## LILIAN CARDOSO DE MELLO

# INFLUÊNCIA DE VARIÁVEIS DE PROCESSO NO DESEMPENHO DE TORRE DE RESFRIAMENTO

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Engenharia.

Área de Concentração: Engenharia Química

Orientador: Prof. Doutor Tah Wun Song

São Paulo 2008 DEDICATÓRIA

Aos meus pais

## AGRADECIMENTOS

Aos orientadores Prof. Dr. Tah Wun Son e Prof. Dr José Luís Paiva, por transmitirem seus conhecimentos e experiências profissionais e de vida com dedicação e carinho, e guiar para além das teorias, das filosofias e das técnicas, expresso o meu maior agradecimento e profundo respeito, que sempre será pouco diante do muito que foi oferecido.

A minha mãe pela compreensão e meu pai (em memória) pelo ensinamento de viver com dignidade, não bastaria um obrigado; a vocês que iluminam meus caminhos obscuros com afeto e dedicação e que se doaram inteiros e renunciaram aos seus sonhos, para que, muitas vezes eu pudesse realizar o meu sonho, não basta o meu muitíssimo obrigado.

Aos meus amigos em especial ao Prof. Luis Terron, Denise Trigilio e Eduardo Hiroshi que compartilharam comigo os anos de estudos e expectativas no cotidiano da vida acadêmica, sabendo cultivar uma amizade que o tempo amadureceu o meu mais sincero obrigado. EPIGRAFE

Estude os grandes problemas o tempo todo, mas nunca pule uma tarefa pequena, pois um simples procedimento rotineiro pode conter a resposta para a maior das questões.

John T. Faris

## RESUMO

Com base em um modelo fenomenológico e a partir de dados experimentais obtidos numa planta piloto, foi obtida uma correlação entre o desempenho de uma torre de resfriamento em função das principais variáveis de processo: fluxos mássicos do gás e da água pela torre, e temperatura de entrada da água. Os resultados apresentaram boa consistência, comparados com os da literatura. A metodologia desenvolvida pode, com relativa facilidade, ser aplicada para torres de resfriamento industriais, pois se baseia em medidas de variáveis, factíveis em termos práticos. Efetuou-se também um estudo paralelo com base em modelagem e simulações matemáticas do comportamento de uma torre de resfriamento de água em condições severas, com temperatura da água de alimentação superior a 50°C. Constatou-se que o coeficiente de transporte de massa na torre de resfriamento aparentemente não é afetado.

Palavras-chaves: Torre de resfriamento de água. Transporte de massa. Transportes de calor e massa simultâneos. Caracterização experimental de torre de resfriamento. Modelo diferencial do desempenho de torre de resfriamento.

#### ABSTRACT

Cooling towers are widely used in many industrial and utility plants and its thermal performance is of vital importance. In the present work, using a phenomenological model and by experiments carried on over a pilot installation, the mass transfer coefficient dependence of air and water flow rates and inlet cooling water temperature is determined. The approach proposed may be useful in addition for characterization of industrial cooling towers since it depends on temperature and flow rate measurement usually available in typical plants. A parallel study concerning high mass transfer rate theory is accomplished. Through mathematical modeling and simulations based on this study no influence is detected on the mass transfer coefficient in the cooling tower, operating under harsh conditions with inlet water temperature up to 90°C.

Keywords: Cooling tower. Mass transport. Simultaneous heat and mass transfer. Experimental characterization of a cooling tower. Differential modelling of cooling tower performance.

# LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 1	Torre de resfriamento com escoamento água - ar	
Figura 1.1 -	contracorrente	25
Figura 1.2 -	Torre de resfriamento com escoamento água - ar cruzado	25
Figura 1.3 -	Esquema de uma câmara de saturação adiabática	28
Figure 1.4	O processo de saturação adiabática no diagrama	
rigula 1.4 -	psicrométrico	30
Figura 1.5 -	Representação do termômetro de bulbo seco e bulbo úmido	30
Figura 1.6 -	Representação de um psicrômetro giratório	30
Figura 1.7 -	Diagrama psicrométrico de uma torre de resfriamento	35
Figura 1.8 -	Curva de desempenho para range igual 7ºF	36
Figura 1.9 -	Curva de desempenho para range igual 10°F	36
Eiguro 1 10	Torre de resfriamento com escoamento água - ar	
rigula 1.10 -	contracorrente volume de controle	37
Eiguro 1 11	Representação gráfica da operação de uma torre de	
rigula 1.11-	resfriamento com escoamento água – ar em contracorrente	42
Figure 1 12	Diagrama mostrando as transferências de calor em uma	
rigula 1.12 -	gota d'água	43
Figura 1.13 -	Película água - ar em um processo de resfriamento	44
Figura 1.14 -	Condições de operação na torre de resfriamento	45
Eiguro 1 15	Condições no fundo da torre de resfriamento (a), (b) e no	
Figura 1.15 -	topo da torre (c)	45
Figura 1.16 -	Esquema da evaporação entre o par água – ar	46
Figura 2.1 -	Topo da torre de resfriamento	48
Figura 2.2	Representação de uma torre de resfriamento e suas	
Figura 2.2 -	variáveis operacionais	50
Eigura 2.2	Esquema para a transferência de massa por convecção	
rigura 2.3 -	para uma corrente de fluxo externa	51
	Torre de resfriamento de água, mostrando um elemento de	
Figura 2.4 -	volume contendo as transferências por área $\Delta$ s, e os balanços na	
	corrente de ar: (a) massa, (b) espécie, (c) energia	55

Figura 2.5 -	Esquema da torre de resfriamento mostrando as umidades	
1 iyula 2.5 -	na entrada e saída	64
Figura 3.1 -	Torres de resfriamento TR-01 e TR-02 – Hidrotérmica	67
Figura 3.2	Representação de um trocador de calor do tipo casco –	
1 iyura 5.2 -	tubos	68
Figura 3.3 -	Vista interna de um trocador de calor do tipo casco – tubos .	68
Figura 3.4 -	Malha de trocadores de calor TC-01 a TC-05 – Evacon	68
Figura 3.5	Painel de controle para acionamento da instalação semi-	
rigura 5.5 -	industrial	70
Figura 3.6 -	Ventiladores das torres	71
Figura 3.7 -	Enchimento de contato "GRT"	71
Figura 3.8 -	Recheio da torre de resfriamento	71
Figura 3.9 -	Entrada e saída de ar na torre	72
Figura 3.10 -	Tubulações de saída de ar	72
Figura 3.11 -	Representação da operação da torre de resfriamento	72
Figura 3.12 -	Volume de controle – balanço de entalpia	74
Figura 3 13 -	Representação do esquema para verificação do <i>make up</i> –	
1 igula 0.10 -	vista frontal	76
Figura 3 14 -	Representação do esquema para verificação do <i>make up</i> –	
rigura 0.14	vista lateral	76
Figura 3 15 -	Orifício na chaminé da torre para obter as condições do ar	
rigula 0.10	de saída	78
Figura 3 16 -	Medição das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do	
rigula 0.10	ar de saída	78
Figura 3.17 -	Curva de seleção de torre de resfriamento	81
Figura A-1 -	Painel elétrico geral	96
Figura A-2 -	Painel elétrico geral – Chave computador liga/desliga	97
Figura A-3 -	Ligando resistências e bombas	98
Figura A-4 -	Controladores	99
Figura A-5 -	Indicação do alarme TQ-01	99
Figura A-6 -	Acionamento dos medidores de vazão	100
Figura A-7 -	Acionamento dos ventiladores	101
Figura A-8 -	Visualização das válvulas	102

Figura B-1 -	Paineis dos controladores do aquecimento dos tanques	105
Figura B-2 -	Botoeiras para acionamento das resistências	106

## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 4.1 -	Valores preditos versus valores observados TR-01	86
Gráfico 4.2 -	Distribuição de freqüência TR-01	86
Gráfico 4.3 -	Superfície de resposta TR-01	86
Gráfico 4.4 -	Contorno da superfície de resposta TR-01	86
Gráfico 4.5 -	Valores preditos versus valores observados TR-02	87
Gráfico 4.6 -	Distribuição de freqüência TR-02	87
Gráfico 4.7 -	Superfície de resposta TR-02	87
Gráfico 4.8 -	Contorno da superfície de resposta TR- 02	87
Cráfico 4 0	Variação do "blowing factor" em função da temperatura	
Granco 4.9 -	da água na entrada da torre de resfriamento	89

## LISTA DE TABELAS

Tabola 2.1	Variáveis de saída do modelo com base na alta taxa de	
	transporte de massa	60
Tabala 2.2	Resumo das equações do modelo da torre de	
	resfriamento	66
Tabela 2.3 -	Variáveis do modelo alternativo da torre de resfriamento	66
Tabela 3.1 -	Características dos tanques de aquecimento	69
Tabela 3.2 -	Características dos trocadores de calor	69
Tabela 3.3 -	Comparação da carga térmica	74
Tabala 2.4	Verificação da vazão de água de reposição na torre de	
	resfriamento	76
Tabela 3 5	Dados experimentais para comparação das entalpias do	
	ar de saída	78
Tabela 3.6 -	Comparação das entalpias do ar de saída na torre	79
Tabela 37 -	Verificação das condições no ar na saída da torre de	
	resfriamento	79
Tabela 3.8 -	Comparação das temperaturas da água de saída obtida	
	experimentalmente versus catálogo do fabricante	80
	Valores dos expoentes de fluxo mássico de líquido e gás	
Tabela 4.1 -	no modelo da torre de resfriamento (parâmetros $\beta$ e $\gamma$ da	
	equação (4.1-1))	88
Tabela 1 2	Variação do "blowing factor" em função da temperatura	
1 aucia 4.2 -	da água na entrada da torre de resfriamento	89

#### LISTA DE SIMBOLOS

Área de superfície do líquido [m<sup>2</sup>] А Área específica de transferência de calor por volume de enchimento  $|m^2_{m^3}|$ ан Área específica de transferência de massa por volume de enchimento  $\left[\frac{m^2}{m^3}\right]$ a<sub>M</sub> B<sub>ma</sub> "Blowing parameter" do transporte de massa Bh "Blowing parameter" do transporte de calor Constante das equações (1.2-18) e (1.2-19) С Calor específico da água  $\begin{vmatrix} kJ \\ kg \cdot \circ C \end{vmatrix}$  $C_L$ Calor específico do ar  $\begin{bmatrix} kJ \\ kg \cdot °C \end{bmatrix}$ CPar Calor específico do vapor d'água  $\begin{vmatrix} k J \\ kg \cdot \circ C \end{vmatrix}$  $C_{Pv}$ Calor específico do ar úmido  $\begin{vmatrix} kJ_{kq} \\ kg \\ \cdot \\ \circ C \end{vmatrix}$ CS d Constante das equações (1.2-18) e (1.2-19) Constante das equações (1.2-18) e (1.2-19) f F Fator de correção para torres de resfriamento com fluxo água - ar cruzado Vazão de ar em base seca  $\begin{bmatrix} kg \ de \ ar \ sec \ o \\ s \end{bmatrix}$ G Vazão de ar em base úmida  $\begin{bmatrix} kg \ de \ ar \ úmido \\ s \end{bmatrix}$ Ġ Vazão de ar úmido na entrada da torre  $\begin{bmatrix} kg \ de \ ar \ úmido \\ s \end{bmatrix}$ Ğ₁ Vazão de ar úmido na saída da torre  $\begin{bmatrix} kg \ de \ ar \ úmido \\ s \end{bmatrix}$  $G_2$ Fluxo mássico de ar (base seca)  $\begin{bmatrix} kg \text{ de ar } \sec o \\ m^2 \cdot s \end{bmatrix}$ G' Fluxo mássico de ar (base molar) kmol de ar  $seco_{m^2 \cdot s}$ G'<sub>M</sub> Condutância no transporte de massa  $\begin{vmatrix} kg \\ m^2 \cdot s \end{vmatrix}$  $g_{\mathsf{ma}}$ Condutância para baixa taxa de transporte de massa  $\begin{bmatrix} kg \\ m^2 \cdot s \end{bmatrix}$  $g_{ma}^{*}$ Entalpia específica do vapor d'água na interface [kJ/kg de água] H<sub>a,s</sub>

H <sub>a,1</sub>	Entalpia específica da água líquida na entrada da torre de resfriamento	kJ/ kg de água	]
------------------	---	-------------------	---

 $H_{a,2}$  Entalpia específica da água líquida na saída da torre de resfriamento  $\begin{bmatrix} kJ \\ kg de água \end{bmatrix}$ 

 $H_{ar}$  Entalpia específica do gás  $\begin{bmatrix} kJ/\\ /kg de ar seco \end{bmatrix}$ 

- $H_{ar1}$  Entalpia específica do ar na entrada da torre de resfriamento  $\left| \frac{kJ}{kg de ar seco} \right|$
- $H_{ar2}$  Entalpia específica do ar na saída da torre de resfriamento  $\begin{bmatrix} k J \\ kg de ar seco \end{bmatrix}$
- $H_{ar}^{*}$  Entalpia específica na condição de equilíbrio do ar kJ/kg
- $h_c$  Coeficiente de transferência de calor por convecção  $\left[W_{m^2, \circ C}\right]$
- $\begin{array}{l} \text{Coeficiente de transferência de calor por convecção para baixa taxa de transporte} \\ \textbf{h}_{c}^{*} & \\ \text{de massa} \left[ W_{\text{m}^{2},^{\circ}\text{C}} \right] \end{array}$
- $H_i$  Entalpia do ar na temperatura de interface  $\begin{bmatrix} kJ_{kg de ar seco} \end{bmatrix}$

HO<sub>ar</sub> Altura de unidades de transferência de massa global [m]

 $H_{sat}$  Entalpia específica do ar na temperatura de saturação  $\begin{bmatrix} kJ/kg de ar seco \end{bmatrix}$ 

 $\begin{array}{l} H_{ar,sat-adb} & \text{Entalpia específica do ar na temperatura de saturação adiabática } \begin{bmatrix} kJ_{kg \, de \, ar \, seco} \end{bmatrix} \\ & \\ h_{G} & \begin{array}{l} \text{Coeficiente de película de transferência de calor entre o gás e a superfície do} \\ & \text{líquido } \begin{bmatrix} kJ_{m^{2} \cdot s \cdot \circ C} \end{bmatrix} \end{array} \end{array}$ 

 $h_L$  Coeficiente de película de transferência de calor para a fase líquida  $\begin{bmatrix} k_J \\ m^2 \cdot s \cdot \circ C \end{bmatrix}$ 

 $H_1$  Entalpia do ar na entrada da câmara de saturação adiabática  $\begin{bmatrix} kJ/\\ /kg de ar seco \end{bmatrix}$ 

 $H_2$  Entalpia do ar na saída da câmara de saturação adiabática  $\begin{bmatrix} k_{J/kg de ar seco} \end{bmatrix}$ 

 $H_3$  Entalpia da água líquida na câmara de saturação adiabática  $\begin{vmatrix} kJ \\ kg de água líquida \end{vmatrix}$ 

- $K_G$  Coeficiente global de transferência de massa com base na fase gasosa  $\left[kJ_{m^2+s+\circ C}\right]$
- $k_{G}$  Coeficiente individual de transferência de massa em fase gasosa  $\left[k_{J_{m^{2}} \cdot s \cdot \circ C}\right]$
- $\kappa_{G}^{*}$  Coeficiente global de transporte de massa na torre para baixa taxa  $\left[kJ_{m^{2} \cdot s \cdot {}^{\circ}C}^{*}\right]$
- $\kappa_{g} \cdot a$  Fator de desempenho da torre para alta taxa de evaporação  $\left[kJ_{m^2 \cdot s \cdot \circ C}\right]$

 $j_{a,s}$  Fluxo de transferência de massa da espécie **a**  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 s}$ 

_ Vazão volumétrica de água	$m^{3}/h$	
-----------------------------	-----------	--

- L Vazão de água kg/s
- $\dot{L}_1$  Vazão de água na entrada da torre de resfriamento  $\begin{vmatrix} kg \\ s \end{vmatrix}$
- $\dot{L}_2$  Vazão de água na saída da torre de resfriamento  $\begin{vmatrix} kg / \\ s \end{vmatrix}$

L' Fluxo mássico de água 
$$\begin{bmatrix} kg \\ m^2 \cdot s \end{bmatrix}$$

- Le Número de Lewis
- $M_a$  Massa molar de água  $\left[M_a = 18 \frac{kg}{kmol}\right]$

$$M_V$$
 Massa molar do ar  $\left[M_{ar} = 28,96 \frac{kg}{kmol}\right]$ 

- m Inclinação da linha de equilíbrio
- $\dot{m}$ " Vazão mássica da água evaporada  $\begin{bmatrix} kg \\ m^2 \cdot s \end{bmatrix}$
- $\dot{m}_{t}^{"}$  Fluxo mássico global (difusivo mais convectivo) de água  $\begin{vmatrix} kg \\ m^{2} \cdot s \end{vmatrix}$
- m<sub>a</sub> Fração mássica do vapor d'água no gás
- m<sub>a,s</sub> Fração mássica do vapor d'água na interface
- $\widetilde{m}_{a,s}$  Fração molar do vapor d'água na interface
- m<sub>a,e</sub> Fração mássica do vapor d'água no gás
- m<sub>ar,1</sub> Fração mássica de ar na entrada da torre de resfriamento
- m<sub>ar,2</sub> Fração mássica de ar na saída da torre de resfriamento
- m<sub>1</sub> Vazão de ar seco na entrada da câmara de saturação adiabática  $\begin{bmatrix} kg \, de \, ar \, seco \\ s \end{bmatrix}$
- $m'_{2}$  Vazão de ar seco na saída da câmara de saturação adiabática  $\begin{bmatrix} kg \, de \, ar \, seco \\ s \end{bmatrix}$ 
  - Vazão de água líquida utilizada para a reposição de parte da água evaporada na
- m<sub>3</sub> câmara de saturação adiabática kg de água líquida s
- $N_A$  Taxa de transferência de líquido (em base molar)  $\left[\frac{mol}{h}\right]$
- $n_{a,s}$  Fluxo mássico de água na interface  $\begin{vmatrix} kg \\ m^2 \cdot s \end{vmatrix}$
- NO<sub>ar</sub> Número de unidades de transferência de massa global

P <sub>Total</sub>	Pressão [atm]
Pa	Pressão parcial do vapor [atm]
P <sub>va</sub>	Pressão de vapor d'água na interface [atm]
Pr	Número de Prandtl
Q	Taxa de calor sensível transferido para o líquido $\left[ J_{h}^{\prime } ight]$
<b>q</b> <sub>conv</sub>	Fluxo de calor por convecção $\begin{bmatrix} W_m^2 \end{bmatrix}$
Re	Número de Reynolds
S	Parâmetro para o cálculo do fator de correção para as torres de resfriamento em escoamento água – ar cruzado
Sc	Número de Schmidt
Т	Temperatura [°C]
Ta	Temperatura da água [°C]
T <sub>a1</sub>	Temperatura da água na entrada da torre de resfriamento [°C]
T <sub>a2</sub>	Temperatura da água na saída de torre de resfriamento [°C]
T <sub>ar</sub>	Temperatura do ar [°C]
T <sub>ar,1</sub>	Temperatura do ar no fundo da torre [°C]
T <sub>ar,2</sub>	Temperatura do ar no topo da torre de resfriamento [°C]
T <sub>bs</sub>	Temperatura de bulbo seco [°C]
T <sub>bu</sub>	Temperatura de bulbo úmido [°C]
TL	Temperatura da água de resfriamento [°C]
T <sub>ORV</sub>	Temperatura de orvalho [°C]
T <sub>tc1</sub>	Temperatura do fluído na entrada do trocador de calor [°C]
T <sub>tc2</sub>	Temperatura do fluído na saída do trocador de calor [°C]
Ti	Temperatura na interface água - ar [°C]
Ts	Temperatura na interface líquido - gás [°C]
T <sub>sat</sub>	Temperatura de saturação [°C]
v	Volume específico por unidade de área de secção transversal $\begin{bmatrix} m^3 \\ m^2 \end{bmatrix}$
у	Fração molar do componente líquido na corrente do gás
<b>y</b> i	Fração molar do vapor na interface
$\overline{(1-y)_{lm}}$	Média logarítmica da força motriz no transporte de massa de um único componente

Z<sub>T</sub> Altura do recheio da torre de resfriamento [m]

W	Umidade no ar $\begin{bmatrix} kg  do  vapor  d'água \ / kg  de ar seco \end{bmatrix}$
W <sub>ar,1</sub>	Umidade no ar na entrada da torre de resfriamento
W <sub>ar,2</sub>	Umidade no ar na saída da torre de resfriamento
Wi	Umidade do ar na interface água – gás
WP	Umidade percentual [%]
W <sub>R</sub>	Umidade relativa [%]
Ws	Umidade absoluta no gás saturado
W <sub>sat</sub>	Umidade na temperatura de saturação
$W_{Tbu}$	Umidade na temperatura de bulbo úmido
Letras o	gregas
$\beta_{ma}$	Força motriz de transferência de massa
λ	Calor latente de vaporização $\begin{bmatrix} kJ \\ kg \end{bmatrix}$
$\lambda_{\text{ref}}$	Calor latente de vaporização na temperatura de referência $\begin{bmatrix} kJ/\\ /kg \end{bmatrix}$
$\lambda_{sat}$	Calor latente de vaporização na temperatura de saturação $\begin{bmatrix} kJ/\\ kg \end{bmatrix}$
$\lambda_{Tbu}$	Calor latente de vaporização do líquido na temperatura de bulbo úmido $\left[\begin{smallmatrix} kJ/\\ / kg \end{smallmatrix} ight]$

INTRODUÇÃO	.21
1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	.22
<ul> <li>1.1 IMPORTÂNCIA DA TORRE DE RESFRIAMENTO NA INDÚSTRIA</li> <li>1.2 CONCEITOS E DEFINIÇÕES NA TORRE</li> <li>1.3 VARIÁVEIS DE OPERAÇÃO</li> <li>1.4 BALANÇO DE MASSA E ENERGIA</li> <li>1.5 COEFICIENTES DE TRANSPORTE DE CALOR E MASSA</li> <li>1.6 TEORIA DA ALTA TAXA DE TRANSPORTE DE MASSA</li> <li>2. MODELO FENOMENOLÓGICO DO DESEMPENHO DE UMA TORRE DE</li> </ul>	22 24 33 37 43 46
RESFRIAMENTO	.47
<ul> <li>2.1 COM BASE NA TEORIA DE BAIXA TAXA DE TRANSPORTE DE MASSA</li> <li>2.2 COM BASE NA TEORIA DA ALTA TAXA DE TRANSPORTE DE MASSA</li> <li>2.3 ALTERNATIVO COM BASE NO ALTO TRANSPORTE DE MASSA</li> <li>3 PARTE EXPERIMENTAL</li></ul>	47 51 61 67
<ul> <li>3.1 DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO</li> <li>3.2 TESTES PRELIMINARES</li> <li>3.2.1 AFERIÇÃO DOS TERMÔMETROS</li> <li>3.2.2 COMPARAÇÃO DA CARGA TÉRMICA</li> <li>3.2.3 ESTUDO COMPARATIVO DE MEDIÇÃO DE UMIDADE RELATIVA</li> <li>3.2.4 VERIFICAÇÃO DO <i>MAKE UP</i></li> <li>3.2.5 COMPARAÇÃO DAS ENTALPIAS DO AR NA SAÍDA DA TORRE</li> <li>3.2.6 VERIFICAÇÃO DAS CONDIÇÕES DO AR NA SAÍDA DA TORRE</li> <li>3.2.7 TEMPERATURA DA ÁGUA DE SAÍDA – COMPARAÇÃO COM O CATÁLOGO</li> <li>FABRICANTE</li> <li>3.3 CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UMA TORRE DE</li> <li>RESFRIAMENTO</li> <li>4 RESULTADOS E DISCUSSÃO</li> </ul>	67 72 73 74 75 77 79 DO 80 82 83
4.1 COM BAIXA TAXA DE TRANSPORTE DE MASSA $(\mathbf{K}_{g}^{*} \cdot \mathbf{a})$ 4.2 COM ALTA TAXA DE TRANSPORTE DE MASSA SIMULAÇÃO $(\mathbf{K}_{g} \cdot \mathbf{a} / \dots)$	83 88
5 CONCLUSÕES	89
6 SUGESTÕES PARA CONTINUAR O TRABALHO	.91
Apêndice A – Manual de Operação do Sistema de Água de Resfriamento	.95
Apêndice B – Manual de Programação dos Controladores	104
Apêndice C – Valores Obtidos na Aferição dos Termômetros:	110
Apêndice D – Comparação dos Valores de Umidade Relativa Medidos através de	
Psicrômetro e Higrômetro:	111
Apêndice E – Valores Experimentais das Condições de Ensaio para Obtenção do	
Coeficiente de Transporte de Massa K <sub>G</sub> .a na Torre de Resfriamento TR-01	118

# SUMÁRIO

Apêndice F - Valores das Variáveis Calculadas a partir dos Dados de Entrada do	
Apêndice E1	23
Apêndice G – Valores Experimentais das Condições de Ensaio para Obtenção do	
Coeficiente de Transporte de Massa K <sub>G</sub> .a na Torre de Resfriamento TR-021	28
Apêndice H – Valores das Variáveis Calculadas a partir dos Dados de Entrada do	
Apêndice G1	35

#### INTRODUÇÃO

Torre de resfriamento é um dos equipamentos mais comuns em plantas industriais dos segmentos químico e petroquímico. Tem seu princípio de operação na troca simultânea de calor e massa, com a vantagem de evitar desperdício de água, um fator de alta importância atualmente.

Embora exerça importância nas condições operacionais do processo, é um equipamento de pouca atenção no pátio industrial, exceto nas fases de projeto da fábrica e especificação da torre. De fato, como em todo processo industrial, podem ocorrer falhas ou interrupções; mas, a busca desses problemas, na maioria das vezes, focaliza-se no processo propriamente dito, raramente se direciona a atenção para o serviço de utilidades e a torre de resfriamento constitui um exemplo disso.

Na literatura, encontram-se diversos trabalhos sobre torre de resfriamento. No entanto, nota-se uma carência de estudos sobre variáveis de operação e dados experimentais do seu desempenho. De fato, normalmente, estes dados baseiam-se nas informações do fabricante (catálogo), sem uma verificação posterior na prática, após a implementação da torre.

