

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO

Sistemas de Processos Químicos e Informática

**Montagem e avaliação de uma torre de resfriamento
para uso em atividades de ensino de graduação**

Autor: Renata Waki

Orientador: Prof. Dr. Roger Josef Zemp

Co-Orientador: Prof. Dr. Flávio Vasconcelos da Silva

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Química como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

Campinas - São Paulo

Outubro de 2009

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE -
UNICAMP

W139m Waki, Renata
Montagem e avaliação de uma torre de resfriamento
para uso em atividades de ensino de graduação / Renata
Waki. --Campinas, SP: [s.n.], 2009.

Orientadores: Roger Josef Zemp, Flávio Vasconcelos
da Silva.

Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Química.

1. Processos químicos. 2. Torre de resfriamento. 3.
Engenharia química - Ensino. 4. Sistemas de
refrigeração. 5. Modelagem e simulação. I. Zemp,
Roger Josef. II. Silva, Flávio Vasconcelos da. III.
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Química. IV. Título.

Título em Inglês: Assembly and evaluation of a cooling tower for use in
teaching undergraduate activities

Palavras-chave em Inglês: Chemical processes, Cooling tower, Chemical
engineering education, Chilling systems,
Modeling and simulation

Área de concentração: Sistemas de Processos Químicos e Informática


Titulação: Mestre em Engenharia Química

Banca examinadora: Carlos Gomes da Nave Mendes, Antonio Carlos Luz
Lisbôa


Data da defesa: 29/10/2009

Programa de Pós Graduação: Engenharia Química

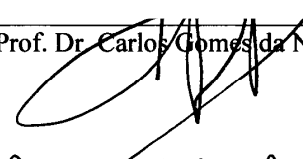
Dissertação de Mestrado defendida por Renata Waki e
aprovada em 29 de outubro de 2009 pela banca examinadora constituída
pelos professores doutores:



Prof. Dr. Roger Josef Zemp - Orientador

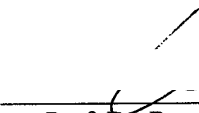


Prof. Dr. Carlos Gomes da Nave Mendes



Prof. Dr. Antonio Carlos Luz Lisboa

Este exemplar corresponde à versão final da Dissertação de Mestrado em Engenharia Química defendida por Renata Waki e aprovada em 29 de outubro de 2009 pela banca examinadora;



Prof. Dr. Roger Josef Zemp - Orientador

AGRADECIMENTOS

Em especial ao professor Roger pela orientação na execução deste trabalho, pelas muitas explicações e sugestões, pela amizade e paciência. Aos professores Flávio e Ana Frattini e ao pessoal do LCAP pelo acolhimento, ajuda e amizade.

A minha família por todo o apoio e compreensão durante este tempo. Aos amigos que estiveram ao meu lado pelo carinho e palavras de incentivo.

A Capes pelo suporte financeiro.

A todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho.

RESUMO

Esta dissertação descreve a montagem de um sistema de resfriamento de água e as avaliações nele realizadas visando sua utilização para o ensino de sistemas de processos para alunos de graduação. O ensino de sistemas de processos restringe-se, normalmente, à modelagem e simulação computacional, sendo poucas as vezes que o aluno tem um contato com o processo real. Buscando contribuir para uma melhor aprendizagem nesta área e aplicar conceitos teóricos na prática, estruturou-se o referido sistema. Este sistema foi construído em escala de planta-piloto e é formado pelos subsistemas trocador de calor e torre de resfriamento. Para medição das variáveis de processo, foi feita uma instrumentação industrial padrão nos subsistemas com sensores de temperatura, umidade, vazão e pressão diferencial. Estes instrumentos foram conectados a um módulo de aquisição e registro de variáveis (*datalogger*) que possui comunicação serial RS485 com protocolo MODBUS. O uso deste aparelho possibilita o envio dos parâmetros do processo a terminais de computadores para acompanhamento *on-line* ou para armazenamento e posteriores análises. Para melhor visualização do processo, foram feitas telas supervisórias utilizando-se para isso o software Indusoft Web Studio v6.1. Por fim, foram realizados testes no subsistema torre de resfriamento para verificação de seu funcionamento e correção dos erros encontrados. Neste projeto, foi desenvolvida também uma equação empírica para o cálculo direto da temperatura de bulbo úmido do ar, facilitando, assim, sua determinação principalmente quando se deseja fazer um monitoramento contínuo desta.

Palavras-chaves: ensino de sistemas de processos, montagem de um sistema de resfriamento de água, torre de resfriamento contracorrente.

ABSTRACT

This work describes proposal for complementing Process Systems Engineering (PSE) undergraduate learning. Traditional teaching of PSE is normally restricted to modeling and computer simulations, with very little contact with actual processes. We felt that applying theoretical concepts to practical problems would be very welcome by the students and improve their understanding of PSE. For this purpose we designed and built an experimental setup consisting of a process system (a heat exchanger) and a utility system (a cooling tower). A set of industrial-standard instrumentation was used for measuring process variables: flow, temperature, humidity and pressure drop sensors. All instruments are connected to an industrial data-logging device. The measured process parameters are sent from the datalogger to a computer using the MODBUS/RS485 standard, and displayed to the user as process flowsheets. The flowsheets and additional screens were developed using the industrial-standard supervisory control and data acquisition system InduSoft Web Studio v6.1. Data can be continuously monitored or stored in files for further off-line processing. Some tests were made on the cooling tower system to verify its behaviour and correct the problems found. In this work, it was also developed an empirical equation through which it is possible to calculate the air wet bulb temperature in a direct way. This is specially interesting in its continuous monitoring in a process.

Keywords: experimental process setup, countercurrent water cooling tower, undergraduate teaching.

SUMÁRIO

Capítulo 1 – Introdução	1
1.1. O ensino de sistemas de processos	1
1.2. A remoção de calor em processos químicos	2
1.3. Objetivos do trabalho	3
1.4. Metodologia	3
1.5. Motivação e contribuição	4
1.6. Estrutura da dissertação	5
 Capítulo 2 – Fundamentos de torres de resfriamento.....	 7
2.1. Sistema de recirculação de água de refrigeração	7
2.2. Papel das torres de resfriamento nos processos	8
2.3. Tipos de torres	9
2.4. Princípio de funcionamento de uma torre de resfriamento	12
 Capítulo 3 - Psicrometria	 15
3.1. Definição das grandezas básicas	15
3.1.1. Pressão de vapor (p_v)	15
3.1.2. Umidade	17
3.1.3. Temperaturas	18
3.1.4. Calor específico e entalpia	20
3.2. Equação para o cálculo direto de T_{bu}	21
3.3. Conclusões parciais	30
 Capítulo 4 – Modelagem de uma torre de resfriamento contracorrente.....	 31
4.1. Equações básicas e teoria de Merkel	31
4.1.1. Equações básicas das transferências de calor e de massa	32
4.1.2. Balanço de massa e de energia	33
4.1.3. Equação fundamental da torre de resfriamento	34
4.2. Modelagem de uma torre de resfriamento contracorrente	41
4.3. Exemplos ilustrativos da metodologia	47
4.4. Conclusões parciais	53

Capítulo 5 – Projeto e montagem do equipamento	55
5.1. Projeto inicial.....	55
5.1.1. Subsistema: Trocador de Calor.....	55
5.1.2. Subsistema: Torre de Resfriamento.....	56
5.2. Montagem.....	57
5.2.1. Subsistema: Trocador de Calor.....	57
5.2.2. Subsistema: Torre de Resfriamento.....	60
5.3. Funcionamento.....	65
5.3.1. Subsistema: Trocador de Calor.....	65
5.3.2. Subsistema: Torre de Resfriamento.....	66
5.4. Instrumentação.....	66
5.5. Conclusões parciais.....	68
 Capítulo 6 - Aquisição de dados e monitoramento.....	 69
6.1. Aquisição de dados e monitoramento.....	69
6.2. Conclusões parciais	79
 Capítulo 7 – Testes do equipamento	 81
7.1. Testes hidráulicos:	81
7.2. Testes elétricos:.....	81
7.3. Testes da instrumentação	83
7.4. Monitoramento.....	85
7.5. Conclusões parciais.....	86
 Capítulo 8 – Análise de desempenho da torre de resfriamento.....	 87
8.1. Balanço de energia.....	90
8.1.1. Cálculo feito de maneira independente da energia liberada pela água e da energia absorvida pelo ar.....	90
8.1.2. Cálculo da energia trocada feito com o auxílio de uma planilha de cálculos...	94
8.2. Constante característica do recheio.....	96
8.3. Comportamento e desempenho da torre de resfriamento	101
8.4. Conclusões parciais.....	106

Capítulo 9 – Conclusões e sugestões para trabalhos futuros	107
9.1. Conclusões	107
9.2. Sugestões para trabalhos futuros.....	108
 Referências bibliográficas	 110

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

<i>Figura 2.1:</i>	Sistema de recirculação de água de refrigeração	8
<i>Figura 2.2:</i>	Torre de resfriamento com escoamento contracorrente	11
<i>Figura 2.3:</i>	Torre de resfriamento com escoamento cruzado	11
<i>Figura 2.4:</i>	Relação entre as temperaturas da água e do ar em uma torre de resfriamento contracorrente	13
<i>Figura 3.1:</i>	Ajustes das temperaturas de bulbo úmido calculadas pela equação proposta em relação aos valores de temperaturas estipulados para as pressões de (a) 1,0174 bar, (b) 1,0133 bar, (c) 0,945 bar, (d) 0,9264 bar e (e) 0,850 bar	27
<i>Figura 3.2:</i>	Gráfico do ajuste entre as temperaturas de bulbo úmido calculadas e as temperaturas estipuladas para os novos coeficientes	29
<i>Figura 4.1:</i>	Esquema da relação das transferências de calor e de massa entre a água, o filme interfacial e o ar	32
<i>Figura 4.2:</i>	Representação gráfica da integral de Merkel	38
<i>Figura 4.3:</i>	Representação gráfica da integral quando o coeficiente de transferência de calor do líquido para a interface não é desprezível	40
<i>Figura 4.4:</i>	Curvas da entalpia de saturação do ar e da entalpia do ar na operação da torre de acordo com a temperatura	50
<i>Figura 5.1:</i>	Configuração do subsistema trocador de calor	56
<i>Figura 5.2:</i>	Configuração do subsistema torre de resfriamento	57
<i>Figura 5.3:</i>	Visão geral do subsistema trocador de calor, com instrumentação e painel de controle	58
<i>Figura 5.4:</i>	Trocador de calor com os quatro sensores/transmissores de temperatura, sensor de vazão da água quente e rotâmetro para água fria	59

<i>Figura 5.5:</i>	Painel de controle do trocador de calor	59
<i>Figura 5.6:</i>	Célula de medida de diferença de pressão	60
<i>Figura 5.7:</i>	Vista geral do subsistema torre de resfriamento	62
<i>Figura 5.8:</i>	Detalhes do subsistema torre de resfriamento	63
<i>Figura 5.9:</i>	Detalhes adicionais do subsistema torre de resfriamento	65
<i>Figura 5.10:</i>	Diagrama de instrumentação do subsistema trocador de calor	67
<i>Figura 5.11:</i>	Diagrama de instrumentação do subsistema torre de resfriamento	68
<i>Figura 6.1:</i>	Esquema da ligação entre o datalogger e o computador, passando pela interface RS485-USB	70
<i>Figura 6.2:</i>	<i>Fieldlogger</i> e conexão dos instrumentos para o subsistema torre de resfriamento	72
<i>Figura 6.3:</i>	Interface de conversão RS485/USB e entradas dos cabos dos <i>dataloggers</i>	72
<i>Figura 6.4:</i>	Tela principal para acompanhamento de todo o processo, indicando os dois subprocessos	75
<i>Figura 6.5:</i>	Tela para acompanhamento do subsistema trocador de calor	76
<i>Figura 6.6:</i>	Tela para acompanhamento do subsistema torre de resfriamento	77
<i>Figura 6.7:</i>	Tela para acompanhamento dinâmico do subsistema trocador de calor	78
<i>Figura 6.8:</i>	Tela para acompanhamento dinâmico do subsistema torre de resfriamento	79
<i>Figura 7.1:</i>	Esquema das ligações feitas entre os sensores de temperatura, temperatura e umidade e pressão, a fonte e o <i>datalogger</i>	84

<i>Figura 7.2:</i>	Esquema das ligações feitas entre o sensor de vazão, a fonte e o <i>datalogger</i>	85
<i>Figura 8.1:</i>	Gráficos das temperaturas de saída da água versus vazão mássica de água para os seis testes realizados	103
<i>Figura 8.2:</i>	Variação da temperatura da água na torre (<i>range</i>) em relação à vazão mássica de água	105

LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 3.1:</i>	Constantes da equação de T_{bu} para cinco valores de pressão ambiente	25
<i>Tabela 3.2:</i>	Constantes da equação de T_{bu} em função da pressão ambiente	28
<i>Tabela 3.3:</i>	Valores das constantes da equação de T_{bu} em função da pressão ambiente	29
<i>Tabela 4.1:</i>	Condições das correntes de ar e água para os cálculos da torre de resfriamento (primeiro exemplo)	47
<i>Tabela 4.2:</i>	Valores dos calores específicos, da entalpia de vaporização e do parâmetro característico do recheio (primeiro exemplo)	48
<i>Tabela 4.3:</i>	Valores de pressão, umidade e entalpia de saturação do ar calculados pela modelagem apresentada para determinada faixa de temperatura	49
<i>Tabela 4.4:</i>	Valores calculados da entalpia de entrada e de saída do ar e da carga térmica fornecida pela água ao ar (primeiro exemplo)	49
<i>Tabela 4.5:</i>	Condições das correntes de ar e água para os cálculos da torre de resfriamento (segundo exemplo)	51
<i>Tabela 4.6:</i>	Valores dos calores específicos, da entalpia de vaporização e do parâmetro característico do recheio (segundo exemplo)	52
<i>Tabela 4.7:</i>	Valores calculados da entalpia de entrada e de saída do ar e da carga térmica fornecida pela água ao ar (segundo exemplo)	52
<i>Tabela 6.1:</i>	Configuração dos canais do Fieldlogger do subsistema trocador de calor	71
<i>Tabela 6.2:</i>	Configuração dos canais do Fieldlogger do subsistema torre de resfriamento	71
<i>Tabela 6.3:</i>	Definição dos Tags do subsistema trocador de calor	74
<i>Tabela 6.4:</i>	Definição dos Tags do subsistema torre de resfriamento	74
<i>Tabela 8.1:</i>	Parâmetros da água e do ar medidos pelos sensores do subsistema	88

torre de resfriamento, temperaturas de bulbo úmido e *approach*

<i>Tabela 8.2:</i>	Valores das entalpias de saída do ar obtidos por cálculo e pela carta psicrométrica	89
<i>Tabela 8.3:</i>	Cargas térmicas da água e do ar para determinadas condições do subsistema torre de resfriamento	92
<i>Tabela 8.4:</i>	Cargas térmicas da água e do ar calculadas com auxílio do Excel	95
<i>Tabela 8.5:</i>	Constantes fornecidas por Mills para 12 tipos de recheio e escoamento contracorrente	97
<i>Tabela 8.6:</i>	Valores de $k_G.a$ calculados pelo método fornecido por Mills para diferentes tipos de recheios e pela modelagem tendo como base a equação de Merkel	99
<i>Tabela 8.7:</i>	Valores das constantes da equação do recheio utilizado	101

