MARCOS SEBASTIÃO DE PAULA GOMES

ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE
TORRES DE RESFRIAMENTO E
LAVADORES DE AR

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Rio de Janeiro, setembro de 1988

MARCOS SEBASTIÃO DE PAULA GOMES

ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE TORRES DE RESFRIAMENTO
E LAVADORES DE AR

Dissertação apresentada ao Departamento
de Engenharia Mecânica da PUC/RJ, como
parte dos requisitos para a obtenção do
título de Mestre em Engenharia
Mecânica.

Orientadores :

Francisco Eduardo Mourão Saboya

Luis Fernando Alzuguir Azevedo

Departamento de Engenharia Mecânica
Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro
Rio de Janeiro, setembro de 1988

À Patricia, Norma,

Armando e Gustavo

AGRADECIMENTOS

Aos professores Francisco Eduardo Mourão Saboya e Luis Fernando Alzuguir Azevedo, pela dedicada orientação e inestimável apoio, sob todos os aspectos imagináveis, tanto no decorrer deste trabalho quanto ao longo do curso de mestrado.

À Patricia, pelo constante incentivo e apoio.

Ao técnico Jandir da Cunha, que com criatividade e experiência em muito contribuiu para a construção dos equipamentos utilizados.

Aos técnicos Celso e Lourenço, pelo auxílio nas montagens de laboratório.

Aos técnicos Pascoal, Edson, Celso, Hélio e ao ITUC, pelos serviços de solda, serralheria e usinagem.

Ao professor Mauro e ao técnico Carlos, do Departamento de Engenharia Elétrica.

À Virgínia, pelos esmerados desenhos.

Aqueles, professores, funcionários e colegas do Departamento de Engenharia Mecânica, que contribuíram na minha formação e no preparo deste trabalho.

A Comissão Nacional de Energia Nuclear, pelo suporte financeiro.

RESUMO

Investigou-se teórica e experimentalmente o comportamento dos equipamentos de transferência de calor e massa conhecidos como Torre de Resfriamento e Lavador de Ar.

Para a Torre, analisa-se um modelo de simulação, a partir de equações diferenciais ordinárias obtidas através de balanços de energia e massa em um elemento infinitesimal de volume, baseado em propriedades uniformes em uma mesma seção transversal, sendo portanto unidimensional. O sistema resultante é resolvido numericamente. Já para o Lavador de Ar, obtem-se, através dos mesmos balanços juntamente com a hipótese de temperatura da água constante, uma solução analítica.

Montou-se, com o intuito de validação do modelo, um sistema experimental onde os parâmetros de interesse pudessem ser medidos e desta forma comparados com os resultados numéricos. A concordância entre valores foi bastante boa, para a faixa investigada. Este mesmo sistema permitiu que se obtivessem dados reais a respeito da operação tanto da torre como do lavador, e como consequência a determinação do produto coeficiente de transferência de massa pela área de troca ($h_D A_v$), para cada caso.

Finalmente, apresentam-se correlações para o cálculo deste parâmetro como função das vazões de ar e água e da área da seção transversal, as quais podem ser utilizadas em projetos futuros destes equipamentos.

ABSTRACT

In the present work the Cooling Tower and the Air Washer were investigated, experimentally and theoretically.

The one-dimensional model developed to simulate the Cooling Tower operation was based on mass and energy balances written for a differential volume. The resulting system of differential equations was solved numerically.

For the Air Washer, the energy and mass balances, incorporating the assumption of constant water temperature, led to a system of equations which was solved analytically.

The experiments conducted were aimed at validating the models developed. The experimental results obtained were in very good agreement with the predictions, within the range of parameters investigated.

Correlations were developed relating average mass transfer coefficient for the equipments with the water and air flow rates.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS		IX
LISTA DE TABELAS		XIII
NOMENCLATURA		XV
Capítulo 1	INTRODUÇÃO	1
Capítulo 2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	8
	2.1 Modelo Físico para simulação da Torre de Resfriamento	10
	2.1.1 Balanço global em um elemento de volume da Torre	10
	2.1.2 Balanço no lado do ar em um elemento de volume da Torre	13
	2.2 Coeficiente de Transferência de Massa para Torre	17
	2.3 Altura Adimensional da Torre	18
	2.4 Determinação do Coeficiente de Transferência de Massa através da Média Logarítmica	19
	2.5 Teoria do Lavador de Ar	20
	2.6 Balanço de Energia Global	25

Capítulo 3	DESCRIÇÃO DO SISTEMA EXPERIMENTAL	27
3.1	Torre de Resfriamento	30
3.2	Circuito de Ar	34
3.2.1	Seção de medida da umidade absoluta à saída da Torre	35
3.2.2	Sistema de aquecimento da parede da tubulação de ar	37
3.2.3	Sistema de controle e medida da vazão de ar	39
3.3	Circuito de Água	40
3.3.1	Sistema de aquecimento de água	41
3.3.2	Sistema de medida da vazão de água	42
3.4	Sistema de Medida e Instrumentação	42
3.4.1	Medidas de Pressão	43
3.4.2	Medidas de Temperatura	44
3.4.2.1	Psicrômetro	45
3.4.2.2	Termopares	46
Capítulo 4	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL, REDUÇÃO DOS DADOS E ANÁLISE DE INCERTEZAS	52
4.1	Procedimento Experimental	53
4.2	Redução dos dados e Análise de Incertezas	56

	4.2.1 Organização dos dados, determinação das temperaturas e umidades absolutas	59
	4.2.2 Determinação da vazão de água	67
	4.2.3 Determinação da vazão de ar	72
	4.2.4 Simulação da torre e determinação do produto $h_D A_v$	76
Capítulo 5	ANÁLISE DOS RESULTADOS	85
	5.1 Comprovação do modelo de simulação	86
	5.2 Apresentação de resultados simulados no interior da torre	91
	5.3 Resultados para o produto $h_D A_v$	96
	5.4 Perda de carga na torre	109
Capítulo 6	CONCLUSÕES	112
Apêndice 1	MEDIDA DA UMIDADE ABSOLUTA	119
Apêndice 2	MEDIDA DA VAZÃO DE AR	129
Apêndice 3	CALIBRAÇÃO E MONTAGEM DO SISTEMA DOS TERMOPARES	140
Apêndice 4	TABELAS DE RESULTADOS	147
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	164

LISTA DE FIGURAS

Figura	Título	Página
2.1	Balanço global em um elemento dV da torre.	11
2.2	Balanço no lado do ar em um elemento dV da torre.	13
2.3	Variação linear do potencial acionador ($W_{eq} - W$), com a umidade absoluta.	19
2.4	Balanço global em um elemento dV do lavador.	21
2.5	Balanço no lado do ar em um elemento dV do lavador.	23
2.6	Balanço de energia global na torre.	26
3.1	Esquema geral do sistema experimental.	28
3.2	Torre de Resfriamento, dimensões principais externas.	32
3.3	Torre de Resfriamento, seção transversal, vista de topo.	32
3.4	Torre de Resfriamento, seção longitudinal, detalhes internos.	33
3.5	Torre de Resfriamento, detalhe do enchimento, vista da janela de inspeção superior.	33
3.6	Detalhe do "by-pass".	36
3.7	Esquema geral do sistema de aquecimento da tubulação de ar.	38
3.8	Detalhe da montagem do termopar no sistema de aquecimento da tubulação.	38
3.9	Esquema do psicrômetro.	45

Figura	Título	Página
3.10	Esquema das sondas de medida de temperatura.	47
3.11	Configuração final do sistema dos termopares.	50
3.12	Configuração final do sistema experimental.	51
4.1	Esquema da folha de corrida experimental.	54
4.2	Fluxograma do programa de redução de dados.	58
5.1	Comparação entre valores medidos e simulados para a temperatura de entrada da água.	87
5.2	Comparação entre valores medidos e simulados para a temperatura de saída do ar.	88
5.3	Comportamento do ar e da água apresentado em uma carta psicrométrica, para a corrida número 8 (torre).	92
5.4	Comportamento do ar e da água apresentado em uma carta psicrométrica, para a corrida número 18 (torre).	93
5.5	Perfis de temperatura e umidade absoluta versus a altura adimensional, para a corrida número 8 (torre).	93
5.6	Perfis de temperatura e umidade absoluta versus a altura adimensional, para a corrida número 15 (torre).	94
5.7	Potencial acionador no processo de transferência de massa versus a umidade absoluta, para três casos diferentes.	95
5.8	Produto $h_p A_v$ para torre e lavador, em uma mesma vazão de ar.	97

Figura	Título	Página
5.9	Coeficiente de transferência de massa para lavador (solução analítica e através do modelo) e torre, em uma mesma vazão de ar.	99
5.10	Comportamento do ar e da água, para quatro níveis de temperatura da água, em uma mesma condição de operação.	102
5.11	Inverso da função potencial acionador, para quatro níveis de temperatura da água, em uma mesma condição de operação.	103
5.12	Comportamento do ar em uma carta psicrométrica, para quatro níveis de temperatura da água, em uma mesma condição de operação.	104
5.13	Correlação para o produto $h_D A_v$ da Torre de Resfriamento (faixa maior).	106
5.14	Correlação para o produto $h_D A_v$ da Torre de Resfriamento (faixa mais estreita).	108
5.15	Correlação para o produto $h_D A_v$ do lavador de ar.	109
5.16	Curvas de perda de carga, no lado do ar, para a torre analisada, em diferentes regimes de operação.	111
A1.1	Esquema da calibração do "by-pass".	120
A1.2	Esquema da montagem para comparação entre psicrômetro e "by-pass".	122
A1.3	Divisão do sistema de aquecimento da tubulação de ar.	126
A2.1	Esquema da montagem para teste comparativo Pitot	

Figura	Título	Página
	versus Venturi.	132
A2.2	Fator de compressibilidade para Bocais e Venturis.	134
A2.3	Coefficiente de descarga para Venturis.	135
A3.1	Esquema da montagem para a calibração do termopar.	141
A3.2	Esquema do circuito dos termopares.	143

LISTA DE TABELAS

Tabela	Título	Página
4.1	Exemplo de corrida experimental (número 3, torre).	57
4.2	Temperaturas para a corrida experimental número 3, referente à torre de resfriamento.	63
5.1	Resultados da experiência de verificação da influência da temperatura da água no produto $h_p A_v$.	102
A1.1	Comparação entre resultados de umidade absoluta obtidos através do psicrômetro e do "by-pass".	123
A1.2	Potência dissipada para cada trecho do sistema de aquecimento da tubulação de ar.	127
A1.3	Projeto do sistema de aquecimento da tubulação principal de ar.	128
A1.4	Resistência elétrica para cada trecho do sistema de aquecimento da tubulação de ar, após montagem.	128
A2.1	Resultados experimentais de Nikuradse para escoamento turbulento no interior de dutos lisos.	130
A2.2	Teste comparativo Pitot-Venturi, para várias posições em relação à linha de centro da tubulação de ar.	138
A2.3	Teste comparativo Pitot-Venturi, para diversas vazões de ar.	139
A3.1	Medidas efetuadas no processo de calibração dos termopares.	145
A4.1	Resultados obtidos para o produto $h_p A_v$ da torre.	148

Tabela	Título	Página
A4.2	Resultados obtidos para o produto $h_D A_v$ do lavador.	151
A4.3	Temperaturas medidas e simuladas para as experiências de torre de resfriamento.	154
A4.4	Medidas efetuadas para as umidades absolutas nas experiências da torre de resfriamento.	157
A4.5	Temperaturas medidas para as experiências do lavador de ar.	159
A4.6	Medidas efetuadas para as umidades absolutas nas experiências do lavador de ar.	162

NOMENCLATURA

A_t	área da seção transversal da torre, $[m^2]$.
A_v	área de troca por unidade de volume da torre, $[m^2/m^3]$.
C	coeficiente de descarga (venturi), ou fator experimental de Nikuradse (relação entre velocidades máxima e média para escoamento turbulento no interior de dutos lisos).
cp_a	calor específico do ar à pressão constante, $[kJ/(kg_{as} \cdot ^\circ C)]$.
cp_v	calor específico da água, $[kJ/(kg \cdot ^\circ C)]$.
d	diâmetro da seção estrangulada (placa de orifício e venturi), $[m]$.
D	difusividade de massa, $[m^2/s]$, ou diâmetro interno da tubulação, $[m]$.
D_{in}	diâmetro interno da tubulação, $[polegadas]$.
h	entalpia do ar úmido, $[kJ/kg_{as}]$.
h_c	coeficiente de transferência de calor por convecção, $[kW/(m^2 \cdot ^\circ C)]$.
h_D	coeficiente de transferência de massa, $\left[\frac{kg_v}{s \cdot m^2 \cdot \frac{kg_v}{kg_{as}}} \right]$.
$h_D A_v$	produto do coeficiente de transferência de massa pela superfície de troca por unidade de volume, A_v , $\left[\frac{kg_v}{s \cdot m^3 \cdot \frac{kg_v}{kg_{as}}} \right]$.

h_{eq}	entalpia de equilíbrio, ou seja, entalpia do ar saturado à temperatura T_v da água na seção considerada, em $[kJ/kg_{as}]$.
h_{fv}	entalpia da água, como líquido saturado à temperatura T_v , $[kJ/kg]$.
h_{fgv}	calor latente de vaporização da água, à temperatura T_v , $[kJ/kg]$.
h_{gt}	entalpia da água como vapor saturado seco à temperatura T_a , $[kJ/kg]$.
h_{gv}	entalpia da água, como vapor saturado seco à temperatura T_v , $[kJ/kg]$.
k	condutividade térmica do ar, $[W/(m.^{\circ}C)]$.
K	coeficiente de fluxo (placa de orifício).
L	altura da torre, $[m]$.
Le	número de Lewis.
$\dot{m}_{as}$	vazão de ar seco, $[kg/s]$.
$\dot{m}_{au}$	vazão de ar úmido, $[kg/s]$.
$\dot{m}_v$	vazão de água, local, $[kg/s]$.
$\dot{m}_{v1}$	vazão de água saindo da torre, (seção 1), $[kg/s]$.
$\dot{m}_{v2}$	vazão de água entrando na torre, (seção 2), $[kg/s]$.
mV_i	milivoltagem relativa às leituras obtidas através dos termopares, $[mV]$.
Nu	número de Nusselt.
P_e	pressão estática absoluta, $[mm\ Hg]$.
P_s	pressão de estagnação absoluta $[mm\ Hg]$.
P_1	pressão estática na seção a montante, para os elementos de medida de vazão.
P_2	pressão estática na seção estrangulada, para os

elementos de medida de vazão.

P	pressão absoluta no ambiente [bar].
P_p	pressão parcial do vapor d'água no ar, [bar].
P_{sat}	pressão de saturação do vapor d'água, determinada à temperatura de bulbo úmido do ar, [bar].
Pr	número de Prandtl.
Q	vazão volumétrica, [m ³ /s].
Q_c	calor transferido por convecção, por unidade de tempo [kW].
Re	número de Reynolds.
Sc	número de Schmidt.
T_a	temperatura de bulbo seco do ar, [°C].
T_{a1}	temperatura de bulbo seco do ar entrando na torre (seção 1), [°C].
T_{a2}	temperatura de bulbo seco do ar saindo da torre (seção 2), [°C].
T_{bs}	temperatura de bulbo seco do ar, [°C].
T_{bu}	temperatura de bulbo úmido do ar, [°C].
T_{pit}	temperatura para determinação das propriedades do ar no cálculo da vazão, [°C].
T_{placa}	temperatura para determinação das propriedades da água no cálculo da vazão, [°C].
T_v	temperatura da água, [°C].
T_{v1}	temperatura da água saindo da torre (seção 1), [°C].
T_{v2}	temperatura da água entrando na torre (seção 2), [°C].
U	velocidade máxima, [m/s].
v	velocidade, [m/s].

$\bar{u}$	velocidade média, [m/s].
V	volume da zona de transferência de massa [m ³].
W	umidade absoluta do ar, [kg _v /kg _{as}].
W ₁	umidade absoluta do ar entrando na torre (seção 1), [kg _v /kg _{as}].
W ₂	umidade absoluta do ar saindo da torre (seção 2), [kg _v /kg _{as}].
W _{eq}	umidade de equilíbrio, ou seja, umidade absoluta do ar saturado à temperatura T _v da água, na seção considerada, [kg _v /kg _{as}].
$\bar{W}_{eq}$	umidade de equilíbrio média à temperatura média da água entre entrada e saída, [kg _v /kg _{as}].
x*	altura adimensional da torre.
Y	fator de compressibilidade.

SIMBOLOS GREGOS

α	difusividade térmica, [m ² /s].
β	relação entre diâmetros nos elementos de medida de vazão.
$\delta...$	indica a incerteza associada a uma determinada variável.
Δ	função delta, corresponde ao potencial acionador no processo de transferência de massa (W _{eq} - W).
ΔE	diferença no balanço de energia global da torre, [kW].
ΔH	pressão diferencial nos elementos de medida de

	vazão, [mm Hg].
ΔH_1	leitura da pressão diferencial no manômetro de cuba, para a placa de orifício, [mm Hg].
μ_a	viscosidade absoluta do ar, [kg/(m.s)].
μ_v	viscosidade absoluta da água, [kg/(m.s)].
ρ_a	massa específica do ar, [kg/m ³].
ρ_v	massa específica da água, [kg/m ³].
σ	desvio padrão.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Torres de Resfriamento e Lavadores de Ar constam como equipamentos de larga aplicação na Indústria de Processo, desde há muito tempo. O fenómeno de resfriamento de água através do contato com o ar ambiente tem sido largamente explorado em situações onde ocorre um grande volume a ser manuseado e, por qualquer motivo, existe uma necessidade de recuperação desta água. Já os Lavadores de Ar têm sido extensivamente empregados como agentes de tratamento, umidificação e redução de temperatura do ar, quer no intuito de diminuir-se a emissão de partículas poluentes para a atmosfera, quer fazendo parte de sistemas de condicionamento de ar.

O processo de transferência de calor associado ao sistema ar-água, no qual se baseia a operação dos equipamentos citados, envolve a transmissão de calor latente devido à evaporação de uma pequena parcela de água que é então incorporada ao ar, umidificando-o, e de calor sensível em face das diferenças de temperatura entre ar e água. Aproximadamente, poder-se-ia dizer que 80% do total deve-se à transferência de massa (calor latente) e 20% ao processo de convecção (calor sensível) [1]. Teoricamente, o limite possível para a retirada do calor da água por uma determinada massa de ar, depende da temperatura e do grau de umidade deste ar, podendo esta última ser traduzida através da temperatura de bulbo úmido. Temos então que, para uma determinada condição do ar, sua temperatura de bulbo úmido representaria a

mínima temperatura teórica até a qual a água poderia ser resfriada, segundo a teoria da saturação adiabática [2].

Conforme Lefevre & Moran [3], ao menos 60% da energia térmica produzida no mundo termina como rejeito a ser dissipado no ambiente. Embora possa parecer melhor transferir este calor de rejeito diretamente à atmosfera, é usualmente mais econômico empregar-se água para absorvê-lo, mesmo nos casos onde esta será reaproveitada, o que exigirá seu resfriamento posterior. Desta forma são obtidos maiores coeficientes de transferência de calor nos condensadores ou trocadores em geral bem como aproveita-se a transferência de massa quando do resfriamento secundário da água pelo ar. A economia de recursos é normalmente grande, mais que suficiente para cobrir os custos deste equipamento extra para o resfriamento da água [4].

Torres de Resfriamento são utilizadas nos casos onde não se dispõe de um manancial suficientemente grande ou, por questão de segurança ambiental, este não possui mais a capacidade de absorver qualquer parcela extra de descargas térmicas. Uma Torre de Resfriamento em operação representa a fonte fria de um ciclo termodinâmico e é tão importante no cálculo da eficiência global de uma planta quanto qualquer outro equipamento do sistema.

Quanto à forma de energia utilizada para a movimentação do ar, costuma-se dividir as Torres de Resfriamento em três classes distintas, ou seja, de Ventilação Artificial, onde a energia responsável pelo fluxo de ar é proveniente de um ventilador, normalmente axial; de Ventilação Natural, onde explora-se o efeito da diferença entre a temperatura do ar no interior do equipamento e a do ar ambiente (efeito de tiragem natural); e finalmente as chamadas Torres Atmosféricas, onde aproveita-se o movimento

natural dos ventos através da estrutura do sistema.

Entre as Torres de Ventilação Artificial, separam-se as Forçadas e Induzidas. Na primeira, o ventilador é montado na base do equipamento, forçando o fluxo de ar que é descarregado no topo a uma baixa velocidade. Este arranjo possui a vantagem de localizar o conjunto ventilador motor do lado de fora da torre, permitindo assim uma mais fácil inspeção e manutenção do mesmo. Da mesma forma, uma vez que esta instalação não se situa na área aquecida e úmida superior, está menos sujeita ao ataque corrosivo característico desta condição. A maior desvantagem deste tipo de montagem está associada à recirculação proporcionada pela baixa velocidade de saída do ar rejeitado, que de alguma forma retorna à sucção do ventilador. A partir do momento em que a temperatura de bulbo úmido do ar saindo é maior que aquela do ar entrando, ocorre então um decréscimo no rendimento evidenciado por um aumento na temperatura de saída da água, o que diretamente afeta a eficiência da planta industrial como um todo. Uma variação deste fenômeno é a chamada interferência, onde o ar saindo de uma torre provoca alterações em outra adjacente.

O segundo tipo de Torre de Ventilação Artificial, ou seja, a Torre de Ventilação Induzida, é dos mais utilizados em todo mundo. Neste caso o ventilador situa-se no topo do equipamento e, devido à depressão ocasionada, o ar é aspirado ao interior do sistema, saindo na parte superior, agora com maiores velocidades, o que diminui consideravelmente os efeitos de recirculação e de interferência. Pode-se ainda classificá-la como de fluxo cruzado ou em contra corrente, dependendo das direções e sentido do escoamento do ar e da água. Termodinamicamente, o arranjo em contra corrente é mais eficiente, uma vez que a água mais

resfriada entra em contato com um ar menos umedecido. Neste trabalho analisaremos este tipo de torre, ou seja, a Torre de Ventilação Induzida com fluxo em contra corrente.

A primeira teoria de que se tem notícia, proposta para o entendimento da operação de uma Torre de Resfriamento, deve-se à Walker, Lewis & McAdams [5] e Robinson [6], em 1923. No entanto, o uso prático das equações diferenciais básicas deve-se, aparentemente, à Merkel [7], em 1925, o qual combinou as equações para transferência de calor e difusividade do vapor de água mostrando a utilidade de se adotar uma diferença de entalpias como potencial acionador no processo de transmissão tanto de calor sensível como de calor latente. Este tipo de abordagem só passou a ser utilizado extensivamente, nos Estados Unidos da América do Norte, após 1940.

Lichtenstein [8] apresenta um sumário da teoria de Merkel, juntamente com as hipóteses simplificadoras assumidas, entre as quais destacamos a relação de Lewis igual à unidade e a vazão da água constante. Threlkeld [9], discorrendo sobre o assunto, mostra que diante destas aproximações poder-se-ia considerar a entalpia do ar variando linearmente com a temperatura da água no interior da torre, o que classificaria o problema como sendo unicamente dependente das condições de entrada e saída no equipamento.

Desde então, muitas foram as variações efetuadas em cima desta teoria básica, procurando simplificá-la de forma a possibilitar um uso mais corrente por parte dos projetistas da indústria, sendo, de qualquer maneira, mantida a essência dos preceitos de Merkel. No entanto, com o passar dos anos, a busca por resultados mais precisos foi se tornando cada vez maior, e a tolerância para os afastamentos entre a teoria e a prática atingiu o seu mínimo.

Durante este processo natural de evolução, a indústria utilizou-se de coeficientes empíricos de forma a eliminar tais diferenças.

Uma constatação interessante a este respeito foi discutida por Lefevre & Moran [3], em 1986 :

"O padrão corrente para a previsão do comportamento de torres de resfriamento em operação baseia-se na teoria de Merkel, desenvolvida em 1925. O grupo de trabalho concorda que erros na teoria básica, da forma como é hoje utilizada, são excessivos e que uma revisão urgente é necessária. Aproximações na teoria tornam possível executar as determinações exigidas mas fatores de correção, muito bem guardados pelas indústrias, têm sido sempre empregados."

Assim sendo, de alguns anos para cá, esforços têm sido feitos no sentido de se desenvolver modelos mais adequados às necessidades da indústria. Em uma revisão recente de modelos numéricos para a previsão do comportamento de Torres de Resfriamento, Johnson, Nomura & Bartz [10] comentam cinco códigos distintos em termos de complexidade das hipóteses assumidas, tempo e memória computacional necessária, qualidade dos resultados obtidos e, um fator bastante importante quando se pensa que é a indústria a usuária em potencial, a facilidade de manipulação. Dois destes são unidimensionais, ou seja, adotam uma distribuição uniforme dos fluxos de ar e água ao longo da seção transversal do equipamento (ESC, desenvolvido pela Environmental Systems Corporation, baseado no clássico modelo de Merkel para o caso de torres em contracorrente, e TEFERI, desenvolvido pela Electricité de France). Os demais, partem desde situações mistas (FACTS, desenvolvido pela Tennessee Valley Authority, assumindo um fluxo de ar com distribuição radial a partir da qual se determina um valor médio, então utilizado nas equações de conservação

unidimensionais) até o caso bidimensional para o ar (VERA2D, desenvolvido pela CHAM of North America e Battelle, Pacific Northwest Laboratories, e STAR, também desenvolvido pela Electricité de France). Segundo a referência, ainda não se implementou qualquer código que abordasse um comportamento bidimensional do lado da água.

A validação experimental destes modelos de simulação ainda está em progresso. Uma vez que a referência é de dezembro de 1987, pode-se concluir que o assunto é bastante atual.

Propõe-se, no presente trabalho, um modelo para a simulação do comportamento de Torres de Resfriamento, o qual fundamenta-se na distribuição homogênea dos fluxos de ar e água ao longo da seção transversal, sendo portanto unidimensional. Assume-se também que a vazão de água é variável, ou seja, decresce em valor, do topo à saída do equipamento, devido à parcela evaporada e incorporada ao ar. Os calores específicos do ar e da água e o número de Lewis são tomados como constantes para a faixa de parâmetros analisada.

A partir de balanços de energia e massa, são obtidas duas equações diferenciais as quais descrevem a variação dos parâmetros ao longo da torre. Estas equações são integradas em termos da variável independente umidade absoluta.

Para possibilitar a análise do desempenho do modelo na sua capacidade de previsão, montou-se um sistema experimental onde as variáveis de interesse pudessem ser monitoradas e desta forma comparadas com aquelas simuladas.

Uma vez que houvesse coincidência entre resultados previstos e medidos à entrada e saída do equipamento, adotava-se que a simulação era também válida para valores no interior do mesmo. Utilizando-se então estes valores, passar-se-ia à determinação do

produto do coeficiente de transferência de massa pela área da superfície de troca por unidade de volume da torre, denotado por $h_D A_v$. Por ser de difícil determinação, a área de troca é incorporada ao coeficiente de transferência, sendo usual a manipulação deste termo resultante.

Já para o Lavador de Ar, existe uma teoria que proporciona a obtenção analítica do $h_D A_v$, a partir das condições de entrada e saída no equipamento. Da mesma forma que para a torre, foram efetuadas corridas experimentais para o lavador, em diversas condições de operação.

De posse dos resultados para o $h_D A_v$ do Lavador de Ar e da Torre de Resfriamento, são apresentadas correlações para cada um dos casos, válidas para as faixas de parâmetros investigadas.

Neste trabalho adotou-se a seguinte ordem de exposição : no capítulo 2, discorre-se sobre os fundamentos teóricos utilizados; no capítulo 3, descreve-se o sistema experimental concebido e montado. A discussão acerca dos procedimentos experimentais, redução dos dados e análise de incertezas, ocorre no capítulo 4; no capítulo 5, efetua-se a análise dos resultados obtidos e, finalmente, no capítulo 6, apresentam-se as conclusões e recomendações para futuros trabalhos nesta linha de pesquisa.

CAPITULO 2

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Com a finalidade de se obter a simulação dos processos de transferência de calor e massa que ocorrem no interior de uma torre de resfriamento, durante a sua operação, propõe-se um modelo físico em que as equações resultantes, resolvidas numericamente, proporcionem a determinação das propriedades relevantes, tanto da água como do ar, desde a entrada até a saída, ou seja, ao longo da altura da torre.