As variáveis que são estabelecidas na especificação de uma torre de resfriamento de água são a carga térmica a ser removida do processo, a vazão de circulação de água, a diferença das temperaturas de entrada e saída do torre (conhecida como *range*), a diferença entre a temperatura da água que sai da torre e a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente (*approach*).

Na especificação destes parâmetros, consideram-se, em geral, as condições médias e usuais de operação. Mas, dois aspectos relevantes nem sempre são levados em conta: as interações do sistema de resfriamento como um todo e a operação da torre quando ocorrem demandas térmicas de pico.

Na literatura, há alguns estudos com abordagem do primeiro aspecto mencionado. Os trabalhos de Castro; Song e Pinto (2000), Kim e Smith (2001), Cortinovis (2004) estudaram o enfoque sistêmico de uma torre de resfriamento de água.

Por outro lado, não foram encontrados, na literatura, estudos sobre o desempenho térmico de uma torre quando submetida a condições "drásticas" (temperatura da água na entrada acima de 50°C). Embora não se recomendem essas situações, isso ocasionalmente pode acontecer no decorrer de um processo industrial, devido a uma solicitação instantânea de pico. Para esses casos em que o valor da

temperatura de entrada da água está muito acima do considerado na especificação da torre, a remoção da carga térmica não será lograda assim como o valor do *approach* não será atingido. Podem ocorrer eventualmente ainda danos ao equipamento e aumento de custos operacionais. Além disso, não se sabe se o desempenho térmico da torre será afetado nessa situação atípica, pois ocorrem altas taxas de evaporação e podem provocar conseqüentemente altas taxas de transporte de massa e calor na torre.

A proposta do presente trabalho consiste em estudar a influência das principais variáveis de processo na operação de uma torre de resfriamento, a saber: vazão de água, vazão do gás, e temperatura da água na entrada da torre. O destaque é dado para situações em que a temperatura desta água é particularmente elevada, nos casos em que ocorre uma demanda térmica de pico por parte do processo. Será apresentada uma abordagem com base nos conceitos de fenômenos de transporte.

O texto, a seguir, é composto da Revisão Bibliográfica em que serão apresentados os conceitos, as equações básicas e as variáveis de operação de uma torre de resfriamento.

Em seguida, é feito o desenvolvimento de três modelos fenomenológicos do desempenho da torre. O primeiro refere-se à baixa taxa de transporte de massa, considerado como um modelo clássico ou convencional. Os outros dois modelos baseiam-se na teoria da alta taxa de transporte de massa, sendo um no enfoque de balanços diferenciais e o outro com abordagem macroscópica.

No capitulo 3, será feita a descrição da instalação usada nos ensaios deste trabalho. São apresentados também os testes preliminares e seus resultados.

Os resultados e a sua discussão sobre o desempenho térmico da torre são mostrados no capitulo 4 e a conclusão do trabalho, no capitulo 5.

Finalmente, são apresentadas algumas sugestões para a continuação do trabalho.

#### 1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 1.1 IMPORTÂNCIA DA TORRE DE RESFRIAMENTO NA INDÚSTRIA

Torre de resfriamento é um equipamento de remoção de calor de uma corrente de água para o ar atmosférico com conseqüente resfriamento de água (COOLING TOWER INSTITUTE, 2007). O processo de resfriamento numa torre é um dos mais

importantes na indústria química, pois é o sistema de resfriamento mais utilizado, principalmente para vazões elevadas e restrições na condição de processo de usuários de água de resfriamento da torre.

Parte da água evaporada, ao entrar em contato com a corrente de ar, fará com que o mesmo tenha sua temperatura e umidade relativa elevadas ao sair da torre de resfriamento. Para a maioria das torres, o ar de saída na torre está próximo da saturação (umidade relativa igual a 100%) (BURGER, 1994).

Atualmente, para as indústrias, a torre de resfriamento está associada a fatores de redução de custos operacionais e a fatores ecológicos, pois uma característica importante deste equipamento é a formação de um circuito fechado sem desperdício de água, com reposição da mesma apenas para suprir as perdas devido à evaporação, arraste e purgas.

Estas purgas são necessárias para evitar problemas com depósito de sais, corrosão do equipamento e proliferação de microorganismos.

Em uma torre de resfriamento, duas variáveis têm grande importância, e estão relacionadas ao seu custo de projeto: a garantia de remoção da demanda térmica do processo e a temperatura da água resfriada que deve estar o mais próximo da temperatura de bulbo úmido.

Este trabalho tem como foco a caracterização de uma torre de resfriamento com fluxo de água – ar cruzado, submetida às condições drásticas de operação, ou seja, este equipamento estará sendo exposto a temperaturas de entrada de água acima de 50°C, situação esta não recomendada conforme projeto de equipamento, porém usual nas indústrias, principalmente em situação de pico.

Para a realização desta caracterização experimental, serão medidas as seguintes variáveis de processo: vazão da água de resfriamento, vazão do ar, temperaturas de entrada e saída da água da torre de resfriamento, temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar ambiente e temperatura de bulbo seco e bulbo úmido do ar de saída.

Estes experimentos serão realizados na planta piloto montada no prédio Semi-Industrial – Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (EPUSP).

#### **1.2 CONCEITOS E DEFINIÇÕES NA TORRE**

Em muitos processos industriais, há necessidade de se resfriar um fluído de processo e para que este procedimento não torne a operação cara e, também para evitar aumento de custos operacionais e impactos negativos no meio ambiente, o fluído responsável pelo resfriamento é reutilizado, passando-se por uma torre de resfriamento (*cooling tower*).

Neste equipamento, ocorre a evaporação parcial de água para uma corrente de ar não saturado, além da troca de calor sensível devido à diferença de temperaturas entre os dois fluídos (CHEREMISINOFF; CHEREMISINOFF, 1981).

O processo envolve a transferência de calor latente devido à vaporização de uma pequena parte da água e, também, a transferência de calor sensível devido à diferença de temperatura entre a água e o ar. De uma maneira geral, considera-se que 80% deste resfriamento é devido à transferência de calor latente e 20% ao calor sensível (CHEREMISINOFF; CHEREMISINOFF, 1981).

No estudo de uma torre de resfriamento, são empregados diversos termos referentes à sua tecnologia (projeto e operação) os quais serão definidos a seguir:

**APPROACH:** diferença entre a temperatura da água que está saindo da torre e a temperatura de bulbo úmido (BURGER, 1994).

**ARRASTE** (*DRIFT*): perda da água de circulação por arraste de gotículas na exaustão do ar através das paredes laterais da torre.

**CARGA TÉRMICA:** quantidade de calor por unidade de tempo dissipada pela torre de resfriamento.

**ELIMINADOR DE GOTÍCULAS (***DRIFT ELIMINATOR***):** sua função é minimizar a perda de água por arraste na corrente de ar que sai da torre para a atmosfera, prolongar a vida útil da torre e prover uma melhor eficiência no processo de trocas térmicas.

**FLUXO DE ESCOAMENTO:** o escoamento de ar e de água no interior de uma torre de resfriamento, em geral, é em contracorrente, conforme a figura 1.1; entretanto, há torres de resfriamento com escoamento de água – ar cruzado, conforme a figura 1.2.

**MAKE UP:** reposição de água que foi perdida por evaporação, arraste, purga e vazamentos. É expressa geralmente como uma porcentagem da vazão mássica em circulação e normalmente é controlada por uma válvula bóia ou outro sistema de controle de nível, instalado na bacia da água da torre.





Figura 1.2: Torre de resfriamento com escoamento água - ar cruzado

**PLUMA:** fluxo de ar saturado que deixa a torre. A pluma é visível quando os vapores de água contêm condensáveis em contato com o ar ambiente resfriado (CTI, 2007).

**PURGA** (*BLOW-DOWN*): eliminação contínua ou intermitente de uma pequena parte da água que circula na torre, com o propósito de prevenir um excesso na concentração de sólidos devido à evaporação da água.

**RANGE:** diferença entre a temperatura de água de alimentação da torre de resfriamento e a temperatura da água de saída (CHEREMISINOFF; CHEREMISINOFF, 1981).

"**RESPINGOS**" **DE ÁGUA** (*BLOW-OUT*): a água também pode ser perdida por arraste, pelo vento, através da exaustão do ar ou "respingos". Dispositivos como telas de proteção, clarabóias, defletores de gotículas são usadas para diminuir esta perda.

**TORRE DE ASPIRAÇÃO MECÂNICA** (*MECHANICAL DRAUGHT TOWERS* – *MDCT*): são torres onde ventiladores ou sopradores de ar são usados para suprir a vazão requerida de ar através da torre. São subdivididas em torres de corrente forçada (*FDCT*) e torres de corrente induzida (*IDCT*), dependendo da localização do ventilador ou soprador (MOUHIDDIN, 1995).

**TORRES DE ASPIRAÇÃO NATURAL (NATURAL DRAUGHT TOWER – NDCT):** estes tipos de torre usam a diferença de densidades que existe entre o ar aquecido e o ar fora da torre como força motriz para o escoamento do gás (MOUHIDDIN, 1995).

Para que a compreensão se torne melhor, em uma torre de resfriamento, é interessante que sejam apresentadas algumas definições de psicrometria.

**UMIDADE DO AR [W]:** é a massa de vapor contida em uma unidade de massa de gás isenta de vapor. A umidade depene somente da pressão parcial do vapor ma mistura quando a pressão total (p) é fixa (MCCABE; SMITH; HARRIOT, 2005).

$$W = \frac{M_v \cdot P_a}{M_a \cdot (P - P_a)}$$
(1.2-1)

A umidade também pode ser relacionada com a fração molar na fase gás:

. . .

$$y = \frac{\frac{W}{M_v}}{\frac{1}{M_a} + \frac{W}{M_v}}$$
(1.2-2)

**UMIDADE RELATIVA [W<sub>R</sub>]:** é a relação entre a pressão parcial [ $p_a$ ] do vapor d'água e a sua pressão de vapor [ $P_{va}$ ] à temperatura da mistura, expressa em porcentagem (McCABE; SMITH; HARRIOT, 2005).

$$W_{R} = 100 \cdot \frac{P_{a}}{P_{va}}$$
(1.2-3)

**GÁS SATURADO** [**W**<sub>S</sub>]: é o gás no qual o vapor está em equilíbrio com o líquido na temperatura do gás. A pressão parcial do vapor saturado no gás é igual à pressão de vapor do líquido na temperatura do gás. A umidade de saturação [ $W_S$ ] é dada pela equação (1.2-4) onde [ $P_{va}$ ] é a pressão de vapor do líquido (McCABE; SMITH; HARRIOT, 2005).

$$W_{s} = \frac{M_{v} \cdot P_{va}}{M_{a} \cdot (P - P_{va})}$$
(1.2-4)

**UMIDADE PERCENTUAL [W<sub>p</sub>]:** é a razão entre a umidade do ar [W] e a umidade do gás saturado [W<sub>s</sub>], também expressa em valores percentuais (McCABE; SMITH; HARRIOT, 2005).

$$W_{\rm P} = 100 \cdot \frac{W}{W_{\rm S}} \tag{1.2-5}$$

**CALOR ESPECÍFICO ÚMIDO (c**<sub>s</sub>): é a energia térmica necessária para aumentar a temperatura em 1° de uma unidade de massa da mistura gasosa (gás seco mais vapor nele contido), à pressão e temperatura da mistura.

$$\mathbf{C}_{s} = \mathbf{C}_{par} + \mathbf{C}_{pv} \cdot \mathbf{W} \tag{1.2-6}$$

**TEMPERATURA DE ORVALHO (T**<sub>ORV</sub>): é a temperatura na qual uma dada amostra de ar se torna saturada quando resfriada à pressão e umidade constantes (BENNETT; MYERS, 1978).

**TEMPERATURA DE SATURAÇÃO ADIABÁTICA:** na figura 1.3, tem-se representada uma câmara provida de um nebulizador de água (*spray*), onde um gás com umidade inicial [W] e temperatura [T] escoa continuamente por esta câmara. Esta câmara é suficientemente grande e isolada termicamente e, desta forma, será considerada adiabática e que o gás de saída esteja saturado. A temperatura de

saturação adiabática do ar úmido é a temperatura alcançada pelo ar quando ele recebe vapor d'água suficiente para causar sua saturação.



Figura 1.3: Esquema de uma câmara de saturação adiabática

Esta saturação é causada da seguinte forma: o ar, ao passar pela câmara de saturação adiabática, é umidificado e resfriado garantindo que o contato entre o líquido e o gás seja suficiente para trazer o equilíbrio entre ambos. Com isso, a temperatura do ar que deixa à câmara é a temperatura de saturação adiabática.

Entretanto, esta afirmação é válida desde que seja feita a reposição da parte líquida evaporada para o gás. Para simplificar a análise, admite-se que o líquido de reposição esteja na mesma temperatura de saturação.

Com base na figura 1.3, será apresentado o balanço de massa:

Utilizando uma base de cálculo de  $\left(\frac{1 \text{kg ar seco}}{s}\right)$ 

$$m'_1 = 1 \frac{kg \text{ de ar sec o}}{s}; m'_2 = 1 \frac{kg \text{ de ar sec o}}{s}; m'_3 = 1 \frac{kg \text{ de água líquida}}{s}$$

Balanço de massa para o ar seco

$$m'_1 = m'_2$$
 (1.2-7)

Balanço de massa para a água

$$1 \cdot W + m'_3 = 1 \cdot W_{sat}$$
 (1.2-8)

Balanço de energia

$$1 \cdot H_1 + m'_3 \cdot H_3 = 1 \cdot H_2$$
 (1.2-9)

$$1 \cdot (c_{par} + c_{pv} \cdot W) \cdot (T - T_{ref}) + \lambda \cdot W + c_{L} \cdot (W_{sat} - W) \cdot (T_{sat} - T_{ref}) = (c_{par} + c_{pv} \cdot W) \cdot (T - T_{ref}) + \lambda_{sat} \cdot W_{sat}$$
(1.2-10)

Adotando as condições de mistura de gás perfeito, processo adiabático, trabalho na bomba negligenciado, considerando  $T_{ref} = T_{sat} e \lambda = \lambda_{sat}$ , bem como pela equação (1.2-6), a equação (1.2-10) fica:

$$c_{s} \cdot (T - T_{sat}) + \lambda \cdot W = \lambda \cdot W_{sat}$$
(1.2-11)

Rearranjando a equação (1.2-11), tem-se:

$$\left(\frac{W_{sat} - W}{T - T_{sat}}\right) = \frac{c_s}{\lambda}$$
(1.2-12)

Esta expressão revela que o processo de saturação adiabática pode ser representado no diagrama psicrométrico através de uma reta com coeficiente angular  $\begin{bmatrix} c_s \\ \lambda \end{bmatrix}$  e a temperatura de saturação adiabática obtida pela interseção com a linha de saturação, conforme a figura 1.4.



Figura 1.4: O processo de saturação adiabática no diagrama psicrométrico

**TEMPERATURA DE BULBO ÚMIDO (T**<sub>bu</sub>): segundo McCABE, SMITH, HARRIOT (2005), é a temperatura atingida por uma "pequena" porção de água em regime permanente, exposta a uma corrente contínua de ar não saturado, em condições adiabáticas, sem efeito de radiação térmica.

Esta temperatura é obtida, molhando-se a mecha de tecido envolto ao bulbo do termômetro, conforme a figura 1.5. Este termômetro é acoplado a um psicrômetro giratório, conforme a figura 1.6, submetido a uma corrente de ar não saturada.



Figura 1.5 : Representação do termômetro de bulbo seco e bulbo úmido

Figura 1.6 : Representação de um psicrômetro giratório

Porém, para a obtenção desta temperatura, alguns cuidados devem ser tomados:

- 1- a mecha deve estar completamente úmida,
- 2- a velocidade do ar deve ser suficiente para que o fluxo de calor por radiação da vizinhança seja desprezado, em comparação ao efeito da condução e convecção do ar para o bulbo.

Na temperatura de bulbo úmido, a taxa de calor transferido do gás para o líquido pode ser igualada pelo produto da taxa de vaporização e a soma do calor latente de vaporização na temperatura de  $T_{bu}$  e o calor sensível do vapor; desde que a radiação possa ser negligenciada. Desta forma o balanço pode ser escrito conforme a equação (1.2-3).

$$q = M_v \cdot N_A \cdot \left[ \lambda_{T_{bu}} + c_{par} \cdot \left( T - T_{bu} \right) \right]$$
(1.2-13)

A taxa de calor transferido pode ser expressa também em termos de área, variação de temperaturas e um coeficiente de transferência de calor efetivo, ou:

$$q = h_G \cdot (T - T_i) \cdot A \tag{1.2-14}$$

E a taxa de transferência de massa também poderá ser expressa em termos de um coeficiente de transferência de massa e de uma força motriz expressa em termos de fração molar do vapor (McCABE; SMITH; HARRIOT, 2005):

$$N_{A} = \frac{k_{G}}{(1-y)_{Im}} \cdot (y_{i} - y) \cdot A$$
(1.2-15)

Se a mecha de tecido está completamente molhada sem pontos secos, a área total desta mecha está disponível tanto para a transferência de calor como de massa; desta forma, as áreas nas equações (1.2-14) e (1.2-15) serão iguais entre si. Como a temperatura do líquido é constante, é razoável admitir que não haja um gradiente de temperatura, de modo que a temperatura na sua superfície é a mesma no seu interior e a temperatura na superfície do líquido [T<sub>i</sub>] é igual a [T<sub>bu</sub>]. Como o líquido é puro, não há gradiente de concentração, e admitindo um equilíbrio interfacial, y<sub>i</sub> é a fração molar de vapor no gás saturado na temperatura T<sub>bu</sub>.

É conveniente substituir os termos de fração molar da equação (1.2-15) por umidade conforme a equação (1.2-2) note que y<sub>i</sub> corresponde à umidade de saturação na temperatura  $T_{bu}$ . Além disso, pode-se substituir o termo da fração molar da equação (1.2-15), usando a equação (1.2-2), bem com os termos q e NA poderão ser substituídos com o auxílio da equação (1.2-13). Isso resultará em:

$$h_{G} \cdot (T - T_{bu}) = \frac{k_{G}}{(1 - y)_{L}} \cdot \left( \frac{W_{T_{bu}}}{\frac{1}{M_{a}} + \frac{W_{T_{bu}}}{M_{ar}}} - \frac{W}{\frac{1}{M_{a}} + \frac{W}{M_{ar}}} \right) \cdot \left[ \lambda_{T_{bu}} + c_{par} \cdot (T - T_{bu}) \right]$$
(1.2-16)

Esta equação (1.2-16) poder ser simplificada: o fator  $\overline{(1-y)_{lm}}$  é próximo de um (para soluções diluídas) e poderá ser omitido, o item  $c_{par} \cdot (T - T_{bu})$  é pequeno quando comparado ao  $\lambda_{T_{bu}}$  e também poderá ser negligenciado e os termos  $\frac{W_{T_{bu}}}{M_{ar}}$  e  $\frac{W}{M_{ar}}$  são pequenos comparando com  $\frac{1}{M_a}$  e pode ser excluído do denominador. Com estas simplificações, a equação ficará:

$$\underbrace{h_{G} \cdot (T - T_{bu})}_{\text{transferência de calor para o ar}} = \underbrace{M_{a} \cdot k_{G} \cdot \lambda_{T_{bu}} \cdot (W_{T_{bu}} - W)}_{\text{taxa de evaporação x a entalpia de vaporização}}$$
(1.2-17)

Para um escoamento laminar forçado sobre um cilindro, esfera ou uma forma similar, os números de Stanton para transferência de calor e massa no gás podem ser aproximados por relações de lei de potência, pela analogia de Chilton-Colburn, conforme a seguir.

$$\frac{h_G}{c_{par} \cdot V^*} = c \cdot (Re)^d \cdot (Pr)^f$$
(1.2-18)

$$\frac{M_{a} \cdot k_{G}}{V^{*}} = c \cdot (Re)^{d} \cdot (Sc)^{f}$$
(1.2-19)

Ajustando as equações (1.2-18) e (1.2-19), resultará:

$$\frac{h_G}{M_a \cdot k_G} = c_{par} \cdot \left(\frac{Pr}{Sc}\right)^f$$
(1.2-20)

Rigorosamente, o calor específico e o número de Prandtl devem ser avaliados na composição da mistura e a uma temperatura de referência apropriada. Porém, se a concentração do vapor d'água na mistura é baixa, é coerente adotar os valores dessas propriedades para o ar puro, à temperatura média do filme. Além disso, também é pertinente considerar  $\frac{\Pr}{Sc_{ar,a}} \cong \frac{0.69}{0.61} = 1.13$  e considerando f =  $-\left(\frac{2}{3}\right)$ , a

razão  $\left(\frac{\Pr}{Sc_{ar,a}}\right)^{\frac{2}{3}} = \frac{1}{1,08}$  (MILLS, 2001). A razão dos números de Prandtl e Schmidt

é um grupo de adimensionais que é relevante para transferências convectivas de calor e massa simultâneos, e é chamada do **número de Lewis**. Com base na teoria da temperatura de bulbo úmido, nota-se que, em geral, a temperatura de bulbo úmido não é a temperatura de saturação adiabática ou temperatura de bulbo úmido termodinâmica. Pois, a temperatura de bulbo úmido termodinâmica é a temperatura na qual a água, ao evaporar-se para uma corrente de ar, inicialmente não saturação adiabática desse ar. O ponto principal é que a entalpia de vaporização requerida é exatamente igual à entalpia cedida pelo ar no seu resfriamento, da temperatura inicial até a temperatura de bulbo úmido. Mas, a temperatura de bulbo úmido e a temperatura de bulbo úmido termodinâmica podem ser consideradas iguais quando o número de Lewis for igual a um. Para a mistura ar – vapor d'água, embora este valor seja ligeiramente maior do que um, costuma-se, em aplicações psicrométricas, considerar que a diferença entre estas duas temperaturas é desprezível (MILLS, 2001).

#### 1.3 VARIÁVEIS DE OPERAÇÃO

Em processos industriais, a água usada para resfriamento deve ser resfriada em uma torre de resfriamento e retornar ao circuito, minimizando gastos operacionais e fornecendo o uso racional de recursos naturais.

As torres de resfriamento dissipam este calor de modo eficiente, pois se caracterizam por ser um equipamento que opera em circuito fechado onde água

quente proveniente do processo, em presença de ar frio, cria um efeito de evaporação.

Estes equipamentos são projetados para expor uma grande área de superfície entre a água e um fluxo elevado de ar, por um determinado período de tempo. As torres de resfriamento abaixam a temperatura da água por evaporação. Aproximadamente 2300 kJ de calor são removidos para cada quilograma de água evaporada (MSPC, 2007).

O tamanho de uma torre de resfriamento é estabelecido pela demanda de calor a ser removido de um sistema por unidade de tempo. O *range* refere-se à diferença de temperaturas de entrada e saída da água na torre, ou seja, o quanto esta água de circulação é resfriada na torre. Esta diferença é uma função da carga de calor e da quantidade de água que está passando pelo equipamento.

Conforme visto, o **approach** é a diferença entre a temperatura da água de saída da torre de resfriamento e a temperatura de bulbo úmido. Este valor reflete o desempenho térmico da torre, bem como está associado ao seu tamanho. Geralmente, o **approach** de uma torre de resfriamento está compreendido entre 3°C e 11°C e conforme esta temperatura é reduzida, o tamanho da torre aumenta exponencialmente (PANNKOKE, 1996).

A carga térmica, o *range* e a temperatura de bulbo úmido são variáveis que afetam o tamanho da torre de resfriamento. Isto pode ser notado quando a temperatura de bulbo úmido cai, a temperatura da água resfriada também cai mantendo fixas as demais condições (PANNKOKE, 1996).

A temperatura de bulbo úmido é um fator importante no desempenho operacional de uma torre de resfriamento, bem como no seu dimensionamento e seleção.

A escolha do valor da temperatura de bulbo úmido para o projeto não é simples, pois esta variável é função das condições ambientais locais que variam durante o dia, à noite e durante as estações do ano. Entretanto, sua escolha é feita com base nas médias das máximas temperaturas de bulbo úmido durante os meses de verão, porém este critério pode ser revisto quando a unidade industrial dispõe de torres e ventiladores "sobressalentes" que possam ser mantidos em *stand by* (DIONISI, 2003).

No diagrama mostrado na figura 1.7, estão indicadas as variações das condições térmicas do ar ao passar por uma torre de resfriamento (considerando que o ar deixa a torre de resfriamento com umidade relativa igual a 100%). Na entrada da torre,

para o ponto **E** do diagrama psicrométrico, o ar está na condição ambiente, na saída, no ponto **S** do referido diagrama, o ar está saturado ( $W_R = 100\%$ ).

O aumento de entalpia  $\Delta H_{ar}$  verificado é aquele correspondente à quantidade total de calor trocado com a água, provocando, com isso, a elevação da temperatura de bulbo seco do ar.



Figura 1.7: Diagrama psicrométrico de uma torre de resfriamento

Para torres de resfriamento em escoamento cruzado, uma característica importante é a baixa perda de carga apresentada pelo equipamento. Este fato possibilita o emprego de vazões mais elevadas, e conseqüentemente uma melhoria no desempenho de resfriamento.

Em torres de resfriamento com corrente cruzadas, há possibilidade de se instalarem os ventiladores na parede lateral; desta maneira, pode-se aumentar a altura do recheio sem a necessidade de alterar a posição do ventilador.

Uma outra informação importante, no estudo de torres de resfriamento, são as curvas de desempenho onde estão relacionadas as seguintes condições de operação: temperatura de bulbo úmido, *range* e *approach*, fluxo volumétrico de água e o *rating factor*. Este fator representa o número de unidades de torre requerido para uma dada situação (EVANS, 1980). Essas curvas de desempenho dependem da

característica do recheio na torre e das vazões de ar e água pelo equipamento (CASTRO, SONG, PINTO, 2000).

Nas figuras 1.8 e 1.9, estão mostrados dois exemplos de curvas típicas de desempenho mencionadas anteriormente (EVANS, 1980), em que as temperaturas são expressas em °F.