NOMENCLATURA

a	área interfacial, m^2/m^3
c_p	calor específico, $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$
dm	taxa de transferência de massa
dq	taxa de transferência de calor, W
E_{torre}	eficiência térmica da torre, adimensional ou %
G	vazão de ar, $\text{kg/s} \cdot \text{m}^2$
G^+	velocidade mássica do ar, adimensional
H	entalpia, kJ/kg
ΔH	variação da entalpia, kJ/kg
ΔH_{vap}	calor latente de vaporização
k_G	coeficiente de transferência de massa da interface para a corrente de ar
$k_{G,a}$	constante característica do recheio
k_i	coeficiente de transferência de calor da interface para a corrente de ar
k_L	coeficiente de transferência de calor da água para a interface
L	vazão de água, $\text{kg/s} \cdot \text{m}^2$
L^+	velocidade mássica de água, adimensional
m	massa, kg
M	massa molecular, kg/mol
n	número de mols, mols
P	pressão total ou pressão ambiente, Pa
p	pressão parcial, Pa
p_v	pressão parcial de vapor para a mistura ar-vapor, Pa
p_v^{sat}	pressão de vapor de saturação a determinada temperatura, Pa
q	carga térmica, $\text{kJ/s} \cdot \text{m}^2$
R	constante universal dos gases, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{mol} \cdot \text{K})$
T	temperatura, $^\circ\text{C}$
T_0	temperatura de referência, $^\circ\text{C}$
T_{HW}^+	correção da temperatura da água quente, $^\circ\text{C}$

UR	umidade relativa
V	volume total da mistura, m^3
Y	umidade absoluta, $kg_{\text{água}}/kg_{\text{ar seco}}$
y	fração molar do componente condensável na fase vapor
z	altura da torre de resfriamento, m

Letras gregas

Δ	variação
ρ	densidade, kg/m^3

Sobrescritos

sat	condição de saturação
-------	-----------------------

Subscritos

a	ar seco
bs	bulbo seco
bu	bulbo úmido
$entra$	referente à entrada na coluna
G	ar
Gi	interface ar-água
L	água
m	referente ao ar úmido (mistura ar-vapor d'água)
po	ponto de orvalho
sa	saturação adiabática
sai	referente à saída da coluna
$sensível$	referente a calor sensível

v vapor d'água

Capítulo 1 – Introdução

1.1. O ensino de sistemas de processos

De modo geral, o ensino de sistemas de processos na graduação restringe-se normalmente à modelagem e simulação computacional, sendo poucos os casos em que ocorre um contato real do aluno com o processo. Desta forma, acredita-se que aplicar conceitos teóricos em problemas práticos contribuiria para o aprendizado do aluno, ajudando-o a compreender melhor o funcionamento destes sistemas.

Para o caso particular de sistemas de recirculação de água de refrigeração e de torres de resfriamento, embora estes sejam assuntos de grande importância e frequentemente encontrados em uso nas indústrias, nem sempre é dada a devida relevância em seus estudos durante o ensino de engenharia química. Assim, por diversas vezes, engenheiros químicos são inseridos no mercado com formação incompleta em temas cotidianos das indústrias. É importante, então, que trabalhos sejam desenvolvidos na busca de uma melhor e mais completa formação do estudante.

Sendo assim, o presente trabalho foi feito na tentativa de se contribuir com essa demanda por atividades mais ligadas à operação de processos químicos. Através da montagem de sistemas de trocas de calor e de experimentos a eles relacionados, procurou-se dar ênfase em dois aspectos de estudo: utilização dos equipamentos de laboratório para a obtenção de dados e parâmetros para análise e projeto de equipamentos industriais, e avaliação do impacto ambiental da operação destes processos. A implementação destes experimentos no ensino de engenharia fará com que o aluno tenha um contato mais próximo com a operação de um processo industrial e com as etapas de desenvolvimento de equipamento, especialmente no que se refere ao uso racional de energia e água.

A presença destes experimentos também irá contribuir com estudos futuros relacionados a torres de resfriamento e sistemas de refrigeração. Entende-se que é importante proporcionar, primeiramente, um maior contato do estudante de engenharia com estes assuntos para que pesquisas a eles relacionadas de fato ocorram, quer sejam em universidades, quer sejam em indústrias.

1.2. A remoção de calor em processos químicos

A maioria dos processos industriais requer a remoção de calor para que haja um controle de temperatura. Alguns casos típicos que necessitam desta remoção são condensadores de colunas de destilação, resfriadores de gás de carga em compressores, resfriamento de produtos para estocagem em tanques, retirada de calor de reação em reatores etc. Por questões econômicas, deve-se aproveitar ao máximo a energia rejeitada fazendo uso dessa dentro do próprio processo para aquecimento de outras correntes do sistema que necessitam desse calor. Quando esgotadas todas as possibilidades de uso dessa energia, esta deve ser descartada para o ambiente sendo os meios mais comuns para sua eliminação o ar e a água (SMITH, 2005).

Na utilização do ar para resfriamento de correntes do processo, este passa pelo lado de fora de tubos dentro dos quais circula a corrente que se deseja resfriar. Equipamentos com este princípio de funcionamento são chamados de *air coolers* e são comumente encontrados nas indústrias, principalmente naquelas localizadas em regiões onde a quantidade de água disponível é limitada. O uso da água para a refrigeração é feito de forma similar, sendo que a água pode passar tanto pelo lado de fora dos tubos como dentro deles. A água é o meio de transferência de calor mais favorável para muitas aplicações de indústrias de processos químicos devido a sua disponibilidade, a sua elevada capacidade calorífica e ao seu relativo baixo custo. A água é obtida de fontes próximas às indústrias como rios, lagos, canais ou o mar, passa por um tratamento adequado para remoção de sólidos e contaminantes e, depois de utilizada, é devolvida ao ambiente, após novo tratamento quando preciso. No entanto, para que não ocorram problemas no ecossistema local, é preciso que a temperatura da água descartada esteja bastante próxima da temperatura do ambiente de descarte, sendo necessário, então, que ela seja resfriada antes de retornar à sua fonte (SMITH, 2005).

O volume de água usado para refrigeração em geral é grande e seu uso seguido de descarte acarretaria em elevados consumo e custo para as indústrias. Assim, é interessante a reutilização da água de refrigeração. Os sistemas de recirculação de água de refrigeração já são largamente utilizados principalmente pelos benefícios econômicos que trazem, porém, em razão da crescente limitação na captação de água que as indústrias vêm enfrentando, a redução do volume utilizado tem se mostrado como a melhor e mais fácil alternativa prática.

Grande parte das indústrias possui como parte integrante de seu sistema de recirculação de água de refrigeração torres de resfriamento. Embora amplamente utilizadas, o estudo do comportamento dessas torres de acordo com variações nos parâmetros a ela associados não é simples de ser feito devido a fatores como a simultaneidade de transferência de calor e de massa, a necessidade da água evaporada ser repostada e o ar na saída não estar completamente saturado. É preciso, desta forma, que análises e estudos mais detalhados desse comportamento sejam feitos a fim de se saber quais ações podem e devem ser tomadas para que os objetivos de redução de custo e da quantidade de água utilizada sejam alcançados, sem que haja, no entanto, uma diminuição da eficiência da torre.

1.3. Objetivos do trabalho

O presente trabalho teve como objetivos principais a montagem hidráulica e elétrica de uma torre de resfriamento do tipo contracorrente em escala de planta-piloto para uso no laboratório de ensino de engenharia química, a montagem de um sistema supervisor das variáveis medidas no processo e a verificação experimental do comportamento da torre frente a mudanças na vazão de água. O objetivo secundário do trabalho foi a modernização da montagem de uma planta-piloto de um trocador de calor de placas e sua integração com a torre de resfriamento construída.

1.4. Metodologia

Para cumprir os objetivos do trabalho, este foi dividido em duas partes: uma experimental e uma computacional.

A parte experimental compreendeu a montagem e atualização da montagem hidráulica e elétrica dos subsistemas torre de resfriamento e trocador de calor, respectivamente, dos quais faziam parte uma torre de resfriamento contracorrente, um *air cooler*, um trocador de calor de placas paralelas, bombas e sensores. Estes subsistemas foram construídos de forma a possibilitar seus funcionamentos separadamente ou de maneira integrada, constituindo, neste último caso, um sistema de recirculação de água de refrigeração. Nos subsistemas montados foi feita uma instrumentação industrial padrão com sensores de temperatura, umidade, vazão e de pressão diferencial. As variáveis de processo medidas foram: vazão de água e ar na torre, temperaturas de entrada e de saída da água e

temperaturas e umidades de entrada e saída do ar. Todos os instrumentos são conectados a um sistema industrial do tipo MODBUS/RS485, sendo os parâmetros do processo enviados a terminais de computadores. Para melhor visualização do processo e dos valores medidos, foram feitas telas supervisórias do sistema de refrigeração e dos subsistemas montados. Para a construção das telas foi utilizado o programa Indusoft Web Studio v6.1.

Um estudo mais detalhado do desempenho do subsistema torre de resfriamento foi realizado através da variação da vazão de água que entra na torre. Neste estudo foi feito o balanço de energia do sistema e a determinação do parâmetro característico do recheio utilizado na torre.

Na parte computacional foi feita uma modelagem representativa do comportamento de uma torre de resfriamento de fluxo contracorrente, utilizando para isso equações descritivas referentes a seu desempenho. Esta etapa teve como finalidade o estudo e entendimento destas equações, além da simulação para verificação do comportamento básico da torre frente a mudanças em algumas de suas variáveis. Esta modelagem é importante também para que possam ser feitas comparações dos resultados experimentais com aqueles conseguidos com as simulações.

Com o auxílio do *software* Microsoft Excel, foi desenvolvida ainda uma equação para a determinação de forma direta da temperatura de bulbo úmido do ar a partir da umidade relativa e da temperatura de bulbo seco. Isto foi feito na tentativa de se eliminar o processo iterativo deste cálculo sugerido por *handbooks* de engenharia química, tornando mais rápida e fácil a determinação desta temperatura.

1.5. Motivação e contribuição

O presente trabalho foi desenvolvido visando à inserção e atualização de experimentos na área de transferência de calor em processos químicos no ensino de engenharia, contribuindo, desta forma, para um melhor entendimento de sistemas químicos por parte do aluno.

A escolha de torres de resfriamento e de sistemas de recirculação de água de refrigeração como objetos centrais de estudo da transferência de calor deveu-se à grande importância e freqüente presença desses assuntos nas indústrias químicas. Além disso, esta

escolha pode contribuir com mais pesquisas relacionadas a uma área normalmente relegada nos estudos.

1.6. Estrutura da dissertação

Esta dissertação está dividida em 9 capítulos, sendo o primeiro uma introdução sobre o trabalho, trazendo seu objetivo, um resumo da metodologia utilizada para alcançar esse objetivo, as motivações e contribuições.

No Capítulo 2 são feitas explicações relacionadas à importância e ao funcionamento de sistemas de recirculação de água de refrigeração e de torres de resfriamento.

No Capítulo 3 são feitas definições de algumas grandezas básicas relacionadas à psicrometria que são importantes para o correto entendimento da modelagem e do estudo feito. Neste capítulo é apresentada também uma proposta de estimativa da temperatura de bulbo úmido a partir da temperatura de bulbo seco e da umidade relativa do ar.

O Capítulo 4 apresenta a teoria e o equacionamento básico referentes a uma torre de resfriamento. Consta também neste capítulo a modelagem feita para uma torre de resfriamento contracorrente.

No Capítulo 5 são descritos o projeto e a montagem do equipamento em estudo. São feitas explicações em relação ao funcionamento dos sistemas montados e à instrumentação utilizada.

No Capítulo 6 é explicado como foi montado o sistema de aquisição de dados e monitoramento e como se dá o seu funcionamento quando integrado aos sistemas de processos.

O Capítulo 7 apresenta quais e como foram feitos os testes dos equipamentos e sensores utilizados nos sistemas.

No Capítulo 8 são apresentados os dados experimentais coletados e as análises de desempenho feitas para o sistema torre de resfriamento.

O Capítulo 9 traz as conclusões feitas em relação a este trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2 – Fundamentos de torres de resfriamento

2.1. Sistema de recirculação de água de refrigeração

O planejamento estratégico de grandes indústrias vem introduzindo como prioridade a redução no consumo de água devido a sua crescente escassez e ao aumento das cobranças pela sua captação nas bacias hidrográficas. Desta forma, mais do que nunca um sistema de reaproveitamento da água de refrigeração tem se mostrado de grande validade.

Um sistema de recirculação de água de refrigeração consiste simplesmente em um sistema de refrigeração no qual a água resfriada, ao invés de ser devolvida ao ambiente de onde foi retirada, é reaproveitada no processo.

Em um sistema de refrigeração de água que faz uso de torres de resfriamento, a água que sai da torre vai para o processo e é aquecida ao passar pela rede de trocadores de calor. Ela retorna, então, para a torre de resfriamento onde irá escoar através do recheio entrando em contato contracorrente ou em fluxo cruzado com o ar. O recheio tem por finalidade promover uma grande área de troca térmica e mássica entre o ar e a água. Nesse processo, o ar é aquecido e umidificado, subindo para o topo da torre, enquanto a água é resfriada principalmente por evaporação ao descer pelo recheio. A água evaporada que sai pelo topo da torre reflete a carga resfriada.