Um tipo de torre de resfriamento bastante utilizado, e que foi o escolhido para o estudo, é aquele em que a água aquecida entra pela parte superior do equipamento e é aspergida através de bicos pulverizadores, sob a forma de gotículas. Em seguida, desce por gravidade e, em contato com o ar, ocorrem os fenômenos de transferência de calor e massa. Durante este percurso, atravessa a zona de enchimento, a qual tem por finalidade aumentar o tempo de permanência da água no interior da torre bem como distribuí-la por uma maior área, ocasionando desta forma uma maior interação entre os dois elementos, ou seja, água e ar. Ao final do processo, já resfriada, é então coletada na parte inferior do sistema, e desta forma completa o ciclo ao qual está associada.

O ar, tendo sido admitido na torre em sua parte inferior, atravessa a zona de enchimento, onde interage com a água, umidificando-se, e ao sair desta região passa por um eliminador de gotículas, onde ficam retidas as maiores partículas de água que porventura tenham sido arrastadas no fluxo. A energia responsável

pela movimentação do ar é fornecida por um ventilador localizado acima do eliminador mencionado, denominando-se a torre, portanto, como de ventilação induzida.

A partir do momento em que os processos de transferência de calor e massa no interior da torre ocorrem para escoamento de ar e água em sentido oposto, trata-se então de uma torre de resfriamento com fluxo em contra corrente.

Uma vez que o programa de simulação forneça as propriedades ao longo da torre, o que ocorre a partir dos parâmetros de entrada no equipamento para uma dada condição de operação, comprova-se experimentalmente as variáveis na saída, o que diagnostica o desempenho na capacidade de previsão. A partir deste ponto pode-se então obter o produto do coeficiente de transferência de massa pela superfície de troca por unidade de volume da torre, denotado por $h_D A_v$. Por ser de difícil determinação, a área de troca é normalmente incorporada ao coeficiente de transferência, resultando no termo apresentado.

Visando a comparação entre os resultados obtidos para o $h_D A_v$ através da teoria de torre, com aqueles provenientes da solução para o lavador de ar, investigou-se também o comportamento do equipamento nesta última condição. A diferença, no caso, é que o lavador opera, teoricamente, a uma temperatura de água constante, a qual tende à temperatura de bulbo úmido do ar entrando no sistema.

Passaremos agora à descrição dos fundamentos teóricos utilizados e das hipóteses assumidas.

2.1) MODELO FÍSICO PARA SIMULAÇÃO DA TORRE DE RESFRIAMENTO :

Assumindo-se que as propriedades do ar e da água são constantes em uma mesma seção transversal horizontal da torre, podemos, de acordo com os balanços de energia e massa que se seguem, obter o sistema de equações diferenciais ordinárias que correlaciona o comportamento destes parâmetros, em cada seção, e através da integração do mesmo, entre seção inferior e superior, chegarmos aos resultados ao longo da altura da torre. O modelo é, portanto, unidimensional.

Os balanços foram realizados em um elemento de volume dV , composto pela área da seção transversal horizontal da torre e por uma altura dx . O primeiro balanço leva em conta o ar e a água no elemento dV , ou seja, é um balanço global. O segundo é um balanço do lado do ar, no mesmo elemento de volume.

2.1.1) Balanço global em um elemento de volume dV da torre

De acordo com o que mostra a figura 2.1, o balanço de energia global em um elemento infinitesimal de volume dV da torre de resfriamento, pode ser escrito da seguinte forma :

$$\dot{m}_{as} \cdot h + (\dot{m}_v + d\dot{m}_v) \cdot (h_{fv} + dh_{fv}) = \dot{m}_{as} \cdot (h + dh) + \dot{m}_v \cdot h_{fv} \quad (\text{eq. 2.1})$$

onde,

- $\dot{m}_{as}$ é a vazão de ar seco.
- $\dot{m}_v$ é a vazão de água, local.
- h é a entalpia do ar úmido.

- h_{fv} é a entalpia da água (líquido saturado à temperatura T_v).
- W é a umidade absoluta do ar.

Fig. 2.1 - Balanço global em um elemento dV da torre.

Cabe observar que a torre é considerada adiabática, ou seja, as possíveis perdas de energia para o ambiente externo são desprezíveis.

Desenvolvendo-se a equação 2.1, e desprezando-se o termo de segunda ordem ($dm_v \cdot dh_{fv}$), temos :

$$\dot{m}_{as} \cdot dh = \dot{m}_v \cdot dh_{fv} + h_{fv} d\dot{m}_v \quad (\text{eq. 2.2})$$

Sabendo-se, através de um balanço de massa, que :

$$\dot{m}_v = \dot{m}_{v2} - \dot{m}_{as} (W_2 - W) \quad (\text{eq. 2.3})$$

onde,

- $\dot{m}_{v2}$ é a vazão de água entrando na torre.
- W_2 é a umidade do ar saindo da torre (seção 2).

e, diferenciando-se 2.3, chegamos a :

$$dm_v = \dot{m}_{as} \cdot dW \quad (\text{eq. 2.4})$$

Substituindo-se 2.4 em 2.2, temos :

$$dh_{fv} = \frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_v} (dh - h_{fv} \cdot dW) \quad (\text{eq. 2.5})$$

Mas, para a água em estado de líquido saturado, podemos aproximar :

$$h_{fv} = cp_v \cdot T_v \quad (\text{eq. 2.6})$$

onde,

- cp_v é o calor específico da água.

- T_v é a temperatura da água.

e se cp_v é constante, temos :

$$dh_{fv} = cp_v \cdot dT_v \quad (\text{eq. 2.7})$$

Substituindo-se 2.7 em 2.5, temos :

$$\frac{dT_v}{dW} = \frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_v \cdot cp_v} \cdot \left(\frac{dh}{dW} - h_{fv} \right) \quad (\text{eq. 2.8})$$

A equação 2.8 é a primeira das equações diferenciais do modelo de simulação. Passaremos agora à análise teórica a partir da qual

obteve-se a segunda equação.

2.1.2) Balanço no lado do ar, em um elemento de volume dV da torre

A segunda equação diferencial do modelo de simulação, é obtida, conforme a figura 2.2, através de um balanço de energia, no lado do ar, em um volume infinitesimal dV .

Fig. 2.2 - Balanço no lado do ar em um elemento dV da torre.

$$\dot{m}_{as} \cdot h + dQ_c + \dot{m}_{as} \cdot dW \cdot h_{gv} = \dot{m}_{as} \cdot (h+dh) \quad (\text{eq. 2.9})$$

onde,

- dQ_c é o calor transferido ao ar, por convecção.
- h_{gv} é a entalpia da água (vapor saturado seco).

Rearrmando-se 2.9, temos :

$$\dot{m}_{as} \cdot dh - dQ_c - \dot{m}_{as} \cdot dW \cdot h_{gv} = 0 \quad (\text{eq. 2.10})$$

Lembrando-se, segundo a equação 2.4, que :

$$d\dot{m}_v = \dot{m}_{as} \cdot dW$$

e através da definição do coeficiente de transferência de massa h_D :

$$d\dot{m}_v = h_D \cdot A_v \cdot dV (W_{eq} - W) \quad (\text{eq. 2.11})$$

onde,

- h_D é o coeficiente de transferência de massa.
- A_v é a área de troca por unidade de volume da torre.
- W_{eq} é a umidade de equilíbrio, ou seja, a umidade absoluta do ar saturado à temperatura T_v da água, na seção considerada.

então :

$$\dot{m}_{as} \cdot dW = h_D \cdot A_v \cdot dV (W_{eq} - W) \quad (\text{eq. 2.12})$$

Por outro lado :

$$dQ_c = h_c \cdot A_v \cdot dV (T_v - T_a) \quad (\text{eq. 2.13})$$

onde,

- h_c é o coeficiente de transferência de calor por convecção.
- T_a é a temperatura de bulbo seco do ar.

Substituindo-se 2.12 e 2.13 em 2.10, temos :

$$\frac{dh}{dW} = \frac{h_c}{h_D} \cdot \frac{(T_v - T_a)}{(W_{eq} - W)} + h_{gv} \quad (\text{eq. 2.14})$$

Conforme a referência [9], podemos escrever :

$$h = c_{p_a} \cdot T_a + 2501,37 W + 17,86 \quad (\text{eq. 2.15})$$

$$h_{eq} = c_{p_a} \cdot T_v + 2501,37 W_{eq} + 17,86 \quad (\text{eq. 2.16})$$

onde,

- h é a entalpia do ar úmido em $[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}}]$.

- h_{eq} é a entalpia de equilíbrio, ou seja, entalpia do ar saturado à temperatura T_v da água na seção considerada, em $[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}}]$.

obs. : as entalpias acima, têm como referência o valor zero, à temperatura de 0°F, para o ar seco.

- c_{p_a} é o calor específico do ar à pressão constante em $[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as} \cdot ^\circ\text{C}}]$.

Se c_{p_a} é constante em dV, então, de 2.15 e 2.16, temos :

$$T_v - T_a = \frac{1}{c_{p_a}} [(h_{eq} - h) - 2501,37 (W_{eq} - W)] \quad (\text{eq. 2.17})$$

Substituindo-se 2.17 em 2.14, chegamos então à :

$$\frac{dh}{dW} = \frac{h_c}{h_D \cdot c_{p_a}} \left[\frac{(h_{eq} - h)}{(W_{eq} - W)} - 2501,37 \right] + h_{gv} \quad (\text{eq. 2.18})$$

onde o termo $\frac{h_c}{h_p \cdot cp_a}$ é, segundo Threlkeld [9], o número de Lewis, e de acordo com Kusuda [11], para o escoamento em questão, ou seja, em regime de convecção forçada, pode ser obtido através de :

$$\frac{h_c}{h_p \cdot cp_a} = Le = \left(\frac{D}{\alpha} \right)^{-2/9} \quad (\text{eq. 2.19})$$

onde,

- D é a difusividade de massa.
- α é a difusividade térmica.

Vale mencionar que estas duas referências não fazem distinção entre o número e a relação de Lewis, enquanto Eckert & Drake [12] adotam a definição do número de Lewis como sendo $Le = \frac{Pr}{Sc} = \frac{D}{\alpha}$, onde Pr e Sc são, respectivamente, os números de Prandtl e Schmidt, e comenta uma relação de Lewis para os casos em que este número tem como valor a unidade. Optou-se, neste trabalho, pela denominação indistinta.

A segunda equação para o modelo, fica então da seguinte forma :

$$\frac{dh}{dW} = Le \left[\frac{(h_{eq} - h)}{(W_{eq} - W)} - 2501,37 \right] + h_{gv} \quad (\text{eq. 2.20})$$

onde o valor de Le é obtido através da equação 2.19 (dados de α e D recolhidos na referência [9]).

Vale observar que esta equação foi obtida para unidades no sistema internacional.

Uma vez obtido o sistema de equações diferenciais que simula o

comportamento da torre (eqs. 2.8 e 2.20), o passo seguinte seria integrá-lo ao longo da altura da mesma, em termos da variável independente unidade absoluta W , entre os limites W_1 e W_2 . O problema é de valor inicial, uma vez que as propriedades em uma seção são determinadas somente como função das propriedades na seção anterior. Desta forma são obtidos os parâmetros de interesse. Maiores detalhes podem ser encontrados no capítulo 4, onde trata-se do programa de redução dos dados, parágrafo 4.2.4 (simulação do comportamento da torre).

2.2) OBTENÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE MASSA PARA TORRE

Uma vez determinadas as propriedades ao longo da torre, pode-se obter o coeficiente de transferência de massa, partindo-se de sua definição, conforme o descrito pela equação 2.12 :

$$\dot{m}_{as} \cdot dW = h_D \cdot A_v \cdot dV (W_{eq} - W)$$

Integrando-se a equação acima, de W_1 à W_2 e de V_1 à V_2 , obtem-se :

$$h_D \cdot A_v = \frac{\dot{m}_{as}}{V} \int_{W_1}^{W_2} \frac{dW}{(W_{eq} - W)} \quad (\text{eq. 2.21})$$

Cabe observar que pela dificuldade de se determinar a área de troca por unidade de volume da torre, o procedimento usual é obter-se diretamente o produto $h_D A_v$.

Podemos neste momento, já de posse das propriedades ao longo

da torre e também do produto $h_D A_V$, efetuar uma cômoda definição de variável, a altura adimensional x^* .

2.3) ALTURA ADIMENSIONAL DA TORRE (x^*)

Partindo-se da definição do coeficiente de transferência de massa, determina-se uma altura adimensional x^* , da seguinte forma :

$$\dot{m}_{as} \cdot dW = h_D \cdot A_V \cdot dV (W_{eq} - W)$$

multiplicando-se ambos os lados desta equação por L, altura da torre, e rearranjando-se os termos, tem-se :

$$\frac{dx}{L} = \frac{\dot{m}_{as}}{h_D \cdot A_V \cdot V} \frac{dW}{W_{eq} - W}$$

Integrando-se a equação acima, de 0 à x, e de W_1 à W, tem-se :

$$x^* = \frac{x}{L} = \frac{\dot{m}_{as}}{h_D \cdot A_V \cdot V} \int_{W_1}^W \frac{dW}{W_{eq} - W} \quad (\text{eq. 2.22})$$

Esta variável é bastante útil na apresentação e análise dos parâmetros ao longo da torre. Está associada ao percentual de umidade absoluta absorvida pelo ar por unidade de potencial acionador no processo ($W_{eq} - W$), até uma determinada seção transversal do equipamento.

2.4) DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE MASSA ATRAVÉS DA MÉDIA LOGARÍTIMICA

Pode-se mostrar, para os casos em que a função $(W_{eq} - W)$, força motriz do processo de transferência de massa, varia linearmente com a unidade absoluta, a determinação do termo $\int_{W_1}^{W_2} \frac{dW}{W_{eq} - W}$, no cálculo do coeficiente de transferência de massa, pode ser efetuada pela média logarítmica entre diferenças de unidade de entrada e saída, da seguinte forma :

Da definição do coeficiente de transferência de massa, tem-se :

$$\dot{m}_{as} \cdot dW = h_p \cdot A_v \cdot dV (W_{eq} - W)$$

fazendo-se $(W_{eq} - W) = \Delta$, e segundo a figura 2.3, tem-se :

Fig. 2.3 - Variação linear do potencial $(W_{eq} - W)$ com a unidade.

$$\dot{m}_{as} \frac{W_2 - W_1}{\Delta_2 - \Delta_1} \frac{d\Delta}{\Delta} = h_p \cdot A_v \cdot dV$$

integrando-se de W_1 a W_2 , e de V_1 a V_2 , tem-se :

$$h_D \cdot A_V = \frac{\dot{m}_{as}}{V} \frac{(W_2 - W_1)}{\left[\frac{\Delta_2 - \Delta_1}{\ln \left(\frac{\Delta_2}{\Delta_1} \right)} \right]} \quad (\text{eq. 2.23})$$

2.5) TEORIA DO LAVADOR DE AR

O lavador de ar é um equipamento com características próximas às da torre de resfriamento, diferindo desta pelo fato de operar, teoricamente, à uma temperatura de água constante, ou seja, não existe uma carga térmica a ser dissipada pelo lado da água. As suas aplicações mais comuns referem-se à limpeza (retirada de partículas sólidas) e ao resfriamento e umidificação do ar. A água, após ser admitida e ter interagido com este último, no interior do lavador, é, através de uma bomba centrífuga, readmitida no equipamento e, desta forma, percorre um circuito fechado. Em regime permanente, a temperatura da água tende para a temperatura de bulbo úmido do ar entrando no lavador, segundo a teoria da saturação adiabática [2].

A determinação do produto coeficiente de transferência de massa pela superfície de troca $h_D A_V$, é possível, neste caso, seguindo-se um procedimento analítico. A teoria do lavador de ar e aquela necessária à obtenção deste resultado, passam agora a ser descritas, segundo a referência [9].

Através de um balanço de energia realizado em um elemento dV , do lavador adiabático, assumindo-se a hipótese de temperatura de água T_v constante, conforme mostra a figura 2.4, chegamos à :

$$\dot{m}_{as} \cdot h + (\dot{m}_v + d\dot{m}_v) \cdot h_{fv} = \dot{m}_{as} \cdot (h + dh) + \dot{m}_v \cdot h_{fv} \quad (\text{eq. 2.24})$$

de acordo com a equação 2.4 :

$$d\dot{m}_v = \dot{m}_{as} \cdot dW$$

Substituindo-se esta relação em 2.24, obtém-se :

$$\frac{dh}{dW} = h_{fv} \quad (\text{eq. 2.25})$$

Fig. 2.4 - Balanço global em um elemento dV do lavador.

Por esta equação podemos perceber que se a temperatura da água é constante, implicando em h_{fv} também constante, o processo do ar, traçado em uma carta psicrométrica, segue uma linha reta de inclinação h_{fv} .

Sabendo-se que a entalpia do ar pode ser obtida, segundo a referência [9], através de :

$$h = 1,0048 T_a + W \cdot h_{gt} + 17,86 \quad (\text{eq. 2.26})$$

onde,

- h é a entalpia do ar úmido, tendo como referência o valor zero à temperatura de 0°F , para o ar seco, em $[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{as}}}]$.

- T_a é a temperatura do ar em $[^{\circ}\text{C}]$.

- h_{gt} é a entalpia do vapor saturado seco à temperatura T_a , em $[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_v}]$, obtida através de $h_{gt} = 1,8841 T_a + 2501,37$.

e diferenciando-se este resultado em relação à W , temos :

$$\frac{dh}{dW} = c_{p_a} \frac{dT_a}{dW} + h_{gt} \quad (\text{eq. 2.27})$$

sendo :

$$c_{p_a} = 1,0048 + 1,8841 W \quad (\text{eq. 2.28})$$

Substituindo-se 2.25 em 2.27, temos :

$$\frac{dT_a}{dW} = \frac{-(h_{gt} - h_{fv})}{c_{p_a}} \quad (\text{eq. 2.29})$$

De outra forma, através de um balanço de energia no lado do ar, em um elemento de volume dV , conforme mostra a figura 2.5, temos :

$$\dot{m}_{as} h + \dot{m}_{as} dW h_{gv} = \dot{m}_{as} (h+dh) + dQ_c \quad (\text{eq. 2.30})$$

sendo :

$$dQ_c = h_c A_v dV (T_a - T_v) \quad (\text{eq. 2.31})$$

Fig. 2.5 - Balanço no lado do ar em um elemento dV do lavador.

Utilizando-se a equação 2.4 e a definição do coeficiente de transferência de massa, ou seja :

$$\dot{m}_{as} \cdot dW = d\dot{m}_v = h_D \cdot A_v \cdot dV \cdot (W_{eq} - W) \quad (\text{eq. 2.32})$$

e, substituindo-se estes valores, juntamente com 2.25 e 2.31, em 2.30, tem-se :

$$(W_{eq} - W) \cdot h_{fgv} = Le \cdot c_{p_a} \cdot (T_a - T_v) \quad (\text{eq. 2.33})$$

onde,

$h_{fgv} = h_{gv} - h_{fv}$, é o calor latente de vaporização da água, à temperatura T_v .

$Le = \frac{h_c}{h_D \cdot c_{p_a}}$, da mesma forma que para a torre de resfriamento.

Diferenciando-se 2.33, com relação à W , admitindo T_v e Le

constantes, levando em conta ainda as equações 2.26 e 2.28, tem-se :

$$\frac{dT_a}{dW} = \frac{-(h_{gt} - h_{gv} + (h_{fgv}/Le))}{cp_a} \quad (\text{eq. 2.34})$$

Comparando-se as equações 2.29 e 2.34, a partir do momento em que ambas devem ser satisfeitas, devemos ter $Le=1$. Na realidade este valor é um pouco menor que a unidade e, segundo a referência [9], existe uma interferência, embora pequena, na linha de processo seguida pelo ar, traçada em uma carta psicrométrica, o que significaria dizer que não se trata exatamente de uma reta com inclinação $\frac{dh}{dW} = h_{fv} = \text{constante}$ ($T_v \neq \text{cte.}$).

No entanto, como aproximação, costuma-se escrever a equação 2.33, admitindo-se uma temperatura $T_v = \text{cte.}$ ($Le = 1$), da seguinte forma :

$$(W_{eq} - W) \cdot h_{fgv} = cp_a \cdot (T_a - T_v) \quad (\text{eq. 2.35})$$

Quando se compara esta equação com a correlação para as propriedades do ar, no processo de saturação adiabática, segundo a referência [9], conclui-se que a temperatura T_v da água nada mais é que a temperatura de bulbo úmido do ar, ou seja, o processo do ar no lavador se realiza, teoricamente, à uma temperatura de bulbo úmido constante a qual se confunde com a temperatura T_v da água, também constante.

Para a determinação do produto $h_d A_v$ para o lavador de ar, utiliza-se sua definição, juntamente com o fato recém mencionado

de que W_{eq} é constante ($T_v = cte.$ então $W_{eq} = W_{eq}^* = cte.$). Assim sendo :

$$\dot{m}_{as} . dW = h_D . A_v . dV . (W_{eq}^* - W)$$

Integrando-se de V_1 à V_2 e de W_1 à W_2 , temos :

$$h_D A_v \ln v = \frac{\dot{m}_{as}}{V} \ln \left[\frac{(W_{eq}^* - W_1)}{(W_{eq}^* - W_2)} \right] \quad (eq. 2.36)$$

Para o caso real, diante das experiências com o lavador de ar, o que se verificou foi uma diferença significativa entre as temperaturas de entrada e saída de água no equipamento, devido à energia cedida pela bomba centrífuga. Desta forma, aproximou-se uma unidade de equilíbrio média $\bar{W}_{eq}$ ($W_{eq}^* = \bar{W}_{eq}$), obtida através da temperatura média da água.

2.6) BALANÇO DE ENERGIA COM PROPRIEDADES MEDIDAS EM UMA CORRIDA EXPERIMENTAL

Com a finalidade de se verificar a boa condição dos experimentos realizados para comprovação do modelo teórico de simulação, realizou-se para cada uma das corridas, representando uma determinada condição de operação, um balanço de energia com as propriedades medidas na entrada e na saída do equipamento. Na figura 2.6, estão representados os termos que o compõe. Cabe observar que a torre é considerada adiabática, ou seja, as perdas para o ambiente exterior são consideradas desprezíveis.

Fig. 2.6 - Balanço de energia global na torre.

Desta forma temos :

$$E_{\text{ent}} = \dot{m}_{as} \cdot h_1 + \dot{m}_{v2} \cdot h_{fv,2} \quad (\text{eq. 2.37})$$

$$E_{\text{sai}} = \dot{m}_{as} \cdot [h_2 - (W_2 - W_1) \cdot h_{fv,1}] + \dot{m}_{v2} \cdot h_{fv,1} \quad (\text{eq. 2.38})$$

$$\Delta E = E_{\text{ent}} - E_{\text{sai}} \quad (\text{eq. 2.39})$$

O fechamento deste balanço, ou seja, se $\Delta E = 0$, demonstrará que a experiência foi bem conduzida.

CAPÍTULO 3

DESCRIÇÃO DO SISTEMA EXPERIMENTAL

Uma vez desenvolvido o modelo teórico (capítulo 2), partiu-se para o projeto e construção de um sistema experimental que possibilitasse a determinação dos parâmetros desejados e permitisse também, a comprovação da teoria desenvolvida e das hipóteses assumidas.

A figura 3.1 apresenta de forma esquemática o sistema experimental concebido. Podem ser vistos a torre de resfriamento, o circuito de alimentação de ar, o circuito de alimentação de água e os diversos instrumentos que o compõe.

A experiência foi montada em uma sala fechada, no Laboratório de Termociências da PUC-RJ, visando possibilitar, desta forma, um maior controle sobre as variáveis envolvidas.

Em linhas gerais, podemos apresentar os processos que ocorrem da seguinte maneira : o ar existente no ambiente da sala entra na torre (1), que opera por ventilação induzida, através de aberturas existentes em sua parte inferior. Troca calor e massa em contra corrente com a água, passando pelo enchimento e pelo eliminador de gotículas. Em seguida, é coletado pela coifa da torre (2) e conduzido, por meio de um duto, até à sucção do ventilador (3), de onde sai para o exterior, visando a não contaminação do ambiente em que ocorre a experiência. Nesta tubulação realiza-se o controle (4) e a medida da vazão de ar (5) e, em uma derivação (6), a determinação da umidade absoluta que, juntamente com a temperatura monitorada na coifa (2), refletem a condição do ar à saída da

ESQUEMA GERAL DO SISTEMA EXPERIMENTAL

Fig. 3.1 - Esquema geral do sistema experimental.

torre. As propriedades à entrada são tomadas como sendo aquelas existentes no ambiente da sala, e são obtidas através de um psicrômetro (7) e de um barômetro (8).

Por sua vez, a água, recolhida na cuba de recepção da torre (9), é aspirada por uma bomba centrífuga (10), passando a seguir por uma válvula de regulação (11), até chegar ao sistema de aquecimento (12). Abandona o aquecedor, passa por uma placa de orifício (13), onde se realiza a medida de vazão, e chega de volta à torre, em sua árvore de distribuição de água (14), completando, desta forma, um circuito fechado. É então aspergida sobre o enchimento, descendo por gravidade, e troca calor e massa em contra corrente com o ar. A temperatura da água à entrada e saída da torre, respectivamente, são monitoradas em (14) e (9).

Com a finalidade de facilitar a descrição do sistema experimental, podemos dividi-lo em quatro partes :

- Torre de resfriamento.
- Circuito de ar.
- Circuito de água.
- Sistema de medida e Instrumentação.

Os detalhes de cada uma das partes são apresentados a seguir.

3.1) TORRE DE RESFRIAMENTO

Foi utilizada uma torre industrial de pequeno porte, já existente no laboratório, fabricada pela W. Degethoff Refrigeração Ltda., cuja especificação é a seguinte:

- modelo : F15T 300 (especial), carcaça do modelo A1
- dimensões principais externas :
 - largura 400 mm.
 - comprimento 900 mm.
 - altura 1530 mm.
- carcaça e eliminador de gotículas em fibra de vidro.
- enchimento em poliestireno de alto impacto, corrugado e conformado em estrutura de colmeia.
- árvore de distribuição de água em PVC, com 10 bicos pulverizadores em nylon.
- volume da cuba receptora de água resfriada de $0,050 \text{ m}^3$.
- volume de transferência de massa de $0,320 \text{ m}^3$, que equivale à área da seção transversal interna ($0,3275 \text{ m}^2$) multiplicada pela altura da linha de centro da árvore de distribuição de água às entradas de ar (compreende os volumes, respectivamente de baixo para cima, das zonas de entrada de ar, de enchimento e de "spray").
- volume da zona de enchimento de $0,230 \text{ m}^3$, que equivale à seção transversal interna da torre multiplicada pela altura ocupada pelo material do enchimento no interior desta.

Outras informações, fornecidas pelo fabricante à época de aquisição, e que dizem respeito às condições de operação quando da

utilização da torre em um projeto anterior, e que de qualquer forma nos serviram como base para o dimensionamento inicial do sistema experimental, são :

- quantidade de água a ser resfriada : 15000 litros/hora.
- quantidade de calor a ser dissipado : 17,45 kW.
- temperatura de água quente : 19°C.
- temperatura de água fria : 18°C.
- pressão mínima de pulverização : 5,5 psig (0,39 kgf/cm²).

Tentamos obter maiores informações, a respeito da faixa de operação para a vazão de ar, mas não conseguimos contactar o fabricante (provavelmente não opera mais no mercado).

Com a finalidade de abastecer o sistema e proporcionar a reposição de água durante as corridas, foi conectada à cuba de recepção da torre, uma tubulação de "make-up". Esta operação era realizada manualmente, após a inspeção visual do nível de água na referida cuba.

Foram também preparadas, placas de isopor com a finalidade de se isolar a zona de transferência de massa da torre. Experiências teste realizadas com e sem as placas isolantes, apresentaram resultados virtualmente idênticos. Por esta razão, não utilizamo-las durante as corridas definitivas. Um outro fato que também serviu à confirmação desta opção, foi o fechamento do balanço de energia realizado no ar e na água, com as propriedades medidas.

Nas figuras 3.2, 3.3, 3.4, e 3.5, são apresentados detalhes da torre de resfriamento.

Fig. 3.2 - Torre de resfriamento, dimensões principais externas.

Fig. 3.3 - Torre de resfriamento, seção transversal, vista de topo

Fig. 3.4 - Torre de resfriamento, seção longitudinal, detalhes internos.

Fig. 3.5 - Torre de resfriamento, detalhe do enchimento, vista da janela de inspeção superior.

A determinação da condição de entrada do ar na torre foi realizada através de um psicrômetro (temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido), construído no próprio laboratório, e de um barômetro. A descrição dos mesmos será feita no parágrafo 3.4, quando da apresentação do sistema de medida e da instrumentação utilizada.