Figura 1.8: Curva de desempenho para range igual 7°F

Figura 1.9: R Curva de desempenho para range igual 10°F

O uso dessas curvas é feito da seguinte forma: para a figura 1.9, onde o *range* especificado é de 10°F, considerando-se os valores de 10°F para o *approach* e de 70°F para a temperatura de bulbo úmido (portanto, a temperatura de água resfriada igual a 80°F), o *rating factor* correspondente é praticamente 1, ou seja, para o resfriamento proposto nessas condições, é requerida uma unidade de torre de resfriamento.

#### 1.4 BALANÇO DE MASSA E ENERGIA

Considerando uma torre de resfriamento com escoamento de água - ar em contracorrente, conforme a figura 1.10, com volume específico por unidade de área transversal **v**, sejam  $\mathbf{a}_{\mathsf{H}} \mathbf{e} \mathbf{a}_{\mathsf{M}}$  respectivamente as áreas específicas de transferência de calor e massa por volume de enchimento da torre.

A água é alimentada no topo da torre, sendo distribuída uniformemente pelo enchimento. O fluxo de ar é ascendente e também considerado uniformemente distribuído ao longo de uma secção transversal.

Admite-se ainda que as temperaturas, os fluxos de ar e de água e as entalpias específicas do ar são uniformes numa dada secção, e que a temperatura na interface é maior que a temperatura do gás  $T_i > T_{ar}$  (McCABE, SMITH, HARRIOT, 2005).



Figura 1.10: Torre de resfriamento com escoamento água - ar contracorrente volume de controle

Aplicando o balanço de energia em torno do volume de controle infinitesimal, tem-se:

$$G' \cdot dH_{ar} = d(L' \cdot H_a)$$
(1.4-1)

O fluxo do gás não varia ao longo da torre (em Z), pois está expressa em base seca. Adotando-se a hipótese simplificadora de que a taxa da água de reposição varia muito pouco (em torno de 1 a 2% da vazão em recirculação), pode-se considerar que dL' é praticamente desprezível no volume de controle indicado; logo, a equação (1.4-1) ficará:

$$G' \cdot dH_{ar} = L' \cdot c_{L} \cdot dT_{a}$$
(1.4-2)

Aplicando o balanço de energia para toda a torre, resultará:

$$G' \cdot (H_{ar2} - H_{ar1}) = L' \cdot c_L \cdot (T_{a1} - T_{a2})$$
(1.4-3)

Em um ponto intermediário genérico dentro da torre (recheio), o balanço de entalpia será descrito conforme a equação (1.4-4).

$$G' \cdot (H_{ar2} - H_{ar}) = L' \cdot C_{L} \cdot (T_{a1} - T_{a})$$
(1.4-4)

A altura requerida do recheio para uma torre de resfriamento pode ser determinada a partir dos diagramas de operação e equilíbrio na torre de resfriamento e de um coeficiente global de transferência de massa e calor, baseado na variação de entalpia como força motriz, conforme apresentado na dedução a seguir.

A taxa de calor sensível transferido da água para a interface será:

$$L' \cdot c_{L} \cdot dT_{a} = h_{L} \cdot a_{H} \cdot (T_{a} - T_{i}) \cdot dz$$
(1.4-5)

A taxa de calor transferido da interface para o ar será:

$$G' \cdot c_{s} \cdot dT_{ar} = h_{G} \cdot a_{H} \cdot (T_{i} - T_{ar}) \cdot dz$$
(1.4-6)
Para um gás "diluído" (com baixo teor de vapor d'água), a taxa de transferência de massa do vapor de água na interface água – gás, em base molar, é representada por:

$$\mathbf{G}'_{\mathsf{M}} \cdot \mathbf{d}\mathbf{y} = \mathbf{k}_{\mathsf{G}} \cdot \mathbf{a}_{\mathsf{M}} \cdot (\mathbf{y}_{\mathsf{i}} - \mathbf{y}) \cdot \mathbf{d}\mathbf{z}$$
(1.4-7)

Como a concentração de água no ar é pequena, para o peso molecular da mistura, pode-se adotar simplesmente o do ar, ou seja:  $G'_{M} \cong \frac{G'}{M_v}$ . Além disso, a fração molar do vapor de água no gás é aproximadamente proporcional à umidade presente, pois  $\frac{W}{M_a} \ll \frac{1}{M_v}$ , ou seja, a equação (1.4-7) poderá ser escrita como:

$$G' \cdot dW = k_{G} \cdot a_{M} \cdot M_{v} \cdot (W_{i} - W) dz$$
(1.4-8)

Considerando-se que  $a_H = a_M = a$  e multiplicando-se a equação (1.4-8) por  $\lambda_{ref}$ , fica:

$$(\lambda_{ref}) \cdot \mathbf{G}' \cdot \mathbf{dW} = \mathbf{k}_{\mathbf{G}} \cdot \mathbf{a} \cdot \mathbf{M}_{\mathbf{v}} \cdot (\mathbf{W}_{\mathbf{i}} - \mathbf{W}) \cdot \mathbf{dz} \cdot (\lambda_{ref})$$
(1.4-9)

Somando a equação (1.4-9) com a equação (1.4-6), resultará:

$$G' \cdot (\lambda_{ref} \cdot dW + c_{s} \cdot dT_{ar}) = [k_{g} \cdot a \cdot M_{v} \cdot \lambda_{ref} \cdot (W_{i} - W) + h_{g} \cdot a \cdot (T_{i} - T_{a})] \cdot dz$$
(1.4-10)

A relação de Lewis é dada por Le =  $\frac{h_G}{c_S \cdot M_v \cdot k_G}$ . Como, para a mistura vapor d'água – ar, Le  $\approx$  1,  $h_G = c_S \cdot M_v \cdot k_G$ , Este termo é usado para substituir  $h_G$  da equação (1.4-10). Então:

$$\mathbf{G}' \cdot \left(\lambda_{\text{ref}} \cdot \mathbf{dW} + \mathbf{c}_{s} \cdot \mathbf{dT}_{ar}\right) = \left[\mathbf{k}_{G} \cdot \mathbf{a} \cdot \mathbf{M}_{v} \cdot \lambda_{\text{ref}} \cdot \left(\mathbf{W}_{i} - \mathbf{W}\right) + \mathbf{c}_{s} \cdot \mathbf{M}_{v} \cdot \mathbf{k}_{G} \cdot \mathbf{a} \cdot \left(\mathbf{T}_{i} - \mathbf{T}_{a}\right)\right] \cdot \mathbf{dz}$$
(1.4-11)

Colocando-se k<sub>G</sub> e M<sub>v</sub> em evidência na equação (1.4-11), fica:

$$G' \cdot (\lambda_{ref} \cdot dW + c_s \cdot dT_{ar}) = k_G \cdot a \cdot M_v \cdot [\lambda_{ref} \cdot (W_i - W) + c_s \cdot (T_i - T_a)] \cdot dz$$
(1.4-12)

A entalpia específica do gás pode ser expressa conforme a equação a seguir (McCABE, SMITH, HARRIOT, 2005):

$$dH_{ar} = c_{S} \cdot dT_{ar} + \lambda_{ref} \cdot dW$$
(1.4-13)

Desta forma, a equação (1.4-12) ficará:

$$G' \cdot dH_{ar} = k_G \cdot a \cdot M_v \cdot (H_i - H_{ar}) \cdot dz$$
(1.4-14)

Logo, a variação da taxa de entalpia no gás é proporcional à diferença entre a entalpia na interface e a média (*bulk*) no gás e o coeficiente de transferência na película de gás multiplicado por  $M_v$ , desde que **G**' e **H** estejam em base mássica e não molar.

Para determinar as condições na interface, tem-se que a taxa de transferência de calor no filme líquido é igual à mudança de entalpia no gás; desta forma resulta:

$$h_{L} \cdot a \cdot (T_{a} - T_{i}) \cdot dz = k_{G} \cdot a \cdot M_{v} \cdot (H_{i} - H_{ar}) \cdot dz$$
(1.4-15)

Rearranjando a equação (1.4-15), resultará:

$$\frac{(\mathbf{H}_{i} - \mathbf{H}_{ar})}{(\mathbf{T}_{i} - \mathbf{T}_{a})} = -\frac{\mathbf{h}_{L} \cdot \mathbf{a}}{\mathbf{k}_{G} \cdot \mathbf{a} \cdot \mathbf{M}_{v}}$$
(1.4-16)

sendo o termo  $\left[\begin{array}{c} h_{L} \\ k_{G} \cdot M_{v} \end{array}\right]$  a tangente da linha de operação. A equação (1.4-14) pode ser integrada por toda a altura do recheio.

$$\int_{H_{ar,1}}^{H_{ar,2}} \frac{dH_{ar}}{H_i - H_{ar}} = \frac{k_G \cdot a \cdot M_v \cdot Z_T}{G'}$$
(1.4-17)

Entretanto, para a maioria dos recheios, não há dados publicados em literatura para os termos de  $h_{L.a} e k_{G.a}$ , então, prefere-se adotar uma abordagem com base em um coeficiente global e força motriz. Desta maneira, a equação (1.4-14) será ajustada para (BURGER, 1991):

$$G' \cdot dH_{ar} = K_{G} \cdot a \cdot (H_{ar}^{*} - H_{ar}) \cdot dz$$
(1.4-18)

onde

$$\frac{1}{K_{G} \cdot a} = \frac{1}{k_{G} \cdot a \cdot M_{v}} + \frac{m}{h_{L} \cdot a}$$
(1.4-19)

 $m = \frac{dH}{dT}$  = inclinação da linha de equilíbrio

 $H_{ar}^{^{\ast}}$  = entalpia do ar em equilíbrio com a água na temperatura  $T_a$ 

h<sub>L</sub> = coeficiente de transporte de calor na fase líquida

Substituindo-se o primeiro membro da equação (1.4-18) pela equação (1.4-2) e fazendo-se a integração, resultará:

$$\int_{T_{a1}}^{T_{a2}} \frac{L' \cdot c_{\perp} \cdot dT_{a}}{K_{G} \cdot a \cdot (H_{ar}^{*} - H_{ar})} = Z_{T}$$
(1.4-20)

O número de unidades de transferências e a altura de uma unidade de transferência global com base em fase gasosa são definidos respectivamente pelas equações (1.4-21) e (1.4-22):

$$\int_{H_{ar,1}}^{H_{ar,2}} \frac{dH_{ar}}{(H_{ar}^{*} - H_{ar})} = NO_{ar} = \frac{Z_{T}}{HO_{ar}}$$
(1.4-21)

$$HO_{ar} = \frac{G'}{K_G \cdot a}$$
(1.4-22)

Observe-se, pelas equações (1.4-19) e (1.4-22), que HO<sub>ar</sub> depende da inclinação da linha de equilíbrio **(m)**, que, por sua vez, muda com a temperatura. Mas, em geral, a resistência controladora de transporte de massa está na fase gasosa; com isso, a

variação do valor de HO<sub>ar</sub> com a temperatura é relativamente pequena (McCABE, SMITH, HARRIOT, 2005).

Se a altura de unidade de transferência for conhecida para um tipo de recheio, a altura da torre poderá ser calculada por:

$$Z_{T} = NO_{ar} \cdot HO_{ar}$$
(1.4-23)

Valores típicos da altura de uma unidade de transferência global com base na fase gasosa ( $HO_{ar}$ ) são em torno de 0,60 m a 1 m. Para torres de construção mais antiga, feitas com recheios em ripas de madeira, o desempenho é pior, com valores de  $HO_{ar}$  entre 3 m a 6 m (BURGER, 1991).

A linha de operação é obtida a partir da integração da equação (1.4-2) que relaciona a variação de entalpia da fase gasosa com a entalpia da fase líquida, resultando na equação (1.4-24) a seguir:

$$H_{ar2} - H_{ar1} = \left(\frac{L'}{G'}\right) \cdot c_{L} \cdot (T_{a1} - T_{a2})$$
(1.4-24)

A equação (1.4-24) representa a linha de operação para uma torre de resfriamento com escoamento de água – ar contracorrente.



Figura 1.11: Representação gráfica da operação de uma torre de resfriamento com escoamento água – ar em contracorrente

Na figura 1.11, têm-se representadas a linha de saturação (variação da entalpia do ar saturado) e a linha de operação em função da temperatura da água. A área entre a curva de saturação e a linha de operação é uma indicação do potencial térmico.

Variações na inclinação da linha de operação  $\left|\frac{L'}{G'}\right|$  ou nas temperaturas de entrada

e saída da torre de resfriamento implicam em variações do número de unidades de transferência e altura da torre.

Aumentando-se o fluxo de água ou diminuindo o fluxo de ar, aumenta-se a inclinação da linha de operação. A reta **AB** (linha de operação) aproxima-se da curva de saturação, ocasionando a diminuição da força motriz ( $H_i - H_{ar}$ ) do sistema, aumentando o NO<sub>ar</sub> e conseqüentemente a altura da torre. Diminuindo-se o fluxo de água ou aumentando-se a vazão do ar, ocorrerá o inverso, a linha de operação irá distanciar-se da curva de saturação, diminuindo o NO<sub>ar</sub> e a altura necessária da torre de resfriamento.

## **1.5 COEFICIENTES DE TRANSPORTE DE CALOR E MASSA**

Para que um método de caracterização de desempenho de uma torre de resfriamento possa ser obtido, é necessário compreender o que acontece no seu interior. Seja uma gota de água em contato com uma corrente de ar, conforme a figura 1.12.



Figura 1.12: Diagrama mostrando as transferências de calor em uma gota d'água

Entre a massa de água (gota) e a massa de ar, supõe-se a existência de uma película água – ar, separada por uma interface.

Muitos autores consideram a interface como uma camada fina de ar saturado com um gradiente de temperatura através dela (McCABE, SMITH, HARRIOT, 2005). Eles admitem que esta camada tem as condições médias (**T**<sub>i</sub>, **H**<sub>i</sub>, **W**<sub>i</sub>) e que não ocorre resistência através dessa interface e, ainda, que as duas fases estão em equilíbrio, conforme mostra a figura 1.13.



Figura 1.13: Película água - ar em um processo de resfriamento

O problema é que as condições de interface são difíceis de ser determinadas. Esta dificuldade é eliminada, porém, admitindo-se que a película de água e a camada interfacial têm a mesma temperatura da massa de água. Uma vez que a resistência da película à transferência de massa é pequena, pode-se considerar, de fato, que  $T_i=T_a$ .

No processo da torre de resfriamento, conforme visto anteriormente, água quente entra em contato com uma corrente de ar fria, promovendo, desta maneira, a transferência de calor da fase líquida para o gás, através da evaporação de parte da água para o ar não saturado, conforme ilustra a figura 1.14.

Na figura 1.15, estão representados o topo e o fundo de uma torre de resfriamento com escoamento de água – ar em contracorrente. O fundo está representado na figura 1.15 (a); neste ponto, tem-se o ar entrando com uma temperatura que pode ser maior que a temperatura da água, mas a água está saindo resfriada, pois a temperatura da interface é menor que a temperatura da média de água (*bulk water temperature*). A umidade na interface é maior do que a média do gás (*bulk*), isto constitui a força motriz para a transferência de massa do vapor d'água para o ar.



Figura 1.14: Condições de operação na torre de resfriamento

Há casos em que, no fundo da torre, a temperatura do ar que está entrando é menor que a temperatura da água que está saindo, conforme a figura 1.15 (b), mas ainda acima da temperatura da interface; com isso, continua havendo transferência de calor sensível através do filme de gás embora em menor escala, pois a força motriz diminui.



Figura 1.15: Condições no fundo da torre de resfriamento (a), (b) e no topo da torre (c)

A figura 1.15 (c) representa o topo de uma torre de resfriamento. No topo, a água de entrada está "quente" porque vem do processo e o ar está em princípio com umidade relativa "elevada", pois já percorreu todo o recheio da torre, trocando calor e massa com a água em contracorrente. Mas estes dois fluídos, ao entrarem em contato, provocam o seguinte fenômeno. A água que está com temperatura maior do que a temperatura do ar cede calor para o ar, elevando a sua temperatura e sua pressão de vapor, diminuindo conseqüentemente a umidade relativa. Com isto, por

outro lado, ocorre a evaporação da parte de água em contato com este gás, resfriando assim a água líquida.

#### 1.6 TEORIA DA ALTA TAXA DE TRANSPORTE DE MASSA

Como já definido anteriormente, na torre de resfriamento evaporativa onde o par água – ar está em contato direto, ocorre uma troca de calor e massa simultânea, e deste contato direto, haverá evaporação de água para a corrente de ar, criando o efeito de resfriamento da água, objetivo principal deste equipamento.



Figura 1.16: Esquema da evaporação entre o par água - ar

Na figura 1.16, a interface água – ar é a superfície de um filme de água caindo em uma torre de resfriamento. Normalmente, a água, ao entrar numa torre de resfriamento industrial, está com uma temperatura inferior a 50°C (MILLS, 2001); nesta situação, a fração mássica do vapor d'água na interface ( $m_{a,s}$ ) é relativamente pequena (inferior a 0,12, para o caso da pressão total absoluta igual a uma atmosfera).

A força motriz para a difusão do vapor d'água através da interface é dada por  $\Delta m_a = m_{a,s} - m_{a,e}$ . O valor mínimo da umidade no ar  $(m_{a,e})$  é igual à zero (ar seco). Desta forma, essa força motriz, mesmo para a situação do ar seco, será pequena, comparada com um. Este caso é considerado um transporte de massa de baixa taxa. Com isso, o fluxo mássico de evaporação da água pode ser aproximado apenas pelo fluxo difusivo na superfície, uma vez que a convecção pode ser considerada desprezível (MILLS, 2001).

Um critério proposto por Mills, 2001, na caracterização de um processo ocorrer sob baixa taxa de transporte de massa é que a sua força motriz, com base na diferença de frações mássicas, seja inferior a 0,1 ou 0,2. Há um numero grande de problemas de engenharia que se enquadram nessa situação e, portanto, podem ser analisados admitindo-se o baixo transporte de massa: torres de resfriamento, umidificadores e colunas de absorção.

Para o caso específico de torres de resfriamento, nos casos usuais em que a temperatura da água na entrada não é elevada (por exemplo, menor que 50°C), a vazão da corrente líquida ao longo da torre pode ser considerada constante, pois a quantidade de vapor d'água incorporada ao gás é relativamente pequena (baixa evaporação). Uma outra hipótese simplificadora é que o calor específico do gás é praticamente constante ao longo da torre. Isto é razoável, de novo, se a taxa de evaporação da água não for muito intensa, sem afetar sobremodo a composição do gás.

Entretanto, um dos objetivos deste trabalho é estudar as demandas de pico que ocorrem nos processos industriais, estes picos fazem com que a temperatura da água na entrada da torre de resfriamento possa ser superior a 50°C, até eventualmente ser próxima da sua temperatura de ebulição (ver item 4.2). Nesta situação, o valor de  $m_{a,s}$ , conforme a figura 1.16, não será pequeno; com isso, a força motriz para a difusão passa a ser elevada, o que será considerado um alto transporte de massa. Então, várias hipóteses simplificadoras como as mencionadas acima deixam de ser válidas. O novo enfoque sobre o desempenho de uma torre de resfriamento nessas condições severas será apresentado no item 2.2.

# 2. MODELO FENOMENOLÓGICO DO DESEMPENHO DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO

#### 2.1 COM BASE NA TEORIA DE BAIXA TAXA DE TRANSPORTE DE MASSA

O modelo fenomenológico de desempenho de uma torre de resfriamento será obtido, com base nas seguintes hipóteses simplificadoras:

- O processo está em regime pseudopermanente: a quantidade de líquido retida no recheio (*hold-up*) é bem pequena em relação ao volume de água presente na bacia sob a torre de resfriamento.
- O calor específico do ar úmido é igual ao calor específico do ar seco. Para o ar seco a uma temperatura de 25°C, o calor específico é igual a 1,007 J/g.°C. À mesma temperatura, o ar saturado tem calor específico igual a 1,035 J/g.°C (YAWS, 1977); a diferença percentual entre os valores de calor específico do ar seco e do ar úmido é de 3%, esta diferença é suficientemente pequena para que o calor específico do ar na entrada da torre possa ser considerado igual ao calor específico do ar na sua saída.
- Os escoamentos do ar e da água são ambos em perfil "chato": devido à baixa viscosidade desses fluídos e à velocidade relativamente alta, é razoável supor tratar-se de regime turbulento nos escoamentos em questão, e, com isso, há pouca variação das propriedades ao longo de uma secção transversal.
- O coeficiente de película de transferência de calor e massa da fase gasosa é aproximadamente igual ao coeficiente global de transferência entre as duas fases (BENNETT; MYERS, 1982).
- A vazão mássica de água é constante ao longo da torre: as perdas por evaporação e por arraste são desprezíveis em uma operação normal, pois estas perdas estão em torno de 0,2% do volume total que está circulando na torre para cada 10°C do range da torre (CHEREMISINOFF; CHEREMISINOFF, 1981).
- Não há caminhos preferências no escoamento do líquido: considera-se que o sistema de alimentação da água localizado no topo da torre (ver figura 2.1) e o recheio interno propiciam um escoamento bem distribuído.



Distribuidor de água - topo da torre

Figura 2.1: Topo da torre de resfriamento

A figura 2.2, a seguir, representa uma torre de resfriamento com escoamento em contracorrente e suas variáveis operacionais envolvidas em sua modelagem. Conforme mostrado anteriormente, a altura de recheio de uma torre de resfriamento de água pode ser estimada pela equação (1.4-20):

$$\int_{T_{a1}}^{T_{a2}} \frac{L' \cdot c_{\perp} \cdot dT_{a}}{K_{G} \cdot a \cdot (H_{ar}^{*} - H_{ar})} = Z_{T}$$
(1.4-20)

Conforme visto anteriormente, nesta equação (1.4-20), considerando L',  $c_L \in K_G.a$  constantes ao longo da torre, tem-se:

$$\int_{T_{a1}}^{T_{a2}} \frac{dT_a}{\left(H_{ar}^* - H_{ar}\right)} = \frac{K_G \cdot a \cdot Z_T}{L' \cdot c_L}$$
(2.1-1)

A entalpia específica de saturação adiabática do ar pode ser representada através da regressão de dados experimentais. A equação (2.1-2) representa a curva de saturação do ar para o intervalo de temperatura entre 15°C e 50°C (FOUST, 1980 apud CORTINOVIS, 2004).

$$H_{ar,sat-adb} = 155,52 \cdot T_{ar}^2 - 3693,1 \cdot T_{ar} + 69345$$
(2.1-2)

onde a entalpia específica é expressa em  $\frac{kJ}{kg}$  e a temperatura em °C.



Figura 2.2: Representação de uma torre de resfriamento e suas variáveis operacionais

Utilizando a equação da linha de operação de uma torre de resfriamento, e conhecendo-se as vazões do líquido e do gás pela torre (supostas constantes), a entalpia específica do ar para uma condição genérica é dada por:

$$H_{ar}^{*} = \left[\frac{L' \cdot c_{L} \cdot (T_{a1} - T_{a2})}{G'}\right] + H_{ar1}$$
(2.1-3)

A entalpia específica do ar não saturado, na condição de entrada da torre, é dada pela equação (2.1-4)

$$H_{ar1} = c_{par} \cdot T_{ar1} + W \cdot (\lambda + c_{pv} \cdot T_{ar1})$$
(2.1-4)

Substituindo os valores de  $H_{ar}^{*} e H_{ar}$  na equação (2.1-1), ficará:

$$\int_{T_{a1}}^{T_{a2}} \frac{dT_{a}}{69345 - 3693, 1 \cdot T_{a} + 155, 52 \cdot T_{a}^{2} - \left(\frac{L' \cdot c_{L} \cdot (T_{a1} - T_{a})}{G'} + H_{ar1}\right)} = \frac{Z_{T} \cdot K_{G} \cdot a}{L \cdot c_{L}}$$
(2.1-5)

Entretanto, nesta equação (2.1-5), será adicionado um fator de correção – **F** – pois os experimentos (ver 3.1) estão sendo realizados em uma torre de resfriamento com escoamento de água – ar cruzado. Este fator **F** é definido pela equação (2.1-6):

$$F = 1 - 0,106 \cdot (1 - S)^{3.5}$$
(2.1-6)

sendo S definido por (FUJITA; TEZUKA, 1986):

$$S = \frac{(H_{a,2} - H_{ar,2})}{(H_{a,1} - H_{ar,1})}$$
(2.1-7)

Rearranjando a equação (2.1-5) ficará:

$$\int_{T_{a1}}^{T_{a2}} \frac{dT_a}{\left[155,52 \cdot T_a^2 - \left(3693,1 - \frac{L' \cdot c}{G'}\right) \cdot T_a + \left(69345 - \frac{L' \cdot c \cdot T_{a1}}{G'} - H_{ar,1}\right)\right]} = \frac{F \cdot Z_T \cdot K_G \cdot a}{L' \cdot c_L}$$
(2.1-8)

A integral apresentada na equação (2.1-8) é do tipo  $\int \frac{dX}{(a \cdot X^2 - b \cdot X + c)}$  e a sua solução analítica é dada por:

$$\frac{1}{\sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}} \cdot \ln \left( \frac{2 \cdot a \cdot X + b - \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a \cdot X + b + \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}} \right)$$
(2.1-9)

#### 2.2 COM BASE NA TEORIA DA ALTA TAXA DE TRANSPORTE DE MASSA

Na figura 2.3, está mostrado o processo de transferência de massa para um sistema binário, entre uma superfície (s) e um fluído em movimento, com velocidade v.



