

FELIPE MARQUARDT WALTHER

CONDENSADOR EVAPORATIVO EM ESCALA REDUZIDA: PROJETO,  
CONSTRUÇÃO E ANÁLISE EXPERIMENTAL

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

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Porto Alegre  
2009



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

**CONDENSADOR EVAPORATIVO EM ESCALA REDUZIDA: PROJETO,  
CONSTRUÇÃO E ANÁLISE EXPERIMENTAL**

**FELIPE MARQUARDT WALTHER**

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

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

***BANCA EXAMINADORA:***

**Prof. Dr. Francis H. R. França  
UFRGS / DEMEC**

**Prof. Dr. Sérgio Luiz Frey  
UFRGS / DEMEC**

**Prof. Dr. Pedro Barbosa Mello  
UFRGS / DEMEC**

**Porto Alegre  
2009**

## AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a minha família e principalmente aos meus pais pelo exemplo de vida e pelo o esforço realizado para que esta conquista fosse alcançada,

ao meu orientador, *Prof. Dr. Paulo Smith Schneider*, por sua dedicação na orientação deste trabalho,

ao Laboratório de Estudos Térmicos e Aerodinâmicos (LETA), em particular ao *Técnico João Batista da Rosa*,

ao colegas de projeto *Ivoni Carlos Acunha Jr. e Eduardo Barbieri*, que foram fundamentais para a conclusão desta etapa,

aos amigos que eu fiz na universidade e me acompanharam ao longo desta jornada.

“É possível voar sem motores, mas não sem conhecimento e habilidade.”

*Wilbur Wright*

WALTHER, F. M. **Condensador Evaporativo em escala reduzida: Projeto, Construção e análise experimental**. 2009. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

## RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo experimental de um condensador evaporativo em escala reduzida, projetado e construído em laboratório, acompanhado de uma bancada para realizações de ensaios. O projeto do condensador evaporativo é feito por meio de uma análise dimensional e é utilizado um fator de redução de  $\frac{1}{4}$ . A bancada experimental é composta por um evaporador e um reservatório de líquido, além do condensador. O evaporador é alimentado por água quente aquecida por uma resistência elétrica. O fluido refrigerante utilizado é o R-22 e ele circula na bancada pelo efeito de termosifão. A construção da bancada experimental é baseada na norma ASHRAE 64-1995. A finalidade da análise é determinar a capacidade de rejeição de calor e estudar o efeito da variação de parâmetros de funcionamento. Os testes são realizados para uma temperatura de condensação de 30,2 °C. Observa-se uma redução média de 13% na capacidade de rejeição de calor do condensador com um aumento da temperatura de bulbo úmido do ar de entrada de 16,5 °C para 18,5 °C. A maior transferência de calor ocorre com uma razão entre a vazão mássica de ar e de água aspergida sobre a serpentina próxima de dois. A capacidade do condensador pode ser aumentada com a utilização de um ventilador que aumente a vazão de ar. Os valores obtidos para o coeficiente de transferência de calor global oscilou em torno de 400 W/m<sup>2</sup>.C, valores que estão de acordo com a literatura consultada.

**PALAVRAS-CHAVES:** Condensador Evaporativo, Refrigeração industrial, Análise dimensional, Escala reduzida.

WALTHER, F. M. **Reduced-Scale Evaporative Condenser: Design, Construction and Experimental Analyses**. 2009. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

## **ABSTRACT**

This work presents an experimental study from a reduced-scale evaporative condenser designed and built in the laboratory, together with a rig to perform the tests. The evaporative condenser design is made by means of a non-dimensional analysis and is used a reduction scale of  $1/4$ . An evaporator and a liquid reservoir together with the evaporative condenser are the components from the rig. The evaporator is fed with hot water heated by an electrical resistance. It is used the R-22 as the refrigerant and it circulates by the thermosiphon effect. The rig construction is based on the standard ASHRAE 64-1995. The purpose of the experimental analyses is to determine the heat rejection capacity and the effects of the operation parameters variation. The tests are made with a condensing temperature of 30,2 °C. An average reduction of 13% in the heat rejection capacity is seen with the increase in the air inlet wet-bulb temperature, from 16,5 °C to 18,5 °C. The highest heat rejection occurs for a ratio between the air and sprayed water mass flow close to two. The heat rejection capacity can be increased if a larger fan is used to increase the air flow. The values obtained for the global heat transfer coefficient were close to 400 W/m<sup>2</sup>.C, which are consistent with the literature.

**KEYWORDS:** Evaporative condenser, Industrial refrigeration, Non-dimensional analyses, Reduced-scale

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>1</b>
<b>3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>2</b>
3.1. CONDENSADOR EVAPORATIVO.....	2
3.2. CÁLCULO DO CALOR REJEITADO.....	4
3.3. CONSIDERAÇÕES SOBRE O FLUIDO REFRIGERANTE.....	5
3.4. ANÁLISE DIMENSIONAL .....	5
<b>4. METODOLOGIA.....</b>	<b>6</b>
4.1. DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL .....	6
4.2. DESCRIÇÃO DO CONDENSADOR EVAPORATIVO .....	8
4.3. INSTRUMENTAÇÃO .....	9
4.3.1. Grandezas Medidas .....	9
4.3.2. Incerteza de Medição .....	9
4.3.3. Calibração .....	10
4.4. PROCEDIMENTOS DE TESTE .....	10
<b>5. RESULTADOS.....</b>	<b>10</b>
5.1. CALOR REJEITADO PELO CONDENSADOR .....	10
5.2. VISUALIZAÇÃO DO ESCOAMENTO DE AR-ÁGUA.....	14
<b>6. CONCLUSÕES.....</b>	<b>14</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>16</b>
<b>BIBLIOGRAFIA CONSULTADA .....</b>	<b>16</b>
<b>APÊNDICES.....</b>	<b>17</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Trocadores de calor, sobretudo condensadores, têm grande importância em processos térmicos utilizados industrialmente. Dentre os tipos de condensadores mais frequentemente usados encontram-se o resfriado a ar, o resfriado a água associado a uma torre de refrigeração e o evaporativo. Este último possui diversas vantagens sobre os anteriores para aplicações de grandes capacidades térmicas que caracterizam os processos industriais. Eles são mais compactos, podem operar em temperaturas de condensação inferior e têm menor custo energético de operação.

Condensadores evaporativos são equipamentos largamente utilizados em instalações de refrigeração de grande porte, visto a sua grande capacidade de rejeição de calor, baseada na transferência simultânea de calor e massa. A complexidade destes fenômenos, aliado ao tamanho de instalações de refrigeração industrial e às dificuldades operacionais encontradas nas medições feitas em campo foi a motivação do estudo em laboratório destes equipamentos através de um modelo em escala reduzida, proporcionando um maior controle das variáveis e maior facilidade para realizar modificações e melhorar seu funcionamento.

A partir dessa idéia foi projetado e construído em laboratório um condensador evaporativo em escala reduzida, baseado na análise de escala de um condensador evaporativo já existente em escala real utilizado em instalações de refrigerações industriais. Para sua análise, montou-se um sistema baseado na norma ASHRAE 64-1995, a qual especifica os procedimentos, aparatos e instrumentação com os quais a determinação da capacidade de condensadores evaporativos pode ser obtida com acuracidade satisfatória servindo como base para avaliações comerciais. Com o sistema em operação, buscou-se uma melhor compreensão do seu funcionamento, a influência de cada elemento e dos fenômenos envolvidos na sua operação.

A principal finalidade do trabalho é de construir um condensador evaporativo em escala reduzida. Para ensaiá-lo foi igualmente construído uma bancada de ensaios que permite determinar a capacidade de rejeição de calor do condensador evaporativo e o efeito da variação de parâmetros de funcionamento, como a vazão de ar, vazão de água nos chuveiros e temperatura de bulbo úmido. Além disso, foi possível visualizar o escoamento de ar e água no interior do equipamento devido as laterais do equipamento serem de vidro.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Zalewski e Gryglaszewki (1997), condensadores evaporativos podem substituir sistemas de condensação compostos pela combinação de um trocador de calor casco e tubos e uma torre de resfriamento. Em comparação com esse sistema, condensadores evaporativos são caracterizados por um menor custo de investimento e operação, como também um uso mais econômico de material e espaço. De acordo com a ASHRAE (2006), resfriamento evaporativo é geralmente a escolha mais econômica para o resfriamento de ciclo fechado quando um suprimento adequado de água está disponível a um custo aceitável para atender a demanda de água de reposição do sistema.

De acordo com Donni (2006), o trocador de calor de superfície molhada tem o seu desempenho associado à vazão de água aspergida sobre a sua superfície de troca. Este tipo de trocador pode alcançar coeficientes de transferência maiores que trocadores com superfície seca, entretanto tende a se estabilizar com o aumento da água sobre a superfície até um ponto que não terá mais efeito significativo sobre o equipamento. Sob as mesmas condições operacionais, o trocador de superfície molhada apresenta uma eficiência que chega a ser 50 % maior do que o de superfície seca, mantendo a superfície de troca inalterada.