3.2.1) Seção de medida da umidade absoluta do ar à saída da torre ("by-pass")

Com a finalidade de se determinar a umidade absoluta do ar de saída da torre, foi montada na tubulação principal uma derivação onde a velocidade do escoamento pudesse ser controlada de forma que as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido, lidas desta maneira, fornecessem uma indicação precisa para o parâmetro em questão. Sobre as medidas de temperatura, serão discutidas em parágrafo a parte (3.4), quando tratarmos do sistema de medida e instrumentação.

O "by-pass" compõe-se basicamente de dois trechos de tubulação de PVC, interligados por um tubo de acrílico, onde são instalados os pontos de medida de temperatura, através de termopares. O diâmetro nominal da tubulação é de 2 polegadas. O trecho em acrílico tem como finalidade a visualização de ocorrência ou não de condensação de umidade do ar na tubulação. Um detalhe do mesmo é apresentado na figura 3.6.

O fluxo de ar através do "by-pass" pode ser controlado pela atuação de uma válvula do tipo globo e pela indicação da perda de carga entre pontos pré-determinados, já que uma calibração

Fig. 3.6 - Detalhe do "by-pass".

anterior do mesmo foi realizada, fornecendo uma curva perda de carga x velocidade de escoamento. Uma descrição do procedimento de calibração é apresentado no apêndice 1. Medida da umidade absoluta.

3.2.2) Sistema de aquecimento da parede da tubulação de ar

Foi montado um sistema de aquecimento para a parede da tubulação principal, com a finalidade de se evitar a condensação da umidade do ar no interior da mesma. Tal acontecimento tinha que ser neutralizado, pois a medida de umidade absoluta do ar de saída da torre é realizada somente no "by-pass", o que representa algo em torno de 4 metros entre este ponto e a saída da torre. Caso ocorresse condensação, a umidade absoluta detectada no ponto de medida de forma alguma refletiria o valor procurado.

O que se encontrou de mais simples para promover o aquecimento da parede da tubulação, foi a utilização de resistências elétricas colocadas em contacto com a mesma, em sua parte externa, por onde se fazia passar uma corrente controlada. Por resistências elétricas, entendemos aproveitar fio de cobre com revestimento esmaltado, de pequeno diâmetro (normalmente utilizado para enrolamentos elétricos), de baixo custo e facilmente encontrado no mercado. O projeto de tal sistema pode ser visto com maiores detalhes no apêndice 1, Medida da umidade absoluta.

O sistema compreende ainda um variador de tensão do tipo VARIVOLT, fabricado pela Soc. Técnica Paulista Ltda., corrente máxima de 6,3 A, potência máxima de 1,5 kW, modelo VM 215, tensões de entrada e saída, respectivamente, 0-220/0-240 v, um amperímetro H & B com duas possibilidades para leitura, 0-10/0-50 A, e um sistema de proteção que nada mais é que um fusível com capacidade para 5 A. Um esquema da configuração final é apresentado na figura 3.7.

O controle da temperatura da parede foi realizado pela monitoração de dois pontos de medida, um no princípio, outro no

final do trecho aquecido; procurou-se posicionar o termopar dentro da espessura da parede da tubulação, conforme mostra a figura 3.8.

Fig. 3.7 - Esquema geral do sistema de aquecimento da tubulação de ar.

Fig. 3.8 - Detalhe da montagem do termopar no sistema de aquecimento da tubulação.

3.2.3) Sistema de controle e medida de vazão de ar

O controle da vazão de ar, é exercido por uma válvula borboleta, no diâmetro de cinco polegadas, instalada entre os pontos de conexão do "by-pass". Na realidade, a vazão de ar através de todo o sistema da torre, sofre influência também da válvula de controle de vazão do "by-pass", só que em menor escala (somente para as baixas vazões de ar). O posicionamento assim definido, deve-se ao fato de que é necessária alguma perda de carga entre os pontos de entrada e saída do "by-pass" para que uma parcela do ar faça este percurso.

A medida de vazão foi realizada através de um tubo de Pitot, já existente no laboratório, posicionado segundo a norma ASME [13].

Após uma série de ensaios, realizados preliminarmente, decidiu-se tomar, para a determinação da vazão, o valor de velocidade no centro do duto, acompanhada da teoria de escoamento turbulento em tubos lisos, de Nikuradse [14]. Tal análise será apresentada no apêndice 2, Medida da vazão de ar.

Utilizou-se também um homogeneizador de fluxo posicionado 8D (diâmetro interno da tubulação), ou seja, 1,0 m, à montante do ponto de medida.

A instrumentação empregada na determinação da vazão será descrita mais adiante, no parágrafo 3.4.

A primeira tentativa de medida foi realizada com um Venturi do tipo Herschel, com ângulo do canal divergente de 15° , diâmetro interno maior de 120 mm e razão entre diâmetros (β) = $1/3$. Tal experiência apresentou o seguinte problema : A vazão máxima conseguida pelo sistema ficou bem abaixo do necessário.

Procurou-se medir o valor da perda de carga através do elemento e verificou-se que a recuperação não ia além dos 70 % (um pouco abaixo do que indica a norma ASME [13], para o Venturi em questão).

Na busca de um medidor que provocasse um mínimo de perda de carga ao sistema, optou-se então pela instalação do tubo de Pitot. Também estão apresentados no apêndice 2, os resultados da comparação de desempenho entre os dois elementos.

3.3) CIRCUITO DE ÁGUA

Constitui-se basicamente de uma tubulação em PVC, diâmetros nominais de $1\frac{1}{4}$ e $1\frac{1}{2}$ polegadas, parede grossa, em que a água completa um circuito fechado, desde o momento em que é succionada, na cuba de recepção da torre, por uma bomba centrífuga marca DANCOR, conexões roscáveis de $1\frac{1}{4}$ polegadas, motor de 2 HP trifásico, 220 v / 6 A, passando por uma válvula de controle de vazão, tipo globo, de diâmetro nominal $1\frac{1}{2}$ polegadas, pelo sistema de aquecimento e depois por uma placa de orifício, até chegar de volta à torre, em sua árvore de distribuição.

Cabe descrever os dois componentes de maior importância, a saber : o sistema de aquecimento e o de medida de vazão, separadamente.

3.3.1) Sistema de aquecimento de água

O que se procurou fazer, com a finalidade de simular a carga térmica a ser submetida à torre de resfriamento durante as experiências, foi um sistema de aquecimento controlado manualmente, de forma que se pudesse variar o nível de carga imposta de acordo com o necessário, em função das vazões de operação.

O sistema constituiu-se, basicamente, de um vaso de pressão cilíndrico, com capacidade para 61 litros, onde foram conectadas duas tomadas com diâmetro nominal de $1\frac{1}{2}$ polegadas, para entrada e saída de água, e duas conexões com diâmetro de $1/2$ polegada, situadas em suas partes superior e inferior, uma de suspiro e outra para dreno. Possui ainda um indicador para o nível de líquido em seu interior. Neste vaso, foram montadas sete resistências elétricas, cada uma com capacidade de geração de 2,5 kW, operando à tensão de 220 v, o que totaliza 17,5 kW. Para chegarmos a este valor, baseamo-nos em uma vazão de até 15000 litros/hora e uma diferença de temperatura de 1°C , dados já referidos anteriormente.

Realizou-se a ligação elétrica de tal forma que seis resistências ficaram conectadas diretamente à rede, através de disjuntores independentes, e uma delas era controlada por um variador de tensão, contruído na própria PUC pelo departamento de Engenharia Elétrica, por nossa solicitação. Tal procedimento permitia varrer toda a faixa de utilização do aquecedor de maneira simples e rápida, executando-se o ajuste grosseiro pelos disjuntores e o fino através do variador. Tomou-se o cuidado de conectar-se ao último a resistência de maior capacidade de geração

de calor.

3.3.2) Sistema de medida de vazão de água

Optou-se pela utilização de uma placa de orifício, construída e montada segundo a norma ASME [13], com tomadas de pressão à montante e à juzante, respectivamente, distanciadas à D e $1/2 D$ (diâmetro interno da tubulação) em relação ao plano de ataque da placa. Os diâmetros interno da tubulação e do orifício, são: $D=35,10$ mm e $d=21,15$ mm, o que nos fornece uma relação de diâmetros (β) de 0,6026. A espessura da chapa de latão utilizada para sua confecção é $1/8$ da polegada, rebaixada para 0,52 mm, com chanfro à 45° , no orifício.

3.4) SISTEMA DE MEDIDA E INSTRUMENTAÇÃO

Entre as medidas que foram realizadas, com a finalidade de facilitar a descrição, far-se-á uma divisão em medidas de pressão e de temperatura. Embora em muitas vezes os parâmetros de interesse não fossem estes (por exemplo : vazão e unidade absoluta, obtidas indiretamente através da monitoração de pressão e temperatura), poderíamos dizer que estas seriam as grandezas básicas, ou seja, as que foram realmente medidas. Desta forma optou-se pela divisão acima mencionada.

3.4.1) Medidas de pressão

Para a determinação da vazão de ar, foram utilizados:

- Medida da pressão diferencial, $P_{\text{estagnação}} - P_{\text{estática}}$, fornecida pelo tubo de Pitot: um medidor capacitivo MKS BARATRON tipo 170 M-8C, unidade eletrônica proporcionando saída linear com a pressão de ± 10 v DC, alimentação 220 v AC, 60 Hz; cabeça sensora tipo 310 BH-10, faixa de operação 0/10 Torr; indicação através de um multímetro FLUKE, modelo 8000A, na faixa de 0/20 v DC, menor leitura 0,01 v, alimentação 110/115 v AC, 60 Hz.

- Medida da pressão estática na seção transversal de posicionamento do tubo de Pitot: um tubo em U, onde se instalou uma válvula para amortecimento das pulsações (possibilitar leitura com menor incerteza), fluido manométrico água destilada com corante verde (densidade ≈ 1), escala 1000 mm H_2O .

Para a determinação da vazão de água, utilizou-se :

- Medida da pressão diferencial: um manômetro de cuba, fluido manométrico mercúrio, escala 1000mm, fator de correção para a leitura de 0,9286.

Para a determinação da pressão no "by-pass" (cálculo da unidade absoluta à saída da torre): o mesmo manômetro em U utilizado para a medida da pressão estática na seção do tubo de Pitot, referido acima (vazão de ar).

Para a leitura da perda de carga no "by-pass", com a finalidade de se obter uma indicação para a velocidade de escoamento de ar em seu interior, foi utilizado um manômetro inclinado da DWYER, com escala de -5 a 50 mm de água, fluido manométrico com densidade de 0,826 (vermelho).

Para a determinação da pressão ambiente: um barômetro de mercúrio, já existente no laboratório, construído pela FISHER SCIENTIFIC, menor divisão 0,1 mm Hg.

Para a leitura de perda de carga através do volume de transferência de massa da torre (lado do ar), foram instalados três pontos de medida, em uma mesma seção transversal, logo acima da árvore de distribuição de água. As tomadas foram interligadas, visando fornecer um valor médio e, desta forma, conectadas ao MKS BARATRON já mencionado. Obteve-se a indicação da perda de carga através da diferença entre esta pressão medida e a atmosférica, uma vez que foram desprezados os efeitos de aceleração do ar à entrada da torre.

3.4.2) Medidas de Temperatura

Ao todo, são quinze os pontos de leitura de temperatura ao longo do sistema experimental. Destes, em somente dois fez-se uso de termômetros. Para os restantes foram utilizados termopares. Assim sendo, separamos desta forma a descrição dos mesmos.

3.4.2.1) Utilização de termômetros (Psicrômetro)

Construiu-se, com a finalidade de determinação da condição de entrada do ar na torre, um psicrômetro de ventilação induzida, de tal forma que a velocidade do ar em seu interior estivesse dentro dos níveis recomendados para que uma correta leitura de temperaturas fosse realizada (em torno de 5 m/s) [9]. Um esquema do mesmo é apresentado na fig. 3.9.

Para as medidas das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido, foram utilizados dois termômetros de mercúrio em vidro, fabricados pela INCOTHERM, faixa $-10/+50^{\circ}\text{C}$, menor divisão de $0,1^{\circ}\text{C}$, comprimento 470 mm, diâmetro 8 mm, diâmetro do bulbo 5 mm, escala interna, imersão parcial de 35 mm, com certificado de fábrica.

Fig. 3.9 - Esquema do psicrômetro.

Para que se obtivesse a indicação da temperatura de bulbo

úmido, o que se fez foi cobrir o bulbo de um dos termômetros com uma camisa de algodão, periodicamente umedecida com água destilada. Procurou-se obedecer a linha de imersão parcial, quando do posicionamento dos mesmos no psicrômetro. No apêndice 1, são apresentados maiores detalhes a respeito do processo de medida da umidade absoluta.

3.4.2.2) Utilização de termopares

Foram usados termopares tipo T, cobre constantan, AWG 32 (diâmetro 0,20 mm), revestimento individual e externo em fibra de vidro, fabricados pela ECIL, cuja curva de calibração foi obtida em procedimento descrito no apêndice 3. O posicionamento de cada um dos pontos de medida e sua finalidade, passa agora a ser discutido, mantendo-se a numeração de acordo com aquela de montagem na chave seletora.

- no circuito de água, temos:

(1) medida de temperatura da água de entrada da torre, realizada através de uma sonda construída no próprio laboratório, instalada junto à admissão da árvore de distribuição. Um esquema da sonda é apresentado na fig. 3.10.

(3) (4) medida de temperatura da água de saída da torre, realizada, através de dois pontos posicionados no interior da cuba de recepção de água resfriada, por sondas independentes de nylon.

Fig. 3.10 - Esquema das sondas de medida de temperatura.

Tal procedimento demonstrou ser o mais adequado, após a tentativa de se realizar tais medidas através do posicionamento dos termopares em copos coletores independentes situados na linha de centro das entradas de ar, logo abaixo da zona de enchimento. Neste caso, o que se observou foi uma medida de temperatura da água que chegava a ser de 0,5 a 0,7 °C inferior à temperatura da cuba. Poder-se-ia explicar o fenômeno pelo fato dos copos coletores serem feitos de material isolante e também por termos uma corrente de ar incidindo sobre os mesmos, forçando a condição limite de temperatura de água igual à temperatura de bulbo úmido do ar de entrada na torre. Os copos coletores funcionavam desta forma como um enchimento extra, aumentando o tempo de permanência da parcela de água, da qual se media a temperatura, no interior da torre. Este problema pôde ser verificado, pois levando-se em conta a temperatura lida neste ponto e em um outro situado logo após a bomba centrífuga, para a vazão de água durante o processo,

obtinha-se no trecho uma variação de energia maior que aquela fornecida à bomba para seu funcionamento, o que seria impossível.

(5) medida de temperatura da água de entrada no sistema de aquecimento, realizada através de uma sonda como a descrita em (1).

(6) medida de temperatura da água de saída do sistema de aquecimento, realizada através de uma sonda como a descrita em (1).

- no circuito de ar, temos :

(7) (8) medidas de temperatura da parede da tubulação de ar, visando o controle do sistema de aquecimento montado para que fosse evitada a condensação da umidade do ar no interior da mesma, conforme o descrito em 3.2.2. O ponto (8) situa-se à saída da torre, logo acima da coifa, e o ponto (7) próximo à entrada do "by-pass".

(9) (10) medida de temperatura de bulbo seco do ar de saída da torre, através de dois pontos instalados na coifa, acima do eliminador de gotículas.

(11) (13) medidas de temperatura de bulbo seco e bulbo úmido, respectivamente, com a finalidade de se determinar a umidade absoluta do ar de saída da torre, posicionados na seção transparente do "by-pass". A temperatura de bulbo úmido foi monitorada através da inserção de uma camisa de algodão,

periodicamente umedecida com água destilada, no ponto de junção de um dos termopares, mais precisamente o de número 13. No apêndice 1 é apresentada uma comparação de desempenho entre o psicrômetro construído e o "by-pass", no que diz respeito à determinação da umidade absoluta.

- e para todo o sistema, temos :

(2) (12) pontos de referência, banho de gelo com água destilada.

Os termopares foram arranjados em forma de "zone box", onde utilizaram-se dois conectores RS 232, individualmente isolados do ambiente através de caixas confeccionadas em poliuretano.

A seleção para leitura foi realizada através de uma chave ENGRO, com 16 posições. Para a indicação dos valores das microvoltagens foi utilizado um microvoltímetro ECB, modelo MD-4500, faixa de 0 à 39999 μv , alimentação 110 v, 60 Hz.

Pelo fato de termos dois conectores e apenas uma chave seletora, o processo de medida funcionava em dois estágios. Todos os termopares tinham a sua monitoração de temperatura relacionada àquela do conector ao qual estavam ligados. Para o caso dos de número 2 e 12, imersos no banho de gelo, teríamos então a indicação da temperatura do conector respectivo. Desta forma, levando-se em conta as duas parcelas, obtinha-se a leitura final de cada ponto de medida. Maiores detalhes a respeito das ligações efetuadas podem ser apreciadas no apêndice 3, Calibração e montagem do sistema dos termopares.

Um esquema da configuração final do sistema dos termopares é apresentado na figura 3.11.

Apresentamos também, na figura 3.12, um esquema completo do sistema experimental, indicando a instrumentação utilizada.

Fig. 3.11 - Configuração final do sistema dos termopares.

CONFIGURAÇÃO FINAL DO SISTEMA EXPERIMENTAL

Fig. 3.12 - Configuração final do sistema experimental.

CAPITULO 4

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL, REDUÇÃO DOS DADOS E ANÁLISE DE INCERTEZAS

Neste capítulo trataremos dos procedimentos para a obtenção adequada dos parâmetros experimentais, bem como sua manipulação, no intuito de se chegar às variáveis calculadas e também à incerteza associada a cada uma delas.

Devido à complexidade e repetibilidade dos cálculos realizados, idealizou-se um programa de redução de dados, em FORTRAN, de tal forma que as leituras recolhidas durante um experimento, através da folha de corrida, pudessem ser manuseadas adequadamente até a produção dos valores finais (produto $h_p A_v$, balanço de energia, entre outros) e também dos parâmetros intermediários (vazões, temperaturas, entre outros). Neste programa foram incluídas as bases para a determinação das incertezas de cada um dos resultados obtidos, adotando-se o critério de Kline & McClintock [15]. O produto a que se chegou foi um programa de redução de dados ao qual uma vez tendo sido fornecidas as leituras experimentais, apresentava uma listagem dos valores calculados, bem como a indicação da incerteza associada a cada um deles, automaticamente. Este procedimento foi bastante útil, ainda na fase de projeto e ajuste do sistema experimental, pois permitiu a simulação do que iria se realizar, e desta forma correções prévias em cima dos efeitos indesejáveis.

Com a finalidade de facilitar a descrição do assunto, faremos a seguinte divisão :

- Procedimento experimental e apresentação da folha de corrida.
- Redução dos dados e análise de incertezas.

4.1) PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL E APRESENTAÇÃO DA FOLHA DE CORRIDA

No intuito de obter-se, da melhor forma possível as indicações dos parâmetros medidos, vários procedimentos foram adotados, e passam agora a ser descritos.

Das seis variáveis fornecidas como dados para o cálculo do produto $h_D A_V$ (coeficiente de transferência de massa versus área de troca por unidade de volume da torre), ou seja : temperatura da água de saída da torre (T_{v1}), temperatura de bulbo seco do ar de entrada na torre (T_{a1}), umidades absolutas do ar de entrada (W_1) e de saída (W_2) na torre, vazão de ar seco através da torre ($\dot{m}_{as}$) e vazão da água de entrada na torre ($\dot{m}_{v2}$), as que maior contribuição proporcionam à sua incerteza final são a umidade de saída (W_2), seguida da temperatura da água de saída (T_{v1}). Tal constatação tornou-se possível pela utilização do programa de redução já mencionado. Assim sendo, tomou-se um cuidado especial na monitoração dos parâmetros a elas associados.

Em uma corrida experimental típica, para a determinação do $h_D A_V$ em uma dada condição de operação, são lidas treze milivoltagens, correspondentes aos termopares instalados no sistema experimental, as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido no psicrômetro, as pressões estática manométrica e diferencial na seção do Pitot, a pressão diferencial na placa de orifício, a pressão estática manométrica no "by-pass", e a pressão

atmosférica.

Pretendendo-se automatizar o processo de coleta de dados, idealizou-se a folha de corrida, que é apresentada na figura 4.1.

Folha de corrida n° :				Data :				
Psicrômetro		Orifício	By-pass	Pitot		Termopares		
T _{bs} (°C)	T _{bu} (°C)	ΔH (mmHg)	P _{estat} (mmH ₂ O)	ΔH (mmHg)	P _{estat} (mmH ₂ O)	mV1 (mV)	..	mV13 (mV)
							..	
Pressão atmosférica = mmHg								

Fig. 4.1 - Esquema da folha de corrida experimental.

As corridas foram feitas, para a torre de resfriamento, com o sistema de aquecimento de água acionado, ligando-se um número de resistências apropriado à vazão reinante, de forma que a diferença de temperatura entre entrada e saída estivesse na faixa de 1 à 2 °C. Para o caso do lavador de ar, o sistema mencionado tinha suas resistências elétricas inoperantes.

Cabe observar que, para facilitar a obtenção de regime permanente na torre e também por uma questão de simplicidade, optou-se por, uma vez fixada a vazão de ar, realizar-se a leitura das medidas para diferentes vazões de água. Este procedimento era então repetido para outras vazões de ar.

Para cada um dos pontos (linhas na folha de corrida), o procedimento era o seguinte :

a) Fixação da vazão de ar, através da válvula borboleta do duto principal e da válvula de regulação do "by-pass", mantendo-se neste último, conforme o discutido no apêndice 1, a leitura do manômetro inclinado em torno de 29 mm H₂O.

b) Verificação do nível na cuba de recepção de água resfriada da torre, completando-o se necessário.

c) Regulagem da vazão de água, através da atuação da válvula globo e indicação fornecida pelo manômetro de mercúrio acoplado à placa de orifício.

d) Adequação do sistema de aquecimento de água à condição de operação, conforme o mencionado anteriormente.

e) Verificação das temperaturas de parede, na tubulação principal de ar, alterando o regime do sistema de aquecimento se necessário.

f) Observação da resposta do sistema às modificações efetuadas, repetindo-se os itens (d) e (e).

g) Uma vez efetuados os ajustes necessários, aguardava-se a entrada do sistema em regime permanente, o que era percebido através da estabilização da temperatura de saída da água resfriada da torre. Tendo-se atingido tal estágio, fazia-se uma verificação quanto às outras temperaturas de interesse, ou seja : água de entrada na torre e ar de saída. O tempo médio associado a este item era de aproximadamente uma hora.

h) Coleta dos dados experimentais, iniciando-se pelo umedecimento das camisas de algodão nos pontos de indicação de temperatura de bulbo úmido, no psicrômetro e no "by-pass". Para a obtenção destes valores, aguardava-se que houvesse uma estabilização, de tal forma que fosse atingido um patamar e neste a temperatura permanecesse invariável. Enquanto esperava-se por

este equilíbrio, realizava-se a monitoração dos demais parâmetros da folha de corrida. Para que se certificasse que a estabilização, no que se refere à determinação da temperatura de bulbo úmido, havia sido realmente alcançada, repetia-se o procedimento mais de uma vez. Terminada esta fase, retornava-se ao item (b), enquanto se estivesse cobrindo a faixa de vazões de água para uma determinada vazão de ar, ou ao item (a), para uma modificação nesta última.

Cabe observar que a leitura da pressão atmosférica era realizada no início e no final de cada dia de experiência.

4.2) REDUÇÃO DOS DADOS E ANÁLISE DE INCERTEZAS

Conforme o mencionado anteriormente, a redução dos dados e determinação das incertezas é realizada através de um programa FORTRAN, especialmente idealizado para este fim. Neste parágrafo, serão descritas as partes que o compõe.

Para facilitar o desenvolvimento do assunto, partiremos de um exemplo real, obtido em uma das corridas experimentais realizadas.

Da folha de corrida número 5, em sua primeira linha (corrida 3), retiramos as leituras experimentais apresentadas na tabela 4.1, para o caso de torre de resfriamento (sistema de aquecimento de água acionado). Vale a pena lembrar que as indicações de milivoltagens estão numeradas conforme o descrito em 3.4.2.2, e apresentado na figura 3.12.

O primeiro passo seria transferir os valores coletados para um arquivo de dados, em cima do qual o programa de redução realizaria sua primeira tarefa, ou seja, a leitura das medidas experimentais.

Folha de corrida n° 5							
Psicrômetro		Orifício	By-pass	Pitot		Termopares	
T _{bs} (°C)	T _{bu} (°C)	ΔH_1^* (mmHg)	P _{estat} (mmH ₂ O)	ΔH (mmHg)	P _{estat} (mmH ₂ O)	mV1 (mV)	mV2 (mV)
24,2 ±,05	22,3 ±,05	397 ±2	-528 ±1	4,08 ±,03	-439 ±1	0,164 ±,001	0,984 ±,001

Termopares										
mV3 (mV)	mV4 (mV)	mV5 (mV)	mV6 (mV)	mV7 (mV)	mV8 (mV)	mV9 (mV)	mV10 (mV)	mV11 (mV)	mV12 (mV)	mV13 (mV)
0,132 ±,001	0,131 ±,001	0,137 ±,001	0,164 ±,001	0,373 ±,001	0,147 ±,001	0,134 ±,001	0,133 ±,001	0,173 ±,001	0,974 ±,001	0,107 ±,001
Pressão atmosférica = 765,0 ±,05 mmHg										

* leitura no manômetro de cuba

Tabela 4.1 - Exemplo de corrida experimental (número 3, torre).

Em seguida, em uma subrotina chamada FOLHA, ocorre a manipulação destes valores iniciais, tendo em vista uma nova organização dos mesmos, onde então são feitas as transformações de unidades, conversões de milivoltagens em temperaturas e determinação das unidades absolutas. Como consequência, uma listagem contendo este conjunto é gerada.

Em um terceiro e quarto passos, através das subrotinas ORIF e PITOT, são determinadas as vazões de água e de ar, e também nestes casos, obtém-se uma listagem incluindo, além destes dois parâmetros, os resultados das variáveis intermediárias que a eles conduziram.

Finalmente, em uma subrotina chamada TORR, simula-se o comportamento da torre, determina-se o produto $h_{p,v} A_v$ e realiza-se o balanço de energia com as propriedades medidas. Como resultado

final, é apresentada uma listagem contendo estes valores. Um fluxograma simplificado, do programa de redução de dados, é apresentado na figura 4.2.

Fig. 4.2 - Fluxograma do programa de redução de dados.

Uma vez de posse da visão geral sobre a atuação do programa de redução em cima dos valores coletados experimentalmente, prossegue-se com sua descrição, agora mais detalhada, separando-o em partes, conforme as tarefas mencionadas, fazendo uso do exemplo citado.

4.2.1) Organização dos dados experimentais, determinação das temperaturas e unidades absolutas.

Após a leitura dos dados de entrada, a primeira tarefa a ser realizada é a transformação das milivoltagens monitoradas, em temperaturas. Conforme o apêndice 3, este procedimento pode ser efetuado através do seguinte polinômio, proveniente da calibração do termopar utilizado (equação A3.1) :

$$T = - .5398 \times 10^{-1} + .2680 \times 10^{+2} \text{ mV} - .1796 \times 10^{+1} \text{ mV}^2 + .3738 \text{ mV}^3 \quad (\text{eq. 4.1})$$

onde mV representa a milivoltagem e T a temperatura

Como incerteza final do processo de calibração, este mesmo apêndice nos indica um valor de $\pm 0.05^\circ\text{C}$.

De acordo com a montagem realizada, a leitura de milivoltagens para cada um dos termopares, esta relacionada ao conector ao qual cada um deles se acopla, e a indicação final deve ser obtida pela soma de cada leitura individual com aquela referente à temperatura de cada conector (maiores detalhes no já referido apêndice 3). Assim sendo, as milivoltagens mV1 e de mV3 à mV10, são somadas à mV2, enquanto mV11 e mV13, somadas à mV12.

Através da equação 4.1, e utilizando-se estes valores resultantes, obtem-se então as indicações para as temperaturas em cada ponto de medida.

Conforme já foi mencionado, o critério adotado para a análise de incertezas foi o de Kline & McClintock [15]. Segundo este critério, a incerteza resultante de um processo de medidas

experimental pode ser obtida através da raiz quadrada da soma dos quadrados de cada contribuição individual, em uma faixa de probabilidade de dois desvios padrão (95,4%), ou seja :

se $P = P(x, y, z, \dots)$, então :

$$\delta P = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial x} \delta x\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial y} \delta y\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial z} \delta z\right)^2 + \dots} \quad (\text{eq. 4.2})$$

onde,

- δP é a incerteza final em P.
- $\frac{\partial P}{\partial x}$, $\frac{\partial P}{\partial y}$, $\frac{\partial P}{\partial z}$, ... são as derivadas parciais de P em relação a cada uma das variáveis independentes.
- δx , δy , δz , ..., são as incertezas associadas a cada uma das variáveis independentes.