Figura 2.3: Esquema para a transferência de massa por convecção para uma corrente de fluxo externa

Pode-se definir o fluxo de transferência de massa da espécie **a**, por difusão na superfície, pela relação:

$$j_{a,s} = g_{ma} \cdot \Delta_{ma} \tag{2.2-1}$$

sendo  $g_{ma}$  a condutância neste transporte e  $\Delta_{ma}$ , a força motriz, definida pela diferença de frações mássicas da espécie na superfície e no fluído (ver figura 2.3):

$$\Delta_{\rm ma} = {\rm m}_{\rm a,s} - {\rm m}_{\rm a,e} \tag{2.2-2}$$

Rearranjando a equação (2.2-1), tem-se:

$$g_{\rm ma} = \frac{J_{\rm a,s}}{{\rm m}_{\rm a,s} - {\rm m}_{\rm a,e}}$$
 (2.2-3)

Nota-se que  $g_{ma}$  é definida em termos de fluxo difusivo  $j_{a,s}$ , e não do fluxo global (difusivo mais convectivo) de **a** através da superfície ( $\dot{m}^{"}$ ). Por definição,

$$\dot{m}^{"} = \mathbf{m}_{a,s} \cdot \dot{m}_{t}^{"} + j_{a,s}$$
 (2.2-4)

Considerando que somente a espécie **a** é transferida (o outro componente é inerte), o fluxo mássico global será igual ao próprio fluxo mássico de **a**,  $\dot{m}^{"}$ . Com isso, combinando-se as equações (2.2-3) e (2.2-4), tem-se:

$$\dot{m}'' = g_{\text{ma}} \cdot \underbrace{\frac{\mathsf{m}_{a,s} - \mathsf{m}_{a,e}}{\mathsf{m}_{a,s} - 1}}_{\beta_{\text{ma}}}$$
(2.2-5)

$$\dot{m}'' = g_{\rm ma} \cdot \beta_{\rm ma} \tag{2.2-6}$$

O termo  $\beta_{ma}$  é a **força motriz de transferência de massa**. Aplicando as condições limite  $\dot{m}'' \rightarrow 0$  e  $\beta_{ma} \rightarrow 0$ , define-se a condutância no transporte de massa  $g_{ma}^{*}$  para transporte de massa baixo:

$$\lim_{m \to 0} g_{ma} \equiv g_{ma}^{*}$$
(2.2-7)

Demonstra-se que a relação entre as duas condutâncias é dada por (MILLS, 2001):

$$\frac{g_{\text{ma}}}{g_{\text{ma}}^{*}} = \frac{\ln(1+\beta_{\text{ma}})}{\beta_{\text{ma}}}$$
(2.2-8)

Substituindo a equação (2.2-8) na (2.2-6), resulta:

$$\underbrace{\dot{n}''_{\text{fluxo}}}_{\substack{\text{fluxo}\\\text{total de a}}} = \underbrace{g_{\text{ma}}}_{\substack{\text{condutáncia}\\\text{de transferência de}\\\text{massa zero}}} \cdot \underbrace{\frac{\ln(1 + \beta_{\text{ma}})}{\beta_{\text{ma}}}}_{\substack{\text{fator}\\\text{fator}\\\text{de correção}}} \cdot \underbrace{\beta_{\text{ma}}}_{\substack{\text{fora}\\\text{fortz}\\\text{motriz}}} (2.2-9)$$

O fator de correção que aparece na equação (2.2-9) é conhecido como "blowing factor".

Por outro lado, define-se o "blowing parameter" para o transporte de massa como sendo (MILLS; 2001):

$$B_{ma} = \frac{\dot{m}''}{g_{ma}^{*}}$$
(2.2-10)

A equação (2.2-8) pode ser escrita como:

$$\frac{g_{ma}}{g_{ma}^{*}} = \frac{B_{ma}}{e^{(B_{ma})} - 1}$$
(2.2-11)

Analogamente, para a transferência de calor, o processo de transporte de massa altera o coeficiente de convecção e, têm-se:

$$\lim_{t \to 0} \mathbf{h}_{c} = \mathbf{h}_{c}^{*}$$

$$(2.2-12)$$

$$\frac{h_{c}}{h_{c}^{*}} = \frac{B_{h}}{e^{(B_{h})} - 1}$$
(2.2-13)

$$\mathsf{B}_{\mathsf{h}} = \frac{\dot{m}'' \cdot \mathsf{C}_{\mathsf{pL}}}{\mathsf{h}_{\mathsf{c}}^*} \tag{2.2-14}$$

Estas equações correspondem respectivamente a (2.2-7), (2.2-11) e (2.2-10). A abordagem apresentada será aplicada, a seguir, para o caso específico de uma torre de resfriamento de água, em contato direto com ar em contracorrente.

Sob condições operacionais usuais em escala industrial, em que a temperatura da água na entrada da torre é inferior a 40°C, é razoável considerar a condição de baixo transporte de massa do vapor d'água para o ar. Admitindo-se que o ar seja inerte, pelo balanço de massa global na fase gasosa, tem-se (ver figura 2.4 (a)):

$$\dot{\mathbf{G}}\Big|_{\mathbf{s}} + j_{\mathbf{a},\mathbf{s}} \cdot \Delta \mathbf{s} = \dot{\mathbf{G}}\Big|_{\mathbf{s}+\Delta \mathbf{s}}$$
(2.2-15)

Dividindo a equação (2.2-15) por  $\Delta s$  e para  $\Delta s \rightarrow 0$ , ficará:

$$\frac{d\dot{G}}{ds} = j_{a,s}$$
(2.2-16)

Note que **ds** representa um elemento de área da interface líquido – gás. Da mesma forma, para a corrente de líquido, resulta:

$$\frac{d\dot{L}}{ds} = j_{a,s}$$
(2.2-17)

Pela figura 2.4 (c), o balanço de entalpia na corrente de ar é dado por:

$$q_{conv} = \dot{\mathbf{G}} \cdot \mathbf{H}_{ar} |_{s+\Delta s} - \dot{\mathbf{G}} \cdot \mathbf{H}_{ar} |_{s} - j_{a,s} \cdot \mathbf{H}_{a,s} \cdot \Delta s$$
(2.2-18)

Dividindo a equação (2.2-18) por  $\Delta s$  e para  $\Delta s \rightarrow 0$ , ficará:

$$\frac{d(\dot{G}H_{ar})}{ds} = q_{conv} + j_{a,s} \cdot H_{a,s}$$
(2.2-19)



Figura 2.4: Torre de resfriamento de água, mostrando um elemento de volume contendo as transferências por área  $\Delta$ s, e os balanços na corrente de ar: (a) massa, (b) espécie, (c) energia

$$\dot{G}\frac{d(H_{ar})}{ds} = q_{conv} + j_{a,s} \cdot (H_{a,s} - H_{ar})$$
(2.2-21)

O fluxo de calor pode ser equacionado por:

$$q_{conv} = h_{c} \cdot (T_{s} - T_{ar})$$
(2.2-22)

Substituindo-se a equação (2.2-22) na (2.2-21), resulta:

$$\dot{G}\frac{d(H_{ar})}{ds} = h_{c} \cdot (T_{s} - T_{ar}) + j_{a,s} \cdot (H_{a,s} - H_{ar})$$
(2.2-23)

Por outro lado, para situações de demanda de pico, a temperatura da água na entrada da torre de resfriamento pode atingir valores bem elevados. Então, haverá um aumento da pressão de vapor e, como conseqüência, um aumento da taxa de evaporação e, com isso, o fenômeno de convecção na interface água – ar não poderá mais ser desprezado. Portanto, a equação (2.2-23) deve ser reescrita como:

$$\dot{G}\frac{d(H_{ar})}{ds} = h_c \cdot (T_s - T_{ar}) + \dot{m}'' \cdot (H_{a,s} - H_{ar})$$
(2.2-24)

Substituindo as equações (2.2-9) e (2.2-13) na (2.2.-24) e colocando  $g_{ma}^*$  em evidência, fica:

$$\dot{G}\frac{d(H_{ar})}{ds} = g_{ma}^{*} \cdot \left[\frac{h_{c}^{*}}{g_{ma}^{*} \cdot c_{par}}\left(\frac{B_{h}}{e^{B_{h}}-1}\right) \cdot c_{par} \cdot (T_{s}-T_{ar}) + \left(\frac{B_{ma}}{e^{B_{ma}}-1}\right) \cdot \left(\frac{m_{a,e}-m_{a,s}}{m_{a,s}-1}\right) \cdot \left(H_{a,s}-H_{ar}\right)\right]$$
(2.2-25)

A relação  $\frac{h_c^*}{g_{ma}^* \cdot c_{par}}$  é conhecida como o número de Lewis e, para o sistema vapor d'água e ar, é aproximadamente igual a um (McCABE; SMITH; HARRIOT, 2001). Com isso, a equação (2.2-25) fica:

$$\dot{G}\frac{d(H_{ar})}{ds} = g_{ma}^{*} \cdot \left[ \left( \frac{B_{h}}{e^{B_{h}} - 1} \right) \cdot c_{par} \cdot (T_{s} - T_{ar}) + \left( \frac{B_{ma}}{e^{B_{ma}} - 1} \right) \cdot \left( \frac{m_{a,e} - m_{a,s}}{m_{a,s} - 1} \right) \cdot \left( H_{a,s} - H_{ar} \right) \right]$$
(2.2-26)

A equação (2.2-26) representa o balanço de entalpia num elemento de área da interface líquido-gás (**ds**) que pode ser equacionado como:  $ds = a \cdot A \cdot dz$ , onde **a** é a área superficial de contato (m<sup>2</sup> de contato/m<sup>3</sup> de recheio) e (A.dz) o elemento do volume de recheio. Portanto, tem-se:

$$\frac{\dot{G}}{A}\frac{d(H_{ar})}{dz} = g_{ma}^{*} \cdot a \cdot \left[ \left( \frac{B_{h}}{e^{B_{h}} - 1} \right) \cdot c_{par} \cdot (T_{s} - T_{ar}) + \left( \frac{B_{ma}}{e^{B_{ma}} - 1} \right) \cdot \left( \frac{m_{a,e} - m_{a,s}}{m_{a,s} - 1} \right) \cdot \left( H_{a,s} - H_{ar} \right) \right]$$
(2.2-27)

sendo:

$$H_{ar} = c_{par} \cdot (T_{ar} - T_{ref}) + W \cdot c_{pv} \cdot (T_{ar} - T_{ref})$$
(2.2-28)

onde se adota a temperatura de referência igual a 0°C.

Serão adotadas as seguintes hipóteses:

- a) o calor específico da água c<sub>L</sub> é constante ao longo da torre;
- b) a área da secção transversal da torre é constante;
- c) a resistência de transporte de calor na fase líquida é desprezível, portanto, a temperatura na interface líquido-gás é igual à do próprio líquido T<sub>s</sub> = T<sub>L</sub>;
- d) nessa interface, ocorre o equilíbrio, portanto:

$$\widetilde{\mathsf{m}}_{\mathsf{a},\mathsf{s}} = \frac{\mathsf{P}_{\mathsf{va}}}{\mathsf{P}_{\mathsf{Total}}} \tag{2.2-29}$$

onde P<sub>va</sub> é a pressão de vapor da água que, por sua vez , é função da temperatura do líquido:

$$P_{va} = P_{va}(T_L)$$
 (2.2-30)

A conversão da fração molar do vapor d'água para fração mássica é dada por:

$$m_{a,s} = \frac{\tilde{m}_{a,s} \cdot 18}{\tilde{m}_{a,s} \cdot 18 + [(1 - \tilde{m}_{a,s}) \cdot 29]}$$
(2.2-31)

O desempenho de uma dada torre de resfriamento é função dos fluxos mássicos de líquido e gás. O coeficiente de transporte de massa pode ser determinado experimentalmente, em geral, sob condições de baixa taxa de transporte de massa, isto é, com valores da temperatura da água de entrada da torre inferiores a 40°C. A correlação pode ser representada por uma relação do tipo (CORTINOVIS; (2004); PAPAEFTHIMIOU; (2006); ZHAI (2006)):

$$\mathbf{K}_{\mathbf{G}}^{*} \cdot \mathbf{a} = \alpha \cdot \left(\frac{\mathbf{L}'}{\mathbf{A}}\right)^{\beta} \cdot \left(\frac{\mathbf{G}'}{\mathbf{A}}\right)^{\gamma}$$
(2.2-32)

Por outro lado, na definição do coeficiente global de transporte de massa da equação (2.2-32), adota-se, como força motriz, a diferença das umidades absolutas na interface e no gás. Então, tem-se, para o fluxo mássico na interface:

$$g_{ma}^{*} \cdot \underbrace{\left(m_{a,s} - m_{a,e}\right)}_{\text{frações mássicas}} = K_{G}^{*} \cdot \underbrace{\left(W_{i} - W_{ar}\right)}_{\text{umidades absolutas}}$$
(2.2-33)

As relações entre a fração mássica do vapor d'água e a umidade absoluta na interface e no gás são dadas respectivamente por:

$$W_{i} = \frac{m_{a,s}}{1 - m_{a,s}}$$
(2.2-34)

$$W_{ar} = \frac{M_{a,e}}{1 - M_{a,e}}$$
 (2.2-35)

A relação entre os "blowing parameters" dos transportes de massa e calor é dada através das equações (2.2-10) e (2.2-14), como segue:

$$\frac{\mathsf{B}_{\mathsf{ma}}}{\mathsf{B}_{\mathsf{h}}} = \frac{\frac{\dot{m}''}{g_{\mathsf{ma}}^{*}}}{\frac{\dot{m}'' \ \mathsf{C}_{\mathsf{pa}}}{\mathsf{h}_{\mathsf{c}}^{*}}} \Rightarrow \frac{\mathsf{B}_{\mathsf{ma}}}{\mathsf{B}_{\mathsf{h}}} = \frac{\dot{m}''}{g_{\mathsf{ma}}^{*}} \quad \frac{\mathsf{h}_{\mathsf{c}}^{*}}{\dot{m}'' \ \mathsf{C}_{\mathsf{pa}}} \Rightarrow \frac{\mathsf{B}_{\mathsf{ma}}}{\mathsf{B}_{\mathsf{h}}} = \frac{\mathsf{h}_{\mathsf{c}}^{*}}{g_{\mathsf{ma}}^{*} \cdot \mathsf{C}_{\mathsf{pa}}} \cdot \frac{\mathsf{C}_{\mathsf{par}}}{\mathsf{C}_{\mathsf{par}}}$$
(2.2-36)

Na equação (2.2-36), a relação  $\frac{h_c^*}{g_{ma}^* \cdot C_{par}}$  é conhecida, conforme visto anteriormente, como número de Lewis e, neste caso, vale aproximadamente um.

Desta forma, a equação (2.2-36) ficará:

$$\frac{\mathsf{B}_{\mathsf{ma}}}{\mathsf{B}_{\mathsf{h}}} = \frac{1}{\mathsf{Le}} \cdot \frac{\mathsf{c}_{\mathsf{par}}}{\mathsf{c}_{\mathsf{pa}}} \cong \frac{1,0}{1,8} \tag{2.2-37}$$

Por outro lado, o "blowing parameter" do transporte de massa pode ser escrito com:

$$\mathsf{B}_{\mathsf{ma}} = \frac{\dot{m}''}{\mathsf{K}_{\mathsf{G}}^* \cdot \left(\frac{\mathsf{W}_{\mathsf{i}} - \mathsf{W}_{\mathsf{ar}}}{\mathsf{m}_{\mathsf{a},\mathsf{s}} - \mathsf{m}_{\mathsf{a},\mathsf{e}}}\right)} \tag{2.2-38}$$

As outras equações desse modelo fenomenológico são dadas pelos balanços de massa (equações (2.2-39) e (2.2.-40)) e pelos balanços de energia (equações (2.2-41) e (2.2.-42)), conforme a seguir:

$$\frac{d\dot{L}}{dZ} = \dot{m}'' \tag{2.2-39}$$

$$\frac{d(\dot{G} \cdot m_a)}{dZ} = \dot{m}''$$
(2.2-40)

$$\frac{c_{pL}}{A} \cdot \frac{d(\dot{L} \cdot T_{L})}{dz} = \frac{d(\dot{G} \cdot H_{ar})}{A \cdot dz}$$
(2.2-41)

$$\frac{c_{pL}}{A} \cdot \frac{d(\dot{L} \cdot T_{L})}{dZ} = \dot{m}'' \cdot H_{a,s}$$
(2.2-42)

sendo:

$$H_{a,s} = \lambda_0 + C_{pv} \quad (T_L - T_0)$$
(2.2-43)

Vale lembrar, de acordo com as hipóteses admitidas, que:

Então, o presente modelo fenomenológico é constituído de 18 equações (2.2-27 a 2.2-44).

Para uma torre de resfriamento com escoamento em contracorrente, conhecem-se, em geral, as seguintes condições de contorno:

• temperatura da água na entrada da torre (topo)  $T_L\Big|_{z=Z_T}$ ;

- a vazão da água de resfriamento na entrada da torre (topo)  $\dot{L}_{z=Z_{\tau}}$ ;
- vazão do gás na entrada da torre (fundo)  $\dot{G}\Big|_{z=0}$ ;
- fração mássica do vapor d'água no gás de entrada da torre (fundo)  $m_a|_{z=0}$ ;
- entalpia específica do gás na entrada da torre  $\left.\mathsf{H}_{\mathsf{ar}}\right|_{\mathsf{z}=\mathsf{0}}$  .

As variáveis de saída do modelo são ao todo 18, apresentadas na tabela 2.1.

Tabela 2.1: Variáveis de saída do modelo com base na alta taxa de transporte de massa

Descrição	Símbolo
Temperatura da água de resfriamento	TL
Vazão mássica de água	Ĺ
Temperatura do gás	T <sub>ar</sub>
Vazão mássica do gás	Ġ
Fluxo mássico da água evaporada	ṁ"
Temperatura na interface líquido – gás	Ts
Umidade absoluta no gás	W
Fração mássica do vapor d'água no gás	m <sub>a</sub>
Umidade absoluta na interface	Wi
Fração mássica do vapor d'água na interface	m <sub>a,s</sub>
Fração molar do vapor d'água na interface	$\boldsymbol{\widetilde{m}}_{a,s}$
Pressão de vapor da água na interface	$P_{va}$
Entalpia específica do vapor d'água na interface	H <sub>a,s</sub>
Entalpia específica do gás	H <sub>ar</sub>
"Blowing parameter" do transporte de massa	$B_{ma}$
"Blowing parameter" do transporte de calor	B <sub>h</sub>
Coeficiente global para baixa taxa de transporte de massa	$g^{*}_{ma}$
Fator de desempenho da torre de resfriamento para alta taxa de evaporação	K <sub>G</sub> .a

Resolvendo-se o sistema de equações, obtêm-se então os perfis de temperatura e vazão da água ao longo da torre de resfriamento, assim como os perfis da vazão,

entalpia específica e umidade absoluta no gás. Com isso, consegue-se uma caracterização detalhada do comportamento do processo.

#### 2.3 ALTERNATIVO COM BASE NO ALTO TRANSPORTE DE MASSA

Conforme ressaltado, uma das propostas do presente trabalho consiste em verificar uma eventual influência da temperatura da água na entrada da torre no seu desempenho. No entanto, por restrições da instalação (ver 3.1), não foi viável, nos ensaios realizados, chegar a temperaturas muito elevadas para a água na entrada da torre (valor máximo de 54°C). Sendo assim, o estudo desta influência será realizado através de simulações matemáticas.

A primeira possibilidade é utilizar o modelo descrito no item 2.2. Mas, pelo fato de envolver um sistema de equações diferenciais, surgem dificuldades computacionais que fogem ao escopo do presente trabalho. Então, será desenvolvido, a seguir, um modelo "alternativo", um pouco mais simplificado, com base em balanços macroscópicos, de modo a permitir, por simulações matemáticas, uma estimativa da influência da temperatura da água na entrada da torre de resfriamento no coeficiente de transporte de massa.

Considera-se o caso em que são conhecidos os seguintes dados:

- temperatura da água na entrada da torre, T<sub>a1</sub>;
- temperatura do ar na entrada da torre, T<sub>ar1</sub>;
- umidade absoluta do ar de entrada, W<sub>ar1</sub>;
- · vazão mássica da água pela torre suposta constante, L;
- · vazão mássica do gás em base seca, G;
- altura de recheio da torre, Z<sub>T</sub>;
- área da secção transversal da torre, suposta constante, A;
- fator de correção do desempenho para o escoamento água ar cruzado, F;
- calor específico da água líquida, suposto constante, cL;
- calor latente de vaporização da água, suposto constante,  $\lambda$ .

Será adotada a hipótese de que o gás sai saturado da torre (CHEREMISINOFF, CHEREMISINOFF; 1981). Isso é razoável, pois, como está sendo considerado o caso da temperatura elevada para a água na entrada da torre, a taxa de evaporação também será elevada, com maior tendência de saturar o ar. Nos ensaios realizados

na instalação piloto (ver item 3.2.6), foi de fato constatado que o gás sai praticamente saturado.

A umidade absoluta para o ar saturado, como visto anteriormente, é dada por:

$$W_{s} = \frac{M_{v} \cdot P_{va}}{M_{a} \cdot (p - P_{va})}$$
(1.2-4)

E a pressão de vapor d'água é função da sua temperatura:

$$P_{va} = P_{va}(T_L)$$
 (2.2-30)

Por outro lado, a entalpia específica do gás é função da sua temperatura e do teor de umidade presente. Então, para o gás que sai da torre, considerado saturado como mencionado antes, tem-se (GEANKOPLIS, 2003):

$$H_{ar,2} = [1,005 + (1,88 W_{s,2}) T_{ar,2}] + 2501,4 W_{s,2}$$
 (2.3-1)

onde a entalpia específica do gás é expressa em  $\begin{bmatrix} kJ/kg \end{bmatrix}$  e a temperatura, em [°C] Conforme visto em 2.1, tem-se:

$$\mathbf{K}_{\mathrm{G}} \cdot \mathbf{a} = \mathbf{K}_{\mathrm{G}}^{*} \cdot \mathbf{a} \cdot \left(\frac{\mathbf{B}_{\mathrm{ma}}}{\mathbf{e}^{(\mathbf{B}_{\mathrm{ma}})} - 1}\right)$$
(2.3-2)

onde  $K_{G}^{*} \cdot a$  é obtido experimentalmente em função dos fluxos mássicos de líquido e gás, conforme equação (2.2-32).

$$\mathbf{K}_{\mathbf{G}}^{*} \cdot \mathbf{a} = \alpha \cdot \mathbf{L}^{\prime\beta} \cdot \mathbf{G}^{\prime\gamma} \tag{2.2-32}$$

Por outro lado, sabe-se que:

$$\int_{T_{a1}}^{T_{a2}} \frac{dT_a}{\left[155,52 \cdot T_a^2 - \left(3693,1 - \frac{L' \cdot c}{G'}\right) \cdot T_a + \left(69345 - \frac{L' \cdot c \cdot T_{a1}}{G'} - H_{ar,1}\right)\right]} = \frac{F \cdot Z_T \cdot K_G \cdot a}{L' \cdot c_L}$$
(2.1-8)

O "blowing parameter", de acordo com o item 2.2, é dado por:

$$B_{ma} = \frac{\dot{m}''}{g_{ma}^{*}}$$
(2.2-10)

O fluxo mássico de água evaporada  $\dot{m}''$  é definido pela relação entre a sua vazão mássica ( $\dot{m}$ ) e a área da interface líquido gás (não da secção transversal da torre), dada por (A.a.Z<sub>T</sub>), conforme visto no item 2.2.

Conforme apresentado anteriormente, sabe-se que:

$$g_{\text{ma}}^{*} \cdot \underbrace{\left(m_{a,s} - m_{a,e}\right)}_{\text{frações mássicas}} = K_{\text{G}}^{*} \cdot \underbrace{\left(W_{\text{i}} - W_{ar}\right)}_{\text{umidades absolutas}}$$
(2.2-33)

Logo, para toda a torre, o valor médio de B<sub>ma</sub> é dado por:

$$B_{ma} = \frac{\dot{m}}{K_{G}^{*} \cdot a \cdot \left(\frac{W_{i} - W_{ar}}{m_{a,s} - m_{a,e}}\right)_{médio}} \cdot A \cdot Z_{T}}$$
(2.3-3)

Como admitido em 2.2 (hipótese (d)), na interface, ocorre o equilíbrio líquido gás. Portanto:

$$\widetilde{\mathsf{m}}_{\mathsf{a},\mathsf{s}} = \frac{\mathsf{P}_{\mathsf{va}}}{\mathsf{P}_{\mathsf{Total}}} \tag{2.2-29}$$

$$P_{va} = P_{va}(T_L)$$
 (2.2-30)

$$m_{a,s} = \frac{\widetilde{m}_{a,s} \cdot 18}{\widetilde{m}_{a,s} \cdot 18 + \left[ \left(1 - \widetilde{m}_{a,s}\right) \cdot 29 \right]}$$
(2.2-31)

$$W_{i} = \frac{M_{a,s}}{1 - M_{a,s}}$$
(2.2-34)

Por outro lado, tem-se:

$$W_{ar} = \frac{m_{a,e}}{1 - m_{a,e}}$$
 (2.2-35)

Os valores da umidade absoluta e, portanto, da fração mássica do vapor d'água, tanto na interface como no gás são distintos para as condições do topo e do fundo da torre de resfriamento.



Figura 2.5: Esquema da torre de resfriamento mostrando as umidades na entrada e saída

Para efeitos de cálculo do termo  $\left(\frac{W_i - W_{ar}}{m_{a,s} - m_{a,e}}\right)_{médio}$  na equação (2.3-3), será adotado,

por simplificação e analogia com força motriz em trocadores de calor em contracorrente, o valor da média logarítmica, mostrada a seguir:

$$\left(\frac{W_{i} - W_{ar}}{m_{a,s} - m_{a,e}}\right)_{médio} = \frac{\left(\frac{W_{i} - W_{ar}}{m_{a,s} - m_{a,e}}\right)_{topo} - \left(\frac{W_{i} - W_{ar}}{m_{a,s} - m_{a,e}}\right)_{fundo}}{In\left[\frac{\left(\frac{W_{i} - W_{ar}}{m_{a,s} - m_{a,e}}\right)_{topo}}{\left(\frac{W_{i} - W_{ar}}{m_{a,s} - m_{a,e}}\right)_{topo}}\right]}$$
(2.3-4)

Portanto, a equação (2.3-3) ficará:

$$\mathsf{B}_{\mathsf{ma}} = \frac{\dot{m}}{\mathsf{K}_{\mathsf{G}}^{*} \cdot \mathsf{a} \cdot \left( \left( \frac{\mathsf{W}_{\mathsf{i}} - \mathsf{W}_{\mathsf{ar}}}{\mathsf{m}_{\mathsf{a},\mathsf{s}} - \mathsf{m}_{\mathsf{a},\mathsf{e}}} \right)_{\mathsf{m}\mathsf{e}\mathsf{d}\mathsf{i}\mathsf{o}} \right) \cdot \mathsf{A} \cdot \mathsf{Z}_{\mathsf{T}}}$$
(2.3-5)

Por outro lado, a evaporação da água acarreta um resfriamento da água ao longo da torre de acordo com:

$$\mathbf{L} \cdot \mathbf{C}_{\mathrm{L}} \cdot (\mathbf{T}_{\mathrm{a1}} - \mathbf{T}_{\mathrm{a2}}) = \dot{\mathbf{m}} \cdot \lambda \tag{2.3-6}$$

Além disso, pelo balanço de energia, pode-se escrever:

$$G \cdot (H_{ar,2} - H_{ar,1}) = L \cdot c_{L} \cdot (T_{a1} - T_{a2})$$
 (2.3-7)

Logo, esse modelo alternativo é constituído de 9 equações, relacionadas na tabela 2.2. Observe que as equações (2.3-8) e (2.3-9) correspondem respectivamente a (1.2-4) e (2.2-30) para as condições de saída da torre.