Os fenômenos complexos de transferência de calor e massa envolvidos nestes equipamentos têm sido objeto de estudo de vários pesquisadores, os quais têm buscado entender e

predizer a ocorrência destes fenômenos através de ensaios e modelagens numéricas. A modelagem matemática dos fenômenos de transferência de calor e massa em resfriadores evaporativos foi assunto de diversos trabalhos. O trabalho de Parker e Treybal (1961) deve ser citado como o precursor desses modelos. Nele o desempenho de resfriadores evaporativos é descrito em termos de dois coeficientes de transferência,  $U$  e  $K$ , sendo  $U$  o coeficiente para a transferência de calor do fluido interno ao tubo e o spray de água, e  $K$  o coeficiente de transferência de massa entre o spray de água e a corrente de ar. Para obter resultados globais, são integradas as equações diferenciais que descrevem a transferência de calor e massa. Através de experimentos realizados, deduziram-se coeficientes de filme para a transferência de calor e de massa. Halasz (1998) apresenta em seu trabalho um modelo matemático adimensional para ser usado em todos os equipamentos que utilizam o fenômeno de resfriamento evaporativo. O sistema de equações diferenciais descrevendo o processo de evaporação não adiabática é transformado em uma forma adimensional, introduzindo parâmetros e coordenadas adimensionais.

Facão e Oliveira (2004) obtiveram experimentalmente correlações para os coeficientes de transferência de calor e massa para uma torre de resfriamento de contato indireto com capacidade nominal de 10 kW. As novas correlações obtidas resultaram em coeficientes de transferência de calor e massa menores quando comparados com os existentes na literatura.

Centeno (2005) apresenta a operação e medição de uma bancada de testes para determinar experimentalmente a capacidade de um condensador evaporativo industrial. Posteriormente, utilizando um modelo de representação dos fenômenos de transferência de calor e massa baseado na formulação de Parker e Treybal, (1961), concluiu haver boa concordância do modelo matemático utilizado com os resultados experimentais obtidos. A realização das análises experimentais neste condensador evaporativo foi feita utilizando a norma ASHRAE 64-1995. Flores (2005) equacionou o funcionamento de um condensador evaporativo partindo da efetividade do processo e modelamento dos comportamentos interno e externo aos tubos para avaliar comparativamente os resultados obtidos com medições realizadas em campo. A partir do equacionamento obtido é possível obter o desempenho no condensador avaliado externamente pelo ar e internamente pela amônia. Os valores obtidos pelo modelo matemático apresentam boas concordâncias com os experimentais.

No trabalho de Nakalski et al. (2006) são comparados dois modelos anteriormente implementados por Centeno (2005) e Flores (2005), para representar a transferência de calor e a efetividade de um condensador do tipo evaporativo. O modelo usado por Centeno (2005) apresenta um menor erro relativo em relação aos dados experimentais, isso se deve ao fato de que o modelo é dependente de cinco parâmetros de ajuste, enquanto o outro de apenas dois.

Sarker et al. (2008) fizeram estudos experimentais em um resfriador evaporativo com capacidade de 136 kW com água circulando na serpentina. Foi estudada a capacidade do equipamento e a queda de pressão em relação a diversas variáveis. Através de um sistema de recirculação do ar úmido da saída do condensador, a condição do ar de entrada do equipamento pôde ser controlada. O desempenho obtido no estudo experimental estava de acordo com as especificações e os resultados podem servir como parâmetros básicos para o projeto de equipamentos desse tipo.

### **3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

#### **3.1. CONDENSADOR EVAPORATIVO**

Condensadores evaporativos rejeitam para a atmosfera o calor resultante da condensação do fluido refrigerante que circula no interior da serpentina. Esta rejeição de calor é pro-

porcionada pela transferência simultânea de calor e massa que acontece no interior do equipamento. A Figura 1 apresenta um desenho esquemático do equipamento.

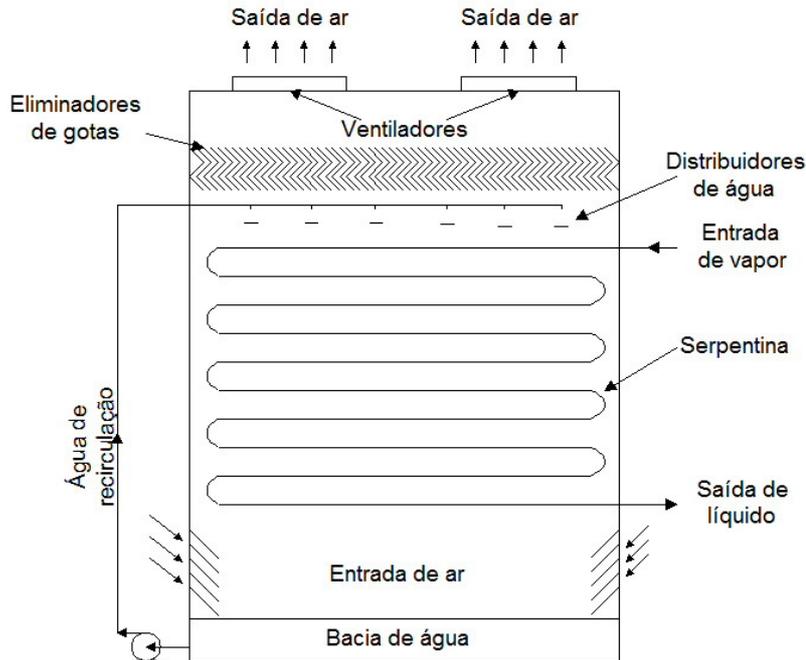


Figura 1: Desenho esquemático de um condensador evaporativo

Ar atmosférico é admitido no equipamento na região inferior por entradas de ar nas laterais, escoando através da serpentina e saindo no topo dele. Enquanto isso a serpentina é constantemente molhada na sua parte externa por água proveniente dos distribuidores de água, causando um aumento do coeficiente de transferência de calor na superfície da serpentina. Esse escoamento em direções opostas de ar e água causa a evaporação de uma fração de água e conseqüentemente aumenta gradativamente a umidade do ar que passa pelo equipamento. A transferência de calor primeiramente ocorre entre o fluido em condensação na serpentina e o filme de água no exterior devido à diferença de temperatura. O calor absorvido pela água é então transferido sob as formas sensível e latente na interface da película de água para a corrente de ar. A transferência de calor sensível ocorre pela diferença de temperatura entre as duas correntes, enquanto a transferência de massa, devido à evaporação da água, ocorre pela diferença de pressão de vapor. O fenômeno de evaporação é o processo dominante na rejeição de calor para o ambiente. A porção da água que não evapora cai na bacia e é recirculada novamente para os distribuidores de água. Eliminadores de gotas são necessários para evitar o arrasto de água com o ar que sai do equipamento, conseqüentemente evitando o desperdício de água com respingos de água para fora do condensador.

A Figura 2 mostra a variação das temperaturas da água no interior do equipamento. A temperatura de bulbo úmido do ar aumenta ao longo de sua trajetória. A água logo que sai do distribuidor de água sofre uma pequena queda de temperatura até encontrar a serpentina devido à evaporação. Ao encontrar a serpentina a água começa a absorver calor, aumentando a sua temperatura até um valor máximo devido a uma menor evaporação na região superior da serpentina, depois reduzindo devido ao aumento da evaporação na parte inferior.

A temperatura de bulbo úmido do ar de entrada tem uma influência dominante na capacidade de um condensador evaporativo, sendo ela um parâmetro limitante da troca de calor. Quanto menor for essa temperatura, maior poderá ser a capacidade do condensador ou menor poderá ser a temperatura de condensação, o que significa menores pressões no sistema. Segundo Stocker (1998), a diferença entre a temperatura de saturação e a de bulbo úmido influ-

encia a capacidade, mas não deve ser assumido que a capacidade é diretamente proporcional a essa diferença. Se um condensador possui uma dada capacidade para uma diferença de temperatura entre condensação e bulbo úmido, por exemplo, entre 40 °C e 25 °C, a capacidade do condensador será menor se essa mesma diferença de temperatura ocorrer em níveis mais baixos, como entre 30 °C e 15 °C. A razão para esse comportamento é devido à maior parte da transferência de calor acontecer por vaporização da água, que é proporcional à diferença de pressão de vapor entre o filme de água e o ar. Analisando a carta psicrométrica, em baixas temperaturas a curva de saturação se alonga, significando que para a mesma diferença de temperatura haverá uma menor diferença de pressão de vapor, portanto uma menor vaporização.

