Experimental measurement and numerical computation of the air side convective heat transfer coefficients in a plat fin-tube heat exchanger**. Journal of Mechanical Science and Technology 2009, Vol. 23, pp. 536-543

## APÊNDICE

APENDICE A – Imagem do conjunto de evaporadores medido (Foto de 20/05/2010)



APENDICE B – Imagem do gelo formado nas aletas e tubos do evaporador medido (Foto de 02/06/2010)