No caso, as variáveis de saída dessa modelagem são 8, apresentadas na tabela 2.3, a seguir.

# Equações

equações  

$$K_{G}^{*} \cdot a = \alpha \cdot L^{\beta} \cdot G^{\gamma}$$
(2.2-32)

$$\int_{T_{a1}}^{T_{a2}} \frac{dT_{a}}{\left[155,52 \cdot T_{a}^{2} - \left(3693,1 - \frac{L' \cdot c}{G'}\right) \cdot T_{a} + \left(69345 - \frac{L' \cdot c \cdot T_{a1}}{G'} - H_{ar,1}\right)\right]} = \frac{F \cdot Z_{T} \cdot K_{G} \cdot a}{L' \cdot c_{L}}$$
(2.2-18)

$$\mathbf{K}_{\mathrm{G}} \cdot \mathbf{a} = \mathbf{K}_{\mathrm{G}}^{*} \cdot \mathbf{a} \cdot \left(\frac{\mathbf{B}_{\mathrm{ma}}}{\mathbf{e}^{(\mathbf{B}_{\mathrm{ma}})} - 1}\right)$$
(2.3-2)

$$\mathsf{B}_{\mathsf{ma}} = \frac{\dot{m}}{\mathsf{K}_{\mathsf{G}}^{*} \cdot \mathsf{a} \cdot \left( \left( \frac{\mathsf{W}_{\mathsf{i}} - \mathsf{W}_{\mathsf{ar}}}{\mathsf{m}_{\mathsf{a},\mathsf{s}} - \mathsf{m}_{\mathsf{a},\mathsf{e}}} \right)_{\mathsf{médio}} \right) \cdot \mathsf{A} \cdot \mathsf{Z}_{\mathsf{T}}}$$
(2.3-5)

$$L \cdot c_{L} \cdot (T_{a1} - T_{a2}) = \dot{m} \cdot \lambda$$
(2.3-6)

$$G \cdot (H_{ar,2} - H_{ar,1}) = L \cdot c_{L} \cdot (T_{a1} - T_{a2})$$
(2.3-7)

$$H_{ar,2} = [1,005 + (1,88 \cdot W_{s,2}) \cdot T_{ar,2}] + 2501,4 \cdot W_{s,2}$$
(2.3-1)

$$W_{s,2} = \frac{M_v \cdot P_{va2}}{M_a \cdot (p - P_{va2})}$$
(2.3-8)

$$P_{va2} = P_{va2}(T_{a2})$$
(2.3-9)

Tabela 2.3: Variáveis do modelo alternativo da torre de resfriamento

Descrição	Símbolo
Fator de desempenho da torre para baixa taxa de evaporação	$K^*_G$
Fator de desempenho da torre para alta taxa de evaporação	K <sub>G</sub> .a
"Blowing parameter" do transporte de massa	$B_{ma}$
Vazão mássica da água evaporada	ṁ"
Temperatura da água na saída da torre de resfriamento	$T_{a2}$
Temperatura do gás na saída da torre de resfriamento	$T_{ar2}$
Umidade absoluta no gás de saída da torre de resfriamento	$W_2$
Entalpia específica do gás de saída da torre de resfriamento	$H_{ar,2}$
Pressão de vapor da água na condição de saída da torre de resfriamento	$P_{va,2}$

N°. de

#### **3 PARTE EXPERIMENTAL**

### 3.1 DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO

O sistema de resfriamento é composto de duas torres de resfriamento evaporativas (*wet cooling tower*), fabricadas pela empresa Hidrotérmica, e identificadas como TR-01 e TR-02, conforme mostra a figura 3.1. O fornecimento de ar é por aspiração mecânica e o escoamento água – ar, cruzado. Duas bombas de circulação B-06 e B-07 compõem o sistema. A instalação está montada no Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica (EPSUP), e tem capacidade de remoção de uma carga térmica de até 180 kW (90 kW por torre). Estas torres podem operar em série ou em paralelo. A vazão mínima de projeto para a água em cada torre é de 4 m<sup>3</sup>/h e a máxima é de 12 m<sup>3</sup>/h.

Os trocadores de calor, ao todo cinco (TC-01 a TC-05), são do tipo casco – tubos, conforme as figuras 3.2 e 3.3. Pelos tubos, escoa a água de resfriamento e, pelo casco, o fluído de processo (água quente). A água de resfriamento, após passar pelos trocadores de calor, retorna à torre de resfriamento. A figura 3.4 apresenta a malha de trocadores de calor.



Figura 3.1: Torres de resfriamento TR-01 e TR-02 - Hidrotérmica



Figura 3.2: Representação de um trocador de calor do tipo casco – tubos

Figura 3.3: Vista interna de um trocador de calor do tipo casco – tubos



Figura 3.4: Malha de trocadores de calor TC-01 a TC-05 – Evacon

O fluído de processo (água quente) é aquecido em tanques de polipropileno, de capacidade de 3,45 m<sup>3</sup> ou 0,67 m<sup>3</sup>, com resistência elétrica tubular de imersão de 25 kW ou 10 kW. A tabela 3.1 apresenta as características de cada tanque.

As tubulações que formam a malha do fluído quente são de cloreto de polivinila clorado (CPVC), sendo este material similar ao cloreto de polivinila (PVC), porém pode-se utilizá-lo em ambientes com temperaturas de até 85°C. As tubulações da água de resfriamento são de PVC, resistentes a até 40°C.

	Dimensões		Canacidada	Potência da
Tanque	Diâmetro (m)	Altura (m)		resistência
			(111)	elétrica (kW)
TQ - 01	1,2	3,10	3,45	25
TQ – 02	0,8	1,33	0,67	10
TQ – 03	0,8	1,33	0,67	10
TQ – 04	0,8	1,33	0,67	10
TQ – 05	0,8	1,33	0,67	10

Tabela 3.1: Característica dos tanques de aquecimento

O fluído de processo é resfriado nos trocadores de calor do tipo feixe tubular, e retorna para o tanque pulmão para evitar perturbações às temperaturas dos tanques menores que alimentam a rede de trocadores de calor, formando um circuito fechado, o que evita o desperdício de água. Esta malha de trocadores pode operar em paralelo ou em série. A tabela 3.2 apresenta a área de troca térmica, o número de passos pelo lado dos tubos, as dimensões básicas e as vazões de projeto para cada trocador de calor.

	Área (m²)	n° de	Dimensões (cm)		Vazões de projeto (m³/h)	
		pubbbb	comprimento	diâmetro	casco	Tubo
TC – 01	0,54	2	50	16	1 – 2	1 – 5
TC – 02	0,54	2	50	16	1 – 2	1 – 5
TC – 03	0,67	4	60	16	1 – 2	1 – 5
TC – 04	0,87	2	70	16	1 – 2	1 – 5
TC – 05	1,20	2	100	16	1 – 2	1 – 5

Tabela 3.2: Características dos trocadores de calor

A instalação é acionada através de um painel elétrico central ilustrado na figura 3.5, responsável pelo aquecimento dos tanques, funcionamento dos ventiladores, bombas para a circulação do fluído de processo (água quente) e fluído de resfriamento (água). As manobras de acionamento do painel estão descritas no manual de operação da instalação (ver apêndice A).

Neste painel central, há 5 controladores responsáveis pelo ajuste do aquecimento dos tanques; programados para aquecer o fluido (água) até a temperatura máxima de 100°C. Por outro lado, deve-se ressaltar que o material de construção dos tanques suporta um valor máximo de apenas 85°C e, caso ocorra um superaquecimento, somente o tanque TQ-01 tem a função de alarme visual (luz de coloração amarela), e os demais tanques não possuem este sinal de alerta.

Porém, havendo a necessidade de algum ajuste nos controladores, pede-se que o manual de programação dos controladores seja lido – apêndice B, pois uma eventual programação equivocada do controlador pode acarretar danos a toda a instalação.

É possível obter dados experimentais a partir do programa LabView instalado em um micro computador. O programa LabView é responsável pela coleta dos dados da planta piloto com um intervalo de 1,2 s, o micro recebe sinais *on line* e armazena os dados. Entretanto, este programa LabView não foi utilizado na execução dos experimentos feitos neste trabalho, devido à avaria do sistema, e o seu reparo não foi possível de ser implementado em tempo hábil.



Figura 3.5: Painel de controle para acionamento da instalação semi-industrial

Os ventiladores das torres de resfriamento TR-01 e TR-02, conforme ilustra a figura 3.6, têm potência de 1 HP cada, sendo sua velocidade controlada por um inversor de freqüência, com velocidade máxima de 1750 rpm.



Figura 3.6: Ventiladores das torres

O enchimento de contato da torre tem altura de 0,90 m, largura de 0,90 m e profundidade de 0,60 m, conforme as figuras 3.7 e 3.8. Este enchimento é do tipo "GRT" (blocos de grade trapezoidais), sendo grades injetadas, encaixadas e que suportam temperaturas de até 85°C.



Figura 3.7: Enchimento de contato "GRT"



Figura 3.8: Recheio da torre de resfriamento

O ar proveniente da torre sai por uma tubulação com diâmetro nominal de 0,406 m e de diâmetro interno de 0,363 m, conforme as figuras 3.9 e 3.10.





Figura 3.9: Entrada e saída de ar na torre

Figura 3.10: Tubulações de saída de ar

Na figura 3.11, está representado o esquema da operação da torre de resfriamento usada neste trabalho.



Figura 3.11: Representação da operação da torre de resfriamento

#### **3.2 TESTES PRELIMINARES**

# 3.2.1 AFERIÇÃO DOS TERMÔMETROS

Este procedimento tem como objetivo calibrar os termômetros que já se encontravam no laboratório na instalação semi-industrial, bem como os adquiridos no ano de 2006. A aferição foi realizada em um banho termostático **NESLAB RTE 1100**, localizado no laboratório de fenômenos de transporte do Departamento de

Engenharia Química. Ao total, foram aferidos dez termômetros avulsos, e os dois termômetros (de bulbo seco e bulbo úmido respectivamente) do psicrômetro giratório. As leituras das temperaturas destes instrumentos foram comparadas com a apresentada por um termômetro ASTM, de precisão 0,1°C, considerado como padrão.

Com este teste, foi possível observar que sete dos termômetros verificados estão aferidos (mesma leitura do termômetro de referência), sendo "descartados" os três restantes. No psicrômetro, nota-se que há um desvio sistemático de 0,4 °C para o termômetro de bulbo úmido e de 0,6 °C para o termômetro de bulbo seco.

No apêndice C, estão os valores obtidos neste ensaio.

## 3.2.2 COMPARAÇÃO DA CARGA TÉRMICA

Como a instalação estava inoperante por dois anos, este teste teve como objetivo, verificar o funcionamento dos instrumentos de campo, os procedimentos de leitura e eventual ajuste das torres de resfriamento e trocadores de calor.

Para a realização deste ensaio – volume de controle representado pela figura 3.12 - foi utilizado o trocador de calor TC-05, em conjunto com a torre de resfriamento TR-02. Após o aquecimento do fluído de processo (água) até a temperatura de 80°C, tem-se iniciado o ensaio, foram medidas simultaneamente, em instantes sucessivos, as temperaturas de entrada e saída da torre de resfriamento ( $T_{a1}$  e  $T_{a2}$ ), as temperaturas de entrada e saída no trocador de calor ( $T_{TC1}$  e  $T_{TC2}$ ), bem como as vazões de água de resfriamento e do fluído de processo.

A partir dos dados obtidos no experimento, foram calculadas e comparadas (ver tabela 3.3) as taxas de calor recebido pela água de resfriamento (no feixe tubular) e dissipada pela torre ao longo do ensaio.

Pela tabela 3.3, observa-se que os desvios entre as taxas de calor recebido pela água no trocador e dissipado na torre de resfriamento são pequenos (da ordem de 2% a 3%), configurando uma boa consistência das medidas experimentais envolvidas.



Figura 3.12: Volume de controle – balanço de entalpia

Tabela 3.3: Comparação da carga térmica

	-	
recebida pela água	dissipada na torre	diferença torre - tubos
(lado dos tubos)	de resfriamento	
95.10 <sup>3</sup>	98.10 <sup>3</sup>	2%
76.10 <sup>3</sup>	78.10 <sup>3</sup>	3%
91.10 <sup>3</sup>	94.10 <sup>3</sup>	2%
82.10 <sup>3</sup>	84.10 <sup>3</sup>	3%
88.10 <sup>3</sup>	90.10 <sup>3</sup>	2%
76.10 <sup>3</sup>	78.10 <sup>3</sup>	3%
73.10 <sup>3</sup>	75.10 <sup>3</sup>	3%
87.10 <sup>3</sup>	89.10 <sup>3</sup>	2%
90.10 <sup>3</sup>	93.10 <sup>3</sup>	2%
85.10 <sup>3</sup>	87.10 <sup>3</sup>	2%
85.10 <sup>3</sup>	87.10 <sup>3</sup>	2%
85.10 <sup>3</sup>	87.10 <sup>3</sup>	3%

Carga térmica (kJ/h)

# 3.2.3 ESTUDO COMPARATIVO DE MEDIÇÃO DE UMIDADE RELATIVA

Além das temperaturas, a precisão na medição da umidade relativa do ar constitui um parâmetro importante na confiabilidade dos resultados dos ensaios. Então, para assegurar isso, as medidas da umidade relativa feitas a partir do psicrômetro giratório (já com a devida correção dos termômetros) e da carta psicrométrica foram
comparadas com os valores obtidos por meio de um higrômetro digital, com base em diferença de capacitância.

A partir dos valores obtidos neste teste (ver o apêndice D), nota-se que não há diferença significativa entre as leituras efetuadas através da carta psicrométrica e as efetuadas pelo higrômetro digital, apresentando desvios da ordem de 0,6% entre elas.

Um detalhe que deve ser ressaltado em relação ao higrômetro é que, para valores de umidade relativa acima de 80%, a precisão do instrumento é inferior (segundo o manual do instrumento). Entretanto, no período do ano no qual foram realizados estes testes de aferição, não se registraram índices de umidade relativa tão elevada.

# 3.2.4 VERIFICAÇÃO DO MAKE UP

O objetivo deste teste é verificar a hipótese simplificadora adotada no modelo da torre de resfriamento de que a vazão mássica de água é praticamente constante ao longo da torre, isto é, as perdas por evaporação e por arraste são desprezíveis em uma operação normal, pois, segundo a literatura, estas perdas estão em torno de 0,2% do volume total que está circulando na torre para cada 10°C na variação da temperatura da água pela torre (CHEREMISINOFF; CHEREMISINOFF, 1981).

Nas figuras 3.13 e 3.14, tem-se o esquema montado na TR-02 para a obtenção das variáveis necessárias para o cálculo da vazão de água reposta na torre. Esta vazão será medida a partir do acompanhamento da variação do nível de água em um tanque acoplado à torre TR-02. O tanque em PVC tem formato cilíndrico, com fundo chato, altura total de 75 cm e diâmetro interno de 44 cm.

Inicialmente, enche-se o tanque com água até a altura de 59,4 cm e mede-se a variação do seu nível ao longo do ensaio.





Figura 3.13: Representação do esquema para verificação do *make up* – vista frontal

Figura 3.14: Representação do esquema para verificação do *make up* – vista lateral

Na tabela 3.4, têm-se os valores obtidos neste ensaio assim como as condições operacionais da torre. Pode-se observar que a hipótese em questão é válida, pois o a vazão de água de reposição é, de fato, muito baixa, comparada com a de alimentação na torre de resfriamento (de 1 a 2%).

Tabela 3.4: Verificação da vazão de água de reposição na torre de resfriamento

G'	Ľ'	Ta1	Ta2	Ľ <sub>rep</sub>
$\left[\frac{kg}{m^2.s}\right]$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[°C]	[°C]	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$
2,32	2,89	37	27	0,04
2,32	2,91	35	27	0,04
2,32	2,85	34	26	0,04
2,32	2,83	32	25	0,04
2,32	2,83	31	25	0,03
2,32	2,81	30	24	0,03
2,32	2,83	29	24	0,03

G'	Ľ'	Ta1	Ta2	Ľ <sub>rep</sub>
$\left[\frac{kg}{m^2.s}\right]$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[°C]	[°C]	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$
2,32	2,81	28	23	0,03
2,32	2,75	27	23	0,01
2,32	2,79	27	22	0,03
2,32	2,78	26	22	0,02
2,32	2,74	25	21	0,02
2,32	2,68	25	21	0,02

# 3.2.5 COMPARAÇÃO DAS ENTALPIAS DO AR NA SAÍDA DA TORRE

No presente trabalho, há de se conhecer o valor da entalpia do ar de saída, pois será utilizado para obter o fator de correção da torre de resfriamento com escoamento água – ar cruzado (ver a equação (2.1-7)).

Este valor pode ser obtido por balanço de energia (Facão, 2004):

$$H_{ar,2} = H_{ar,1} + \frac{L' c_{pL} \cdot (T_{a1} - T_{a2})}{G'}$$
(3.2.5-1)

Um outro modo da determinação deste valor é através da medição das condições do ar de saída (pressão, temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido) e o uso de uma carta psicrométrica.

Então, deseja-se comparar a consistência dos resultados obtidos pelos dois métodos na presente instalação. Para tanto, foi feito um furo na chaminé de saída dos gases da TR-02, para medição dessas temperaturas, conforme apresentado nas figuras 3.15 e 3.16.



Figura 3.15: Orifício na chaminé da torre para obter as condições do ar de saída



Figura 3.16: Medição das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar de saída

Com as informações do ar de saída, foi feita a comparação entre os valores da entalpia do ar de saída obtidos através do balanço de energia e da carta psicrométrica. Conforme mostrado nas tabelas 3.5 e 3.6, nota-se que não há diferenças significativas entre eles, sugerindo uma boa consistência.

Tabela 3.5: Dados experimentais para comparação das entalpias do ar de saída

				Condições de entrada do ar		Condiç	ções de sa	aída do ar	
G'	Ľ'	T <sub>a1</sub>	$T_{a2}$	T <sub>bs1</sub>	$T_{bu1}$	<b>W</b> <sub>1</sub>	T <sub>bs</sub>	T <sub>bu</sub>	W
[kg/m².s]	[kg/m².s]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	kg/kg de ar seco	[°C]	[°C]	kg/kg de ar seco
1,79	3,53	30	27	21	17	0,011	25	24	0,020
2,32	2,02	32	26	21	17	0,011	24	23	0,019
1,79	3,52	26	24	22	16	0,010	22	21	0,016
2,32	2,05	27	24	21	17	0,011	21	20	0,016
1,79	3,54	33	29	19	17	0,012	26	25	0,022
1,63	1,67	36	30	21	20	0,016	27	26	0,023
2,31	1,21	33	23	22	19	0,011	25	24	0,020
2,32	2,02	38	28	20	16	0,011	26	25	0,022

Por balanço Medição/carta T<sub>bs</sub> e T<sub>bu</sub> G' H<sub>ar,2</sub> diferença Ľ  $T_{a1}$  $T_{a2}$ H<sub>ar.2</sub> balanço -[kg/m².s] [kg/m<sup>2</sup>.s] [°C] [°C] [J/kg] [J/kg] medição/carta 27 0% 1,79 3,53 30 74558 74659 0% 2,32 2.02 32 26 71437 71578 1% 1,79 3,52 26 24 64349 63920 2.32 2,05 27 24 60519 61162 1% 1,79 3,54 29 1% 33 82883 81891 1,63 1,67 36 30 86778 85665 1% 2,31 1,21 33 23 73051 74300 2% 2,32 2,02 38 28 83937 81364 3%

Tabela 3.6: Comparação das entalpias do ar de saída na torre

# 3.2.6 VERIFICAÇÃO DAS CONDIÇÕES DO AR NA SAÍDA DA TORRE

Uma hipótese simplificadora usualmente adotada para a obtenção do modelo fenomenológico de uma torre de resfriamento é considerar a condição do ar de saída como saturado (CHEREMISINOFF; CHEREMISINOFF, 1981).

Para a confirmação desta hipótese simplificadora nos experimentos realizados no presente trabalho, foi realizado um teste para a verificação da umidade do ar de saída na torre. A tabela 3.6 apresenta os valores de umidade relativa do ar de saída nos ensaios dessa verificação.

Tabela 3.7: Verificação das condições no ar na saída da torre de resfriamento

G'	Ľ'	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	Tbs2	Tbu	$W_R$ %
[kg/m².s]	[kg/m².s]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	
1,79	3,53	30	27	25	24	93
2,32	2,02	32	26	24	23	96
1,79	3,52	26	24	22	21	92
2,32	2,05	27	24	21	20	92
1,79	3,54	33	29	26	25	92

G'	Ľ'	$T_{a1}$	T <sub>a2</sub>	Tbs2	Tbu	W <sub>R</sub> %
[kg/m².s]	[kg/m².s]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	
1,63	1,67	36	30	27	26	97
2,31	1,21	33	23	25	24	94
2,32	2,02	38	28	26	25	96

Pela tabela 3.7, nota-se que foram obtidos valores de umidade relativa próximas a 100%, desta forma a hipótese adotada na condição do ar de saída pode ser considerada válida.

# 3.2.7 TEMPERATURA DA ÁGUA DE SAÍDA – COMPARAÇÃO COM O CATÁLOGO DO FABRICANTE

Este estudo teve como objetivo verificar se a temperatura da água de saída obtida durante os experimentos estava correspondendo com os valores previstos através do catálogo do fornecedor.

O modelo das torres de resfriamento TR-01 e TR-02 é HD – 1113 – GRT – I, e segundo informado pelo fabricante, o diagrama de curva de seleção, refere-se a vazões de ar pela torre de 7500 kg/h.

A figura 3.17 representa a curva de seleção de torres de resfriamento, material este fornecido pelo fabricante do equipamento.

A tabela 3.8 apresenta os valores obtidos nesta comparação:

Tabela 3.8: Comparação das temperaturas da água de saída obtida experimentalmente versus catálogo do fabricante.

L	T <sub>a1</sub>	$T_bu$	T <sub>a2</sub>	- [°C]
$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[°C]	[°C]	experimental	catálogo
4,0	29	19	26	26,9
4,0	30	20	27	25,9
4,0	35	19	35	32,0



Figura 3.17: Curva de seleção de torres de resfriamento

Observa-se, pela tabela 3.7, que há uma diferença de cerca de 10% entre o valor proposto pelo fabricante e o obtido nos experimentos, para a temperatura da água na saída da torre.

# 3.3 CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO

Este estudo tem como objetivo caracterizar o desempenho de uma torre de resfriamento com escoamento cruzado entre o par água – ar, submetida a diversas condições operacionais.

O coeficiente de transporte de massa ( $K_{G.a}$ ) é dado a partir da equação (2.1-8) conforme visto no item 2.1:

$$\int_{T_{a1}}^{T_{a2}} \frac{dT_a}{\left[155,52 \cdot T_a^2 - \left(3693,1 - \frac{L' \cdot c}{G'}\right) \cdot T_a + \left(69345 - \frac{L' \cdot c \cdot T_{a1}}{G'} - H_{ar,1}\right)\right]} = \frac{F \cdot Z_T \cdot K_G \cdot a}{L' \cdot c_L}$$
(2.1-8)

Os dados obtidos na instalação piloto são:

- temperatura da água na entrada da torre de resfriamento, T<sub>a1</sub>.
- temperatura da água na saída da torre de resfriamento, T<sub>a2</sub>.

Convém ressaltar que, como esses valores interferem bastante na avaliação do desempenho, deve-se tomar muito cuidado na sua medição, principalmente nos ensaios em que a diferença entre elas for "pequena" (suscetível a maiores incertezas).

- temperatura de bulbo seco do ar ambiente, T<sub>bs1</sub>.
- temperatura de bulbo úmido do ar ambiente, T<sub>bu2</sub>.
- temperatura de bulbo seco do ar na saída da torre de resfriamento, T<sub>bs1</sub>.
- temperatura de bulbo úmido do ar na saída da torre de resfriamento, T<sub>bu2</sub>.

Com relação às temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido na saída da torre de resfriamento, estas temperaturas só poderão ser medidas na TR-02, pois, somente neste equipamento, há um sensor instalado; para a TR-01 estes valores serão obtidos a partir do balanço de energia, apresentado no item 3.2.5.

- vazão da água de resfriamento, L.
- vazão do ar pelo ventilador, **G**, a partir da rotação do ventilador.

O procedimento experimental adotado neste trabalho para a avaliação do desempenho da torre de resfriamento está basicamente de acordo com o proposto pela norma DIN 1947 (DEUTSCHER NORMENAUSSCHUSS, 1959).

Para verificar a reprodutibilidade dos resultados nessa caracterização, foram feitos 4 ensaios sob as mesmas condições operacionais e obteve-se um desvio de 9% em relação ao valor médio de  $K_{G}^{*}$ .a.

Conforme mencionado, deseja-se estudar, como um dos aspectos de destaque, a eventual influência da temperatura da água que entra na torre no coeficiente de transporte de massa, isto é, se o valor desse desempenho é afetado quando a torre recebe água recirculada do processo a uma temperatura mais elevada (acima de 50°C).

De acordo com a descrição anterior, a instalação é composta de tanques de aquecimento do fluído de processo (água quente), quatro trocadores de calor e as torres de resfriamento propriamente ditas (ver item 3.1).

Então, nos ensaios em que se deseja uma carga térmica elevada, foram usados:

a) os quatro trocadores de calor (máxima área de troca térmica);

 b) máxima vazão do fluído quente, compatível com o sistema de bombeamento e tubulação (3 a 4 m<sup>3</sup>/h);

c) máxima temperatura do fluído quente (85°C, limite permissível devido ao material de construção dos tanques e do sistema de tubulação);

d) baixa vazão de água de resfriamento (cerca de 1 m³/h);

e) máxima rotação do gás pela torre (rotação do ventilador em torno de 1700 rpm).