Para o caso de cada milivoltagem final, resultado da soma de duas leituras, conforme mencionado anteriormente (diferença de potencial entre termopar e conector mais aquela entre conector e banho de gelo), as derivadas parciais têm valor unitário, e o critério simplifica-se para :

$$\delta mV_{\text{final}, i} = \sqrt{(\delta mV_i)^2 + (\delta mV_j)^2} \quad (\text{eq. 4.3})$$

onde,

- $\delta mV_{\text{final}, i}$ é a incerteza de cada milivoltagem final.
- δmV_i e δmV_j são as incertezas na leitura de cada uma das milivoltagens individuais, onde i e j representam a numeração do

termopar, de acordo com :

$$i=1,3,4,5,\dots,10 \quad \text{para } j=2$$

$$i=11,13 \quad \text{para } j=12$$

A incerteza final nas indicações de temperatura, compõe-se das parcelas devido à calibração e à leitura de milivoltagem, de tal forma que :

$$\delta T_i = \sqrt{(\delta T_{\text{calib.}})^2 + \left(\frac{dT}{dmV} \Big|_i \delta mV_{\text{final},i} \right)^2} \quad (\text{eq. 4.4})$$

onde,

- δT_i é a incerteza final para cada uma das temperaturas.
- $\delta T_{\text{calib.}}$ é a incerteza proveniente do processo de calibração.
- $\left(\frac{dT}{dmV} \Big|_i \delta mV_{\text{final},i} \right)$ é termo que representa a influência da milivoltagem final na incerteza de T_i .

Para a determinação das derivadas, tem-se duas possibilidades : quando da ocorrência de funções simples, podemos obtê-las analiticamente, caso contrário, numericamente, o que se aplica perfeitamente a um programa de redução de dados. Moffat [16] e [17] recomenda que na implementação de programas deste tipo, nos casos em que houver dificuldade de qualquer espécie para a obtenção analítica das derivadas, proceda-se pela perturbação de cada uma das variáveis independentes, mantendo-se as demais fixas, e através dos efeitos provocados no resultado final, determine-se a derivada deste último com relação à respectiva variável. A perturbação a ser efetuada tem como ordem de grandeza a incerteza

associada a cada uma destas variáveis.

Assim sendo, a cada uma das milivoltagens finais, acrescentou-se e subtraiu-se a incerteza correspondente, e com estes dois valores resultantes, obteve-se, através da equação 4.1, duas indicações de temperatura, chamadas T^+ e T^- , de tal forma que :

$$\left. \frac{dT}{dmV} \right|_i \cong \frac{T_i^+ - T_i^-}{2 \Delta mV_{final,i}} \quad (\text{eq. 4.5})$$

Além desta opção, poder-se-ia obter este valor de forma não aproximada, simplesmente derivando-se a equação 4.1 em relação a mV, ou mesmo, conforme o apêndice 3, através da sensibilidade do termopar utilizado.

Os resultados provenientes desta primeira série de operações são apresentados na tabela 4.2.

Agrupando-se as temperaturas de maior interesse, obtém-se :

- $T_{a2} = (T_9 + T_{10}) / 2$, temperatura de bulbo seco do ar saindo da torre.

- $T_{v2} = T_1$, temperatura da água entrando na torre.

- $T_{v1} = (T_3 + T_4) / 2$, temperatura da água saindo da torre.

- $T_{placa} = (T_1 + T_6) / 2$, temperatura para a obtenção das propriedades da água na seção da placa de orifício.

- $T_{pit} = (T_{a2} + T_{11}) / 2$, temperatura para a obtenção das propriedades do ar na seção do tubo de Pitot.

- Além de $T_{a1} = T_{bsp}$, temperatura de bulbo seco do ar

entrando na torre, obtida diretamente do psicrômetro.

(eqs. 4.8)

I	mV_i (mV)	$mV_{final,i}$ (mV)	T_i (°C)	I	mV_i (mV)	$mV_{final,i}$ (mV)	T_i (°C)
1	0,164 $\pm 0,001$	1,148 $\pm 0,0014$	28,9 $\pm 0,06$	8	0,147 $\pm 0,001$	1,131 $\pm 0,0014$	28,5 $\pm 0,06$
3	0,132 $\pm 0,001$	1,116 $\pm 0,0014$	28,2 $\pm 0,06$	9	0,134 $\pm 0,001$	1,118 $\pm 0,0014$	28,2 $\pm 0,06$
4	0,131 $\pm 0,001$	1,115 $\pm 0,0014$	28,1 $\pm 0,06$	10	0,133 $\pm 0,001$	1,117 $\pm 0,0014$	28,2 $\pm 0,06$
5	0,137 $\pm 0,001$	1,121 $\pm 0,0014$	28,3 $\pm 0,06$	11	0,173 $\pm 0,001$	1,147 $\pm 0,0014$	28,9 $\pm 0,06$
6	0,164 $\pm 0,001$	1,148 $\pm 0,0014$	28,9 $\pm 0,06$	13	0,107 $\pm 0,001$	1,081 $\pm 0,0014$	27,3 $\pm 0,06$
7	0,373 $\pm 0,001$	1,357 $\pm 0,0014$	34,0 $\pm 0,06$	obs. $mV2 = 0,984 \pm 0,001$ mV $mV12 = 0,974 \pm 0,001$ mV			

Tabela 4.2 - Temperaturas para a corrida experimental número 3, referente à torre de resfriamento.

Cabe mencionar que dispensou-se a leitura de temperatura diretamente na seção de medida do tubo de Pitot, optando-se pela média entre a saída da torre e o "by-pass", uma vez que para os níveis de diferença de temperatura observados entre estes pontos, e através da análise de incerteza no cálculo da vazão de ar, verificou-se ser desprezível qualquer influência assim provocada, diante daquelas provenientes dos demais parâmetros.

A determinação das incertezas de cada uma das temperaturas acima, seguiu, para os casos em que o resultado era proveniente de uma média, uma tendência mais conservativa que o já mencionado critério de Kline & McClintock. Pelo fato de estar-se estimando o

valor de temperatura como sendo o resultado de uma função aplicada a pontos distintos, optou-se por, em se tratando de pontos próximos, adotar-se a média das incertezas e, para o caso de pontos distantes, a metade da diferença de temperatura entre eles. Assim sendo, temos :

- $\delta T_{a2} = (\delta T_9 + \delta T_{10}) / 2$, incerteza na temperatura de bulbo seco do ar saindo da torre.

- $\delta T_{v2} = \delta T_1$, incerteza na temperatura da água entrando na torre.

- $\delta T_{v1} = (\delta T_3 + \delta T_4) / 2$, incerteza na temperatura da água saindo da torre.

- $\delta T_{placa} = (\delta T_1 + \delta T_6) / 2$, incerteza na temperatura para obtenção das propriedades da água na seção da placa de orifício.

- $\delta T_{pit} = | [(T_{a2} - T_{11}) / 2] |$, incerteza na temperatura para obtenção das propriedades do ar na seção do tubo de Pitot.

Além de $\delta T_{a1} = \delta T_{bps}$, incerteza na temperatura de bulbo seco do ar entrando na torre, obtida diretamente do psicrômetro.

(eqs. 4.7)

Através das equações 4.6 e 4.7 obteve-se, para o exemplo em questão, os seguintes valores :

$$T_{a1} = 24,2 \pm 0,05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{a2} = 28,2 \pm 0,06 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{v2} = 28,9 \pm 0,06 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{v1} = 28,2 \pm 0,06 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{placa} = 28,9 \pm 0,06 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{pit} = 28,6 \pm 0,36 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A tarefa seguinte seria a obtenção das umidades absolutas à entrada e à saída da torre. Implementou-se no programa de redução de dados, uma subrotina chamada UMID, com esta finalidade. Os parâmetros de entrada para a mesma, são : temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido (T_{bs} e T_{bu} , em $^{\circ}\text{C}$), e pressão (P , em bar). As equações utilizadas para este cálculo, retiradas da referência [18], são apresentadas à seguir :

- Determinação da pressão parcial do vapor de água contido no ar :

$$P_p = P_{sat} - [P \cdot 6,66 \times 10^{-4} \cdot (T_{bs} - T_{bu})] \quad (\text{eq. 4.8})$$

onde,

- P_p é a pressão parcial do vapor de água no ar [bar].
- P é a pressão absoluta reinante no ambiente [bar].
- T_{bs} é a temperatura de bulbo seco [$^{\circ}\text{C}$].
- T_{bu} é a temperatura de bulbo úmido [$^{\circ}\text{C}$].
- P_{sat} é a pressão de saturação do vapor de água, em [bar], determinada à temperatura de bulbo úmido do ar, através de :

$$P_{sat} = 10^A \quad (\text{eq. 4.9})$$

$$A = 28,59051 - 8,2 \cdot \log_{10}(T_{bu} + 273,16) + 0,0024804 \cdot (T_{bu} + 273,16) - [3142,31 / (T_{bu} + 273,16)]$$

- Determinação da umidade absoluta, assumindo-se a hipótese de gás perfeito :

$$W = 0,622 \frac{P}{(P - P_p)} \quad (\text{eq. 4.10})$$

onde,

- P e P_p são as pressões definidas anteriormente.

- W é a umidade absoluta do ar em $[\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{as}}]$.

A determinação da incerteza é feita segundo os critérios de Kline & McClintock [15] e Moffat [16] e [17], já mencionados, de forma que cada um dos parâmetros de entrada para a subrotina UMID (T_{bs} , T_{bu} e P), sofre, isoladamente, uma perturbação da ordem de sua incerteza individual, e através da alteração provocada na umidade absoluta, determina-se uma aproximação para a derivada parcial desta última em relação à variável alterada. Assim sendo, temos :

$$\delta W = \sqrt{\left(\frac{\partial W}{\partial T_{bs}} \delta T_{bs}\right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial T_{bu}} \delta T_{bu}\right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial P} \delta P\right)^2} \quad (\text{eq. 4.11})$$

onde,

- δW é a incerteza na umidade absoluta.

- $\frac{\partial W}{\partial T_{bs}}$, $\frac{\partial W}{\partial T_{bu}}$ e $\frac{\partial W}{\partial P}$, são as derivadas parciais obtidas

conforme o mencionado acima.

- δT_{bs} , δT_{bu} e δP , são as incertezas associadas às temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido e à pressão,

respectivamente.

Seguindo este procedimento, chegamos aos seguintes valores para as umidades absolutas à entrada (W_1 , umidade no psicrômetro) e à saída (W_2 , umidade no "by-pass") da torre de resfriamento, ou seja :

$$W_1 = 0,0160 \pm 0,00008 \quad \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{as}}$$

$$W_2 = 0,0237 \pm 0,00012 \quad \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{as}}$$

4.2.2) Determinação da vazão de água

Através de uma subrotina chamada ORIF, realiza-se a determinação da vazão de água que entra na torre de resfriamento. Os parâmetros de entrada para este cálculo são : a leitura realizada no manômetro de cuba, que indica a pressão diferencial entre as tomadas da placa, e a temperatura da água, para que sejam obtidas as propriedades necessárias.

Além destes, os dados referentes à geometria da placa, são :

$d = 21,15 \text{ mm}$, diâmetro do orifício.

$D = 35,10 \text{ mm}$, diâmetro interno da tubulação onde a placa foi instalada.

$\beta = 0,602564$, relação entre diâmetro do orifício e diâmetro interno da tubulação.

As equações para a determinação da vazão de água, retiradas da norma ASME [13], no caso de placas de orifício com tomadas de pressão, à montante e à jusante, distanciadas D e $\frac{1}{2}D$ em relação ao plano de ataque da mesma (onde D é o diâmetro interno da tubulação), são :

$$K = K_o + b \times \lambda \quad (\text{eq. 4.12})$$

onde K é o coeficiente de fluxo, relacionado ao coeficiente de descarga C , através de :

$$K = \frac{C}{(1-\beta^4)^{0,5}}$$

Os termos da equação 4.12 podem ser determinados através de :

$$K_o = 0,6014 - 0,01352 \cdot D_{in}^{-0,25} + [(0,376 + 0,07257 \cdot D_{in}^{-0,25}) \cdot \left(\frac{0,00025}{D_{in}^2 \times \beta^2 + 0,0025 \times D_{in}} + \beta^4 + 1,5 \cdot \beta^{16} \right)] \quad (\text{eq. 4.13})$$

onde K_o é o termo limite para K , quando Re_D é muito grande, e D_{in} é o diâmetro interno da tubulação onde a placa foi instalada, em polegadas ($D_{in} = 35,10 / 25,4$).

$$b = 0,0002 + \frac{0,0011}{D_{in}} + [(0,0038 + \frac{0,0004}{D_{in}}) \cdot [\beta^2 + (16,5 + 5 \cdot D_{in}) \cdot \beta^{16}]] \quad (\text{eq. 4.14})$$

$$\lambda = \frac{1000}{(Re_D)^{0,5}} \quad (\text{eq. 4.15})$$

Finalmente, determina-se a vazão de água, através de :

$$\dot{m}_{v2} = K A_2 \sqrt{2 \cdot \rho_v \cdot \Delta H \cdot 133,32} \quad (\text{eq. 4.16})$$

onde,

- $\dot{m}_{v2}$ é a vazão de água entrando na torre, em [kg/s].
- K é o coeficiente de fluxo, acima definido.
- A_2 é a seção transversal do orifício em [m²], determinada através de :

$$A_2 = (\pi \cdot 0,02115^2) / 4$$

- ρ_v é a massa específica da água em [kg / m³].
- ΔH é a pressão diferencial na placa de orifício em [mm Hg].

Cabe observar que pelo fato de se utilizar um manômetro de cuba, a leitura no mesmo deve ser corrigida. No caso, o fator para correção vale 0,9286, então $\Delta H = 0,9286 \times \Delta H_1$.

Para a determinação da massa específica da água, realizou-se um ajuste, pelo método dos mínimos quadrados, entre valores desta grandeza como função da temperatura, para a faixa de 10 à 43 °C, coletados na referência [19]. Como resultado, obteve-se o seguinte polinômio :

$$\begin{aligned} \rho_v = & 0,1001 \times 10^{+4} - 0,1809 T_v + 0,2201 \times 10^{-2} T_v^2 + \\ & - 0,8108 \times 10^{-4} T_v^3 \end{aligned} \quad (\text{eq. 4.17})$$

onde,

- ρ_v é a massa específica da água em $[\text{kg}/\text{m}^3]$.
- T_v é a temperatura da água (T_{placa}) em $[^\circ\text{C}]$.

O procedimento de cálculo da vazão é iterativo, uma vez que para determinar-se o coeficiente de fluxo, necessita-se do valor do número de Reynolds. Adota-se então, a seguinte rotina :

(a) determina-se, através das equações 4.13 e 4.14, os valores de K_o e b.

(b) arbitra-se uma vazão inicial $M_{\text{test}} = 1 \text{ kg/s}$.

(c) determina-se, através da equação 4.15, o parâmetro λ . Para este cálculo, utilizam-se também as seguintes expressões :

$$\text{Re}_D = \frac{4 \cdot \dot{m}_{v2}}{\pi \cdot D \cdot \mu_v} \quad (\text{eq. 4.18})$$

onde,

- Re_D é o número de Reynolds referido ao diâmetro interno da tubulação onde se instalou a placa.

- $\dot{m}_{v2}$ é a vazão de água em $[\text{kg/s}]$.

- D é o diâmetro interno da tubulação em $[\text{m}]$.

- μ_v é a viscosidade absoluta da água em $[\text{kg}/(\text{m.s})]$.

Para a obtenção da viscosidade da água, realizou-se um ajuste, pelo método dos mínimos quadrados, em cima dos valores coletados na referência [19], como função da temperatura, para a faixa de 10 à 43 $^\circ\text{C}$. O polinômio resultante é apresentado :

$$\mu_v = 0,1753 \times 10^{-2} - 0,5276 \times 10^{-4} T_v + 0,8988 \times 10^{-6} T_v^2 + 0,6632 \times 10^{-9} T_v^3 \quad (\text{eq. 4.18})$$

onde,

- μ_v é a viscosidade absoluta da água em [kg/(m.s)].

- T_v é a temperatura da água (T_{placa}) em [°C].

(d) determina-se, através da equação 4.12, o coeficiente de fluxo K.

(e) determina-se, através da equação 4.16, a vazão de água.

(f) realiza-se a comparação entre M_{test} e a vazão obtida em (e). Se a diferença for maior que um determinado valor arbitrado, retorna-se a (c), e M_{test} assume o calculado em (e), caso contrário, atingiu-se a convergência.

Para o cálculo da incerteza no processo de obtenção da vazão, vale relembrar, de acordo com a equação 4.16, que :

$$\dot{m}_{vz} = f (K, d, \rho_v, \Delta H)$$

onde, K é o coeficiente de fluxo, d é o diâmetro do orifício, ρ_v é a massa específica da água e ΔH a pressão diferencial entre as tomadas da placa.

De acordo com o critério de Moffat [16] e [17], as derivadas parciais de $\dot{m}_{vz}$ em relação a cada uma das variáveis acima, foram obtidas pelo processo de perturbação de cada uma delas, mantendo-se as demais fixas, e observando-se o efeito no resultado

de vazão.

Considerando-se os seguintes valores para as incertezas individuais :

$\delta K = \pm 2\%$, segundo a norma ASME [13].

$\delta d = \pm 0,025$ mm, referente ao paquímetro utilizado.

$\delta \rho_v = \pm 0,405$ kg/m³, proveniente da combinação da incerteza na temperatura da água com aquela associada ao polinômio de interpolação ($2\sigma_{pol.} = 2 \times 0,2022$).

$\delta \Delta H = \pm 1,86$ mm, corresponde ao produto : incerteza na leitura do manômetro (2 mm, para o exemplo em questão) versus fator de correção da leitura (0,9286).

Com os procedimentos descritos, chega-se, para o exemplo em questão, à :

$$\dot{m}_{v2} = 2,28 \pm 0,05 \text{ kg/s.}$$

4.2.3) Determinação da vazão de ar

O cálculo da vazão de ar úmido, bem como a análise de incertezas envolvidas no processo de obtenção desta grandeza, são realizadas em uma subrotina chamada PITOT. Os parâmetros de entrada são : pressões diferencial e estática (ΔH_{pit} e P_{est}), e temperatura do ar (T_{pit}), na seção de medida.

A vazão é determinada a partir do valor de velocidade no centro do duto principal de ar, utilizando-se então os coeficientes experimentais de Nikuradse para escoamento turbulento

no interior de tubos lisos [14], relacionando as velocidades média e máxima, conforme o discutido no apêndice 2.

A equação para a obtenção da velocidade, segundo a norma ASME [13], e com os devidos fatores de conversão adaptados ao nosso caso, é apresentada :

$$v = 30,5492 \sqrt{\frac{p_e}{\rho_a} \left[\left(\frac{p_s}{p_e} \right)^{0,2857} - 1 \right]} \quad (\text{eq. 4.20})$$

onde,

- v é a velocidade em [m/s].
- p_e é a pressão estática absoluta em [mm Hg].
- p_s é a pressão de estagnação absoluta em [mm Hg].
- ρ_a é a massa específica do ar em [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$].

A massa específica do ar é obtida através do seguinte polinômio de interpolação, refletindo o ajuste realizado pelo método dos mínimos quadrados, em cima de valores coletados na referência [20], para a faixa de 10 à 45 °C, assumindo-se a condição de ar saturado e pressão atmosférica, sendo esta última posteriormente corrigida :

$$\begin{aligned} \rho_a = & 0,1291 \times 10^{-1} - 0,5056 \times 10^{-2} T_a + 0,1762 \times 10^{-4} T_a^2 + \\ & - 0,3131 \times 10^{-6} T_a^3 \end{aligned} \quad (\text{eq. 4.21})$$

onde,

- ρ_a é a massa específica do ar em [kg / m^3].
- T_a é a temperatura do ar na seção de medida (T_{pit}) em [°C].

Uma vez determinada a velocidade no centro do duto (máxima), pode-se obter a velocidade média através de :

$$\bar{u} = C \cdot v \quad (\text{eq. 4.22})$$

onde,

- $\bar{u}$ e v são as velocidades média e máxima, respectivamente.
- C é o fator experimental de Nikuradse, relacionando $\bar{u}$ e v .

Este fator pode ser obtido, conforme apresenta o apêndice 2, através de :

$$C = 0,8014 + 0,7130 \times 10^{-7} \text{Re} - 0,2639 \times 10^{-13} \text{Re}^2 + 0,3255 \times 10^{-20} \text{Re}^3 \quad (\text{eq. 4.23})$$

onde Re é o número de Reynolds para o escoamento (faixa de $4,0 \times 10^3$ à $3,2 \times 10^6$), calculado através de :

$$\text{Re}_D = \frac{\rho_a \cdot \bar{u} \cdot D}{\mu_a} \quad (\text{eq. 4.24})$$

onde,

- ρ_a é a massa específica obtida pela equação 4.21.
- $\bar{u}$ é a velocidade média de escoamento no duto.
- D é o diâmetro interno da tubulação = 0,121 m.
- μ_a é a viscosidade absoluta do ar, determinada através do seguinte polinômio, resultado do ajuste, pelo método dos mínimos quadrados, dos valores coletados na referência [21], para a faixa de 17 à 47 °C :

$$\mu_a = 0,1635 \times 10^{-4} + 0,1416 \times 10^{-6} T_a - 0,3200 \times 10^{-8} T_a^2 + 0,3333 \times 10^{-10} T_a^3 \quad (\text{eq. 4.25})$$

onde,

- μ_a é a viscosidade absoluta do ar em [kg/(m.s)].
- T_a é a temperatura do ar na seção de medida (T_{pit}) em [°C].

Desta forma, o cálculo de vazão é iterativo. O procedimento adotado passa então a ser descrito :

(a) calcula-se, através da equação 4.20, a velocidade máxima v .

(b) arbitra-se um valor para C igual à 0,8.

(c) determina-se, através da equação 4.22, a primeira aproximação de $\bar{u}$.

(d) determina-se, através da equação 4.24, o valor do número de Reynolds para o escoamento.

(e) calcula-se, usando-se a equação 4.23, um novo fator de correlação C .

(f) comparam-se os valores arbitrado e calculado para C . Caso ocorra diferença significativa, retorna-se à (c), com o último valor determinado para o fator de correlação.

(g) calculam-se as vazões volumétrica e mássica para o escoamento de ar úmido, através de :

$$Q = \bar{u} \cdot \frac{\pi \cdot 0,121^2}{4} \quad , \quad Q \text{ em [m}^3/\text{s]}. \quad (\text{eq. 4.26})$$

$$\dot{m}_{au} = Q \cdot \rho_a \quad , \quad \dot{m}_{au} \text{ em [kg/s]}. \quad (\text{eq. 4.27})$$

Além destes procedimentos, incorporou-se também, às tarefas executadas pela subrotina PITOT, a análise de incertezas, executada, conforme mencionado anteriormente, seguindo os critérios de Kline & McClintock [15] e Moffat [16] e [17]. Assim sendo, obtiveram-se os seguintes resultados, para o exemplo citado :

$$Q = 0,295 \pm 0,006 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad \text{e} \quad \dot{m}_{\text{au}} = 0,324 \pm 0,007 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4.2.4) Simulação do comportamento da torre e determinação do produto $h_D A_v$.

A parte dos cálculos referente aos processos que ocorrem no interior da torre de resfriamento, em cima dos quais se propõe um modelo de simulação numérica, e também a determinação do produto coeficiente de transferência de massa pela área de troca por unidade de volume da torre, $h_D A_v$, é efetuada em uma subrotina de nome TORR. Conforme o discutido no capítulo 2, a simulação da torre se faz pela resolução de um sistema de equações diferenciais ordinárias, integradas ao longo da mesma, a partir de uma condição inicial, em termos da variável independente unidade absoluta W.

Uma vez terminado este processo de integração, ou seja, a partir do momento em que para uma determinada condição de entrada, medida experimentalmente, sejam obtidos os valores na saída, o que se segue é a comparação entre estes resultados simulados numericamente e aqueles de origem experimental.

Assim sendo, desde que não ocorram diferenças significativas entre os valores simulados e medidos, e observe-se o fechamento do

balanço de energia, verificando-se as condições de entrada e saída dos parâmetros monitorados experimentalmente, assume-se que a previsão efetuada é também válida para o interior da torre, o que nos permite então a determinação do produto $h_p A_v$.

Passando-se à descrição dos procedimentos efetuados pela subrotina TORR, os dados de entrada para a mesma, uma vez que se admitiu que o processo de integração da torre iniciaria-se a partir de sua seção inferior, são :

- Temperatura de bulbo seco do ar entrando na torre, T_{a1} .
- Umidade absoluta do ar entrando na torre, W_1 .
- Temperatura da água saindo da torre, T_{v1} .
- Vazão de ar seco ao longo da torre, $\dot{m}_{as}$.
- Vazão de água entrando na torre, $\dot{m}_{v2}$.
- Umidade absoluta do ar saindo da torre, W_2 .

A vazão de ar seco, se relaciona com a vazão de ar úmido, obtida através das indicações fornecidas pelo tubo de Pitot, conforme a equação 4.28 :

$$\dot{m}_{as} = \frac{\dot{m}_{au}}{(1 + W_2)} \quad (\text{eq. 4.28})$$

onde,

- $\dot{m}_{as}$ e $\dot{m}_{au}$, são as vazões de ar seco e ar úmido, respectivamente, em [kg/s].

- W_2 é a umidade absoluta do ar saindo da torre de resfriamento em $[\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{as}}]$.

Além destes parâmetros, existem os seguintes dados fixos para o problema :

- $Le = 0,895$, número de Lewis, valor médio segundo a referência [9], para a faixa de temperatura de 10 à 43°C, conforme o descrito no capítulo 2.

- $V = 0,320 \text{ m}^3$, volume da zona de transferência de massa da torre.

- $cp_v = 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$, calor específico da água, segundo a referência [19], para a faixa de temperatura investigada.

O sistema de equações diferenciais a ser integrado ao longo da torre, descrevendo o comportamento das propriedades físicas em uma seção transversal de espessura dx , conforme o discutido no capítulo 2, é a seguir apresentado :

$$\frac{dh}{dW} = Le \left[\frac{h_{eq} - h}{W_{eq} - W} - 2501,37 \right] + h_{gv} \quad (\text{eq. 4.29})$$

$$\frac{dT_v}{dW} = \frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_v \cdot cp_v} \left[\frac{dh}{dW} - h_{fv} \right] \quad (\text{eq. 4.30})$$

onde,

- h é a entalpia do ar úmido em $[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}}]$.
- W é a umidade absoluta do ar em $[\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{as}}]$.
- Le é o número de Lewis.
- h_{eq} é a entalpia de equilíbrio, ou seja, a entalpia do ar saturado à temperatura T_v da água, em $[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}}]$.

- W_{eq} é a umidade absoluta de equilíbrio, ou seja, a umidade do ar saturado à temperatura T_v da água, em $[\frac{kg_v}{kg_{as}}]$.

- h_{gv} é a entalpia da água em estado de vapor saturado seco, à temperatura T_v , em $[\frac{kJ}{kg}]$.

- T_v é a temperatura da água em $[^{\circ}C]$.

- $\dot{m}_{as}$ é a vazão de ar seco em $[kg/s]$.

- $\dot{m}_v$ é a vazão de água local em $[kg/s]$, determinada como função da vazão de água entrando, da vazão de ar seco e das umidades absolutas de saída e local, através de :

$$\dot{m}_v = \dot{m}_{v2} - \dot{m}_{as} \cdot (W_2 - W) \quad (\text{eq. 4.31})$$

- cp_v é o calor específico da água em $[\frac{kJ}{kg \cdot ^{\circ}C}]$.

- h_{fv} é a entalpia da água em estado de líquido saturado, à temperatura T_v , em $[\frac{kJ}{kg}]$.

Para que se pudesse correlacionar a entalpia do ar com a temperatura de bulbo seco e a umidade absoluta, utilizou-se a equação 4.32, coletada na referência [9], onde se adaptaram os coeficientes às nossas unidades de trabalho. A referência baseia-se em entalpia do ar seco igual à zero para a temperatura de $0^{\circ}F$.

$$h = cp_a \cdot T_a + 2501,37 \cdot W + 17,86 \quad (\text{eq. 4.32})$$

onde,

- h é a entalpia do ar úmido em $[\frac{kJ}{kg_{as}}]$.