Nesse tipo de sistema, além da perda de água por evaporação ocorrem também perdas devido ao arraste de água pela corrente de ar e devido à retirada de água resfriada com elevada concentração de sólidos (*blowdown* ou descarte). Para compensar essas perdas é necessário que a água seja repostada (*makeup* ou água de reposição).

A Figura 2.1 ilustra esse sistema de recirculação de água com as correntes que o compõem.

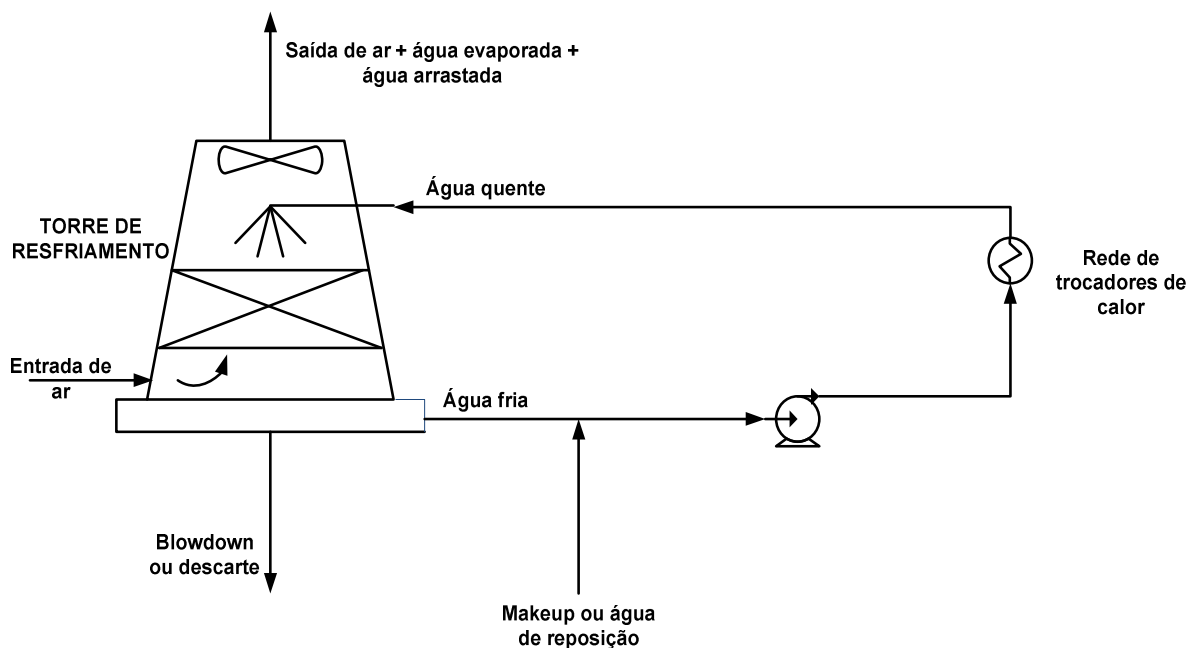


Figura 2.1: Sistema de recirculação de água de refrigeração

2.2. Papel das torres de resfriamento nos processos

As torres de resfriamento são inseridas nos processos industriais basicamente como um equipamento responsável por resfriar uma corrente de água de refrigeração.

Embora esta seja praticamente sua única função direta, as conseqüências de sua ação são de extrema importância dentro de um processo: por estas torres são dissipadas grandes cargas térmicas dos processos para que estes consigam manter seus parâmetros de operação e a correta produção; a temperatura da água que elas tornam disponível é de grande relevância no planejamento de um processo (a temperatura da água de refrigeração é um fator econômico importante no projeto de plantas químicas, sendo responsável por fixar a pressão de operação dos condensadores dos processos de evaporação e destilação, por exemplo, e, conseqüentemente, dos equipamentos precedentes). Além de fatores já citados, como a necessidade de redução da temperatura da água antes desta ser devolvida ao ambiente ou mesmo para que ela possa ser reutilizada no processo para novo resfriamento.

2.3. Tipos de torres

São diversos os modelos e tamanhos de torres disponíveis no mercado, podendo ser classificadas de acordo com o método de transferência de calor (torre evaporativa ou seca), de acordo com o processo de fornecimento de ar para a torre (tiragem natural ou atmosférica e tiragem mecânica) e de acordo com a direção dos fluxos de ar e de água (contracorrente e corrente cruzada).

- Torres evaporativas:

Nessas torres, o principal efeito de resfriamento deve-se à evaporação que ocorre quando o ar e a água são colocados em contato direto. Este tipo de torre é amplamente utilizado por permitir coeficientes de transmissão de calor mais elevados.

- Torres secas:

Neste caso, não ocorre um contato direto entre a água e o ar, assim sendo, a água é totalmente resfriada por transferência de calor sensível.

- Torre de tiragem natural ou atmosférica:

Nesse tipo de torre, o movimento da corrente de ar é criado pela diferença de densidade entre o ar úmido e quente no interior da torre e a densidade do ar ambiente externo à torre. Estas torres são geralmente bastante estreitas e compridas quando comparadas com outros tipos, possuindo custos iniciais elevados e podendo ter um desempenho ineficiente quando o ar atinge velocidades mais baixas. Elas possuem como grande vantagem o fato de se eliminar o custo principal da operação de torres com a potência de ventilação. São indicadas para climas mais frios, devido à maior diferença entre a temperatura do ar ambiente e a temperatura do ar na saída da torre.

- Torre de tiragem mecânica:

Neste caso, é utilizado um ventilador para promover o fluxo de ar. Dependendo da localização do ventilador na torre, esta pode ser classificada como de tiragem forçada ou de tiragem induzida. No primeiro tipo, o ventilador localiza-se na entrada da corrente de ar na torre e é responsável por nela insuflar o ar. A torre de tiragem forçada é caracterizada pela alta velocidade de entrada do ar e baixa velocidade de saída, o que a deixa susceptível à recirculação do ar quente e úmido que dela sai. No segundo tipo, o ventilador, convenientemente denominado exaustor, fica no topo da torre, sendo responsável por dela retirar o ar. Para a torre de tiragem induzida, a velocidade de saída do ar é muito maior do que a de entrada, minimizando o problema da recirculação do ar. Sua desvantagem reside no fato de que, localizado nesta posição, o ventilador gasta mais energia para remover a mesma massa de ar devido à menor densidade deste.

- Torre contracorrente:

A entrada de ar para este caso ocorre pela base da torre, sendo o ar puxado para dentro e para cima, entrando em contato com a água quente vinda da parte superior. O contato das correntes de ar e de água se dá na mesma direção, mas em sentido contrário. A Figura 2.2 mostra uma torre que apresenta este tipo de escoamento.

- Torre de corrente cruzada:

No caso da corrente cruzada, existem janelas laterais na torre por onde o ar entra e flui perpendicularmente à água quente proveniente do topo da torre. Na Figura 2.3 é apresentada uma torre com escoamento do tipo cruzado.

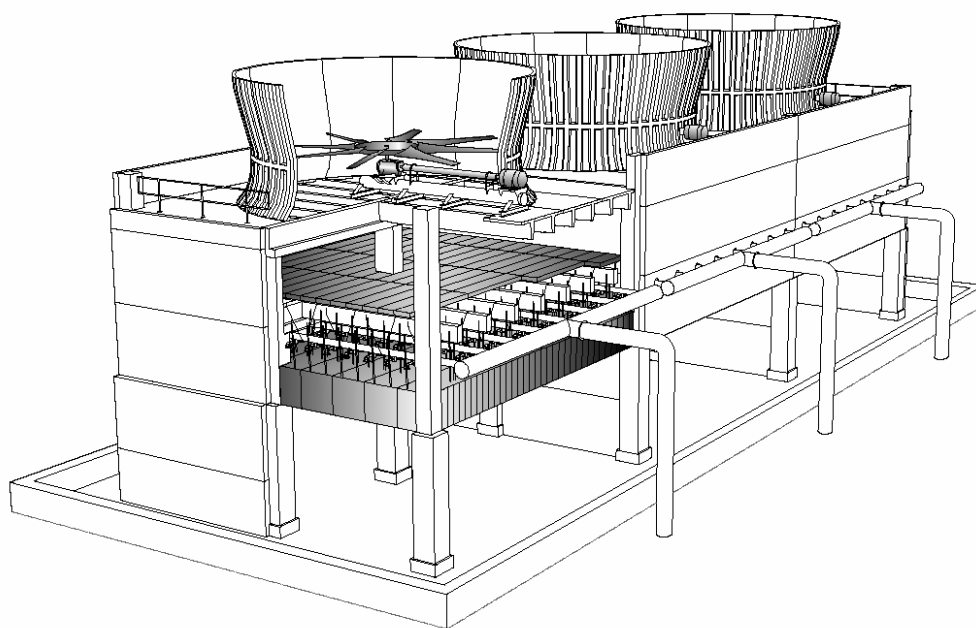


Figura 2.2: Torre de resfriamento com escoamento contracorrente (cortesia de SPX Cooling Technologies, Inc.)

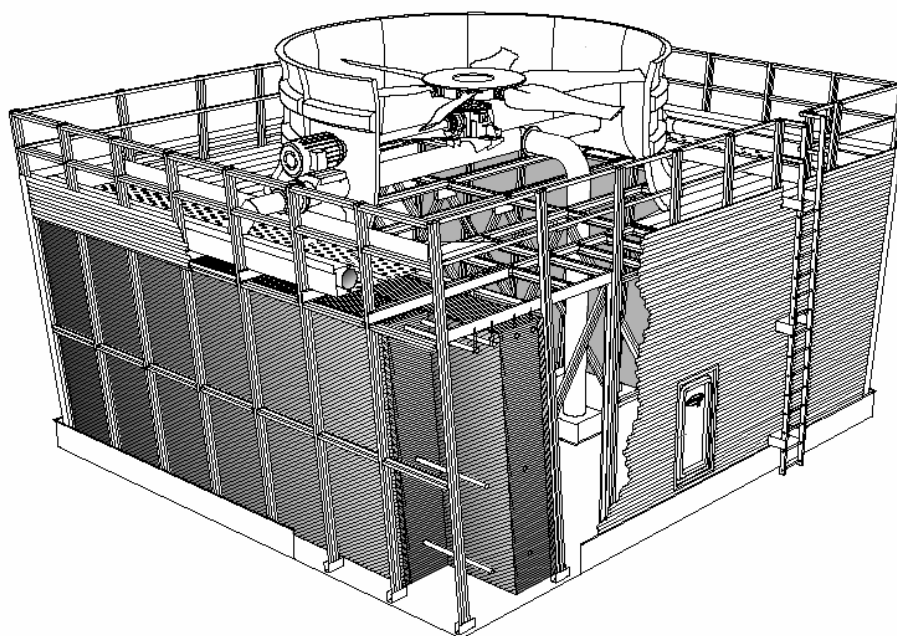


Figura 2.3: Torre de resfriamento com escoamento cruzado (cortesia de SPX Cooling Technologies, Inc.)

2.4. Princípio de funcionamento de uma torre de resfriamento

Torres de resfriamento são equipamentos de operação contínua usados para produzir o contato entre a água quente proveniente dos sistemas de refrigeração do processo e o ar, objetivando o resfriamento da água. Essas torres são aplicadas atualmente quase que exclusivamente para umidificação do ar ou para o resfriamento da água (KERN, 1987). Neste último caso, ela é utilizada especialmente quando a carga a ser resfriada é grande (FOUST, 1960).

Uma torre de resfriamento faz uso de transferência de massa e de energia para resfriar água a partir do contato desta com o ar. Como essas transferências se processam por meio de superfícies, é de interesse que nessas torres se tenha a máxima superfície possível de água exposta ao ar. Isto pode ser conseguido pelo do borrifamento de água para obtenção de gotículas ou pelo uso de recheios dentro das torres (REIS, 2003). A função do recheio é fazer aumentar a área disponível na torre ou por meio do espalhamento do líquido em uma área maior ou fazendo atrasar o tempo de queda da área da gotícula através do aparelho (KERN, 1987).

A transferência de calor ocorre por dois mecanismos: gradiente de temperatura e gradiente de concentração, sendo este último o principal responsável pelo abaixamento da temperatura do líquido. No caso do sistema ar-água considerado, há transferência de calor do seio da fase líquida para a interface líquido-gás e dessa interface para o gás. Esta carga térmica, denominada de calor sensível, é resultante do gradiente de temperatura e é responsável pelo aumento da temperatura do ar. Ocorre ainda uma transferência de massa resultante de um gradiente de concentração, ou de pressão parcial, entre a interface e o ar. A transferência de massa se dá em razão dessas duas fases tenderem a entrar em equilíbrio. Neste caso, parte da água é induzida a evaporar, para isso calor latente é retirado da água remanescente que, como consequência, é resfriada. A água evaporada vai para o ar, aumentando sua umidade. Ressalta-se que somente irá ocorrer evaporação da água se a corrente de ar em contato com ela não estiver saturada. Pode haver casos em que o ar entra saturado na torre, mas a uma temperatura mais baixa que a da água de retorno do processo; nessas situações também haverá vaporização do líquido, uma vez que o ar ao entrar em contato com a água mais quente irá se aquecer e deixará de ser saturado.

A menor temperatura que a água pode atingir nesse processo é, teoricamente, a temperatura de bulbo úmido do ar de entrada. Na prática, entretanto, isto não é obtido, pois para que a água resfriasse até esta temperatura seria necessário o contato de toda a água com o ar conforme estes passassem através da torre. Além disso, seria preciso que as duas correntes ficassem em contato pelo maior período de tempo possível, o que implicaria em uma torre de altura infinita. Assim, torres de resfriamento industriais são projetadas de forma a garantir um limite mínimo de aproximação entre a temperatura de saída da água e a temperatura de bulbo úmido do ar. Este valor limite normalmente não é menor do que 3°C (HENSLEY, 2006).

A relação existente entre as temperaturas da água e do ar conforme estas duas correntes passam através de uma torre de resfriamento contracorrente é ilustrada na Figura 2.4. As curvas mostram a queda que ocorre na temperatura da água e o aumento da temperatura do ar. Nesta figura é indicada ainda a diferença entre as temperaturas da água quente - de alimentação da torre - e da água fria - de saída da torre (denominada de *range*). A diferença entre a temperatura da água fria e a temperatura de bulbo úmido do ar na entrada da torre é denominada *approach*.

