

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MODELOS MATEMÁTICOS PARA O APRIMORAMENTO DO DESEMPENHO TÉRMICO  
DE CONDENSADORES EVAPORATIVOS

por

Alex Trigo Nakalski

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, 25 de abril de 2007.

MODELOS MATEMÁTICOS PARA O APRIMORAMENTO DO DESEMPENHO TÉRMICO  
DE CONDENSADORES EVAPORATIVOS

por

Alex Trigo Nakalski  
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de:

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Co-Orientador: Prof. Dr. Paulo Otto Beyer

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Nathan Mendes

Prof. Dr. Maria Luiza Sperb Indrusiak

Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França

Prof. Dr. Flávio José Lorini

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 25 de Abril de 2007.

## **Agradecimentos**

*Aos familiares, colegas e professores pelo apoio e suporte fornecido ao longo de todo trabalho.*

*A empresa Frost Frio Ltda. pela colaboração, permitindo a utilização do laboratório de testes para que fossem coletados dados experimentais sobre o condensador evaporativo.*

*Ao CNPq por fornecer o fomento necessário à realização deste trabalho.*

## RESUMO

Esta dissertação tem por objetivo propor melhorias no desempenho térmico de condensadores evaporativos a partir do estudo de dois modelos desenvolvidos para representar a transferência de calor e a efetividade deste tipo de equipamento, chamados de Ajuste Global e Psicrométrico. São elaborados dois aplicativos computacionais para a simulação dos modelos. Dados experimentais obtidos em uma bancada de testes são usados para o ajuste dos modelos. São apresentados gráficos comparativos do erro relativo de cada modelagem com relação ao experimental. É verificado que os dois modelos apresentam boa exatidão e podem ser utilizados para representar o equipamento. A técnica de análise de incertezas é aplicada no intuito de verificar a influência das diferentes grandezas no cálculo da taxa de transferência de calor do condensador. A temperatura de condensação do fluido refrigerante, juntamente com as vazões de amônia e do ar são os principais parâmetros que apresentam uma maior incerteza, necessitando mais cuidado em sua aquisição. Uma tabela de correção de capacidades é elaborada a partir do modelo Psicrométrico para prever o comportamento do condensador operando em faixas de condições de temperatura de condensação e temperatura de bulbo úmido do ar, diferentes das condições nominais. São propostas modificações na atual estrutura física do condensador evaporativo a fim de melhorar seu desempenho térmico, baseadas no estudo dos modelos e também dos diferentes ensaios realizados na bancada de testes.

## **ABSTRACT**

The present work aims to propose improvements in the thermal performance of evaporative condensers from the study of two mathematical models developed to represent its heat transfer and effectiveness, called here Global adjustment and Psychometric model. It was elaborated two programs using EES to simulate both models. Experimental data was collected for the adjustment of both approaches. It was presented several graphs comparing the error of each model to the experimental. It was verified that both models presented good accuracy and they may be used to represent the equipment. Uncertainty analysis was realized to verify which variable affects mostly the heat transfer rejected by the evaporative condenser. The ammonia temperature of condensation, the air and ammonia mass flows are the variables presenting dominant influence on the uncertainty being necessary good care in the measurement of those values. A correction table was elaborated using Psychometric model to predict heat transfer in the EC operating in different ammonia temperature of condensation and air wet bulb temperature, different from the nominal ones. Concluding the study, some modifications are proposed in the current structure of the evaporative condenser aiming to improve its performance, based on both models and also the tests realized.

## SUMÁRIO

|  | Pág. |
|--|------|
| 1. INTRODUÇÃO.....   | 01   |
| 1.1. Apresentação.. ..   | 01   |
| 1.2. Revisão bibliográfica.....  | 02   |
| 1.3. Objetivos.....  | 07   |
| 1.4. A dissertação por capítulos. ....                                 | 08   |
| 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....  | 09   |
| 2.1. Introdução.....   | 09   |
| 2.2. Convecção com mudança de fase em dutos circulares.....            | 09   |
| 2.3. Evaporação no exterior de tubos de serpentinas.....               | 10   |
| 2.4. Definição de Efetividade e <i>NUT</i> em trocadores de calor..... | 12   |
| 2.5. Conclusão.....  | 14   |
| 3. MODELAGEM DE CONDENSADORES EVAPORATIVOS.....                        | 15   |
| 3.1. Introdução.....   | 15   |
| 3.2. Condensadores evaporativos.....                                   | 15   |
| 3.3. Modelo do Ajuste Global.....                                      | 19   |
| 3.3.1. Equacionamento.....   | 19   |
| 3.3.2. Consistência do modelo Ajuste Global.....                       | 26   |
| 3.4. Modelo Psicrométrico.....   | 27   |
| 3.4.1. Equacionamento.....   | 28   |
| 3.4.2. Consistência do modelo Psicrométrico.....                       | 32   |
| 3.5. Comparação entre os dois modelos.....                             | 35   |
| 3.6. Conclusões.....   | 36   |
| 4. RESULTADOS DOS DADOS EXPERIMENTAIS VERSUS MODELOS.....              | 37   |
| 4.1. Introdução.....   | 37   |
| 4.2. Dados Experimentais.....  | 37   |
| 4.3. Experimental versus modelos.....                                  | 41   |
| 4.3.1. Comparação utilizando a primeira série de testes .....          | 41   |
| 4.3.2. Comparação utilizando a segunda série de testes .....           | 44   |
| 4.4. Análise de incertezas.....  | 47   |
| 4.5. Elaboração da Tabela de correção de capacidades.....              | 50   |
| 4.6. Conclusões.....   | 53   |

|   |    |
|---|----|
| 5.MELHORIAS PROPOSTAS NO PROJETO DE CONDENSADORES EVAPORATIVOS.....                 | 55 |
| 5.1. Introdução.....  | 55 |
| 5.2. Melhorias propostas no condensador evaporativo RC-200.....                     | 55 |
| 5.2.1. Análise geral dos modelos.....   | 55 |
| 5.2.2. Análise de recobrimento no coeficiente global de transferência de calor..... | 60 |
| 5.3. Proposta de um novo Condensador Evaporativo.....                               | 63 |
| 5.4. Conclusões.....  | 64 |
| 6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....                               | 65 |
| 6.1. Conclusões.....  | 65 |
| 6.2. Sugestões para trabalhos futuros.....  | 66 |
| Referências Bibliográficas.....   | 68 |

## LISTA DE SÍMBOLOS

|              |   |
|--------------|---|
| $A$          | Área de transferência de calor, $m^2$   |
| $A_{trv}$    | Área da seção transversal, $m^2$  |
| $A_{prj}$    | Área projetada do condensador evaporativo, $m^2$  |
| $C$          | coeficiente   |
| $C_{af}$     | potencia fictícia do ar por unidade temperatura, W/K                                    |
| $C_{CE}$     | comprimento do condensador evaporativo, em m  |
| $C_t$        | comprimento do tubo, m  |
| $c_p$        | calor específico,   |
| $COP$        | coeficiente de performance  |
| $D_e$        | diâmetro externo do tubo, m   |
| $D_i$        | diâmetro interno do tubo, m   |
| $D_m$        | diâmetro médio do tubo, m   |
| $F_{AG}$     | fator de ajuste do modelo ajuste global   |
| $F_p$        | fator de ajuste do modelo Psicrométrico   |
| $G_{m_{ar}}$ | vazão mássica de mistura de ar baseada na mínima seção transversal,                     |
| $g$          | aceleração da gravidade, $m/s^2$  |
| $h_c$        | coeficiente de transferência de calor por convecção, $W/(m^2K)$                         |
| $h_{ff}$     | coeficiente de transferência de calor entre os tubos e a água, $kW/(m^2 K)$             |
| $h'_{lv}$    | calor latente de vaporização modificado   |
| $h$          | entalpia, $kJ/(kgK)$  |
| $h_i$        | coeficiente de transferência de calor entre a amônia e o interior do tubo, $kW/(m^2 K)$ |
| $i$          | inclinação da curva de saturação, $kJ/(kg.°C)$  |
| $k$          | condutividade térmica dos tubos, $kW/(m K)$   |
| $kl$         | condutividade térmica da amônia líquida, $kW/(m K)$                                     |
| $K_e$        | coeficiente de melhoramento   |
| $K_m$        | coeficiente de transferência de massa, $kg/(s.m^2)$                                     |
| $k_y$        | coeficiente de transferência de massa, $kg/(s.m^2)$                                     |
| $L_{CE}$     | Largura do condensador evaporativo, m   |
| $l$          | espessura dos tubos, m  |
| $M_1$        | parâmetro de ajuste   |
| $M_2$        | parâmetro de ajuste   |
| $m$          | vazão mássica, $kg/s$   |

|            |   |
|------------|---|
| $N$        | número de pontos  |
| $n$        | neurônio  |
| $n_c$      | número de tubos por coluna  |
| $n_L$      | número de tubos no comprimento do condensador                     |
| $NUT$      | número de unidades de troca                                       |
| $Nu_d$     | número de Nusselt   |
| $Pr$       | número de Prandtl a temperatura do ar                             |
| $Pr_s$     | número de Prandtl a temperatura dos tubos                         |
| $p_{ws}$   | pressão do ar na saturação  |
| $Q_c$      | potência térmica dissipada pelo condensador, kW                   |
| $Q_e$      | potência térmica dissipada pelo evaporador, kW                    |
| $R_{af}$   | resistência fictícia do ar,                                       |
| $Re_{máx}$ | número de Reynolds calculado a velocidade máxima                  |
| $R$        | resistência térmica, K/W  |
| $r_1$      | raiz de equação   |
| $r_2$      | raiz de equação   |
| $S_d$      | distância entre os tubos, m                                       |
| $S_l$      | distância entre os tubos, m                                       |
| $S_t$      | distância entre os tubos, m                                       |
| $T$        | temperatura, K  |
| $Tb_{h2o}$ | temperatura da água da bacia, K                                   |
| $Tr_{h2o}$ | temperatura da água de reposição, K                               |
| $Tbs$      | temperatura de bulbo seco, K                                      |
| $Tbu$      | temperatura de bulbo úmido, K                                     |
| $U$        | coeficiente global de transferência de calor W/(m <sup>2</sup> K) |
| $V$        | velocidade do ar, m/s   |
| $V_{max}$  | velocidade máxima do ar, m/s                                      |
| $w$        | conteúdo de umidade do ar   |
| $w_s$      | conteúdo de umidade do ar na saturação                            |
| $W_c$      | trabalho do compressor, kWh                                       |
| $x_i$      | vetor de entrada  |

## **SUBÍNDICES**

|                       |                            |
|-----------------------|----------------------------|
| <i>ar</i>             | referente ao fluido ar     |
| <i>cond</i>           | condensação                |
| <i>e</i>              | entrada do condensador     |
| <i>evap</i>           | referente a evaporação     |
| <i>f</i>              | filme                      |
| <i>h<sub>2</sub>O</i> | referente ao fluido água   |
| <i>l</i>              | líquido                    |
| <i>m</i>              | referente ao valor médio   |
| <i>nh<sub>3</sub></i> | referente ao fluido amônia |
| <i>r</i>              | fluido refrigerante        |
| <i>s</i>              | saída do condensador       |
| <i>sup</i>            | superfície do tubo         |
| <i>v</i>              | vapor                      |

## **LETRAS GREGAS**

|               |                                |
|---------------|--------------------------------|
| $\varepsilon$ | efetividade do condensador     |
| $\rho$        | massa específica da amônia     |
| $\mu$         | viscosidade dinâmica da amônia |

## ÍNDICE DE FIGURAS

|  | Pág. |
|--|------|
| Figura 2.1: Variação do coeficiente de transferência de calor no interior de um duto (Fonte: Stoecker et Jabardo 2002).....  | 09   |
| Figura 2.2: Condensação em dutos anulares (Fonte: Bejan, 2002).....  | 10   |
| Figura 2.3: Diagrama de evaporação da água no ar. (Fonte: Zalewski, 1997).....   | 11   |
| Figura 2.4: Divisão do elemento infinitesimal em um banco de tubos (Fonte: Zalewski, 1997).....  | 12   |
| Figura 2.5: Variação da efetividade com o aumento do $NUT$ e $C_R$ para escoamento em contracorrente. (Fonte: Chapman, 1987).....  | 14   |
| Figura 3.1: Diagrama esquemático de um condensador evaporativo (Fonte: Danieli, 2006)....  | 16   |
| Figura 3.2: Condensador evaporativo RC200.....   | 17   |
| Figura 3.3: Distribuição de temperaturas ao longo dos tubos da serpentina (Fonte: ASHRAE 1996).....  | 18   |
| Figura 3.4: Distribuição de temperaturas ao longo dos tubos da serpentina.....   | 18   |
| Figura 3.5: Fluxograma do modelo Ajuste Global (1° etapa).....   | 24   |
| Figura 3.6: Fluxograma do modelo Ajuste Global (2° etapa).....   | 25   |
| Figura 3.7: Fluxograma do modelo Ajuste Global (3° etapa).....   | 25   |
| Figura 3.8: Comportamento do coeficiente global de transferência de calor em relação à variação da vazão de água, $T_{b_{ar-e}} = 18^\circ C$ , $A = 69m^2$ , $m_{ar} = 6 kg/s$ .....    | 26   |
| Figura 3.9: Influência da combinação das vazões de ar e área de transferência de calor no comportamento do modelo Ajuste Global. $m_{h_2o} = 5 kg/s$ , $T_{b_{ar-e}} = 18^\circ C$ ..... | 26   |
| Figura 3.10: Influência da área de transferência de calor no calor rejeitado pelo CE.....  | 27   |
| Figura 3.11: Esquema de visualização da velocidade máxima do ar no banco de tubos.....   | 29   |
| Figura 3.12: Evolução Psicrométrica do ar ao longo do Condensador.....   | 31   |
| Figura 3.13: Fluxograma do modelo Psicrométrico.....   | 32   |
| Figura 3.14: Comportamento do calor rejeitado frente a variações na $T_{bu_{ar-e}}$ e $T_{condh3}$ para $T_{b_{ar-e}} = 18^\circ C$ , $A = 69m^2$ , $m_{ar} = 6 kg/s$ .....              | 33   |
| Figura 3.15: Comportamento do calor rejeitado em relação à variação da vazão de ar para diferentes $T_{bu_{ar-e}}$ , $T_{b_{ar-e}} = 18^\circ C$ , $A = 69m^2$ , $m_{ar} = 6 kg/s$ ..... | 33   |
| Figura 3.16: Comportamento da potência térmica rejeitada em relação a variação da vazão de ar e área de troca de calor $T_{bu_{ar-e}} = 16^\circ C$ , $T_{b_{ar-e}} = 18^\circ C$ .....  | 34   |

|  |    |
|--|----|
| Figura 3.17: Taxa de transferência de calor em relação a área de transferência de calor<br>$T_{bu_{ar-e}}=16\text{ °C}$ , $T_{bs_{ar-e}}=18\text{ °C}$ , $m_{ar}=6\text{ kg/s}$ .....                | 34 |
| Figura 3.18: Influência da altitude de operação no comportamento do calor rejeitado<br>$T_{bu_{ar-e}}=16\text{ °C}$ , $T_{bs_{ar-e}}=18\text{ °C}$ , $m_{ar}=6\text{ kg/s}$ , $A=69\text{m}^2$ ..... | 35 |
| Figura 4.1: Esquema do ciclo de refrigeração do Laboratório de Ensaios.....  | 37 |
| Figura 4.2: Condensador evaporativo modelo RC200 modelado no presente trabalho com detalhe frontal e lateral da serpentina.....  | 38 |
| Figura 4.3: Valores do calor rejeitado medido experimentalmente em função da vazão de amônia e unidos por uma linha de tendência.....  | 41 |
| Figura 4.4: Erro comparativo entre os dois modelos e os dados experimentais (1° série).....  | 44 |
| Figura 4.5: Erro comparativo entre os dois modelos e os dados experimentais. (2° série).....   | 46 |
| Figura 4.6: Tabela atual de correção de capacidades – Refrigerante NH3 (Catálogo Frost Frio,2005).....   | 51 |
| Figura 4.7: Tabela de correção de capacidades gerada com o modelo Psicrométrico em substituição à tabela da Figura 4.6.....  | 52 |
| Figura 5.1: Velocidades de ar na lateral de entrada do ar no condensador, em m/s. Cada retângulo corresponde a uma área normal à passagem do ar, usada para medição experimental no Laboratório..... | 57 |
| Figura 5.2: Graficação das velocidades do ar medidas na entrada lateral do CE, em m/s.....   | 57 |
| Figura 5.3: Diferença de troca térmica variando linearmente pelo aumento da temperatura de condensação.....  | 59 |
| Figura 5.4: Diagrama esquemático da bancada de ensaios de serpentinas.....   | 61 |
| Figura 5.5: Bancada de ensaios de serpentinas.....   | 61 |
| Figura 5.6: Diferença de temperaturas obtidas para os diversos recobrimentos de serpentinas.....   | 62 |

## ÍNDICE DE TABELAS

|  | Pág. |
|--|------|
| Tabela 3.1: Coeficientes da equação (2.26).....  | 30   |
| Tabela 3.2: Constantes para determinação da pressão do ar na saturação.....  | 31   |
| Tabela 4.1: Valores dos ensaios realizados no Laboratório de Ensaio da Frost Frio<br>(1° série).....   | 39   |
| Tabela 4.2: Valores dos ensaios realizados na bancada experimental da Frost Frio<br>(2° série).....  | 40   |
| Tabela 4.3: Principais parâmetros encontrados no modelo Ajuste Global (1° série).....  | 42   |
| Tabela 4.4: Erro obtido pelos fatores de ajuste $F_{AG}=0.1906$ e $M_1=M_2=2,43E-9$ (1° série).....  | 42   |
| Tabela 4.5: Principais variáveis obtidos pelo modelo Psicrométrico( 1°série).....  | 43   |
| Tabela 4.6: Erro obtido com o modelo Psicrométrico utilizando $Fp=1,9$ . (1° série).....   | 43   |
| Tabela 4.7: Principais resultados encontrados no modelo Ajuste Global. (2° série).....   | 44   |
| Tabela 4.8: Valores de $Q_{AG}$ obtidos pela simulação com $F_{AG}=0,01695$ . (2° série).....  | 45   |
| Tabela 4.9: Principais valores obtidos pelo modelo Psicrométrico (2° série).....   | 45   |
| Tabela 4.10: Erro obtido no modelo Psicrométrico utilizando $Fp=1,3$ . (2° série).....   | 46   |
| Tabela 4.11: Incertezas das grandezas medidas no ensaio realizado no Laboratório.....  | 47   |
| Tabela 4.12: Incertezas de medição obtidas no programa EES.....  | 48   |
| Tabela 4.13: Resultados de incerteza do modelo Ajuste Global.....  | 49   |
| Tabela 4.14: Resultados de incerteza do modelo Psicrométrico.....  | 50   |
| Tabela 5.1: Taxa de transferência de calor e fluxo de calor calculados pelo modelo<br>Psicrométrico em função da área de transferência ( $m_{ar}=6$ kg/s)..... | 56   |
| Tabela 5.2: Taxa de transferência de calor e fluxo de calor calculados pelo modelo<br>Psicrométrico em função da área de transferência ( $m_{ar}=7$ kg/s)..... | 56   |
| Tabela 5.3: Potência elétrica do ventilador e taxa de transferência de calor do condensador<br>evaporativo calculada pelo modelo Psicrométrico.....            | 58   |
| Tabela 5.4: Taxa de transferência de calor do condensador evaporativo calculada pelo<br>modelo Ajuste Global ( $A=69m^2$ ).....                                | 59   |

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. Apresentação

Condensadores Evaporativos (CEs) são amplamente utilizados quando se trata de aumentar a taxa de transferência de calor rejeitada de sistemas térmicos para o ambiente. Eles são comumente usados na condensação de gases em sistemas frigoríficos, mas também podem ser encontrados em outras aplicações, tais como para o condicionamento de ar, indústria petroquímica, siderúrgica, etc.

O presente trabalho está focado no estudo de CEs usados em sistemas de refrigeração de grande porte para conservação de alimentos em geral, resfriamento de frutas, carnes, em barcos pesqueiros para refrigeração de peixes entre outros.

A correta modelagem desse equipamento é um desafio aos pesquisadores e é uma ferramenta muito importante na indústria, permitindo um aprimoramento do desempenho térmico com um custo inferior àquele envolvido em processos experimentais de tentativa-e-erro. Como resultado, espera-se melhorar a qualidade do produto, resultando em um produto mais barato e com uma tecnologia mais avançada.

Um grande problema existente nesse campo é encontrar bons modelos para a representação dos fenômenos de transferência de calor em CEs. Levando em conta a diversidade de variáveis envolvidas no problema é preciso obter um modelo que seja confiável, e que represente o equipamento em uma faixa tolerável de desvio em relação à realidade física.

A principal motivação deste trabalho é propor melhorias no desempenho térmico de CEs a partir de estudos realizados em dois modelos desenvolvidos para representar seus processos de transferência de calor e de massa.

O primeiro modelo apresenta o cálculo da transferência de calor em função de sua efetividade e de parâmetros psicrométricos, e o segundo modelo calcula a taxa de transferência de calor em função de coeficientes de transferência de calor e de massa. A exatidão dos dois modelos é verificada a partir de dados de ensaios obtidos em uma bancada experimental montada especialmente para este fim.

Assim, a montagem de ferramentas de estudo exigiu a realização das seguintes tarefas:

- 1) Programar dois modelos computacionais para representar a transferência de calor e de massa de condensadores evaporativos;
- 2) Ajustar os dois modelos utilizando dados experimentais coletados em uma bancada de testes montada na empresa Frost Frio, para verificar o desvio relativo de cada um deles com relação ao experimental;

- 3) Propor melhorias nos equipamentos para aumentar seu desempenho, baseado em simulações em condições diversas de vazões e temperaturas;
- 4) Adicionalmente, o modelo Psicrométrico foi usado para elaborar uma tabela de correção de capacidades para o condensador evaporativo a partir de condições nominais.

Para simular o comportamento térmico dos condensadores evaporativos foram elaborados dois aplicativos em EES (Engineering Equation Solver, [www.fchart.com](http://www.fchart.com)), referentes aos modelos que serão aqui chamados de Ajuste Global e Psicrométrico por questões de simplificação.

## 1.2. Revisão Bibliográfica

A modelagem matemática de condensadores evaporativos vem sendo estudada por diversos autores. Parker *et al.* (1959) propuseram um modelo de condensadores baseados no coeficiente global de transferência de calor e de massa de água evaporada em CEs. Essa proposta de modelo é uma das ferramentas de estudo utilizadas no presente trabalho e está descrita com mais detalhes no capítulo seguinte.

Leindenfrost *et al.* (1979) apresentaram um estudo para CEs com as serpentinas montadas com tubos aletados. São apresentadas as equações para o calor rejeitado pelo condensador (Eq 1.1) e foi proposto um coeficiente de melhoramento  $K_e$  (Eq 1.2).

$$Q_{cw} = K_e U A \Delta T_m \quad (1.1)$$

$$K_e = \frac{Q_{cw}}{Q_{cd}} \quad (1.2)$$

onde  $Q_{cw}$  e  $Q_{cd}$  são as cargas térmicas no condensador molhado e seco respectivamente em kcal/h. Foi definido também o coeficiente de performance  $COP$  como sendo:

$$COP = \frac{Q_{evap} + \Delta Q_{evap}}{W_c - \Delta W_c} \quad (1.3)$$

onde  $Q_{evap}$  é o calor rejeitado pelo evaporador em kcal/h e  $W_c$  é o trabalho do compressor em kcal/h. Os autores realizaram um estudo computacional para 40 casos onde se variaram

parâmetros como velocidade e umidade do ar para se obter, entre outros, os valores do calor rejeitado pelo condensador e a sua efetividade. Foi mostrado que o coeficiente de melhoramento  $K_e$  (Eq 1.2) decresce com o aumento do número de Reynolds e conseqüentemente a velocidade do ar. Esta análise foi feita para diferentes valores de umidade e o autor observou que o coeficiente  $K_e$  também é maior para umidades relativas baixas. Em uma segunda análise foi verificado que o número de Nusselt cresce juntamente com o número de Reynolds e com a diminuição da umidade do ar. Esse comportamento é esperado, pois o ar mais seco favorece a evaporação, retirando assim maior calor dos tubos levando ao aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção. Para finalizar, verifica-se também que o coeficiente de desempenho  $COP$  decresce para temperaturas de condensação mais altas.

Zalewski *et al.* (1997) apresentaram um modelo para a transferência de calor e massa em CEs formado por 4 equações diferenciais com suas respectivas condições de contorno e algumas equações auxiliares. Eles apresentaram uma comparação de seus resultados com aqueles de Parker (1959) e também com experimentos. O desvio relativo de sua formulação foi semelhante ao de Parker, ficando no entorno de 6% . Eles também verificaram que a temperatura de bulbo úmido apresentava uma influência maior no modelo do que nos testes. Isso levou à utilização de uma nova correlação para o coeficiente de transferência de massa, pela inserção de uma função de correção que dependesse da temperatura de bulbo úmido. Essa modificação gerou dados mais próximos aos experimentais.

Hwang *et al.* (2001) compararam o desempenho de um CE com a de um condensador resfriado a ar. Ambos foram montados em uma câmara de testes, e o fluido frigorífico utilizado foi o R22. Os resultados mostraram que o CE tem uma capacidade entre 1,8 a 8,1 % maior que a do condensador resfriado a ar, e o coeficiente de desempenho COP foi de 11,1 a 21,6.