- T_a é a temperatura de bulbo seco do ar em [$^{\circ}\text{C}$].

- W é a umidade absoluta do ar em [$\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{as}}$].

- cp_a é o calor específico do ar úmido, em [$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}^{\circ}\text{C}}$],

determinado, conforme a referência [9], através da seguinte relação, em que foram adaptados os coeficientes para as nossas unidades de trabalho :

$$cp_a = 1,0048 + 1,8841 \cdot W \quad (\text{eq. 4.33})$$

onde,

- cp_a é o calor específico do ar úmido, à pressão constante, em [$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}^{\circ}\text{C}}$].

- W é a umidade absoluta do ar em [$\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{as}}$].

Optou-se por trabalhar com um valor constante para cp_a ao longo da torre, tendo em vista as insignificantes alterações que o mesmo sofria, para a faixa de operação inspecionada. Assim sendo, utilizou-se um valor médio para W , composto da seguinte forma :

$$\bar{W} = \frac{(W_1 + W_2 + W_{eq,1} + W_{eq,2})}{4} \quad (\text{eq. 4.34})$$

onde,

- W_1 é a umidade absoluta do ar entrando na torre.

- W_2 é a umidade absoluta do ar saindo da torre.

- $W_{eq,1}$ é a umidade de equilíbrio na seção de entrada da

torre, ou seja, a umidade absoluta do ar se o mesmo estivesse saturado à temperatura T_{v1} da água.

- $W_{eq,2}$ é a umidade de equilíbrio na seção de saída da torre, ou seja, umidade absoluta do ar saturado à temperatura T_{v2} da água.

A determinação das entalpias da água nos estados de líquido saturado e vapor saturado seco, foi realizada em uma subrotina chamada PRO, através de interpolação linear destes valores como função da temperatura, coletados das tabelas de vapor de Keenan & Kayes [22], a cada grau celsius. Também nesta subrotina são realizados os cálculos de h_{eq} e W_{eq} , de acordo com as seguintes equações :

$$W_{eq} = 0,622 \frac{P_s}{1,0135 - P_s} \quad (\text{eq. 4.35})$$

$$h_{eq} = cp_a \cdot T_v + 2501,37 \cdot W_{eq} + 17,86 \quad (\text{eq. 4.36})$$

onde,

- P_s é a pressão de saturação à temperatura T_v , em [bar], obtida através de interpolação linear entre os valores de Keenan & Kayes, já mencionados.

- W_{eq} , h_{eq} , cp_a e T_v conforme o definido anteriormente.

Retornando à subrotina TORR, para a resolução do sistema de equações diferenciais, utilizou-se o método de Runge e Kutta de quarta ordem [23]. O processo se inicia na seção inferior da torre, e com passos de integração ΔW obtem-se os sucessivos valores das propriedades ao longo da mesma. Os limites inferior e

superior são respectivamente, W_1 e W_2 .

Uma vez determinadas as propriedades do ar e da água seção por seção, pode-se, através da equação 4.37, obter o produto $h_d A_v$.

$$h_d A_v = \frac{\dot{m}_{as}}{V} \int_{W_1}^{W_2} \frac{dW}{(W_{eq} - W)} \quad (\text{eq. 4.37})$$

Onde os parâmetros que a constituem seguem definições já mencionadas.

No caso, a solução da equação 4.37, foi obtida numericamente através do método dos trapézios.

Neste ponto, determina-se também a altura adimensional x^* , conforme a definição do capítulo 2, da seguinte forma :

$$x^* = \frac{\dot{m}_{as}}{h_d A_v \cdot V} \int_{W_1}^W \frac{dW}{(W_{eq} - W)} \quad (\text{eq. 4.38})$$

Uma outra tarefa associada à subrotina TORR, é a obtenção do produto $h_d A_v$ através da teoria de lavador de ar. Este procedimento serve à duas finalidades : a utilização do mesmo programa de redução para lavador e torre, e a comparação entre resultados obtidos pelos dois métodos. A equação utilizada para tal, conforme o discutido no capítulo 2, é :

$$h_d A_{v \text{ lav.}} = \frac{\dot{m}_{as}}{V} \ln \left[\frac{(\bar{W}_{eq} - W_1)}{(\bar{W}_{eq} - W_2)} \right] \quad (\text{eq. 4.39})$$

onde $\bar{W}_{eq}$ é a umidade absoluta do ar saturado à temperatura

média da água, entre entrada e saída.

Um outro ponto de interesse é a verificação do balanço de energia. Este procedimento foi feito de tal forma que se determinam, através das respectivas entalpias e vazões, funções dos parâmetros medidos, as energias de entrada e saída na torre. O principal motivo para esta realização é o teste de confiabilidade das medidas efetuadas em uma corrida experimental. O fato de as energias se igualarem indica que a experiência foi bem conduzida. As equações utilizadas para tal, são a seguir apresentadas :

$$E_{ent} = \dot{m}_{as} \cdot h_1 + \dot{m}_{v2} \cdot h_{fv,2} \quad (\text{eq. 4.40})$$

$$E_{sai} = \dot{m}_{as} \cdot [h_2 - (W_2 - W_1) \cdot h_{fv,1}] + \dot{m}_{v2} \cdot h_{fv,1} \quad (\text{eq. 4.41})$$

$$\Delta E = E_{ent} - E_{sai} \quad (\text{eq. 4.42})$$

onde,

$\dot{m}_{as}$ é a vazão de ar seco.

$\dot{m}_{v2}$ é a vazão de água entrando na torre.

h_1 e h_2 são as entalpias do ar entrando e saindo da torre.

$h_{fv,2}$ e $h_{fv,1}$ são as entalpias da água entrando e saindo da torre.

W_1 e W_2 são as umidades absolutas do ar entrando e saindo da torre.

A determinação das incertezas é feita, utilizando-se mais uma vez os critérios de Kline & McClintock [15] e Moffat [16] e [17], embutidos diretamente no programa de redução. Desta forma, chega-se aos seguintes resultados, para o exemplo desenvolvido :

(a) Dados de entrada para a subrotina TORR :

$$T_{v1} = 28,2 \pm 0,06 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$T_{a1} = 24,2 \pm 0,05 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$W_1 = 0,0160 \pm 0,00008 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{as}}.$$

$$W_2 = 0,0237 \pm 0,00012 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{as}}.$$

$$\dot{m}_{au} = 0,324 \pm 0,007 \frac{\text{kg}}{\text{s}}.$$

$$\dot{m}_{v2} = 2,28 \pm 0,05 \frac{\text{kg}}{\text{s}}.$$

$$Le = 0,895.$$

$$V = 0,320 \text{ m}^3.$$

(b) Balanço de energia :

$$E_{ent} = 302,9 \pm 6,1 \text{ (2\%)} \text{ kW.}$$

$$E_{sai} = 302,4 \pm 6,1 \text{ (2\%)} \text{ kW.}$$

$\Delta E = 0,5 \text{ (0,14\%)}$, o que na realidade representa um fechamento do balanço, já que este valor é inferior à faixa de incerteza para cada uma das parcelas de entrada e saída.

(c) Simulação da torre :

A integração foi realizada, de W_1 à W_2 .

Passo $\Delta W = 0,000038 \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{as}}$, com 200 intervalos.

$$T_{v2} = 28,9 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (previsão).}$$

$$T_{v2} = 28,9 \pm 0,06 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (medida).}$$

$$T_{a2} = 28,0 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (previsão).}$$

$$T_{a2} = 28,2 \pm 0,06 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (medida).}$$

$$h_{Dv} = 1,79 \pm 0,09 \text{ (5\%)} \frac{\text{kg}_v}{\text{s} \cdot \text{m}^2 \cdot \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{as}}} \quad \text{TORRE DE RESFRIAMENTO.}$$

Uma vez detalhado o procedimento de manipulação dos dados experimentais e de obtenção dos parâmetros de interesse, passaremos à análise dos resultados.

CAPÍTULO 5

ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo apresenta-se a análise dos resultados obtidos no estudo realizado, quer sejam de origem experimental, quando se trata da comprovação do desempenho do modelo de simulação, quer sejam provenientes de procedimentos teóricos, como por exemplo quando da determinação do coeficiente de transferência de massa para o lavador de ar.

Ao todo foram realizadas sessenta e seis corridas experimentais, para as mais variadas condições de operação, no que se refere tanto à torre de resfriamento como ao lavador.

De acordo com o procedimento adotado na manipulação dos resultados, a primeira tarefa é a verificação das previsões realizadas pelo modelo teórico, comparando-se valores simulados com aqueles obtidos experimentalmente. Em seguida procede-se à obtenção do coeficiente de transferência de massa, partindo-se de sua própria definição, o que é feito, para o caso da torre, através da integração numérica da função inversa do potencial acionador no referido processo (eq.2.21), e quando se trata do lavador, utilizando-se a teoria desenvolvida para o mesmo, conforme o descrito no capítulo 2.

De posse destes resultados, efetua-se, em um terceiro passo, a análise dos mesmos a qual proporciona, entre outras coisas, a obtenção de curvas para o coeficiente de transferência de massa para os tipos de torre e lavador investigados.

Adotando-se a sequência descrita, passamos a apresentar por

partes cada um dos passos seguidos.

5.1) COMPROVAÇÃO DO MODELO DE SIMULAÇÃO

Para a comprovação do modelo de simulação da torre de resfriamento, foram realizadas trinta e quatro corridas experimentais, em condições de operação diferentes, de tal forma que através do confronto entre parâmetros medidos e parâmetros simulados, para cada uma destas condições, pudesse ser avaliado o desempenho do modelo em sua capacidade de previsão.

No apêndice 4 são apresentadas as tabelas com os resultados experimentais e simulados de interesse.

Optou-se, conforme o descrito em capítulos anteriores, por iniciar-se o processo de simulação a partir da seção inferior da torre, assim sendo, de uma dada corrida experimental foram fornecidos ao programa os parâmetros relativos a esta seção, ou seja, T_{v1} temperatura de saída da água, T_{a1} temperatura de entrada do ar, $\dot{m}_{a2}$ vazão de ar seco, $\dot{m}_{v1}$ vazão de saída de água (obtida indiretamente através da vazão medida na placa de orifício $\dot{m}_{v2}$ e das umidades absolutas do ar à entrada e saída da torre), W_1 umidade absoluta do ar à entrada da torre (limite inferior do processo de integração numérica) e, à seção de saída da torre, a umidade absoluta do ar W_2 (limite de integração superior).

Uma vez tendo sido realizado o processo de integração, de W_1 à W_2 , ou seja, da seção inferior à seção superior da torre de resfriamento, pode-se então comparar as duas grandezas de interesse nesta última seção, quais sejam, T_{v2} temperatura de entrada da água e T_{a2} temperatura de saída do ar, obtidas através

do modelo de simulação, com as mesmas variáveis medidas experimentalmente.

Apresentamos nas figuras 5.1 e 5.2 os gráficos provenientes desta comparação (T_{prevista} versus T_{medida}), para ambos os casos, ou seja, temperatura da água e do ar na seção superior da torre. Pode-se notar que, em se tratando da previsão da temperatura da água, a aproximação é bastante boa, tendo como desvio padrão $0,15^{\circ}\text{C}$ ($2\sigma = 0,3^{\circ}\text{C}$). Em se tratando da temperatura do ar, temos, para alguns pontos, diferenças de até $1,5^{\circ}\text{C}$ (máxima) entre previsão e medida, com um desvio padrão de $0,66^{\circ}\text{C}$ ($2\sigma = 1,3^{\circ}\text{C}$).

Fig. 5.1 - Comparação entre valores medidos e simulados para a temperatura de entrada da água.

Fig. 5.2 - Comparação entre valores medidos e simulados para a temperatura de saída do ar.

Uma possível explicação para o distanciamento, no que se refere à temperatura do ar, foi encontrada através da investigação das condições de operação que o apresentaram. Um ponto em comum entre elas foi a baixa vazão de água e um outro detalhe é que quanto mais baixa esta vazão maior a diferença. Assim sendo, atribuiu-se o fenômeno ao fato de que devido à esta baixa vazão não estaria ocorrendo uma distribuição homogênea ao longo da seção transversal da torre (baixa pressão de pulverização nos bicos distribuidores da torre), e desta forma, uma vez que o modelo é unidimensional, utilizando-se da aproximação de propriedades constantes em uma mesma seção transversal, simularia com imperfeição estas condições de não homogeneidade. Para efeito de determinação do coeficiente de transferência de massa para a torre, faremos uma distinção entre estes pontos problemáticos

(note-se que a diferença aparece apenas na previsão da temperatura do ar) e aqueles em que os resultados simulados concordam com as medidas efetuadas, conforme poderá ser visto adiante.

Com o intuito de situar o presente trabalho no contexto do que tem sido feito em termos de modelagem numérica para a torre de resfriamento, mencionamos Johnson, Nomura & Bartz [10], que apresentam uma revisão de cinco códigos diversos, os mais recentes, visando a simulação do desempenho de torres de resfriamento (cada um deles para a resolução de casos com configurações diferentes, ou seja, ventilação forçada, induzida ou natural, fluxo cruzado ou em contra corrente), nos quais a gama de complexidade envolvida é bastante variável, partindo desde situações onde as simplificações são grandes e o problema é tratado unidimensionalmente (modelos ESC, desenvolvido pela Environmental Systems Corporation, e TEFERI, desenvolvido pela Electricité de France), até os casos de modelagem bidimensional para o escoamento do ar e para a transmissão de calor (STAR, também desenvolvido pela Electricité de France). Nenhum dos modelos incorpora o tratamento bidimensional para o escoamento da água.

Existe um compromisso importante, como seria de se esperar, entre a qualidade dos resultados obtidos na simulação, diretamente associada aos detalhes incorporados ao modelo matemático, o tempo computacional e necessidade de memória, e a facilidade de manipulação por parte do usuário.

Em uma comparação realizada entre três destes códigos, no que se refere ao tempo computacional, para a modelagem do caso teste de uma torre de resfriamento com ventilação artificial em fluxo cruzado, tem-se variações de 2,7 segundos de CPU (TEFERI) à 111,7

segundos de CPU (VERA2D, desenvolvido por CHAM of North America e Battelle, Pacific Northwest Laboratories). Para o caso teste de uma torre de ventilação natural com fluxo em contracorrente estes tempos variam de 0,8 segundos (TEFERI) à 49,0 segundos (VERA2D). Estes casos foram rodados em um computador VAX 11-780. O código de nome STAR não participou desta comparação, mas somente para dar uma idéia, simulando uma torre real de ventilação natural, utilizou 0,8 horas de CPU em um computador CRAY 1 para uma malha computacional de 7000 pontos.

Embora seja difícil a comparação destes resultados com aqueles referentes ao modelo por nós utilizado, conforme o descrito no capítulo 2, pode-se dizer que o tempo médio para a simulação de uma torre de resfriamento com ventilação induzida e fluxo em contracorrente, oscilou em torno de 4,2 segundos de CPU para uma malha unidimensional de 750 pontos. Com o desenvolvimento das corridas experimentais, verificou-se que uma malha de 200 pontos era mais que suficiente para que se obtivesse um bom resultado (não se notavam variações entre os parâmetros assim determinados quando comparados com aqueles resultantes de procedimentos de cálculo com malhas superiores), o que demandava um tempo médio de 1,3 segundos, para as condições de operação e dimensões da torre investigadas. Estes casos foram simulados em um computador CYBER 170, série 800.

Uma outra informação citada pela mesma referência, diz respeito ao teste realizado para se verificar a capacidade de previsão dos códigos, excluindo-se o STAR, diante da comparação com resultados experimentais coletados de uma torre de ventilação artificial com fluxo cruzado. Diz a referência que "... os códigos ESC, ... e VERA2D, prevêem a temperatura da água resfriada em uma

faixa de $\pm 1^{\circ}\text{C}$, o que é suficientemente apurado para os propósitos de formulação de propostas de concorrência e de análise do tempo de retorno do investimento, primeiros objetivos de um projeto.". Mais uma vez, apesar de não se poder comparar diretamente os resultados, podemos ao menos lembrar que para a nossa situação obteve-se um desvio, para a temperatura da água aquecida, da ordem de $0,3^{\circ}\text{C}$.

A referência conclui ainda que "A comprovação dos referidos modelos no que se refere à previsão do desempenho, e a utilização destes resultados na otimização de projetos de torres de resfriamento, ainda está em progresso." Desta forma, em se tratando de uma publicação recente, pode-se afirmar que o assunto é bastante atual.

5.2) APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS SIMULADOS NO INTERIOR DA TORRE

Uma vez que os resultados simulados através do modelo estejam coincidentes com aqueles medidos experimentalmente (na seção superior da torre), admite-se que a previsão de parâmetros também é válida para o interior do equipamento. Desta forma, pode-se então determinar, através de integração numérica, o produto $h_d A_v$. Como resultados intermediários, uma série de diagramas mostrando o comportamento das variáveis envolvidas no processo, são obtidos.

Uma primeira possibilidade, seria plotar em uma carta psicrométrica os estados pelos quais passam o ar e a água em seu percurso ao longo da torre, o que pode ser apreciado nas figuras 5.3 e 5.4, obtidas através dos resultados para as corridas experimentais número 8 e 18, respectivamente. A linha tracejada

entre retângulos reflete a condição do ar, a linha cheia entre triângulos a unidade de equilíbrio W_{eq} que por sua vez é a umidade absoluta do ar saturado à temperatura T_v da água, e a curva cheia que atravessa a figura de ponta a ponta é a linha de saturação para o ar à pressão atmosférica padrão (101,325 kPa), conforme a referência [20]. O pequeno desvio entre estas duas últimas se deve aos erros de determinação (W_{eq} é obtida através da aproximação de gás perfeito). Os símbolos indicam as grandezas medidas experimentalmente.

Uma segunda opção seria plotar as variáveis de interesse (T_a , T_v e W) versus a altura adimensional x^* . Para a determinação da altura adimensional, seguem-se os procedimentos descritos no capítulo 2. As figuras 5.5 e 5.6 apresentam os resultados para as corridas experimentais 8 e 15, para torre de resfriamento, respectivamente.

Fig. 5.3 - Comportamento do ar e da água apresentado em uma carta psicrométrica, para a corrida número 8 (torre)

Fig. 5.4 - Comportamento do ar e da água apresentado em uma carta psicrométrica, para a corrida número 18 (torre)

Fig. 5.5 - Perfis de temperatura e umidade absoluta versus a altura adimensional, para a corrida número 8 (torre).

Fig. 5.6 - Perfis de temperatura e umidade absoluta versus a altura adimensional, para a corrida número 15 (torre).

De acordo com o capítulo 2, pode-se, a partir do momento em que o potencial acionador do processo de transferência de massa ($W_{eq} - W$) apresenta uma variação linear com a variável umidade absoluta W , determinar o produto $h_p A_v$ através de uma média logarítmica entre umidades na entrada e na saída, conforme a equação 2.23. Algumas das corridas experimentais apresentaram um comportamento bastante próximo a este, entre as quais estão as mostradas na figura 5.7. Os resultados obtidos para o produto $h_p A_v$ utilizando-se este procedimento quando comparados aos fornecidos pela integração numérica (eq. 2.21), distanciaram-se, nestes casos, algo em torno de 2%, provavelmente devido aos pequenos afastamentos da linearidade, e também às aproximações do método de

integração utilizado (Trapézios).

Fig. 5.7 - Potencial acionador no processo de transferência de massa versus a umidade absoluta, para três casos diferentes.

Como estes, uma série de outros gráficos poderiam ser extraídos dos resultados do modelo de simulação, no entanto, julgou-se suficiente apresentar esta potencialidade, uma vez que a exposição individual de cada caso fugiria aos objetivos deste trabalho. Passamos agora à discussão dos resultados do coeficiente de transferência de massa tanto para a torre de resfriamento como para o lavador de ar.

5.3) RESULTADOS PARA O PRODUTO $h_D A_v$

Uma vez de posse dos resultados da simulação do comportamento da torre, validados experimentalmente, pode-se, através da integração numérica da função inversa do potencial acionador no processo de transferência de massa, obter, conforme o apresentado nos capítulos 2 e 4, o produto $h_D A_v$. Uma aproximação bastante usual para este procedimento diz respeito a se tomar o produto $h_D A_v$ do lavador de ar, para a mesma condição de operação, uma vez que para este caso existe uma solução analítica, descrita no capítulo 2, e adotá-lo como sendo igual ao da torre [24]. Pretendendo-se verificar a validade deste procedimento, foram realizadas, para cada uma das corridas experimentais da torre, corridas análogas para o lavador de ar, onde foram mantidas as mesmas condições de operação (vazões de ar seco $\dot{m}_{as}$ e de água entrando na torre $\dot{m}_{v2}$). Desta forma, obtiveram-se trinta e um valores para a torre e trinta e um para o lavador, referentes ao produto $h_D A_v$ em cada uma das situações. Somam-se a estes, quatro valores obtidos em experiência a parte, totalizando portanto sessenta e seis corridas onde trinta e quatro são para torre e trinta e duas para lavador. No apêndice 4 são fornecidas as tabelas contendo estes resultados.

A figura 5.8 apresenta os valores de $h_D A_v$ para lavador e torre, determinados conforme o descrito no capítulo 2 (solução analítica para o lavador e integração numérica para a torre), plotados versus a relação de vazões ($\dot{m}_{as}/\dot{m}_{v2}$), para uma mesma vazão de ar. Vale relembrar que a definição da situação de operação como sendo de torre ou de lavador deve-se ao fato de as resistências do sistema de aquecimento de água estarem ou não

desativadas, ou seja, para o lavador as diferenças de temperatura entre água entrando e saindo do equipamento estão unicamente associadas à energia cedida pela bomba, o que já não acontece para a torre. Nota-se nitidamente que os valores para o lavador são superiores aos da torre algo em torno dos 35%, para $\dot{m}_{as}/\dot{m}_{v2}$ na faixa de 0,1, até 20%, para $\dot{m}_{as}/\dot{m}_{v2}$ próximo de 1,1. As incertezas finais no procedimento de obtenção de $h_D A_v$ estão, para a torre de resfriamento em uma média de 5%, e para o lavador, variando desde 28% à 8%, partindo dos menores aos maiores valores de $\dot{m}_{as}/\dot{m}_{v2}$. A grande incerteza associada ao produto $h_D A_v$ para o lavador deve-se à forma como é obtido (eq.2.36), ou seja, o termo $W_{eq}^* - W_2$ se reduz conforme aumenta a vazão de água para uma mesma vazão de ar (o que equivale a dizer, para relações $\dot{m}_{as}/\dot{m}_{v2}$ pequenas), fazendo com que, por menores que sejam as incertezas em W_2 , ocorram variações significativas no resultado.

Fig. 5.8 - Produto $h_D A_v$ para torre e lavador, em uma mesma vazão de ar.

Conforme já mencionado, a operação do lavador deveria acontecer a uma temperatura de água T_v constante, para que desta forma se pudesse aplicar perfeitamente a teoria desenvolvida para o mesmo. Ocorre no entanto, para os pontos investigados, uma diferença de temperatura média de água entre entrada e saída em torno de $0,3^\circ\text{C}$ (variando de $0,1$ à $1,2^\circ\text{C}$, caso extremo onde a vazão de água é bastante baixa), devido à energia cedida pela bomba centrífuga. Desta forma, imaginou-se também obter o produto $h_D A_v$ para o lavador através da integração dos valores simulados, ou seja, assumindo uma temperatura de água variável.

Na figura 5.9, estão apresentados os resultados obtidos para o produto $h_D A_v$ nas duas situações (lavador e torre), onde as determinações para o lavador foram realizadas de duas formas diferentes, a primeira (valores superiores) utilizando-se da solução analítica desenvolvida no capítulo 2, que baseia-se em uma temperatura da água constante (como já foi dito, supõe-se uma temperatura média entre entrada e saída), e a segunda considerando-se o lavador como torre, ou seja, os resultados são provenientes do mesmo procedimento já descrito para este último equipamento.

Comparando-se os resultados para o produto $h_D A_v$ do lavador, percebe-se que a solução analítica fornece valores superiores àqueles obtidos quando da utilização da integração numérica, conforme o modelo proposto, ou seja, quando se trata o lavador como uma torre onde a temperatura da água não é constante. A diferença média entre as duas curvas que se ajustam a cada um destes grupos de resultados é de 14%. A incerteza final no $h_D A_v$ do lavador caiu, quando da utilização da teoria de torre, para valores de 17% à 5% partindo das menores às maiores relações

$\dot{m}_{as}/\dot{m}_{v2}$, respectivamente.

Fig. 5.9 - Coeficiente de transferência de massa para lavador (solução analítica e através do modelo) e torre, em uma mesma vazão de ar.

Uma outra observação que se pode fazer neste gráfico é que os resultados obtidos para o produto $h_d A_v$, através do mesmo modelo, ou seja, nos casos em que o lavador é considerado como torre e na torre de resfriamento propriamente dita, são diferentes, sendo os primeiros superiores, em média, em torno de 10%. Uma possível explicação para este fato seria a questão de as variações de temperatura pelo lado da água não se situarem na mesma faixa, estando para o lavador em uma média de $0,3^\circ\text{C}$ e para a torre em torno de $1,2^\circ\text{C}$, o que por sua vez também justificaria a maior aproximação entre as curvas para maiores valores de $\dot{m}_{as}/\dot{m}_{v2}$, já

que o efeito de aquecimento provocado pela bomba centrífuga quando da operação do lavador é tanto maior quanto menor é a vazão de água (o ponto referente ao lavador de ar obtido para $\dot{m}_{as}/\dot{m}_{v2} = 1,13$, na figura 5.9, corresponde a um ΔT_v de 1.2°C). Analisando-se os resultados medidos experimentalmente, percebe-se que existe uma relação íntima entre a diferença de temperatura ΔT_v e os níveis de temperatura da água alcançados na situação de regime permanente, para uma mesma condição de operação (mesmas vazões de ar e água), da seguinte forma : a uma diferença ΔT_v maior corresponde uma temperatura média da água entre entrada e saída também maior.

Simpson & Sherwood [4] constataram que o fenômeno de dependência do $h_{D,v} A_v$ com a temperatura da água era uma realidade, só que em pequena escala, quando comparado à influência proporcionada pelas vazões de ar e água e pelo tipo de enchimento. Associaram-no à temperatura de entrada da água no equipamento e procuram explicá-lo como resultante de alterações na ação dos pulverizadores e no grau de molhamento das superfícies do enchimento. A dependência se dá de tal forma que para maiores temperaturas de água o produto $h_{D,v} A_v$ decresce.

Com o intuito de averiguar-se este fenômeno, realizou-se uma experiência em um mesmo dia, de forma que condições externas influíssem o mínimo possível, para vazões fixas de ar e de água, variando-se a carga térmica imposta ao equipamento pelo lado da água, ou seja, o nível da temperatura da água em operação, da seguinte forma : primeiramente com todas as resistências do sistema de aquecimento desligadas, ocorrendo então um ΔT_v de $0,5^\circ\text{C}$ (lavador, onde a variação de temperatura deveu-se exclusivamente à energia cedida pela bomba centrífuga), e em seguida partindo-se desde o acionamento de uma, passando a duas até se chegar a quatro

resistências, possibilitando diferenças ΔT_v de 1,0, 1,7 e 2,3°C. Para estes quatro casos, a temperatura de entrada da água no equipamento foi de 23,5, 26,0, 28,4 e 32,3°C, respectivamente.

A figura 5.10 apresenta os valores de temperatura do ar e da água, simulados através do modelo já discutido, plotados versus a altura adimensional do equipamento, para os quatro casos investigados. As corridas 33, 32 e 34 para torre refletem as situações onde o ΔT_v foi de 1,0, 1,3 e 2,3°C, respectivamente, e a corrida 32 para o lavador apresentou um ΔT_v de 0,5°C (lavador considerado como torre, ou seja, também resolvido através do modelo). A vazão de ar seco é $0,30 \pm 0,01$ kg/s. e a vazão de água entrando no equipamento é $0,84 \pm 0,03$ kg/s. As temperaturas previstas pelo modelo aproximaram-se das medidas a menos de 0,1°C para a água e de 0,7°C para o ar. Percebe-se nitidamente, conforme afirmação anterior para uma mesma condição de operação ($\dot{m}_{as}$ e $\dot{m}_{v2}$), que as diferenças ΔT_v maiores correspondem temperaturas médias da água também maiores, o que se traduz em maiores temperaturas para a água entrando no equipamento.

Os resultados para o produto $h_D A_v$ nesta experiência podem ser observados na tabela 5.1. Nota-se que apesar de as faixas de incerteza se interceptarem, os valores médios são diferentes, seguindo o raciocínio exposto anteriormente, onde para temperaturas da água mais altas obtém-se um menor produto $h_D A_v$.