# 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

# 4.1 COM BAIXA TAXA DE TRANSPORTE DE MASSA $(K_{g}^{*} \cdot a)$

Em principio, na TR-01, foram realizados ao todo 53 ensaios. No entanto, em alguns deles (13% do total), a confiabilidade dos resultados supõe-se ser menor. Um primeiro motivo é que as medidas foram feitas "logo no início" (tempo para tomada dos pontos inferior a 20 minutos contados a partir do início do teste); com isso, a temperatura de saída da torre pode não decorrer do seu desempenho efetivo, devido à interferência da inércia térmica da água presente na bacia sob a torre. Um outro

fator que contribui para uma maior "imprecisão" dos resultados é a diferença "pequena" entre os valores de temperaturas envolvidos nos cálculos (entrada da torre, saída da torre e bulbo úmido do ar), pois a incerteza inerente às condições repercute bastante no resultado final; no caso, foram desconsiderados os ensaios em que o valor observado para o produto entre o *approach* e o *range* foi inferior a 40°C<sup>2</sup> (valor arbitrário).

Por isso, com base nesses dois critérios, foram excluídos 7 experimentos (13% do total) na regressão estatística para a obtenção do modelo matemático.

O modelo de desempenho de uma torre de resfriamento pode ser representado pela equação (4.4-1), obtida através de um modelo empírico (FREDMAN; SAXÉN, 1995).

$$\mathbf{K}_{\mathbf{G}}^{*} \cdot \mathbf{a} = \alpha \cdot \mathbf{L}^{\mathbf{\beta}} \cdot \mathbf{G}^{\mathbf{\gamma}} \tag{4.1-1}$$

No caso, deseja-se estudar uma eventual influência da temperatura da água na entrada da torre no seu desempenho. Então, a fim de que, nos ensaios, se consiga uma faixa dessa temperatura mais ampla possível, a vazão do ar foi mantida constante no valor máximo da instalação (ver item 3.3). Com isso, propõe-se a obtenção de um modelo matemático do tipo a seguir:

$$\mathbf{K}_{\mathsf{G}}^{*} \cdot \mathbf{a} = \alpha \cdot \mathbf{L}^{\mathsf{B}} \cdot \mathbf{T}_{\mathsf{a}1}^{\delta} \tag{4.1-2}$$

A partir dos resultados dos 46 ensaios, com temperatura máxima atingida de 56°C para a água na entrada da torre, e usando programa *Statistica V.6.0*, a relação obtida foi:

$$K_{G} \cdot a = 0.87 \cdot L^{0.49} \cdot T_{a1}^{0.07}$$
(4.1-3)

O valor da chamada "variância explicada" (definida pela equação (4.1.-4)) encontrado na regressão foi de 70%, isto é, 70% da variabilidade dos pontos são explicados pelo modelo obtido, o que representa um ajuste razoável em relação aos resultados experimentais.

$$R^{2} = \frac{\sum (x_{i} - \overline{x})^{2}}{(n-1)}$$
(4.1-4)

Com base nos resultados obtidos na equação (4.1-3), mostrada acima, observa-se que, para as condições ensaiadas ( $T_{a1} < 56$ °C), não há uma influência dessa temperatura no coeficiente de transporte de massa em uma torre de resfriamento. Esta constatação parte da análise do valor do expoente do termo da temperatura da água na entrada da torre de resfriamento, igual a 0,07, ou seja, quase zero – podendo-se considerar que não há uma influência.

Vale ressaltar que, embora, neste trabalho, tenha sido usado *Statistica V.6.0*, a regressão matemática dos dados experimentais pode ser feita através de um programa mais comum (por exemplo, Microsoft Excel).

Então, foram realizados 36 ensaios complementares na TR-01 em que se variou a vazão do gás pela torre, para se estudar a influência dessa variável de processo no desempenho da torre. Os dados de entrada de todos os ensaios feitos na TR-01 (46+36 = 82) estão apresentados no apêndice E, e os respectivos resultados obtidos, no apêndice F. Usando-se de novo o programa *Statistica V.6.0*, obteve-se o seguinte modelo para o desempenho da torre de resfriamento TR-01:

$$K_{G} \cdot a = 0.76 \cdot L^{0.49} \cdot G^{0.66}$$
(4.1-5)

O valor da variância explicada obtido para este modelo foi de 74%, podendo ser considerado razoável. Para corroborar essa verificação, foi construído o gráfico 4.1, em que se mostra a comparação entre os valores experimentais e os valores previstos pelo modelo obtido. Pode-se observar que, de novo, há uma razoável concordância, devido a um "espalhamento" dos pontos em torno da linha de 45°. Além disso, pelo histograma de freqüência, mostrado no gráfico 4.2, verifica-se um bom ajuste da curva de distribuição normal, com apenas uma pequena fração de valores deslocados à direita.



Gráfico 4.1: Valores preditos versus valores observados TR-01

Gráfico 4.2: Distribuição de freqüência TR-01

A superfície de resposta do modelo de desempenho para a TR-01 e o contorno dessa superfície estão mostrados respectivamente nos gráficos 4.3 e 4.4. Pode-se observar então que, conforme os valores dos fluxos mássicos de líquido (L') e gás (G') aumentam, o desempenho da torre (K<sub>G</sub>.a) aumenta, de modo não linear, conforme esperado (KERN, 1950; OGBOJA, 1987).



Gráfico 4.3 - Superfície de resposta TR-01

Gráfico 4.4 – Contorno da superfície de resposta TR-01

O mesmo procedimento de caracterização de desempenho foi realizado para a torre de resfriamento TR-02, num total de 107 ensaios (ver os seus dados de entrada no apêndice G e os resultados de desempenho no apêndice H). A partir da regressão estatística através do programa *Statistica V.6.0*, obteve-se a seguinte relação, com o valor da variância explicada de 57%:

$$K_{G} \cdot a = 1,05 \cdot L^{0,42} \cdot G^{0,72}$$
(4.1-6)

A comparação entre os valores experimentais e os valores previstos pelo modelo obtido está mostrada no gráfico 4.5 e o histograma de freqüência de distribuição, no gráfico 4.6. Pode-se observar também, para esta torre TR-02, que o modelo obtido possui uma razoável representatividade.



observados TR-02



A superfície de resposta do modelo de desempenho para a TR-02 e o contorno dessa superfície estão mostrados respectivamente nos gráficos 4.7 e 4.8. Constatase o mesmo comportamento verificado para a torre anterior, ou seja, um aumento não linear do desempenho da torre ( $K_G.a$ ) com o aumento dos fluxos mássicos de líquido (L') e gás (G').



Gráfico 4.7: Superfície de resposta TR-02



Gráfico 4.8: Contorno da superfície de resposta TR- 02

Os valores dos expoentes dos fluxos de líquido L' e ar G', obtidos neste trabalho, foram comparados com os similares encontrados na literatura, conforme mostrado na tabela 4.1. Nota-se uma boa consistência entre os resultados.

	Valor dos parâmetros				
Referência	L'	G'			
Presente trabalho					
TR-01	0,49	0,66			
TR-02	0,42	0,72			
Cortinovis (2004)	0,48	0,82			
Papaefthimiou (2006)	0,45	0,60			
Zhai (2006)	0,52	0,64			

Tabela 4.1: Valores dos expoentes de fluxos mássicos de líquido e gás no modelo da torre de resfriamento (parâmetros  $\beta$  e  $\gamma$  da equação (4.1-1))

4.2 COM ALTA TAXA DE TRANSPORTE DE MASSA SIMULAÇÃO 
$$\begin{pmatrix} K_{g} \cdot a \\ K_{g} \cdot a \end{pmatrix}$$

Devido às restrições da instalação usada no presente trabalho, não foi possível, nos experimentos, atingir temperaturas muito elevadas, acima de 60°C, para a água que entra na torre de resfriamento. Com isso, a eventual influência dessa variável de processo no desempenho da torre será estudada através de simulações matemáticas, com o auxilio do modelo alternativo desenvolvido em 2.3, constituído de 8 equações e 8 variáveis de saída, entre elas, o "blowing factor". Este fator é o termo entre parêntesis do segundo membro da equação (2.3-2), que relaciona os coeficientes de transporte de massa nas condições de alta e baixa taxa.

$$\mathbf{K}_{\mathrm{G}} \cdot \mathbf{a} = \mathbf{K}_{\mathrm{G}}^{*} \cdot \mathbf{a} \cdot \left(\frac{\mathbf{B}_{\mathrm{ma}}}{\mathbf{e}^{(\mathbf{B}_{\mathrm{ma}})} - 1}\right)$$
(2.3-2)

O sistema de equações foi resolvido com o auxílio do programa computacional Microsoft Excel – Solver, considerando-se diversos valores de temperatura da água na entrada da torre (de 30°C a 90°C).

Os resultados obtidos nas simulações matemáticas para este fator, em função da temperatura da água na entrada da torre, estão apresentados na tabela 4.2 e no gráfico 4.9. Pode-se verificar que, mesmo para temperaturas da água que entra na torre em torno de 90°C, o valor do "blowing factor" é próximo de 1, isto é, de acordo com o modelo fenomenológico desenvolvido no item 2.3, não se observa uma diferença significativa no coeficiente de transporte de massa na torre de resfriamento, quando submetida a temperaturas elevadas.

Tabela 4.2: Variação do "blowing factor" em função da temperatura da água na entrada da torre de resfriamento

Temperatura [°C]	B <sub>ma</sub>
30	0,996
40	0,992
50	0,987
60	0,985
70	0,982
80	0,981
90	0,981
1.00 ר	
0.98 -	
10,900 - U.900	
0,94 -	
0,92 -	
0,90	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·
20 30 40 50	60 70 80 90

Gráfico 4.9: Variação do "blowing factor" em função da temperatura da água na entrada da torre de resfriamento

#### **5 CONCLUSÕES**

Com base em um modelo fenomenológico e a partir de dados experimentais obtidos numa planta piloto no laboratório do Departamento de Engenharia Química da EPUSP, foi obtida uma correlação entre o desempenho de uma torre de resfriamento em função das principais variáveis de processo, a saber, fluxos mássicos do gás e da água pela torre, e temperatura de entrada da água. Os resultados apresentaram boa consistência, comparados com os da literatura.

A metodologia desenvolvida pode, com relativa facilidade, ser aplicada para torres de resfriamento industriais, pois se baseia em medidas de variáveis, factíveis em termos práticos. Alguns cuidados devem ser observados, no entanto. O principal refere-se à aferição dos instrumentos de medição, principalmente dos termômetros. Como os valores envolvidos nas diferenças, tanto do "range" como do "approach", são relativamente pequenos (da ordem de alguns graus centígrados), quaisquer desvios nas suas medidas representam distorções significativas no estudo. É recomendável a verificação prévia de algumas hipóteses simplificadoras adotadas no modelo, descrita no item 3.2. Por último, vale ressaltar que, embora neste trabalho tenha sido usado o programa *Statistica V.6.0*, a regressão matemática pode ser feita através de outros programas, de maior disponibilidade (por exemplo, Microsoft Excel).

Devido a restrições na infra-estrutura da unidade piloto usada no presente trabalho, não se pôde atingir, nos ensaios, valores da temperatura muito elevados (máximo de 52°C). Então, partiu-se para um estudo mais teórico, adotando-se modelagem e simulação matemáticas. Por outro lado, o redirecionamento do trabalho foi, em termos, positivo, pois se pôde aprofundar um pouco no enfoque dos conceitos e mecanismos de fenômenos de transporte de calor e massa que ocorrem simultaneamente numa torre de resfriamento. Foram apresentados dois modelos: um, mais rigoroso, com base em balanços diferenciais, que requer recursos computacionais mais robustos e, um outro alternativo, simplificado, de maior facilidade de aplicação.

Embora não tenha sido validado experimentalmente, este último foi usado para o estudo da influência da temperatura da água na entrada da torre. A partir dos resultados de simulações matemáticas, constatou-se que o coeficiente de transporte de massa na torre de resfriamento aparentemente não é afetado, quando submetida a valores elevados dessa temperatura (até 85°C). Não foram encontradas informações na literatura a esse respeito.

#### 6 SUGESTÕES PARA CONTINUAR O TRABALHO

Um das propostas para a continuação deste trabalho é aplicar o modelo diferencial apresentado no item 2.2, executá-lo num programa computacional adequado, validá-lo e obter, através da simulação matemática, os perfis de temperaturas e vazões, tanto da água como do gás, assim como a variação do coeficiente de transporte de massa ao longo de uma torre de resfriamento. Com isso, poderá ser estudado o comportamento da torre sob diversas condições operacionais e proceder a uma análise mais detalhada dos fenômenos simultâneos que nela ocorrem.

Uma outra sugestão é estender o estudo para instalações industriais de resfriamento de água, principalmente com unidade de processo operando em regime de bateladas.

#### BIBLIOGRAFIA

BENNETT, C. O.; MYERS, J. E., **Momentum, heat and mass transfer**. 3° ed Londres. McGraw Hill. 1982. 812 p.

BURGER, Robert. Improve counterflow cooling tower operation. Hydrocarbon Process, v.70 n. 3. Dallas, Texas. 1991. 59-61 p.

BURGER, Robert. **Cooling tower technology: maintenance, upgrading and rebuilding**. 3<sup>rd</sup> ed. The Fairmont Press, Inc. India. 1994. 234 p.

CASTRO, M. M.; SONG, T.W.; PINTO, J.M. **Minimization of operational cost in cooling water systems.** Trans IChemE., v.78, part A. 2000. 192-201 p.

CHEREMISINOFF, N. P.; CHEREMISINOFF, P. N., Cooling towers: selection, design and practice. Michigan. Ann Arbor Science. 1981. 347 p.

COOLING TOWER INSTITUTE (CTI). Houston. Apresenta recursos e atividade desenvolvidas. Disponível em < <u>http://www.cti.org</u> > Acesso em 22 de junho de 2007.

DEUTSCHER NORMENAUSSCHUSS. **DIN 1947**: Thermal performance acceptance testing of water cooling tower. Berlin, 1959, 23 p.

EVANS JR., F. L. Equipment design handbook for refinaries and chemical plants. Houston, Gulf Publishing vol. 2. 1980. 372 p.

FACÃO, J.; OLIVEIRA, A., **Heat and mass transfer correlations for the design of small indirect contact cooling towers**. Applied Thermal Engineering. Porto, Portugal, n. 24. 2004. p.1969 – 1978.

FOUST, A. S. et al. **Principles of unit operations**. 2<sup>nd</sup> ed. John Wiley & Sons. Nova York, 1980. 768 p.

FREDMAN, T.; SAXÉN, H. **Modeling and simulation of a cooling tower.** In: European Simulation Multiconference: Praga. 1995. p.66-70.

FUJITA, T.; TEZUKA, S. Calculations on thermal performance of draft cooling towers. ASHRE Transactions, vol. 92. 1986. p. 274 – 287.

KERN, D. Q. Process heat transfer. New York: McGraw Hill, 1950

KIM, J.; SMITH, R. **Cooling water system design.** Chemical Engineering Science v.56. 2001. p.3641-3658.

McCABE, W. L.,; SMITH, J. C.; HARRIOT, P., Unit operations of chemical engineering. 7<sup>th</sup> ed. New York. McGraw Hill. 2005. 1114 p.

MILLS, A. F., **Mass transfer**, Upper Saddle River. Prentice Hall. 2<sup>nd</sup> ed. 2001. 420 p.

MOHIUDDIN, A. K. M., KANT K., Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers. Part I: Selection and tower characteristics. Int J. Refrig. Vol. 19, N° 1. Elsevier Science. 1996. 43-51 p.

**MSPC Informações Técnicas.** Disponível em: <a href="http://www.mspc.eng.br/termo/termod0410.shtml">http://www.mspc.eng.br/termo/termod0410.shtml</a>>. Acesso em: 05 março 2007.

OGBOJA, O. **A procedure for computer-aided design of water cooling towers.** The Chemical Engineering Journal v.35. 1987. p.43-50

PANNKOKE, T. **Cooling tower basics**. Journal HPAC Engineering. February 1996.

PAPAEFTHIMIOU, V. D.; ZANNIS, T. C.; ROGDAKIS, E. D., **Thermodynamic study of wet cooling tower performance**. International Journal of Energy Research. Grécia, n. 30. 2006. p. 411-426.

ZHAI, Z.; FU, S., Improving cooling efficiency of dry cooling towers under cross wind conditions by using wind break methods. Applied Thermal Engineering. n. 26. 2005. p. 1008-1017.

YAWS, C., L., Chemical properties handbook, physical, thermodynamic, environmental, transport, safety and health related properties for organic and inorganic chemicals. McGraw Hill, New York . 1999. 779 p.

# **APÊNDICES**

# Apêndice A – Manual de Operação do Sistema de Água de Resfriamento





# Manual de Operação do Sistema de Água de Resfriamento Prédio Semi-Industrial – DEQ - EPUSP





# Objetivo

Neste documento, será possível obter informações de como operar o laboratório semi-industrial com segurança, bem como entender o funcionamento da malha com respeito às bombas, medidores de vazão e temperatura, tanques, trocadores de calor, tubulações (conexões), torres de resfriamento e válvulas.

# Nomenclatura utilizada no laboratório semi-industrial

- TAG número de identificação da válvula.
- V-XX número da válvula referente ao seu tanque
- TC-XX número do trocador de calor referente ao seu número.
- B-XX número da bomba referente ao tanque ao qual ela está conectada.

# Operação do laboratório

A instalação semi-industrial inicia o seu funcionamento a partir do painel elétrico geral conforme a figura A-1.



Figura A-1: Painel elétrico geral

- 1. Gire a chave SECCIONADORA GERAL, no sentido horário para energizar o painel;
- 2. Confira se os valores das tensões entre as fases estão de acordo.

Atenção! : Caso alguma tensão esteja muito fora do valor especificado para os instrumentos de 220V, não opere o laboratório nestas condições;

# Ligando o micro computador

- Gire a chave de segurança CHAVE COMPUTADOR LIGA/DESLIGA para a direita (desta forma as tomadas localizadas na parte direita inferior do painel estarão energizadas) – Figura A-2;
- 4. Ligue o micro computador, impressoras, etc.



Figura A-2: Painel elétrico geral – Chave computador liga/desliga

# Ligando as resistências e bombas

5. Antes de ligar as resistências e as bombas, ajuste as válvulas de todos os tanques para o módulo reciclo (veja procedimento em operando as válvulas dos tanques), evitando possíveis acidentes como o superaquecimento de tanques vazios, provocando avarias.

Além da preocupação ao dano dos tanques, o sensor de temperatura está rosqueado na entrada da bomba de sucção, de forma que a leitura da temperatura só ocorre com o fluído em reciclo.

A seguir, na figura A-3, tem-se a localização para acionar as resistências elétricas.



Figura A-3: Ligando resistências e bombas

- 6. Localizando-se pelo sinóptico dos controladores (ver quadro superior A-3), ligar a resistência referente ao tanque de aquecimento pela botoeira (*knob*) verde; esta botoeira ligará o controlador digital PID, que acionará a resistência elétrica, caso o valor da temperatura medida (**em vermelho**) estiver abaixo do valor estabelecido para o **set point** (**verde**);
- 7. Para atingir a temperatura desejada, basta alterar o valor da variável set point, em verde, apertando as setas para cima / para baixo no controlador localizado acima dos botões de acionamento das resistências (vide Figura A-4) – caso haja necessidade de ajustar ou re-programar o controlador – LEIA O MANUAL;
- 8. Quando a resistência for acionada, um *led* aparecerá no canto inferior do mostrador digital (*out*). ATENÇÃO: PARA A RESISTÊNCIA 1 (REFERENTE AO TANQUE PULMÃO) ESTE "LED" <u>SEMPRE PERMANECERÁ ACESO</u>, UMA VEZ QUE ESTA RESISTÊNCIA É CONTROLADA PELO CONTORLADOR PID E POR OUTRO CONTROLADOR TRANSISTORIZADO DE POTÊNICA UPC-01 (PODENDO ESTE SER VIZUALIZADO NA JANELA ESQUERDA); PARA CONFERIR SE A RESISTÊNCIA ESTÁ ACIONADA, BASTA VERIFICAR SE O "LED" <u>ACIONAMENTO</u> (COR VERDE) ESTÁ ACESO OU NÃO ESTA RESISTÊNCIA REFERENTE AO TANQUE PULMÃO 1 POSSUI UM ALARME CASO OCORRA UM SUPERAQUECIMENTO DO TANQUE ESTA SINALIZAÇÃO É DE COLORAÇÃO AMARELA, CONFORME A Figura A-5;





Figura A-5: Indicação do alarme TQ-01

# Ligando os medidores de vazão

- 9. Acionando a botoeira verde, conforme a figura A-6, na porta do painel à esquerda CHAVE MEDIDORES DE VAZÃO LIGA/DESLIGA, estarão sendo acionados todos os 10 medidores de vazão. Sempre antes de operar, ZERAR a vazão acumulada apertando o botão RTS do mostrador digital de cada medidor de vazão MEV (localizado dentro do painel do respectivo medidor de vazão).
- 10. Quando não há passagem de líquido de pelo sensor magnético, VMLs, podem ocorrer interferências, ocasionando um erro na leitura pois o sensor estaria lendo meio de água e ar, ou mesmo por interferências magnéticas do laboratório. Desta forma, o MEV indicaria um valor de vazão incorreto. Mas quando o fluido passa no sensor VML, o processador percebe esta passagem e é acionado, de forma que os valores apresentados estejam corretos, motivo este que forçará a ZERAR o equipamento em cada experimento que for realizado.



Figura A-6: Acionamento dos medidores de vazão

# Ligando a chave seletora de temperatura de campo

- 11. Acionando a botoeira verde na porta do painel à esquerda, também representado na figura A-6, CHAVE PT 100 CAMPO DESLIGA/LIGA, estará sendo energizado o digital localizado à direita do trocador de calor 01 (TC-01). Deste painel seletor, podem ser lidas 16 temperaturas sem a necessidade de ligar micro computador. ATENÇÃO: ESTA LEITURA É FEITA 0 PRIMARIAMENTE EM MILIVOLTS E, EM SEGUIDA, DIRECIONADA PARA O MICROCOMPUTADOR (PROGRAMA LABVIEW).
- 12. Devido ao sistema de medição, as leituras destes sinais de temperaturas deverão ser devidamente aferidas.

# Ligando os ventiladores das torres de resfriamento

- 13. Ao acionar a botoeira referente a cada torre (ver figura A-7), estarão sendo ligados os inversores de freqüência (responsáveis pela opção de variar a rotação do motor do ventilador), o TACÔMETRO, e o ventilador porém para definir a rotação do ventilador, é necessário acessar o programa LABVIEW instalado no microcomputador;
- 14. O sensor de **RPMs** é independente do inversor de freqüência. Este sensor funciona por infravermelho, sendo sensibilizado a cada volta do motor, portanto seu valor é preciso e confiável, porém podem ocorrer variações no mostrador digital, devido à interferência magnética.



Figura A-7: Acionamento dos ventiladores

#### Operando válvulas e tanques

- Cada um dos tanques tem três (3) válvulas na parte superior (conforme a figura A-8); o seu funcionamento pode ser genericamente descrito da seguinte forma:
- 15.1 Reciclo as válvulas com o número de TAG menor entre os três são responsáveis pelo reciclo;
- 15.2 Distribuição de água entre os tanques as válvulas com número de TAG intermediário entre os TAG's maiores e menores serão responsáveis pela retirada do fluído do respectivo tanque em questão, ou seja, de forma que o destino possa ser outro tanque de 650 L, ou o tanque pulmão ou para o dreno geral.

# Atenção! Para esta operação descrita acima, é recomendável que a válvula com o número de TAG maior esteja fechada.

15.3 A válvula com o número de TAG maior é responsável por receber um fluído de fora (proveniente de outro tanque de 650 L ou do tanque pulmão). A tubulação referente a esta válvula intercomunica todos os tanques, de forma que deve estar aberta par a alimentação deste tanque.



Figura A-8: Visualização das válvulas

# Tanques e conexões

Processo de reciclo

Tanque Pulmão (TQ-01)

Manter V-38 fechada, V-39 aberta – importante verificar o nível de líquido no tanque

# - ligar a bomba **B-01** - ligar a resistência no painel de controle e ajustar o set point.

# Tanque 2 (TQ-02)

Manter V-31 fechada, V-30 aberta – ligar a bomba B-02 – ligar a resistência no painel de controle e ajustar o *set point*.

# Tanque 3 (TQ-03)

Manter V-37 fechada, V-36 aberta – ligar a bomba B-03 – ligar a resistência no painel de controle e ajustar o *set point*.

# Tanque 4 (TQ-04)

Manter V-35 fechada, V-34 aberta – ligar a bomba B-04 – ligar a resistência no painel de controle e ajustar o *set point*.

# Tanque 5 (TQ-05)

Manter V-33 fechada, V-32 aberta – ligar a bomba B-05 – ligar a resistência no painel de controle e ajustar o **set point**.

# Transferência do tanque pulmão para os tanques menores

Para este processo de transferência de líquido entre os tanques, recomenda-se que antes de iniciar a transferência, abrir totalmente as válvulas V-31, V-37 e V-33, evitando que a linha de entrada da bomba seja estrangulada.

# Tanque 1 (TQ-01) para Tanque 2 (TQ-02)

Conexão pela válvula V-31

Tanque 1 (TQ-01) para Tanque 3 (TQ-03)
Conexão pela válvula V-37
Tanque 1 (TQ-01) para Tanque 5 (TQ-05)
Conexão pela válvula V-33

#### Transferência entre os tanques menores

Para este processo de transferência de líquido entre os tanques, recomenda-se que antes de iniciar a transferência, abrir totalmente as válvulas V-47 e V-43, evitando que a linha de entrada da bomba seja estrangulada.

# Tanque 2 (TQ-02) recebe do Tanque 3 (TQ-03)

Manter fechadas: V-36 e V-37

Manter aberta: V-47

# Tanque 2 (TQ-02) recebe do Tanque 5 (TQ-05)

Manter fechadas: V-32 e V-33

Manter aberta: V-43

#### Processo de reciclo pelas torres

#### Torre 02 (TR-02)

Manter V-05 fechada, V-08 fechada, V-50 fechada, V-03 aberta, V-09 aberta – ligar a bomba B-07.