Manske *et al.* (2001) apresentaram uma modelagem em função da carga nominal de rejeição de calor, um fator de rejeição de calor  $HRF$  que depende da temperatura de bulbo úmido do ar e temperatura de condensação do refrigerante  $T_{condr}$  pela relação:

$$\text{Carga} = \frac{\text{Carga\_nominal}}{HRF(T_{buar}, T_{condr})} \quad (1.4)$$

Sendo a efetividade definida como:

$$\varepsilon = \frac{(h_{ar-s} - h_{ar-e})}{(h_{ar-s} \Big|_{T_{condr}} - h_{ar-e})} \quad (1.5)$$

onde  $(h_{ar-s} - h_{ar-e})$  é a diferença de entalpias do ar na entrada e saída em kJ/(kg.K) e  $h_{ar-s} \Big|_{T_{condr}}$  é a entalpia do ar na temperatura de condensação do refrigerante em kJ/(kg.K). Foi apresentado um gráfico no qual a efetividade tem comportamento linear e inversamente proporcional à temperatura de condensação, o que também é apresentado em outras abordagens.

Lebrun e Aparecida Silva (2004) apresentaram um modelamento para contato direto e indireto em torres de resfriamento e condensadores evaporativos baseando-se também na efetividade para o cálculo do calor trocado. O modelo apresenta o calor rejeitado pela equação:

$$Q_C = m_r (h_{r-e} - h_{r-s}) \quad (1.6)$$

onde  $m_r$  é o fluxo de massa do fluido refrigerante em kg/ s. A efetividade é dada pela equação:

$$\varepsilon = 1 - e^{(-NTU_{af})} \quad (1.7)$$

onde  $NTU_{af}$  fictício é:

$$NTU_{af} = \frac{1}{R_{af} \dot{C}_{af}} \quad (1.8)$$

$R_{af}$  é a resistência fictícia do ar e  $C_{af}$  é a capacidade fictícia da vazão, ou seja, a potência que o ar pode carregar por unidade de temperatura, em W/K. Os resultados mostrados para o condensador evaporativo são dados em função das resistências do ar  $R_{ar}$  e resistência do refrigerante  $R_r$ . O erro referente à transferência de calor no condensador variou de -2 a +3 % para diferentes temperaturas de bulbo úmido, o que é uma boa exatidão se comparado às outras modelagens.

Camargo *et al.* (2004) apresentaram uma avaliação do desempenho do condensador evaporativo operando durante o verão na cidade de Taubaté (SP). A modelagem matemática proposta parte do balanço de energia:

$$h_c dA (T_{f_{H_2O}} - T) = m_{ar} c_{par} dT \quad (1.9)$$

cuja integração leva a:

$$1 - \frac{T_{bs_{ar-e}} - T_{bs_{ar-s}}}{T_{bs_{ar-e}} - T_{f_{H_2O}}} = \exp\left(-\frac{h_c A}{m_{ar} c_{par}}\right) \quad (1.10)$$

onde  $(T_{bs_{ar-e}} - T_{bs_{ar-s}})$  é a diferença de temperaturas do ar na entrada e saída em °C,  $T_{f_{H_2O}}$  é a temperatura de filme d'água em °C e  $h_c$  o coeficiente de transferência de calor por convecção em  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ . Os autores realizaram um estudo experimental durante os dias quentes e secos de verão para um determinado equipamento, variando as velocidades de ar admitido em um condensador e obtendo diferentes valores do coeficiente de transferência de calor  $h_c$ . Foi mostrado um gráfico comparativo no qual a efetividade calculada pela equação 1.14, a partir de dados experimentais, é maior que a efetividade calculada pela expressão 1.15 para números de Reynolds inferiores a 250, passando a ocorrer o inverso para números de Reynolds maiores. Durante o dia, foi verificado um aumento significativo da temperatura de bulbo seco chegando a variar de 26°C pelo período da manhã para 32°C pelo período da tarde. Essa constatação levou a uma última análise mostrando que a efetividade cresce quase que linearmente com relação à temperatura de bulbo seco passando de 65% a 25°C para 77% a 34°C.

Ertunc *et al.* (2005) apresentaram uma proposta com base na análise neural. Os autores desenvolveram uma bancada de testes utilizando R134 como fluido de trabalho, na qual havia como elementos principais o compressor, o CE, o depósito de líquido, uma válvula de expansão e um evaporador aquecido eletricamente. Foram realizados 60 pares de testes para prever o desempenho do CE bem como o trabalho do compressor e o coeficiente de performance *COP*, entre outros. Os valores para o calor rejeitado por condensação e o trabalho do compressor foram obtidos a partir de dados de entrada como o calor rejeitado pelo evaporador, a vazão de ar e de água, bem como temperatura de condensação do fluido refrigerante e temperatura de bulbo úmido do ar. Para o presente trabalho é necessária apenas a discussão feita para o condensador, que apresentou um erro relativo de 1,9 % e um erro quadrático de 4,12 W. Percebe-se que o erro tende a ser menor quando se está trabalhando com trocas de calor inferiores a 200 W e cresce significativamente com o aumento do calor rejeitado, mas de qualquer forma o erro ou desvio é próximo ao encontrado por outras modelagens. Destaca-se como uma desvantagem dessa abordagem o fato de que ela necessita do calor rejeitado pelo evaporador como dado de entrada.

Também empregando a abordagem da análise neural, Abassi *et al.* (2005) apresentaram o calor rejeitado pelo condensador como sendo:

$$Q_c = UA(T_{condr} - T_{fH_2O}) \quad (1.11)$$

onde  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor em kW/ (m<sup>2</sup>K),  $A$  é a superfície externa dos tubos em m<sup>2</sup>  $T_{condr} - T_{fH_2O}$  é diferença entre a temperatura de condensação do refrigerante e a temperatura de filme da água, em K. Assume também que a transferência de calor é o somatório do calor sensível mais calor latente e apresenta a equação do balanço de energia:

$$m_{H_2O} c_{p_{H_2O}} dT_{H_2O} / dT = m_{H_2O-r} c_{p_{H_2O-r}} T_{H_2O-r} + \\ -m_{H_2O-evap} c_{p_{H_2O}} T_{H_2O} + Q_c - Q_{ar} \quad (1.12)$$

onde  $m_{H_2O}$ ,  $m_{h_2O-r}$  e  $m_{H_2O-evap}$ , são as vazões mássicas de água, água de reposição e água evaporada em kg/s,  $c_{p_{H_2O}}$  o calor específico da água em kJ/(kgK) e  $T_{H_2O}$  é a temperatura da água em K. A partir disso, a taxa de transferência de calor rejeitada pelo condensador pode ser prevista utilizando dados de entrada como temperatura de condensação, temperatura da água, vazão de água e também do fluido refrigerante, entre outros. Os resultados apresentados mostraram boa exatidão, aproximando-se dos dados reais de um condensador. Apenas quando há uma variação brusca no calor rejeitado, o modelo tende a se ajustar antecipadamente o que proporciona um erro maior. Há também outra análise mostrando que o erro tende a diminuir consideravelmente com o aumento do número de sessões de testes.

Smrekar *et al.* (2005) apresentaram um estudo bastante interessante sobre como o arrasto natural pode melhorar a transferência de calor em torres de resfriamento. Foi apresentado um estudo que mostra a influência da vazão de ar e de água na efetividade do trocador de calor, estabelecendo que dois terços do calor rejeitado ocorra por evaporação e o restante por convecção. Foi observado que um aumento de 2 m/s na velocidade do ar proporciona uma queda de 10°C na temperatura da água, o que se espera ter influência semelhante em condensadores evaporativos. Foi calculada a efetividade pelo lado da água como sendo:

$$\varepsilon = \frac{h_{H_2O-e} - h_{H_2O-s}}{h_{H_2O-e} - h_{H_2O-tbu}} \quad (1.13)$$

onde ( $h_{H_2O-e}$  e  $h_{H_2O-s}$ ) são a entalpia da água na entrada e saída e  $h_{H_2O-tbu}$  é a entalpia específica da água avaliada na temperatura de bulbo úmido do ar em kJ/kg. Foi demonstrado que a efetividade aumenta cerca de 8 % com um decréscimo na vazão de água de 0,51 kg/s.

Qureshi e Zubair (2006) apresentam uma avaliação de performance pela Segunda Lei em condensadores evaporativos e torres de resfriamento. Eles mostraram que a eficiência de Segunda lei cai com o aumento da temperatura de condensação e também ela é mais baixa para vazões de refrigerante menores.

Para finalizar a etapa de revisão, apresentam-se os trabalhos realizados pela equipe de trabalho da UFRGS ao longo de mais de dois anos de estudos direcionados aos equipamentos da empresa FrostFrio. O primeiro trabalho foi de Centeno *et al.* (2004) que realizaram um estudo utilizando redes neurais para o modelamento do comportamento térmico em condensadores evaporativos. Em seguida, o próprio Centeno (2005) montou a estrutura física do que hoje é o Laboratório de Testes da FrostFrio e implementou um primeiro modelo de simulação, baseado na formulação de Parker *et al.* (1959). Posteriormente, Flores (2005) elaborou um modelo baseado na formulação psicrométrica, utilizando os dados experimentais de Centeno. Na sequência, Danieli *et al.* (2006) apresentaram um estudo comparativo de diversos tipos de recobrimentos de serpentinas e Nakalski *et al.* (2006) realizaram um estudo comparativo dos desvios encontrados pelos dois modelos com os dados experimentais.

### 1.3. Objetivos

O principal objetivo do presente trabalho é propor melhorias que levem ao incremento do desempenho térmico de condensadores evaporativos. São elaborados dois aplicativos computacionais, aqui chamados de Ajuste Global e Psicrométrico, que representam os fenômenos de transferência de calor e de massa encontrados nos equipamentos e que serão as ferramentas de estudo usadas em todo o trabalho.

O modelo denominado de Ajuste Global baseia-se no cálculo da transferência de calor e de massa do condensador e posteriormente pela inserção de fatores de ajuste que irão igualar os dados obtidos pelo modelo com os dados reais de um condensador testado.

O segundo modelo utiliza dados psicrométricos do ar na entrada e saída do condensador para calcular a taxa de transferência de calor. Também é introduzido um fator de ajuste que irá igualar os dados teóricos com os experimentais.

#### **1.4. A Dissertação por Capítulos**

O capítulo 2 apresenta uma fundamentação teórica sobre os fenômenos de transferência de calor que ocorrem no exterior e interior de dutos circulares.

O capítulo 3 apresenta o funcionamento de um condensador evaporativo e o equacionamento dos dois modelos comparados no presente trabalho. São apresentados resultados de ambos para o fluxo de calor obtido frente às simulações realizadas.

O capítulo 4 discorre sobre os dados experimentais coletados na bancada de testes da empresa Frost Frio, os resultados que os modelos apresentam quando ajustados por esses dados, uma análise de incertezas aplicadas às principais variáveis medidas no experimento e que influenciam os modelos e os dados experimentais. Há também a elaboração de uma tabela de correção de capacidades para o condensador utilizando as equações do modelo Psicrométrico.

No capítulo 5 são apresentadas propostas a serem adotadas no condensador RC200 da Frost Frio, a partir das conclusões extraídas até o momento. Por fim, são apresentadas as conclusões gerais do presente estudo e sugestões para trabalhos futuros no capítulo 6 além da bibliografia utilizada no trabalho.

## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1. Introdução

A presente seção tem por objetivo mostrar os principais fenômenos físicos que ocorrem em banco de tubos de CEs, dentre eles a convecção com troca de fase da amônia no interior dos tubos circulares e também os fenômenos de evaporação da água que ocorrem no exterior dos dutos realizando a transferência de calor do fluido refrigerante para o ambiente externo. Para finalizar o capítulo são apresentadas as definições de efetividade e número de unidades de troca NUT para trocadores de calor de contracorrente.

### 2.2. Convecção com mudança de fase no interior de dutos

A condensação do fluido refrigerante se processa no interior de dutos conforme mostrado na Figura 2.1, onde se tem a evolução do coeficiente de transferência de calor no interior de um duto circular com condensação completa de um vapor (Stoecker et. Jabardo, 2002).



Figura 2.1 – Variação do coeficiente de transferência de calor no interior de um duto (Fonte: Stoecker et Jabardo 2002)

Na entrada, o refrigerante se encontra como vapor superaquecido apresentando um coeficiente de transferência de calor mais baixo típico dos gases (Stoecker et. Jabardo, 2002). À medida que a condensação progride na superfície interior o coeficiente aumenta significativamente, até certo limite, onde se verifica uma redução progressiva desse parâmetro, resultante do aumento da espessura da película de condensado e conseqüente redução da velocidade média do fluido na seção transversal do escoamento.

A Figura 2.2 mostra a evolução da taxa de condensado no interior de dutos horizontais para escoamentos denominados rápidos na figura da esquerda e escoamentos denominados mais lentos na figura da direita.

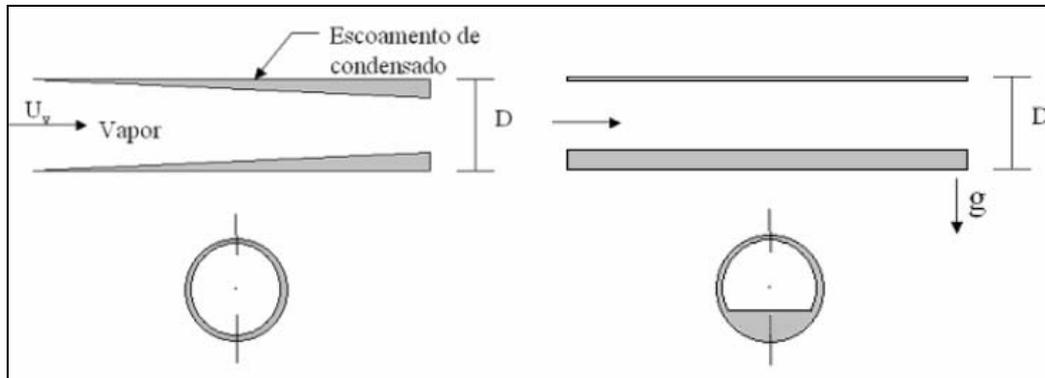


Figura 2.2 - Condensação em dutos anulares (Fonte: Bejan, 2002).

É verificado que para valores do número de Reynolds menores do que  $10^4$  o processo de condensação é dominado pela convecção natural e, portanto, se determina o coeficiente de transferência de calor pela Equação 2.1.

$$\frac{h_c D}{k_l} = 0,555 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{lv}}{\mu_l (T_{condh3} - T_{sup}) D_i} \right]^{1/4} \quad (2.1)$$

onde  $g$  é a aceleração da gravidade, em  $m/s^2$ ;  $\rho_l$  e  $\rho_v$  são respectivamente as massas específicas da amônia como líquido e vapor saturado, em  $kg/m^3$ ,  $k_l$  é a condutividade térmica da amônia como líquido saturado,  $kW/(m K)$ ;  $\mu_l$  é a viscosidade dinâmica da amônia como líquido saturado, em  $N.s/m^2$ ;  $h'_{lv}$  é o calor latente de vaporização modificado, em  $kJ/kg$ ;  $T_{condh3}$  é a temperatura de condensação da amônia, avaliada na pressão de saída,  $T_{sup}$  é a temperatura da superfície do tubo, ambas em  $K$ .

### 2.3. Evaporação no exterior de tubos de serpentinas.

Os fenômenos de evaporação da água no ar são determinantes para remoção de calor do fluido refrigerantes. Estudos realizados por Smrekar *et al.* (2005) mostram que mais de dois terços do calor rejeitado, no exterior dos tubos, em condensadores evaporativos ocorrem por evaporação, enquanto que o restante ocorre devido à convecção forçada. A Figura 2.3 apresenta

esse fenômeno de evaporação para um elemento infinitesimal de área retirado da serpentina de um condensador.

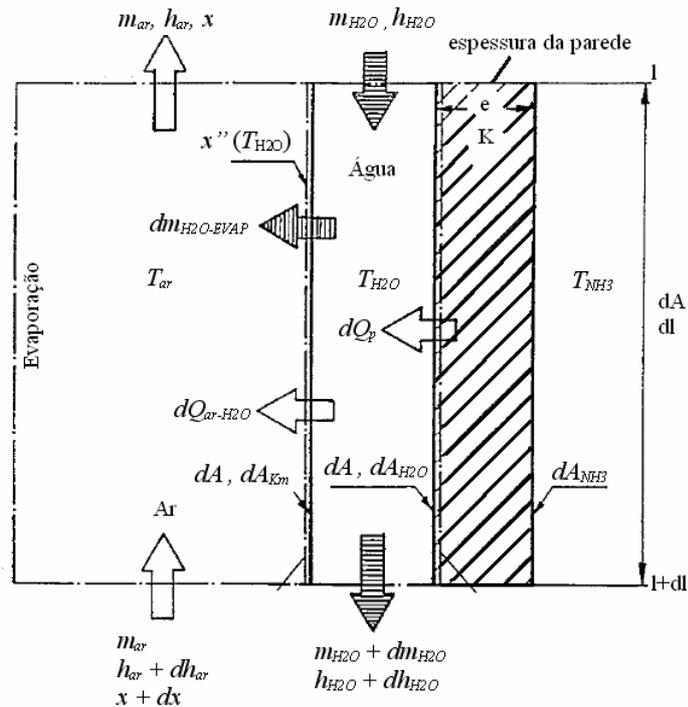


Figura 2.3 – Diagrama de evaporação da água no ar. (Fonte: Zalewski, 1997).

As grandezas infinitesimais  $dQ_p$  e  $dQ_{ar-H2O}$  representam respectivamente a taxa de transferência de calor através da parede e a taxa de transferência de calor da água para o ar, ambas em kW. Realizando o balanço de massa e balanço de energia para a parte exterior do tubo e adotando o sinal positivo para o sentido do escoamento da água de cima para baixo tem-se que:

$$m_{ar}dx = dm_{H2O} \quad (2.2)$$

$$m_{ar}dh_{ar} = -h_v dm_{H2O-EVAP} - dQ_{ar-H2O} \quad (2.3)$$

Realizando o mesmo procedimento para todo o sistema tem-se que o balanço de energia é dado por:

$$m_{ar}dh_{ar} + dQ_p = m_{H2O}dh_{H2O} + h_{H2O}dm_{H2O} \quad (2.4)$$

e pelo lado do fluido refrigerante:

$$dQ_p = -m_{NH_3} dh_{NH_3} \quad (2.5)$$

A taxa de transferência de calor total do condensador evaporativo pode ser determinada pelo somatório dos elementos infinitesimais conforme visualizado na Figura 2.4.

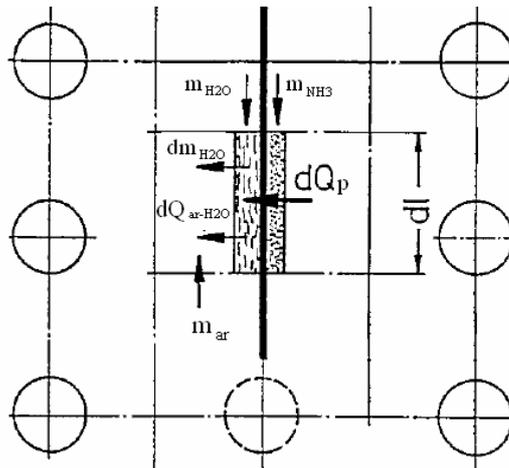


Figura 2.4 – Divisão do elemento infinitesimal em um banco de tubos (Fonte: Zalewski, 1997)

sendo determinada pela expressão:

$$Q_c = 2Q_p N_S \quad (2.6)$$

onde  $N_S$  é o número de serpentinas do trocador de calor.

O condensador evaporativo estudado no presente trabalho apresenta um feixe de tubos desalinhados onde o coeficiente de transferência de calor por convecção associado a um tubo, depende de sua posição no feixe. O coeficiente para os tubos na primeira fileira é equivalente ao de um único tubo no escoamento cruzado, porém os coeficientes para os tubos nas fileiras seguintes tendem a ser maiores, pois os primeiros tubos atuam como intensificadores de turbulência e conseqüente do coeficiente de transferência de calor.

#### 2.4. Definição de Efetividade e $NUT$ em trocadores de calor.

O conceito de efetividade de um trocador de calor associado ao número de unidades de troca de calor foi sugerido inicialmente por Nusselt. A efetividade pode ser calculada pela relação entre o calor transferido por um trocador de calor pela máxima transferência possível (Chapman, 1987), ou seja:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.7)$$

ou ainda pelas relações de temperatura do fluido quente e fluido frio na entrada e saída do trocador de calor:

$$\varepsilon = \frac{T_{bsar-s} - T_{bsar-e}}{T_{H2O} - T_{bsar-e}} \quad (2.8)$$

A efetividade pode ser determinada sem o conhecimento das temperaturas, através do cálculo do número unitário de trocas  $NUT$ , conforme mostrado pelas equações:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad (2.9)$$

Onde

$$NUT = \frac{UA}{m_{ar}C_p} \quad (2.10)$$

É comum definir-se taxa de capacidade  $C_R$ , que é sempre menor do que a unidade e determinada pela relação entre as vazões mássicas mínimas e máximas.

$$C_R = \frac{(mC_p)_{\min}}{(mC_p)_{\max}} \quad (2.11)$$

A Figura 2.5 mostra o comportamento da efetividade em relação ao aumento do número de unidades de troca  $NUT$  para diferentes valores de  $C_R$ , para um trocador de calor com escoamento em contracorrente.

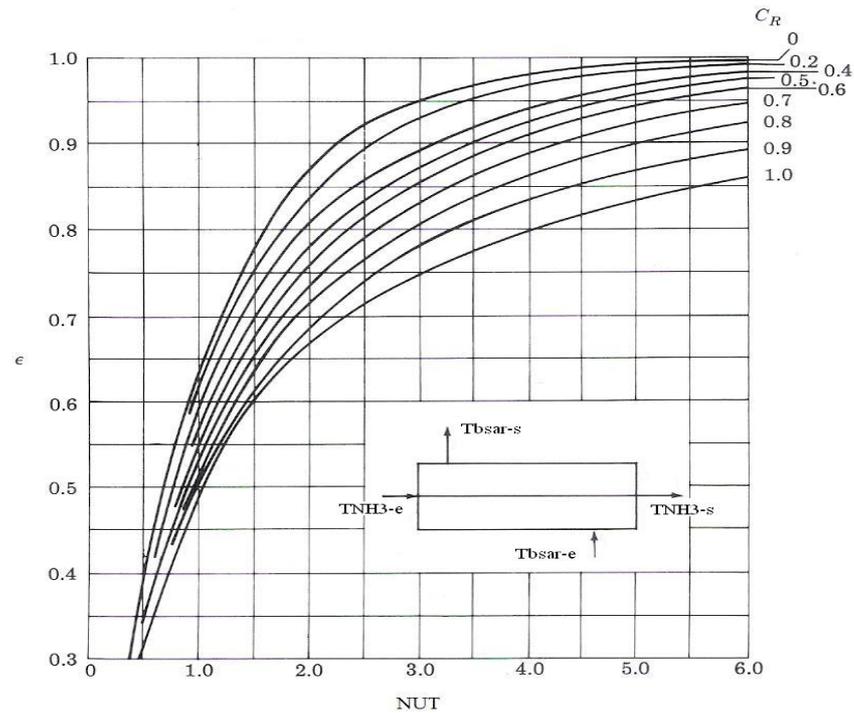


Figura 2.5 – Variação da efetividade com o aumento do  $NUT$  e  $C_R$  para escoamento em contracorrente. (Fonte: Chapman, 1987)

Observa-se claramente que a efetividade cresce de forma assintótica com o aumento do  $NUT$ . Verifica-se também que a efetividade tende a ser mais baixa para valores de  $C_R$  próximos a unidade, pois as vazões mássicas mínimas são próximas às vazões mássicas máximas, conforme mostrado na Equação 2.11.

## 2.5. Conclusão

O presente capítulo descreve de forma breve os fenômenos que ocorrem no escoamento de um fluido no exterior e interior de dutos circulares. A deposição e convecção do fluido refrigerante no interior dos dutos circulares e os fenômenos de evaporação da água no ar ambiente que ocorrem no lado externo aos tubos de serpentina de um condensador evaporativo e que realizam a maior parte da remoção de calor do fluido refrigerante. Finalizando o capítulo foram apresentadas as definições de efetividade  $\epsilon$ , número de unidades de troca  $NUT$  e taxa de capacidade  $C_R$  que são definições fundamentais para se representar o desempenho térmico de trocadores de calor em geral.

### **3. MODELAGENS DE CONDENSADORES EVAPORATIVOS**

#### **3.1. Introdução**

Nesta seção é descrito o funcionamento do condensador evaporativo e são apresentados os dois modelos utilizados para representar a transferência de calor e efetividade. São apresentados os modelos aqui chamados de Ajuste Global e Psicrométrico, juntamente com as equações e fluxogramas elaborados para melhor visualização e entendimento de cada abordagem. São apresentados resultados do calor rejeitado pelo CE em função da variação dos principais parâmetros independentes como vazões de ar e água e área de transferência de calor. Por fim são feitas comparações e conclusões a partir do que foi observado.

#### **3.2. Condensadores Evaporativos**

Condensadores Evaporativos (CEs) são utilizados amplamente em sistemas de refrigeração para condensação e remoção de calor de fluidos refrigerantes objetivando a armazenagem e conservação de alimentos em geral.