A figura 5.11 apresenta a função inversa do potencial acionador no processo de transferência de massa plotada versus a umidade absoluta, para estes quatro casos examinados. A área sob o gráfico é diretamente proporcional ao produto $h_D A_v$, o que para uma mesma vazão de ar determina, conforme pode-se observar, resultados crescentes para este produto, a partir da mais baixa

Fig. 5.10 - Comportamento do ar e da água para quatro níveis de temperatura da água, em uma mesma condição de operação ($\dot{m}_{as} = 0,30 \pm 0,01$ kg/s e $\dot{m}_{v2} = 0,84 \pm 0,03$ kg/s).

CORRIDAS EXPERIMENTAIS	T_{v2} °C	$\frac{h_d A_v}{kg_v}$
		$\frac{s \cdot m^2}{kg_v} (kg_v/kg_{as})$
32 lavador modelo	23,5	$1,53 \pm 0,13$ (8%)
33 torre modelo	26,0	$1,38 \pm 0,08$ (6%)
32 torre modelo	28,4	$1,34 \pm 0,07$ (5%)
34 torre modelo	32,3	$1,23 \pm 0,05$ (4%)

Tabela 5.1 - Resultados da experiência de verificação da influência da temperatura da água no produto $h_d A_v$.

Fig. 5.11 - Inverso da função potencial acionador, para quatro níveis de temperatura da água, em uma mesma condição de operação ($\dot{m}_{as}=0,30\pm0,01$ kg/s e $\dot{m}_{v2}=0,84\pm0,03$ kg/s).

temperatura de entrada da água, ou seja, o potencial acionador é tanto menor quanto menor for esta temperatura.

Na figura 5.12 apresentam-se as curvas seguidas pelo ar e pela água, para estes quatro casos, plotadas em uma carta psicrométrica. As linhas cheias representam a umidade de equilíbrio W_{eq} , que por sua vez é a umidade absoluta na saturação à temperatura T_v da água, e as linhas pontilhadas definem a condição do ar. Percebe-se que conforme aumenta-se a carga térmica imposta pelo lado da água, aumenta também o nível de temperaturas atingidas na condição de regime permanente, para estas quatro corridas em uma mesma condição de operação ($\dot{m}_{as}$ e $\dot{m}_{v2}$).

Fig. 5.12 - Comportamento do ar e da água em uma carta psicrométrica, para quatro níveis de temperatura da água, em uma mesma condição de operação ($\dot{m}_{as} = 0,30 \pm 0,01$ kg/s e $\dot{m}_{v2} = 0,84 \pm 0,03$ kg/s).

Diante destes resultados pode-se observar que realmente existe uma dependência do produto $h_d A_v$ com a temperatura da água entrando no equipamento (ou com os níveis de temperatura de água atingidos), de tal forma que para maiores temperaturas menores valores de $h_d A_v$ são encontrados, o que está plenamente de acordo com as afirmações de Simpson e Sherwood [4]. Embora esta influência seja pequena, concorre juntamente com a teoria do lavador de forma a fornecer valores, para o $h_d A_v$ deste último, superiores aos da torre (onde os níveis alcançados pela temperatura da água são maiores).

Até o presente momento, tratamos dos casos em que o produto

$h_D A_v$ foi obtido para uma mesma vazão de ar, ou até para mesmas vazões de ar e de água. Um procedimento bastante utilizado para se correlacionar este resultado às vazões envolvidas no processo, quando as mesmas são variáveis, no intuito de se obter uma curva única, é assumir que se possa expressá-lo através de :

$$h_D A_v = K \left[\frac{\dot{m}_{as}}{A_t} \right]^{B1} \left[\frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}} \right]^{B2} \quad (\text{eq. 5.1})$$

onde,

- K, B1 e B2, são os coeficientes de ajuste dos dados experimentais.

- $\frac{\dot{m}_{as}}{A_t}$ e $\frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}}$, são as razões : vazão de ar pela área da seção transversal da torre, e vazão de ar pela vazão de água, respectivamente.

Uma vez que adotaremos repetidamente este procedimento, no que diz respeito à apresentação dos resultados para o produto $h_D A_v$, cabe observar que o sistema de unidades utilizado é o SI, ou seja, as vazões estarão em kg/s e a área da seção transversal em m^2 , fornecendo então o $h_D A_v$ em $\frac{kg_v}{s \cdot m^2 (kg_v/kg_{as})}$.

Assim sendo, apresenta-se na figura 5.13, o gráfico do produto $h_D A_v$ dividido pelo termo relativo à razão $\frac{\dot{m}_{as}}{A_t}$, versus a relação de vazões, valores estes obtidos através do ajuste pelo método dos mínimos quadrados para duas variáveis independentes, conforme a

referência [25], dos trinta e quatro pontos investigados para a torre de resfriamento, que forneceu o seguinte polinômio, para a faixa de $\frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}}$ de 0,1 à 1,1 :

$$h_D A_v = 1,012 \left(\frac{\dot{m}_{as}}{A_t} \right)^{1,094} \left(\frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}} \right)^{-0,9192} \quad (\text{eq. 5.2})$$

TORRE RESFRIAMENTO (34 pontos)

$$0,1 \leq \frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}} \leq 1,1$$

A faixa de vazões de ar investigada fornece uma relação $\frac{\dot{m}_{as}}{A_t}$ variando de 0,67 à 0,99 $\frac{\text{kg}_{as}}{\text{s m}^2}$ ($A_t = 0,3275 \text{ m}^2$).

Fig. 5.13 - Correlação para o produto $h_D A_v$ da torre de resfriamento (34 pontos, faixa maior).

Eliminando-se os pontos problemáticos (conforme o mencionado quando tratamos da validação do modelo, são aqueles em que a previsão da temperatura do ar afastou-se da medida experimental), obteve-se, ainda para a torre de resfriamento, agora em uma faixa mais estreita de $\frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}}$ (0,1 à 0,55), conforme mostra a figura 5.14, o seguinte polinômio :

$$h_{D_v} A_v = 1,097 \left[\frac{\dot{m}_{as}}{A_t} \right]^{0,9861} \left[\frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}} \right]^{-0,2678} \quad (\text{eq. 5.3})$$

TORRE RESFRIAMENTO (29 pontos)

$$0,1 \leq \frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}} \leq 0,55$$

A incerteza final para o produto $h_{D_v} A_v$ determinado através destas duas equações situou-se em torno de 8%, valor este que corresponde à combinação da incerteza na obtenção do $h_{D_v} A_v$, em torno de 5%, com duas vezes o desvio padrão para o polinômio de interpolação de cada uma delas ($2\sigma=8\%$).

Fazendo-se uso do mesmo procedimento anterior, agora no que diz respeito à apresentação dos resultados para o $h_{D_v} A_v$ do lavador de ar determinados através da solução analítica já mencionada, obteve-se o seguinte polinômio, também representado na figura 5.15 :

$$h_d A_v = 1,213 \left(\frac{\dot{m}_{as}}{A_t} \right)^{1,651} \left(\frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}} \right)^{-0,9757} \quad (\text{eq. 5.4})$$

LAVADOR DE AR (32 pontos)

$$0,1 \leq \frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}} \leq 1,1$$

A incerteza final para o produto $h_d A_v$ calculado através desta equação situou-se na faixa de 30%, para $\frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}}=0,1$, à 14%, para $\frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}}=1,1$. Conforme já mencionado, este valor é determinado através da combinação da incerteza proveniente do processo de obtenção do $h_d A_v$ com aquela relativa ao polinômio de ajuste ($2\sigma=12\%$).

Fig. 5.14 - Correlação para o produto $h_d A_v$ da torre de resfriamento (29 pontos, faixa mais estreita).

Fig. 5.15 - Correlação para o produto $h_d A_v$ do lavador (32 pontos).

De posse destas correlações para o produto $h_d A_v$, o projetista pode efetuar o cálculo de equipamentos de transferência de massa tais como torres de resfriamento e lavadores, lembrando sempre que a faixa de valores investigada foi $0,66 \leq \frac{\dot{m}_{as}}{A_t} \leq 0,99 \frac{\text{kg}_{as}}{\text{m}^2}$ e $0,1 \leq \frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}} \leq 1,1$, e que a altura do equipamento, ou melhor, a altura da zona de transferência de massa foi da ordem de 1m (986 mm).

5.4) PERDA DE CARGA NA TORRE

Antes mesmo de iniciar-se a série de corridas experimentais para a validação do modelo de simulação, efetuaram-se medidas da perda de carga no lado do ar, através da zona de transferência de massa do equipamento. O objetivo deste procedimento foi a determinação do regime de operação possível de ser investigado, no que diz respeito às vazões de ar e água, bem como a verificação do estado chamado de "afogamento". Segundo a referência [26], tal estado é definido quando para uma determinada condição de operação, ou seja, vazões de ar e água, ao se aumentar qualquer uma delas ocorrer um acréscimo súbito na perda de carga do lado do ar, através do equipamento. Demais detalhes sobre o assunto podem também ser encontrados nas referências [27] e [28].

A medida foi efetuada de tal forma que monitorava-se a pressão em uma seção logo acima da árvore de distribuição de água da torre, referenciada à pressão atmosférica, ou seja, assumiu-se que os efeitos de aceleração do ar decorrentes da entrada do mesmo no equipamento eram desprezíveis. Optou-se por, para uma dada vazão de ar, variar-se a vazão de água dentro da faixa permitida pela montagem realizada, e desta forma realizar as leituras de pressão. A instrumentação utilizada para tais medidas já foi apresentada no capítulo 3, quando tratamos da descrição do sistema experimental.

Em um primeiro estágio foram obtidas duas curvas, associadas à duas vazões de ar, fase em que o sistema experimental ainda possuía, como instrumento de medida desta vazão, um Venturi, e também operava com um ventilador de menor porte. Estas curvas são as apresentadas na figura 5.16, em sua parte inferior.

Após a mudança do elemento de medida de vazão de ar para um

tubo de Pitot, e através da conexão do sistema a um ventilador de maior capacidade, obtiveram-se duas outras curvas, agora para maiores valores de vazão de ar, as quais são também apresentadas na figura 5.16 (curvas superiores).

Observando-se as medidas percebe-se que a condição de afogamento não foi atingida, e que também, mesmo para as maiores vazões de ar e água, a perda de carga não ultrapassa o valor de 4 mm H₂O.

Fig. 5.16 - Curvas de perda de carga, no lado do ar, para a torre analisada, em diferentes regimes de operação.

CAPITULO 6

CONCLUSÕES

Neste capítulo apresenta-se um resumo das principais conclusões provenientes da análise dos resultados obtidos nas experiências realizadas, quando tratou-se da investigação quer da torre de resfriamento, quer do lavador de ar, conforme o já discutido no capítulo 5.

Adotando-se a mesma ordem assumida no referido capítulo, no que diz respeito à abordagem dos tópicos de interesse, iniciaremos a discussão pela validação do modelo utilizado quanto a sua capacidade de previsão no comportamento da torre. O equipamento ensaiado possuía as características de ventilação induzida e fluxo de ar e água em contra corrente, podendo ser qualificado como industrial de pequeno porte (17,45 kW). Maiores detalhes podem ser apreciados no capítulo 3. Por outro lado, o modelo de simulação é unidimensional, assumindo a hipótese de propriedades constantes em uma mesma seção transversal, conforme o mencionado no capítulo 2.

Para a verificação da qualidade dos resultados simulados, compararam-se as temperaturas da água entrando (T_{v2}) e do ar saindo (T_{a2} , bulbo seco) da torre, ou seja, em sua seção superior, resultantes do modelo, com estas mesmas grandezas medidas experimentalmente.

O desempenho na previsão da temperatura da água (T_{v2}), é bastante bom, conforme pode ser apreciado na figura 5.1, estando o afastamento entre os resultados, para a faixa de dois desvios padrão (probabilidade de 95,4%), em torno de $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$.

No que se refere à temperatura do ar, a diferença entre resultados simulados e medidos é maior, estando para o mesmo intervalo de probabilidade, em torno de $\pm 1,3^{\circ}\text{C}$, conforme pode ser visto na figura 5.2.

Esta diferença pelo lado do ar aparece nas corridas experimentais em que a vazão de água é bastante baixa, inclusive apresentando maiores valores quanto menor é esta vazão. Poder-se-ia explicar tal fenômeno devido à não homogeneidade da distribuição da água ao longo da seção transversal da torre, e uma vez que o modelo assume propriedades uniformes em uma dada seção, não simularia com perfeição estes casos.

De uma forma geral, quando compara-se o modelo proposto com aqueles investigados por Johnson, Nomura & Bartz [10], constata-se que, apesar de o caso por nós analisado não ser exatamente um daqueles discutidos pela referência (ventilação artificial - fluxo cruzado e ventilação natural - fluxo em contra corrente), os tempos computacionais, para modelos com o mesmo gênero de simplificações, são semelhantes, e a qualidade da previsão, que para a simulação da temperatura de saída da água em uma torre com ventilação artificial - fluxo cruzado, ficou em torno de $\pm 1^{\circ}\text{C}$, situou-se para o nosso caso, conforme já foi dito, na faixa de $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$.

Afirma ainda a referência que a validação de modelos computacionais para a previsão do desempenho de torres de resfriamento encontra-se em andamento, e em se tratando de uma publicação recente, pode-se concluir que o assunto é bastante atual.

Em linhas gerais pode-se dizer que apesar da aproximação de propriedades constantes para uma mesma seção transversal, o que se

traduz em um tratamento unidimensional para o problema, o modelo é bastante satisfatório, incorporando ainda as qualidades de simplicidade no manuseio, rapidez computacional e pequena demanda de memória, o que o torna um candidato forte à implantação em micro-computadores.

Uma vez que os resultados simulados sejam, a menos de uma determinada faixa de erro associada às imperfeições do modelo, coincidentes com as medidas experimentais efetuadas, assume-se que a previsão dos parâmetros é também válida para o interior do equipamento, e desta forma, pode-se então determinar o produto $h_D A_v$ da torre, através da integração numérica da função inversa do potencial acionador no processo de transferência de massa, conforme o apresentado nos capítulos 2 e 4.

A teoria desenvolvida no capítulo 2, para o lavador de ar, permite que se obtenha, através de uma solução analítica, o produto $h_D A_v$ para este equipamento, partindo-se dos valores medidos à entrada e à saída, durante as corridas experimentais (eq.2.36). Este procedimento, no entanto, leva à incertezas bastante altas, principalmente para relações $\dot{m}_{as}/\dot{m}_{v2}$ pequenas, uma vez que o termo $(W_{eq}^* - W_2)$ tende para zero, fazendo com que pequenas incertezas provoquem uma grande influência no $h_D A_v$ final do lavador.

Uma outra observação importante, ainda quanto ao lavador de ar, é que a hipótese de temperatura da água constante não foi verificada, ocorrendo sempre uma diferença entre entrada e saída no equipamento, devido à energia cedida pela bomba centrífuga. Desta forma, para que se pudesse utilizar a teoria para o lavador, já mencionada, uma temperatura média foi assumida.

Analisando-se os resultados obtidos para o produto $h_D A_v$ em uma

mesma vazão de ar e diferentes vazões de água, para a torre de resfriamento e para o lavador de ar, de acordo com a figura 5.8, percebe-se que os primeiros são inferiores aos últimos cerca de 35% para $\dot{m}_{as}/\dot{m}_{v2}$ em torno de 0,1, e 20% para $\dot{m}_{as}/\dot{m}_{v2}$ em torno de 1,1, diferença esta que não chega a ser coberta pela faixa de incertezas individuais para cada um dos resultados.

De outra forma, ao se tratar o lavador de ar como uma torre, já que o mesmo apresentou diferenças de temperatura pelo lado da água (0,1 à 1,2°C, com média de 0,3°C), percebe-se, conforme mostra a figura 5.9, que obtêm-se valores intermediários para o produto $h_D A_v$.

Simpson & Sherwood [4], constataram uma dependência do produto $h_D A_v$ com a temperatura da água entrando no equipamento, só que em menor escala quando comparada à influência proporcionada pelas vazões de ar e água e pelo tipo de enchimento. Associaram-na à alterações na ação dos pulverizadores e no grau de molhamento das superfícies. Tal dependência se dá de tal forma que para maiores temperaturas da água o produto $h_D A_v$ decresce.

Com o intuito de verificar-se esta influência, uma experiência adicional foi realizada, para mesmas vazões de ar e água, onde variou-se a carga térmica imposta, desde a condição de lavador até a de uma torre, passando por diferentes níveis de temperatura. O que se obteve estava plenamente de acordo com os resultados de Simpson & Sherwood [4], ou seja, um $h_D A_v$ decrescente com o aumento da temperatura da água entrando no equipamento T_{v2} .

A análise indica que embora a influência do nível de temperatura da água seja pequena, concorre juntamente com a teoria do lavador de forma a fornecer valores, para o $h_D A_v$ deste último, superiores aos da torre (onde as temperaturas da água são

maiores).

Optou-se então pela apresentação das curvas limite para o produto $h_D A_v$ na faixa de parâmetros investigada, ou seja, lavador através da solução analítica (limite superior) e torre através do modelo (limite inferior). Estas curvas foram obtidas através do ajuste, pelo método dos mínimos quadrados para duas variáveis, dos 34 pontos para torre e dos 32 pontos para lavador. De outra forma, eliminando-se os pontos experimentais para os quais a previsão da temperatura do ar afastou-se da medida efetuada, obteve-se uma segunda curva, também para a torre, agora em uma faixa mais estreita de $\dot{m}_{as}/\dot{m}_{v2}$. Assim sendo, temos :

$$h_D A_v = 1,012 \left[\frac{\dot{m}_{as}}{A_t} \right]^{1,094} \left[\frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}} \right]^{-0,3192} \quad (\text{eq. 6.1})$$

TORRE RESFRIAMENTO (34 pontos)

$$0,1 \leq \frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}} \leq 1,1$$

$$h_D A_v = 1,097 \left[\frac{\dot{m}_{as}}{A_t} \right]^{0,9861} \left[\frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}} \right]^{-0,2678} \quad (\text{eq. 6.2})$$

TORRE RESFRIAMENTO (29 pontos)

$$0,1 \leq \frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}} \leq 0,55$$

$$h_D A_v = 1,213 \left[\frac{\dot{m}_{as}}{A_t} \right]^{1,651} \left[\frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}} \right]^{-0,9757} \quad (\text{eq. 6.3})$$

LAVADOR DE AR (32 pontos)

$$0,1 \leq \frac{\dot{m}_{as}}{\dot{m}_{v2}} \leq 1,1$$

onde,

- $\dot{m}_{as}$ e $\dot{m}_{v2}$ são as vazões de ar seco e água entrando na torre, respectivamente, em [kg/s].
- A_t é a seção transversal da torre em [m²].
- $h_D A_v$ é o produto do coeficiente de transferência de massa pela área de troca por unidade de volume do equipamento, em [kg_v/(s m³ (kg_v/kg_{as}))].

A faixa de vazões de ar investigada fornece $0,67 \leq \dot{m}_{as}/A_t \leq 0,99$ ($A_t = 0,3275 \text{ m}^2$). Devido à problemas quanto aos ventiladores disponíveis para a realização do experimento, não se pôde estender o referido intervalo de análise. Recomenda-se portanto, em trabalhos futuros, a utilização de um ventilador com maior capacidade de vazão, em maiores regimes de perda de carga, que o utilizado (capítulo 3).

As incertezas finais para o produto $h_D A_v$ determinado através das equações acima situam-se em torno de 8% , para a torre, e de 30% à 14% , para o lavador, conforme os valores de $\dot{m}_{as}/\dot{m}_{v2}$ variam de 0,1 à 1,1 , respectivamente.

Finalmente, experiências no sentido de se medir a perda de carga do lado do ar, para diversos regimes de operação, indicaram

que não se havia atingido, mesmo na situação de maiores vazões, o ponto chamado de "afogamento", e que também o máximo valor para esta perda de carga não ultrapassou 4 mm H₂O, o que pode ser observado na figura 5.16. Recomenda-se que em trabalhos futuros, de posse de um ventilador de maior capacidade, sejam feitos experimentos próximo e acima deste limite de "afogamento", com o intuito de se analisar o comportamento do produto $h_D A_v$ e paralelamente verificar-se o acréscimo em potência de bombeio.

Em linhas gerais, apesar de torres de resfriamento e lavadores de ar serem equipamento há muito utilizados, a idealização e comprovação experimental de modelos de simulação prevendo os seus comportamentos, com a finalidade de otimização e execução de projetos, são assunto de interesse atual, e dentro deste espírito espera-se que este trabalho tenha proporcionado alguma contribuição.

APÊNDICE 1

MEDIDA DA UMIDADE ABSOLUTA

Apresentaremos aqui, os desenvolvimentos experimentais realizados com a finalidade de se medir corretamente a umidade absoluta do ar. Tal parâmetro foi monitorado em dois pontos, à entrada e à saída da torre. Para a determinação da umidade absoluta à entrada da torre, o que se fez foi construir um psicrômetro de ventilação induzida, onde as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido pudessem ser lidas em um regime de fluxo de ar adequado. Através das referências [9] e [29], obtivemos a indicação da velocidade de escoamento ideal, onde os efeitos de transferência de calor por radiação, entre os pontos de medida de temperatura, podiam ser minimizados. Este valor situa-se em torno dos 5 m/s. O que se fez foi escolher um diâmetro de tubulação, para a construção do psicrômetro, de tal forma que em função da vazão do ventilador que possuíamos, obtivéssemos uma velocidade em tal faixa. Após a montagem, verificou-se este valor através da utilização de um anemômetro e também de um medidor de vazão tipo ventoinha, devidamente acoplado ao sistema.

Da mesma forma, para a determinação da umidade absoluta à saída da torre, monitorada na derivação da tubulação principal de ar ("by-pass"), procuramos realizar as medidas de temperatura em um regime de fluxo no qual a velocidade do ar estivesse na faixa mencionada.

Como a vazão que circula através do "by-pass" é dependente daquela que passa pela tubulação principal, que por sua vez é um

dos parâmetros a serem variados para a obtenção dos resultados experimentais, tivemos que pensar em um sistema que pudesse ser regulado de forma que obtivéssemos um fluxo de ar no "by-pass" fornecendo valores de velocidade dentro da faixa ideal. O que se imaginou foi realizar o controle de vazão através de uma válvula e a leitura da velocidade, indiretamente, através da indicação da perda de carga entre pontos pré-determinados. Para isto, uma calibração inicial do "by-pass" foi necessária. Apresentamos a seguir, um resumo deste procedimento e dos resultados obtidos.

Montou-se o "by-pass", em sua configuração final, e conectou-se o mesmo à descarga do ventilador do sistema, conforme mostra a figura A1.1. Para diversas vazões, mediu-se a perda de carga entre os pontos já mencionados. As leituras preliminares indicaram valores muito baixos, o que se resolveu pela inserção de uma perda de carga localizada entre os pontos de medida.

Fig. A1.1 - Esquema da calibração do "by-pass".

Foram utilizados um manômetro inclinado da DWYER, com escala

de -5 a 50 mm de água, fluido manométrico com densidade de 0.826, e que foi mantido durante todo o tempo da experiência, e também um anemômetro com escala de 0 a 30 m/s.

Com os pares velocidade x perda de carga, provenientes da calibração, obteve-se um polinômio de ajuste através do método dos mínimos quadrados, apresentado a seguir:

$$\Delta H = - 0,9319 + 5,668 v - 1,692 v^2 + 0,3520 v^3$$

onde ΔH [mm de H_2O], e v [m/s]

A incerteza final em ΔH , calculado através do polinômio acima, utilizando-se o critério de Kline & McClintock [15] para a combinação das parcelas individuais relacionadas às medidas de velocidade, perda de carga e também o desvio do próprio polinômio, na faixa de valores de velocidade analisada, está em torno de 10%, o que é muito (grande incerteza associada ao anemômetro utilizado), mas julgamos ser satisfatória para a necessidade a que se prestou a calibração.

Para que mantivéssemos durante as corridas experimentais o valor de velocidade ideal de 5 m/s, temos uma perda de carga de 29 ± 3 mm de água, o que se procurou alcançar através da válvula de regulação de vazão no "by-pass".

Para a obtenção das temperaturas de bulbo úmido, o que se fez foi simplesmente encobrir o bulbo do termômetro, para o caso do psicrômetro, e a junção do termopar, no caso do "by-pass", com camisas de algodão, as quais eram periodicamente umedecidas com água destilada.

Com a finalidade de se verificar a coerência entre os resultados obtidos para a umidade absoluta, através dos dois

elementos de medida utilizados ("by-pass" e psicrômetro), realizou-se um teste comparativo entre os mesmos, que passa então a ser descrito.

Fig. A1.2 - Esquema da montagem para comparação entre psicrômetro e "by-pass".

Montou-se, conforme a figura A1.2, o "by-pass" e o psicrômetro, com suas entradas de ar o mais próximas possível. Mantendo-se a configuração de projeto do sistema experimental, o ventilador succiona o ar que atravessa tanto a válvula borboleta da tubulação principal, como a de regulação de vazão da derivação. A monitoração das temperaturas foi realizada alternadamente, ora no psicrômetro ora no "by-pass". Para efeito de obtenção das temperaturas de bulbo úmido, o equilíbrio alcançado no ponto de estabilização para leitura foi repetidamente perturbado (apertando-se a camisa de algodão entre os dedos, elevando-se então a temperatura), no intuito de se verificar se realmente havia sido atingido. Este procedimento foi repetido para cada uma

das medidas Os resultados do teste podem ser vistos na tabela A1.1.

"BY-PASS"						PSICRÔMETRO		
mV11 (mV)	mV12 (mV)	mV13 (mV)	Tbs (°C)	Tbu (°C)	W (kgw/kg)	Tbs (°C)	Tbu (°C)	W (kgw/kg)
0,007	1,058	-0,123	26,9	23,7	0,0173	26,8	23,7	0,0171
0,007	1,058	-0,122	26,9	23,8	0,0173	26,8	23,7	0,0171
0,007	1,058	-0,125	26,9	23,7	0,0172	26,8	23,7	0,0171
0,008	1,058	-0,123	26,9	23,7	0,0173	26,8	23,7	0,0171
0,010	1,057	-0,122	27,0	23,7	0,0172	26,8	23,7	0,0171
0,010	1,058	-0,122	27,0	23,8	0,0173	26,8	23,7	0,0171
0,007	1,110	-0,175	28,2	23,7	0,0167	28,5	24,0	0,0169
0,010	1,110	-0,177	28,3	23,7	0,0166	28,5	24,0	0,0169
0,010	1,110	-0,173	28,3	23,8	0,0168	28,5	24,0	0,0169
0,012	1,109	-0,176	28,3	23,7	0,0166	28,6	24,0	0,0168

Tabela A1.1 - Comparação entre resultados de umidade absoluta obtidos através do psicrômetro e do "by-pass".

Cabe observar, com referência à tabela A1.1, que mV11, mV12 e mV13 são as milivoltagens lidas nos termopares de número correspondente, onde 11 e 13, instalados no "by-pass", monitoram, respectivamente, as temperaturas de bulbo seco e úmido, e 12, a temperatura do conector (maiores detalhes no apêndice 3, Calibração e montagem do sistema de medida de temperatura através dos termopares). As incertezas das grandezas medidas são: para as milivoltagens mV11, mV12 e mV13, ± 0.001 mV, e para as temperaturas obtidas no psicrômetro, $\pm 0,05^{\circ}\text{C}$. As incertezas dos parâmetros

calculados são, levando-se em consideração o critério de Kline & McClintock [15] : para as temperaturas no "by-pass", $\pm 0,06^{\circ}\text{C}$, e para as umidades absolutas, $\pm 0,0001 \text{ kgw/kg}$ (quilogramas de água por quilograma de ar seco). A pressão ambiente no momento da experiência foi $760,4 \pm 0,1 \text{ mm Hg}$, e aquela reinante no interior do "by-pass", $-50 \pm 1 \text{ mm H}_2\text{O}$ (manométrica). Os cálculos foram realizados conforme o apresentado anteriormente, quando tratamos da redução dos dados experimentais (capítulo 4).

Podemos notar, através dos resultados obtidos nesta comparação, que a coerência entre valores é bastante boa, somente não ocorrendo interseção entre as faixas de incerteza em uma das medidas tomadas.