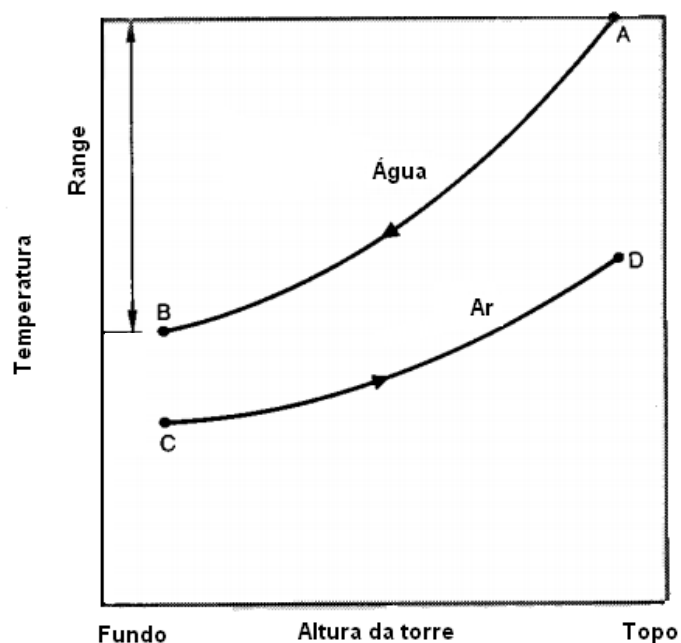


Figura 2.4: Relação entre as temperaturas da água e do ar em uma torre de resfriamento contracorrente (cortesia de BELL et al., 1990, com modificações)

A vazão de água de resfriamento que recircula na torre, juntamente com o *range* e o *approach*, são variáveis de processo necessárias para o dimensionamento e análise de desempenho de uma torre de resfriamento (CORTINOVIS & SONG, 2005).

Outro dado necessário ao dimensionamento da torre é o seu parâmetro de desempenho, $k_G a$, definido como o produto entre o coeficiente global de transferência de massa e a área interfacial específica. O parâmetro de desempenho da torre depende do tipo de recheio e das vazões de água e ar empregadas. O valor de a não pode ser determinado diretamente, uma vez que ele se compõe de uma disposição aleatória de áreas do recheio da torre. A inabilidade do cálculo de a é superada determinando-se experimentalmente o produto $k_G a$ como um todo para um tipo particular de recheio da torre e para velocidades específicas de escoamento para os fluidos que se difundem no interior do sistema (KERN, 1987).

O conceito geral mais aceito e ainda hoje utilizado em relação à performance das torres de resfriamento foi desenvolvido por Merkel em 1925. Por ela, a transferência de calor total é diretamente proporcional à diferença entre a entalpia do ar e a entalpia da interface ar-água. Para o desenvolvimento do modelo apresentado por esta teoria, algumas considerações foram feitas de modo a simplificar os cálculos. Estas considerações são apresentadas no Capítulo 4 desta dissertação juntamente com a modelagem de uma torre de resfriamento contracorrente que faz uso da teoria de Merkel. Antes, porém, no Capítulo 3, são apresentados alguns conceitos referentes à psicrometria importantes para o desenvolvimento e entendimento desta teoria e para os cálculos realizados neste trabalho.

Capítulo 3 - Psicrometria

Para se fazer a modelagem de uma torre de resfriamento, é necessário antes um conhecimento básico de psicrometria.

A psicrometria analisa condições e processos que envolvam o ar úmido fazendo uso de propriedades termodinâmicas para isso. Desta forma, por ela é possível descrever o comportamento de um sistema ar-água e determinar suas propriedades.

A seguir são definidas grandezas básicas referentes à psicrometria que foram utilizadas ao longo deste trabalho.

3.1. Definição das grandezas básicas

3.1.1. Pressão parcial de vapor (p_v)

É a pressão parcial exercida pelo vapor d'água presente no ar, sendo função da temperatura a quantidade de vapor que o ar pode reter: quanto maior a temperatura do ar, maior a quantidade de vapor d'água possível de ser retida. Considerando a mistura de ar e vapor d'água como uma mistura de gases ideais, a definição de pressão parcial de vapor pode ser escrita como apresentado na Equação 3.1.

$$p_v = P \cdot y \quad (3.1)$$

onde p_v - pressão parcial de vapor do componente condensável na fase gasosa

P - pressão total da fase gasosa

y - fração molar do componente condensável na fase vapor

Quando o ar úmido não consegue mais reter vapor d'água a determinada temperatura, ele encontra-se saturado e, neste caso, sua pressão de vapor é chamada *pressão de vapor de saturação* (p_v^{sat}). Esta pressão, para a água líquida em uma faixa de 0 a 200°C, é dada pela Equação 3.2, segundo ASHRAE *Handbook* (2005).

$$\ln p_v^{sat} = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 \cdot T + C_4 \cdot T^2 + C_5 \cdot T^3 + C_6 \cdot \ln T \quad (3.2)$$

sendo

$$C_1 = -5,8002206 \text{ E}+03$$

$$C_2 = 1,3914993 \text{ E}+00$$

$$C_3 = -4,8640239 \text{ E}-02$$

$$C_4 = 4,1764768 \text{ E}-05$$

$$C_5 = -1,4452093 \text{ E}-08$$

$$C_6 = 6,5459673 \text{ E}+00$$

onde p_v^{sat} - pressão de vapor de saturação (Pa)

T - temperatura (K)

O cálculo da pressão de vapor de saturação pode ser feito de maneira mais simples, e conseqüentemente um pouco menos precisa, através da Equação de Antoine (Equação 3.3) retirada de Perry (2008):

$$\ln p_v^{sat} = C_0 - \frac{C_1}{T - C_2} \quad (3.3)$$

sendo

$$C_0 = 23,1963$$

$$C_1 = 3816,44$$

$$C_2 = 46,13 \text{ K}$$

onde p_v^{sat} - pressão de vapor de saturação (Pa)

T - temperatura (K)

Entretanto, a Equação 3.3 permite que se faça o cálculo direto da temperatura de saturação para uma dada pressão, enquanto pela Equação 3.2 é necessário utilizar um procedimento iterativo para esta determinação.

3.1.2. Umidade

- Umidade absoluta (Y):

É a quantidade mássica de vapor d'água (em kg) contida em uma unidade de massa de ar seco (em kg), como definido pela Equação 3.4.

$$Y = \frac{\text{massa de vapor d'água}}{\text{massa de ar seco}} = \frac{m_v}{m_a} \quad (3.4)$$

Considerando o sistema ar-vapor d'água como uma mistura de gases ideais, assume-se que cada um deles obedece à equação dos gases perfeitos, podendo-se escrever as seguintes relações:

$$\text{Vapor d'água:} \quad \frac{m_v}{V} = \frac{p_v M_v}{RT} \quad (3.5)$$

$$\text{Ar seco:} \quad \frac{m_a}{V} = \frac{p_a M_a}{RT} \quad (3.6)$$

Como a pressão total é $P = p_a + p_v$, obtém-se:

$$Y = \frac{p_v M_v}{(P - p_v) M_a} \quad (3.7)$$

Definida desta forma, a umidade absoluta depende somente da pressão de vapor d'água no ar (p_v) e da pressão total P .

Utilizando $M_v=18,0153$ e $M_a=28,9645$, a umidade absoluta para dada pressão de vapor pode ser determinada por:

$$Y = 0,62198 \frac{p_v}{(P - p_v)} \quad (3.8)$$

Para uma mistura ar-vapor d'água em equilíbrio com água líquida, $p_v = p_v^{sat}$ e a umidade absoluta de saturação é dada por:

$$Y^{sat} = 0,62198 \frac{p_v^{sat}}{(P - p_v^{sat})} \quad (3.9)$$

- Umidade relativa (UR):

Relação entre a pressão parcial de vapor e a pressão de vapor de saturação a uma dada temperatura. Geralmente ela é expressa em termos de porcentagem.

$$UR(\%) = \frac{p_v}{p_v^{sat}} \quad (3.10)$$

A umidade relativa indica quão próximo o ar está da saturação. Sendo assim, para um ambiente saturado ($p_v = p_v^{sat}$) a umidade relativa é igual a 100%. Após a saturação do ar, o vapor d'água que for adicionado a mais irá se condensar.

3.1.3. Temperaturas

- Temperatura do ponto de orvalho (T_{po}):

Temperatura na qual ocorre saturação do ar com vapor d'água, a dadas pressão P e umidade absoluta constantes, ao ocorrer um resfriamento. Nesta temperatura principia a condensação do vapor.

- Temperatura de bulbo seco (T_{bs}):

É a temperatura do ar medida com um termômetro comum.

- Temperatura de bulbo úmido (T_{bu}):

Temperatura de bulbo úmido é a temperatura de atingida pela água quando uma pequena quantidade desta água é evaporada em uma corrente de ar úmido não saturada. Este processo é normalmente ilustrado como sendo constituído de um termômetro com uma gaze molhada envolvendo a ponta (daí o termo *bulbo úmido*), mergulhado em uma corrente de ar. Este é um processo dinâmico de transferência simultânea de calor e massa, e corresponde ao processo que ocorre em torres de resfriamento. A temperatura de bulbo úmido é a temperatura mais baixa que pode ser atingida pela evaporação de água em uma corrente de ar.

Fortuitamente, para o sistema ar-água, a temperatura de bulbo úmido é suficientemente próxima da temperatura de saturação adiabática que é definida a partir de considerações termodinâmicas. Assim, é possível utilizar o conceito de saturação adiabática para relacionar a umidade Y com a temperatura de bulbo úmido.

A temperatura de saturação adiabática é a temperatura atingida por uma corrente de ar insaturada, colocada em contato com água. Considere um duto no qual uma corrente de ar é colocada em contato com um *spray* de água com o intuito de saturar o ar. O duto é isolado, de forma que o processo de transferência de calor pode ser considerado adiabático. O ar, inicialmente a uma umidade Y e temperatura T , é resfriado e umidificado. Se nem toda a água evapora e o tempo de contato é suficiente para o ar entrar em equilíbrio com a água, a temperatura de saída do ar é denominada de temperatura de saturação adiabática, T_{sa} . A água restante também se encontra a T_{sa} e pode ser recirculada para os bocais de *spray*. Se o ar não estiver saturado com vapor d'água, a temperatura final T_{sa} será menor que a temperatura de entrada do ar.

O valor de T_{sa} depende da temperatura e umidade inicial do ar e, de forma menos significativa, da temperatura inicial da água. Para simplificar as análises, a temperatura inicial da água é normalmente considerada como sendo T_{sa} .

Em teoria, a temperatura de bulbo úmido é a menor temperatura à qual se pode resfriar a água em uma torre de resfriamento. Na prática, ela não é alcançada, sendo possível apenas uma boa aproximação dependendo do projeto da torre e das condições de processo.

O valor da temperatura de bulbo úmido é função da temperatura de bulbo seco do ar e de sua umidade relativa. Seu cálculo, quando necessário, é feito do modo iterativo a partir destes dois parâmetros. No item 3.2 deste capítulo é apresentada uma proposta de estimativa direta da temperatura de bulbo úmido a partir da temperatura de bulbo seco e da umidade relativa.

3.1.4. Calor específico e entalpia

- Calor específico (c_p):

É a quantidade de calor necessária para aquecer em 1°C uma unidade de massa de uma substância pura a uma dada temperatura.

Em um sistema onde a pressão é mantida constante, o calor específico de uma mistura ar-vapor d'água ($c_{p,m}$), denominado calor úmido, é dado pela Equação 3.11.

$$c_{p,m} = c_{p,a} + c_{p,v} \cdot Y \quad (3.11)$$

Assumindo que o calor específico do ar puro ($c_{p,a}$) e o do vapor ($c_{p,v}$) são constantes, o calor específico da mistura dependerá apenas da umidade do ar, Y .

- Entalpia (H):

É a grandeza física que descreve a energia interna total de um sistema. Para uma mistura de gases perfeitos é igual à soma das entalpias de cada componente. Assim, a entalpia do ar úmido a uma dada temperatura é a entalpia do ar seco (H_a) mais a entalpia do vapor d'água presente (H_v) e pode ser escrita como mostrado na Equação 3.12.

$$H = H_a + H_v \cdot Y \quad (3.12)$$

Essas entalpias devem ser expressas em relação à entalpia de um estado tomado como referência. Para o sistema ar-água, utiliza-se normalmente como referência a temperatura de 0°C. Como nesta temperatura a água encontra-se em estado líquido, a entalpia da mistura conterá um termo referente ao calor latente de vaporização da água.

A entalpia de determinado componente gasoso com comportamento de gás ideal é dada pela Equação 3.13.

$$\Delta H = \int_{T_0}^T c_p dT \quad (3.13)$$

Considerando que os calores específicos sejam constantes com a temperatura, a entalpia do ar úmido fica conforme a Equação 3.14.

$$H = c_{p,a} \cdot (T - T_0) + [c_{p,v} \cdot (T - T_0) + \Delta H_{vap}(T_0)] \cdot Y \quad (3.14)$$

3.2. Equação para o cálculo direto de T_{bu}

Muitas vezes, nas indústrias, é importante saber a temperatura de bulbo úmido do ar para uma comparação entre a temperatura de saída da água de uma torre de resfriamento e a menor temperatura possível de saída que se pode alcançar.

Normalmente, as medidas feitas pelas indústrias para a análise do desempenho de uma torre de resfriamento não incluem a medição direta da temperatura de bulbo úmido, e sim da temperatura de bulbo seco e da umidade relativa do ar, isto por existir uma grande disponibilidade de aparelhos que fornecem diretamente estes dois últimos valores. Quando necessário o cálculo da temperatura de bulbo úmido, este é feito de modo iterativo a partir destas outras medidas e de equações que as relacionam, como descrito nos *Handbooks* de Engenharia Química Perry (2008) e ASHRAE (2005). Este procedimento iterativo não traz grandes problemas para ser utilizado uma vez que ele pode ser facilmente colocado em execução em planilhas de cálculos ou em calculadoras científicas programáveis. Entretanto, em situações nas quais um monitoramento contínuo da temperatura de bulbo úmido é necessário, como na implementação de procedimentos de controle ou em sistemas de informações on-line de processos, é desejável que se tenha uma maneira direta de determinar a temperatura de bulbo úmido a partir da temperatura de bulbo seco e da umidade relativa.