A principal vantagem é que eles podem operar com temperaturas de condensação mais baixas do que os outros tipos de condensadores (Stoecker e Jabardo, 2002), além de apresentarem taxas de rejeição de calor maiores se comparados com os modelos que utilizam somente ar ou água. Destaca-se como uma desvantagem significativa a incrustação nas superfícies externas das serpentinas ao longo do tempo devido às impurezas contidas na água de circulação, o que pode afetar a transferência de calor e conseqüentemente o desempenho do equipamento.

A modelagem matemática de condensadores evaporativos tem importância significativa na indústria. Uma vez que se possua um modelo que represente corretamente o condensador testado, podem-se realizar modificações no modelo de modo a obter melhorias no seu desempenho térmico, evitando com isso os procedimentos de tentativa e erro. Quando não se possui um modelo confiável, o desenvolvimento do produto passa a depender de trabalhos experimentais, o que torna o procedimento lento, caro e trabalhoso.

O sistema de refrigeração estudado é baseado em um circuito de compressão de amônia (R717), onde a energia resultante do processo é rejeitada para o ambiente externo pelo condensador evaporativo, que constitui o objeto do presente trabalho. A Figura 3.1 apresenta um diagrama esquemático do equipamento. Pelo lado externo dos tubos do CE, uma corrente de ar é misturada com outra corrente de água, com escoamentos em sentidos opostos. A água sofre evaporação até o limite de saturação do ar e a porção não evaporada, que representa a maior

parte do escoamento, é recolhida em uma bacia, de onde volta a ser recirculada com o auxílio de uma bomba. Pelo lado interno, circula a amônia admitida como vapor e que sofrerá um processo de condensação até chegar à sua descarga.

O processo de evaporação da água se dá a grandes taxas de transferência de calor, o que auxilia a remoção de calor da amônia. Por outro lado, o vapor de amônia superaquecido apresenta na entrada das serpentinas um coeficiente de transferência de calor relativamente baixo, típico do escoamento de gases. O coeficiente aumenta significativamente à medida que a condensação progride, e posteriormente há uma redução progressiva desse coeficiente resultante do aumento da espessura da película de condensado junto à superfície do tubo (Stoecker *et al.* 2002). Nota-se que há uma combinação das características dos condensadores refrigerados a água e a ar nos condensadores evaporativos.

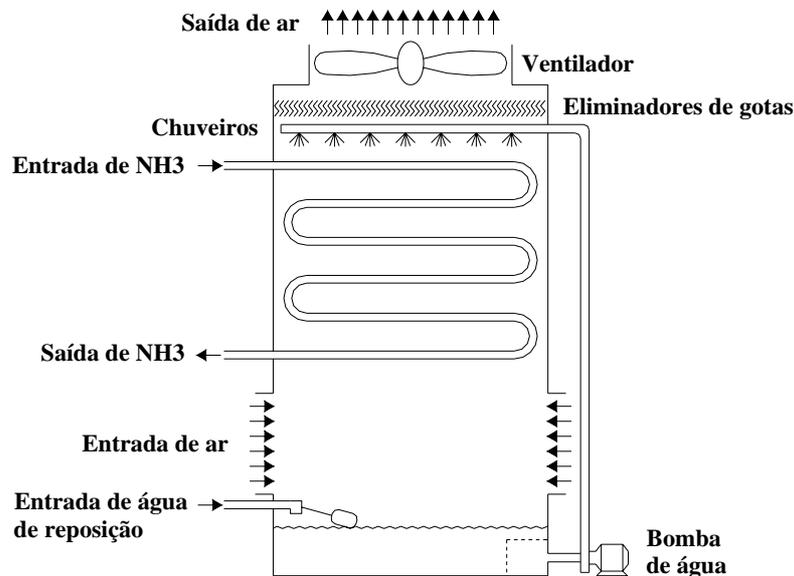


Figura 3.1 – Diagrama esquemático de um condensador evaporativo (Fonte: Danieli, 2006).

A seguir é apresentada uma fotografia do condensador evaporativo estudado, em operação em um laboratório de testes montado na empresa Frost Frio.



Figura 3.2 - Condensador Evaporativo RC-200.

As tendências das distribuições de temperaturas ao longo dos tubos da serpentina do condensador podem ser visualizadas na Figura 3.3 (Flores 2005). Essa figura prevê teoricamente a distribuição de temperaturas para o ar, a água e o fluido refrigerante durante o percurso nas serpentinas. As setas informam o sentido no qual cada fluido está escoando. O eixo das abscissas representa o comprimento de tubos do condensador de baixo para cima e o eixo das ordenadas mostra as temperaturas dos fluidos para cada parte do trajeto.

Observa-se que a temperatura do fluido refrigerante ( $\text{NH}_3$ ) permanece quase que constante durante todo o percurso, pois está condensando, havendo apenas um pequeno desuperaquecimento na entrada e um subresfriamento na saída. O ar ganha calor e umidade pela evaporação da água e, portanto, apresenta uma temperatura de bulbo úmido mais elevada na saída. O interessante dessa análise fica por conta da temperatura da água que segue um comportamento próximo ao parabólico.

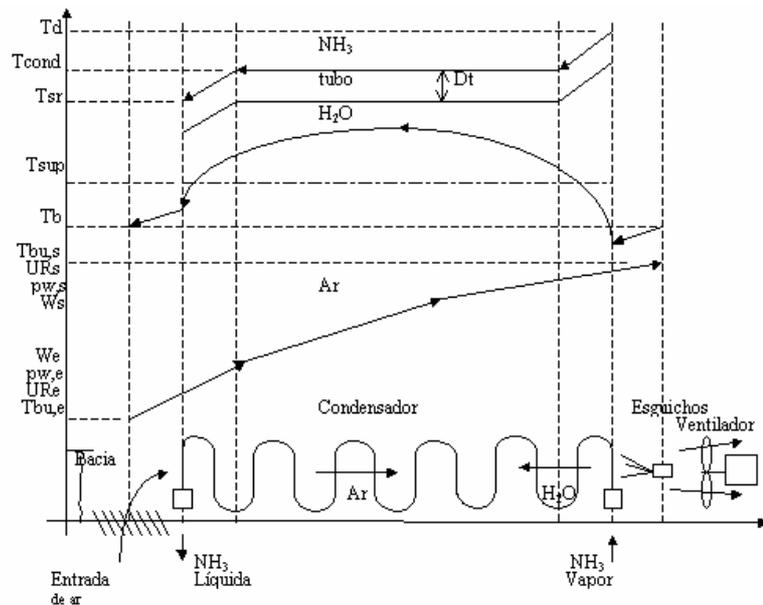


Figura 3.3 - Distribuição de temperaturas ao longo dos tubos da serpentina (Fonte: ASHRAE 1996).

Esse comportamento da temperatura da água intrigou de tal modo a realizar uma medição em laboratório para verificar essa tendência de comportamento. O resultado encontrado está exposto na Figura 3.4 e assemelhou-se bastante ao proposto na Figura 3.3.

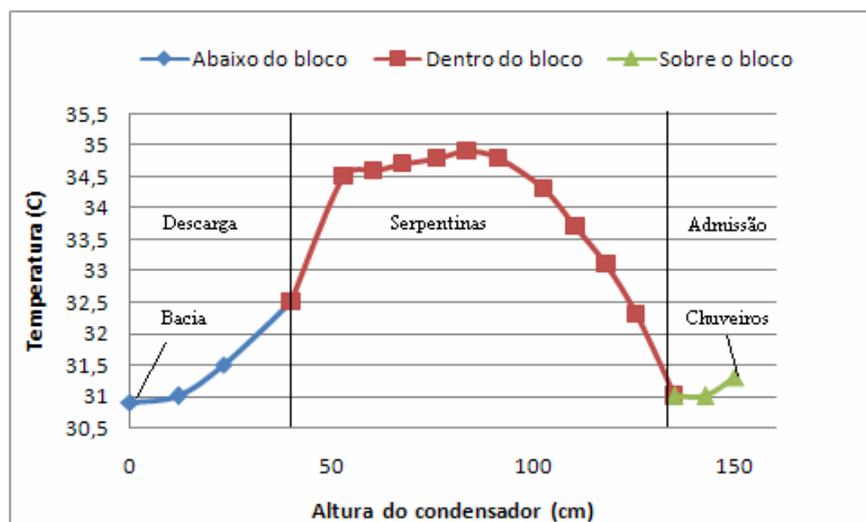


Figura 3.4 - Distribuição de temperaturas ao longo dos tubos da serpentina.

Analisando o gráfico pode-se perceber que a temperatura da água acima do bloco (nos chuveiros) é um pouco mais elevada do que na bacia, o que se pode concluir que há um pequeno ganho de calor (por volta de  $0,5^{\circ}C$ ) referente ao trabalho da bomba para elevá-la até a posição superior do condensador.

### 3.3. Modelo do Ajuste Global

O modelo chamado no presente trabalho de Ajuste Global foi proposto inicialmente por Parker *et al.* (1959) e implementado por Centeno (2005). Esse modelo propõe o cálculo do calor trocado pelo condensador evaporativo empregando coeficientes de transferência de calor  $U$  e massa  $k_m$ . São propostas equações para determinação dos coeficientes de transferência de calor entre os tubos e a água e também fatores de ajuste  $F_{AG}$  e  $M$  que irão aproximar os resultados medidos por experimentos com os calculados pelo modelo. No capítulo 3 serão mostrados os gráficos e tabelas referentes aos desvios encontrados.

#### 3.3.1. Equacionamento

Calcula-se o coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa dos tubos e o jato de água pela seguinte equação:

$$h_{Lff} = 17,15 \left( 1 + 0,0123 \left( \left( T_{fH_2O} - 273 \right) \frac{9}{5} \right) + 32 \right) \left( m_{H_2Oa} / D_e \right)^{1/3} \quad (3.1)$$

onde  $m_{H_2Oa}$  é a vazão jato de água por unidade de altura, kg/(s.m) ,  $D_e$  é o diâmetro externo dos tubos em m ,e  $T_{fH_2O}$  a temperatura de filme da água dada pela expressão:

$$T_{fH_2O} = \frac{(T_{NH_3-e} + T_{NH_3-s}) + (T_{bsar-e} + T_{bsar-s})}{4} \quad (3.2)$$

onde  $T_{NH_3-e}$  e  $T_{NH_3-s}$  são respectivamente as temperaturas do fluido na entrada e na saída do condensador, em K,  $T_{bsar-e}$  e  $T_{bsar-s}$  são as temperaturas de bulbo seco do ar na entrada e na saída do condensador, em K.

A vazão do jato de água por unidade de altura é obtida a partir da seguinte relação:

$$m_{H_2Oa} = \frac{m_{H_2O}}{4n_C C_T} \quad (3.3)$$

onde  $m_{H_2O}$  é a vazão do jato de água, em kg/s,  $n_C$  é o número de tubos por coluna e  $C_T$  é o comprimento do tubo, em m.

A expressão de  $h_{Lff}$  (Eq. 2.1) é uma equação para o coeficiente de transferência de calor externo aos tubos e deve ser ajustada pelo fator de ajuste  $F_{AG}$  através da convergência obtida na expressão 3.4:

$$h_{Lec} = F_{AG} h_{Lff} \quad (3.4)$$

onde  $h_{lec}$  é o coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa dos tubos e o jato de água, ajustado pelo parâmetro  $F_{AG}$ .

Determina-se, dessa forma, o coeficiente global de transferência de calor  $U$  pela equação 3.5.

$$U = \frac{1}{\frac{D_e}{D_i} \left( \frac{1}{h_i} \right) + \frac{D_e}{D_m} \left( \frac{L}{k} \right) + \frac{1}{h_{Lec}}} \quad (3.5)$$

$D_e$ ,  $D_i$  e  $D_m$ , são respectivamente os diâmetros externo, interno e médio dos tubos, em m,  $h_i$  é o coeficiente de transferência de calor entre a amônia e a parede interna dos tubos, em W/ (m<sup>2</sup> K),  $L$  é a espessura dos tubos, em m,  $k$  é a condutividade térmica dos tubos avaliada à temperatura de filme  $T_{fH2O}$ , em W/ (m K), e  $h_{Lec}$  é o coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa dos tubos e o jato de água ajustado pelo parâmetro  $F_{AG}$ , em W/ (m<sup>2</sup> K).

O coeficiente de transferência de calor para o interior dos tubos  $h_i$ , em W/ (m<sup>2</sup> K) é dado por:

$$h_i = 0,555 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h_{lv}'}{\mu_l (T_{condnh3} - T_{sup}) D_i} \right]^{1/4} \quad (3.6)$$

onde  $g$  é a aceleração da gravidade, em m/s<sup>2</sup>;  $\rho_l$  e  $\rho_v$  são respectivamente as massas específicas da amônia como líquido e vapor saturado, em kg/m<sup>3</sup>,  $k_l$  é a condutividade térmica da amônia como líquido saturado, W/ (m K);  $\mu_l$  é a viscosidade dinâmica da amônia como líquido saturado, em N.s/m<sup>2</sup>;  $h_{lv}'$  é o calor latente de vaporização modificado, em J/kg;  $T_{condnh3}$  é a temperatura de condensação da amônia, avaliada na pressão de saída,  $T_{sup}$  é a temperatura da superfície do tubo, em K

Determina-se a temperatura da superfície do tubo pela relação abaixo:

$$T_{\text{sup}} = \frac{Tr_{H_2O} + Tb_{H_2O}}{2} \quad (3.7)$$

onde  $Tb_{H_2O}$  é a temperatura da água da bacia, e  $Tr_{H_2O}$  é a temperatura da água de reposição no condensador ambas em K.

O calor latente de vaporização  $h'_{lv}$  modificado é dado por:

$$h'_{lv} = h_{lv} + \frac{3}{8} c_{p,l} (T_{\text{condNH}_3} - T_{\text{sup}}) \quad (3.8)$$

onde  $c_{p,l}$  é o calor específico do líquido

Na seqüência, determina-se o coeficiente global de transferência de massa  $k_m$ , em  $\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$

$$K_m = \frac{1}{\frac{1}{K_y} + \frac{i}{h'_L}} \quad (3.9)$$

onde  $k_y$  é o coeficiente de transferência de massa,  $\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$ ;  $i$  é a inclinação da curva de saturação no diagrama entalpia-temperatura para mistura de ar, em  $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $h'_L$  é o coeficiente de transferência de calor entre o jato de água e a interface ar-água, em  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ .

Como  $h'_L = 1100$  tem-se que  $i/h'_L$  é desprezível se comparado com  $1/K_y$ , então se considera:

$$K_m = K_y \quad (3.10)$$

O coeficiente de transferência de massa  $k_y$  é calculado como:

$$K_y = 0,0924(Gm_{ar})^{0,905} \quad (3.11)$$

Sendo  $Gm_{ar}$  a vazão mássica de mistura de ar baseada na mínima seção transversal,  $\text{kg}/(\text{sm}^2)$ , sendo obtida através de:

$$Gm_{ar} = \frac{m_{ar}}{A_{trv}} \quad (3.12)$$

onde  $m_{ar}$  é a vazão de ar seco, em kg/s;  $A_{trv}$  é a mínima seção transversal, em m<sup>2</sup>.

A mínima seção transversal é calculada como:

$$A_{trv} = A_{pjt} - (n_L D_o C_T) \quad (3.13)$$

onde  $A_{prj}$  é a área projetada do condensador evaporativo, em m<sup>2</sup>;  $n_L$  é o número de tubos no comprimento do condensador;  $C_T$  é o comprimento do tubo, em m. A área projetada de condensador evaporativo é dada por:

$$A_{prj} = C_{CE} L_{CE} \quad (3.14)$$

onde  $C_{CE}$  é o comprimento do condensador evaporativo, em m;  $L_{CE}$  é a largura do condensador evaporativo, em m.

Calculam-se então, os coeficientes  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_1$  e  $b_2$  pelas equações abaixo:

$$a_1 = - \left( \frac{UA}{m_{NH_3} c} + \frac{UA}{m_{H_2O} c} \right) \quad (3.15)$$

$$a_2 = \frac{iUA}{m_{H_2O} c_{H_2O}} \quad (3.16)$$

$$b_1 = \frac{K_m A}{m_{H_2O} c_{H_2O}} \quad (3.17)$$

$$b_2 = - \left( \frac{iK_m A}{m_{h_2O} c} - \frac{K_m A}{m_{ar}} \right) \quad (3.18)$$

onde  $A$  é a área pela qual o calor é transferido,  $m^2$ ;  $m_{NH_3}$  é a vazão de amônia nos tubos,  $kg/s$ ;  $c$  é o calor específico do fluido nos tubos avaliado na temperatura média,  $J/(kgK)$ ;  $m_{H_2O}$  é a vazão do jato de água,  $kg/s$ ;  $c_{H_2O}$  é o calor específico do jato de água avaliado na  $T_{fH_2O}$ ,  $J/(kgK)$ ;  $i$  é a inclinação da curva de saturação do diagrama entalpia-temperatura para mistura de ar.

Determinam-se os valores de  $r_1$  e  $r_2$ :

$$r_1 = \frac{-(a_1 + b_2) + \sqrt{(a_1 + b_2)^2 - 4(a_1 b_2 - a_2 b_1)}}{2} \quad (3.19)$$

$$r_2 = \frac{-(a_1 + b_2) - \sqrt{(a_1 + b_2)^2 - 4(a_1 b_2 - a_2 b_1)}}{2} \quad (3.20)$$

Esses valores servirão para determinar a diferença média de temperaturas,  $(T_{NH_3} - T_{H_2O})_m$ , em K, pela equação abaixo:

$$(T_{NH_3} - T_{H_2O})_m = \frac{M_1}{r_1} (e^{r_1} - 1) + \frac{M_2}{r_2} (e^{r_2} - 1) \quad (3.21)$$

onde  $T_{NH_3}$  é a temperatura do fluido dentro dos tubos, em K;  $T_{H_2O}$  é a temperatura média do jato de água  $[(T_{bH_2O} + T_{rH_2O}) / 2]$ , em K;  $r_1$  e  $r_2$  são constantes de integração;  $M_1$  e  $M_2$  são parâmetros de ajuste experimentais. Pode ser calculada também a diferença média de entalpias:

$$(h_{maa} - h_{mar})_m = \frac{N_1}{r_1} (e^{r_1} - 1) + \frac{N_2}{r_2} (e^{r_2} - 1) \quad (3.22)$$

onde  $(h_{maa} - h_{mar})_m$  é a diferença média das entalpias,  $J/kg$ ;  $h_{maa}$  é a entalpia da mistura ar-água saturados,  $J/kg$ ;  $h_{mar}$  é a entalpia da mistura de ar,  $J/kg$ ;  $r_1$ ,  $r_2$ ,  $N_1$  e  $N_2$  são constantes de integração.

Finalmente, calcula-se o coeficiente global de transferência de calor no condensador evaporativo,  $U$ , em  $W/(m^2 K)$ , e o de massa  $k_m$ , com as equações que seguem.

$$U = \frac{Q_{exp}}{A(T_{NH_3} - T_{H_2O})_m} \quad (3.23)$$

$$k_m = \frac{Q_{exp}}{A(h_{maa} - h_{mar})_m} \quad (3.24)$$

$Q_{exp}$  é a taxa de transferência de calor de condensador evaporativo, e no presente trabalho é um dado experimental.

É realizada a comparação entre os valores de  $U$  e  $k_m$  obtidos inicialmente pelas equações acima com os novos valores, até que a convergência seja obtida e os parâmetros de ajuste encontrados.

A seguir é mostrado um fluxograma do procedimento de cálculo, dividido em três etapas:

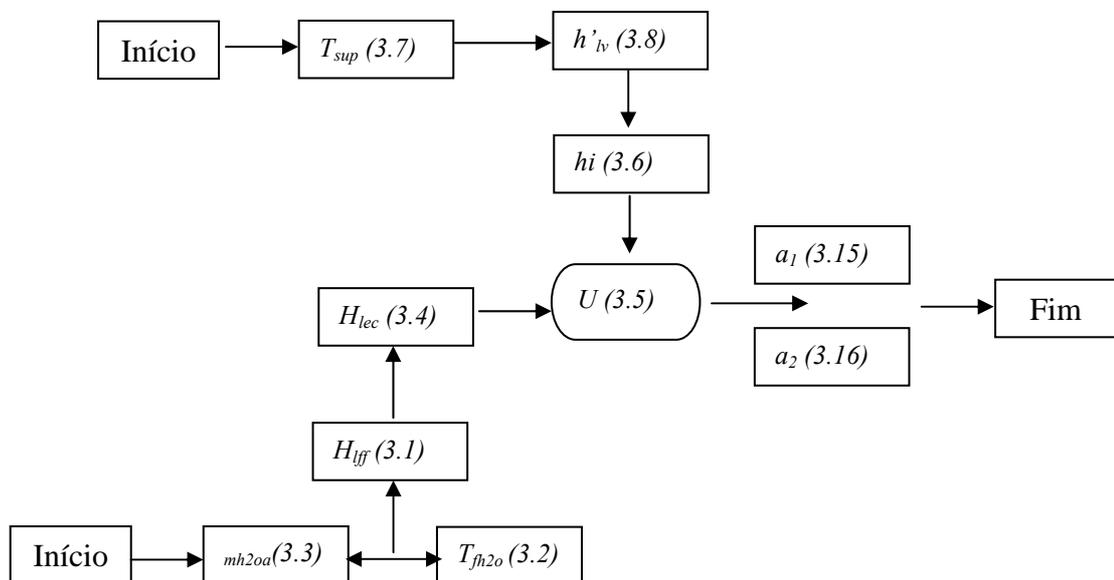


Figura 3.5 - Fluxograma do modelo Ajuste Global (1ª etapa).

A primeira etapa mostra os cálculos intermediários de temperatura de filme, vazão de água por unidade de altura, coeficiente de transferência de calor entre os tubos e a água para se chegar ao coeficiente global  $U$  e também nos coeficientes  $a_1$  e  $a_2$ . A segunda etapa mostrada abaixo apresenta as equações para se determinar o coeficiente de transferência de massa  $K_m$ , que é utilizado também na determinação dos coeficientes  $b_1$  e  $b_2$ .

Na terceira etapa (Fig. 3.7) calcula-se o calor trocado

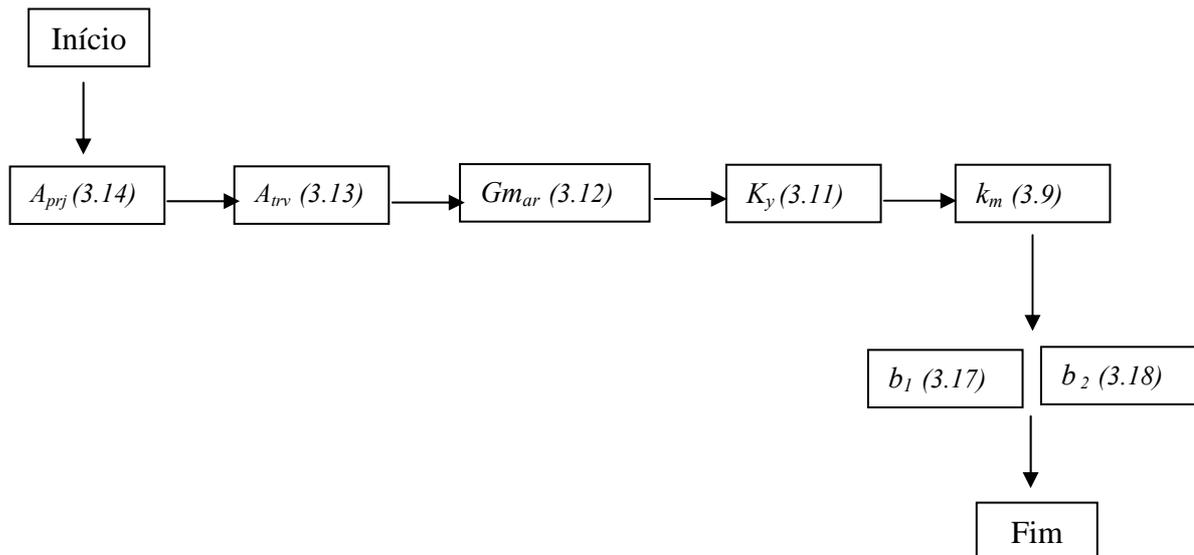


Figura 3.6 - Fluxograma do modelo Ajuste Global (2º etapa).

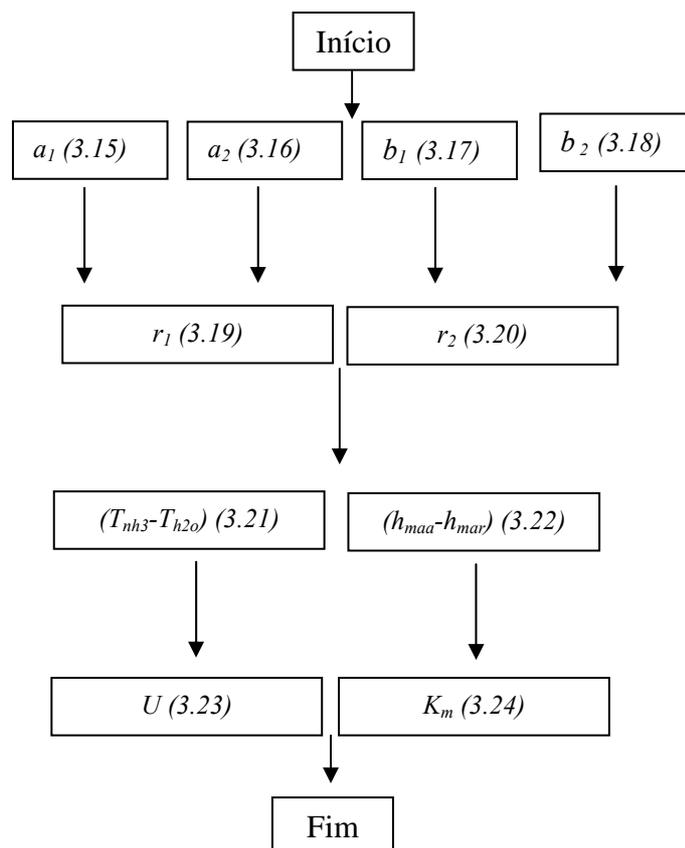


Figura 3.7 - Fluxograma do modelo Ajuste Global (3º etapa).