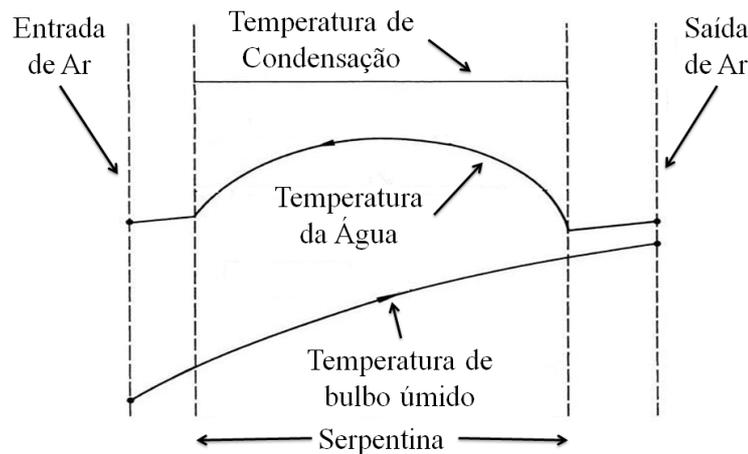


Figura 2: Distribuição de temperatura ao longo do condensador evaporativo (Fonte: adaptado de ASHRAE, 2006)

### 3.2. CÁLCULO DO CALOR REJEITADO

A fim de avaliar a capacidade de um condensador evaporativo, deve-se determinar a taxa de calor rejeitado para o ambiente,  $q_c$ , em kW. Esse calor rejeitado pelo equipamento pode ser calculado de duas maneiras. A primeira forma é através do balanço térmico com a corrente de ar, conforme representado na Equação (1).

$$q_c = \dot{m}_{ar}(h_{ar,sai} - h_{ar,ent}) \quad (1)$$

onde  $\dot{m}_{ar}$  é a vazão mássica de ar que passa através do condensador, em kg/s, e  $h_{ar,sai}$  e  $h_{ar,ent}$  são, respectivamente, a entalpia de saída e entrada do ar, em kJ/kg.

A outra forma é realizando o balanço térmico na corrente de fluido refrigerante. Segundo a Equação (2), o calor rejeitado é igual à vazão mássica de refrigerante multiplicado pela variação de entalpia de entrada e saída menos a taxa de calor transferida devido à água de reposição na bacia, que, quando entra a uma temperatura diferente da água armazenada na bacia, poderá entregar ou retirar calor do sistema.

$$q_c = \dot{m}_r(h_{r,ent} - h_{r,sai}) - \dot{m}_{mu}(h_p - h_{mu}) \quad (2)$$

onde  $\dot{m}_r$  é a vazão mássica de fluido refrigerante, em kg/s,  $h_{r,ent}$  e  $h_{r,sai}$  são, respectivamente, as entalpias de entrada e saída do fluido refrigerante, em kJ/kg,  $\dot{m}_{mu}$  é a vazão mássica da água de reposição, em kg/s e  $h_p$  e  $h_{mu}$  são respectivamente a entalpia da água na bacia e da água de reposição.

Depois de calculado o calor rejeitado, é possível obter o coeficiente global de transferência de calor experimentalmente,  $U_{exp}$ , em  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ .

$$U_{exp} = \frac{q_c}{A \cdot \Delta T_{exp}} \quad (3)$$

onde  $\Delta T_{exp}$ , em  $^\circ C$ , é obtido com o auxílio da Equação (4) e  $A$  é a área de troca térmica, em  $m^2$ .

$$\Delta T_{exp} = T_{cond} - T_{h20} \quad (4)$$

onde  $T_{cond}$  é a temperatura de condensação do fluido refrigerante à pressão de saída e  $T_{h20}$  é a temperatura média da água  $[(T_{mu} + T_b)/2]$ . O desempenho de um condensador evaporativo também pode ser expresso pela sua eficiência térmica,  $\varepsilon$ , definida como:

$$\varepsilon = \frac{T_{r,ent} - T_{r,sai}}{T_{r,ent} - T_{bu,ent}} \quad (5)$$

onde  $T_{r,ent}$  e  $T_{r,sai}$  são as temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante, em  $^\circ C$ , e  $T_{bu,ent}$  é a temperatura de bulbo úmido do ar de entrada.

### 3.3. CONSIDERAÇÕES SOBRE O FLUIDO REFRIGERANTE

Segundo Stoecker e Jabardo (2002), algumas das características termodinâmicas e físico-químicas dos fluidos refrigerantes são fatores determinantes para escolha de sua adequada aplicação aos mais diferentes tipos de instalações. Fatores como as pressões de trabalho, o efeito frigorífico teórico, a vazão em volume por unidade de capacidade de refrigeração, o coeficiente de desempenho e a temperatura de descarga orientam esta avaliação. Na área de refrigeração industrial, o R-22 e o R-717 (amônia) têm sido os fluidos mais utilizados, sendo a amônia mais largamente utilizada que o R-22.

O R-717 é um dos mais eficientes fluidos, dentro de suas características de aplicação, possuindo uma grande capacidade de efeito frigorífico, visto seu elevado calor de vaporização, muito embora os vapores deste fluido possuam um grande volume específico (Pohlmann, 1971). A amônia (R-717) tem muitas vantagens como um fluido refrigerante em relação ao R-22 como coeficientes de transferência de calor de duas a três vezes maiores, mas tem como sua maior desvantagem o fato de ser tóxica a baixas concentrações podendo limitar suas aplicações. De acordo com Stoecker (1998), a amônia possui em relação ao R-22 calor específico no líquido e no vapor quatro vezes maior, calor latente de vaporização seis vezes maior, condutividade cinco vezes e meia maior e metade da densidade.

### 3.4. ANÁLISE DIMENSIONAL

Para o estudo de modelos em escala reduzida, é fundamental que o fenômeno seja similar ao fenômeno em escala do protótipo. De acordo com Sedov (1993), dois fenômenos são similares se das características de um é possível inferir as características do outro por transposição por uma relação de escala. Essas características são relações entre variáveis relevantes do fenômeno, deduzidas por análise dimensional, gerando parâmetros adimensionais.

Para que o modelo seja semelhante ao protótipo, algumas condições de similaridade devem ser mantidas entre os dois. A primeira condição é a semelhança geométrica, que requer

que modelo e protótipo tenham a mesma forma e dimensões lineares sejam relacionadas por um fator de escala. Também deve haver semelhança cinemática, referente à semelhança entre velocidades, e semelhança dinâmica, referente à semelhança entre forças. Semelhança cinemática requer semelhança geométrica, e semelhança dinâmica requer semelhança cinemática, mas só é assegurada quando os valores dos parâmetros adimensionais relevantes ao fenômeno forem iguais entre modelo e protótipo (FOX e McDONALD, 2006).

Foi guardada a semelhança geométrica entre o protótipo e modelo do condensador evaporativo. Como temos diversos fenômenos ocorrendo simultaneamente no interior de um condensador evaporativo, são necessários alguns parâmetros adimensionais para caracterizar todos os fenômenos envolvidos. O número de Reynolds ( $Re$ ) é fundamental em qualquer fenômeno envolvendo escoamentos de fluido e determina o regime do escoamento, laminar ou turbulento. Como temos o fenômeno de transferência de calor ocorrendo no equipamento, o número de Nusselt ( $Nu$ ) se torna de grande importância junto com o número de Prandtl ( $Pr$ ). Através da análise dimensional do fenômeno de convecção, tem-se que o número de Nusselt é função do número de Reynolds e de Prandtl,  $Nu = f(Re, Pr)$ :

$$\frac{hL}{k_f} = f\left(\frac{\rho VL}{\mu}, \frac{v}{\alpha}\right) \quad (6)$$

onde  $h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção, em  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ,  $L$  é o comprimento característico, em m,  $k_f$  a condutividade térmica do fluido, em  $W/(m \cdot ^\circ C)$ ,  $\rho$  é a densidade do fluido, em  $kg/m^3$ ,  $V$  é a velocidade do fluido, em m/s,  $\mu$  é a viscosidade, em Pa.s,  $v$  é a viscosidade cinemática, em  $m^2/s$  e  $\alpha$  é a difusividade térmica, em  $W/(m \cdot ^\circ C)$ .

Analogamente para a transferência de massa, tem-se o número de Sheerwood ( $Sh$ ) e o número de Schmidt ( $Sc$ ), sendo que o número de Sheerwood é função do número de Reynolds e de Schmidt,  $Sh = f(Re, Sc)$ :

$$\frac{h_m L}{D} = f\left(\frac{\rho VL}{\mu}, \frac{v}{D}\right) \quad (7)$$

onde  $h_m$  é o coeficiente de convecção para transferência de massa, em m/s,  $D$  é a difusividade mássica, em  $m^2/s$ .

Em situações envolvendo fenômenos de transferência de calor e massa simultaneamente, o número de Lewis ( $Le$ ) é de grande importância. Ele é definido como a razão entre as difusividades térmicas e mássicas. Ele também pode ser expresso em função do número de Schmidt e Prandtl. De acordo com a ASHRAE (2005), para misturas envolvendo vapor de água e ar, o número de Lewis pode ser aproximado a 1.

$$Le = \frac{\alpha}{D} = \frac{Sc}{Pr} \quad (8)$$

Para existir uma semelhança completa entre o modelo e o protótipo, deve-se ter semelhança geométrica entre os dois e igualdade entre os parâmetros adimensionais relevantes.