Com o intuito de facilitar a obtenção desta temperatura, desenvolveu-se a equação 3.22. A determinação da equação foi feita com o auxílio do *software* Microsoft Excel e da ferramenta **solver** nele presente. O procedimento básico da obtenção é apresentado na seqüência.

Primeiramente, supôs-se uma equação para obtenção de T_{bu} na qual estivessem presentes, como variáveis, a temperatura de bulbo seco e a umidade relativa. Para a montagem desta equação, partiu-se do fato de que na condição de saturação ($UR = 1$) ambas as temperaturas são iguais, isto é, $T_{bu} = T_{bs}$. Achou-se conveniente então mudar a variável a ser predita de T_{bu} para $\Delta T = T_{bs} - T_{bu}$. Com isto, o fator de proporcionalidade $(1 - UR)$ pôde ser utilizado de forma a forçar a igualdade destas temperaturas para a condição limite de $UR = 1$.

Isolando-se T_{bu} em $\Delta T = T_{bs} - T_{bu}$, fica:

$$T_{bu} = T_{bs} - \Delta T \quad (3.15)$$

Assim, para obtenção da equação de T_{bu} , foi necessário supor uma forma matemática para ΔT . A fórmula inicialmente proposta foi a apresentada na Equação 3.16.

$$\Delta T = (1 - UR) \times \Omega(T_{bs}, UR) \quad (3.16)$$

Na Equação 3.16, a função $\Omega(T_{bs}, UR)$ teve então de ser determinada. A expressão apresentada na Equação 3.17 foi arbitrariamente escolhida para Ω .

$$\Omega = \sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^n a_{i,j} T_{bs}^i UR^j \quad (3.17)$$

Esta expressão foi escolhida para que fosse possível computar nela as contribuições individuais das variáveis $(T_{bs}, T_{bs}^2, \dots, UR, UR^2, \dots)$ assim como suas contribuições combinadas $(T_{bs} \times UR, T_{bs}^2 \times UR, T_{bs} \times UR^2, \dots)$. Os coeficientes de cada termo representam o efeito de cada uma das variáveis e de suas interações sobre a temperatura de bulbo úmido.

Como próximo passo, em uma planilha de cálculos, fez-se a montagem de todas as equações necessárias para o cálculo da umidade relativa a partir de determinadas temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido a uma dada pressão ambiente. Para este cálculo, estipularam-se sete temperaturas de bulbo seco (40, 35, 30, 25, 20, 15 e 10°C) e para cada uma delas foram estipuladas algumas temperaturas de bulbo úmido. Estas últimas foram escolhidas dentro de uma faixa limitada pela máxima temperatura de bulbo úmido possível com a qual a água pode sair da torre de resfriamento (valor igual ao da temperatura de bulbo seco) e a mínima temperatura possível (obtida utilizando-se uma carta psicrométrica, considerando uma umidade absoluta igual a 0 kg_{água}/kg_{ar seco}). As equações utilizadas para determinação da umidade relativa são apresentadas a seguir.

Como mostrado pela Equação 3.10, a umidade relativa é obtida pela razão entre a pressão parcial de vapor d'água e a pressão de vapor de saturação na temperatura de bulbo seco.

$$UR = \frac{p_v}{p_v^{sat}(T_{bs})} \quad (3.10)$$

Assim, calculou-se a pressão parcial do vapor d'água na mistura ar-vapor a determinada pressão ambiente P isolando-se o termo da pressão parcial na Equação 3.8, ficando:

$$p_v = \frac{(P \times Y)}{(0,62198 + Y)} \quad (3.18)$$

A umidade absoluta em função da temperatura de bulbo seco e da temperatura de bulbo úmido pôde ser calculada pela Equação 3.19 fornecida por ASHRAE (2005):

$$Y = \frac{(2501 - 2,326 \times T_{bu}) \times Y^{sat}(T_{bu}) - 1,006 \times (T_{bs} - T_{bu})}{2501 + 1,86 \times T_{bs} - 4,186 \times T_{bu}} \quad (3.19)$$

A umidade de saturação do ar a determinada temperatura é obtida pela Equação 3.9 já apresentada:

$$Y^{sat}(T) = 0,62198 \frac{p_v^{sat}(T)}{P - p_v^{sat}(T)} \quad (3.9)$$

De acordo com o exigido pela Equação 3.19, a umidade de saturação foi calculada para a pressão de vapor de saturação na temperatura de bulbo úmido.

O cálculo da pressão de vapor de saturação na temperatura de bulbo úmido foi feito pela Equação 3.2:

$$\ln(P_v^{sat}) = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3 \times T + C_4 \times T^2 + C_5 \times T^3 + C_6 \times \ln T \quad (3.2)$$

Os valores utilizados para as constantes foram aqueles apresentados no item 3.1 deste capítulo. Posteriormente a este cálculo, a pressão de vapor de saturação foi passada para a unidade bar para coerência com outros valores de pressão.

Calculou-se ainda a pressão de vapor de saturação na temperatura de bulbo seco pela mesma Equação 3.2, mudando, entretanto, a temperatura utilizada.

Uma vez obtidas a pressão parcial de vapor e a pressão de vapor de saturação na temperatura de bulbo seco, determinou-se a umidade relativa pela Equação 3.10.

Para cada valor de temperatura estipulado e de umidade correspondente, utilizou-se a forma proposta para $\Omega(T_{bs}, UR)$ para estimar a temperatura de bulbo úmido. Em seguida, por meio da ferramenta **solver** do Excel, fez-se a minimização da soma dos quadrados dos desvios entre as temperaturas de bulbo úmido estipuladas e aquelas calculadas pela equação proposta, sendo os coeficientes desta equação os parâmetros a serem variados.

Com este procedimento foi possível identificar a forma mais simples da equação que apresentou um bom ajuste. O resultado encontrado para a função é o mostrado na Equação 3.20.

$$\Omega = a + b T_{bs} + c UR + d T_{bs} UR \quad (3.20)$$

Substituindo a Equação 3.20 na Equação 3.16:

$$\Delta T = (1 - UR) \times (a + b \times T_{bs} + c \times UR + d \times T_{bs} \times UR) \quad (3.21)$$

E finalmente, substituindo a Equação 3.21 na Equação 3.15 é obtida a equação para determinação da temperatura de bulbo úmido de maneira direta a partir da temperatura de bulbo seco e da umidade relativa.

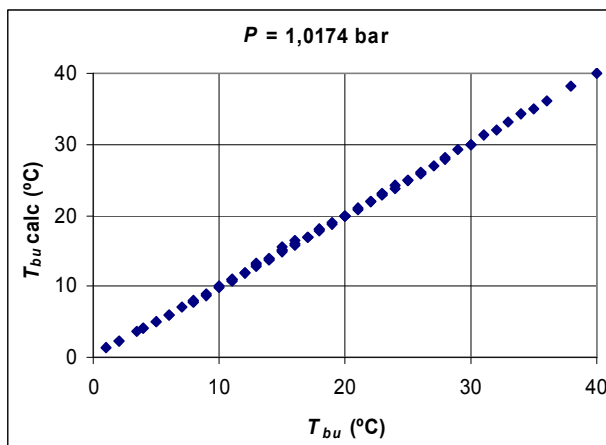
$$T_{bu} = T_{bs} - (1 - UR) \times (a + b \times T_{bs} + c \times UR + d \times T_{bs} \times UR) \quad (3.22)$$

Os coeficientes a , b , c e d foram determinados para um valor de pressão ambiente constante. A Tabela 3.1 apresenta os valores encontrados das constantes para cinco diferentes pressões. Estas últimas encontram-se dentro da faixa de pressão atmosférica normalmente registrada no estado de São Paulo. Para realização dos cálculos foram escolhidas a pressão atmosférica ao nível do mar, as pressões médias nas cidades de Campinas e São Paulo e em uma das regiões de maior altitude do estado. Foi utilizado ainda um valor de pressão um pouco acima daquele encontrado ao nível do mar para que freqüentes variações como essas fossem levadas em consideração no estudo.

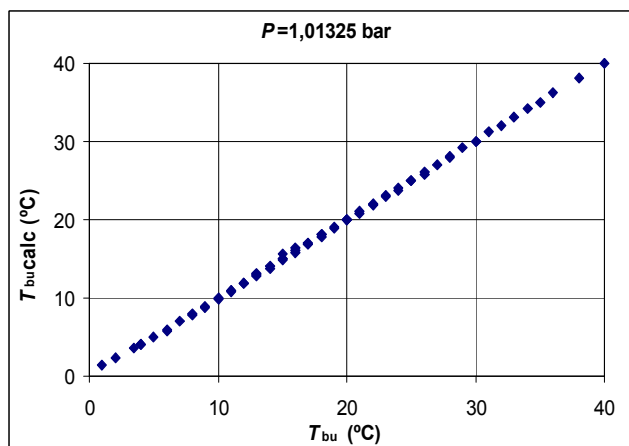
Tabela 3.1: Constantes da equação de T_{bu} para cinco valores de pressão ambiente.

P (bar)	a	$b \times T_{bs}$	$c \times UR$	$d \times T_{bs} \times UR$
1,0174	3,85914	0,52225	3,25882	-0,35064
1,0133	3,87868	0,52263	3,26313	-0,35155
0,9450	4,22098	0,52869	3,31665	-0,36656
0,9264	4,32186	0,53027	3,32441	-0,37059
0,8500	4,77522	0,53634	3,32231	-0,38682

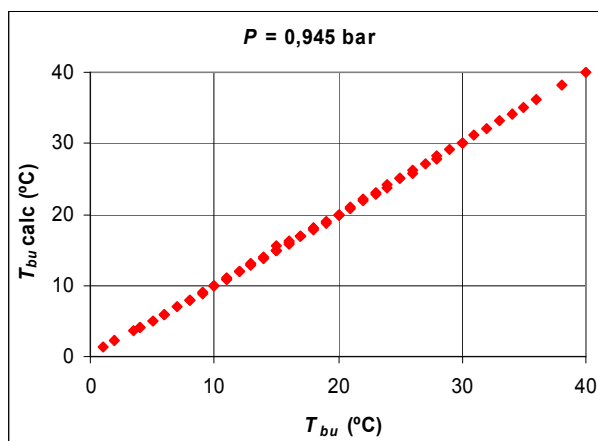
Os gráficos da Figura 3.1 mostram o bom ajuste conseguido para a equação da temperatura de bulbo úmido com os coeficientes determinados quando comparado com os valores de temperatura estipulados para cada uma das pressões.



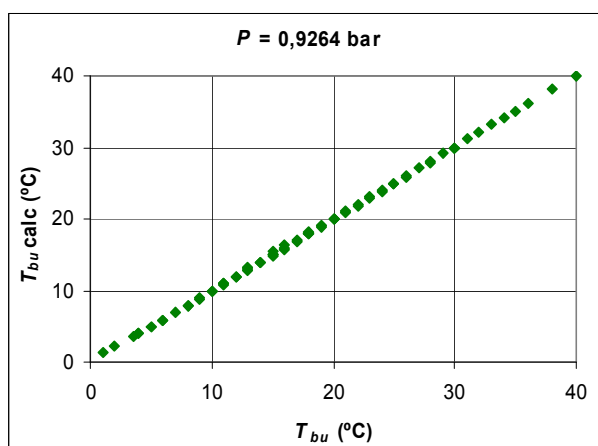
(a)



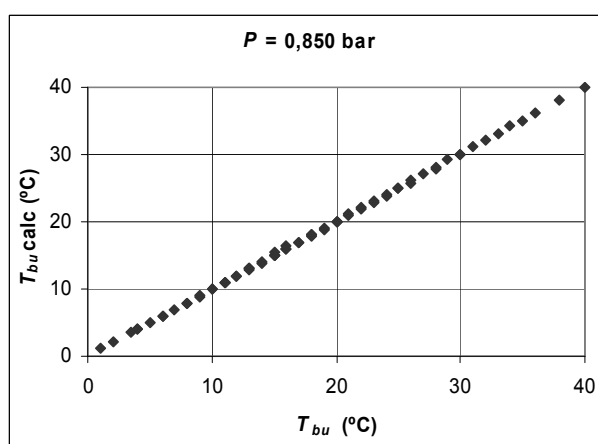
+(b)



(c)



(d)



(e)

Figura 3.1: Ajustes das temperaturas de bulbo úmido calculadas pela equação proposta em relação aos valores de temperaturas estipulados para as pressões de (a) 1,0174 bar, (b) 1,0133 bar, (c) 0,945 bar, (d) 0,9264 bar e (e) 0,850 bar.

Foi determinada ainda outra forma para a equação do cálculo de T_{bu} na qual a pressão ambiente também entra como variável, deixando a equação mais geral. Neste caso, os coeficientes da Equação 3.22 foram colocados em função da pressão. Para isso, fez-se um ajuste entre os valores de cada uma das constantes da equação de T_{bu} determinadas para as cinco diferentes pressões (apresentadas na Tabela 3.1), obtendo-se, com isso, as equações que representam o comportamento das variações das constantes com a pressão. Os resultados encontrados para cada uma delas em função da pressão estão apresentados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Constantes da equação de T_{bu} em função da pressão ambiente.

a	$a_1 \times \exp(a_2 \times P)$
b	$b_1 + b_2 \times P$
c	$c_1 + c_2 \times P + c_3 \times P^2$
d	$d_1 + d_2 \times P$

Os valores dos novos coeficientes foram determinados do mesmo modo que os primeiros: utilizando a ferramenta **solver**, fez-se a minimização da soma dos quadrados dos desvios entre as temperaturas de bulbo úmido calculadas pela equação proposta e aquelas estipuladas, variando as novas constantes. Os valores encontrados são apresentados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3: Valores das constantes da equação de T_{bu} em função da pressão ambiente.

a_1	13,9529
a_2	-1,2637
b_1	0,6092
b_2	-0,0854
c_1	3,0215
c_2	1,1292
c_3	-0,87901
d_1	-0,5736
d_2	0,2193

O ajuste conseguido para estas novas constantes também foi bom, como apresentado no gráfico da Figura 3.2.