A seqüência de cálculo apresentada foi implementada em um aplicativo utilizando o programa EES, onde a taxa de transferência de calor é obtida a partir dos dados de entrada de cada teste realizado em laboratório.

### 3.3.2. Consistência do Modelo Ajuste Global

O modelo é executado para avaliar o quanto a transferência de calor pode ser aumentada com variações em parâmetros tais como: vazão de ar, vazão de água,  $T_{bu,ar}$ , área de transferência de calor, entre outros.

Um primeiro gráfico apresentado na Figura 3.8 mostra o comportamento do coeficiente global de transferência de calor frente a variações na vazão de água. O que pode ser observado é um comportamento assintótico do coeficiente de troca frente ao aumento da vazão de água.

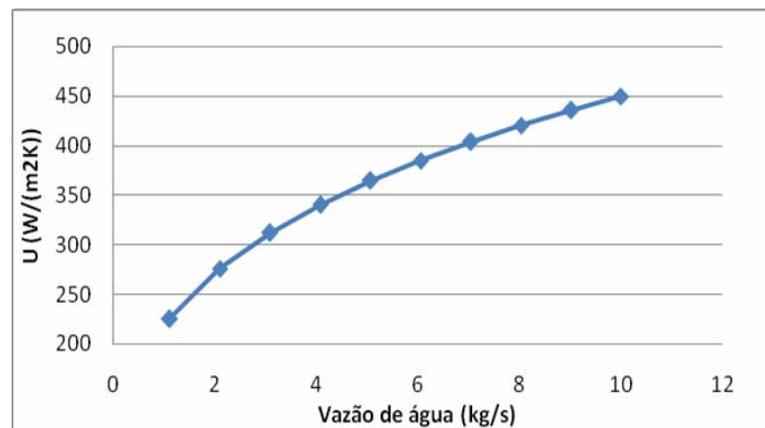


Figura 3.8 Comportamento do coeficiente global de transferência de calor em relação à variação da vazão de água ( $T_{bs_{ar-e}} = 18^{\circ}\text{C}$ ,  $A=69\text{m}^2$ ,  $m_{ar}=6\text{ kg/s}$ .)

A Figura 3.9 mostra a influência combinada das vazões de ar e da área de transferência de calor no comportamento do calor rejeitado pelo modelo Ajuste Global.

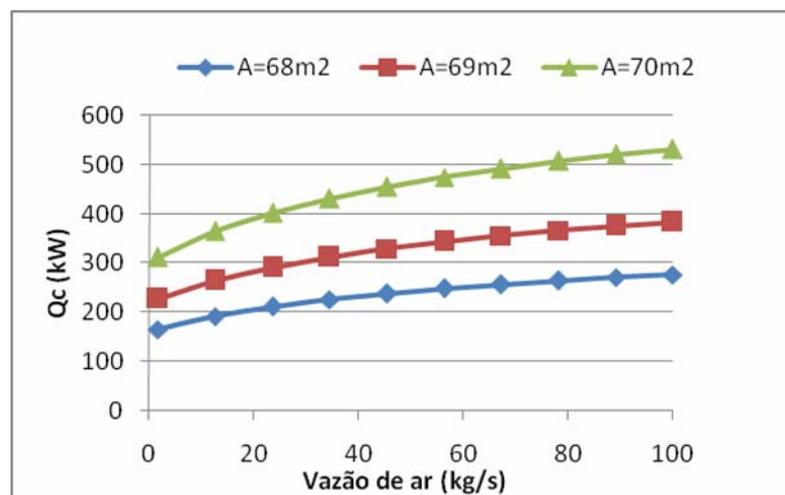


Figura 3.9 Influência da combinação das vazões de ar e área de transferência de calor no comportamento do modelo Ajuste Global. ( $m_{h_2o}=5\text{ kg/s}$ ,  $T_{bs_{ar-e}} = 18^{\circ}\text{C}$ )

Pode-se notar no gráfico acima que a taxa de transferência de calor tende a aumentar de forma assintótica para vazões de ar e área de transferência de calor mais altas. Essa simulação foi realizada para valores de área próximos aos reais de operação. Para verificar a influência individualizada da área de transferência de calor na taxa de transferência de calor do CE foi elaborada a Figura 3.10.

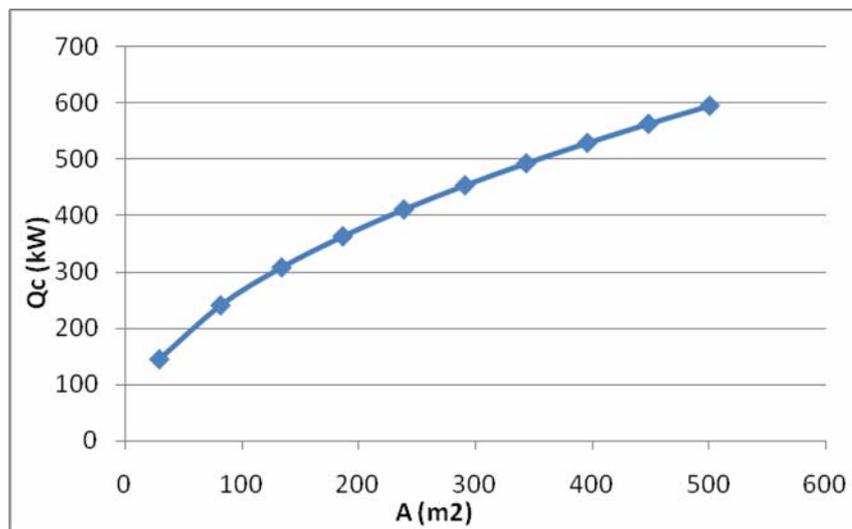


Figura 3.10 – Influência da área de transferência de calor na taxa de transferência de calor.

É observado que o calor rejeitado pelo CE tende a crescer de forma próxima ao linear com o aumento da área se tornando assintótico para áreas de transferência de calor mais elevadas.

Para verificar a exatidão dos modelos e do que foi proposto nos gráficos é necessário realizar testes com o equipamento operando nessas condições.

### 3.4. Modelo Psicrométrico

Apresentado pela ASHRAE (1993), tem a troca de fase da água como fenômeno predominante, o qual é posteriormente associado à efetividade da troca de calor no condensador.

A efetividade  $\varepsilon$  é um parâmetro adimensional ligado ao rendimento do trocador, e pode ser entendido como a razão das temperaturas alcançadas em um trocador real com aquelas que seriam obtidas em um trocador contracorrente de área infinita, onde  $\varepsilon = 1$ . Este método busca integrar os dados de medições com os teóricos, ou seja, corrigir a efetividade calculada através da inserção de um coeficiente de ajuste experimental  $F_p$ .

### 3.4.1. Equacionamento

O cálculo do  $NUT$  pode ser realizado pela equação 2.10 reescrita abaixo em 3.25 com a inserção de um parâmetro de ajuste  $F_p$  que irá aproximar os dados teóricos dos experimentais.

$$NUT = \frac{F_p h_c A}{m_{ar} c_{par}} \quad (3.25)$$

$F_p$  é um parâmetro de ajuste, específico e será obtido neste trabalho. O coeficiente de transferência de calor por convecção  $h_c$ , em  $W/(m^2 K)$ , é calculado a partir do número de Nusselt para escoamentos em regime turbulento, pela correlação de Zhukauskas (Bejan, 2002).

$$\overline{Nu}_d = C Re_{max}^m Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (3.26)$$

onde  $Pr$  e  $Pr_s$  são os números de Prandtl na temperatura do ar e na temperatura superficial dos tubos, respectivamente, e  $Re_{max}$  é o número de Reynolds calculado pela expressão 3.27.

$$Re_{max} = \frac{V_{max} D}{\nu} \quad (3.27)$$

onde  $V_{max}$  é a velocidade máxima do ar e deve ser calculada de acordo com a disposição dos tubos conforme a Figura 3.11.

A correlação proposta acima Equação 3.26 é para trocadores de calor com banco de tubos onde há apenas ar circulando. Para o caso estudado, o condensador evaporativo apresenta ar e água circulando em sentidos opostos, ocasionando uma turbulência muito grande e conseqüente aumento do coeficiente de transferência de calor, junto com um aumento da área de contato entre água e ar. O objetivo do parâmetro  $F_p$  é justamente ajustar essa correlação para prever esse aumento que ocorre na transferência de calor devido à presença da água juntamente com o ar.

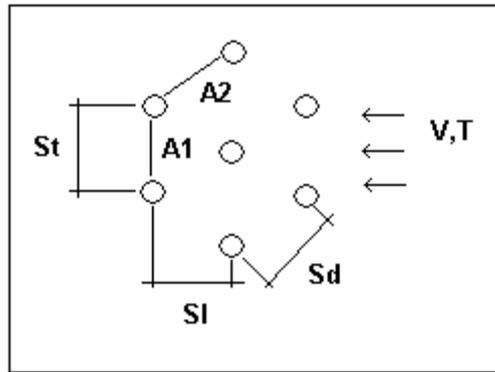


Figura 3.11 - Esquema de visualização da velocidade máxima do ar no banco de tubos.

Caso ela ocorra em  $A1$  calcula-se:

$$V_{\max} = \frac{St}{St - D} V \quad (3.28)$$

Caso ela ocorra em  $A2$ :

$$V_{\max} = \frac{St}{2(Sd - D)} V \quad (3.29)$$

Para este último à condição deverá ser satisfeita  $A < B$  onde:

$$A = \left[ St^2 + (St/2)^2 \right]^{1/2} \quad B = \left( \frac{St + D}{2} \right) \quad (3.30)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção será:

$$h = \frac{\overline{Nu}_d K}{D} \quad (3.31)$$

A efetividade  $\varepsilon$  é expressa por:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad (3.32)$$

A Tabela 3.1 apresenta os coeficientes  $C$  e  $m$  que devem ser utilizados na correlação de Zhukauskas (Equação 3.26).

Tabela 3.1 – Coeficientes da equação (3.26)

| Configuração           | $Re_{Max}$               | $C$                 | $m$  |
|------------------------|--------------------------|---------------------|------|
| Alinhado $St/SI > 0,7$ | $10^3$ a $2 \times 10^5$ | 0,27                | 0,63 |
| Alternado $St/SI < 2$  | $10^3$ a $2 \times 10^5$ | $0,35(St/SI)^{1/5}$ | 0,6  |
| Alternado $St/SI > 2$  | $10^3$ a $2 \times 10^5$ | 0,4                 | 0,6  |

Para cálculo das condições do ar atmosférico, a ASHRAE (1993) propõe uma série de equações para a determinação da entalpia específica do ar  $h_{ar}$  e de seu conteúdo de umidade  $w$ .

É calculado assim o valor de  $Q_c$ , em kW, pela relação:

$$Q_c = m_{ar} \cdot \varepsilon \Delta h_{ar} \quad (3.33)$$

onde  $\Delta h_{ar}$  é a diferença máxima possível de entalpia entre os estados final e inicial do ar em kJ/kg calculado pelas equações apresentadas no seguimento do trabalho.

$$h_{ar} = 1,006 T b s_{ar} + (2501 + 1,805 T b s_{ar}) w \quad (3.34)$$

$$w = \frac{(2501 - 2,381 T b u_{ar}) w_s^* - 1,006 (T b s_{ar} - T b u_{ar})}{2501 + 1,805 T b s_{ar} - 4,1868 T b u_{ar}} \quad (3.35)$$

$$w_s^* = 0,62198 \frac{p_{ws}^*}{p - p_{ws}^*} \quad (3.36)$$

$$\ln(p_{ws}^*) = \frac{C8}{T b u_{ar}} + C9 + C10 T b u_{ar} + C11 T b u_{ar}^2 + C12 T b u_{ar}^3 + C13 \ln(T b u_{ar}) \quad (3.37)$$

onde  $w$  e  $w_s$  são o conteúdo de umidade do ar e umidade do ar na saturação, e  $p_{ws}$  é a pressão do ar na saturação. As constantes C8 até C13 são ilustradas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 Constantes para determinação da pressão do ar na saturação.

|     |                        |
|-----|------------------------|
| C8  | $-5,80 \times 10^3$    |
| C9  | 1,39                   |
| C10 | $-4,86 \times 10^{-2}$ |
| C11 | $4,18 \times 10^{-5}$  |
| C12 | $-1,45 \times 10^{-8}$ |
| C13 | 6,55                   |

Algumas características do comportamento do ar ao longo do condensador podem ser vistas na Figura 3.12 onde os pontos de entrada e saída estão marcados na carta. Pode-se entender melhor a efetividade do condensador como sendo a relação entre os segmentos *A* e *B*, ou seja, *A:B* o quanto o ar ganha de calor pelo máximo que ele poderia ganhar.

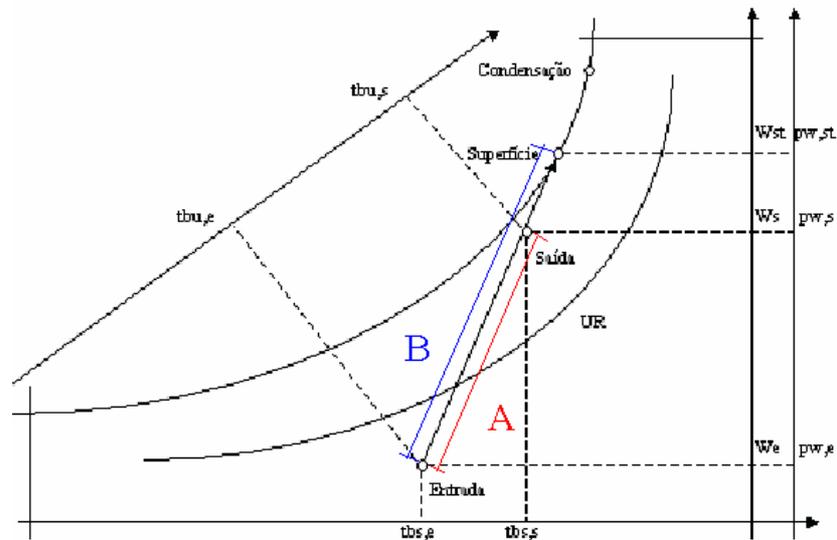


Figura 3.12 - Evolução Psicrométrica do ar ao longo do Condensador.

Assim como para o modelo de Ajuste Global, foi elaborado um fluxograma para representar o cálculo do modelo Psicrométrico, apresentado a seguir:

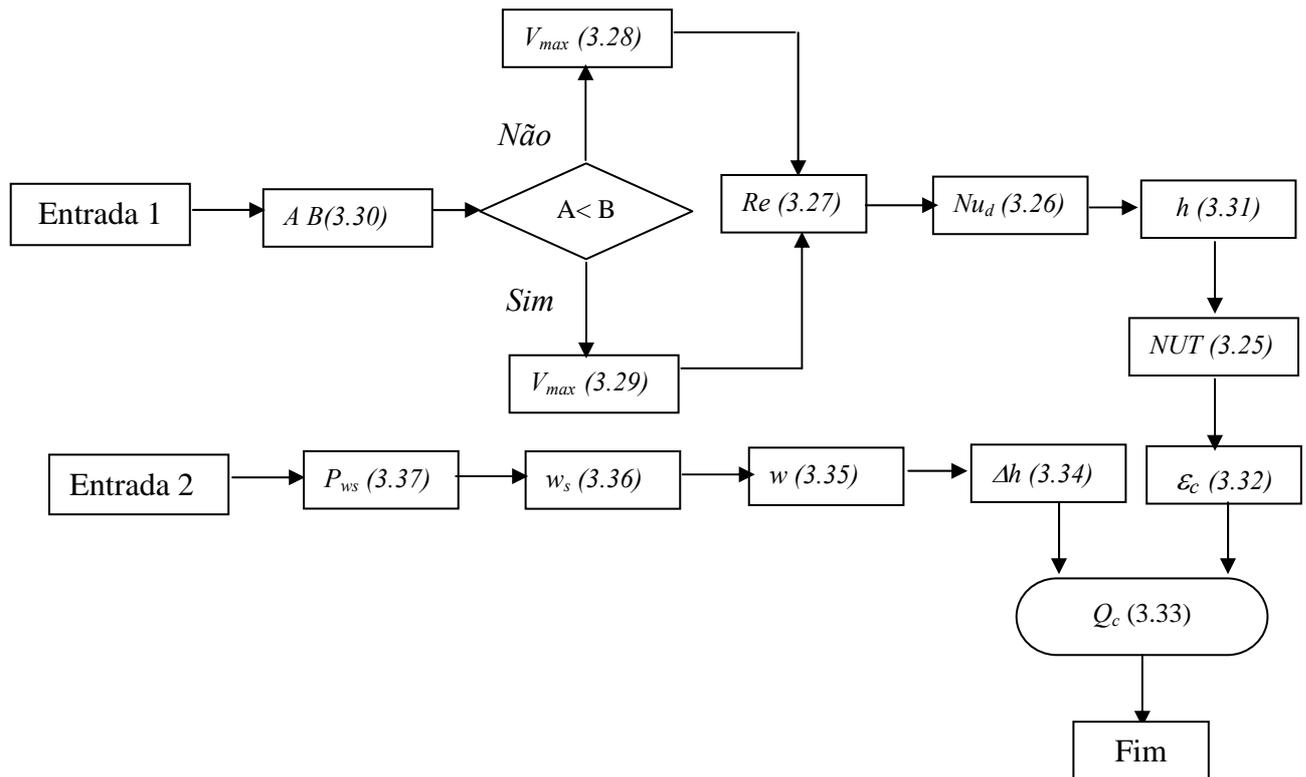


Figura 3.13 - Fluxograma do modelo Psicrométrico.

Há duas entradas independentes: a entrada 1 considera a velocidade máxima do ar no banco de tubos e calcula os adimensionais  $Re$ ,  $Nu$ , e chega em  $NUT$ . Pela entrada 2, determinam-se as pressões e umidade do ar para determinar os valores de entalpia do ar. Os resultados das duas seqüências levam ao cálculo da taxa de transferência de calor do condensador evaporativo.

### 3.4.2. Consistência do Modelo Psicrométrico.

Seguindo o que foi realizado para o Ajuste Global, foi avaliado também o comportamento do modelo Psicrométrico frente às principais variáveis independentes. A Figura 3.14 apresenta o quanto a taxa de transferência de calor do CE pode ser afetada se o condensador evaporativo for operado em condições onde a temperatura de bulbo úmido for baixa. Essa figura também mostra um comportamento crescente dessa taxa para temperaturas de condensação do fluido refrigerante mais altas.

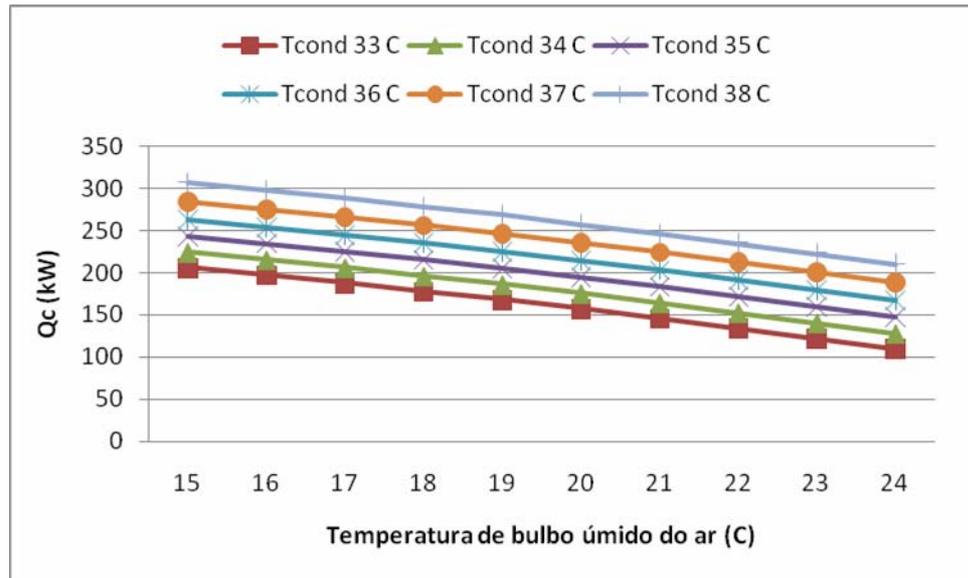


Figura 3.14 - Comportamento da taxa de transferência de calor frente a variações na  $T_{bu_{ar-e}}$  e  $T_{condh3}$  ( $T_{bs_{ar-e}}=18^{\circ}\text{C}$ ,  $A=69\text{m}^2$ ,  $m_{ar}=6\text{ kg/s}$ ).

A Figura 3.15 ilustra o comportamento da taxa de transferência de calor do CE em relação à variação da vazão de ar para diferentes temperaturas bulbo úmido do ar.

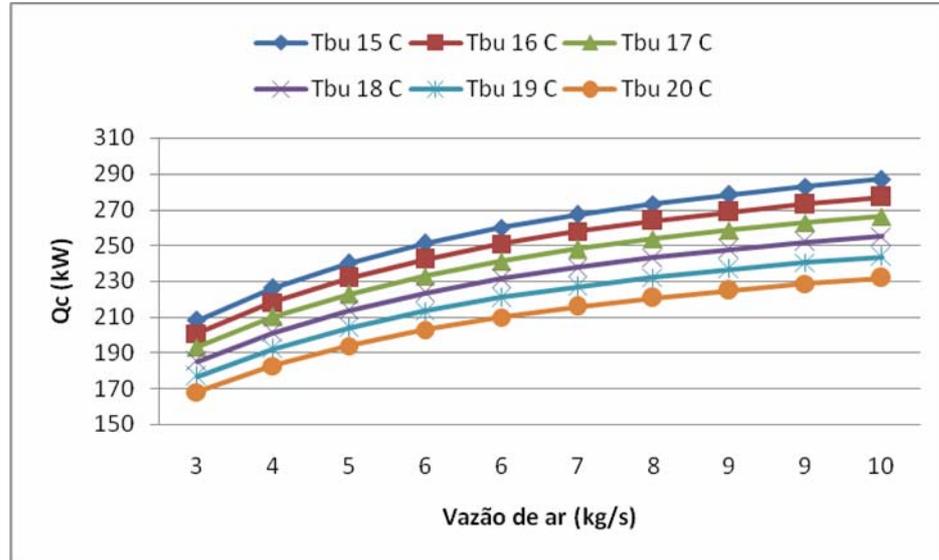


Figura 3.15 - Comportamento da taxa de transferência de calor em relação à variação da vazão de ar para diferentes  $T_{bu_{ar-e}}$  ( $T_{bs_{ar-e}}=18^{\circ}\text{C}$ ,  $A=69\text{m}^2$ ,  $m_{ar}=6\text{ kg/s}$ ).

Como era esperada, a taxa de transferência de calor tende a aumentar de forma assintótica com o crescimento da vazão de ar que incide sobre as serpentinas. Esse comportamento tende a ser mais elevado quando as temperaturas de bulbo úmido são mais baixas na entrada do condensador.

A Figura 3.16 mostra essa mesma taxa de transferência de calor sendo simulados para diferentes valores de áreas de transferência de calor e também distintos valores de vazão de ar. Foi observado, como esperado, um aumento assintótico de  $Q_c$  em relação ao aumento das vazões e áreas.

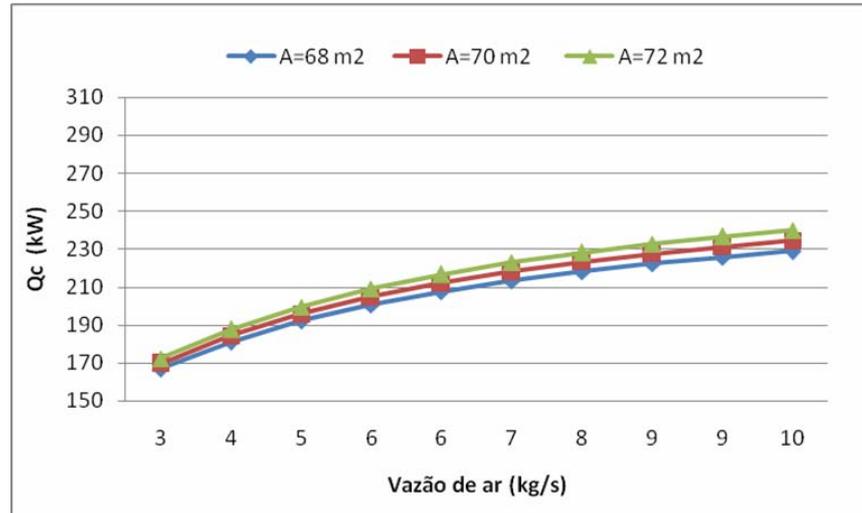


Figura 3.16 Comportamento da taxa de transferência de calor em relação à variação da vazão de ar e área de troca de calor ( $T_{bu_{ar-e}}=16\text{ °C}$ ,  $T_{bs_{ar-e}}=18\text{ °C}$ ).