## 4. METODOLOGIA

### 4.1. DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

Para o ensaio do condensador evaporativo construído no laboratório, foi desenvolvido um sistema que opera por termosifão, baseado na norma ASHRAE 64-1995. O sistema é

composto pelo condensador evaporativo, um evaporador e um reservatório. O evaporador é um trocador de calor de casco e tubos, alimentado por água quente proveniente de um aquecedor de água por resistência elétrica. A potência máxima medida para resistência foi de  $2,7 \pm 0,152$  kW. A Figura 3 mostra o diagrama esquemático do sistema de refrigeração, enquanto no Apêndice A encontram-se fotos da bancada e de seus equipamentos. No diagrama, as linhas vermelhas, verdes e azuis representam, respectivamente, os circuitos de R-22, água de recirculação e água quente.

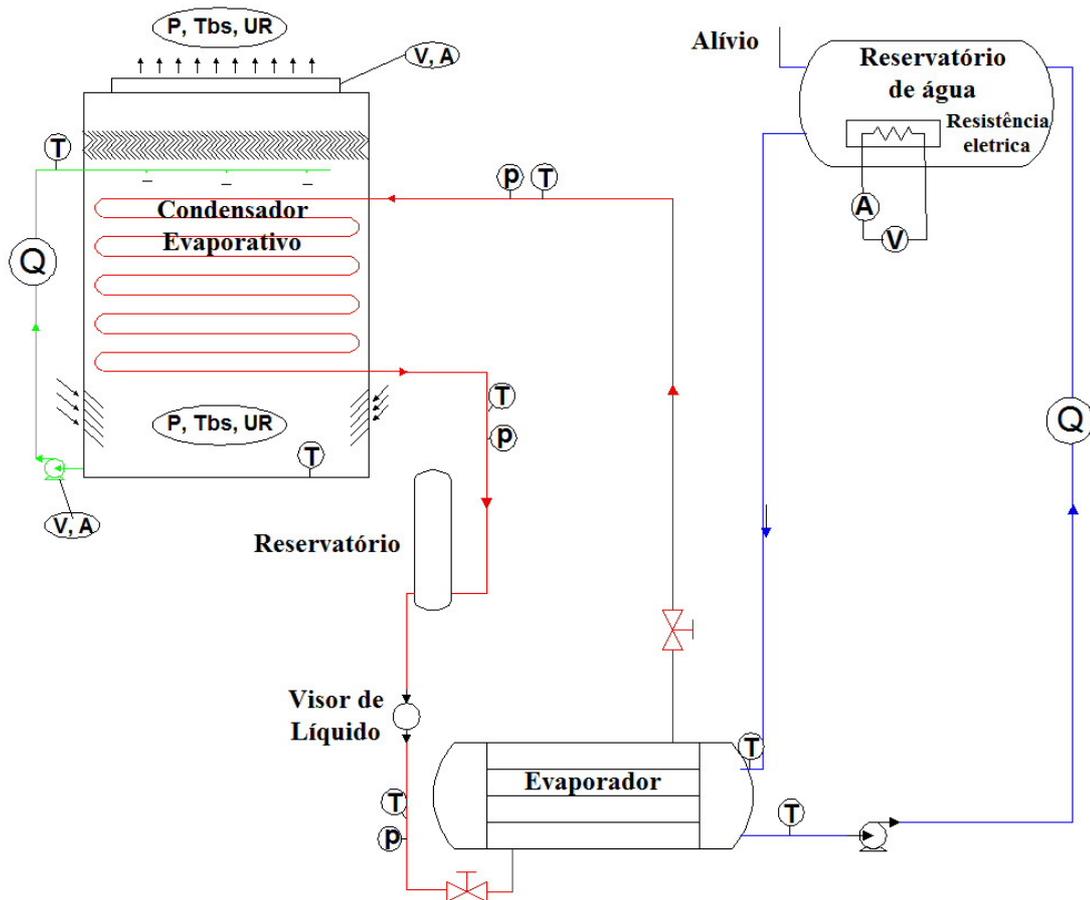


Figura 3: Diagrama da Bancada Experimental

O fluido refrigerante circula no sistema devido à diferença de massa específica, não havendo a necessidade de uma bomba para recalcar o fluido ao longo do sistema, eliminando assim a presença de óleo no fluido e tubulações. A vazão de refrigerante no sistema é controlada pela taxa de calor adicionado ao fluido no evaporador juntamente com a capacidade de rejeição proporcionada no condensador, visto que o fluido refrigerante é o meio de transporte desta energia. A taxa de calor adicionada ao sistema é controlada por um controlador PID que mantém a temperatura de saída da água do reservatório de água, ligando e desligando a resistência.

O fluido refrigerante utilizado no sistema é o R-22. O motivo da escolha do R-22 foi sua maior facilidade de trabalho em relação à amônia, o fato de ele não ser tóxico e não atacar o cobre, característica que a amônia não possui. Como o evaporador e o reservatório disponíveis possuem cobre, foi descartada a utilização da amônia. O sistema todo se encontra próximo ao nível de pressão de condensação do fluido refrigerante. O vapor sai do evaporador e entra no condensador ainda como vapor superaquecido, devendo sair deste último como líquido sub-resfriado, entrando posteriormente no reservatório. De acordo com a norma utilizada como

referência, o reservatório deve estar localizado o mais perto possível da saída do condensador com a função de formar um selo de líquido na saída. O nível de líquido no reservatório deve se manter razoavelmente constante durante o período de teste para garantir uma vazão de líquido constante para o evaporador e assim garantir que o sistema esteja em regime estacionário. Para garantir que haja o mínimo de perda de calor para o exterior do sistema, todas as tubulações são isoladas assim como o evaporador e o reservatório.

#### 4.2. DESCRIÇÃO DO CONDENSADOR EVAPORATIVO

O condensador evaporativo em estudo é uma escala reduzida de um condensador evaporativo comercial existente que é utilizado em instalações de refrigeração industrial. O fator de escala utilizado é igual a quatro. Na Figura 4 tem-se no lado esquerdo um desenho do condensador e no lado direito uma foto dele construído. Uma vista explodida do desenho detalhando os componentes pode ser encontrada no Apêndice B.



Figura 4: Condensador evaporativo. À esquerda o desenho e à direita a foto dele construído

O condensador possui uma estrutura em alumínio com laterais de vidro para possibilitar a visualização do escoamento ar-água na parte interna. O equipamento possui uma seção transversal de 0,25 m de largura por 0,51 m de comprimento, resultando uma área de 0,1275 m<sup>2</sup>. A serpentina foi construída com tubos de cobre com diâmetro externo de 6.35 mm (que corresponde ao diâmetro comercial de 1/4") e é composta por 35 mantas de seis tubos cada, dispostas em um arranjo escalonado, conectados a um distribuidor na parte superior e a um coletor na parte inferior, totalizando uma área total de troca de térmica de 2,032 m<sup>2</sup>.

Logo acima da serpentina encontra-se o distribuidor de água. Fabricado também em cobre, possui 36 saídas de água permitindo uma distribuição uniforme de água sobre a serpentina. Logo abaixo dos furos do distribuidor, foram colocadas pequenas placas para o espalhamento e distribuição da água sobre os tubos. O controle da vazão de água aspergida sobre o banco de tubos é feito por intermédio de um desvio (*by pass*) após o recalque da bomba. Logo

acima do distribuidor de água encontra-se o eliminador de gotas feito em alumínio com passagens para o ar de 1,8 mm de largura. O formato do eliminador faz com que o escoamento de ar tenha um caminho de 45° da direção vertical para um lado e depois vire 90° na outra direção. O ar sai na parte superior por um duto de 200 mm de diâmetro que está conectado a um ventilador centrífugo, acionado por um motor elétrico trifásico de 372,9 W (0,5 HP). O controle da vazão de ar é feito através da variação de velocidade proporcionada por um inversor de frequência ligado ao motor elétrico. A entrada de ar consiste em duas laterais de 0,245 m por 0,1 m e duas laterais de 0,505 por 0,1, totalizando uma área de entrada de 0,15 m<sup>2</sup>. Na parte inferior do condensador está localizado um reservatório de água com capacidade para aproximadamente 25 litros. Este reservatório possui como finalidades o recolhimento da água que escorre dos tubos e o armazenamento na sucção da bomba para que esta não opere em vazio.

### 4.3. INSTRUMENTAÇÃO

#### 4.3.1. Grandezas Medidas

No condensador são medidas as pressões, temperaturas de bulbo seco e a umidade relativa do ar na entrada,  $P_{ent}$ ,  $T_{bs,ent}$  e  $UR_{ent}$ , e do ar na saída,  $P_{sai}$ ,  $T_{bs,sai}$  e  $UR_{sai}$ , além da vazão volumétrica de ar,  $\dot{V}_{ar}$ . A pressão, temperatura e umidade relativa são medidas através do equipamento Vaisala PTU-303, que utiliza um sensor PT-100 para medir a temperatura de bulbo seco e sensores capacitivos para medir a pressão e umidade relativa. Através dessas três propriedades é possível obter a temperatura de bulbo úmido. A vazão de ar é determinada através de um tubo de Venturi localizado em uma tubulação na descarga do ventilador.