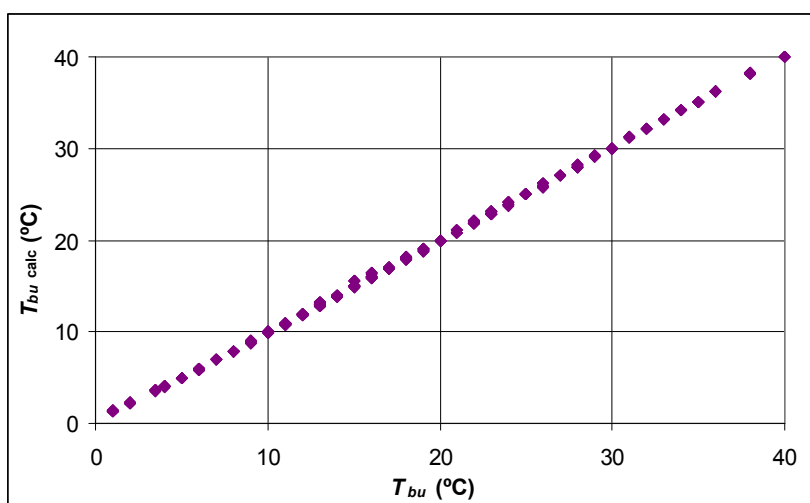


Figura 3.2: Gráfico do ajuste entre as temperaturas de bulbo úmido calculadas e as temperaturas estipuladas para os novos coeficientes.

De modo geral, o ajuste dos dados obtidos pela equação proposta foi muito bom, com desvios entre -0,24°C e 0,56 °C em relação aos valores de temperatura de bulbo úmido estipulados, sendo a média dos desvios absolutos de 0,11°C.

3.3. Conclusões parciais

Neste capítulo foram definidas algumas grandezas básicas relacionadas à psicrometria importantes para um melhor entendimento desta dissertação e do tema do qual ela trata. Foi apresentada também a proposta de uma equação empírica para a determinação da temperatura de bulbo úmido a partir de valores de temperatura de bulbo seco e de umidade relativa. Normalmente a realização deste cálculo requereria um processo iterativo, entretanto, a equação proposta permite que esta temperatura seja obtida diretamente a partir dos outros dois parâmetros. A equação proposta contém nove parâmetros ajustáveis (quatro se usada para uma pressão fixa) e sua forma foi estipulada de modo a garantir uma correta temperatura de bulbo úmido em condições de saturação. O ajuste da equação foi muito bom com um desvio absoluto médio da temperatura de bulbo úmido predita de aproximadamente $0,11^{\circ}\text{C}$. A equação proposta pode ser facilmente implementada em rotinas de controle de processos e em sistemas de informações de processos uma vez que com ela não é necessário o procedimento de iteração.

Capítulo 4 – Modelagem de uma torre de resfriamento contracorrente

4.1. Equações básicas e teoria de Merkel

A dedução da teoria sobre o desempenho de uma torre de resfriamento é essencialmente atribuída a Merkel, conforme citado por Kern (1987). Pela equação de Merkel, as transferências de calor sensível e latente são combinadas em um processo global que tem no potencial entálpico sua força motriz do resfriamento. Para o desenvolvimento dessa teoria foram feitas algumas suposições e aproximações:

- A água presente do sistema está coberta por um filme de ar saturado;
- A torre é isolada termicamente;
- Área disponível para transferência de massa e de calor é a mesma (isto ocorre, na verdade, somente para vazões de líquido suficientemente elevadas nas quais o recheio da torre esteja completamente molhado);
- Os coeficientes de transferência de calor e de massa são constantes;
- A vazão de água ao longo da torre é considerada constante;
- Resistência à transferência de calor e de massa do líquido para o filme de ar saturado é muito menor do que a resistência à transferência de calor e de massa deste filme para o ar.

Estas suposições acabam por ocasionar imprecisões nos valores calculados em relação aos reais. A relevância desses erros dependerá das necessidades particulares que se tiver no projeto e no uso de cada torre.

Esse processo global está apresentado esquematicamente na Figura 4.1. Neste processo, calor é transferido da água para a interface e desta para a massa de ar que a circunda. Ocorre também a transferência de massa nesta mesma ordem.

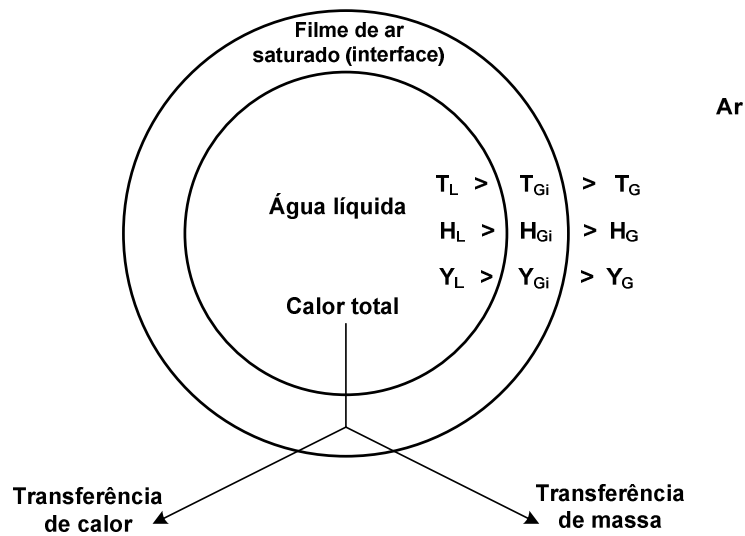


Figura 4.1: Esquema da relação das transferências de calor e de massa entre a água, o filme interfacial e o ar (cortesia BAKER e SHRYOCK, 1961, com modificações).

Como já explicado anteriormente no Capítulo 2, o calor é removido da água por transferência de calor sensível, devido a uma diferença de temperatura entre as fases líquida e gasosa, e por calor latente, equivalente à transferência de massa resultante da evaporação de parte da água que circula na torre. A seguir, são apresentados equacionamentos referentes a uma torre de resfriamento contracorrente que, com algumas de suas etapas, permite que se chegue à Equação de Merkel quando assumidas as considerações por ele feitas.

4.1.1. Equações básicas das transferências de calor e de massa

A taxa de transferência de calor do seio da água para a interface é dada pela Equação 4.1.

$$dq_L = c_{p,L} \cdot L \cdot dT = k_L \cdot a \cdot dz \cdot (T_L - T_{Gi}) \quad (4.1)$$

onde k_L é o coeficiente de transferência de calor da água para a interface.

Parte deste calor é transferida como calor sensível da interface para a corrente de ar. Essa taxa é representada pela Equação 4.2.

$$dq_{sensível} = k_i \cdot a \cdot dz \cdot (T_{Gi} - T_G) \quad (4.2)$$

onde k_i é o coeficiente de transferência de calor da interface para a corrente de ar.

Assume-se que a interface líquido-gás está saturada com vapor d'água a uma temperatura T_{Gi} e que possui uma umidade absoluta Y_{Gi} . A resistência à transferência de massa da água para a interface é considerada desprezível e a transferência de massa de vapor do filme para o ar é:

$$dm = k_G \cdot a \cdot dz \cdot (Y_{Gi} - Y) \quad (4.3)$$

sendo k_G o coeficiente de transferência de massa da interface para a corrente de ar.

Considerando o calor latente de vaporização (ΔH_{vap}) sendo constante, a taxa de transferência de massa da Equação 4.3 é convertida em taxa de calor multiplicando-a por ΔH_{vap} :

$$\Delta H_{vap} \cdot dm = dq_{latente} = \Delta H_{vap} \cdot k_G \cdot a \cdot dz \cdot (Y_{Gi} - Y) \quad (4.4)$$

4.1.2. Balanço de massa e de energia

Em estado estacionário, a taxa de massa deixando a água por evaporação é igual à taxa de umidade recebida pelo ar:

$$dm = G \cdot dY \quad (4.5)$$

E o calor cedido pela água é igual ao calor recebido pelo ar. Ignorando a redução da vazão de água devido à evaporação:

$$G \cdot dH = c_{p,L} \cdot L \cdot dT \quad (4.6)$$

A entalpia do ar úmido é definida segundo a Equação 3.14 já apresentada:

$$H_m = c_{p,a} \cdot (T_G - T_0) + [c_{p,v} \cdot (T_G - T_0) + \Delta H_{vap}] \cdot Y_G \quad (3.14)$$

Sendo Y_G e T_G variáveis:

$$dH_m = c_{p,a} \cdot dT + [c_{p,v} \cdot (T_G - T_0) + \Delta H_{vap}] \cdot dY + Y_G \cdot c_{p,v} \cdot dT$$

Rearranjando a equação:

$$dH_m = (c_{p,a} + Y_G \cdot c_{p,v}) \cdot dT + [c_{p,v} \cdot (T_G - T_0) + \Delta H_{vap}] \cdot dY$$

E sendo o calor úmido definido pela Equação 3.11:

$$c_{p,m} = c_{p,a} + Y_G \cdot c_{p,v} \quad (3.11)$$

Resulta a Equação 4.7:

$$dH_m = c_{p,m} \cdot dT + [c_{p,v} \cdot (T_G - T_0) + \Delta H_{vap}] \cdot dY \quad (4.7)$$

Nesta Equação 4.7, o primeiro termo representa o calor sensível e o segundo, o calor latente a ser transferido.

Combinando-se as Equações 4.6 e 4.7, obtém-se a Equação 4.8:

$$c_{p,L} \cdot L \cdot dT = G \cdot c_{p,m} \cdot dT + [c_{p,v} \cdot (T_G - T_0) + \Delta H_{vap}] \cdot G \cdot dY \quad (4.8)$$

4.1.3. Equação fundamental da torre de resfriamento

A relação $dq_{sensível} = G \cdot c_{p,m} \cdot dT$ é substituída na Equação 4.2:

$$dq_{sensível} = k_i \cdot a \cdot dz \cdot (T_{Gi} - T_G) = G \cdot c_{p,m} \cdot dT \quad (4.9)$$

E a relação de transferência de massa $dm = G \cdot dY$ é substituída na Equação 4.3:

$$dm = k_G \cdot a \cdot dz \cdot (Y_{Gi} - Y) = G \cdot dY \quad (4.10)$$

Pela relação de Lewis, tem-se uma razão entre os coeficientes de transferência de calor e de massa, dada pela Equação 4.11. Esta razão é diferente de um para outro sistema de gases e vapores, mas é próxima da unidade para o ar úmido.

$$\frac{k_i}{k_G \cdot c_{p,m}} \cong 1 \quad (4.11)$$

Esta relação fornece uma combinação dos processos de transferência de calor e de massa, fazendo com que, para isso, os coeficientes destes processos de transferência sejam também combinados em um único coeficiente.

Substituindo $k_i = k_G \cdot c_{p,m}$ na Equação 4.9 é obtida a Equação 4.12:

$$dq_{sensível} = k_G \cdot c_{p,m} \cdot a \cdot dz \cdot (T_{Gi} - T_G) = G \cdot c_{p,m} \cdot dT \quad (4.12)$$

E substituindo as Equações 4.12 e 4.10 na Equação 4.8:

$$c_{p,L} \cdot L \cdot dT = k_G \cdot c_{p,m} \cdot a \cdot dz \cdot (T_{Gi} - T_G) + [c_{p,v} \cdot (T_G - T_0) + \Delta H_{vap}] \cdot k_G \cdot a \cdot dz \cdot (Y_{Gi} - Y)$$

E rearranjando essa equação:

$$c_{p,L} \cdot L \cdot dT = k_G \cdot a \cdot dz \cdot \{c_{p,m} \cdot (T_{Gi} - T_G) + [c_{p,v} \cdot (T_G - T_0) + \Delta H_{vap}] \cdot (Y_{Gi} - Y)\} \quad (4.13)$$

Da equação da entalpia para o ar úmido:

$$H_m = c_{p,a} \cdot (T_G - T_0) + Y \cdot [\Delta H_{vap} + c_{p,v} \cdot (T_G - T_0)] \quad (4.7)$$

Rearranjando sua estrutura para a determinação da entalpia da corrente de ar:

$$H = c_{p,a} \cdot T_G - c_{p,a} \cdot T_0 + Y \cdot \Delta H_{vap} + Y \cdot c_{p,v} \cdot T_G - Y \cdot c_{p,v} \cdot T_0$$

$$H = c_{p,a} \cdot T_G + Y \cdot c_{p,v} \cdot T_G - c_{p,a} \cdot T_0 + Y \cdot (\Delta H_{vap} - c_{p,v} \cdot T_0)$$

E como $c_{p,m} = c_{p,a} + Y \cdot c_{p,v}$, fica:

$$H = c_{p,m} \cdot T_G - c_{p,a} \cdot T_0 + Y \cdot (\Delta H_{vap} - c_{p,v} \cdot T_0) \quad (4.14)$$

De forma similar, tem-se a entalpia da interface:

$$H_{Gi} = c_{p,m} \cdot T_{Gi} - c_{p,a} \cdot T_0 + Y_{Gi} \cdot (\Delta H_{vap} - c_{p,v} \cdot T_0) \quad (4.15)$$

Isolando T_G e T_{Gi} nas Equações 4.14 e 4.15, substituindo na Equação 4.13 e rearranjando:

$$c_{p,L} \cdot L \cdot dT = k_G \cdot a \cdot dz \cdot [(H_{Gi} - H_G) + c_{p,v} \cdot T_G \cdot (Y_{Gi} - Y)] \quad (4.16)$$

O segundo termo da direita é muito pequeno, podendo ser considerado desprezível quando comparado com o outro, assim:

$$c_{p,L} \cdot L \cdot dT = k_G \cdot a \cdot dz \cdot (H_{Gi} - H_G) = G \cdot dH \quad (4.17)$$

Esta última equação relaciona as características da corrente de ar com as do filme interfacial. Pelo fato das condições da interface serem difíceis de serem determinadas, assume-se que $T_{Gi} \cong T_L$.

Assim, integrando a Equação 4.17, obtém-se a Equação 4.18 ou Equação de Merkel:

$$\frac{k_G \cdot a \cdot z}{c_{p,L} \cdot L} = \int_{T_{L,sai}}^{T_{L,entra}} \frac{dT}{(H_{Gi} - H_G)} \quad (4.18)$$

O termo apresentado no lado direito da Equação 4.18 é função apenas das propriedades do ar e da água e, portanto, independe das dimensões da torre.