Colocando a área de transferência de calor como variável independente é obtido o comportamento ilustrado na Figura 3.17 onde há um crescimento da taxa de transferência de calor do CE frente a mudanças na área, até certo limite onde passa a ocorrer uma estabilização desse crescimento.

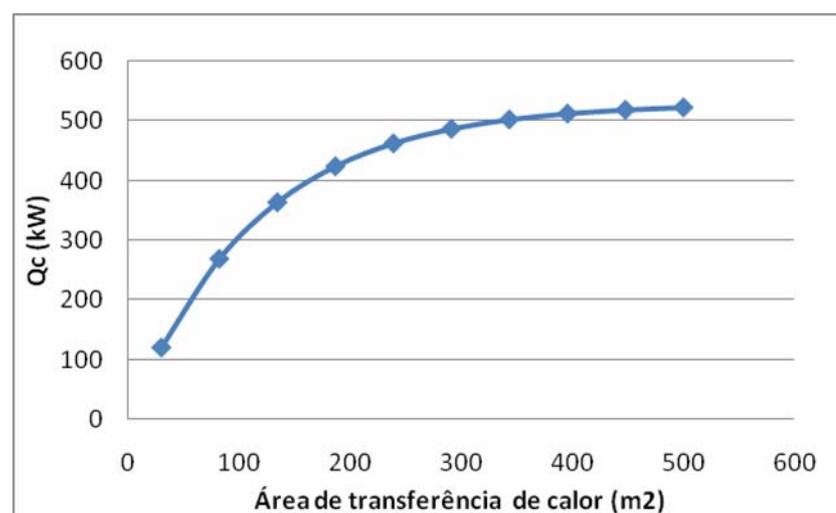


Figura 3.17 - Taxa de transferência de calor em relação a área de transferência de calor ( $T_{bu_{ar-e}}=16\text{ °C}$ ,  $T_{bs_{ar-e}}=18\text{ °C}$ ,  $m_{ar}=6\text{ kg/s}$ ).

O modelo permite explorar a influência da altitude no comportamento do calor rejeitado (Fig 3.18). Nota-se claramente que para um aumento de 1000 metros na altitude de operação do condensador, se tem uma perda por volta de 10% no troca de calor. Esse fato acontece devido a queda da pressão atmosférica ao longo da altitude, tornando o ar rarefeito e conseqüentemente fazendo com que a evaporação da água diminua significativamente. Considerando que a evaporação é o fenômeno determinante na retirada do calor, o CE operando em altitudes elevadas terá seu desempenho prejudicado, também devido à queda da entalpia do ar com o aumento da pressão atmosférica.

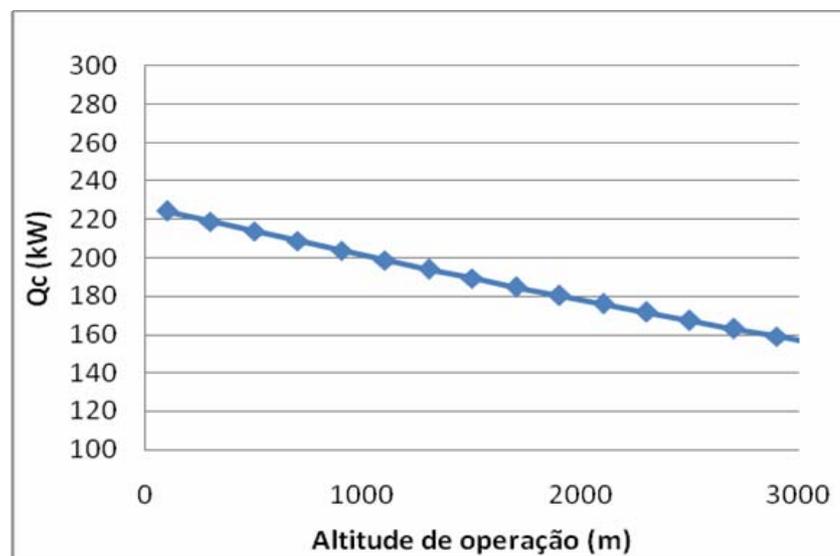


Figura 3.18 - Influência da altitude de operação no comportamento da taxa de transferência de calor ( $Tbu_{ar-e}=16\text{ °C}$ ,  $Tbs_{ar-e}=18\text{ °C}$ ,  $m_{ar}=6\text{ kg/s}$ ,  $A=69\text{m}^2$ ).

### 3.5. Comparação entre os dois modelos

Como os modelos utilizam enfoques diferentes para o cálculo da taxa de transferência de calor, existem alguns parâmetros que são mais importantes em um deles e que em outro não são levados em conta, como é o caso da vazão de água, por exemplo, que no modelo Psicrométrico não é utilizada.

Nota-se claramente que há diferenças no que foi exposto nas figuras acima. O modelo Psicrométrico permite uma simulação mais voltada às condições ambientais de operação do condensador evaporativo, podendo também simular vazões de ar e área de transferência de calor. O modelo do Ajuste Global permite uma simulação das vazões de ar e água e também área de transferência de calor. Embora diferentes ambos apresentaram gráficos de comportamentos assintóticos da taxa de transferência de calor em relação às principais variáveis. No capítulo seguinte o desvio de cada abordagem em relação aos dados experimentais será estudado.

No capítulo 5 serão sugeridas modificações a serem aplicadas no condensador evaporativo com base nos estudos realizados. Será, portanto, aprofundado o estudo do comportamento da taxa de transferência de calor do CE e propostas mudanças na área de transferência de calor, vazão de ar e de água, na tentativa de se obter um melhor desempenho do equipamento.

Convém lembrar que as curvas anteriores foram obtidas a partir do equacionamento dos dois modelos, e podem não apresentar resultados semelhantes na prática. É interessante, por essa razão, realizar testes com o condensador evaporativo operando em condições similares para verificar qual modelo representa de forma mais exata a realidade do problema. A partir disso, podem-se realizar mudanças apenas naqueles parâmetros que tiverem uma influência positiva na melhoria do equipamento.

### **3.6. Conclusões**

O presente capítulo apresenta os dois modelos desenvolvidos para representar a transferência de calor e a efetividade do condensador evaporativo, juntamente com os respectivos equacionamentos e fluxogramas.

Elaboraram-se dois aplicativos em EES (Engineering Equation Solver), com base nestes equacionamentos para simular o comportamento do condensador quando ajustado pelos dados de testes experimentais.

Foram realizadas também simulações com os dois modelos variando-se parâmetros tais como  $T_{condnh_3}$ ,  $Tbu_{ar}$ , vazão de ar, vazão de água, área de transferência de calor entre outros.

Os dados obtidos mostraram ser coerentes com o que se espera que aconteça na real operação de um condensador evaporativo. Pode-se aumentar o calor retirado da amônia, realizando algumas alterações nos parâmetros mostrados, ou seja, pode-se elevar o mesmo pelo aumento da vazão de ar e de água, e também da superfície total de transferência de calor.

Torna-se necessário, em futuros trabalhos, implementar as modificações simuladas ao condensador em estudo (RC-200).

## 4. RESULTADOS DOS DADOS EXPERIMENTAIS *VERSUS* MODELOS

### 4.1. Introdução

Este capítulo descreve o ciclo de refrigeração no qual opera o condensador evaporativo estudado no presente trabalho, e que constitui o Laboratório de Ensaios de Equipamentos, de onde foram levantados os dados experimentais para alimentar os modelos de simulação estudados.

É apresentada uma análise de erros, voltada à propagação das incertezas numéricas e experimentais.

Como último resultado, é elaborada uma tabela de correção de capacidades para um condensador específico, a qual é comparada com a tabela utilizada atualmente pela Frost Frio.

### 4.2. Dados experimentais.

A empresa Frost Frio situada em Caxias do Sul montou em conjunto com a UFRGS um laboratório para realização de testes de componentes de sistemas de refrigeração industrial a amônia, entre eles os condensadores evaporativos estudados no presente trabalho. A Figura 4.1 mostra esquematicamente o ciclo empregado e alguns de seus principais componentes.

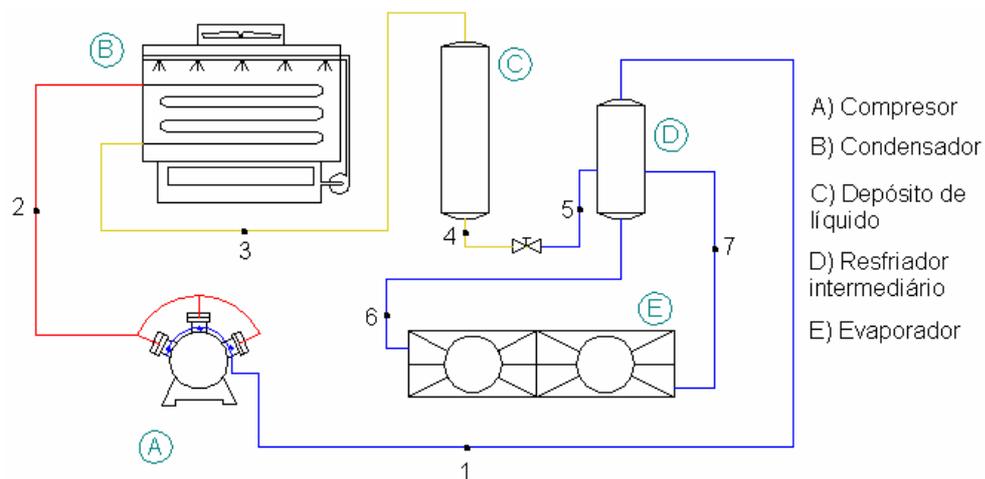


Figura 4.1 - Esquema do ciclo de refrigeração do Laboratório de Ensaios.

Nele, o vapor de amônia passa pelo compressor (A) elevando sua pressão até cerca de 13 a 14 bar, sendo em seguida admitido no condensador evaporativo (B) onde troca calor com o ar e a água que escoam em sentidos opostos. A partir daí, a amônia vai para o depósito de líquido (C). O circuito de alta pressão é encerrado pela passagem do líquido por uma válvula de

expansão, acarretando na sua queda brusca de pressão e temperatura, e é então levada ao separador de fases ou resfriado intermediário (D). A amônia líquida é retirada do separador por uma tomada localizada na sua parte inferior (linha 6), e é admitida no evaporador. O vapor de amônia resultante retorna ao separador (linha 7) e assim se garante que apenas vapor será admitido na sucção do compressor (linha 1). Fotografias do condensador evaporativo ensaiado nesse laboratório são apresentadas na figura que segue.

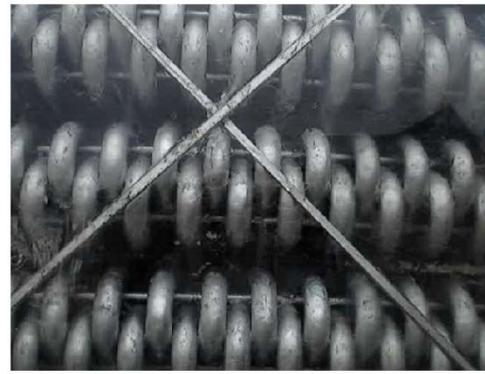


Figura 4.2 - Condensador evaporativo modelo RC200 modelado no presente trabalho com detalhe frontal e lateral da serpentina.

Com a bancada de testes em funcionamento foram realizados alguns testes para medir a capacidade de refrigeração do CE. Os dados são obtidos através de diversos sensores de pressão e temperatura do tipo PT-100 posicionados nas linhas de entrada e saída do condensador. Há também sensores de temperatura de bulbo seco e úmido do ar na entrada e saída do condensador e temperatura da água da bacia e água de reposição. Sensores de vazão do tipo turbina para a água e do tipo coriólis para vazão de amônia são utilizados no Laboratório.

Em um primeiro momento, Centeno (2005) apresenta uma série de testes realizados no Laboratório e que são empregados no presente trabalho. Ao todo são cinco seqüências realizadas no período de inverno com temperaturas de bulbo seco e úmido do ar bastante baixas. A Tabela 4.1 mostra essas medições com os principais valores de temperatura e vazão encontrados para cada teste.

Tabela 4.1 - Valores dos ensaios realizados em 2005 no Laboratório de Ensaios (1ª série).

|                    | Teste  |        |        |        |        |
|--------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                    | 1      | 2      | 3      | 4      | 5      |
| $Q_{exp}$ (kW)     | 306,1  | 273,8  | 247,3  | 287,7  | 289,1  |
| $T_{condnh3}$ (°C) | 32,4   | 33,7   | 34,2   | 30,4   | 30,1   |
| $Tbu_{ar-e}$ (°C)  | 15,9   | 14,6   | 15     | 10,9   | 11,6   |
| $Tbs_{ar-e}$ (°C)  | 18,1   | 18,5   | 20,2   | 13,3   | 14,6   |
| $Tbs_{ar-s}$ (°C)  | 26,9   | 25,9   | 28,1   | 23,3   | 23,2   |
| UR (%)             | 0,79   | 0,65   | 0,57   | 0,74   | 0,70   |
| $T_{bh2o}$ (°C)    | 27,9   | 26,12  | 28,6   | 26,2   | 25,4   |
| $m_{nh3}$ (kg/s)   | 0,2347 | 0,2105 | 0,1911 | 0,2225 | 0,2208 |
| $e_{exp}$ (kJ/kg)  | 1304,2 | 1300,7 | 1294,0 | 1293,0 | 1300,2 |

$Q_{exp}$  - taxa de transferência de calor do condensador;  $Tbs_{ar-e}$  e  $Tbu_{ar-e}$  - temperaturas de bulbo seco e úmido do ar na entrada;  $T_{bh2o}$  - temperatura da água da bacia;  $T_{condnh3}$  - temperatura de condensação amônia,  $m_{nh3}$  - vazão de amônia - UR umidade relativa (%)  $e_{exp}$  - energia específica kJ/kg.

O valor de energia específica apresentada na tabela acima foi obtido através da relação entre a potência térmica rejeitada pelo condensador e a vazão mássica de amônia, conforme Equação 4.1. Esse resultado informa a quantidade de calor que está sendo rejeitada pelo condensador por unidade de massa de amônia.

$$e_{exp} = \frac{Q_{exp}}{m_{NH_3}} \quad (4.1)$$

Os valores de  $Q_{exp}$  são relativos ao calor rejeitado pelo condensador para os diferentes testes, calculados conforme a norma de ensaio ASHRAE (1995). No ano de 2006, a empresa Frost Frio realizou pequenas modificações no condensador modelo RC-200, referente a disposição dos tubos. A área de tubos das serpentinas foi mantida a mesma assim como as vazões de ar e de água. Para esse novo equipamento foram realizados novos testes que são apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Valores dos ensaios realizados em 2006 no Laboratório de Ensaio (2ª série).

|                     | Teste     |           |           |           |           |
|---------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
|                     | 1 (07/08) | 2 (03/08) | 3 (11/09) | 4 (04/08) | 5 (08/08) |
| $Q_{exp}$ (kW)      | 182,5     | 235,8     | 229,4     | 239,1     | 281,3     |
| $T_{condnh_3}$ (°C) | 34        | 33,8      | 36,2      | 35,1      | 35,1      |
| $Tbu_{ar-e}$ (°C)   | 16,2      | 13,2      | 19,4      | 15,8      | 16,5      |
| $Tbs_{ar-e}$ (°C)   | 27,4      | 17,1      | 27,4      | 21        | 26,4      |
| $Tbs_{ar-s}$ (°C)   | 30,2      | 28,6      | 32,4      | 30,7      | 30,1      |
| UR (%)              | 0,30      | 0,64      | 0,47      | 0,58      | 0,35      |
| $T_{bh_2o}$ (°C)    | 29,4      | 28,9      | 33,7      | 30,6      | 28,5      |
| $m_{nh_3}$ (kg/s)   | 0,140     | 0,176     | 0,177     | 0,185     | 0,216     |
| $e_{exp}$ (kJ/kg)   | 1303,5    | 1339,7    | 1296,0    | 1292,4    | 1302,3    |

$Q_{exp}$  - taxa de transferência de calor do condensador;  $Tbs_{ar-e}$  e  $Tbu_{ar-e}$  - temperaturas de bulbo seco e úmido do ar na entrada;  $T_{bh_2o}$  - temperatura da água da bacia;  $T_{condnh_3}$  - temperatura de condensação amônia,  $m_{nh_3}$  - vazão de amônia - UR umidade relativa (%)  $e_{exp}$  - energia específica kJ/kg.

Nota-se que os valores de energia específica rejeitada se mantiveram muito próximos para as duas séries de testes, embora a segunda série (Tabela 4.2) tenha apresentado valores de transferência de calor inferiores aos obtidos no ensaio anterior. O calor médio rejeitado pelo condensador por unidade de massa de amônia para os testes de 2005 foi 1300,2 kJ/kg enquanto que para a segunda série em 2006 foi de 1306,8 kJ/kg, com um desvio de menos de 1% nesse valor.

A seguir é mostrado um gráfico referente ao comportamento do calor dissipado pelo CE em relação à vazão de amônia para ambas as séries de testes realizados no período de 2005 e 2006. O calor dissipado tende a crescer continuamente com o aumento da vazão de amônia.

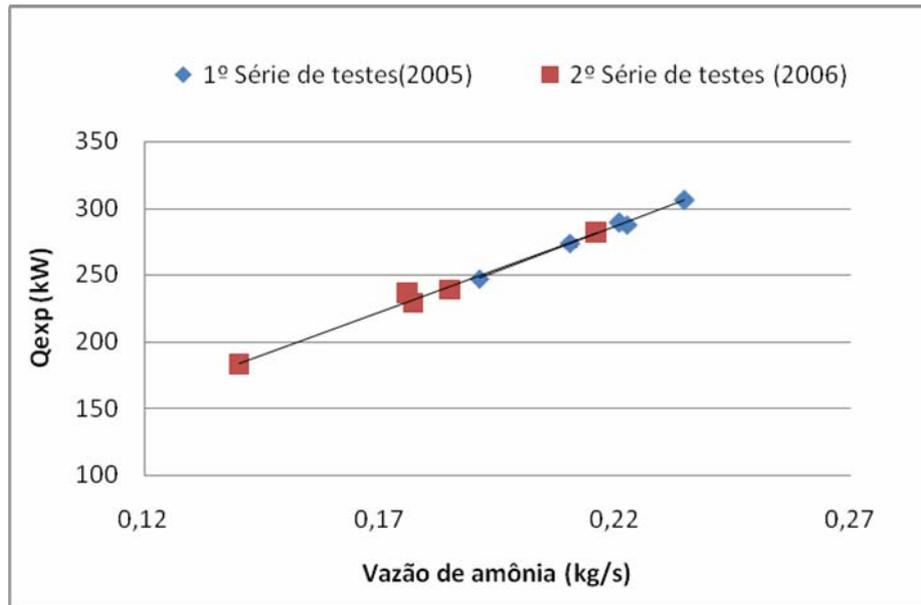


Figura 4.3 - Valores do calor rejeitado medido experimentalmente em função da vazão de amônia e unidos por uma linha de tendência.

### 4.3. Experimental *versus* modelos.

#### 4.3.1. Comparação utilizando a primeira série de testes

Esta etapa do trabalho é dedicada à análise da coerência dos resultados simulados em relação aos experimentos realizados em 2005 (Tabela 4.1). O erro ou desvio relativo entre os resultados do modelo em relação aos dados experimentais é calculado pela expressão abaixo.

$$ERRO(\%) = \left| \left( \frac{Q_c - Q_{exp}}{Q_{exp}} \right) 100 \right| \quad (4.2)$$

onde  $Q_c$  é o calor calculado pelos modelos Ajuste Global e Psicrométrico e  $Q_{exp}$  é o calor medido experimentalmente, ambos em kW.

A Tabela 4.3 mostra os principais valores simulados pelo modelo Ajuste Global na obtenção dos resultados de ajuste  $F_{AG}$ ,  $M_1$  e  $M_2$  das equações 3.4 e 3.21, além do coeficiente de transferência de calor para o interior dos tubos  $h_i$ , e o coeficiente de transferência de calor entre os tubos e a água  $h_{Lec}$ .

Tabela 4.3 - Principais parâmetros encontrados no modelo Ajuste Global (1ª série).

|                     | Teste     |          |         |         |         |
|---------------------|-----------|----------|---------|---------|---------|
|                     | 1         | 2        | 3       | 4       | 5       |
| $hi(W/(m^2K))$      | 1194      | 1198     | 1189    | 1199    | 1201    |
| $h_{Lec}(W/(m^2K))$ | 932,8     | 730,2    | 517,8   | 650     | 665,8   |
| $M_1=M_2$           | 1,069E-11 | 5,31E-10 | 1,04E-7 | 3,53E-9 | 2,43E-9 |
| $F_{AG}$            | 0,2671    | 0,2091   | 0,1483  | 0,1863  | 0,1906  |

$hi$  – coeficiente de transferência de calor interno aos tubos;  $h_{Lec}$  – coeficiente de transferência de calor externo;  $M_1$ ,  $M_2$  e  $F_{AG}$  – fatores de ajuste do modelo.

Pode-se perceber pela tabela acima que foram obtidos diferentes fatores de ajuste para os cinco testes realizados. Os valores dos coeficientes de transferência de calor para o interior dos tubos encontrados ficaram próximos a 1200 ( $W/(m^2K)$ ) o que parece ser um valor aceitável e também muito próximo ao encontrado com o modelo Psicrométrico conforme será visto na Tabela 4.5. Os fatores de ajuste  $F_{AG}$  ficaram próximos a 0,2 e  $M_1$  e  $M_2$  apresentaram uma ordem de grandeza muito pequena o que foi previsto por Parker em seu trabalho. A partir disto foram simulados todos os testes com cada combinação de fatores de ajuste para descobrir qual delas apresenta o menor erro e pode ser considerado como os fatores que irão modelar o condensador. Os fatores que apresentaram melhor desempenho com menor erro relativo ao experimental foram  $F_{AG}=0.1906$  e  $M_1=M_2=2,43E-9$ . A Tabela 4.4 apresenta os erros obtidos para esse par de fatores de ajuste.

Tabela 4.4 - Erro relativo aos resultados de  $Q_c$  e  $Q_{exp}$  obtido pelos fatores de ajuste  $F_{AG}=0.1906$  e  $M_1=M_2=2,43E-9$ . (1ª série).

|               | Teste  |        |        |        |        |
|---------------|--------|--------|--------|--------|--------|
|               | 1      | 2      | 3      | 4      | 5      |
| $Q_{AG} (kW)$ | 281,60 | 282,50 | 268,80 | 286,50 | 289,13 |
| $Erro(\%)$    | 7,96   | 3,15   | 8,78   | 0,43   | 0,02   |

O modelo do Ajuste Global apresentou um erro médio de cerca de 4% em relação ao experimental quando ajustado pelos fatores acima, sendo esse desvio compatível com o que foi encontrado na literatura e considerando-se a complexidade do experimento.

Da mesma maneira, foi simulado o modelo Psicrométrico para verificar o seu comportamento frente aos dados experimentais. A temperatura de filme da água foi calculada pelo balanço proposto na Equação 4.3 da Norma ASHRAE (1996).

$$\frac{h_c D}{K_l} = 13,8 \left( \frac{c_p \mu_{..l}}{k_l} \right)^{1/3} \left( \frac{h_i}{c_p \Delta T} \right)^{1/6} \left[ \frac{DG_v}{\mu_{..l}} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \right]^{0,2} \quad (4.3)$$

A seguir são mostradas as principais variáveis obtidas pelo modelo Psicrométrico, o coeficiente de transferência de calor para o interior dos tubos e também a diferença de temperatura entre a condensação da amônia e o filme de água.

Tabela 4.5 - Principais variáveis obtidos pelo modelo Psicrométrico. (1ª série).

|                                    | Teste |      |      |      |      |
|------------------------------------|-------|------|------|------|------|
|                                    | 1     | 2    | 3    | 4    | 5    |
| $h_i (W/m^2 K)$                    | 1119  | 1114 | 1110 | 1127 | 1128 |
| $T_{condh3} - T_{fh2o} (^\circ C)$ | 6,33  | 5,75 | 5,25 | 5,83 | 5,89 |

Nota-se que os valores encontrados para os coeficientes de transferência de calor para o interior dos tubos foram semelhantes aos obtidos pelo modelo do Ajuste Global, o que mostra que embora os modelos utilizem formas diferentes de cálculo eles alcançaram valores semelhantes para alguns resultados importantes do trabalho. A diferença média de temperaturas encontrada para todos os testes foi de 5,81°C, e o fator médio de ajuste  $Fp$ , utilizado para calibrar os valores de efetividade medida e calculada, foi de 1,9. A Tabela 4.6 apresenta o erro do modelo Psicrométrico em relação ao experimental utilizando esse fator médio de ajuste.

Tabela 4.6 - Erro obtido com o modelo Psicrométrico utilizando  $Fp=1,9$ . (1ª série).

|            | Teste |       |       |       |       |
|------------|-------|-------|-------|-------|-------|
|            | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     |
| $Q_p (kW)$ | 247,8 | 291,6 | 286,8 | 262,2 | 254,6 |
| $Erro(\%)$ | 19,01 | 6,46  | 16,06 | 8,86  | 11,96 |

É verificado que o erro médio do modelo Psicrométrico foi superior ao do Ajuste Global, chegando aos 12,4%. Para melhor visualizar essa diferença, foi elaborado um gráfico mostrado na Figura 4.4 contendo os erros de ambas as modelagens referentes aos dados experimentais.