Um outro problema, verificado em experiências teste logo após a conclusão da montagem do sistema experimental, foi a ocorrência de condensação de umidade do ar de saída da torre na tubulação que liga a coifa à sucção do ventilador. Neste caso, o que mais nos preocupou foi o fato de estarmos monitorando as temperaturas de bulbo seco e úmido, no intuito de se obter a umidade absoluta à saída da torre, somente no "by-pass", o que significa dizer a alguma distância do ponto de saída da torre. Assim sendo, os valores medidos poderiam não estar refletindo os parâmetros reais de interesse. Desta forma, foi idealizado um sistema de aquecimento que mantivesse a parede da tubulação acima do ponto de orvalho do ar à saída da torre. A descrição do mesmo passa a ser apresentada.

O projeto foi feito baseando-se nos seguintes valores típicos para o escoamento do ar, nas condições médias de operação :

- vazão de ar : $0,3 \text{ m}^3/\text{s}$

- Pr (ar) : 0,7
- D (diâmetro int. do tubo) : 0,121 m
- massa específica (ar) : $1,2 \text{ kg/m}^3$
- viscosidade absoluta (ar) : $1,983 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$
- condutividade térmica (ar) : $0,02624 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$

Desta forma, $Re_D = 1,85 \times 10^5$ e, através da correlação de Dittus e Boelter [30], para escoamento turbulento e plenamente desenvolvido em tubos lisos, no caso de aquecimento :

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{0,8} Pr^{0,4}$$

(propriedades consideradas na temperatura de mistura do fluido)

Podemos chegar à $Nu_D = 326,10$

$$\text{De outra forma, } h_c = \frac{k}{D} Nu_D, \text{ então } h_c = 68,45 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Também,

$$\frac{q}{L} = h_c \pi D (T_{\text{parede}} - T_{\text{ar}})$$

Para que mantivéssemos a temperatura da parede algo como 10°C acima da temperatura do ar, teríamos : $\frac{q}{L} = 268,82 \frac{\text{W}}{\text{m}}$

Procurou-se dividir a tubulação em 5 partes com a finalidade de facilitar a construção do sistema de aquecimento e também para

possibilitar uma substituição mais simples no caso de queima de alguma das resistências. Um esquema é apresentado na figura A1.3.

Fig. A1.3 - Divisão do sistema de aquecimento da tubulação de ar.

Com o valor já obtido, para o calor a ser dissipado pelo sistema de aquecimento por metro de tubulação, e o comprimento dos trechos, apresentamos na tabela A1.2 a potência de aquecimento para cada um deles.

Para a potência total de 1143 W e utilizando-se uma tensão máxima de 220 v, obtemos uma corrente máxima de 5,20 A, então, para fio de cobre com revestimento esmaltado, 29 AWG (diâmetro = 0,2859 mm, seção = $0,0642 \text{ mm}^2$ e resistência de 268,2 ohm/1000 m), temos, na tabela A1.3, o projeto do sistema.

TRECHO	COMPRIMENTO (m)	POTENCIA DE AQUECIMENTO (W)
I	0,75	202
II	1,00	269
III	0,75	202
IV	1,15	309
V	0,60	161
		$\Sigma = 1143 \text{ W}$

Tabela A1.2 - Potência dissipada para cada trecho do sistema de aquecimento da tubulação de ar.

Desta forma, fez-se o enrolamento do fio, diretamente na superfície externa da tubulação, para cada um dos trechos, procurando manter-se da melhor forma possível o projeto inicial.

Antes da montagem, realizou-se um teste preliminar com o intuito de se verificar a integridade do esmalte submetido ao aquecimento. Para o nível de temperatura necessário (40/50 °C), o que se observou foi um perfeito desempenho.

Também se percebeu que a transmissão de calor, da superfície externa do tubo para o seu interior, era satisfatória. dois fatores foram detectados neste sentido : o processo de convecção forçada no interior do duto versus a convecção externa natural, e a pequena espessura da parede, apesar do material ser PVC. Assim sendo, dispensou-se o uso de isolamento térmico sobre o sistema de aquecimento.

TRECHO	RESISTÊNCIA (ohm)	COMP. FIO (m)	ESPIRAS/PASSO (mm)
I	7,48	28	71 / 11
II	9,96	37	94 / 11
III	7,48	28	71 / 11
IV	11,45	43	109 / 11
V	5,97	22	56 / 11
$\Sigma = 42,34 \text{ ohm}$		$\Sigma = 158 \text{ m}$	

Tabela A1.3 - Projeto do sistema de aquecimento da tubulação principal de ar.

Após a montagem, mediram-se os valores para as resistências, e este resultado é então apresentado na tabela A1.4.

TRECHO	RESISTÊNCIA (ohm)
I	7,39
II	10,14
III	7,05
IV	11,86
V	5,90
$\Sigma = 42,34 \text{ ohm}$	

Tabela A1.4 - Resistência elétrica para cada trecho do sistema de aquecimento da tubulação de ar, após a montagem.

APÊNDICE 2

MEDIDA DA VAZÃO DE AR

Apresentaremos neste apêndice, a teoria envolvida na determinação da vazão de ar, bem como os resultados de pré-testes realizados no intuito de verificar sua utilização.

O elemento de medida escolhido para a monitoração da vazão de ar foi o tubo de Pitot. Tal definição se deveu ao fato de este ser o instrumento que menor perda de carga provocava no sistema, já que havia uma necessidade neste sentido para que pudéssemos trabalhar com valores maiores para o fluxo de ar durante as experiências.

Através da norma ASME [13], obtivemos a indicação do correto posicionamento do tubo de Pitot e, também as informações relativas à tomada de pressão estática. Da mesma referência, retiramos a equação que foi utilizada para o cálculo da velocidade, que é então apresentada, após as devidas substituições de valores para a nossa situação:

$$v = 30,5492 \sqrt{\frac{p_e}{\rho_a} \left[\left(\frac{p_s}{p_e} \right)^{0,2857} - 1 \right]} \quad (\text{eq. A2.1})$$

onde,

v - velocidade [m/s]

p_e - pressão estática absoluta [mm Hg]

p_s - pressão de estagnação absoluta [mm Hg]

ρ_a - massa específica do ar [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$]

Uma vez de posse do valor da velocidade no centro da tubulação (máxima) e com a finalidade de se determinar a vazão de ar, optamos pela utilização dos resultados experimentais de Nikuradse, através dos quais se obtém uma correlação entre velocidade média e máxima, função do número de Reynolds, para escoamento turbulento no interior de tubos lisos [14], ou seja :

$$\frac{\bar{u}}{U} = \frac{2 n^2}{(n + 1) (2n + 1)} \quad (\text{eq. A2.2})$$

onde,

$\bar{u}$ e U são, respectivamente, as velocidades média e máxima.

n - expoente de ajuste dos resultados experimentais de Nikuradse, função do número de Reynolds. Tal dependência é mostrada na tabela A2.1.

De tal forma que :

Re	n	$\frac{\bar{u}}{U}$
4×10^3	6,0	0,7912
$2,3 \times 10^4$	6,6	0,8073
$1,1 \times 10^5$	7,0	0,8167
$1,1 \times 10^6$	8,8	0,8497
$2,0 \times 10^6$	10,0	0,8658
$3,2 \times 10^6$	10,0	0,8658

Tabela A2.1 - Resultados experimentais de Nikuradse para escoamento turbulento no interior de dutos lisos.

Com estes valores, obteve-se pelo método dos mínimos quadrados, o seguinte polinômio de ajuste, relacionando o

quociente entre velocidade média e máxima com o número de Reynolds :

$$\frac{\bar{u}}{U} = 0,8014 + 0,7130 \times 10^{-7} \text{Re} - 0,2639 \times 10^{-19} \text{Re}^2 + \quad (\text{eq. A2.3}) \\ + 0,3255 \times 10^{-20} \text{Re}^3, \text{ com desvio padrão } \sigma = 0,0063$$

A determinação da velocidade média é feita de forma iterativa, uma vez que existe uma dependência com Reynolds. O procedimento completo para a obtenção da vazão poderia ser descrito da seguinte maneira : através das leituras de pressão diferencial e estática monitoradas no tubo de Pitot, para posicionamento na linha de centro do duto de ar, e utilizando-se a equação A2.1, chegamos ao valor da velocidade máxima. Arbitrando-se um coeficiente, relação entre velocidades média e máxima (Nikuradse), inicialmente igual a 0.8, podemos calcular uma primeira aproximação da velocidade média. De posse deste valor e, conhecendo-se a área da seção transversal da tubulação, obtemos então a vazão e consequentemente o número de Reynolds. Desta forma, através da equação A2.3, chegamos a um novo valor para razão de velocidades, e também a uma segunda aproximação para a velocidade média. O processo é repetido até que não ocorram diferenças significativas entre os valores calculados para duas iterações consecutivas.

Uma vez descrita a teoria adotada para a determinação da vazão de ar, passaremos então ao detalhamento dos ensaios executados para a sua validação. Neste intuito, realizou-se um teste comparativo entre o Pitot e o Venturi anteriormente utilizado (abandonado devido a maior perda de carga que provocava no sistema). Para tal, executou-se a montagem que passa a ser descrita.

Conectou-se à descarga do ventilador centrífugo uma tubulação de PVC, parede fina, diâmetro nominal de 5 polegadas, diâmetro interno 0,121 m, e nesta, seguindo a direção de fluxo, os seguintes elementos : homogeneizador, tubo de Pitot, Venturi e termômetro. Aproveitando-se a montagem já existente, foram utilizadas as válvulas conectadas à sucção do ventilador, para o controle da vazão. Um esquema da configuração é apresentado na figura A2.1.

Fig. A2.1 - Esquema da montagem para teste comparativo Pitot versus Venturi.

A especificação dos elementos utilizados é a seguinte :

- Tubo de Pitot, já existente no laboratório, posicionado segundo a norma ASME [13].
- Venturi do tipo Herschel, diâmetro maior interno $D = 120$ mm, relação de diâmetros (β) = $1/3$, ângulo do canal divergente 15° .
- Termômetro de mercúrio em vidro, escala $-10/+50$ $^\circ\text{C}$, menor

divisão 0,1 °C (já descrito em 3.4.2.1).

- Para a leitura da pressão diferencial, utilizou-se : no Pitot, um medidor capacitivo MKS BARATRON, faixa 0/10 mm Hg, menor divisão 0,01 mm Hg (limitação do voltímetro ao qual estava acoplado e às oscilações de leitura) e no Venturi um manômetro em U, com sistema de amortecimento de pulsações (já descritos em 3.4.1). Para a indicação da pressão estática em ambos, fez-se uso, também, do referido manômetro em U. A temperatura, monitorada à saída do duto para o exterior, foi assumida como sendo a mesma em todo o pequeno trecho da tubulação de recalque, para efeito da determinação das propriedades do ar.

O cálculo das vazões foi feito da seguinte forma : para o Pitot, conforme o descrito anteriormente, e para o Venturi, de acordo com a seguinte equação, retirada da norma ASME [13], em que já foram substituídos os valores referentes ao nosso caso:

$$m = 0,00559 Y C \sqrt{\rho \Delta H} \quad (\text{eq. A2.4})$$

onde :

- m vazão de ar [kg/s]
- Y fator de compressibilidade, figura A2.2
- C coeficiente de descarga, figura A2.3
- ρ massa específica do ar $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$
- ΔH leitura da pressão diferencial [mm H₂O]

Fig. A2.2 - Fator de compressibilidade para Bocais e Venturis, segundo a norma ASME [13] (ar, $\gamma = 1.4$).

Fig. A2.3 - Coeficiente de descarga para Venturis do tipo Herschel, de acordo com a referência [31]. Os valores são aplicáveis para $0,25 \leq \beta \leq 0,75$ e $D \geq 2$ polegadas.

O cálculo é iterativo, uma vez que o coeficiente de descarga é função do número de Reynolds. O procedimento usual é arbitrar-se um valor inicial para C igual à 0,99, determinar-se a vazão e, desta forma, um novo coeficiente a ser utilizado. O processo é repetido até que não ocorram diferenças significativas entre os resultados.

Dividiu-se o pré-teste em duas partes. Na primeira delas, foram coletados dados em dois níveis de vazão de ar, variando-se a posição do Pitot em relação ao centro do duto. Os valores de velocidade assim determinados foram assumidos como sendo valores máximos e desta forma aplicou-se a teoria de Nikuradse, já descrita, para o cálculo da vazão. O que se procurou fazer foi verificar a interferência que seria causada pelo fato de, por um erro no posicionamento, não estarmos medindo a velocidade exatamente no centro do duto. Paralelamente, foram determinadas as vazões através do Venturi e desta forma, construiu-se a tabela A2.1.

Na segunda parte do teste, o que se fez foi, mantendo-se o Pitot posicionado no centro do duto de ar, obtiveram-se leituras para várias vazões. Estes resultados estão apresentados na tabela A2.2.

A análise de incertezas seguiu o critério de Kline & McClintock [15], conforme procedimento descrito quando tratamos deste assunto no capítulo referente à redução dos dados experimentais.

Como conclusão à primeira parte, podemos notar que para afastamentos em relação ao centro da tubulação de até 20 mm e para o regime de fluxo envolvido, as variações nos valores de vazão são pequenas, estando inclusive dentro da faixa de incerteza. Tal

nível de variação no posicionamento foi propositalmente exagerado, uma vez que se notou pouca sensibilidade da velocidade em relação à posição, nesta vizinhança, para as vazões envolvidas.

Como conclusão geral, podemos perceber, em ambas as tabelas, que os valores de vazão obtidos através do Pitot encontram-se abaixo daqueles calculados pelo Venturi, muito embora ocorra uma interseção entre as faixas de incerteza. Uma possível explicação para tal fato seria a recuperação de pressão do Venturi, estando nunca acima dos 70%, ou seja, abaixo do que recomenda a norma ASME [13], levando de alguma forma a valores inferiores aos utilizados para o coeficiente de descarga. No presente trabalho, os resultados obtidos através da utilização da teoria de Nikuradse e da leitura da velocidade no centro do duto foram considerados satisfatórios, assim sendo, este foi o procedimento adotado para a determinação da vazão de ar.

T (°C)	PITOT				VENTURI		
	ΔH (mm Hg)	P_{estat} (mm H ₂ O)	posição (mm)*	m (kg/s)	ΔH (mm H ₂ O)	P_{estat} (mm H ₂ O)	m (kg/s)
33,0 ±0,1	0,76 ±0,01	174 ± 1	0	0,142 ±0,010	730 ± 1	174 ± 1	0,152 ±0,003
32,5 ±0,1	0,75 ±0,01	174 ± 1	+10	0,141 ±0,010	730 ± 1	174 ± 1	0,152 ±0,003
32,5 ±0,1	0,73 ±0,01	174 ± 1	+20	0,139 ±0,010	730 ± 1	174 ± 1	0,152 ±0,003
32,0 ±0,1	0,92 ±0,01	220 ± 1	0	0,157 ±0,009	899 ± 1	218 ± 1	0,167 ±0,003
32,0 ±0,1	0,94 ±0,01	220 ± 1	-20	0,158 ±0,009	899 ± 1	218 ± 1	0,167 ±0,003
32,0 ±0,1	0,92 ±0,01	220 ± 1	-10	0,157 ±0,009	899 ± 1	218 ± 1	0,167 ±0,003
32,0 ±0,1	0,93 ±0,01	220 ± 1	0	0,158 ±0,009	899 ± 1	218 ± 1	0,167 ±0,003

* posição relativa ao centro do duto (+ → para cima)

Tabela A2.2 - Teste comparativo Pitot x Venturi, para várias posições em relação à linha de centro da tubulação. As primeiras 3 corridas foram realizados com a válvula borboleta em abertura 1/2, e as demais para abertura 3/4.

T (°C)	PITOT				VENTURI		
	ΔH (mm Hg)	P _{estat} (mm H ₂ O)	posição (mm)*	m (kg/s)	ΔH (mm H ₂ O)	P _{estat} (mm H ₂ O)	m (kg/s)
37,4 ±0,1	0,36 ±0,01	72 ± 1	0	0,096 ±0,014	319 ± 1	72 ± 1	0,100 ±0,002
36,7 ±0,1	0,47 ±0,01	96 ± 1	0	0,110 ±0,012	419 ± 1	96 ± 1	0,114 ±0,002
34,8 ±0,1	0,64 ±0,01	140 ± 1	0	0,129 ±0,011	586 ± 1	140 ± 1	0,135 ±0,003
33,6 ±0,1	0,77 ±0,01	175 ± 1	0	0,142 ±0,010	721 ± 1	175 ± 1	0,149 ±0,003
33,0 ±0,1	0,86 ±0,01	202 ± 1	0	0,151 ±0,010	825 ± 1	200 ± 1	0,159 ±0,003
32,9 ±0,1	0,93 ±0,01	219 ± 1	0	0,157 ±0,009	892 ± 1	217 ± 1	0,166 ±0,003
32,9 ±0,1	0,96 ±0,01	226 ± 1	0	0,160 ±0,009	914 ± 1	224 ± 1	0,168 ±0,003
32,9 ±0,1	0,97 ±0,01	228 ± 1	0	0,161 ±0,009	924 ± 1	226 ± 1	0,169 ±0,003

* posição relativa ao centro do duto (+ → para cima)

Tabela A2.3 - Teste comparativo Pitot × Venturi, para posicionamento na linha de centro da tubulação. Para cada corrida experimental foram utilizadas, consecutivamente, as seguintes aberturas na válvula borboleta : 1/8, 1/4, 3/8, 1/2, 5/8, 3/4, 7/8, e totalmente aberta.

APÊNDICE 3

CALIBRAÇÃO E MONTAGEM DO SISTEMA DOS TERMOPARES

Neste apêndice, procuraremos descrever o procedimento utilizado para a calibração dos termopares, bem como a configuração final deste sistema de medida de temperaturas.

A maior parte da monitoração de temperaturas no sistema experimental executado, é realizada através de termopares e, tendo em vista a necessidade de um mínimo de incerteza associada às medidas efetuadas, principalmente no que diz respeito à determinação da umidade absoluta à saída da torre (temperatura de bulbo úmido), concluímos pela realização da calibração.

Foram usados termopares tipo T, cobre constantan, AWG 32 (diâmetro 0,20 mm), revestimento individual e externo em fibra de vidro, fabricados pela ECIL.

A montagem realizada para a calibração, que pode ser apreciada na fig.A3.1, compõe-se basicamente de um banho termostático LAUDA (Lauda Thermostat), tipo K2-D, alimentação 115 v / 60 Hz, capacidade de geração de calor 800 W, do circuito completo dos termopares e também de um termômetro, certificado pelo INMETRO, com a seguinte especificação : marca Incotherm, número de fabricação 12616, escala interna graduada de -10°C à $+52^{\circ}\text{C}$, menor divisão de $0,1^{\circ}\text{C}$, capilar transparente, substância termométrica mercúrio, imersão parcial de 100 mm. Pelo fato de possibilitar leituras na casa de $0,05^{\circ}\text{C}$ (interpolação visual), assumiu-se uma incerteza de $\pm 0,025^{\circ}\text{C}$.

Fig. A3.1 - Esquema da montagem para calibração do Termopar.

O banho Lauda foi montado de tal forma que em sua serpentina interna fez-se circular água, proveniente do sistema de abastecimento do laboratório, cuja vazão podia ser regulada através de um registro, com a finalidade de abaixar a temperatura do banho. Por outro lado o sistema de aquecimento, com termostato regulável, era responsável pelo aumento de temperatura. Conseguiu-se desta forma, o que é recomendável durante o processo de calibração, uma estabilidade de temperatura para o banho. Nesta condição o sistema de aquecimento liga e desliga continuamente quando o equilíbrio é alcançado. Utilizou-se também a bomba de circulação, da qual o sistema é provido, com a finalidade de homogeneizar-se esta mesma temperatura, além de proporcionar uma maior troca térmica entre fluido do banho, aquecedor e serpentina de resfriamento.

O termopar foi montado junto ao termômetro, utilizado para a

calibração, de tal forma que a junção do primeiro ficasse próxima ao bulbo do último. Assim sendo, o conjunto formado foi colocado no banho, respeitando-se a linha de imersão do termômetro e também, mantendo-se uma certa distância entre a extremidade composta por bulbo e junção e as laterais e o fundo do recipiente.

A experiência foi realizada em uma sala fechada, visando a um mínimo de perturbações de origem externa.

Procurou-se realizar a calibração de forma que fossem incluídos, durante a coleta dos pontos, todos os elementos que fariam parte efetiva do sistema final de medida de temperaturas através de termopares. Uma descrição mais detalhada do mesmo, passa a ser agora apresentada.

O sistema de medida de temperaturas através de termopares, foi idealizado em um arranjo do tipo "zone-box", e constitui-se basicamente de : banho de gelo, dois conectores RS-232 isolados, individualmente, do ambiente por meio de caixas de poliuretano, chave seletora com 16 posições ENGRO, microvoltímetro ECB, faixa de 0 à 39999 μv , termopares (cobre constantan), já descritos, e fios de extensão (cobre), AWG 28.

De acordo com a montagem realizada, apresentada na figura A3.2, o processo de medida funciona em dois estágios : as indicações de milivoltagem induzida nos termopares de número 1 e de 3 a 10, acoplados ao conector A, e também aquelas referentes aos termopares 11 e 13, acoplados ao conector B, representam a diferença de temperatura entre o ponto de medida e o conector associado. Em uma segunda parte, temos que as indicações fornecidas pelos termopares 2 e 12, representam a leitura de temperatura dos conectores A e B, respectivamente, já que suas extremidades estão colocadas no banho de referência (gelo com água

Fig. A3.2 - Esquema do circuito dos termopares.

destilada). Para a obtenção final das temperaturas, devemos então combinar estes dois valores.

A ligação dos conectores à chave seletora, bem como a saída desta para o microvoltímetro, é feita através de fios de extensão. Optamos pela inversão da polaridade na ligação destes, entre os conectores e a chave seletora, para o caso dos termopares 2 e 12, em relação aos demais, de forma que, para a obtenção da temperatura final, referenciada ao banho de gelo, pudéssemos simplesmente somar as duas indicações (ponto de medida em relação ao conector e conector em relação ao banho), conforme o mencionado no parágrafo anterior. A numeração das posições da chave seletora obedeceu àquela dos termopares.

Assumindo que houvesse homogeneidade de material quanto ao termopar utilizado (foi retirado de um mesmo carretel), efetuou-se a calibração levando-se em conta somente dois trechos, de tal forma que o termopar de número 2 foi colocado em um banho de gelo e o de número 6, acoplado ao termômetro, imerso no banho LAUDA. As indicações de microvoltagens, fornecidas pelos mesmos, foram realizadas através da chave seletora, em cada uma das posições respectivas. Para a realização das medidas, esperou-se a estabilização da temperatura do banho, o que levou em média, para cada um dos pontos, cerca de uma hora.

Na tabela A3.1, estão apresentados os resultados obtidos.

A indicação da temperatura de 0°C , foi realizada pela imersão do conjunto termopar-termômetro, no banho de gelo. Ao final da experiência, repetiu-se a medida de temperatura do banho, no intuito de verificar-se a manutenção de seu estado.

TERMOPARES			TERMÔMETRO
mV2 (mV)	mV6 (mV)	Σ (mV)	(°C)
0,782	-0,780	0,002	0,00
0,782	0,171	0,953	24,20
0,782	0,288	1,070	27,05
0,782	0,508	1,290	32,40
0,783	0,689	1,472	36,75
0,782	0,913	1,695	42,10
0,783	1,119	1,902	47,10
0,780	1,304	2,084	51,50

Tabela A3.1 - Medidas efetuadas no processo de calibração dos termopares.

Do catálogo do fabricante do microvoltímetro, transcreve-se a seguinte informação :

"precisão à 23°C e umidade relativa < 85% :

$\pm (0,01\% \text{ sinal} + 0,01\% \text{ fe} + 5\mu\text{V})"$

Interpretando-se esta indicação, assumiu-se, para a faixa de 0 à 2000 μV , que a incerteza do equipamento esteja em torno de $\pm 5 \mu\text{V}$. Pelo fato de que iríamos utilizar este mesmo instrumento, durante as corridas experimentais referentes à tese, não levamos em conta tal valor, mas sim aquele referente à leitura, ou seja $\pm 1 \mu\text{V}$ (resolução). Tal procedimento se deveu a hipótese assumida de que haveria perfeita repetibilidade nas indicações fornecidas pelo instrumento.

Efetuada-se um ajuste com os pares temperatura-milivoltagem, obtidos pela calibração, através do método dos mínimos quadrados,

chegou-se ao seguinte polinômio :

$$T = - 0,5398 \times 10^{-1} + 0,2680 \times 10^{+2} \text{ mV} - 0,1796 \times 10^{+1} \text{ mV}^2 + 0,3738 \text{ mV}^3 \quad (\text{eq. A3.1})$$

onde mV representa a milivoltagem, e T a temperatura

Para determinarmos a incerteza final do processo de calibração, devemos compor as parcelas individuais de cada uma das causas, ou seja, incertezas em : termômetro = $\pm 0,025^\circ\text{C}$, microvoltímetro = $\pm 0,001\text{mV}$ e aquela associada ao ajuste do polinômio de interpolação = $\pm 0,02^\circ\text{C}$ (obtida do próprio programa para ajuste, que forneceu um desvio padrão $\sigma = 0,01^\circ\text{C}$). A transformação, que se faz necessária, de milivoltagens para temperatura, foi realizada através do valor de sensibilidade para o termopar em questão, que sabemos ser de 25°C/mV (indicação do fabricante para termopares tipo T, cobre constantan). Cabe ressaltar que foram realizadas duas leituras de microvoltagens para cada ponto de temperatura. O critério adotado para o acoplamento de cada uma das parcelas foi o de Kline & McClintock [15], através do qual se obtém uma incerteza final na faixa de dois desvios padrão (95,4%) . Assim sendo, temos :

$$\Delta T_{\text{final}} = \sqrt{\underbrace{(0,025)^2}_{\text{termômetro}} + \underbrace{(0,02)^2}_{\text{polinômio}} + \left[\underbrace{\sqrt{2 (25 \cdot 0,001)^2}}_{\text{microvoltímetro}} \right]^2} = \pm 0,05^\circ\text{C}$$

Este foi o valor utilizado, como incerteza final da calibração, no programa de redução dos dados experimentais.

APÊNDICE 4

TABELAS DE RESULTADOS

Neste apêndice estão listados os parâmetros medidos e calculados, relativos às experiências de Torre de Resfriamento e Lavador de Ar, visando possibilitar a comparação dos resultados aqui obtidos com aqueles provenientes de futuros trabalhos dentro do mesmo assunto.

Cabe ressaltar que existe uma correlação direta entre os experimentos de torre e lavador (onde, aos primeiros impõe-se uma carga térmica pelo lado da água, ativando-se o sistema de aquecimento), indicada pelo fato de que em pontos com a mesma numeração tentou-se reproduzir condições de operação semelhantes, a menos de pequenas alterações provocadas por fatores que fugiram ao nosso controle.