Torre 01 (TR-01)

Manter V-07 fechada, V-05 fechada, V-50 fechada, V-01 aberta, V-06 aberta, V-49 aberta – ligar a bomba B-06.

**Atenção! :** Antes de iniciar os ensaios, sempre transferir em primeiro a água de resfriamento proveniente da torre para os trocadores de calor.

Sempre mantenha a torre funcionando em processo de reciclo.

Após a transferência do fluído de processo (água) do tanque pulmão para os tanques menores, homogeneizar esta água através da recirculação pela bomba.

Nunca seque os tanques, deixe um "chorinho", para evitar o super aquecimento do tanque e possíveis danos.

Apêndice B – Manual de Programação dos Controladores



# Manual de Programação dos Controladores





A seguir, será descrita a seqüência de programação dos controladores do sistema de aquecimento dos tanques. O procedimento referente ao tanque TQ-01 é distinto do modo para os demais.

Importante! Ler atentamente as instruções a seguir, pois um procedimento equivocado nessa programação pode implicar no bloqueio, não só dos controladores, mas também de todo o sistema de aquecimento.

# TANQUE TQ-01

O painel do controlador do sistema de aquecimento do TR-01 está mostrado na figura B-1



Figura B-1: Paineis dos controladores do aquecimento dos tanques

# Importante:

Para mudar os ciclos de programação, pressione junto os botões *out* e *back.* Para mudar as telas (passar de uma para a outra), pressione apenas *out*.

# Apenas o tanque TQ-01 tem a função alarme

**Atenção:** Embora o valor máximo de *set point* permissível no controlador seja de 100°C, a temperatura máxima admissível para o material de construção dos tanques é de apenas 90°C, indicada pelo fabricante. Um eventual superaquecimento provoca danos irreversíveis ao tanque (derretimento da parede). Por outro lado, em relação ao sistema de tubulação, a máxima temperatura de operação é em torno de 85°C. Portanto, recomenda-se que O VALOR MÁXIMO A SER ADOTADO COMO *SET POINT* DO CONTROLADOR SEJA DE 85°C.

Como programar:

Ligar o controlador universal através do painel de controle (botoeira verde);



Figura B-2: Botoeiras para acionamento das resistências

Neste instante, no mostrador do **set point**, aparece o valor da última temperatura estabelecida. Caso se queira alterá-lo para um novo valor de **set point**, ajuste-o através dos dois botões centrais de aumentar ou diminuir os valores conforme a figura B-1. Entretanto, caso haja algum problema na programação dos controladores, siga os procedimentos abaixo:

Pressione o botão *out* no controlador universal – a partir deste momento, tem-se o início da programação:

#### auto = yes; Pr n = 0 (zero); run = yes

Mude de tela, a seqüência será: Atun = no/off

#### Habilitando a função automático - ou seja, será programado o set point

Pb = 0 (zero); Hyst = 0 (zero); ir = 0 (zero); dt = 0 (zero); ct = 0 (zero); act = 0 (zero); ouLL = 0 (zero); ouHL = 100; sFsT = 0 (zero); SPAI = 100; SPA2 = 0 (zero); SPA3 = 0 (zero); SPA4 = 0 (zero).

Mude de tela, a seqüência será: Pr n – salte esta tela

Mude de tela, a seqüência será: FuA1 = HI

# Habilitando a função alarme – esta função está disponível apenas para o tanque TQ-01

FuA2 = 0 (zero); FuA3 = 0 (zero); FuA4 = 0 (zero); bLAI = no; bLA2 = no; bLA3 = no; bLA4 = no; HyA1 = 0 (zero); HyA2 = 0 (zero); HyA3 = 0 (zero); HyA4 = 0 (zero); AltI = 0 (zero); Alt2 = 0 (zero); AltI = 0 (zero); Alt2 = 0 (zero)

Mude de tela, a seqüência será: type = 6

Habilitando o tipo de entrada – nesta função, serão definidos o sistema de unidades da temperatura a ser adotada e as casas decimais.

dPPo = 0,0; unit = °C; oFFs = 0 (zero); sPLL = 0 (zero); sPHL = 100; rsLL = 0 (zero); rsHL = 0 (zero); bAud = 0 (zero); Addr = 0 (zero) Mude de tela, a seqüência será: io 1 Habilitando as entradas e saídas do controlador io 1 = 1, io 2 = 0; io 3 = 0; io 4 = 0; io 5 = 12 Mude de tela, a seqüência será: inLc – salte esta tela Para travar os ciclos pressione back ▲ Para destravar os ciclos pressione back ▼

#### TANQUES TQ-02 a TQ-05

#### Importante:

Para mudar os ciclos de programação, pressione junto os botões *out* e *back.* Para mudar as telas (passar de uma para a outra), pressione apenas *out*. Apenas o tanque TQ-01 tem a função alarme

**Atenção:** Embora o valor máximo de *set point* permissível no controlador seja de 100°C, a temperatura máxima admissível para o material de construção dos tanques é de apenas 90°C, indicada pelo fabricante. Um eventual superaquecimento provoca danos irreversíveis ao tanque (derretimento da parede). Por outro lado, em relação ao sistema de tubulação, a máxima temperatura de operação é em torno de 85°C. Portanto, recomenda-se que O VALOR MÁXIMO A SER ADOTADO COMO *SET POINT* DO CONTROLADOR SEJA DE 85°C.

Como programar:

Ligar o controlador universal através do painel de controle (botão verde);

Neste instante, no mostrador do *set point*, aparece o valor da última temperatura estabelecida. Caso se queira alterá-lo para um novo valor de *set point*, ajuste-o através dos dois botões centrais de aumentar ou diminuir os valores conforme a figura B-1. Entretanto, caso haja algum problema na programação dos controladores, siga os procedimentos abaixo:

Pressione o botão *out* no controlador universal – a partir deste momento, tem-se o início da programação:

#### auto = yes; Pr n = 0 (zero); run = yes

Mude de tela, a seqüência será: Atun = no/off

#### Habilitando a função automático - ou seja será programado o set point

Pb = 0 (zero); Hyst = 0 (zero); ir = 0 (zero); dt = 0 (zero); ct = 0 (zero); act = 0 (zero); ouLL = 0 (zero); ouHL = 100; sFsT = 0 (zero); SPAI = 0; SPA2 = 0 (zero); SPA3 = 0 (zero); SPA4 = 0 (zero).

Mude de tela, a seqüência será: Pr n – salte esta tela

Mude de tela, a seqüência será: FuA1 = HI

Mude de tela, a seqüência será: type = 6

Habilitando o tipo de entrada – nesta função, serão definidos o sistema de unidades da temperatura a ser adotada e as casas decimais.

dPPo = 0,0; unit = °C; oFFs = 0 (zero); sPLL = 0 (zero); sPHL = 100; rsLL = 0 (zero); rsHL = 0 (zero); bAud = 0 (zero); Addr = 0 (zero)

Mude de tela, a seqüência será: io 1

#### Habilitando as entradas e saídas do controlador

io 1 = 0, io 2 = 0; io 3 = 0; io 4 = 0; io 5 = 05

Mude de tela, a seqüência será: inLc – salte esta tela

Para travar os ciclos pressione back

Para destravar os ciclos pressione back ▼

Termômetros				Tempe	eraturas			
valor esperado	10°C	15°C	20°C	30°C	40°C	50°C	60°C	70°C
1	10,0	15,0	19,9	29,9	39,8	49,7	59,9	69,5
2	DESCA	RATADO	C					
3	10,0	15,0	20,0	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0
4	10,0	15,0	20,1	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0
5	8,5	13,5	19,0	29,5	39,8	50,0	60,0	70,0
6	9,7	14,7	19,8	29,8	39,9	50,0	59,8	69,2
7	10,1	15,0	20,0	30,0	40,1	50,0	60,2	70,0
8	10,0	15,0	19,8	30,0	39,9	49,8	59,7	69,4
9	10,0	15,3	20,2	30,5	40,6	50,2	60,0	70,0
10	10,5	15,5	20,9	31,0	41,0	50,6	60,0	70,0
Psicrômetro gi	ratório							
$A - (T_{bs})$	10,6	15,6	20,6	30,6	40,6			
$B - (T_{bu})$	10,4	15,4	20,4	30,4	40,4			

# Apêndice C – Valores Obtidos na Aferição dos Termômetros:
		psicrômetro		P <sub>atm</sub>		higrômetro		
	Horário	Tbs	Tbu	W <sub>R</sub>	[mmЦa]	Tbs	Tbu	W <sub>R</sub>
	TIOTATIO	[°C]	[°C]	[%]	[mmg]	[°C]	[°C]	[%]
novembro	2006							
Média		23,80	19,20	65,27		23,77	18,93	65,37
	11:05	23,40	19,20	67,80	706	23,50	18,80	65,80
	11:15	24,00	19,00	63,10	706	23,70	18,80	65,10
	11:40	24,00	19,20	64,90	706	24,10	19,20	65,20
Média		27,73	19,33	47,03		26,90	19,33	51,47
	15:00	28,00	19,20	45,00	703	26,80	19,20	50,20
	15:15	27,60	19,40	47,90	703	26,80	19,20	52,60
	15:30	27,60	19,40	48,20	703	27,10	19,60	51,60
Média		26,73	22,13	67,43		26,43	22,03	69,26
	17:00	26,80	22,20	67,70	703	26,60	22,20	69,17
	17:15	27,00	22,20	66,30	703	26,40	21,90	68,90
	17:30	26,40	22,00	68,30	703	26,30	22,00	69,70
Média		24,33	21,67	78,90		24,70	21,73	78,33
	10:50	24,20	21,60	78,90	700	24,80	21,90	78,40
	11:05	24,20	21,40	78,30	700	24,80	21,70	77,80
	11:20	24,60	22,00	79,50	700	24,50	21,60	78,80
Média		25,60	21,80	70,80		25,03	21,77	76,40
	12:30	25,60	21,80	70,80	700	25,00	21,60	75,80
	12:45	25,60	21,80	70,80	700	25,10	21,80	76,20
	13:00	25,60	21,80	70,80	700	25,00	21,90	77,20
Média		25,47	21,13	68,50		24,90	21,20	73,17
	17:25	25,80	21,20	66,50	700	25,20	21,10	70,90
	17:40	25,40	20,80	67,20	700	25,10	21,10	70,80
	17:55	25,20	21,40	71,80	700	24,40	21,40	77,80

## Apêndice D – Comparação dos Valores de Umidade Relativa Medidos através de Psicrômetro e Higrômetro:

		F	osicrômet	ro	P <sub>atm</sub>		higrômeti	0
	Horário	Tbs	Tbu	W <sub>R</sub>	[mm⊔a]	Tbs	Tbu	$W_{R}$
	TIOTATIO	[°C]	[°C]	[%]	[IIIIII I9]	[°C]	[°C]	[%]
Média		23,87	21,27	79,40		23,00	21,00	84,90
	09:20	24,00	21,40	79,70	701	22,60	20,70	84,80
	09:35	24,00	21,20	77,90	701	23,20	21,10	84,90
	09:50	23,60	21,20	80,60	701	23,20	21,20	85,00
Média		25,33	21,27	70,10		24,60	21,27	75,70
	11:25	25,20	21,20	70,60	701	24,50	21,50	77,10
	11:40	25,40	21,20	69,10	701	24,60	21,20	75,00
	11:55	25,40	21,40	70,60	701	24,70	21,10	75,00
Média		25,47	22,33	76,37		25,17	22,53	80,80
	17:25	25,40	22,40	77,30	700	25,20	22,50	80,60
	17:40	25,60	22,40	76,10	700	25,20	22,70	80,80
	17:55	25,40	22,20	75,70	700	25,10	22,40	81,00
dezembro	2006							
Média		23,13	21,27	84,00		23,23	21,17	84,13
	09:00	23,20	21,20	83,20	703	23,10	21,10	84,40
	09:15	23,20	21,20	83,20	703	23,30	21,20	84,20
	09:30	23,00	21,40	85,60	703	23,30	21,20	83,80
Média		23,80	21,40	80,43		24,60	21,30	75,70
	11:00	23,60	21,40	81,70	703	24,50	21,40	77,10
	11:15	24,00	21,40	79,50	703	24,60	21,20	75,00
	11:20	23,80	21,40	80,10	703	24,70	21,30	75,00
Média		25,93	22,20	72,37		26,13	22,30	73,67
	16:45	26,00	22,20	72,10	703	26,10	22,10	73,60
	17:00	25,80	22,20	72,90	703	26,20	22,40	73,10
	17:15	26,00	22,20	72,10	703	26,10	22,40	74,30
Média		23,87	20,73	75,77		23,13	20,27	78,23
	12:30	23,60	21,00	79,20	701	22,90	20,30	79,50
	12:45	24,00	21,00	77,20	701	23,20	20,40	78,30
	13:00	24,00	20,20	70,90	701	23,30	20,10	76,90

		F	psicrômetro		P <sub>atm</sub>		higrômetro			
	Horário	Tbs	Tbu	W <sub>R</sub>	[mmЦa]	Tbs	Tbu	W <sub>R</sub>		
	TIOTATIO	[°C]	[°C]	[%]	[mmg]	[°C]	[°C]	[%]		
Média		23,73	20,20	71,53		23,43	20,20	76,17		
	17:00	24,00	20,20	71,60	701	23,50	19,90	73,70		
	17:15	23,60	20,20	71,60	701	23,40	20,30	77,10		
	17:30	23,60	20,20	71,60	701	23,40	20,40	77,70		
Média		23,60	20,40	81,50		23,33	20,37	77,93		
	19:10	23,60	20,40	81,50	701	23,30	20,40	77,90		
	19:25	23,60	20,40	81,50	701	23,40	20,30	77,70		
	19:40	23,60	20,40	81,50	701	23,30	20,40	78,20		
Média		22,87	19,00	69,73		22,73	19,07	72,37		
	09:10	23,00	19,00	69,00	702	22,40	18,80	72,40		
	09:25	22,80	19,00	70,10	702	22,90	19,30	72,30		
	09:40	22,80	19,00	70,10	702	22,90	19,10	72,40		
Média		23,00	19,07	69,10		22,83	19,80	71,20		
	11:20	22,80	19,00	70,10	702	22,60	19,50	72,00		
	11:35	23,20	19,20	68,20	702	23,00	19,80	70,40		
	11:50	23,00	19,00	69,00	702	22,90	20,10	71,20		
Média		23,73	19,13	65,20		23,63	19,73	71,43		
	15:30	23,80	19,40	66,30	702	23,40	19,30	70,60		
	15:45	23,80	19,00	64,00	702	23,70	19,80	71,60		
	16:00	23,60	19,00	65,30	702	23,80	20,10	72,10		
Média		22,40	19,00	72,93		22,23	19,00	74,93		
	07:50	22,40	19,00	72,90	703	22,10	19,00	75,40		
	08:05	22,20	19,00	74,20	703	22,20	18,90	75,00		
	08:20	22,60	19,00	71,70	703	22,40	19,10	74,40		
Média		24,27	20,73	73,20		23,57	19,97	73,20		
	11:15	24,60	20,80	71,90	703	23,60	19,70	71,90		
	11:30	24,20	20,60	72,80	703	23,60	20,10	72,80		
	11:45	24,00	20,80	74,90	703	23,50	20,10	74,90		

		psicrômetro		P <sub>atm</sub>	higrômetro		0	
	Uorário	Tbs	Tbu	W <sub>R</sub>	[mmЦa]	Tbs	Tbu	W <sub>R</sub>
	TIOTATIO	[°C]	[°C]	[%]	[mmg]	[°C]	[°C]	[%]
Média		24,60	20,07	66,63		23,73	19,83	71,43
	14:15	25,00	20,20	65,10	702	23,40	19,50	70,60
	14:30	24,40	20,00	67,40	702	23,70	19,90	71,60
	14:45	24,40	20,00	67,40	702	23,80	20,10	72,10
Média		22,53	19,80	77,13		22,13	19,37	78,23
	07:55	22,40	19,80	78,10	704	22,20	19,40	78,00
	08:10	22,40	19,60	76,30	704	22,20	19,40	78,20
	08:20	22,80	20,00	77,00	704	22,20	19,30	78,50
Média		24,00	19,93	69,07		24,47	20,30	69,57
	11:30	23,80	19,80	69,40	704	24,10	20,10	70,40
	11:45	24,00	20,00	69,50	704	24,60	20,40	69,50
	12:00	24,20	20,00	68,30	704	24,70	20,40	68,80
Media		25,13	21,67	73,70		24,97	21,73	76,17
	16:00	25,00	21,60	73,80	704	24,70	21,50	76,70
	16:15	25,00	21,60	73,80	704	24,90	21,80	76,90
	16:30	25,40	21,80	73,50	704	25,30	21,90	74,90
janeiro 200	7							
Média		24,67	19,80	65,43		24,40	19,07	62,20
	10:30	24,60	19,80	65,80	702	24,20	19,30	63,50
	10:45	24,80	19,80	64,70	702	24,40	18,90	62,00
	11:00	24,60	19,80	65,80	702	24,60	19,00	61,10
Média		25,53	19,97	59,53		25,83	18,57	52,00
	14:20	25,40	19,80	61,30	702	26,00	18,70	51,90
	14:45	25,40	19,60	59,80	702	25,60	18,50	52,90
	15:00	25,80	19,60	57,50	702	25,90	18,50	51,20
Média		26,73	19,87	54,80		25,47	18,93	55,50
	16:30	26,20	19,80	57,00	702	26,00	19,40	55,50
	16:45	27,20	19,80	52,40	702	25,30	18,70	54,80
	17:00	26,80	20,00	55,00	702	25,10	18,70	56,20

		1	53101 011101	icrômetro		higrômetro		0
	Horário	Tbs	Tbu	W <sub>R</sub>	[mm⊔a]	Tbs	Tbu	$W_{R}$
	TIOTATIO	[°C]	[°C]	[%]	[IIIIII I9]	[°C]	[°C]	[%]
Média		24,07	19,00	62,97		23,90	18,40	60,70
	09:35	24,00	19,00	63,00	703	23,70	18,30	61,70
	09:50	24,00	19,00	63,00	703	23,80	18,30	60,40
	10:05	24,20	19,00	62,90	703	24,20	18,60	60,00
Média		26,07	19,33	55,13		25,33	19,00	56,43
	12:00	25,80	19,20	55,60	703	25,20	18,90	56,50
	12:15	26.20	19,40	54,90	703	25,30	18,90	56,10
	12:30	26,20	19,40	54,90	703	25,50	19,20	56,70
Média		26,40	20,00	57,33		25,67	19,10	55,17
	15:15	26,00	20,00	59,40	703	25,00	18,90	55,00
	15:30	26,60	20,00	56,30	703	26,00	18,90	55,30
	15:45	26,60	20,00	56,30	703	26,01	19,20	55,20
Média		23,73	19,47	67,73		23,43	18,60	64,60
	09:35	23,20	19,60	70,80	702	23,40	18,60	64,60
	09:50	23,60	19,40	68,30	702	23,40	18,60	64,60
	10:05	24,40	19,40	64,10	702	23,50	18,60	64,60
Média		25,13	21,40	73,00		25,00	20,83	70,23
	13:30	25,80	21,40	68,60	702	24,90	20,80	70,80
	13:45	24,60	21,40	76,80	702	25,00	20,80	70,10
	14:00	25,00	21,40	73,60	702	25,10	20,90	69,80
Média		26,40	22,00	69,03		25,73	21,60	71,10
	15:30	26,40	22,00	68,60	702	25,70	21,40	70,00
	15:45	26,60	22,00	68,00	702	25,90	21,80	71,10
	16:00	26,20	22,00	70,40	702	25,60	21,60	72,20
Média		22,33	19,67	79,13		22,53	18,97	73,03
	10:20	22,80	19,80	76,60	702	22,40	18,80	72,90
	10:35	22,20	19,60	79,50	702	22,50	19,00	73,10
	10:50	22,00	19,60	81,30	702	22,70	19,10	73,10

		I	psicrômetro		P <sub>atm</sub>	higrômetro			
	Llorário	Tbs	Tbu	W <sub>R</sub>	[mml.lg]	Tbs	Tbu	W <sub>R</sub>	
	Horano	[°C]	[°C]	[%]	[mmHg]	[°C]	[°C]	[%]	
Média		23,60	19,93	73,03		23,60	19,77	71,73	
	13:15	22,80	19,80	77,30	703	23,40	19,70	72,40	
	13:30	24,00	20,00	70,90	703	23,70	19,80	71,40	
	13:45	24,00	20,00	70,90	703	23,70	19,80	71,40	
Média		24,67	20,07	67,03		24,57	20,30	69,33	
	15:30	24,60	19,80	65,80	703	24,50	20,40	69,60	
	15:45	24,40	20,80	73,40	703	24,50	20,20	69,50	
	16:00	25,00	19,60	61,90	703	24,70	20,30	68,90	
Média		23,20	19,93	75,13		23,40	19,60	72,10	
	10:00	23,40	19,80	72,60	704	23,30	19,70	72,50	
	10:15	23,00	20,00	77,10	704	23,50	19,60	71,70	
	10:30	23,20	20,00	75,70	704	23,40	19,50	72,10	
Média		25,33	20,40	65,30		25,57	20,03	61,87	
	13:55	24,60	20,40	69,60	702	25,20	20,00	63,90	
	14:10	25,80	20,60	63,70	702	25,50	20,20	63,00	
	14:25	25,60	20,20	62,60	702	26,00	19,90	58,70	
Média		25,73	21,40	69,40		25,77	20,90	65,90	
	16:00	26,00	21,20	66,70	702	26,00	20,70	63,20	
	16:15	25,80	21,40	69,20	702	25,70	20,90	66,10	
	16:30	25,40	21,60	72,30	702	25,60	21,10	68,40	
Média		21,47	24,13	80,30		23,80	21,23	80,70	
	08:30	24,00	21,60	82,10	703	23,80	21,20	80,50	
	08:45	24,20	21,40	79,40	703	23,80	21,30	81,00	
	09:00	24,20	21,40	79,40	703	23,80	21,20	80,60	
Média		24,47	21,67	79,10		24,40	21,53	78,40	
	11:30	24,60	21,60	78,10	704	24,30	21,50	78,70	
	11:45	24,40	21,80	80,40	704	24,50	21,50	77,80	
	12:00	24,40	21,60	78,80	704	24,40	21,60	78,70	

		k	osicrômet	ro	Patm		higrômeti	0
	Horário	Tbs	Tbu	W <sub>R</sub>	[mmHa]	Tbs	Tbu	$W_{R}$
	TIOTATIO	[°C]	[°C]	[%]	[IIIIIIII]	[°C]	[°C]	[%]
Média		24,87	22,13	79,87		25,00	21,97	77,83
	15:00	24,40	22,20	83,40	704	24,80	21,90	78,60
	15:15	25,00	22,00	77,90	704	25,00	22,00	77,70
	15:30	25,20	22,20	78,30	704	25,20	22,00	77,20
Média		24,27	21,60	78,70		24,00	21,37	80,10
	08:30	24,40	21,60	78,70	703	24,10	21,40	79,90
	08:45	24,40	21,60	78,70	703	24,00	21,40	80,00
	09:00	24,00	21,60	78,70	703	23,90	21,30	80,40
Média		24,27	21,40	79,60		24,10	21,40	79,37
	11:30	24,00	21,40	80,60	703	24,00	21,30	79,60
	11:45	24,40	21,40	79,10	703	24,10	21,40	79,70
	12:00	24,40	21,40	79,10	703	24,20	24,20	78,80
Média		24,53	21,87	80,13		24,47	21,70	79,50
	15:00	24,40	22,00	82,20	703	24,40	21,70	79,90
	15:15	24,60	21,80	79,10	703	24,50	21,70	79,00
	15:30	24,60	21,80	79,10	703	24,50	21,70	79,60

					entrada	da torre
L	G	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	P	T <sub>bs</sub>	T <sub>bu</sub>
$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[°C]	[°C]	[mmHg]	[°C]	[°C]
1,91	1722	30,0	23,0	708	18,8	15,2
1,92	1722	30,0	23,5	708	18,8	15,2
1,92	1722	30,0	25,0	708	18,8	15,2
1,94	1722	32,0	24,8	708	18,8	15,2
1,94	1722	37,0	26,5	708	18,2	15,0
1,95	1722	33,0	25,0	708	18,8	15,0
1,96	1722	31,0	24,0	708	18,2	15,0
1,96	1722	40,0	27,0	708	18,2	15,0
1,99	1722	42,0	28,0	708	20,6	16,6
2,00	1722	36,0	25,5	708	18,2	15,0
2,04	1722	46,0	30,0	708	20,6	16,6
2,06	717	29,0	25,0	706	24,4	17,6
2,16	717	25,0	23,0	706	24,4	17,0
2,24	717	37,0	31,0	704	24,4	19,6
2,26	717	39,0	32,0	704	24,4	19,6