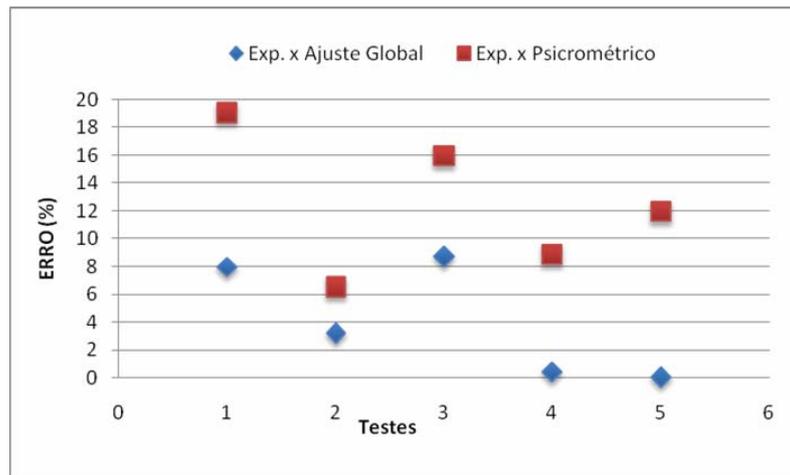


Figura 4.4 - Erro comparativo entre os dois modelos e os dados experimentais (1ª série).

Nota-se claramente que o modelo de Ajuste Global fornece melhores resultados para o calor rejeitado pelo condensador, quando utilizados os coeficientes adequados. A proposta de modelagem psicrométrica não consegue aproximar-se tão bem dos resultados, apresentando erros para todos os testes sempre superiores aos que foram obtidos com o modelo do Ajuste Global. Isto se deve ao fato de que o último apresenta mais fatores de ajuste, podendo se adaptar mais facilmente aos testes. Por outro lado, o modelo Psicrométrico apresenta vantagens importantes, pois é mais fácil de ser implementado, bastando conhecer apenas variáveis ambientais do local onde se está operando o condensador.

#### 4.3.2. Comparação utilizando a segunda série de testes

A empresa Frost Frio adotou pequenas modificações no condensador evaporativo e continuou realizando testes no período de 2006. Será apresentada nesta etapa uma comparação entre os modelos utilizando essa nova série de testes da (Tabela 4.2). A Tabela 4.7 mostra os principais resultados encontrados com o modelo de Ajuste Global a partir dos dados dos novos ensaios. Nessa simulação foram mantidos constantes os valores de  $M_1$  e  $M_2$  em 0,75 e variado apenas o fator  $F_{AG}$ .

Tabela 4.7 - Principais resultados encontrados no modelo Ajuste Global. (2ª série).

|               | Teste   |         |         |         |         |
|---------------|---------|---------|---------|---------|---------|
|               | 1       | 2       | 3       | 4       | 5       |
| $Q_{AG} (kW)$ | 182,5   | 235,7   | 229,3   | 239,2   | 281,3   |
| $F_{AG}$      | 0,01550 | 0,01718 | 0,01697 | 0,01719 | 0,01791 |

A Tabela 4.8 abaixo mostra a simulação feita para o modelo Ajuste Global considerando o valor médio  $F_{AG} = 0,01695$ .

Tabela 4.8 - Erro relativo de  $Q_c$  e  $Q_{exp}$  obtido pelo fator de ajuste  $F_{AG}=0,01695$ . (2° série).

|               | Teste |       |       |       |       |
|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|
|               | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     |
| $Q_{AG} (kW)$ | 218,5 | 228,3 | 228,7 | 231,3 | 242,8 |
| $Erro(\%)$    | 19,7  | 3,1   | 0,3   | 3,2   | 13,6  |

É observado que o modelo do Ajuste Global para essa nova série de testes apresentou um erro médio um pouco mais elevado do que na primeira série de testes, em torno de 8%. Utilizando a correlação da Equação 4.3 foram determinados os novos valores de temperatura de filme e  $h_i$  para calibração do modelo Psicrométrico. A Tabela 4.9 mostra os que foram obtidos para os cinco testes.

Tabela 4.9 - Principais valores obtidos pelo modelo Psicrométrico (2ª série).

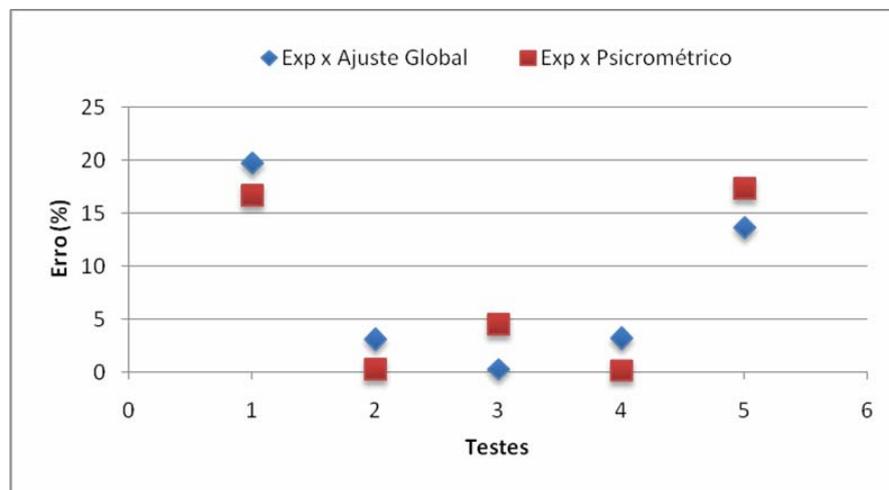
|                             | Teste |      |      |      |      |
|-----------------------------|-------|------|------|------|------|
|                             | 1     | 2    | 3    | 4    | 5    |
| $h_i (W/(m^2K))$            | 2346  | 2360 | 2306 | 2352 | 2363 |
| $T_{condnh3}-T_{fh2o} (°C)$ | 1,18  | 1,5  | 1,49 | 1,52 | 1,78 |
| $\varepsilon$               | 0,55  | 0,75 | 0,62 | 0,76 | 0,51 |
| $Fp$                        | 1,21  | 1,66 | 1,35 | 1,67 | 1,12 |

Os valores dos coeficientes de transferência de calor para o interior dos tubos  $h_i$  foram mais elevados para essa segunda série de testes ficando próximos aos 2300 ( $W/(m^2K)$ ). Isto pode ser atribuído ao fato de que a diferença de temperatura entre a condensação de amônia e o filme de água foi mais baixa, respeitando o balanço da Equação 4.3. O valor de  $T_{condnh3}-T_{fh2o}$  médio encontrado foi de 1,49 °C. A efetividade média ficou próxima a 0,6 e o fator médio de ajuste  $Fp$  foi de 1,4. Embora o fator médio obtido tenha sido  $Fp = 1,4$ , foi utilizado o valor de 1,3 que apresentou um melhor resultado frente aos outros. A simulação utilizando esses dados mencionados anteriormente pode ser visualizada na Tabela 4.10 que contém também o erro em relação ao experimental.

Tabela 4.10 - Erro obtido no modelo Psicrométrico utilizando  $F_p=1,3$ . (2<sup>o</sup> série).

|            | Teste |       |       |       |       |
|------------|-------|-------|-------|-------|-------|
|            | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     |
| $Q_p$ (kW) | 212,9 | 236,4 | 239,8 | 238,6 | 232,6 |
| Erro(%)    | 16,65 | 0,25  | 4,53  | 0,2   | 17,31 |

Percebe-se pela tabela acima que, para essa nova série de testes, o modelo Psicrométrico apresentou um erro médio menor do que o modelo do Ajuste Global, no entorno de 7,78 %. A Figura 4.5 apresenta o gráfico comparativo entre o erro obtido pelos dois modelos e os dados experimentais para essa nova série de testes.

Figura 4.5 - Erro comparativo entre os dois modelos e os dados experimentais. (2<sup>a</sup> série).

Os resultados obtidos por ambos os modelos são muito próximos, repetindo as mesmas tendências. Ambos apresentaram erros elevados naqueles testes onde a vazão de amônia foi mais baixa e também mais alta, ou seja, nos dois pontos extremos do gráfico. Os fatores de correção propostos não conseguiram prever com exatidão a modificação elevada no calor trocado e por isso apresentaram erros superiores.

Embora tenham mostrado algumas divergências, pode-se considerar que os dois modelos são bons. O modelo de Ajuste Global apresenta desvios mais baixos e dispõe de mais recursos de ajuste. Entretanto, o modelo Psicrométrico permite o uso direto da temperatura de bulbo úmido do ar na entrada, o que se mostrou muito útil para a confecção da tabela de correção de potência dissipada pelo condensador em função de valores nominais de operação. Em contrapartida, ele não leva em conta a vazão de água, que é uma variável importante podendo ser simulada para se estimar a potência rejeitada em diferentes situações.

A seguir, será apresentada uma análise de incertezas aplicada no equacionamento dos modelos para determinar qual variável medida possui influência maior no cálculo do calor trocado pelo condensador.

#### 4.4. Análise de incertezas.

As incertezas de medição associadas à quantidade de calor rejeitada pelos CEs são avaliadas a partir da propagação das incertezas das quantidades associadas a ela e que intervêm nos ensaios experimentais. O método de propagação de erros (Taylor e Kuyatt, 1994) aplica-se a uma quantidade  $Y$ , função de  $n$  valores individuais independentes  $x_i$ , cujas incertezas têm comportamento aleatório e simétrico (seguem distribuições do tipo gaussiana), e permite determinar a incerteza  $u_i$  na forma:

$$u_y = \sqrt{\sum_i \left( \frac{\partial Y}{\partial x_i} u_i \right)^2} \quad (4.4)$$

A incerteza da grandeza  $Y$  depende do produto  $\frac{\partial Y}{\partial x} u_i$ , e não apenas da derivada ou da incerteza do parâmetro. Uma vez executado o cálculo do produto para todos os parâmetros independentes de  $Y$ , os resultados são listados na forma de importância, em %, e estes apontam as maiores contribuições para a incerteza final de  $Y$ .

O método de propagação de incertezas foi aplicado considerando-se os valores de incertezas declarados nos instrumentos de medição e de acordo com os valores propostos pela Norma ASHRAE (1995) para cada um dos instrumentos de medição do laboratório de testes, como descritos na Tabela 4.11 que segue.

Tabela 4.11 - Incertezas das grandezas medidas no ensaio realizado no Laboratório

| Grandeza        | Incertezas associadas $u_i$ |
|-----------------|-----------------------------|
| Pressão         | $\pm 0,2$ bar               |
| Temperatura     | $\pm 0,1^\circ\text{C}$     |
| Vazão de água   | $\pm 1,0\%$ kg/s            |
| Vazão de amônia | $\pm 1,0\%$ kg/s            |
| Vazão de ar     | $\pm 2,5\%$ kg/s            |

O valor de  $Q_{exp}$  é calculado conforme a Norma ASHRAE (1995) pela expressão 4.5:

$$Q_{exp} = Q_{NH_3} - Q_{H_2O} = \dot{m}_{NH_3} (h_{NH_3-e} - h_{NH_3-s}) - \dot{m}_{H_2O-evap} (h_{H_2O-s} - h_{H_2O-e}) \quad (4.5)$$

onde  $Q_{NH_3}$  e  $Q_{H_2O}$  são os calores rejeitados pela amônia e pela água de reposição respectivamente, em kW;  $\Delta h_{NH_3}$  e  $\Delta h_{H_2O}$  são as variações de entalpia da amônia e da água, respectivamente, dadas em kJ/kg e  $m_{H_2O-evap}$  é a massa de água evaporada em kg/s.

As incertezas de medição (Tabela 4.11) foram associadas às grandezas usadas para o cálculo do calor rejeitado e a propagação dos erros pela equação 4.4. As grandezas relevantes para o cálculo do calor rejeitado e suas incertezas são apresentadas na Tabela 4.12, juntamente com suas derivadas e a importância do produto  $\frac{\partial Q}{\partial x} u_i$  para cada grandeza. Os cálculos foram realizados com o auxílio do programa EES (Engineering Equation Solver, [www.fchart.com](http://www.fchart.com))

Tabela 4.12 – Análise de erros da taxa de transferência de calor experimental.

| Grandeza ( $x_i$ ) e sua incerteza ( $u_i$ )<br>$x_i \pm u_i$ | $\partial Q / \partial x$ | Importância de $\frac{\partial Q}{\partial X} u_i$ (%) |
|---|---------------------------|--|
| $P_{NH_3-e} = 1323,89 \pm 19,61$ (kPa)                        | -0,5692                   | 0,24   |
| $P_{NH_3-s} = 1274,85 \pm 19,61$ (kPa)                        | -0,004644                 | 0  |
| $T_{rH_2O} = 285,8 \pm 0,1$ (K)                               | 0,3365                    | 0,02   |
| $T_{bH_2O} = 302,1 \pm 0,1$ (K)                               | -0,3363                   | 0,02   |
| $T_{NH_3-e} = 373,7 \pm 0,1$ (K)                              | 0,4561                    | 0,04   |
| $T_{NH_3-s} = 307,7 \pm 0,1$ (K)                              | -0,8579                   | 0,14   |
| $m_{NH_3} = 0,08039 \pm 0,0008039$ (kg/s)                     | 1307                      | 99,48  |
| $m_{H_2O} = 0,1761 \pm 0,001761$ (kg/s)                       | -68,19                    | 0,06   |
|   |                           | $Q_{exp} = 224,7 \pm 2,3$ kW                           |

Obs: As derivadas são calculadas no sistema internacional de unidades (SI).

Na tabela acima se tem que  $P_{NH_3-e}$  e  $P_{NH_3-s}$  são as pressões de amônia na entrada e saída do condensador evaporativo, respectivamente, dadas em kPa.  $T_{H_2O-e}$  e  $T_{H_2O-s}$  são as temperaturas da água de reposição e da bacia, respectivamente e  $T_{NH_3-e}$  e  $T_{NH_3-s}$  são as temperaturas da amônia na entrada e saída do CE. Todas as temperaturas são dadas em K,  $m_{H_2O}$  e  $m_{NH_3}$  são as respectivas vazões mássicas de água e amônia, em kg/s. O emprego das incertezas da Tabela 4.11 resulta em

um desvio do valor final da taxa de transferência de calor da ordem de 1,02 %. Apresentando como resultado, para esse caso testado  $Q_{exp} = 224.7 \pm 2,3$  kW. Pode-se perceber pela tabela acima, que a vazão de amônia tem uma influência de 99,48% sobre o valor final do calor rejeitado, sendo de extrema importância para os próximos testes que haja uma medição mais correta desse parâmetro.

Foi aplicada a mesma técnica de análise de erros ao equacionamento de ambos os modelos para saber qual variável tem influência determinante no cálculo da taxa de transferência de calor. A Tabela 4.13 apresenta os resultados para o modelo de Ajuste Global.

Tabela 4.13 - Análise de erros da taxa de transferência de calor calculado pelo modelo Ajuste Global.

| Grandeza ( $x_i$ ) e sua incerteza ( $u_i$ )<br>$x_i \pm u_i$ | $\partial Q_c / \partial x$ | Importância de $\frac{\partial Q}{\partial X} u_i$ (%) |
|---|-----------------------------|--|
| $P_{NH_3-s} = 1274,85 \pm 19,61$ (kPa)                        | -0,1986                     | 0  |
| $T_{b_{ar-e}} = 293 \pm 0,1$ (K)                              | 1,783                       | 0,04   |
| $T_{b_{ar-s}} = 303 \pm 0,1$ (K)                              | 20,04                       | 5,52   |
| $T_{NH_3-e} = 371 \pm 0,1$ (K)                                | 1,783                       | 0,04   |
| $T_{NH_3-s} = 307 \pm 0,1$ (K)                                | 1,783                       | 0,04   |
| $T_{r_{H_2O}} = 289 \pm 0,1$ (K)                              | 0,0361                      | 0  |
| $T_{b_{H_2O}} = 303 \pm 0,1$ (K)                              | 0,0361                      | 0  |
| $m_{NH_3} = 0,177 \pm 1\%$ (kg/s)                             | -2951                       | 37,51  |
| $m_{H_2O} = 5 \pm 1\%$ (kg/s)                                 | -0,0113                     | 5,70   |
| $m_{ar} = 6 \pm 2,5\%$ (kg/s)                                 | 0,01355                     | 51,14  |
|   |                             | $Q_c = 225,9 \pm 8,5$ kW                               |

Obs: As derivadas são calculadas no sistema internacional de unidades (SI).

Foi verificada uma incerteza um pouco mais elevada para o modelo de Ajuste Global com relação ao experimental, chegando próximo aos 5%. Foi observado que as vazões de amônia, ar e água são os pontos determinantes para uma correta medição do calor trocado utilizando essa metodologia. No equacionamento, estas são utilizadas para calcular uma série de coeficientes ( $a_1$   $a_2$   $b_1$  e  $b_2$ , e posteriormente  $r_1$  e  $r_2$ ) que servirão para determinar a diferença média de temperaturas que aparece no cálculo do fluxo de calor  $Q_c$ .

A Tabela 4.14 mostra os valores de incertezas referentes às variáveis medidas que

influenciam no cálculo da taxa de transferência de calor do modelo Psicrométrico.

Tabela 4.14 - Análise de erros do calor rejeitado calculado pelo modelo Psicrométrico.

| Grandeza ( $x_i$ ) e sua incerteza ( $u_i$ )<br>$x_i \pm u_i$ | $\partial Q_c / \partial x$ | Importância de $\frac{\partial Q_c}{\partial X} u_i$ (%) |
|---|-----------------------------|--|
| $P_{NH_3-s} = 1274,85 \pm 19,61$ (kPa)                        | 49,36                       | 96,69  |
| Alt = 700 ± 5% (m)  | 0,01482                     | 0,27   |
| $T_{bs_{ar-e}} = 293,1 \pm 0,1$ (K)                           | 0,05899                     | 0  |
| $T_{bs_{ar-s}} = 303 \pm 0,1$ (K)                             | -0,1997                     | 0  |
| $T_{bu_{ar-e}} = 287,9 \pm 0,1$ (K)                           | -8,829                      | 0,77   |
| $m_{ar} = 6 \pm 2,5\%$ kg/s                                   | 0,003362                    | 2,27   |
|   |                             | $Q_c = 221,7 \pm 10,04$ kW                               |

Obs: As derivadas são calculadas no sistema internacional de unidades (SI).

A tabela acima mostrou uma dependência muito grande do calor rejeitado pelo condensador com a incerteza da pressão da amônia. Isto ocorre porque é através dela que se calcula a temperatura de condensação do fluido refrigerante e que servirá para calcular a temperatura de filme de água. A temperatura de filme de água é utilizada diretamente no cálculo da entalpia do ar e, portanto tem uma influência tão grande no resultado acima obtido. A vazão de ar também representou uma incerteza um pouco maior, porém não tão grande se comparada à pressão de amônia.

#### 4.5. Elaboração da tabela de correção de capacidades

A tabela de correção de capacidades de CEs é uma importante ferramenta para a empresa, pois auxilia no dimensionamento e nos projetos de instalações frigoríficas. Tendo uma tabela ajustada corretamente para o equipamento é possível extrapolar os valores de temperatura de bulbo úmido do ar e também temperatura de condensação do fluido refrigerante a partir de um referencial adotado. Obtêm-se com isso, o desempenho do condensador em outras condições de temperatura sem que para isso haja a necessidade de realização de testes, bastando apenas o ajuste da potência através do valor referenciado na tabela para cada condição.

Centeno (2005) utiliza uma tabela atual de correção de capacidades de condensadores para alimentar uma rede neural. Ele conseguiu com isso fazer um exercício de calibração da rede que em futuros trabalhos pode também ser utilizada na elaboração de novas tabelas.

A Figura 4.6 mostra uma tabela de correção utilizada atualmente na empresa Frost Frio. Essa tabela propõe valores de correção para uma faixa de 20 °C de temperaturas de bulbo úmido do ar e temperatura de condensação da amônia.

| FATORES DE CORREÇÃO DE CAPACIDADES - REFRIGERANTE NH3 |   |                                 |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|---|---|---------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| TEMP. COND. (°C)                                      | PRESSÃO COND. - MAN. (kgf/cm <sup>2</sup> ) | TEMPERATURA DE BULBO ÚMIDO (°C) |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|   |   | 12                              | 13   | 14   | 15   | 16   | 17   | 18   | 19   | 20   | 21   | 22   | 23   | 24   | 25   | 26   | 27   | 28   | 29   | 30   | 31   | 32   |
| 45  | 17,16                                       |                                 |      |      |      |      |      |      |      |      | 2    | 1,96 | 1,92 | 1,85 | 1,77 | 1,7  | 1,62 | 1,53 | 1,43 | 1,3  | 1,17 |      |
| 44  | 16,68                                       |                                 |      |      |      |      |      |      |      | 1,98 | 1,94 | 1,89 | 1,84 | 1,79 | 1,73 | 1,66 | 1,58 | 1,49 | 1,39 | 1,29 | 1,17 | 1,04 |
| 43  | 16,21                                       |                                 |      |      |      |      |      | 1,97 | 1,93 | 1,88 | 1,84 | 1,79 | 1,74 | 1,68 | 1,62 | 1,55 | 1,47 | 1,38 | 1,28 | 1,17 | 1,04 | 0,91 |
| 42  | 15,74                                       |                                 |      |      |      | 1,95 | 1,91 | 1,87 | 1,83 | 1,78 | 1,73 | 1,68 | 1,63 | 1,57 | 1,51 | 1,44 | 1,35 | 1,26 | 1,16 | 1,06 | 0,92 | 0,78 |
| 41  | 15,29                                       | 1,97                            | 1,95 | 1,93 | 1,9  | 1,86 | 1,82 | 1,78 | 1,74 | 1,69 | 1,64 | 1,58 | 1,53 | 1,47 | 1,41 | 1,34 | 1,25 | 1,15 | 1,05 | 0,94 | 0,81 | 0,67 |
| 40  | 14,85                                       | 1,9                             | 1,87 | 1,84 | 1,81 | 1,78 | 1,74 | 1,69 | 1,65 | 1,6  | 1,54 | 1,48 | 1,43 | 1,37 | 1,31 | 1,24 | 1,14 | 1,04 | 0,94 | 0,83 | 0,7  | 0,56 |
| 39  | 14,41                                       | 1,83                            | 1,79 | 1,75 | 1,72 | 1,69 | 1,66 | 1,62 | 1,57 | 1,52 | 1,46 | 1,39 | 1,33 | 1,27 | 1,21 | 1,14 | 1,04 | 0,94 | 0,84 | 0,73 |      |      |
| 38  | 13,99                                       | 1,74                            | 1,7  | 1,66 | 1,63 | 1,6  | 1,57 | 1,53 | 1,48 | 1,42 | 1,36 | 1,3  | 1,24 | 1,18 | 1,11 | 1,04 | 0,95 | 0,85 | 0,74 | 0,62 |      |      |
| 37  | 13,57                                       | 1,65                            | 1,62 | 1,58 | 1,55 | 1,52 | 1,48 | 1,44 | 1,39 | 1,33 | 1,28 | 1,22 | 1,15 | 1,08 | 1    | 0,95 | 0,85 | 0,75 | 0,64 | 0,53 |      |      |
| 36  | 13,16                                       | 1,57                            | 1,54 | 1,5  | 1,47 | 1,43 | 1,39 | 1,35 | 1,3  | 1,25 | 1,19 | 1,13 | 1,07 | 1    | 0,93 | 0,86 | 0,76 | 0,66 | 0,56 |      |      |      |
| 35  | 12,76                                       | 1,49                            | 1,46 | 1,42 | 1,39 | 1,36 | 1,32 | 1,27 | 1,22 | 1,16 | 1,11 | 1,06 | 1    | 0,94 | 0,85 | 0,76 | 0,66 | 0,56 | 0,46 |      |      |      |
| 34  | 12,37                                       | 1,42                            | 1,38 | 1,34 | 1,31 | 1,28 | 1,24 | 1,19 | 1,13 | 1,07 | 1,02 | 0,96 | 0,89 | 0,82 | 0,75 | 0,67 | 0,6  | 0,53 |      |      |      |      |
| 33  | 11,99                                       | 1,34                            | 1,3  | 1,26 | 1,23 | 1,19 | 1,15 | 1,11 | 1,06 | 1    | 0,94 | 0,87 | 0,81 | 0,74 | 0,66 | 0,58 | 0,5  | 0,42 |      |      |      |      |
| 32  | 11,61                                       | 1,26                            | 1,23 | 1,19 | 1,16 | 1,12 | 1,08 | 1,04 | 0,98 | 0,92 | 0,86 | 0,79 | 0,73 | 0,66 | 0,58 | 0,5  | 0,42 | 0,34 |      |      |      |      |
| 31  | 11,25                                       | 1,19                            | 1,16 | 1,12 | 1,08 | 1,04 | 1    | 0,95 | 0,89 | 0,83 | 0,78 | 0,72 | 0,65 | 0,58 | 0,51 | 0,44 | 0,37 | 0,3  |      |      |      |      |
| 30  | 10,89                                       | 1,12                            | 1,08 | 1,04 | 1    | 0,97 | 0,93 | 0,88 | 0,82 | 0,76 | 0,7  | 0,64 | 0,57 | 0,5  | 0,44 | 0,38 | 0,32 | 0,26 |      |      |      |      |
| 29  | 10,54                                       | 1,04                            | 1    | 0,97 | 0,93 | 0,89 | 0,85 | 0,8  | 0,74 | 0,67 | 0,62 | 0,56 |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| 28  | 10,2  | 0,97                            | 0,93 | 0,89 | 0,86 | 0,82 | 0,78 | 0,73 | 0,67 | 0,61 |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| 27  | 9,87  | 0,91                            | 0,87 | 0,83 | 0,79 | 0,75 | 0,7  | 0,65 | 0,59 | 0,53 |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| 26  | 9,54  | 0,84                            | 0,8  | 0,76 | 0,72 | 0,67 | 0,63 | 0,58 |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| 25  | 9,22  | 0,78                            | 0,73 | 0,68 | 0,64 | 0,6  | 0,55 | 0,5  |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |

FATORES DE CORREÇÃO PARA REFRIGERANTES R-12, R-22, R-502 MULTIPLICAR POR 0,9

Figura 4.6 - Tabela atual de correção de capacidades Refrigerante NH3 (Catálogo Frost Frio, 2005)

A tabela mostrada na figura acima foi elaborada considerando um referencial 1 adotado para  $T_{bu_{ar-e}}=23\text{ }^{\circ}\text{C}$  e temperatura de condensação  $T_{condNH_3}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , chamada de condição nominal. Existem outros valores unitários, o que se acredita ser algum tipo de arredondamento.