Este procedimento não se aplica às corridas de número 32, 33 e 34, para torre, e 32 para lavador, as quais foram realizadas para mesmas vazões de ar e água e cargas térmicas diferentes, visando uma investigação a respeito do fenômeno de dependência do produto $h_D A_v$ com a temperatura da água entrando no equipamento, conforme o mencionado no capítulo 5, Análise dos Resultados.

ponto	$\dot{m}_{as}$ $\left[\frac{kg}{s} \right]$	$\dot{m}_{v2}$ $\left[\frac{kg}{s} \right]$	$\left[\frac{h_p A_v}{s \cdot m^3 \cdot \frac{kg_v}{kg_{as}}} \right]$	ΔT_v $\left[^\circ C \right]$
1	0,309 $\pm 0,007$	2,91 $\pm 0,06$	1,95 $\pm 0,08$	1,0
2	0,312 $\pm 0,007$	2,54 $\pm 0,05$	1,88 $\pm 0,08$	1,9
3	0,316 $\pm 0,007$	2,28 $\pm 0,05$	1,79 $\pm 0,09$	0,7
4	0,319 $\pm 0,007$	1,98 $\pm 0,04$	1,75 $\pm 0,09$	1,0
5	0,314 $\pm 0,007$	1,79 $\pm 0,04$	1,63 $\pm 0,06$	1,3
6	0,313 $\pm 0,007$	1,58 $\pm 0,04$	1,51 $\pm 0,07$	1,1
7	0,316 $\pm 0,007$	1,37 $\pm 0,03$	1,52 $\pm 0,06$	1,3
8	0,275 $\pm 0,007$	1,62 $\pm 0,03$	1,44 $\pm 0,07$	1,2
9	0,273 $\pm 0,007$	1,95 $\pm 0,04$	1,54 $\pm 0,06$	1,2
10	0,273 $\pm 0,007$	2,28 $\pm 0,05$	1,62 $\pm 0,07$	1,0
11	0,270 $\pm 0,007$	2,55 $\pm 0,05$	1,67 $\pm 0,07$	1,1
12	0,267 $\pm 0,007$	2,80 $\pm 0,06$	1,74 $\pm 0,08$	1,2
13	0,226 $\pm 0,007$	1,60 $\pm 0,03$	1,26 $\pm 0,06$	1,2
14	0,226 $\pm 0,007$	1,97 $\pm 0,04$	1,40 $\pm 0,07$	1,0

Tabela A4.1 - Resultados obtidos para o produto $h_p A_v$ da torre.

ponto	$\dot{m}_{as}$ $\left[\frac{kg}{s} \right]$	$\dot{m}_{v2}$ $\left[\frac{kg}{s} \right]$	$\left[\frac{h_D A_v \frac{kg_v}{s \cdot m^2 \cdot \frac{kg_v}{kg_{as}}}}{kg_{as}} \right]$	ΔT_v $\left[^\circ C \right]$
15	0,224 $\pm 0,007$	2,28 $\pm 0,05$	1,38 $\pm 0,06$	1,0
16	0,221 $\pm 0,007$	2,54 $\pm 0,05$	1,48 $\pm 0,07$	1,0
17	0,219 $\pm 0,007$	2,79 $\pm 0,06$	1,42 $\pm 0,07$	1,1
18	0,290 $\pm 0,007$	2,28 $\pm 0,05$	1,67 $\pm 0,07$	1,2
19	0,294 $\pm 0,007$	1,94 $\pm 0,04$	1,61 $\pm 0,08$	1,0
20	0,313 $\pm 0,007$	1,71 $\pm 0,03$	1,61 $\pm 0,07$	1,1
21	0,313 $\pm 0,007$	1,54 $\pm 0,03$	1,61 $\pm 0,07$	1,3
22	0,313 $\pm 0,007$	1,42 $\pm 0,03$	1,59 $\pm 0,07$	1,3
23	0,322 $\pm 0,007$	0,49 $\pm 0,01$	1,13 $\pm 0,06$	1,1
24	0,321 $\pm 0,007$	0,76 $\pm 0,02$	1,36 $\pm 0,07$	1,1
25	0,323 $\pm 0,007$	0,31 $\pm 0,01$	0,94 $\pm 0,04$	1,8
26	0,322 $\pm 0,007$	0,60 $\pm 0,01$	1,28 $\pm 0,07$	1,0
27	0,320 $\pm 0,007$	0,96 $\pm 0,02$	1,53 $\pm 0,08$	0,9
28	0,319 $\pm 0,007$	1,17 $\pm 0,02$	1,55 $\pm 0,07$	1,2

Tabela A4.1 - Resultados obtidos para o produto $h_D A_v$ da torre.

ponto	$\dot{m}_{as}$ $\left[\frac{kg}{s} \right]$	$\dot{m}_{v2}$ $\left[\frac{kg}{s} \right]$	$h_p A_v$ $\left[\frac{kg_v}{s \cdot m^2 \cdot \frac{kg_v}{kg_{as}}} \right]$	ΔT_v $\left[^\circ C \right]$
29	0,300 $\pm 0,007$	0,29 $\pm 0,01$	0,89 $\pm 0,04$	1,6
30	0,300 $\pm 0,007$	0,37 $\pm 0,01$	0,94 $\pm 0,04$	1,6
31	0,298 $\pm 0,007$	0,44 $\pm 0,01$	0,98 $\pm 0,04$	1,5
32	0,299 $\pm 0,007$	0,84 $\pm 0,02$	1,34 $\pm 0,07$	1,7
33	0,300 $\pm 0,007$	0,84 $\pm 0,01$	1,38 $\pm 0,08$	1,0
34	0,294 $\pm 0,007$	0,82 $\pm 0,02$	1,23 $\pm 0,05$	2,3

Tabela A4.1 - Resultados obtidos para o produto $h_p A_v$ da torre.

ponto	$\dot{m}_{as}$ $\left[\frac{kg}{s} \right]$	$\dot{m}_{v2}$ $\left[\frac{kg}{s} \right]$	$\left[\frac{h_D A_v}{s \cdot m^2 \cdot \frac{kg_v}{kg_{as}}} \right]$	ΔT_v $\left[^\circ C \right]$
1	0,321 $\pm 0,007$	2,91 $\pm 0,06$	2,93 $\pm 0,82$	0,1
2	0,321 $\pm 0,007$	2,57 $\pm 0,05$	2,58 $\pm 0,55$	0,2
3	0,321 $\pm 0,007$	2,29 $\pm 0,05$	2,40 $\pm 0,45$	0,1
4	0,322 $\pm 0,007$	1,99 $\pm 0,04$	2,36 $\pm 0,43$	0,2
5	0,323 $\pm 0,007$	1,80 $\pm 0,04$	2,18 $\pm 0,30$	0,2
6	0,320 $\pm 0,007$	1,60 $\pm 0,04$	1,89 $\pm 0,21$	0,3
7	0,323 $\pm 0,007$	1,44 $\pm 0,03$	2,04 $\pm 0,28$	0,3
8	0,282 $\pm 0,007$	1,61 $\pm 0,03$	1,87 $\pm 0,31$	0,2
9	0,282 $\pm 0,007$	1,97 $\pm 0,04$	1,86 $\pm 0,29$	0,2
10	0,282 $\pm 0,007$	2,30 $\pm 0,05$	2,27 $\pm 0,46$	0,1
11	0,281 $\pm 0,007$	2,56 $\pm 0,05$	2,17 $\pm 0,42$	0,1
12	0,280 $\pm 0,007$	2,81 $\pm 0,06$	2,33 $\pm 0,49$	0,1
13	0,232 $\pm 0,007$	1,62 $\pm 0,03$	1,44 $\pm 0,20$	0,2
14	0,232 $\pm 0,007$	1,98 $\pm 0,04$	1,49 $\pm 0,20$	0,2

Tabela A4.2 - Resultados obtidos para o produto $h_D A_v$ do lavador.

ponto	$\dot{m}_{as}$ $\left[\frac{kg}{s} \right]$	$\dot{m}_{v2}$ $\left[\frac{kg}{s} \right]$	$h_p A_v$ $\left[\frac{kg_v}{s \cdot m^2 \cdot \frac{kg_v}{kg_{as}}} \right]$	ΔT_v $\left[^\circ C \right]$
15	0,232 $\pm 0,007$	2,28 $\pm 0,05$	1,51 $\pm 0,21$	0,1
16	0,232 $\pm 0,007$	2,54 $\pm 0,05$	1,57 $\pm 0,23$	0,2
17	0,232 $\pm 0,007$	2,80 $\pm 0,06$	2,05 $\pm 0,40$	0,2
18	0,301 $\pm 0,007$	2,30 $\pm 0,05$	2,23 $\pm 0,41$	0,1
19	0,301 $\pm 0,007$	1,95 $\pm 0,04$	1,91 $\pm 0,28$	0,2
20	0,323 $\pm 0,007$	1,71 $\pm 0,03$	2,30 $\pm 0,34$	0,2
21	0,323 $\pm 0,007$	1,54 $\pm 0,03$	2,08 $\pm 0,27$	0,2
22	0,323 $\pm 0,007$	1,40 $\pm 0,03$	1,97 $\pm 0,23$	0,3
23	0,323 $\pm 0,007$	0,51 $\pm 0,01$	1,50 $\pm 0,14$	0,5
24	0,323 $\pm 0,007$	0,77 $\pm 0,02$	1,71 $\pm 0,18$	0,4
25	0,324 $\pm 0,007$	0,29 $\pm 0,01$	1,15 $\pm 0,09$	1,2
26	0,324 $\pm 0,007$	0,60 $\pm 0,01$	1,55 $\pm 0,14$	0,6
27	0,323 $\pm 0,007$	0,94 $\pm 0,02$	1,84 $\pm 0,20$	0,4
28	0,323 $\pm 0,007$	1,19 $\pm 0,02$	1,99 $\pm 0,23$	0,3

Tabela A4.2 - Resultados obtidos para o produto $h_p A_v$ do lavador.

ponto	$\dot{m}_{as}$ $\left[\frac{kg}{s} \right]$	$\dot{m}_{v2}$ $\left[\frac{kg}{s} \right]$	$\frac{h_{Dv} A_v}{\left[\frac{s \cdot m^2 \cdot kg_v}{kg_{as}} \right]}$	ΔT_v $\left[^\circ C \right]$
29	0,301 $\pm 0,007$	0,29 $\pm 0,01$	1,04 $\pm 0,10$	0,9
30	0,301 $\pm 0,007$	0,37 $\pm 0,01$	1,08 $\pm 0,11$	0,7
31	0,301 $\pm 0,007$	0,45 $\pm 0,01$	1,22 $\pm 0,12$	0,7
32	0,303 $\pm 0,007$	0,84 $\pm 0,02$	1,65 $\pm 0,18$	0,5

Tabela A4.2 - Resultados obtidos para o produto $h_{Dv} A_v$ do lavador.

ponto	T_{v1} medida [°C]	T_{v2} simulada [°C]	T_{v2} medida [°C]	T_{a1} medida [°C]	T_{a2} simulada [°C]	T_{a2} medida [°C]
1	31,9 ±0,07	32,6	32,9 ±0,06	26,9 ±0,05	31,9	32,1 ±0,06
2	28,9 ±0,06	30,7	30,8 ±0,07	26,2 ±0,05	29,9	29,9 ±0,06
3	28,2 ±0,06	28,9	28,9 ±0,06	24,2 ±0,05	28,0	28,2 ±0,06
4	26,8 ±0,11	27,7	27,8 ±0,06	26,3 ±0,05	27,4	26,9 ±0,06
5	29,6 ±0,07	30,7	30,9 ±0,07	25,8 ±0,05	29,6	29,6 ±0,06
6	28,4 ±0,09	29,4	29,5 ±0,07	28,3 ±0,05	29,1	28,6 ±0,07
7	28,1 ±0,08	29,3	29,4 ±0,09	25,3 ±0,05	28,2	28,0 ±0,07
8	28,4 ±0,08	29,4	29,6 ±0,07	25,2 ±0,05	28,5	28,5 ±0,07
9	30,1 ±0,07	31,2	31,3 ±0,07	25,9 ±0,05	30,2	30,3 ±0,06
10	30,3 ±0,08	31,2	31,3 ±0,07	26,2 ±0,05	30,3	30,4 ±0,06
11	31,7 ±0,08	32,6	32,8 ±0,07	26,2 ±0,05	31,6	31,8 ±0,06
12	33,2 ±0,11	34,3	34,4 ±0,07	27,2 ±0,05	33,3	33,6 ±0,06
13	30,8 ±0,10	31,8	32,0 ±0,09	26,8 ±0,05	30,9	31,0 ±0,06
14	31,0 ±0,07	31,9	31,9 ±0,07	27,2 ±0,05	31,2	31,2 ±0,07

Tabela A4.3 - Temperaturas medidas e simuladas para as experiências de torre de resfriamento.

ponto	T_{v1} medida [°C]	T_{v2} simulada [°C]	T_{v2} medida [°C]	T_{a1} medida [°C]	T_{a2} simulada [°C]	T_{a2} medida [°C]
15	32,7 ±0,09	33,6	33,7 ±0,07	27,8 ±0,05	32,8	32,9 ±0,06
16	34,5 ±0,11	35,5	35,5 ±0,06	28,4 ±0,05	34,7	34,8 ±0,06
17	36,1 ±0,12	37,1	37,2 ±0,09	28,9 ±0,05	36,1	36,4 ±0,07
18	32,0 ±0,10	33,1	33,2 ±0,07	28,1 ±0,05	32,2	32,2 ±0,06
19	29,3 ±0,07	30,2	30,3 ±0,06	27,5 ±0,05	29,6	29,5 ±0,06
20	29,0 ±0,08	30,0	30,1 ±0,07	27,6 ±0,05	29,4	29,1 ±0,06
21	29,0 ±0,07	30,1	30,3 ±0,07	27,3 ±0,05	29,5	29,1 ±0,06
22	28,9 ±0,09	30,1	30,2 ±0,07	27,2 ±0,05	29,3	29,0 ±0,07
23	24,3 ±0,06	25,6	25,4 ±0,07	25,6 ±0,05	25,4	24,3 ±0,06
24	24,9 ±0,09	26,1	26,0 ±0,07	26,1 ±0,05	25,9	25,2 ±0,06
25	23,8 ±0,07	25,9	25,6 ±0,07	25,7 ±0,05	25,4	23,9 ±0,06
26	24,0 ±0,07	25,1	25,0 ±0,07	25,9 ±0,05	25,2	24,3 ±0,06
27	24,6 ±0,07	25,5	25,5 ±0,06	26,1 ±0,05	25,5	24,8 ±0,06
28	26,2 ±0,07	27,3	27,4 ±0,07	26,4 ±0,05	27,0	26,3 ±0,06

Tabela A4.3 - Temperaturas medidas e simuladas para as experiências de torre de resfriamento.

ponto	T_{v1} medida [°C]	T_{v2} simulada [°C]	T_{v2} medida [°C]	T_{a1} medida [°C]	T_{a2} simulada [°C]	T_{a2} medida [°C]
29	23,6 ±0,06	25,4	25,2 ±0,07	25,8 ±0,05	25,2	23,8 ±0,06
30	24,1 ±0,07	25,8	25,7 ±0,07	26,1 ±0,05	25,6	24,1 ±0,06
31	24,8 ±0,07	26,3	26,3 ±0,07	26,4 ±0,05	26,1	24,7 ±0,06
32	26,7 ±0,11	28,1	28,4 ±0,09	27,0 ±0,05	27,6	26,9 ±0,06
33	25,0 ±0,07	25,9	26,0 ±0,09	26,7 ±0,05	26,0	25,2 ±0,06
34	30,0 ±0,13	32,1	32,3 ±0,13	27,4 ±0,05	30,4	29,7 ±0,06

Tabela A4.3 - Temperaturas medidas e simuladas para as experiências de torre de resfriamento.

ponto	W_1 [kgw/kgas]	W_2 [kgw/kgas]
1	0,0159 $\pm$ 0,00008	0,0297 $\pm$ 0,00014
2	0,0159 $\pm$ 0,00008	0,0263 $\pm$ 0,00013
3	0,0160 $\pm$ 0,00008	0,0237 $\pm$ 0,00012
4	0,0123 $\pm$ 0,00007	0,0215 $\pm$ 0,00011
5	0,0153 $\pm$ 0,00008	0,0255 $\pm$ 0,00013
6	0,0152 $\pm$ 0,00008	0,0235 $\pm$ 0,00012
7	0,0151 $\pm$ 0,00008	0,0233 $\pm$ 0,00012
8	0,0150 $\pm$ 0,00008	0,0239 $\pm$ 0,00012
9	0,0151 $\pm$ 0,00008	0,0265 $\pm$ 0,00013
10	0,0153 $\pm$ 0,00008	0,0268 $\pm$ 0,00013
11	0,0156 $\pm$ 0,00008	0,0292 $\pm$ 0,00014
12	0,0156 $\pm$ 0,00008	0,0322 $\pm$ 0,00015
13	0,0161 $\pm$ 0,00008	0,0276 $\pm$ 0,00013
14	0,0164 $\pm$ 0,00008	0,0282 $\pm$ 0,00014
15	0,0161 $\pm$ 0,00008	0,0310 $\pm$ 0,00015
16	0,0163 $\pm$ 0,00008	0,0349 $\pm$ 0,00016
17	0,0164 $\pm$ 0,00008	0,0379 $\pm$ 0,00017
18	0,0164 $\pm$ 0,00008	0,0297 $\pm$ 0,00014
19	0,0164 $\pm$ 0,00008	0,0253 $\pm$ 0,00013
20	0,0160 $\pm$ 0,00008	0,0247 $\pm$ 0,00013
21	0,0160 $\pm$ 0,00008	0,0248 $\pm$ 0,00012
22	0,0159 $\pm$ 0,00008	0,0246 $\pm$ 0,00012
23	0,0148 $\pm$ 0,00008	0,0185 $\pm$ 0,00010

Tabela A4.4 - Medidas efetuadas para as unidades absolutas nas experincias de torre de resfriamento.

ponto	W_1 [kgw/kgas]	W_2 [kgw/kgas]
24	0,0145 $\pm 0,00008$	0,0193 $\pm 0,00011$
25	0,0141 $\pm 0,00007$	0,0178 $\pm 0,00010$
26	0,0142 $\pm 0,00007$	0,0182 $\pm 0,00010$
27	0,0140 $\pm 0,00007$	0,0190 $\pm 0,00011$
28	0,0140 $\pm 0,00007$	0,0208 $\pm 0,00011$
29	0,0144 $\pm 0,00008$	0,0176 $\pm 0,00010$
30	0,0144 $\pm 0,00008$	0,0181 $\pm 0,00010$
31	0,0146 $\pm 0,00008$	0,0188 $\pm 0,00010$
32	0,0148 $\pm 0,00008$	0,0215 $\pm 0,00011$
33	0,0146 $\pm 0,00008$	0,0195 $\pm 0,00011$
34	0,0147 $\pm 0,00008$	0,0256 $\pm 0,00013$

Tabela A4.4 - Medidas efetuadas para as unidades absolutas nas experiências de torre de resfriamento.

ponto	T_{v1} medida [°C]	T_{v2} medida [°C]	T_{a1} medida [°C]	T_{a2} medida [°C]
1	24,3 ±0,06	24,5 ±0,06	26,1 ±0,05	24,4 ±0,06
2	24,2 ±0,06	24,4 ±0,06	26,0 ±0,05	24,2 ±0,06
3	24,2 ±0,06	24,3 ±0,06	26,0 ±0,05	24,2 ±0,06
4	24,0 ±0,06	24,2 ±0,06	25,8 ±0,05	25,1 ±0,06
5	23,7 ±0,06	23,9 ±0,06	25,3 ±0,05	23,8 ±0,06
6	23,8 ±0,06	24,1 ±0,06	27,3 ±0,05	24,1 ±0,06
7	23,3 ±0,06	23,6 ±0,06	25,1 ±0,05	23,4 ±0,06
8	24,1 ±0,06	24,3 ±0,06	25,3 ±0,05	24,2 ±0,06
9	24,2 ±0,06	24,4 ±0,06	25,7 ±0,05	24,3 ±0,06
10	23,9 ±0,06	24,0 ±0,06	25,8 ±0,05	23,9 ±0,06
11	24,1 ±0,06	24,2 ±0,06	26,0 ±0,05	24,1 ±0,06
12	24,4 ±0,06	24,5 ±0,06	26,3 ±0,05	24,4 ±0,06
13	25,2 ±0,06	25,4 ±0,06	26,5 ±0,05	25,3 ±0,06
14	25,2 ±0,06	25,4 ±0,06	26,7 ±0,05	25,3 ±0,06

Tabela A4.5 - Temperaturas medidas para as experiências de lavador de ar.

ponto	T_{v1} medida [°C]	T_{v2} medida [°C]	T_{a1} medida [°C]	T_{a2} medida [°C]
15	25,2 ±0,06	25,3 ±0,06	26,8 ±0,05	25,2 ±0,06
16	25,2 ±0,06	25,4 ±0,06	27,0 ±0,05	25,3 ±0,06
17	25,6 ±0,06	25,8 ±0,06	27,4 ±0,05	25,7 ±0,06
18	24,8 ±0,06	24,9 ±0,06	26,9 ±0,05	24,9 ±0,06
19	24,6 ±0,06	24,8 ±0,06	26,8 ±0,05	24,7 ±0,06
20	23,3 ±0,06	23,5 ±0,06	26,1 ±0,05	23,6 ±0,06
21	23,3 ±0,06	23,5 ±0,06	26,0 ±0,05	23,6 ±0,06
22	23,3 ±0,06	23,6 ±0,06	25,9 ±0,05	23,6 ±0,06
23	23,2 ±0,06	23,8 ±0,06	26,0 ±0,05	23,5 ±0,06
24	23,3 ±0,06	23,7 ±0,06	26,0 ±0,05	23,7 ±0,06
25	23,1 ±0,06	24,3 ±0,06	25,7 ±0,05	23,4 ±0,06
26	23,0 ±0,06	23,6 ±0,06	25,6 ±0,05	23,5 ±0,06
27	23,0 ±0,06	23,4 ±0,06	26,1 ±0,05	23,4 ±0,06
28	22,9 ±0,06	23,2 ±0,06	25,9 ±0,05	23,3 ±0,06

Tabela A4.5 - Temperaturas medidas para as experiências de lavador de ar.

ponto	T_{v1} medida [°C]	T_{v2} medida [°C]	T_{a1} medida [°C]	T_{a2} medida [°C]
29	23,0 ±0,06	23,9 ±0,06	25,2 ±0,05	23,1 ±0,06
30	23,0 ±0,06	23,7 ±0,06	25,2 ±0,05	23,1 ±0,06
31	22,9 ±0,06	23,6 ±0,06	25,5 ±0,05	23,2 ±0,06
32	23,0 ±0,06	23,5 ±0,06	26,6 ±0,05	23,5 ±0,06

Tabela A4.5 - Temperaturas medidas para as experiências de lavador de ar.

ponto	W_1 [kgw/kgas]	W_2 [kgw/kgas]
1	0,0156 $\pm 0,00008$	0,0192 $\pm 0,00011$
2	0,0157 $\pm 0,00008$	0,0189 $\pm 0,00011$
3	0,0157 $\pm 0,00008$	0,0189 $\pm 0,00010$
4	0,0156 $\pm 0,00008$	0,0187 $\pm 0,00010$
5	0,0148 $\pm 0,00008$	0,0182 $\pm 0,00010$
6	0,0147 $\pm 0,00008$	0,0182 $\pm 0,00010$
7	0,0147 $\pm 0,00008$	0,0178 $\pm 0,00010$
8	0,0158 $\pm 0,00008$	0,0187 $\pm 0,00010$
9	0,0158 $\pm 0,00008$	0,0189 $\pm 0,00010$
10	0,0152 $\pm 0,00008$	0,0185 $\pm 0,00010$
11	0,0155 $\pm 0,00008$	0,0187 $\pm 0,00010$
12	0,0155 $\pm 0,00008$	0,0191 $\pm 0,00011$
13	0,0167 $\pm 0,00008$	0,0199 $\pm 0,00011$
14	0,0164 $\pm 0,00008$	0,0199 $\pm 0,00011$
15	0,0164 $\pm 0,00008$	0,0199 $\pm 0,00011$
16	0,0165 $\pm 0,00008$	0,0200 $\pm 0,00011$
17	0,0161 $\pm 0,00008$	0,0207 $\pm 0,00011$
18	0,0164 $\pm 0,00008$	0,0196 $\pm 0,00011$
19	0,0162 $\pm 0,00008$	0,0193 $\pm 0,00011$
20	0,0144 $\pm 0,00008$	0,0178 $\pm 0,00010$
21	0,0144 $\pm 0,00008$	0,0177 $\pm 0,00010$
22	0,0143 $\pm 0,00008$	0,0177 $\pm 0,00010$
23	0,0144 $\pm 0,00008$	0,0175 $\pm 0,00010$

Tabela A4.6 - Medidas efetuadas para as unidades absolutas nas experiências de lavador de ar.

ponto	W_1 [kgw/kgas]	W_2 [kgw/kgas]
24	0,0144 $\pm$ 0,00008	0,0176 $\pm$ 0,00010
25	0,0141 $\pm$ 0,00007	0,0171 $\pm$ 0,00010
26	0,0140 $\pm$ 0,00007	0,0172 $\pm$ 0,00010
27	0,0141 $\pm$ 0,00007	0,0174 $\pm$ 0,00010
28	0,0139 $\pm$ 0,00007	0,0173 $\pm$ 0,00010
29	0,0148 $\pm$ 0,00008	0,0171 $\pm$ 0,00010
30	0,0150 $\pm$ 0,00008	0,0171 $\pm$ 0,00010
31	0,0145 $\pm$ 0,00008	0,0171 $\pm$ 0,00010
32	0,0142 $\pm$ 0,00008	0,0174 $\pm$ 0,00010

Tabela A4.6 - Medidas efetuadas para as unidades absolutas nas experiências de lavador de ar.

REFERENCIAS

1. Perry, R.H. & Chilton, C.H., Chemical Engineers' Handbook, 5th edition, Evaporative Cooling, pages 12-12 to 12-21, McGraw-Hill Inc., 1973.
2. Severns, W.H., & Fellows, J.R., Air Conditioning and Refrigeration, John Wiley & Sons Inc., 1958.
3. Lefevre, M.R., & Moran D.R., Evaporative Water Cooling Towers, Mechanical Engineering, august 1986.
4. Simpson, W.M., & Sherwood, T.K., Performance of Small Mechanical Draft Cooling Towers, Journal of the ASRE, Refrigerating Engineering, december 1946.
5. Walker, W.H., Lewis, W.K. & McAdams, W.H., Principles of Chemical Engineering, McGraw-Hill Book Co., 1st ed., 1923, apud Simpson, W.M. & Sherwood T.K, op.cit. .
6. Robinson, C.S., Mech. Eng., volume 45, page 99, 1923, apud Simpson, W.M. & Sherwood, T.K., op.cit. .
7. Merkel, F., Ver. Deut. Ing. Forschungsarbeiten, No 275, Berlin, 1925, apud Simpson, W.M. & Sherwood, T.K., op.cit. .
8. Lichtenstein, J., Performance and Selection of Mechanical-draft Cooling Towers, Transactions of the ASME, American Society of Mechanical Engineering, october 1943.
9. Threlkeld, J.L., Thermal Environmental Engineering, second edition, Prentice Hall Inc., 1970.
10. Jonhson, B.M., Nomura, K.K. & Bartz, J.A., Review of Numerical Models to Predict Cooling Tower Performance, ASME Winter Anual Meeting, Boston, Massachusetts, december 1987.

11. Kusuda, T., Calculation of the Temperature of a Flat-plate Wet Surface under Adiabatic Conditions with Respect to the Lewis Relation, Humidity and Moisture vol.1, Ed. Arnold Wexler, Reinhold Publishing Co., New York, 1965.
12. Eckert, E.R.G. & Drake, R.M., Analysis of Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill Inc., New York, 1972.
13. ASME, Fluid Meters, Their Theory and Application, Report of ASME Research Committee on Fluid Meters, 6th edition, 1971.
14. Nikuradse, J., apud Schlichting, H., Boundary-layer Theory, chapter XX, 7th edition, McGraw-Hill Inc., 1979.
15. Kline, S.J., & McClintock, F.A., Describing Uncertainties in Single-sample Experiments, Mechanical Engineering, vol.75, january 1953.
16. Moffat, R.J., Contributions to the Theory of Single-sample Uncertainty Analysis, Transactions of the ASME, vol.104, june 1982.
17. Moffat, R.J., Using Uncertainty Analysis in the Planning of an Experiment, Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, vol 107, june 1985.
18. Jones, W.P., Engenharia de ar condicionado, trad. da seg. ed. em língua inglesa, Campus Ltda., 1983.
19. Brown, A.I., & Marco, S.M., apud Holman, J.P., Transferência de Calor, trad. quinta ed. americana, McGraw-Hill do Brasil Ltda., 1983.
20. ASHRAE, Handbook of Fundamentals, Psychrometric Tables, section 1, chapter 6, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers Inc., 1981.

21. NBS, circular 564, 1955, apud Threlkeld, J.L., op.cit. .
22. Keenan, J.H., & Kayes, F.G., Steam Tables, International Edition, Metric Units, John Wiley & Sons Inc., 1969.
23. Bajpai, A.C., & Calus, I.M., Numerical Methods for Engineers and Scientists, John Wiley & Sons Ltd., 1st ed. reprint, october 1978.
24. Saboya, F.E.M., Orlando, A.F. & Queiróz, A.G., Relatório Final do Projeto ARCOS, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC/RJ, outubro de 1983.
25. Carnahan, B., Luther, H.A. & Wilkes, J.O., Applied Numerical Methods, chapter 8, Statistical Methods, John Wiley & Sons, 1969.
26. Zenz, F.A., Designing Gas-absorption Towers, Chemical Engineering, 120-38, november 1972.
27. Zens, F.A. & Eckert, R.A., New Chart for Packed Tower Flooding, Petroleum Refiner, vol.40, no.2, 130-2, february 1961.
28. Zenz, F.A., What Every Engineer Should Know about Packed Tower Operations, Chemical Engineering, 176-84, august 1953.
29. Azevedo, L.F.A., Análise Teórico-experimental de um Desumidificador de Ar usando Tri-etileno Glicol, PUC/RJ, Departamento de Engenharia Mecânica, julho 1981.
30. Holman, J.P., Transferência de Calor, trad. 5 ed americana, McGraw-Hill do Brasil Ltda., 1983.
31. ASME Power Test Codes, Supplement on Instruments and Apparatus, apud Azevedo, L.F.A., op.cit. .