Para determinar a condição de entrada e saída do fluido refrigerante no condensador, são medidas as temperaturas,  $T_{r,ent}$  e  $T_{r,sai}$ , e as pressões,  $P_{r,ent}$  e  $P_{r,sai}$ . Também é medida a temperatura e a pressão do fluido refrigerante,  $T_r$  e  $P_r$  na tubulação entre o reservatório e o evaporador. Essas temperaturas são medidas com Termopares do tipo J e as pressões com transdutores de pressão.

É medida a temperatura da água na bacia,  $T_b$ , e a temperatura da água entrando nos distribuidores de água,  $T_c$ . Isso é feito para avaliar se existe alguma diferença de temperatura devido à bomba e à tubulação. Para essas medidas de temperatura são utilizadas termorresistências PT-100. Após a bomba, está localizado um medidor de vazão para medir a vazão de água de recirculação,  $\dot{V}_{h2o}$ . Também são obtidas as potências do ventilador do condensador e da bomba da água de recirculação, com a medição da tensão e corrente que alimenta cada equipamento.

No evaporador são medidas as temperaturas de entrada e saída da água quente,  $T_{aq,ent}$  e  $T_{aq,sai}$ , utilizando como sensores um PT-100 e a vazão de água quente,  $\dot{V}_{aq}$ , com um hidrômetro. A medição da vazão mássica de refrigerante no sistema,  $\dot{m}_r$ , não segue o recomendado pela norma ASHRAE 64-1995, sendo determinada através dos balanços de massa e energia, tomando-se como volume de controle o evaporador. Também é medida a potência fornecida à resistência do aquecedor de água.

No Apêndice C pode ser encontrada uma tabela resumindo a instrumentação utilizada, assim como a incerteza de medição referente a cada instrumento.

#### 4.3.2. Incerteza de Medição

A incerteza de medição indica a precisão da medida executada. Para o caso de valores medidos por instrumentos calibrados na fábrica, a incerteza de cada uma das grandezas medi-

das separadamente é fornecida pelo fabricante. No entanto, quando precisamos utilizar diversas grandezas medidas para determinar uma grandeza que será calculada (neste caso o calor rejeitado pelo condensador), torna-se necessário calcular a incerteza combinada dos instrumentos. Para isso foi utilizado a equação de Kline e McClintock (Hollman, 2001). Devido a fatores externos ao sistema pode haver a ocorrência de dados inconsistentes durante o procedimento experimental, para isso o descarte de dados foi feito seguindo o Critério de Chauvenet (Holman, 2001).

#### 4.3.3. Calibração

A calibração dos sensores de temperatura foi feita no laboratório em um banho agitado para temperaturas entre 15 °C e 45 °C, utilizando como referência uma termorresistência PT-100 calibrada. Os erros absolutos encontrados nos sensores de temperaturas se mantiveram entre  $\pm 0.2$  °C do valor dado pelo sensor de referência.

A calibração do tubo de Venturi foi feita através do método descrito por Delmé (1983), através do tratamento adequado das velocidades na saída da tubulação, utilizando um tubo de Pitot para medir as velocidades do escoamento em diferentes posições radiais da seção transversal da tubulação. A curva para a vazão em função do diferencial de pressão obtido no Venturi encontra-se no Apêndice D.

Para o restante dos instrumentos de medição foi assumida a calibração realizada por cada fabricante.

#### 4.4. PROCEDIMENTOS DE TESTE

Os testes realizados tiveram duração de 30 minutos, após o sistema ter atingido o regime permanente. Os dados referentes ao fluido refrigerante, à água de recirculação e à água que alimenta o evaporador foram adquiridos com intervalo de 15 segundos, para poder acompanhar as pequenas flutuações que ocorrem nas medições e ter uma média mais representativa dos valores medidos no final do teste. As propriedades do ar de entrada e saída, adquiridas com intervalos de 5 minutos. Como a sala onde está localizado o equipamento é climatizada, foi possível manter uma condição do ar de entrada praticamente constante ao longo das medições. Foi utilizado o equipamento Agilent-HP 34970A para a aquisição dos dados e transferência deles para o computador. De acordo com a norma ASHRAE 64-1995, para que os dados coletados sejam válidos, as leituras não podem diferir do valor médio em 1°C para as temperaturas, 1,5 % para as pressões e 2,5% para as vazões.

As diversas medições realizadas para cada condição de operação do equipamento foram adicionadas a uma planilha para obter o valor médio das medições. Posteriormente o calor rejeitado pelo condensador é obtido com o auxílio do software EES ([www.fchart.com](http://www.fchart.com)), que possui internamente funções para as propriedades termodinâmicas do o ar, água e R-22 e auxilia na determinação das incertezas finais dos resultados.

### 5. RESULTADOS

#### 5.1. CALOR REJEITADO PELO CONDENSADOR

Parâmetros como a vazão de ar ( $\dot{V}_{ar}$ ), vazão de água aspergida ( $\dot{V}_{h2o}$ ) e temperatura de bulbo úmido do ar de entrada ( $T_{bu,ent}$ ) foram alterados em diversos testes realizados para a determinação da taxa de calor rejeitado pelo condensador. A pressão média absoluta de entrada do fluido refrigerante no condensador durante os diversos testes foi de 1,199 MPa (173,95 psia), com uma variação menor que 0,1% para cada teste em relação a essa média. De acordo

com a norma ASHRAE 64-1995, a temperatura de condensação ( $T_{cond}$ ) que deve ser considerada corresponde à da pressão na entrada do condensador, assim tem-se uma temperatura de condensação de 30,2 °C.

Num primeiro momento foi mantida uma vazão constante de água aspergida sobre a serpentina igual a 0,78 m<sup>3</sup>/h, próxima à vazão máxima possível de 0.80 m<sup>3</sup>/h, enquanto era variada a vazão de ar que passava através do condensador. Esses testes foram realizados para duas condições do ar de entrada,  $T_{bu,ent}$  de 16,5 °C e  $T_{bu,ent}$  de 18,5 °C. Os resultados obtidos para a rejeição do calor pode ser visto na Figura 5, onde o eixo inferior mostra a vazão de ar absoluta em m<sup>3</sup>/h e o eixo superior mostra essa vazão em relação à vazão de ar máxima possível. Medições com vazões menores de 130 m<sup>3</sup>/h não foram possíveis pela dificuldade de manter um regime permanente no sistema.

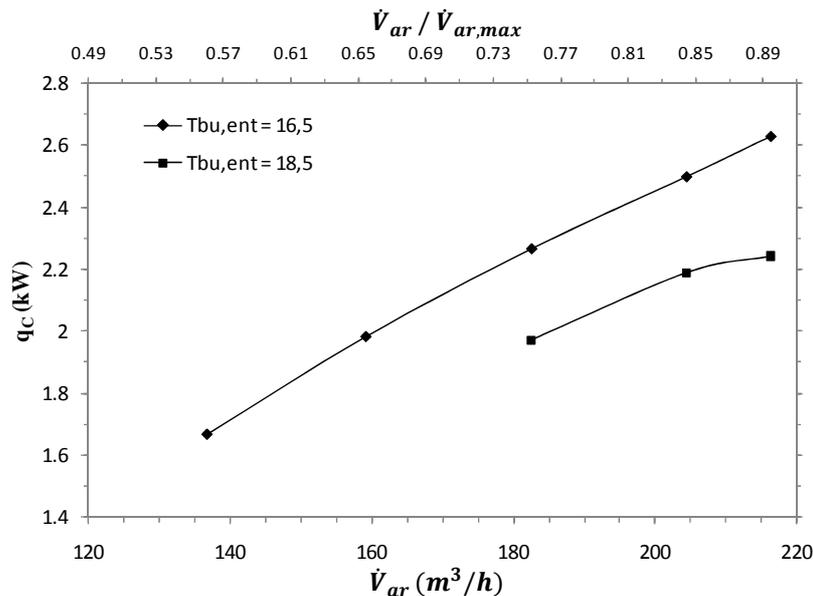


Figura 5: Influência da variação da vazão de ar sobre o calor rejeitado para  $T_{cond} = 30,2$  °C

Em todos os casos medidos, o ar saiu praticamente saturado e com  $T_{bs,sai}$  entre 27,1 °C e 27,3 °C. Levando em conta as incertezas de medição do equipamento, podemos assumir que o ar em todos os casos está saindo na mesma condição. Como a condição do ar de entrada entre os casos difere muito pouco, tem-se praticamente a mesma variação de entalpia, de aproximadamente 39 kJ/kg para os testes com  $T_{bu,ent}$  de 16,5 °C e 34 kJ/kg para os testes com  $T_{bu,ent}$  de 18,5 °C. Como a diferença de entalpia do ar de entrada e de saída se mantém praticamente constante, a vazão de ar torna-se o fator limitante do calor rejeitado no condensador para estes casos. O aumento da  $T_{bu,ent}$  de entrada causou um redução de aproximadamente 13% na capacidade de rejeição de calor do condensador.