O funcionamento dessa tabela pode ser visto de uma maneira simples: se o condensador apresentar, por exemplo, uma rejeição de calor na condição nominal de 200000 kcal/h e se deseja saber o quanto o mesmo irá apresentar se operando em qualquer outra condição, basta multiplicar sua potência nominal pelo fator proposto em tal condição. De uma outra forma, se o condensador apresenta os mesmos 200000 kcal/h na condição de referência e se necessita dimensionar um sistema de refrigeração que irá operar em outras condições, basta dividir sua

potência nominal pelo fator de referência e verificar se há sobra ou falta de capacidade de condensação.

A procedência desta tabela é desconhecida pela empresa, e é de grande importância o desenvolvimento de uma nova que possa auxiliar na correção da potência dos equipamentos comercializados em função das condições onde eles irão operar.

Considerando os problemas expostos acima, e a necessidade da empresa de possuir um referencial confiável, desenvolveu-se uma nova tabela de correção utilizando a modelagem Psicrométrica. Esse modelo foi utilizado porque consegue prever de forma mais acessível o comportamento do calor rejeitado em relação à variação das condições ambientais, principalmente em relação à variação de temperatura de bulbo úmido do ar.

Foram utilizados, primeiramente, os dados experimentais obtidos na bancada de testes para calibrar o modelo Psicrométrico e, posteriormente, obtidos diferentes valores de capacidade de refrigeração para os mesmos parâmetros de entrada da tabela usada pela empresa. Por fim, foram divididos os resultados de todas as condições por um referencial fixo que, no caso adotado, foi de  $T_{bu\text{-}ar\text{-}e}=23\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $T_{cond\text{NH}3}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ . A Figura 4.7 mostra os novos fatores de correção encontrados.

| FATORES DE CORREÇÃO DE CAPACIDADES - REFRIGERANTE NH3 |   |                                 |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|---|---|---------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Temp. Cond. (°C)                                      | Pressão Cond.-Man. (kgf/cm <sup>2</sup> ) | TEMPERATURA DE BULBO ÚMIDO (°C) |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|   |   | 12                              | 13   | 14   | 15   | 16   | 17   | 18   | 19   | 20   | 21   | 22   | 23   | 24   | 25   | 26   | 27   | 28   | 29   | 30   | 31   | 32   |
| 45  | 17,16                                     |                                 |      |      |      |      |      |      |      |      |      | 2,64 | 2,57 | 2,49 | 2,41 | 2,32 | 2,23 | 2,14 | 2,04 | 1,94 | 1,83 | 1,72 |
| 44  | 16,68                                     |                                 |      |      |      |      |      |      |      | 2,59 | 2,52 | 2,45 | 2,37 | 2,30 | 2,21 | 2,13 | 2,04 | 1,94 | 1,85 | 1,74 | 1,64 | 1,52 |
| 43  | 16,21                                     |                                 |      |      |      |      |      | 2,54 | 2,47 | 2,41 | 2,34 | 2,27 | 2,19 | 2,11 | 2,03 | 1,94 | 1,86 | 1,76 | 1,66 | 1,56 | 1,45 | 1,34 |
| 42  | 15,74                                     |                                 |      |      |      | 2,48 | 2,42 | 2,36 | 2,30 | 2,23 | 2,16 | 2,09 | 2,02 | 1,94 | 1,86 | 1,77 | 1,68 | 1,59 | 1,49 | 1,38 | 1,28 | 1,16 |
| 41  | 15,29                                     | 2,53                            | 2,48 | 2,43 | 2,37 | 2,32 | 2,26 | 2,20 | 2,13 | 2,07 | 2,00 | 1,93 | 1,85 | 1,77 | 1,69 | 1,60 | 1,51 | 1,42 | 1,32 | 1,22 | 1,11 | 1,00 |
| 40  | 14,85                                     | 2,37                            | 2,32 | 2,27 | 2,21 | 2,16 | 2,10 | 2,04 | 1,97 | 1,91 | 1,84 | 1,77 | 1,69 | 1,61 | 1,53 | 1,44 | 1,35 | 1,26 | 1,16 | 1,06 | 0,95 | 0,84 |
| 39  | 14,41                                     | 2,22                            | 2,17 | 2,12 | 2,06 | 2,01 | 1,95 | 1,89 | 1,82 | 1,76 | 1,69 | 1,62 | 1,54 | 1,46 | 1,38 | 1,29 | 1,20 | 1,11 | 1,01 | 0,91 |      |      |
| 38  | 13,99                                     | 2,08                            | 2,03 | 1,97 | 1,92 | 1,86 | 1,80 | 1,74 | 1,68 | 1,61 | 1,54 | 1,47 | 1,40 | 1,32 | 1,23 | 1,15 | 1,06 | 0,96 | 0,86 | 0,76 |      |      |
| 37  | 13,57                                     | 1,94                            | 1,89 | 1,84 | 1,78 | 1,73 | 1,67 | 1,61 | 1,54 | 1,48 | 1,41 | 1,33 | 1,26 | 1,18 | 1,10 | 1,01 | 0,92 | 0,82 | 0,73 | 0,62 |      |      |
| 36  | 13,16                                     | 1,81                            | 1,76 | 1,70 | 1,65 | 1,59 | 1,54 | 1,47 | 1,41 | 1,34 | 1,27 | 1,20 | 1,13 | 1,05 | 0,96 | 0,88 | 0,79 | 0,69 | 0,59 |      |      |      |
| 35  | 12,76                                     | 1,68                            | 1,63 | 1,58 | 1,53 | 1,47 | 1,41 | 1,35 | 1,28 | 1,22 | 1,15 | 1,08 | 1    | 0,92 | 0,84 | 0,75 | 0,66 | 0,57 | 0,47 |      |      |      |
| 34  | 12,37                                     | 1,56                            | 1,51 | 1,46 | 1,40 | 1,35 | 1,29 | 1,23 | 1,16 | 1,10 | 1,03 | 0,96 | 0,88 | 0,80 | 0,72 | 0,63 | 0,54 | 0,45 |      |      |      |      |
| 33  | 11,99                                     | 1,45                            | 1,40 | 1,34 | 1,29 | 1,23 | 1,18 | 1,11 | 1,05 | 0,98 | 0,91 | 0,84 | 0,76 | 0,69 | 0,60 | 0,52 | 0,42 | 0,33 |      |      |      |      |
| 32  | 11,61                                     | 1,34                            | 1,29 | 1,24 | 1,18 | 1,12 | 1,07 | 1,00 | 0,94 | 0,87 | 0,80 | 0,73 | 0,65 | 0,58 | 0,49 | 0,41 | 0,31 | 0,22 |      |      |      |      |
| 31  | 11,25                                     | 1,23                            | 1,18 | 1,13 | 1,08 | 1,02 | 0,96 | 0,90 | 0,84 | 0,77 | 0,70 | 0,63 | 0,55 | 0,47 | 0,39 | 0,30 | 0,21 |      |      |      |      |      |
| 30  | 10,89                                     | 1,13                            | 1,08 | 1,03 | 0,98 | 0,92 | 0,86 | 0,80 | 0,73 | 0,67 | 0,60 | 0,53 | 0,45 | 0,37 | 0,29 | 0,20 |      |      |      |      |      |      |
| 29  | 10,54                                     | 1,04                            | 0,99 | 0,93 | 0,88 | 0,82 | 0,76 | 0,70 | 0,64 | 0,57 | 0,50 | 0,43 |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| 28  | 10,2                                      | 0,95                            | 0,89 | 0,84 | 0,79 | 0,73 | 0,67 | 0,61 | 0,55 | 0,48 |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| 27  | 9,87                                      | 0,86                            | 0,81 | 0,75 | 0,70 | 0,64 | 0,58 | 0,52 | 0,46 | 0,39 |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| 26  | 9,54                                      | 0,77                            | 0,72 | 0,67 | 0,62 | 0,56 | 0,50 | 0,44 |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
| 25  | 9,22                                      | 0,69                            | 0,64 | 0,59 | 0,54 | 0,48 | 0,42 | 0,36 |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |

Figura 4.7 - Tabela de correção de capacidades gerada com o modelo Psicrométrico em substituição à tabela da Figura 4.6

Analisando as duas figuras, pode-se observar que há uma diferença significativa para algumas faixas de valores encontrados. Na região próxima ao referencial 1 os fatores de correção são próximos em ambos os casos. Já para os casos extremos, os fatores de correção da tabela proposta são mais altos para temperaturas de condensação elevadas e mais baixos para as condições contrárias. Tome-se, por exemplo, a condição extrema de  $T_{condNH_3}=45$  °C e  $Tbu_{ar-e}=22$  °C: o fator de correção indicado pela tabela atual é 2 e para a tabela calculada pelo modelo Psicrométrico é de 2,64. Já para o outro extremo ( $T_{condNH_3}=25$  °C e  $Tbu_{ar-e}=18$  °C), o fator na tabela atual é 0,5 enquanto que para a tabela proposta é 0,36.

Embora haja diferenças entre os fatores de ajuste da tabela atual e os da tabela proposta, os dados foram extraídos do modelo que utiliza as equações de psicrometria para levantar as temperaturas do ar na entrada e saída do condensador. Espera-se, portanto, uma boa exatidão dessa nova tabela frente à realidade física dos testes. O modelo por essa razão se mostrou bastante útil na elaboração dessa importante ferramenta de auxílio na correção de capacidades de condensadores evaporativos.

#### 4.6. Conclusões

Os dados experimentais coletados na bancada de testes foram analisados através da energia específica e do comportamento do calor dissipado em relação à vazão de amônia. Foi observado que o calor específico dissipado pelo condensador por unidade de massa de amônia para as duas séries de testes se manteve muito próximo, o que mostra a boa exatidão dos experimentos. Além do mais, a taxa de transferência de calor aumenta linearmente para vazões de amônia mais altas. Há uma influência combinada de todos os demais parâmetros medidos no desempenho do CE, e a função do modelo é prever com uma boa exatidão essa influência combinada.

Foi verificado que o modelo do Ajuste Global para a primeira série de testes apresentou um erro inferior ao Psicrométrico. Já para a segunda série, os erros encontrados foram equivalentes. Pode-se concluir que ambos apresentam vantagens e desvantagens conforme já avaliado e cada qual utiliza uma metodologia de cálculo que pode ou não depender de determinados parâmetros como, por exemplo,  $Tbu_{ar-e}$ , vazão de água, coeficiente de transferência de massa, entre outros.

A análise de erros foi aplicada aos dados experimentais e observou-se que é necessária uma boa exatidão na medição da vazão de amônia, pois ela é o fator fundamental na determinação do correto cálculo da taxa de transferência de calor. Para os modelos, essa análise mostrou que outras variáveis possuem uma influência grande no calor trocado, como as vazões

de ar e água, por exemplo, necessitando um cuidado especial na sua medição.

Para finalizar o capítulo, foi possível elaborar uma tabela de correção de capacidades para o condensador evaporativo utilizando a metodologia psicrométrica que apresenta as temperaturas de bulbo úmido do ar e temperatura de condensação do fluido no seu equacionamento. Essa nova tabela se assemelhou bastante à tabela atual principalmente nos pontos próximos ao referencial adotado de  $T_{bu_{ar-e}}=23\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $T_{condNH_3}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , onde os valores de correção encontrados foram similares. Já para os pontos mais afastados do referencial essa diferença nos fatores de correção se tornou maior conforme foi observado.

## **5.MELHORIAS PROPOSTAS NO PROJETO DE CONDENSADORES EVAPORATIVOS.**

### **5.1. Introdução**

Neste capítulo é apresentada uma série de propostas de modificações a serem adotadas no condensador evaporativo da Frost Frio, a partir dos estudos realizados até o momento e das conclusões mostradas no decorrer dos demais capítulos.

A modelagem dos condensadores evaporativos tem como objetivo reduzir custos com a montagem de equipamentos que não venham a satisfazer às necessidades de transferência de calor previamente estabelecidas. Uma vez que se possua um modelo que representa o condensador evaporativo é possível variar parâmetros como vazões de ar e água e também a área de transferência de calor para verificar o quanto isso implicará no aumento da taxa de transferência de calor, não necessitando para isso que haja uma montagem do equipamento propriamente dito, evitando com isso custos desnecessários.

A partir do que foi mencionado, serão apresentadas no decorrer do capítulo algumas avaliações sobre a variação dos parâmetros: área de transferência de calor, vazão de ar e vazão de água no intuito de aumentar a energia transferida pelo equipamento. Para finalizar será sugerida uma maneira de se elevar o coeficiente de transferência de calor global  $U$  a partir de um estudo realizado em diferentes recobrimentos de serpentinas.

### **5.2. Melhorias propostas no Condensador Evaporativo RC200**

Neste item serão avaliados os modelos propostos para verificar se há alguma possibilidade de se aprimorar o desempenho térmico do CE a partir de seus dados operacionais e também da alteração de sua área de transferência de calor. É observado pelos comportamentos assintóticos, obtidos nas curvas dos dois modelos (Capítulo 3), que nem sempre um aumento nos parâmetros traz melhorias no calor trocado por unidade de área como será visto no decorrer da secção.

#### **5.2.1. Análise geral dos modelos**

O modelo Psicrométrico será avaliado para a obtenção de pontos onde a vazão de ar e a área de transferência de calor possa melhorar a taxa de transferência de calor do equipamento. A Tabela 5.1 mostra o calor trocado por unidade de área (fluxo de calor), e observa-se que este tende a ser menor para áreas de transferência de calor mais elevadas. Dados propostos na literatura (Stoecker e Jabardo, 2002) propõem que esse fluxo de calor esteja por volta de  $4,0 \text{ kW/m}^2$  em um trocador de calor evaporativo. O modelo Psicrométrico proposto no presente

trabalho parece atender a essa condição.

Tabela 5.1 - Taxa de transferência de calor e fluxo de calor calculados pelo modelo Psicrométrico em função da área de transferência ( $m_{ar}=6$  kg/s)

| $A$ (m <sup>2</sup> )          | 63   | 64   | 65   | 66   | 67   | 68   | 69   | 70   | 71   | 72   |
|--------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $Q_c$ (kW)                     | 233  | 235  | 238  | 241  | 243  | 246  | 248  | 251  | 254  | 256  |
| $\dot{Q}$ (kW/m <sup>2</sup> ) | 3,70 | 3,68 | 3,66 | 3,65 | 3,63 | 3,61 | 3,60 | 3,59 | 3,57 | 3,56 |

Observa-se que o aumento da área de transferência de calor implica no conseqüente aumento da taxa de transferência de calor, porém o calor rejeitado por unidade de área será menor. Esse comportamento foi obtido para vazão de ar de 6 kg/s obtida atualmente com a utilização de um ventilador axial . A Tabela 5.2 apresenta os resultados obtidos quando se toma a vazão de ar de 7kg/s, obtida com o auxílio de dois ventiladores axiais ou de um ventilador axial com capacidade maior de insuflamento.

Tabela 5.2 - Taxa de transferência de calor e fluxo de calor calculados pelo modelo Psicrométrico em função da área de transferência ( $m_{ar}=7$  kg/s)

| $A$ (m <sup>2</sup> )          | 63   | 64   | 65   | 66   | 67   | 68   | 69   | 70   | 71   | 72   |
|--------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $Q_c$ (kW)                     | 241  | 244  | 247  | 250  | 253  | 256  | 258  | 261  | 264  | 267  |
| $\dot{Q}$ (kW/m <sup>2</sup> ) | 3,83 | 3,82 | 3,80 | 3,79 | 3,77 | 3,76 | 3,74 | 3,73 | 3,72 | 3,71 |

O valor da taxa de transferência de calor nominal aproximada do condensador evaporativo testado atualmente (modelo RC-200) é de 200.000 kcal/h, ou aproximadamente 235 kW. Esse desempenho, segundo o fabricante, é considerado baixo e deseja-se que o mesmo rejeite uma quantidade maior de energia, preferencialmente próxima aos 300 kW. Observando as tabelas, observa-se que um aumento da área de transferência de calor não trará benefícios para o CE uma vez que irá diminuir o calor trocado por unidade de área. A proposta que se faz avaliando somente este modelo é diminuir a área de transferência de calor, que atualmente é de 69 m<sup>2</sup> para 63 m<sup>2</sup>, e aumentar a vazão de ar de 6 para 7 kg/s. Essa opção, embora atue na melhoria do sistema, envolve também custos de ventiladores para insuflar o ar. Para melhor conhecer o comportamento do condensador, foi realizada uma medição da velocidade do ar em uma de suas entradas laterais. A medição foi realizada utilizando um anemômetro aferido com o qual se realizavam medições de velocidade do ar em vários pontos como mostrado na figura

abaixo. A Figura 5.1 apresenta as velocidades relativas às posições de medição, em m/s, decorrente da divisão da entrada lateral em uma matriz de 7x15 pontos de aquisição de velocidades.

|     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 4.2 | 4.5 | 4.2 | 4.0 | 4.0 | 4.0 | 4.0 | 4.0 | 3.8 | 4.0 | 3.8 | 4.2 | 4.3 | 4.5 | 4.5 |
| 3.9 | 3.7 | 3.4 | 3.2 | 3.0 | 2.9 | 2.5 | 3.0 | 3.4 | 3.0 | 3.2 | 3.3 | 3.4 | 4.2 | 4.0 |
| 3.8 | 3.6 | 2.7 | 2.6 | 2.8 | 2.1 | 2.0 | 2.2 | 2.8 | 2.8 | 2.8 | 2.8 | 3.0 | 4.2 | 3.9 |
| 4.0 | 2.6 | 2.1 | 2.0 | 2.0 | 2.4 | 2.3 | 2.4 | 2.1 | 2.5 | 2.4 | 2.6 | 2.7 | 3.0 | 4.2 |
| 4.1 | 2.9 | 2.5 | 2.6 | 2.2 | 2.4 | 2.6 | 2.5 | 2.4 | 2.7 | 2.7 | 2.6 | 2.9 | 3.4 | 4.1 |
| 4.1 | 3.4 | 3.0 | 3.1 | 3.1 | 3.2 | 2.8 | 3.0 | 3.0 | 2.8 | 3.1 | 3.2 | 3.4 | 4.0 | 4.8 |
| 4.3 | 4.2 | 3.9 | 4.0 | 4.0 | 4.1 | 4.1 | 4.2 | 4.0 | 3.8 | 3.9 | 4.0 | 4.0 | 3.8 | 5.0 |

Figura 5.1 – Velocidades de ar na lateral de entrada do ar do CE, em m/s. Cada retângulo corresponde a uma área normal à passagem do ar, usada para medição experimental no Laboratório.

A Figura 5.2 apresenta os mesmos resultados na forma de campo de velocidades perpendicular à área da mesma entrada lateral. As velocidades nos pontos próximos às paredes foram assumidas com valores próximos a zero, devido à natureza da condição de contorno e às recirculações, e também verificadas nas medições realizadas.

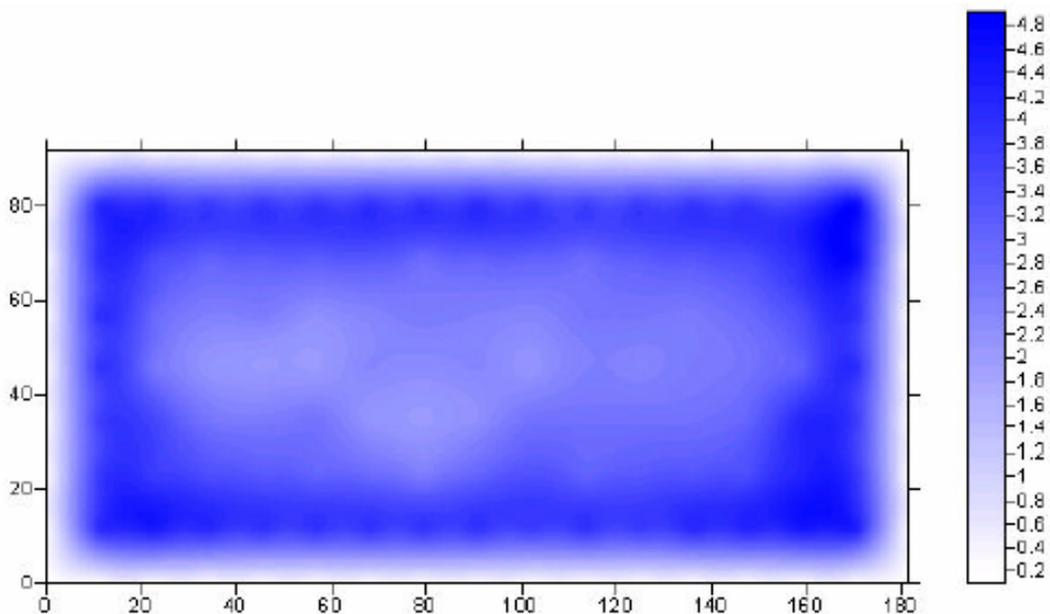


Figura 5.2 – Graficação das velocidades do ar medidas na entrada lateral do CE, em m/s.

Fazendo o cálculo da vazão de ar para essa condição chega-se a valores para  $\dot{m}_{ar}$  que atingem 6 kg/s, e perda de carga por volta de 13 mmCA. Em outra medição realizada utilizando dois ventiladores foram obtidos valores de vazão de ar por volta de 7 kg/s e perda de carga de 27

mmCA. Embora utilizando diferentes tipos de hélices de ventiladores, ficou provado que o consumo do ventilador em condições extremas de vazão e perda de carga nunca foi superior a 7 amperes, o que numa rede de 380 V equivale a uma potência de aproximadamente 2,8 kW, ou seja, um valor muito pequeno frente ao ganho da taxa de transferência de calor que será obtida no condensador pelo aumento na vazão de ar. O balanço entre essas duas quantidades é apresentado na Tabela 5.3, envolvendo a potência elétrica demandada pelo ventilador e a vazão mássica resultante para uma determinada condição de utilização. Juntamente, é apresentado o ganho em transferência de calor obtida com a operação do condensador em tais condições, segundo o modelo Psicrométrico.

Tabela 5.3 Potência elétrica do ventilador e taxa de transferência de calor do condensador evaporativo calculada pelo modelo Psicrométrico.

|   |      |      |      |      |      |      |      |
|---|------|------|------|------|------|------|------|
| Consumo Ventilador (A)                                | 2,8  | 3,47 | 4,13 | 4,8  | 5,47 | 6,13 | 6,8  |
| Vazão mássica de ar no ventilador (kg/s)              | 5,33 | 5,67 | 6,00 | 6,33 | 6,67 | 7,00 | 7,33 |
| Potência elétrica do ventilador (kW)                  | 1,0  | 1,2  | 1,4  | 1,7  | 1,9  | 2,2  | 2,4  |
| Variação da taxa de transferência de calor do CE (kW) | 4,4  | 3,9  | 3,6  | 3,3  | 2,9  | 2,6  | 2,3  |

Percebe-se que a variação da taxa de transferência de calor do condensador evaporativo diminui com o aumento da vazão de ar. Conclui-se com essa análise que, para vazões de ar maiores do que 7 kg/s, a potência elétrica demandada pelo ventilador se iguala ao acréscimo de calor rejeitado pelo condensador, não compensado a sua utilização.

É importante ressaltar que o custo com a implementação de mais ventiladores ou mesmo um ventilador com capacidade maior será compensado pela redução da área dos tubos do trocador de calor, que diminuirá significativamente em 6 m<sup>2</sup>.

Ainda usando o mesmo modelo de simulação (Psicrométrico), vê-se que a taxa de transferência de calor do CE tende a ser maior para temperaturas de condensação de amônia mais elevadas. Seria interessante realizar um estudo no compressor variando a pressão de entrada da amônia para tentar controlar essa condição. Com pressões de amônia mais elevadas na entrada espera-se elevar a temperatura de filme de água aumentando dessa forma a transferência de calor do equipamento. A Figura 5.3 ressalta que a diferença da taxa de transferência de calor do condensador evaporativo entre a temperatura anterior e posterior tende a aumentar linearmente com o aumento da temperatura de condensação.