Utilizando-se as características do ar, já que a carga térmica cedida pela água é igual àquela recebida pelo ar, tem-se que a Equação 4.18 pode ser reescrita ainda no formato da Equação 4.19:

$$\frac{k_G \cdot a \cdot z}{G} = \int_{H_{G,entra}}^{H_{G,sai}} \frac{dH}{(H_{Gi} - H_G)} \quad (4.19)$$

Uma vez que a temperatura da água T não é uma função simples da entalpia, é mais conveniente que essa integral seja resolvida gráfica ou numericamente (KERN, 1989). Matematicamente, essa integral pode ser resolvida pelo método numérico de Chebyshev (PERRY, 2008). Este método é apresentado mais adiante na modelagem feita para uma torre de resfriamento contracorrente. Gráficamente, ela é resolvida plotando-se as curvas de saturação do ar e de operação da torre em um gráfico da entalpia do ar contra a temperatura da água na torre. Por ele são obtidas relações entre o ar e a água e o potencial motriz existente em uma torre contracorrente. A integral da equação de Merkel corresponde à área entre essas curvas. Na Figura 4.2 é feita uma representação gráfica destas relações.

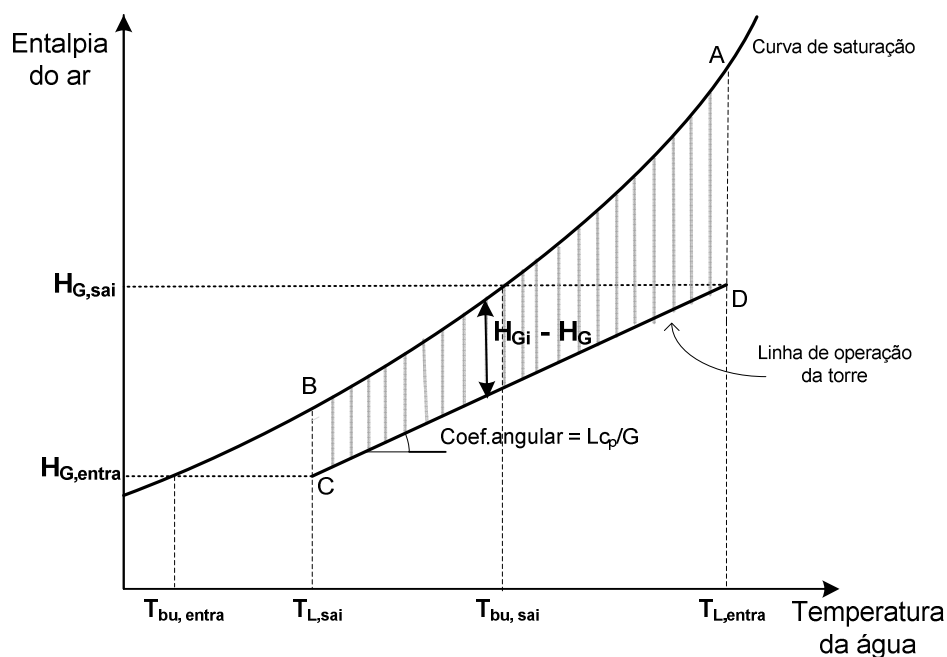


Figura 4.2: Representação gráfica da integral de Merkel

As coordenadas do gráfico referem-se diretamente à entalpia e temperatura de qualquer ponto sobre a linha de operação da água, mas referem-se somente à entalpia de um determinado ponto sobre a linha de operação do ar.

Neste gráfico, a linha **AB** corresponde à linha de operação da água (condição encontrada na interface líquido-gás), sendo fixada pelas temperaturas de entrada e saída da água e suas correspondentes entalpias de saturação. Abaixo dela, a linha **CD** representa a curva de operação da torre, sendo que seu comprimento dá a faixa de resfriamento. Os pontos extremos desta linha representam as condições na entrada (ponto **D**) e na saída da torre (ponto **C**). O ponto **A** na curva de saturação corresponde à situação do filme interfacial que se encontra ao redor das gotículas de água que entram na torre e é assumido como estando saturado com vapor nesta temperatura de entrada da água. Conforme a água vai sendo resfriada até sua temperatura de saída da torre, a entalpia do filme interfacial segue a curva de saturação até o ponto **B**. A temperatura de bulbo úmido correspondente a qualquer ponto sobre a linha **CD** pode ser obtida projetando-se o ponto horizontalmente na curva de saturação do ar (abscissa) e em seguida verticalmente na coordenada de temperatura

(ordenada). Para as condições de entrada de ar na torre, a temperatura de bulbo úmido é mostrada no gráfico.

As linhas verticais entre as duas curvas, dadas pela diferença entre as entalpias na interface e no seio do ar ($H_{Gi} - H_G$), representam a força motriz deste processo. A distância vertical **BC** corresponde à força motriz na base da torre. O calor removido da água é adicionado à corrente de ar, fazendo com que sua entalpia aumente seguindo a linha **CD**, tendo uma inclinação de LC_p/G e terminando em um ponto verticalmente abaixo de **A**. A área **ABCD**, resultante da soma destas infinitas forças motrizes, representa a integral da Equação 4.18. Este valor irá variar dependendo do valor do coeficiente angular da linha **CD**. Para uma torre contracorrente, as condições das correntes de ar e de água são constantes ao longo de uma determinada seção horizontal.

É importante ressaltar ainda que as linhas de ligação entre a linha de operação da água e a de operação do ar só são verticais quando se considera desprezível a resistência oferecida pelo processo à transferência de calor do líquido para a interface quando comparada com a resistência a essa transferência da interface para o gás.

Esta hipótese foi assumida por Merkel em sua dedução e, por isso, sua integral corresponde à área representada no gráfico da Figura 4.2. Devido à consideração feita, o potencial obtido neste caso será um pouco diferente do real.

Quando a resistência à transferência de calor da parte líquida não for desprezível, estas retas verticais irão sofrer uma inclinação igual a $-k_L/k_G$. Assim, uma linha com esta inclinação é desenhada a partir de cada um dos pontos terminais da linha de operação do ar, e o potencial será a área incluída entre a linha de operação da água, a de operação do ar e as duas linhas com inclinação negativa. A Figura 4.3 apresenta o gráfico com as linhas inclinadas.

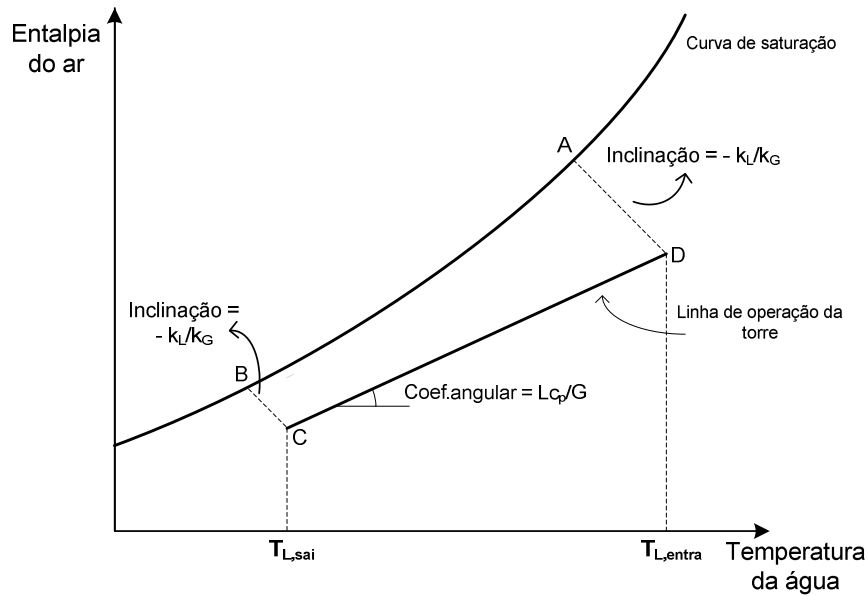


Figura 4.3: Representação gráfica da integral quando o coeficiente de transferência de calor do líquido para a interface não é desprezível

A análise da performance de torres de resfriamento pode ser feita ainda pela sua eficiência térmica, dada pela Equação 4.20 (FACÃO E OLIVEIRA, 2004):

$$E_{torre} = \frac{T_{L,entra} - T_{L,sai}}{T_{L,entra} - T_{bu}} \quad (4.20)$$

O desempenho de uma torre de resfriamento varia, entre outros fatores, conforme as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar e sua umidade, ou seja, com o clima. No inverno, por exemplo, a temperatura do ar diminui e, em consequência, a temperatura da saída da água também, se mantida a carga térmica do processo. No verão, ao contrário, a temperatura do ar aumenta levando a um aumento da temperatura de saída da água. Problemas como esses podem ser compensados por meio da variação da vazão de água no sistema (CORTINOVIS E SONG, 2005).

4.2. Modelagem de uma torre de resfriamento contracorrente

A modelagem apresentada foi feita para possibilitar um estudo mais completo de torres de resfriamento contracorrente, permitindo que estas sejam avaliadas teoricamente quando submetidas a diferentes condições. Ela foi feita também com o intuito de realizar os cálculos para determinação do coeficiente característico do recheio, $k_G \cdot a$, a partir de dados experimentais.

4.2.1. Cálculo da altura da torre de resfriamento

A modelagem foi feita para a obtenção da altura de uma torre de resfriamento, partindo-se das condições de vazão e de temperatura da água e do ar na entrada da torre, para uma determinada temperatura de saída da água. O calor específico da água foi considerado constante.

Para a modelagem dos processos que ocorrem no interior da torre de resfriamento foi utilizada como base a equação de Merkel (Equação 4.18):

$$\frac{k_G \cdot a \cdot z}{L \cdot c_{p,L}} = \int_{T_{L,sai}}^{T_{L,entra}} \frac{dT}{(H_{Gi} - H_G)} \quad (4.18)$$

Pelo método numérico de Chebyshev para o cálculo da integral presente na Equação de Merkel, a área ABCD da Figura 4.2 é dividida em uma série de pequenas áreas correspondentes a sucessivos incrementos de temperatura. A Equação 4.21 apresenta como fica a resolução da integral por este método.

$$\int_{T_{L,sai}}^{T_{L,entra}} \frac{dT}{(H_{Gi} - H_G)} = \left(\frac{T_{L,entra} - T_{L,sai}}{4} \right) \times \left(\frac{1}{\Delta H_1} + \frac{1}{\Delta H_2} + \frac{1}{\Delta H_3} + \frac{1}{\Delta H_4} \right) \quad (4.21)$$

Sendo:

$$\Delta H_1 = H_G^{sat}(T_1) - H_{G,1}(T_1)$$

$$\Delta H_2 = H_G^{sat}(T_2) - H_{G,2}(T_2)$$

$$\Delta H_3 = H_G^{sat}(T_3) - H_{G,3}(T_3)$$

$$\Delta H_4 = H_G^{sat}(T_4) - H_{G,4}(T_4)$$

$$H_{G,1} = H_{G,entra} + 0,1 \cdot \Delta H_G$$

$$H_{G,2} = H_{G,entra} + 0,4 \cdot \Delta H_G$$

$$H_{G,3} = H_{G,entra} + 0,6 \cdot \Delta H_G$$

$$H_{G,4} = H_{G,entra} + 0,9 \cdot \Delta H_G$$

onde

$$\Delta H_G = H_{G,sai} - H_{G,entra}$$

E do mesmo modo para a temperatura:

$$T_1 = T_{L,1} = H_{L,sai} + 0,1 \cdot \Delta T_L$$

$$T_2 = T_{L,2} = H_{L,sai} + 0,4 \cdot \Delta T_L$$

$$T_3 = T_{L,3} = H_{L,sai} + 0,6 \cdot \Delta T_L$$

$$T_4 = T_{L,4} = H_{L,sai} + 0,9 \cdot \Delta T_L$$

onde

$$\Delta T_L = T_{L,entra} - T_{L,sai}$$

- Cálculo da curva de saturação do ar:

Na modelagem, inicialmente foram calculadas as entalpias de saturação do ar (sendo a condição de saturação representada por uma mistura de ar e vapor d'água) para uma faixa de temperatura. Para isso, utilizou-se o conceito de entalpia de uma mistura, apresentado na Equação 3.12, para valores de temperatura do ar seco na faixa determinada:

$$H_m(T_G) = H_a + H_v \cdot Y \quad (3.12)$$

Considerando-se como temperatura de referência $T_0 = 0^\circ\text{C}$, as entalpias do ar seco e da água líquida na temperatura de referência sendo iguais a zero e o c_p do sistema ar-água constante, a Equação 3.12 fica:

$$H_m(T_G) = c_{p,a} \cdot \Delta T_G + [c_{p,v} \cdot \Delta T_G + \Delta H_{vap}(T_0)] \cdot Y \quad (4.22)$$

A entalpia de saturação do gás é, portanto, igual à entalpia na umidade de saturação a uma determinada temperatura:

$$H_G^{sat} = f(Y^{sat}) \quad (4.23)$$

A umidade de saturação é calculada pela Equação 3.9 já apresentada:

$$Y^{sat} = 0,62198 \cdot \frac{p_v^{sat}}{(P - p_v^{sat})} \quad (3.9)$$

O valor de 0,62198 refere-se à relação aproximada dos pesos moleculares dos componentes da mistura gasosa, para o caso, água e ar.

A pressão de vapor de saturação presente na Equação 3.9 foi determinada por Antoine (Equação 3.3).

$$\ln p_v^{sat}(T) = C_0 - \frac{C_1}{(T - C_2)} \quad (3.3)$$

Para a água, as constantes da equação de Antoine são obtidas de Perry (2008) e valem:

$$C_0 = 23,1963$$

$$C_1 = 3816,44$$

$$C_2 = 46,13 \text{ K}$$

Onde p_v^{sat} - pressão de vapor de saturação (Pa)

T - temperatura (K)

Com os valores da pressão de vapor de saturação calculados pela Equação 3.3, podem ser determinadas as umidades de saturação pela Equação 3.9. De posse dessas umidades, é possível calcular, para determinada faixa de temperatura, as entalpias de saturação correspondentes utilizando para isso a Equação 4.23.

Para melhor visualização, estes valores de entalpia de saturação para cada temperatura são plotados em um gráfico da entalpia do gás (H_G) pela temperatura do líquido (T_L).