A colocação de um ventilador que aumente a vazão poderia aumentar significativamente a capacidade do condensador. Com a vazão de ar máxima possível (246 m<sup>3</sup>/h), tem-se uma velocidade de face de 0,54 m/s na seção transversal do condensador. Fazendo uma análise através de uma possível velocidade de face de 3 m/s (vazão de 1366 m<sup>3</sup>/h), levando em conta  $T_{cond}$  de 30,2 °C e a mesma variação de entalpia obtido (39 kJ/kg), chega-se a uma capacidade de rejeição de calor possível de aproximadamente 14,5 kW. Com temperaturas de condensação mais altas, poderia se chegar a capacidades ainda maiores no condensador.

Nos diversos testes realizados, ocorreu uma variação de entalpia para o R-22, entre entrada e saída do condensador, praticamente constante, de aproximadamente 180 kJ/kg. Para  $T_{cond}$  igual a 30,2 °C tem-se uma entalpia para mudança de fase de 177,3 kJ/kg, mostrando que praticamente quase todo o calor trocado no condensador é da forma latente. Os valores

obtidos para os testes mostrados acima do calor rejeitado pelo condensador calculado através do escoamento do ar ( $q_{c,ar}$ ) e da potência calculada entregue ao sistema pela resistência elétrica ( $q_{c,res}$ ) são apresentados na Tabela 1, junto com a incerteza referente a cada grandeza.

Tabela 1: Valores obtidos para o teste de variação da vazão de ar

	$T_{bu,ent}$ (°C)	$V_{h20}$ (m <sup>3</sup> /h)	$V_{ar}$ (m <sup>3</sup> /h)	$m_r$ (kg/h)	$q_{c,ar}$ (kW)	$q_{c,res}$ (kW)
1	16,59 ±0,18	0,78 ±0,5%	136,7 ±2,0	33,36 ±1,33	1,668 ±0,066	-
2	16,50 ±0,18	0,78 ±0,5%	159,1 ±2,5	39,66 ±1,57	1,983 ±0,078	1,863 ±0,105
3	16,36 ±0,18	0,78 ±0,5%	182,5 ±2,9	45,33 ±1,80	2,266 ±0,089	2,109 ±0,119
4	16,54 ±0,18	0,78 ±0,5%	204,4 ±3,2	49,95 ±2,01	2,498 ±0,100	2,338 ±0,132
5	16,43 ±0,18	0,78 ±0,5%	216,3 ±3,3	52,56 ±2,10	2,628 ±0,105	2,469 ±0,139
6	18,47 ±0,19	0,78 ±0,5%	182,5 ±2,9	39,42 ±1,82	1,971 ±0,091	1,871 ±0,105
7	18,44 ±0,19	0,78 ±0,5%	204,4 ±3,2	43,76 ±2,03	2,188 ±0,101	2,103 ±0,118
8	18,57 ±0,19	0,78 ±0,5%	216,3 ±3,3	44,83 ±2,12	2,241 ±0,106	2,176 ±0,123

Como pode ser visto nos valores da tabela acima, houve uma boa concordância entre os valores obtidos para  $q_{c,ar}$  e  $q_{c,res}$ , considerando as incertezas de medição, sendo o valor calculado pelo escoamento de ar superior ao calculado pela resistência. Para os testes descritos acima, foi calculado o coeficiente global de transferência de calor descrito na Equação (3). Os resultados obtidos estão no gráfico do Apêndice D.

Foi também analisada a influência de diferentes vazões de água aspergida sobre a capacidade do condensador. Durante os diferentes testes a potência do motor foi mantida constante e a temperatura de bulbo úmido do ar de entrada foi de 16,5 °C. Começou-se de uma vazão de 0,78 m<sup>3</sup>/h, decrescendo 0,1 m<sup>3</sup>/h por medição, até a vazão de 0,28 m<sup>3</sup>/h. Não foi possível efetuar medições com vazões inferiores a 0,25 m<sup>3</sup>/h devido à instabilidade do medidor de vazão ao medir vazões abaixo desse nível. Os resultados obtidos podem ser vistos na Figura 6 abaixo.

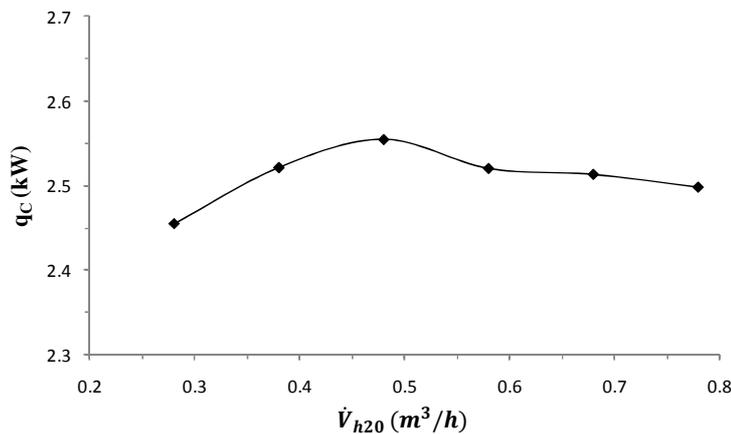


Figura 6: Influência da vazão de água do chuveiro sobre o calor rejeitado para  $T_{cond} = 30,2$  °C

Com a diminuição da vazão de água, podemos ver um pequeno aumento da capacidade do condensador nas quatro primeiras medições, devido ao pequeno aumento da vazão de ar causada por uma menor perda de carga, uma vez que a condição de saída do ar se manteve praticamente a mesma entre as medições. Para as duas medições com menores vazões, começou a ocorrer um decréscimo da temperatura de saída do ar em relação às outras medições, que não foi compensado por uma maior vazão de ar. Na Figura 7 o calor rejeitado é mostrado em função da razão entre a vazão mássica de água e ar. É possível ver que a máxima capacidade do condensador foi obtida para uma razão próxima de dois. Outro fator que pode ter afe-

tado a diminuição da capacidade para baixas vazões de água é uma pior distribuição da água sobre a serpentina.

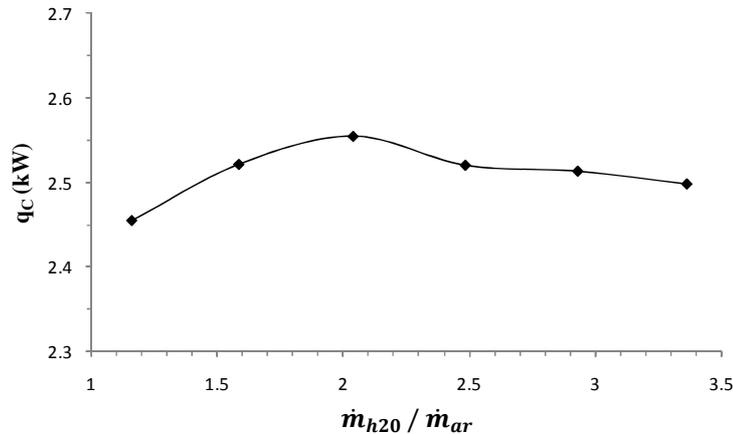


Figura 7: Calor rejeitado em função da razão entre a vazão mássica de água e de ar

Na Tabela 2 abaixo, são apresentados os valores obtidos para o teste com variação da vazão de água aspergida sobre a serpentina.

Tabela 2: Valores obtidos para o teste de variação de vazão de água aspergida

	$T_{bu,ent}$ (°C)	$V_{h20}$ (m <sup>3</sup> /h)	$V_{ar}$ (m <sup>3</sup> /h)	$m_r$ (kg/h)	$q_{c,ar}$ (kW)	$q_{c,res}$ (kW)
1	16,54 ±0,18	0,78 ±0,5%	204,4 ±3,2	49,95 ±2,01	2,498 ±0,100	2,338 ±0,132
2	16,49 ±0,18	0,68 ±0,5%	205,2 ±3,2	50,28 ±2,02	2,513 ±0,101	2,363 ±0,133
3	16,58 ±0,18	0,58 ±0,5%	206,5 ±3,3	50,39 ±2,03	2,520 ±0,101	2,319 ±0,131
4	16,61 ±0,18	0,48 ±0,5%	209,3 ±3,3	51,06 ±2,05	2,554 ±0,102	-
5	16,61 ±0,18	0,38 ±0,5%	212,4 ±3,3	50,42 ±2,06	2,521 ±0,103	2,406 ±0,136
6	16,43 ±0,18	0,28 ±0,5%	212,4 ±3,3	49,09 ±2,02	2,455 ±0,101	2,384 ±0,134

Como nos testes anteriores, houve uma concordância similar entre as potências calculadas, com os valores calculados pelo escoamento de ar também superiores aos da resistência. Vemos também o aumento gradativo da vazão de ar com a redução da vazão de água aspergida. Os valores obtidos para o coeficiente global de transferência de calor (equação (3)) para diferentes vazões de água são mostrados no gráfico do Apêndice F.

Na Figura 8 mostra-se a variação das temperaturas de diversas propriedades medidas ao longo de 30 minutos de ensaio. O teste mostrado abaixo foi para uma vazão de 0,78 m<sup>3</sup>/h de água e de 216,3 m<sup>3</sup>/h de ar, e a capacidade de rejeição de calor medida foi de 2,628 kW.