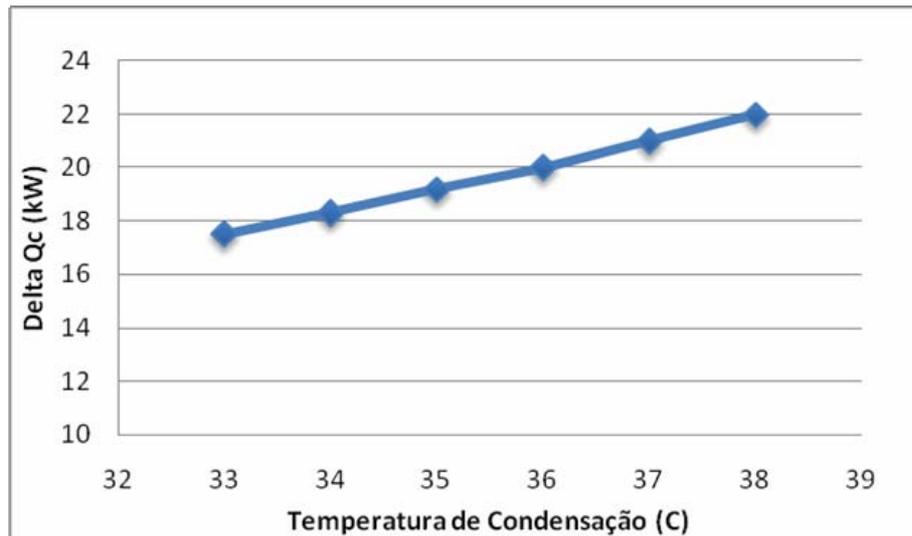


Figura 5.3 – Diferença de troca térmica variando linearmente pelo aumento da temperatura de condensação.

Convém lembrar que estas propostas foram elaboradas a partir de simulações do modelo Psicrométrico, e que é necessário confirmá-las experimentalmente. A proposta sugerida acima envolve uma diminuição da área e aumento da vazão de ar. Conclui-se através dessas modificações que o ventilador poderá apresentar uma perda de carga menor, uma vez que o ar terá menor resistência a sua passagem devido à diminuição da área de tubos. A proposta certamente trará benefícios em ganho da taxa de transferência de calor do condensador evaporativo que serão superiores aos custos com as modificações propostas anteriormente.

Realizando o mesmo estudo com o modelo Ajuste Global pode-se verificar pela Tabela 5.4 que o calor dissipado por unidade de massa de ar tende a diminuir conforme a vazão de ar aumenta.

Tabela 5.4 - Taxa de transferência de calor do condensador evaporativo calculada pelo modelo Ajuste Global ( $A=69\text{m}^2$ )

|                          |       |       |       |       |       |
|--------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $m_{\text{ar}}$ (kg/s)   | 1,67  | 6,01  | 7,00  | 12,59 | 23,50 |
| $Q_c$ (kW)               | 227,1 | 244,2 | 246,8 | 264,4 | 290,9 |
| $e_{\text{exp}}$ (kJ/kg) | 136,2 | 40,7  | 35,2  | 21    | 12,37 |

A taxa de transferência de calor do CE é de 244,2 kW para vazão de ar atualmente utilizada de 6 kg/s. As simulações com o modelo Ajuste Global mostram que um aumento da vazão poderia diminuir o calor retirado por unidade de massa de ar. Devido a sensibilidade da taxa de transferência de calor em relação à vazão de ar para esse modelo, recomenda-se através

dessa análise não realizar modificações bruscas na vazão de ar, mantendo-a próxima dos 6 a 7 kg/s.

Em uma segunda análise, o coeficiente global de transferência de calor aumenta de forma assintótica com a vazão de água. Recomenda-se realizar uma avaliação do consumo da bomba operando em diferentes vazões para saber o custo que uma possível modificação nesta variável implicará. Pode-se propor uma modificação nos chuveiros de água para reduzir o tamanho da gota. Acredita-se, com isso, que se terá maiores benefícios no sentido do maior resfriamento da água pelo ar e também uma película mais uniforme de água ao redor das serpentinas, melhorando a transferência de calor entre os tubos e o filme d'água. Essa proposta deve levar em consideração as impurezas contidas na água de reposição que podem causar entupimentos nos canais pelos quais a água passa, e que ao invés de melhorar, podem acabar prejudicando o sistema.

Os dados experimentais coletados no Laboratório utilizam sensores de medição que estão sujeitos a erros, e a análise de sua propagação mostrou uma influência muito grande da vazão de amônia no valor final da taxa de transferência de calor calculada pelo modelo. Recomenda-se, portanto, a utilização de sensores de medição que apresentem uma melhor exatidão para que em futuros testes os dados coletados sejam mais confiáveis e os modelos melhor calibrados.

### **5.2.2. Análise de recobrimento no coeficiente global de transferência de calor.**

A seguir será apresentado um estudo realizado por Danieli *et al.* (2006) que montaram uma bancada de testes para avaliação da transferência de calor em diferentes recobrimentos de serpentinas. A partir disso, serão feitas avaliações no que foi observado, na tentativa de se aumentar o coeficiente global de transferência de calor  $U$ .

A bancada de teste foi montada no Laboratório de Ensaios Térmicos e Aerodinâmicos da UFRGS, com o objetivo inicial de avaliar um tipo especial de recobrimento com película Protect Plus (Danieli,2006). A Figura 5.4 traz um esquema com os principais pontos onde são medidas as temperaturas e as vazões, e Figura 5.5 mostra uma fotografia do túnel de vento onde se realizaram os testes.

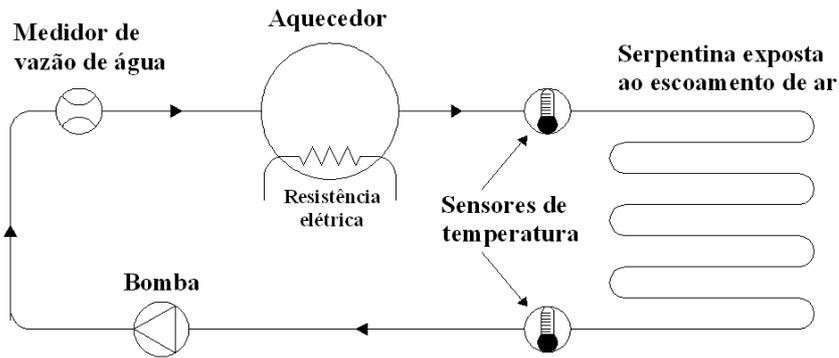


Figura 5.4 - Diagrama esquemático da bancada de ensaios de serpentinas.

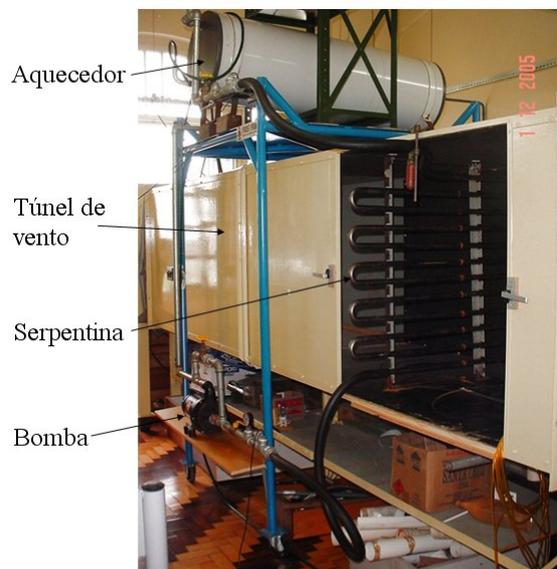


Figura 5.5 - Bancada de ensaios de serpentinas.

O teste consistia basicamente em aquecer uma determinada quantidade de água até certa temperatura (cerca de 60 °C) e fazer a mesma passar por um comprimento de tubo de serpentina retirada do modelo RC-200. Pelo lado externo, um túnel de vento insuflava ar a uma velocidade controlada retirando o calor da água. Realizavam-se medições de temperatura na entrada e saída dos tubos. Esse procedimento foi realizado para quatro diferentes recobrimentos: serpentina com película, galvanização a fogo, aço inoxidável, e também serpentina com superfície incrustada. Os resultados para as diferenças de temperaturas estão ilustrados na Figura 5.6

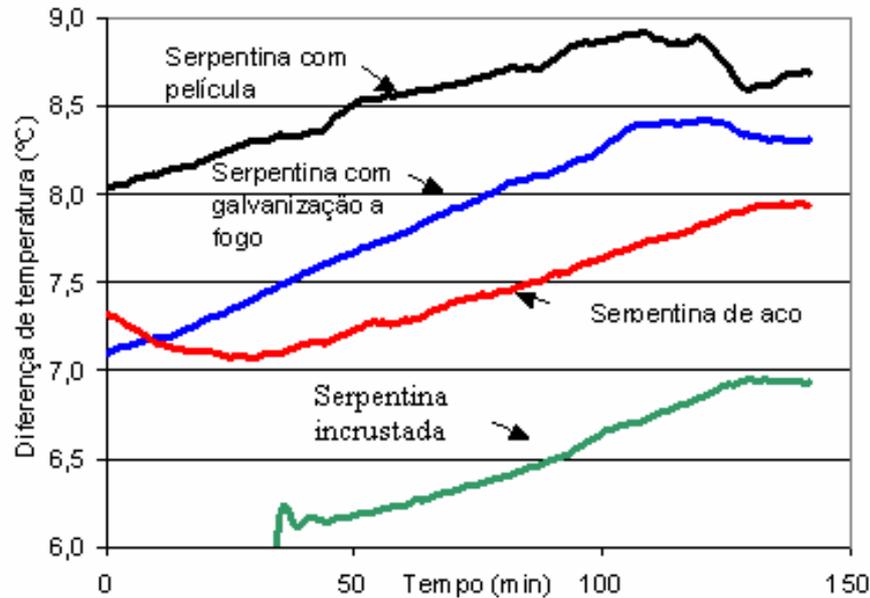


Figura 5.6 - Diferença de temperaturas obtidas para os diversos recobrimentos de serpentinas.

Pode-se perceber pela figura acima que a superfície externa aos tubos tem uma influência grande no calor trocado chegando a ser de quase 2 °C para um comprimento pequeno de tubo e somente ar circulando no seu exterior.

A serpentina com incrustação apresentou o pior desempenho dentre todas, não alcançando os 7 °C de diferença de temperatura o que chamou a atenção foi que quando esse fenômeno de depósito de impurezas na superfície externa aos tubos está na fase inicial de formação com uma pequena camada de depósito, o calor transferido tende a ser o maior entre todos, fato esse comprovado por um experimento. Pode-se concluir então que mesmo possuindo uma baixa condutividade térmica esse material calcário que se deposita no exterior dos tubos poderia estar agindo como aleta aumentando a área externa de contato e também fazendo com que o ar turbilhonasse ao entrar em contato com os tubos retirando assim uma maior quantidade de calor.

A avaliação que será feita agora é em função do que foi exposto acima, ou seja, tentar melhorar o coeficiente global de transferência de calor pelo aumento do coeficiente de transferência de calor entre os tubos e a água. Considerando a Equação 3.5 rescrita abaixo em 5.1 pode-se avaliar o coeficiente global de transferência de calor  $U$  pela avaliação independente dos três coeficientes assinalados.

$$U = \frac{1}{\frac{D_e}{D_i} \left( \frac{1}{h_i} \right) + \frac{D_e}{D_m} \left( \frac{L}{k} \right) + \frac{1}{h_{Lec}}} \quad (5.1)$$

A relação entre o coeficiente de transferência de calor interno aos tubos  $1/h_i$  apresenta valores da ordem de  $10^{-4}$  e é o mais complicado de ser avaliado, pois depende muito de como a amônia entra no condensador, a sua velocidade e turbulência influenciam muito neste dado, e muitas vezes dependem da compressão que é realizada.

A relação entre a espessura do tubo  $L$  e a condutividade térmica do material  $K$  apresenta valores  $10^{-5}$  e possui pouca influência do valor final de  $U$ , pois a espessura atualmente utilizada é muito pequena e a condutividade térmica do aço varia muito pouco de um tipo para outro sendo que materiais com alta condutividade térmica são inviáveis economicamente para este tipo de aplicação.

Cabe agora verificar a relação entre o coeficiente de transferência de calor entre os tubos e o filme de água  $1/h_{Lec}$  que apresentam valores  $10^{-3}$  e deve ser o ponto a ser melhorado. Conforme mencionado anteriormente a rugosidade dos tubos faz com que se aumente o calor trocado. Portanto, uma forma de se melhorar esse fator é fazendo com que a superfície externa aos tubos tenha uma rugosidade semelhante àquela que fez com que o desempenho da serpentina incrustada fosse superior aos outros. Só que nessa proposta utilizando aço. Certamente com isso, a área de contato aumentaria, facilitando também a formação do filme de água e aumentando por fim o coeficiente global de transferência de calor  $U$ .

O inconveniente dessa proposta está no fato de que a rugosidade também facilitaria na deposição das impurezas nos tubos, fazendo com que os mesmos apresentassem uma incrustação precoce. É necessário para tanto, adaptar algum tipo de filtro que faça uma prévia limpeza da água antes que ela entre em contato com os tubos evitando com isso esse fenômeno que somente atrapalha o bom funcionamento do condensador evaporativo.

### 5.3 Proposta de um novo Condensador evaporativo.

A idéia principal deste item é apresentar uma nova estrutura de condensador evaporativo. Ao longo do período de estudo dos modelos e também dos diversos testes envolvendo o CE da empresa foi possível extrair algumas conclusões sobre o funcionamento desse equipamento.

A idéia consiste basicamente em construir um modelo mais compacto, já que fluxo de calor retirado, dado em kW/m<sup>2</sup>, diminui com o aumento da área de tubos. Portanto, esta nova

disposição de tubos deverá ser de  $50\text{m}^2$ .

Graças a essa menor área, haverá uma melhor distribuição da água ao longo de todo o bloco, facilitando com isso a sua evaporação aumentando também o arraste. O ventilador poderá apresentar uma perda de carga menor pela mesma razão o que acarretaria um menor consumo de energia elétrica.

Acredita-se que o custo desse novo equipamento será menor que o atual, tendo quase  $20\text{m}^2$  de tubos a menos no orçamento de sua construção. Uma nova reestruturação da linha de montagem se faz necessária e é necessário o interesse da empresa em construir um protótipo de testes nestas condições para avaliar sua transferência de calor e seu desempenho frente ao modelo atual.

#### **5.4. Conclusões**

Este capítulo propõe algumas melhorias na fabricação, utilização e nos testes do condensador evaporativo. São sugeridas mudanças na área dos tubos, vazão de ar e vazão de água na tentativa de melhorar o desempenho do equipamento.

A análise de incertezas propõe que o laboratório de testes e os funcionários da empresa tenham um cuidado elevado na aquisição dos dados especialmente a vazão de amônia que tem influência determinante no calor rejeitado pelo equipamento.

A temperatura de condensação do fluido refrigerante se puder ser controlada, é um fator que pode trazer benefícios em ganho de calor sendo que para um aumento dela há também um aumento do calor rejeitado pelo condensador fato esse que também pode ser observado na tabela de correção de capacidades elaborada no final do capítulo 4.

Conclui-se que o coeficiente de transferência de calor entre os tubos e o filme de água é o fator determinante para se ter um alto coeficiente global de transferência de calor. Sendo que para o seu aumento bastaria aumentar a rugosidade da superfície externa aos tubos na sua fabricação. Os custos para tal modificação não foram levados em conta, mas acredita-se não ser o fator determinante para a sua não utilização, e sim a incrustação das superfícies dos tubos que aconteceriam de uma forma precoce e intensa.

Para finalizar, é apresentada uma nova estrutura física do CE baseado no estudo dos modelos e dos diferentes testes realizados neste período de trabalho. Cabe a empresa, a possível construção de um protótipo de testes para avaliar o seu desempenho frente ao equipamento utilizado atualmente.

## 6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

### 6.1. Conclusões

Os objetivos iniciais da dissertação eram propor melhorias no desempenho térmico de condensadores evaporativos, a partir do estudo de dois modelos desenvolvidos para representar a transferência de calor e a efetividade em CEs. Os resultados encontrados pelos modelos foram comparados com os dados experimentais coletados em uma bancada de testes montada especialmente para esse fim. Além disto, tinha-se como objetivo elaborar uma nova tabela de correção de capacidades para o equipamento utilizando a modelagem psicrométrica.

Os modelos de simulação de Ajuste Global e Psicrométrico foram implementados com o programa EES (Engineering Equation Solver) para calcular a transferência de calor e alimentados com dados experimentais para sua calibração. Esses modelos foram simulados em condições variadas para se verificar qual comportamento apresentavam frente a essas mudanças.

Com os objetivos acima e usando as ferramentas citadas, chegou-se às seguintes conclusões principais:

- 1) Foi possível elaborar dois aplicativos em EES, a partir do equacionamento dos dois modelos, que puderam ser utilizados para representar o condensador evaporativo testado.
- 2) O modelo do Ajuste Global em um primeiro momento apresentou um erro inferior à modelagem Psicrométrica, mas que não se confirmou na segunda série de testes onde o modelo Psicrométrico foi equivalente apresentando um erro médio um pouco mais baixo.
- 3) Foi possível, utilizando a modelagem Psicrométrica, desenvolver uma nova tabela de correção de capacidades que se assemelhou em parte com a que é utilizada atualmente na empresa. Apenas nos pontos afastados da referência unitária, os fatores de ajuste da nova tabela foram diferentes dos encontrados na tabela atual.
- 4) Observou-se na análise de incertezas que existem algumas variáveis que são determinantes no cálculo da taxa de transferência de calor, como é o caso da vazão de amônia, e se necessita com isso um cuidado muito grande na sua medição para que os dados experimentais sejam confiáveis e que os modelos sejam calibrados corretamente.
- 5) Observou-se que quanto mais elevada é a temperatura de condensação do fluido refrigerante maior é a transferência de calor, juntamente com a temperatura de bulbo úmido do ar mais baixa.
- 6) Concluiu-se também que o coeficiente de transferência de calor entre os tubos e o filme de água é um ponto que deve ser avaliado na tentativa de se aumentar o coeficiente global  $U$ .

Um aumento na rugosidade poderia elevar esse parâmetro melhorando a película de filme de água e também o turbilhonamento do ar o que causaria essa melhora.

- 7) Análises dos modelos mostram que nem sempre um aumento nos parâmetros traz melhorias no desempenho do equipamento. Foi observado que o calor retirado por unidade de área tende a diminuir com o aumento da área de transferência de calor.

É interessante frisar que não foi encontrado na literatura nenhum tipo de proposição de melhorias em CEs a partir de uma comparação direta entre os modelos de condensadores evaporativos aqui estudados, e também nenhum material referente à elaboração de tabelas de correção utilizando o modelo Psicrométrico, constituindo uma contribuição nova aos próximos estudos que porventura serão feitos nessa área da transferência de calor.

## **6.2. Sugestões para Trabalhos Futuros**

A correta modelagem de condensadores evaporativos constitui uma complicada tarefa a ser desenvolvida por pesquisadores. Assim, existem inúmeras situações que também são muito interessantes e que podem ser estudadas em futuros trabalhos.

A seguir serão listadas algumas sugestões que poderão ser seguidas como forma de continuação desse trabalho, ou mesmo em estudos similares ao conteúdo que foi abordado na presente dissertação.

- 1) Buscar na literatura novos modelos que possam ser estudados e comparados com os que foram expostos na presente dissertação.
- 2) Aprimorar a bancada de testes para poder coletar um número maior de ensaios que sejam mais confiáveis para o ajuste dos modelos. Faz-se necessária a realização de testes com o equipamento operando em diferentes condições propostas pelos modelos para verificar qual modelo se aproxima melhor do resultado obtido.
- 3) Procurar na literatura ou mesmo elaborar a partir de outros modelos, novas tabelas de correção que possam servir como comparativo àquela que foi proposta no presente trabalho.
- 4) Investigar um número maior de correlações para os coeficientes de transferência de calor que possam ser substituídas nas duas abordagens e que apresentem resultados melhores do que os que foram utilizados.
- 5) Montar um protótipo de testes com a disposição proposta neste trabalho para avaliar seu desempenho frente ao condensador evaporativo atualmente utilizado.

- 6) Realizar simulações computacionais no bloco de serpentinas do condensador evaporativo utilizando CFD ou qualquer outra ferramenta computacional semelhante para comparar seus resultados com os dados reais do condensador.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abassi, A. and Bahar, L. 1993. “**Application of neural network for the modeling and control of evaporative condenser cooling load**”, Applied Thermal Engineering, Volume 25, Issues 17-18, , Pages 3176-3186 ,Dezembro 2005, Tehran, Iran.

ARI Standard, 490-2003, “**Remote Mechanical Draft Evaporatively Cooled Refrigerant Condensers**”, Arlington Virginia

ASHRAE Handbook Fundamentals, 1993, American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

ASHRAE Standard,64-1995, “**Methods of testing Remote Mechanical-Draft Evaporative Refrigerant**”, Atlanta, GA.

ASHRAE Systems and Equipment Handbook, 1996, American Society of Heating Refrigerating and Air- Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

Bejan, A., 1995. “**Convection Heat Transfer**”. 2<sup>nd</sup> ed., Wiley and Sons, New York.

Camargo, J. R., Ebinuma, C. D., and Silveira, J. L., 2004, “ **Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during Summer in a Brazilian city**” International Journal of Refrigeration, Volume 28, Issue 7, November 2005, Pages 1124-1132.

Centeno, F. R., França, F. H. R., Gomes, H. M., Schneider, P. S., 2004, “**Aplicação de Redes Neurais Artificiais para Modelagem do Comportamento Térmico de Condensadores Evaporativos**”. ENCIT, 2004.

Centeno, F. R., 2005, “**Análise teórico experimental do desempenho de condensadores evaporativos**”. Trabalho de diplomação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul (<http://143.54.70.55/pss/diploct/FelipeRomanCenteno.pdf>).

Chapman A. J., 1987, “**Fundamentals of heat transfer**”. Macmillan, New York

Danieli, R., Schneider, P. S., e Beyer, P. O., Nakalski, A. T., 2006, “**Bancada de ensaios de serpentinas com diferentes recobrimentos**”. Mercofrio, 2006.

Ertunc, H. M., 2005, “**Artificial Neural Network analysis of a refrigeration system with an evaporative condenser**”, ”, Applied Thermal Engineering, Volume 26, Issues 5-6, Abril 2006, Pages 627-635. Turkey.

Flores F. S., 2005, “**Modelamento matemático de condensadores evaporativos pelo método  $\epsilon$ -NUT**”. Trabalho de diplomação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul (<http://143.54.70.55/pss/diploct/FelipeFlores.pdf>).

Hwang, Y., Radermacher, R., Kopko, W., 2001, “**An experimental evaluation of a residential-sized evaporatively cooled condenser**”, International Journal of Refrigeration, Volume 24, Issue 3, Maio 2001, Pages 238-249.

Incropera, F. P., DeWitt, D. P., 1998. “**Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa**”, LTC Editora, 4. ed., Rio de Janeiro.

Lebrun, J., Aparecida Silva, C. Trebilcock, F. and, Winandy, E., 2004, “**Simplified Models for Direct and Indirect Contact Cooling Towers and Evaporative Condensers**”, University of Liège, Belgium, Building Serv. Eng. Res. Technol. 25,1 (2004), Pages 25±31

Leindenfrost, W., and Korenic, B., 1979. “**Analysis of Evaporative Cooling and Enhancement of Condenser Efficiency and of Coefficient of Performance**”. Thermo and Fluid Dynamics, Heat and mass transfer, Volume 12, número 1, março 1979, Pages 5-23.

Manske, K. A., Reindl, D. T. and Klein, S. A., 2001 “ **Evaporative Condenser Control in Industrial Refrigeration Systems**”. International Journal of Refrigeration, Volume 24, Issue 7, July 2001, Pages 676-691.

Nakalski, A. T., Danieli, R., Schneider, P. S., e Beyer, P. O. 2006 “**Modelagem matemática do comportamento de condensadores evaporativos: Comparação entre duas abordagens**”, Mercofrio 2006

Parker, R. O. and Treybal, R. E., 1959, “**The heat, mass transfer characteristics of evaporative coolers**”. New York University, 1959. Source: American Doctoral Dissertations, Source code: X1959., page: 0127

Qureshi, Bilal A. and, Zubair, Syed M., 2005, “**A Comprehensive design and rating study of evaporative coolers and condensers. Part I Performance evaluation**”. International Journal of Refrigeration, Volume 29, Issue 4, June 2006, Pages 645-658.

Qureshi, Bilal A. and, Zubair, Syed M., 2007, “**Second-Law-Based Performance evaluation of Cooling Towers and Evaporative Heat Exchangers**”. International Journal of Thermal Sciences, Volume 46, Issue 2, February 2007, Pages 188-198.

Rohsenow, W. M., and Hartnett, J. P., 1973 “**Handbook of Heat Transfer**”,1. Ed., McGraw-Hill Book Company, USA

Smrekar, J. Oman, J. and Sirok, B., 2006 “**Improving the efficiency of natural draft cooling towers**” Energy Conversion and Management, Volume 47, Issues 9-10, June 2006, Pages 1086-1100

Stoecker, W. F. e Jabardo, J. M., 2002, “**Refrigeração Industrial**”, 2. ed., Edgard Blücher LTDA., Rio de Janeiro.

Taylor, B. N., Kuyatt, C. E., 1994, “**Guidelines for Evaluating and expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results**”, November, 1994 ed., National Institute of Standards and Technology.

Zalewski W., 1993, “**Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative condensers**”, International Journal of Refrigeration, Volume 16, Issue 1, 1993, Pages 23-30.