Apêndice E – Valores Experimentais das Condições de Ensaio para Obtenção do Coeficiente de Transporte de Massa K<sub>G</sub>.a na Torre de Resfriamento TR-01

					entrada	da torre
L	G	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	Р	T <sub>bs</sub>	T <sub>bu</sub>
$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[°C]	[°C]	[mmHg]	[°C]	[°C]
2,27	717	28,0	25,0	706	23,6	17,6
2,28	717	40,0	33,0	704	24,4	19,6
2,29	717	43,0	33,0	704	24,4	19,6
2,30	717	26,0	24,0	704	23,6	17,6
2,34	717	36,0	31,0	704	24,4	19,6
2,38	717	40,0	34,0	704	24,4	19,6
2,39	717	25,0	23,0	706	24,4	17,0
2,43	1713	25,0	23,0	705	23,2	19,2
2,50	1713	26,0	23,0	705	23,2	19,2
2,55	717	26,0	24,0	706	24,4	17,0
3,24	1209	30,0	27,0	704	21,4	20,0
3,25	1209	31,0	27,0	704	22,7	18,9
3,25	1209	31,0	27,0	704	22,7	18,9
3,27	1206	28,0	25,0	709	19,8	18,6
3,29	1209	31,0	27,0	704	22,7	18,9
3,32	1211	29,0	26,0	704	23,2	18,8
3,33	1211	28,0	26,0	704	20,6	17,4

					entrada	da torre
L	G	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	P	T <sub>bs</sub>	T <sub>bu</sub>
$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[°C]	[°C]	[mmHg]	[°C]	[°C]
3,35	1211	30,0	26,0	704	20,6	17,4
3,37	1211	29,0	26,0	704	23,2	18,8
3,46	1211	28,0	25,0	704	23,2	18,8
3,61	709	31,0	28,0	708	20,6	17,2
3,85	1719	47,0	34,5	705	23,4	16,0
3,92	1705	27,0	24,0	709	21,2	16,8
3,93	1722	46,0	34,0	703	25,6	18,6
3,94	1719	37,0	30,0	705	22,8	17,0
3,95	1722	44,5	33,5	703	25,6	18,6
3,97	1705	24,0	22,0	709	20,6	16,8
3,97	1719	39,0	30,5	705	22,8	17,0
3,97	1719	40,0	31,0	705	22,8	17,0
3,97	1719	48,0	35,0	705	24,0	17,0
3,98	1705	24,0	22,0	709	20,6	16,8
3,98	1705	23,0	21,0	709	20,6	16,8
3,98	1705	24,0	22,0	709	20,6	16,8
3,98	1719	42,0	32,0	705	23,6	17,2

					entrada	da torre
L	G	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	P	T <sub>bs</sub>	T <sub>bu</sub>
$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[°C]	[°C]	[mmHg]	[°C]	[°C]
3,98	1722	52,0	37,0	703	22,6	17,6
3,99	1719	51,0	36,0	705	24,0	17,0
4,00	1719	47,0	35,0	705	23,4	16,0
4,01	1719	41,0	32,0	705	22,8	17,0
4,01	1719	51,0	36,0	705	24,0	17,0
4,02	1722	43,0	32,8	703	23,8	18,4
4,02	1719	43,0	32,5	705	23,6	17,2
4,03	1722	37,0	30,0	703	23,4	18,4
4,03	1722	42,0	32,0	703	23,8	18,4
4,03	1722	47,0	35,0	703	25,6	18,6
4,04	1719	34,0	28,0	705	23,2	16,8
4,04	1719	35,0	28,8	705	23,2	16,8
4,04	1719	36,0	29,0	705	23,2	16,8
4,05	1722	32,0	27,0	703	22,2	18,6
4,05	1722	36,0	29,5	703	23,4	18,4
4,05	1722	40,0	31,5	703	23,8	16,0
4,06	1719	45,0	33,5	705	23,4	16,0

					entrada	da torre
L	G	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	P	T <sub>bs</sub>	T <sub>bu</sub>
$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[°C]	[°C]	[mmHg]	[°C]	[°C]
4,06	1719	47,0	34,0	705	23,4	16,0
4,06	1722	34,0	28,5	703	22,4	18,6
4,06	1719	35,0	28,0	705	23,2	16,8
4,06	1719	41,0	30,5	705	20,0	12,8
4,06	1719	45,0	33,2	705	23,6	17,2
4,07	1719	42,0	32,0	705	23,6	17,2
4,07	1719	46,0	32,9	705	19,0	12,6
4,08	1722	32,0	27,0	703	22,4	18,6
4,08	1722	35,0	29,0	703	22,4	18,6
4,08	1722	38,0	30,5	703	23,8	18,4
4,09	1722	33,0	28,0	703	22,4	18,6
4,13	1729	43,0	31,2	705	18,4	12,6
4,13	1719	48,0	34,0	705	19,2	13,4
4,16	709	27,0	25,0	708	19,8	16,6

L'	G'	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	W	K <sub>G</sub> .a
$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	[°C]	[°C]	$\left[\frac{\text{kg de água}}{\text{kg de ar seco}}\right]$	$\left[\frac{kg}{m^2\cdot s}\cdot \left(\frac{m^2}{m^3}\right)\right]$
0,98	2,32	30,0	23,0	0,0101	1,45
0,99	2,32	30,0	23,5	0,0101	1,20
0,99	2,32	33,0	25,0	0,0101	1,17
1,00	2,32	32,0	24,8	0,0101	1,08
1,00	2,32	37,0	26,5	0,0102	1,28
1,00	2,32	33,0	25,0	0,0102	1,17
1,01	2,32	31,0	24,0	0,0101	1,23
1,01	2,32	40,0	27,0	0,0102	1,63
1,02	2,32	42,0	28,0	0,0102	1,55
1,02	2,32	43,0	29,0	0,0110	1,50
1,03	2,32	36,0	25,5	0,0102	1,63
1,05	2,32	46,0	30,0	0,0110	1,65
1,06	0,97	29,0	25,0	0,0108	1,29
1,11	0,97	25,0	23,0	0,0101	0,76
1,15	0,97	37,0	31,0	0,0135	0,80
1,16	0,97	39,0	32,0	0,0135	0,84

Apêndice F - Valores das Variáveis Calculadas a partir dos Dados de Entrada do Apêndice E

Ľ'	G'	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	W	K <sub>G</sub> .a
$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	[°C]	[°C]	$\left[\frac{\text{kg de água}}{\text{kg de ar seco}}\right]$	$\left[\frac{kg}{m^2\cdot s}\cdot \left(\frac{m^2}{m^3}\right)\right]$
1,17	0,97	28,0	25,0	0,0112	0,95
1,17	0,97	40,0	33,0	0,0135	0,71
1,18	0,97	43,0	33,0	0,0135	1,37
1,18	0,97	26,0	24,0	0,0112	0,73
1,20	0,97	36,0	31,0	0,0135	0,67
1,22	0,97	40,0	34,0	0,0135	0,54
1,23	0,97	25,0	23,0	0,0101	0,90
1,25	2,31	25,0	23,0	0,0134	1,23
1,29	2,31	26,0	23,0	0,0134	1,69
1,31	0,97	26,0	24,0	0,0101	0,74
1,67	1,63	30,0	27,0	0,0153	1,14
1,67	1,63	31,0	27,0	0,0132	1,19
1,68	1,63	28,0	25,0	0,0139	1,43
1,69	1,63	31,0	27,0	0,0132	1,37
1,71	1,63	29,0	26,0	0,0128	1,20
1,71	1,63	28,0	26,0	0,0128	1,09
1,72	1,63	30,0	26,0	0,0121	1,40
1,73	1,63	29,0	26,0	0,0128	1,22

Ľ'	G'	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	W	K <sub>G</sub> .a
$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	[°C]	[°C]	$\left[\frac{\text{kg de água}}{\text{kg de ar seco}}\right]$	$\left[\frac{kg}{m^2\cdot s}\cdot \left(\frac{m^2}{m^3}\right)\right]$
1,78	1,63	28,0	25,0	0,0128	1,79
1,86	0,96	31,0	28,0	0,0118	0,92
1,98	2,32	47,0	34,5	0,0092	1,71
2,02	2,30	27,0	24,0	0,0111	1,49
2,02	2,30	27,0	24,0	0,0111	1,49
2,02	2,32	46,0	34,0	0,0116	2,21
2,03	2,32	37,0	30,0	0,0106	1,50
2,03	2,32	44,5	33,5	0,0116	2,04
2,04	2,30	24,0	22,0	0,0113	1,55
2,04	2,32	39,0	30,5	0,0106	1,89
2,04	2,32	40,0	31,0	0,0106	1,91
2,04	2,30	48,0	35,0	0,0102	1,96
2,05	2,30	24,0	22,0	0,0113	1,56
2,05	2,30	23,0	21,0	0,0113	2,24
2,05	2,30	24,0	22,0	0,0113	1,56
2,05	2,32	42,0	32,0	0,0106	1,99
2,05	2,32	52,0	37,0	0,0116	2,06
2,05	2,32	51,0	36,0	0,0102	2,30

Ľ'	G'	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	W	K <sub>G</sub> .a
$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	[°C]	[°C]	$\left[\frac{\text{kg de água}}{\text{kg de ar seco}}\right]$	$\left[\frac{kg}{m^2\cdot s}\cdot \left(\frac{m^2}{m^3}\right)\right]$
2,06	2,32	47,0	35,0	0,0092	1,60
2,06	2,32	41,0	32,0	0,0106	1,64
2,06	2,32	51,0	36,0	0,0102	2,33
2,07	2,32	43,0	32,8	0,0122	2,07
2,07	2,32	43,0	32,5	0,0106	2,04
2,07	2,32	37,0	30,0	0,0122	1,79
2,07	2,32	42,0	32,0	0,0122	2,33
2,07	2,32	47,0	35,0	0,0116	1,95
2,08	2,32	34,0	28,0	0,0104	1,78
2,08	2,32	35,0	28,8	0,0104	1,61
2,08	2,32	36,0	29,0	0,0104	1,87
2,08	2,32	32,0	27,0	0,0130	2,21
2,08	2,32	36,0	29,5	0,0122	1,78
2,08	2,32	40,0	31,5	0,0122	1,90
2,09	2,32	45,0	33,5	0,0092	1,90
2,09	2,32	47,0	34,0	0,0092	2,25
2,09	2,32	34,0	28,5	0,0130	1,78
2,09	2,32	34,0	28,0	0,0104	2,35

Ľ'	G'	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	W	K <sub>G</sub> .a
$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	[°C]	[°C]	$\begin{bmatrix} kg de água \\ kg de ar seco \end{bmatrix}$	$\left[\frac{kg}{m^2\cdot s}\cdot \left(\frac{m^2}{m^3}\right)\right]$
2,09	2,32	41,0	30,5	0,0070	2,05
2,09	2,32	45,0	33,2	0,0106	2,34
2,09	2,32	42,0	32,0	0,0106	2,08
2,09	2,32	46,0	32,9	0,0072	2,15
2,10	2,32	32,0	27,0	0,0130	2,25
2,10	2,32	35,0	29,0	0,0130	1,84
2,10	2,32	38,0	30,5	0,0122	1,90
2,10	2,32	33,0	28,0	0,0130	1,74
2,12	2,32	43,0	31,2	0,0074	2,34
2,12	2,32	48,0	34,0	0,0079	2,25
2,14	0,96	27,0	25,0	0,0114	1,19

				entrada da torre			
L	G	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	P	T <sub>bs</sub>	T <sub>bu</sub>	-
$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[°C]	[°C]	[mmHg]	[°C]	[°C]	
2,24	715	31,0	28,0	704	24,0	20,0	—
2,35	715	34,0	29,0	706	24,0	18,0	
2,26	715	31,0	27,0	706	24,0	18,0	
2,26	715	32,0	28,0	704	24,0	20,0	
4,25	713	32,0	29,0	708	20,0	17,0	
2,27	715	33,0	28,0	706	24,0	18,0	
3,95	713	37,0	32,0	708	18,0	16,0	
4,22	713	32,0	29,0	708	21,0	17,0	
2,06	715	36,0	29,0	706	24,0	18,0	
3,61	713	36,0	31,0	708	21,0	17,0	
3,25	1211	38,0	31,0	704	23,0	19,0	
2,26	715	32,0	27,0	706	24,0	18,0	
3,45	1209	39,0	33,0	700	24,0	24,0	
3,46	1209	37,0	32,0	700	24,0	24,0	

Apêndice G – Valores Experimentais das Condições de Ensaio para Obtenção do Coeficiente de Transporte de Massa K<sub>G</sub>.a na Torre de Resfriamento TR-02

					entrada da torre	
L	G	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	P	T <sub>bs</sub>	T <sub>bu</sub>
$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[°C]	[°C]	[mmHg]	[°C]	[°C]
3,49	1209	36,0	32,0	700	24,0	24,0
2,55	715	30,0	26,0	706	24,0	17,0
4,28	715	42,0	35,0	709	19,0	16,0
3,24	1211	36,0	30,0	704	21,0	20,0
2,34	715	31,0	27,0	704	24,0	20,0
4,37	713	34,0	30,0	708	21,0	17,0
2,28	715	33,0	28,0	704	24,0	20,0
4,16	713	30,0	27,0	708	20,0	17,0
4,48	976	30,0	26,0	707	15,0	13,0
1,63	1711	40,0	29,0	702	29,0	22,0
2,39	715	29,0	25,0	706	24,0	17,0
2,43	715	31,0	27,0	704	23,0	20,0
2,91	1719	31,0	27,0	703	24,0	21,0
3,33	1211	34,0	28,0	704	23,0	19,0
2,43	1711	30,0	25,0	705	23,0	19,0
4,88	976	31,0	27,0	707	15,0	13,0
2,83	1719	40,0	31,0	703	27,0	22,0

					entrada da torre	
L	G	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	P	T <sub>bs</sub>	T <sub>bu</sub>
$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[°C]	[°C]	[mmHg]	[°C]	[°C]
2,83	1719	40,0	31,0	703	27,0	22,0
1,98	1711	44,0	31,0	702	29,0	22,0
2,84	1719	35,0	29,0	703	25,0	22,0
2,75	1713	41,0	29,0	703	21,0	17,0
1,80	1711	40,0	29,0	702	29,0	22,0
1,85	1711	41,0	30,0	702	29,0	22,0
3,29	1211	40,0	31,0	704	23,0	19,0
1,97	1711	43,0	31,0	702	29,0	22,0
2,87	1719	38,0	30,0	703	26,0	22,0
1,62	1711	39,0	28,0	702	29,0	22,0
1,61	1711	39,0	28,0	702	29,0	22,0
1,64	1711	40,0	29,0	702	29,0	22,0
1,95	1711	42,0	30,0	702	29,0	22,0
2,67	1717	50,0	35,0	705	27,0	23,0
2,77	1717	50,0	35,0	705	26,0	22,0
2,91	1719	38,0	30,0	703	26,0	22,0
2,05	1711	47,0	32,0	702	29,0	22,0

					entrada da torre	
L	G	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	P	T <sub>bs</sub>	T <sub>bu</sub>
$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[°C]	[°C]	[mmHg]	[°C]	[°C]
2,36	1713	40,0	29,0	703	21,0	21,0
1,62	1711	39,0	28,0	702	29,0	22,0
2,80	1719	45,0	33,0	703	27,0	22,0
2,88	1719	34,0	28,0	703	25,0	22,0
2,87	1719	34,0	28,0	703	25,0	22,0
2,92	1719	49,0	35,0	703	28,0	23,0
2,89	1719	34,0	28,0	703	24,0	21,0
4,46	976	29,0	25,0	707	15,0	13,0
2,85	1719	36,0	29,0	703	25,0	22,0
2,87	1719	42,0	32,0	703	27,0	22,0
2,91	1719	46,0	34,0	703	27,0	22,0
2,01	1711	45,0	31,0	702	29,0	22,0
1,63	1711	39,0	28,0	702	29,0	22,0
2,89	1719	43,0	32,0	703	27,0	22,0
3,94	1719	36,0	28,0	709	20,0	16,0
2,93	1719	40,0	31,0	703	27,0	22,0
2,08	1711	47,0	32,0	702	30,0	22,0

					entrada da torre	
L	G	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	P	T <sub>bs</sub>	T <sub>bu</sub>
$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[°C]	[°C]	[mmHg]	[°C]	[°C]
3,97	1719	28,0	24,0	709	21,0	17,0
1,95	1711	43,0	30,0	702	29,0	22,0
1,95	1711	43,0	30,0	702	29,0	22,0
3,89	1719	47,0	35,0	708	26,0	21,0
2,07	1711	45,0	31,0	702	29,0	22,0
2,87	1719	50,0	35,0	703	28,0	23,0
6,85	1324	26,0	24,0	704	22,0	16,0
2,90	1719	33,0	28,0	703	24,0	21,0
2,73	1717	49,0	34,0	705	26,0	22,0
1,91	1711	42,0	30,0	702	29,0	22,0
3,91	1719	41,0	32,0	708	26,0	21,0
3,95	1719	30,0	25,0	709	21,0	17,0
2,15	1711	55,0	35,0	702	29,0	22,0
3,92	1719	34,0	27,0	709	21,0	17,0
2,91	1719	42,0	32,0	703	27,0	22,0
3,93	1719	32,0	26,0	709	21,0	17,0
6,86	1324	30,0	27,0	704	21,0	17,0

					entrada da torre	
L	G	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	P	T <sub>bs</sub>	T <sub>bu</sub>
$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[°C]	[°C]	[mmHg]	[°C]	[°C]
4,09	1719	50,0	37,0	708	24,0	20,0
2,30	715	31,0	26,0	706	24,0	21,0
2,82	1719	55,0	37,0	703	28,0	22,0
3,96	1719	39,0	31,0	708	26,0	21,0
2,70	1717	50,0	34,0	705	26,0	22,0
2,91	1719	54,0	37,0	703	28,0	23,0
4,04	1719	50,0	36,0	708	24,0	20,0
6,88	1324	33,0	29,0	704	19,0	17,0
2,89	1719	44,0	32,0	703	27,0	22,0
4,06	1719	39,0	31,0	708	26,0	21,0
1,90	1711	41,0	29,0	702	29,0	22,0
2,12	1711	51,0	33,0	702	30,0	22,0
2,15	1711	56,0	35,0	702	29,0	22,0
2,17	1711	56,0	35,0	702	29,0	22,0
7,94	1330	26,0	24,0	707	16,0	14,0
3,35	1211	40,0	30,0	704	21,0	17,0
7,45	1345	34,0	29,0	707	15,0	13,0

					entrada da torre	
L	G	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	Р	T <sub>bs</sub>	T <sub>bu</sub>
$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	[°C]	[°C]	[mmHg]	[°C]	[°C]
2,15	1711	55,0	34,0	702	30,0	22,0
3,93	1719	38,0	28,0	709	20,0	16,0
6,90	1324	35,0	30,0	704	19,0	17,0
6,84	1324	32,0	28,0	704	21,0	17,0
3,98	1719	29,0	24,0	709	21,0	17,0
6,91	1324	25,0	23,0	704	22,0	16,0
4,09	1719	49,0	35,0	708	24,0	20,0
7,96	1330	27,0	24,0	707	16,0	14,0

Ľ'	G'	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	W	K <sub>G</sub> .a
$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	[°C]	[°C]	kg de águakg de ar seco	$\left[\frac{kg}{m^2\cdot s}\cdot \left(\frac{m^2}{m^3}\right)\right]$
1,15	0,97	31,0	28,0	0,0135	0,61
1,21	0,97	34,0	29,0	0,0108	0,80
1,16	0,97	31,0	27,0	0,0112	0,84
1,16	0,97	32,0	28,0	0,0135	0,91
2,19	0,96	32,0	29,0	0,0114	0,95
1,17	0,97	33,0	28,0	0,0112	0,95
2,03	0,96	37,0	32,0	0,0108	0,99
2,17	0,96	32,0	29,0	0,0118	0,99
1,06	0,97	36,0	29,0	0,0108	1,07
1,86	0,96	36,0	31,0	0,0118	1,15
1,67	1,63	38,0	31,0	0,0132	1,21
1,16	0,97	32,0	27,0	0,0112	1,24
1,77	1,63	39,0	33,0	0,0197	1,25
1,78	1,63	37,0	32,0	0,0197	1,25
1,80	1,63	36,0	32,0	0,0197	1,26
1,31	0,97	30,0	26,0	0,0101	1,27
2,20	0,97	42,0	35,0	0,0110	1,30

Apêndice H – Valores das Variáveis Calculadas a partir dos Dados de Entrada do Apêndice G

Ľ'	G'	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	W	K <sub>G</sub> .a
$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	[°C]	[°C]	$\begin{bmatrix} kg de água \\ kg de ar seco \end{bmatrix}$	$\left[\frac{kg}{m^2\cdot s}\cdot \left(\frac{m^2}{m^3}\right)\right]$
1,67	1,63	36,0	30,0	0,0156	1,40
1,20	0,97	31,0	27,0	0,0135	1,43
2,25	0,96	34,0	30,0	0,0118	1,44
1,17	0,97	33,0	28,0	0,0135	1,44
2,14	0,96	30,0	27,0	0,0114	1,49
2,30	1,32	30,0	26,0	0,0089	1,57
0,84	2,31	40,0	29,0	0,0145	1,62
1,23	0,97	29,0	25,0	0,0101	1,63
1,25	0,97	31,0	27,0	0,0141	1,65
1,50	2,32	31,0	27,0	0,0162	1,69
1,71	1,63	34,0	28,0	0,0128	1,71
1,25	2,31	30,0	25,0	0,0134	1,72
2,51	1,32	31,0	27,0	0,0089	1,76
1,46	2,32	40,0	31,0	0,0154	1,76
1,46	2,32	40,0	31,0	0,0154	1,76
1,02	2,31	44,0	31,0	0,0154	1,77
1,46	2,32	35,0	29,0	0,0170	1,79
1,41	2,31	41,0	29,0	0,0116	1,80

Ľ'	G'	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	W	K <sub>G</sub> .a
$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	[°C]	[°C]	$\begin{bmatrix} kg de água \\ kg de ar seco \end{bmatrix}$	$\left[\frac{kg}{m^2\cdot s}\cdot \left(\frac{m^2}{m^3}\right)\right]$
0,93	2,31	40,0	29,0	0,0145	1,81
0,95	2,31	41,0	30,0	0,0148	1,82
1,69	1,63	40,0	31,0	0,0132	1,85
1,01	2,31	43,0	31,0	0,0154	1,86
1,48	2,32	38,0	30,0	0,0159	1,86
0,83	2,31	39,0	28,0	0,0145	1,87
0,83	2,31	39,0	28,0	0,0145	1,87
0,84	2,31	40,0	29,0	0,0145	1,88
1,00	2,31	42,0	30,0	0,0148	1,89
1,37	2,32	50,0	35,0	0,0169	1,89
1,42	2,32	50,0	35,0	0,0165	1,91
1,50	2,32	38,0	30,0	0,0159	1,91
1,05	2,31	47,0	32,0	0,0154	1,93
1,21	2,31	40,0	29,0	0,0164	1,97
0,83	2,31	39,0	28,0	0,0145	1,98
1,44	2,35	45,0	33,0	0,0162	1,98
1,48	2,32	34,0	28,0	0,0162	1,99
1,48	2,32	34,0	28,0	0,0162	1,99

Ľ'	G'	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	W	K <sub>G</sub> .a
$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	[°C]	[°C]	$\begin{bmatrix} kg de água \\ kg de ar seco \end{bmatrix}$	$\left[\frac{kg}{m^2\cdot s}\cdot \left(\frac{m^2}{m^3}\right)\right]$
1,50	2,32	49,0	35,0	0,0163	2,01
1,49	2,32	34,0	28,0	0,0162	2,02
2,29	1,32	29,0	25,0	0,0089	2,04
1,47	2,32	36,0	29,0	0,0170	2,07
1,48	2,32	42,0	32,0	0,0156	2,09
1,50	2,32	46,0	34,0	0,0162	2,10
1,03	2,31	45,0	31,0	0,0154	2,11
0,84	2,31	39,0	28,0	0,0145	2,11
1,49	2,32	43,0	32,0	0,0156	2,12
2,03	2,32	36,0	28,0	0,0106	2,13
1,51	2,32	40,0	31,0	0,0154	2,16
1,07	2,31	47,0	32,0	0,0156	2,16
2,04	2,32	28,0	24,0	0,0113	2,22
1,00	2,31	43,0	30,0	0,0148	2,22
1,00	2,31	43,0	30,0	0,0148	2,22
2,00	2,32	47,0	35,0	0,0114	2,23
1,06	2,31	45,0	31,0	0,0154	2,26
1,48	2,32	50,0	35,0	0,0163	2,27

Ľ'	G'	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	W	K <sub>G</sub> .a
$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	[°C]	[°C]	$\begin{bmatrix} kg de água \\ kg de ar seco \end{bmatrix}$	$\left[\frac{kg}{m^2\cdot s}\cdot \left(\frac{m^2}{m^3}\right)\right]$
3,52	1,79	26,0	24,0	0,0101	2,28
1,49	2,32	33,0	28,0	0,0162	2,28
1,40	2,32	49,0	34,0	0,0165	2,30
0,98	2,31	42,0	30,0	0,0148	2,32
2,01	2,32	41,0	32,0	0,0144	2,34
2,03	2,32	30,0	25,0	0,0111	2,34
1,11	2,31	55,0	35,0	0,0150	2,34
2,02	2,32	34,0	27,0	0,0111	2,35
1,50	2,32	42,0	32,0	0,0154	2,36
2,02	2,32	32,0	26,0	0,0111	2,37
3,53	1,79	30,0	27,0	0,0111	2,37
2,10	2,32	50,0	37,0	0,0145	2,37
1,18	0,97	31,0	26,0	0,0112	2,40
1,45	2,32	55,0	37,0	0,0158	2,43
2,04	2,32	39,0	31,0	0,0144	2,44
1,39	2,32	50,0	34,0	0,0165	2,45
1,50	2,32	54,0	37,0	0,0163	2,48
2,08	2,32	50,0	36v	0,0145	2,50

Ľ'	G'	T <sub>a1</sub>	T <sub>a2</sub>	W	K <sub>G</sub> .a
$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	$\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s}\right]$	[°C]	[°C]	$\begin{bmatrix} kg de água \\ kg de ar seco \end{bmatrix}$	$\left[\frac{kg}{m^2\cdot s}\cdot \left(\frac{m^2}{m^3}\right)\right]$
3,54	1,79	33,0	29,0	0,0119	2,53
1,49	2,32	44,0	32,0	0,0156	2,58
2,09	2,32	39,0	31,0	0,0144	2,59
0,98	2,31	41,0	29,0	0,0148	2,61
1,09	2,31	55,0	33,0	0,0156	2,65
1,11	2,31	56,0	35,0	0,0150	2,67
1,12	2,31	56,0	35,0	0,0150	2,74
4,08	1,80	26,0	24,0	0,0088	2,82
1,72	1,63	40,0	30,0	0,0122	2,91
3,83	1,82	34,0	29,0	0,0091	2,93
1,11	2,31	55,0	34,0	0,0156	3,01
2,02	2,32	38,0	28,0	0,0106	3,34
3,55	1,79	35,0	30,0	0,0119	3,35
3,52	1,79	32,0	28,0	0,0111	3,35
2,05	2,32	29,0	24,0	0,0113	3,53
3,55	1,79	25,0	23,0	0,0101	3,57
2,10	2,32	49,0	35,0	0,0145	3,70
4,09	1,80	27,0	24,0	0,0088	3,82