A temperatura de condensação mostrada no gráfico foi calculada com a pressão de entrada referente a cada instante de medição. A queda de pressão média absoluta do fluido entre entrada e saída foi de 6,8 kPa (0,991 psia), aproximadamente 0,5% da pressão de entrada, causando uma diminuição inferior à 0,2 °C na temperatura de condensação. As temperaturas de bulbo úmido de entrada e saída do ar no gráfico são referentes às temperaturas médias obtido durante a medição. É possível observar que o fluido refrigerante entra como vapor superaquecido e sai como líquido sub-resfriado. A temperatura da água aspergida sobre a serpentina está abaixo da temperatura de saída do refrigerante e ligeiramente acima da temperatura de saída do ar. Nos diversos casos ensaiados a temperatura de saída do ar foi muito próxima da temperatura da água aspergida sobre a serpentina, que se estabilizou a cerca de 2,5 °C abaixo da temperatura de condensação do fluido refrigerante.

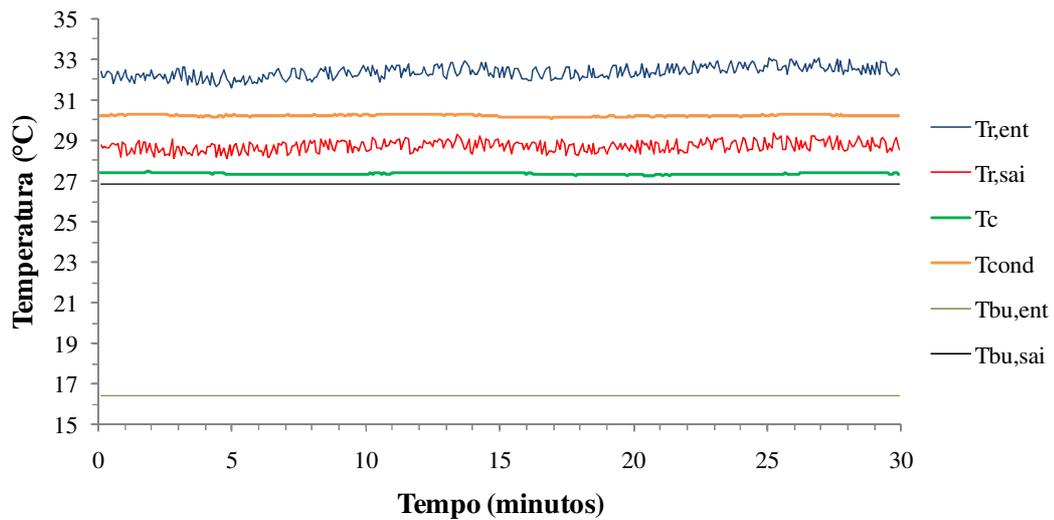


Figura 8: Variação das temperaturas medidas ao longo de 30 minutos de ensaio

## 5.2. VISUALIZAÇÃO DO ESCOAMENTO DE AR-ÁGUA

Um dos objetivos do trabalho era poder visualizar o escoamento de ar-água e a distribuição da água sobre a serpentina, por isso a opção de laterais de vidro no condensador. A Figura 9 apresenta duas imagens desse escoamento, sendo que à esquerda tem-se a imagem para uma vazão de  $0,78 \text{ m}^3/\text{h}$  e à direita de  $0,58 \text{ m}^3/\text{h}$ . Para ambos os casos a vazão de ar foi idêntica. É possível observar uma boa distribuição da água sobre a serpentina, mesmo para o caso com baixa vazão de água. Foi experimentada a adição de fumaça para uma melhor visualização do escoamento de ar, mas não resultou numa boa visualização devido a ao escoamento de água e iluminação disponível.



Figura 9: Visualização do escoamento de ar-água. À esquerda com vazão de água de  $0,78 \text{ m}^3/\text{h}$  e à direita com vazão de  $0,58 \text{ m}^3/\text{h}$

## 6. CONCLUSÕES

A bancada experimental e o condensador evaporativo projetado em escala reduzida foram construídos e operados com sucesso no laboratório. O taxa de calor rejeitado pelo con-

densador evaporativo para o ambiente foi obtido para diversas combinações de vazão de água e ar. Foi estudada a influência da variação da vazão de ar para uma vazão fixa de água aspergida sobre a serpentina, com duas temperaturas de bulbo úmido de entrada distintas. Constatou-se um salto entálpico do ar semelhante entre os casos, sendo a vazão de ar o fator que diferenciou a capacidade entre os casos de mesma condição de entrada. O aumento de 16,5 °C para 18,5 °C na temperatura de bulbo úmido de entrada causou uma redução de aproximadamente 13% na capacidade de rejeição de calor do condensador. Também foi estudada a variação da vazão de água aspergida para uma potência fixa do ventilador. Observou-se um pequeno aumento da vazão de ar devido a uma menor perda de carga, mas ao se diminuir muito a vazão de água, observou-se também um decréscimo da entalpia de saída do ar. Foi observada uma rejeição máxima de calor para uma razão de aproximadamente dois entre a vazão de água e vazão de ar.

Entre os pontos estudados a capacidade máxima obtida foi de  $2,628 \pm 0,105$  kW. A rejeição de calor calculada pelo escoamento de ar teve boa concordância com o valor calculado de potência fornecida ao sistema pela resistência elétrica, sendo o valor calculado pelo escoamento do ar superior. Levando em conta a incerteza de medições, existem regiões onde os dois valores se sobrepõem. A máxima capacidade possível no condensador ensaiado não foi alcançada devido à limitação da potência da resistência elétrica utilizada para aquecer a água. Como esperado, o ar saiu do condensador saturado, mostrando o bom funcionamento do equipamento. Nos testes realizados, sempre ocorreu a mudança completa de fase do R-22, de vapor superaquecido para líquido sub-resfriado. Os valores obtidos para o coeficiente de transferência de calor experimental nos testes realizados oscilou em torno de  $400 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$ , valores que estão de acordo com a literatura consultada.

Um maior número de ensaios em condições diferentes deve ser realizado para obter um conhecimento mais aprofundado do funcionamento do condensador e da real influência de cada parâmetro. Foi obtida uma semelhança incompleta entre o protótipo e o modelo do condensador evaporativo estudado. Comportamentos obtidos para esse condensador podem ajudar a melhor compreender o funcionamento de condensadores em escala real.

## REFERÊNCIAS

- ANSI/ASHRAE 64-1995, **Methods of Testing Remote Mechanical-Draft Evaporative Refrigerant Condensers**. Atlanta, 1995.
- ASHRAE. **Handbook Fundamentals 2005 - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers**. Atlanta, GA.
- ASHRAE. **Handbook Refrigeration 2006 - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers**. Atlanta, GA
- CENTENO, F. R., 2005, **Análise teórico experimental do desempenho de condensadores evaporativos**. Monografia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
- DELMÉ, G. J. **Manual de Medição de Vazão**. Ed. Edgard Blücher Ltda. São Paulo, 1983. 1ª Edição.
- DONNI, R. G., 2006. **Estudo Comparativo Entre Trocadores de Calor Convencionais e Trocadores Evaporativos**. Mercofrio, 2006.
- FACAO, J., OLIVEIRA A. **Heat and mass transfer correlations for the design of small indirect contact cooling towers**. Applied Thermal Engineering, 2004.
- FOX, R. W., McDonald, A.T. **Introdução a Mecânica dos Fluidos**. 5. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2001.
- HALASZ, B. **A general mathematical model of evaporative cooling devices**. Revue Générale de Thermique, Vol. 37, 1998, 245-255.
- HOLLMAN, J. P. **Experimental Methods for Engineers**. McGraw-Hill, New York, 1996.
- 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. **The heat, mass transfer characteristics of evaporative coolers**. Chemical Engineering Progress Symposium Series, 1971
- POHLMANN, W. **Manual de Técnica Frigorífica**. Segunda edição, Barcelona, Ediciones Omega S.A., 1971, 628p
- SEDOV, L. **Similarity and Dimensional Methods in Mechanics**. Ed. CRC Press, Boca Raton, USA, 1993.
- SARKER, M., KIM E., MOON, C.G., YOON, J.I. **Performance characteristics of the hybrid closed circuit cooling tower**. Energy and Buildings, Vol. 40, Issue 8, 2008, 1529-1535.
- STOECKER, W. F., JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial**. 2ª edição, São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda, 2002.
- STOECKER, W. F. **Industrial Refrigeration Handbook**. McGraw-Hill, 1998.
- ZALEWSKI W., GRYGLASZEWSKI, P. A. **Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative fluid coolers**. Chemical Engineering and Processing 36 (1997), 271-280.

## BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

- INCROPERA, F. W. DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002.

## APÊNDICE A – Fotos da bancada e de seus equipamentos



Bancada Experimental



Bancada Experimental



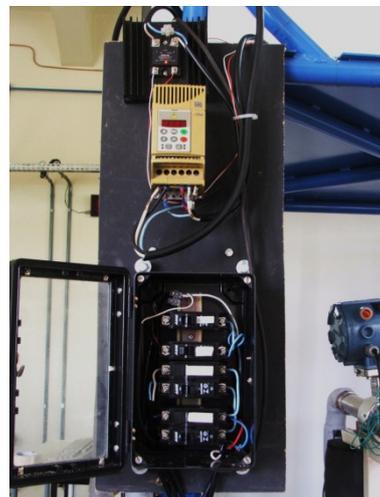
Aquecedor de Água



Evaporador

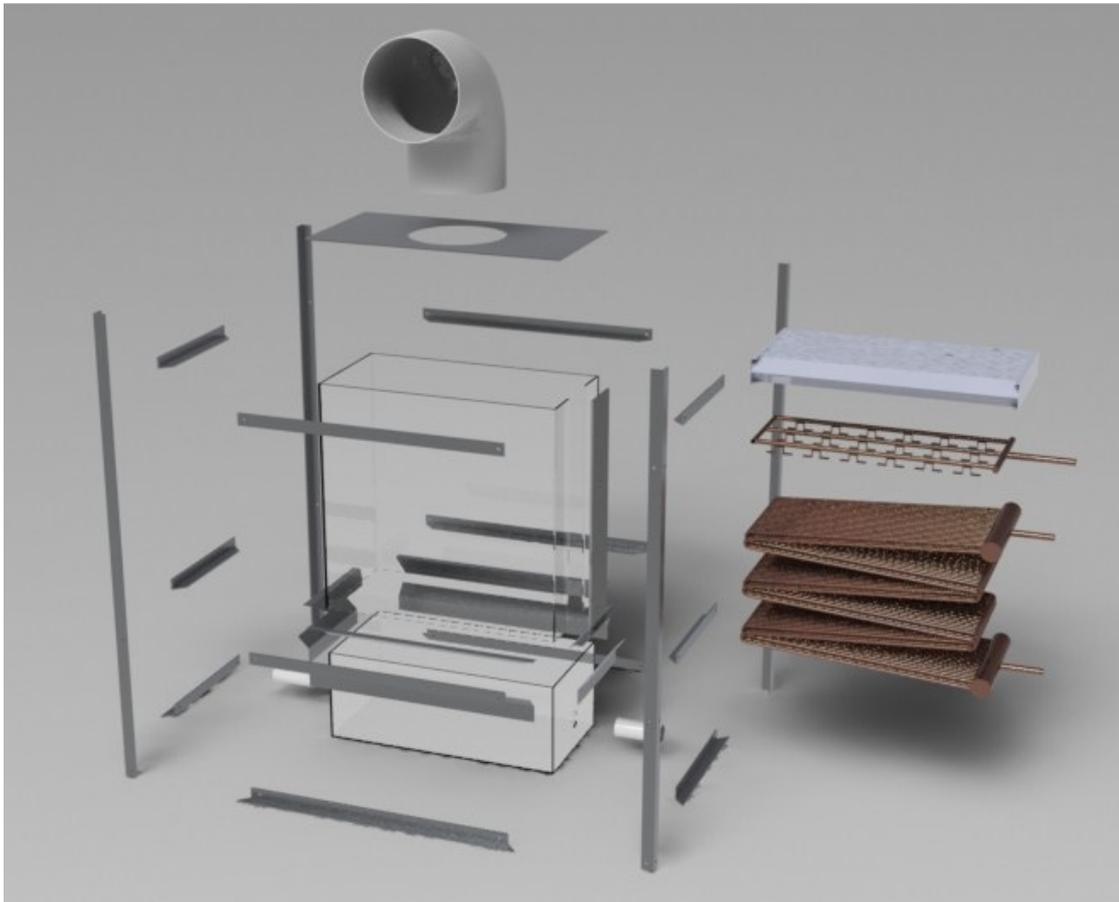


Reservatório de Líquido



Painel elétrico

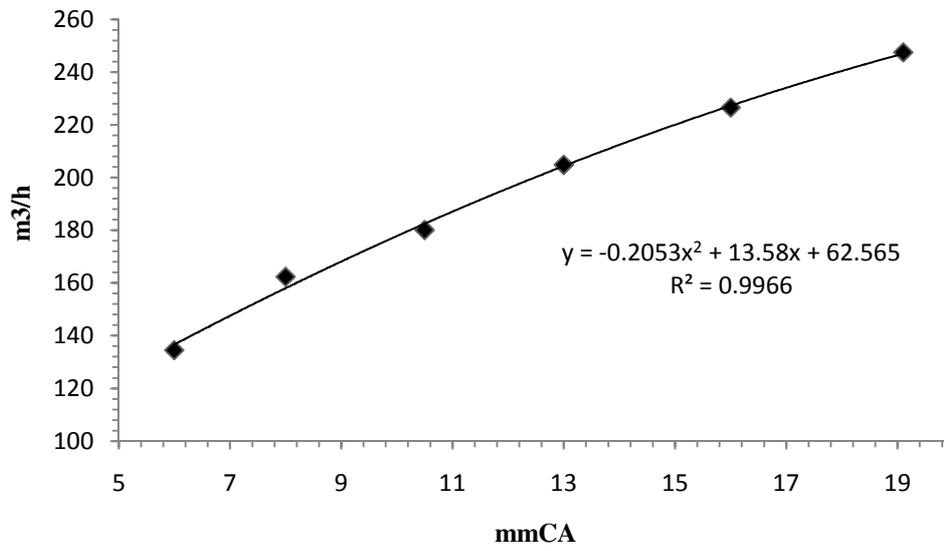
APÊNDICE B – Vista explodida do condensador evaporativo



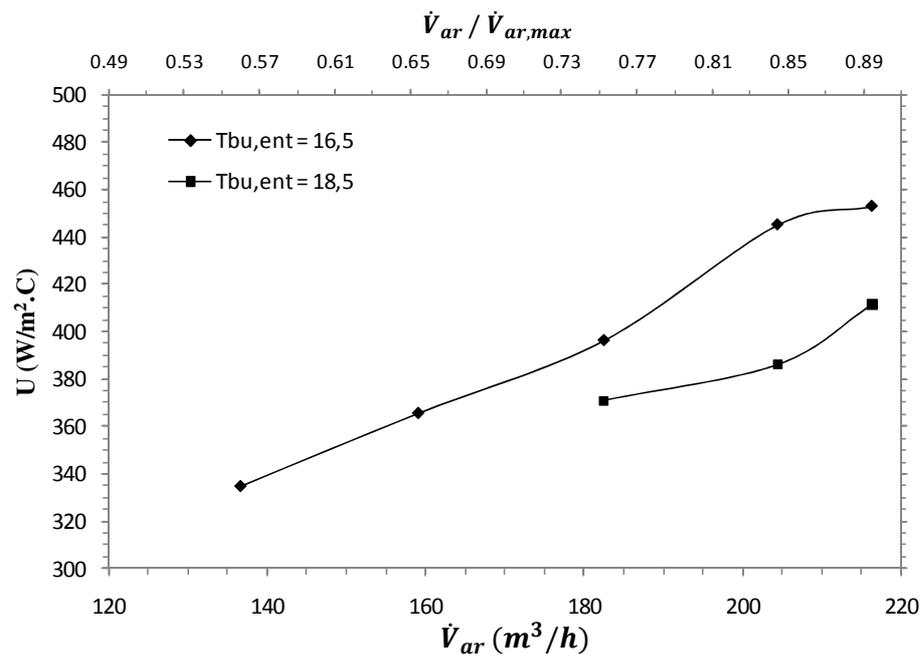
APÊNDICE C – Instrumentos de medição utilizados

Grandezas	Instrumento	Fabricante/Modelo	Incerteza
$T_{bs,ent}, T_{bs,sai}$	PT 100	Vaisala PTU-303	$\pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$ (a $20 \text{ }^\circ\text{C}$ )
$UR_{ent}, UR_{sai}$	Sensor HUMICAP 180	Vaisala PTU-303	$\pm 1\%$ (de 0 a 90%) $\pm 1,7\%$ (de 90 a 100%)
$P_{ent}, P_{sai}$	Sensor BOROCAP	Vaisala PTU-303	$\pm 0.45\text{hPa}$
$T_{aq,ent}, T_{aq,sai}, T_b, T_c$	PT 100	-	$\pm 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$
$T_{r,ent}, T_{r,sai}, T_r$	Termopar Tipo J	-	$\pm 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$
$P_{r,ent}, P_{r,sai}, P_r$	Transdutor de Pressão	Full Gauge SB69	$\pm 1\%$
$\dot{V}_{H_2O}$	Flow Meter	Rosemount 8732	$\pm 0.5\%$
$\dot{V}_{aq}$	Hidrômetro	LAO	$\pm 2\%$
$\Delta P_{venturi}$	Manômetro	-	$\pm 3\%$

APÊNDICE D – Curva de calibração do tubo de Venturi



APÊNDICE E – Coeficiente global de transferência de calor em função da vazão de ar



## APÊNDICE F – Coeficiente global de transferência de calor em função da vazão de água