- Cálculo da curva de operação da torre:

A curva que representa a operação da torre foi feita considerando os pontos ($T_{L,sai}, H_{G,entra}$) e ($T_{L,entra}, H_{G,sai}$) que representam, respectivamente, fundo e topo da torre. A entalpia do ar que entra na torre é determinada pela Equação 4.22, sendo a temperatura e a umidade do gás considerados na entrada da torre, conforme a Equação 4.24:

$$H_{G,entra} = f(T_{G,entra}, Y_{G,entra}) \quad (4.24)$$

Já a entalpia do ar que sai da torre é calculada como sendo a entalpia do ar que entra na torre acrescida da carga térmica obtida da corrente de água que é resfriada, como mostrado pela Equação 4.25:

$$H_{G,sai} = H_{G,entra} + q_L \quad (4.25)$$

Onde a carga térmica é dada segundo a Equação 4.26.

$$q_L = \frac{L}{G} \cdot c_{p,L} \cdot \Delta T_L \quad (4.26)$$

Substituindo a Equação 4.26 na Equação 4.25, a expressão para a entalpia do ar que sai da torre fica:

$$H_{G,sai} = H_{G,entra} + c_{p,L} \cdot \frac{L}{G} \cdot (T_{L,entra} - T_{L,sai}) \quad (4.27)$$

Esta curva de operação da torre é plotada no mesmo gráfico da curva da entalpia de saturação, facilitando análises e comparações. Com estas duas curvas, é possível obter todos os termos da Equação 4.21 e, conseqüentemente, o valor da integral. A altura da torre é então obtida isolando-se o seu termo na equação de Merkel e substituindo-se os outros termos por seus valores correspondentes.

É importante destacar que especial atenção deve ser dada quanto ao valor do coeficiente característico $k_G \cdot a$. Como já mencionado, este coeficiente é específico para cada tipo de recheio e varia com as condições de operação da torre, fatores que podem dificultar um pouco a determinação de seu valor. Por causa disto, dados experimentais são ajustados utilizando correlações empíricas que mostram como este coeficiente varia com as vazões de água e de ar. Sua representação mais freqüente é a apresentada na Equação 4.28.

$$k_G \cdot a = C \times L^m \times G^n \quad (4.28)$$

Os valores das constantes da Equação 4.28 variam para os diferentes tipos de recheios e foram medidos por diversos pesquisadores. Coulson (1999) cita como exemplo o trabalho de Thomas e Houston (1959) pelo qual, para um recheio formado por ripas de madeira, o valor de C é de 2,95, o de m é 0,26 e de n 0,72.

4.2.2. Determinação da temperatura de saída da água da torre de resfriamento

Esta parte da modelagem foi feita para se determinar a temperatura com a qual a água sai da torre de resfriamento para dadas altura de torre e condições de entrada do ar e da água. Os principais interesses em se estimar esta temperatura estão em saber se, para determinadas condições, a torre está funcionando corretamente ou como será a resposta dada por ela, em termos desta temperatura de saída da água, quando são feitas mudanças em seus parâmetros de entrada.

Para o cálculo da temperatura de saída da água foi feita uma programação em VBA no Excel. Esta programação faz uso da modelagem da torre de resfriamento contracorrente para seus cálculos.

Tendo-se a altura da torre, a temperatura de saída da água pode ser determinada partindo-se do conceito de que, para a maior temperatura possível de saída da água (igual à temperatura com a qual a água entra) ($T_{L,sai,max}$), tem-se a menor altura possível de torre (Z_{min}) e de que, ao contrário, para a menor temperatura possível de saída da água (igual à temperatura de bulbo úmido) ($T_{L,sai,min}$), tem-se a máxima altura de torre (Z_{max}). Na primeira situação, não há transferência de energia entre as correntes, uma vez que a temperatura de entrada da água é igual à de saída, e a carga térmica trocada será, portanto, igual à zero. Para este caso, é como se não houvesse uma torre para o resfriamento, sendo sua altura mínima e também igual à zero. Na segunda situação, a carga térmica trocada pelas correntes deve ser máxima para que a temperatura de saída seja igual à de bulbo úmido, o que exigiria uma altura da torre muito grande.

O cálculo desta temperatura é feito pelo método da bissecção. Por ele, deve-se, inicialmente, definir os limites do intervalo ($T_{L,sai,max}$ e $T_{L,sai,min}$) no qual está o valor de temperatura procurado. A temperatura procurada é obtida como sendo o valor médio dos limites. A seguir, através da modelagem da torre de resfriamento e com o valor de temperatura de saída calculado, é determinada a altura de torre necessária para isto. Este valor é então comparado com o valor de altura inicialmente definido. Se o erro entre eles for menor do que um valor estipulado como tolerável, tem-se que a temperatura de saída da água é igual à calculada. Caso o erro seja maior, uma nova definição de intervalos é feita pelo programa, de acordo com o próprio valor do erro, e os cálculos se repetem. De modo

iterativo, este intervalo de temperaturas vai sendo progressivamente restringido até que se tenha uma diferença entre a altura desejada e a calculada pelo programa menor do que aquela considerada tolerável.

4.3. Exemplos ilustrativos da metodologia

Como ilustração da metodologia de cálculo apresentada e verificação dos resultados fornecidos pela modelagem da torre de resfriamento, são apresentados dois exemplos ilustrativos feitos com dados retirados da literatura e posterior comparação entre as respostas obtidas.

O primeiro exemplo feito foi retirado de Kern (1987), sendo por ele fornecidos os valores da temperatura de entrada do ar e da água, a temperatura de saída da água, a temperatura de bulbo úmido, as vazões das correntes e o valor do parâmetro característico do recheio. Estas condições estão apresentadas na Tabela 4.1. A pressão utilizada foi a pressão média ao nível do mar. Valores dos calores específicos e de entalpia foram obtidos da literatura (PERRY, 2008) e são apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.1: Condições das correntes de ar e água para os cálculos da torre de resfriamento (primeiro exemplo)

AR		ÁGUA	
G:	1,900 kg/s.m ²	L:	1,767 kg/s.m ²
T _{G,entra} :	29,45°C	T _{L,entra} :	48,89 °C
T _{G,bu} :	23,89°C	T _{L,sai} :	29,45 °C
P _{amb} :	760 mmHg		

Tabela 4.2: Valores dos calores específicos, da entalpia de vaporização e do parâmetro característico do recheio (primeiro exemplo)

Características do sistema:	
$c_{p,G} :$	1,006 kJ/kg. °C
$c_{p,v} :$	1,840 kJ/kg. °C
$c_{p,L} :$	4,18 kJ/kg. °C
$\Delta H_{vap} :$	2501,4 kJ/kg
Característica do recheio:	
$k_G.a :$	0,5122 kg/s.m ³

Como para os cálculos da modelagem é necessário saber a umidade absoluta com a qual o ar entra na torre, esta pode ser determinada utilizando-se uma carta psicrométrica (pelos valores fornecidos das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar encontra-se o correspondente valor de umidade) ou ainda, segundo *ASHRAE Handbook* (2005), mediante um cálculo direto como descrito na Equação 4.29.

$$Y = \frac{(2501 - 2,326 \times T_{bu}) \times Y^{sat}(T_{bu}) - 1,006 \times (T_{bs} - T_{bu})}{2501 + 1,86 \times T_{bs} - 4,186 \times T_{nu}} \quad (4.29)$$

onde as temperaturas devem ser dadas em °C.

Assim, com as condições de entrada da água e do ar na torre, estas foram inseridas no programa e calculando-se então a altura de torre necessária para o resfriamento requerido.

Os valores calculados de pressão de vapor de saturação, umidade absoluta de saturação e entalpia de saturação do ar de acordo com a temperatura estão apresentados na Tabela 4.3 e foram determinados conforme as Equações 3.3, 3.9 e 4.22, respectivamente.

Tabela 4.3: Valores de pressão, umidade e entalpia de saturação do ar calculados pela modelagem apresentada para determinada faixa de temperatura

T (°C)	P_v^{sat} (mmHg)	Y^{sat} (kg água/kg ar seco)	H_{G sat} (kJ/kg)
20	17,47	0,015	57,27
22	19,76	0,017	64,34
24	22,31	0,019	72,02
26	25,14	0,021	80,39
28	28,27	0,024	89,51
30	31,74	0,027	99,48
32	35,57	0,031	110,38
34	39,80	0,034	122,32
36	44,45	0,039	135,42
38	49,57	0,043	149,81
40	55,19	0,049	165,64
42	61,35	0,055	183,09
44	68,10	0,061	202,33
46	75,47	0,069	223,60
48	83,52	0,077	247,14
50	92,30	0,086	273,25

Os resultados obtidos para a entalpia de entrada e de saída do ar, assim como a carga térmica fornecida pela água ao ar, são apresentados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4: Valores calculados da entalpia de entrada e de saída do ar e da carga térmica fornecida pela água ao ar (primeiro exemplo)

H_{G,entra} :	71,153 kJ/kg
H_{G,sai} :	146,742 kJ/kg
q_{água} :	75,59 kJ/kg

Com os resultados apresentados nas Tabelas 4.3 e 4.4 e fazendo-se interpolações quando necessário, pela resolução da Equação 4.21, encontrou-se um valor de 0,4197 para a

integral apresentada. Substituindo-se este valor na equação de Merkel, foi obtida uma altura de torre (z) de 6,05 m para as condições especificadas. A altura determinada em Kern (1987) foi de 5,87 m, apresentando, assim, uma diferença de 3,06% entre as alturas, mostrando que a metodologia apresentada e a modelagem feita resultam em um valor de altura próximo ao da literatura, podendo ser considerada uma modelagem válida para outros cálculos.

As curvas referentes aos valores calculados contendo a linha da entalpia de saturação do ar e a linha de operação da torre estão apresentadas na Figura 4.4.

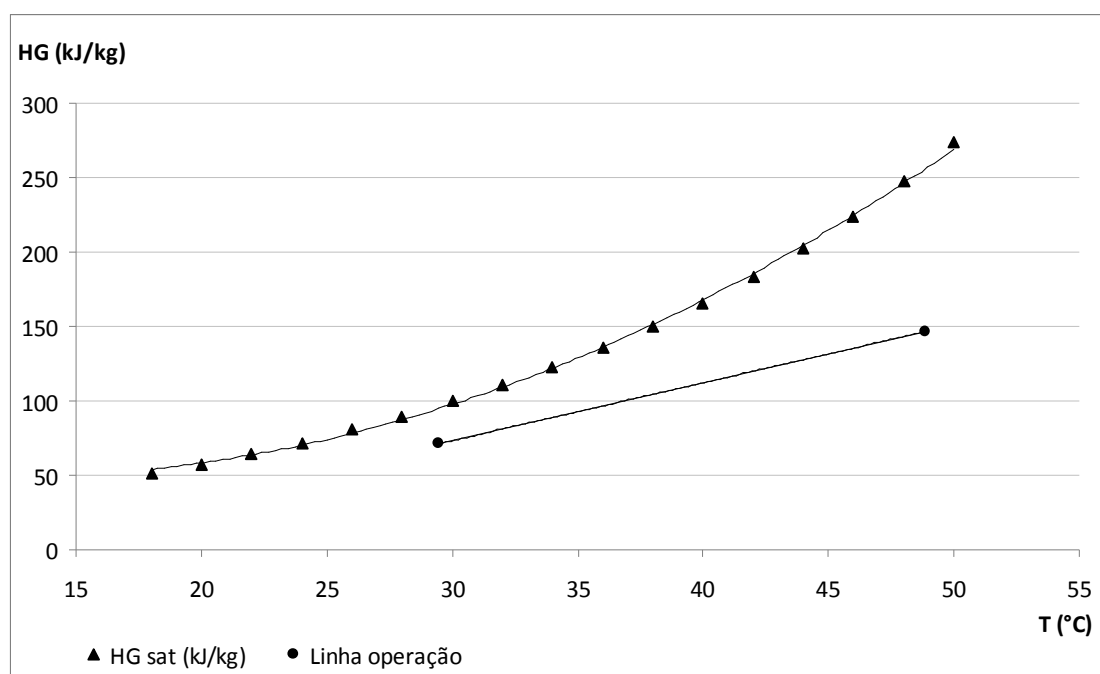


Figura 4.4: Curvas da entalpia de saturação do ar e da entalpia do ar na operação da torre de acordo com a temperatura

Para verificação da metodologia e dos cálculos realizados na modelagem referentes à determinação da temperatura de saída da água para dada altura de torre de resfriamento e condições de entrada do ar e da água, utilizou-se o mesmo exemplo apresentado, retirado de Kern (1987). Entretanto, a altura de 5,87 m da torre foi inserida como dado inicial juntamente com as condições de entrada das correntes de ar e água apresentadas na Tabela

4.1. Os parâmetros característicos do sistema e do recheio foram mantidos de acordo com a Tabela 4.2.

Foi solicitado então ao programa que, a partir destes dados, calculasse a temperatura de saída da água. A resposta obtida foi de 29,6 °C, valor muito próximo aos 29,45 °C fornecidos pelo exemplo, mostrando que esta etapa da modelagem também fornece uma resposta satisfatória por meio dos cálculos realizados.

O segundo exemplo apresentado a seguir foi retirado de Coulson (1999). Por este exemplo são fornecidos os seguintes parâmetros que descrevem as condições das correntes que entram na torre: temperatura de entrada do ar e da água, temperatura de saída da água, umidade relativa do ar, vazões das duas correntes e valor do parâmetro característico do recheio. Os valores destes parâmetros estão apresentados na Tabela 4.5. A pressão utilizada foi a pressão média ao nível do mar.

Tabela 4.5: Condições das correntes de ar e água para os cálculos da torre de resfriamento (segundo exemplo)

AR		ÁGUA	
G:	0,817 kg/s.m ²	L:	0,260 kg/s.m ²
T _{G,entra} :	20,0 °C	T _{L,entra} :	55,0 °C
UR:	20%	T _{L,sai} :	20,0 °C
P _{amb} :	760 mmHg		

Os valores dos calores específicos e da entalpia de vaporização também foram fornecidos no exemplo e são apresentados na Tabela 4.6.

Tabela 4.6: Valores dos calores específicos, da entalpia de vaporização e do parâmetro característico do recheio (segundo exemplo)

Características do sistema:	
$c_{p,G} :$	1,003 kJ/kg. °C
$c_{p,v} :$	2,006 kJ/kg. °C
$c_{p,L} :$	4,18 kJ/kg. °C
$\Delta H_{vap} :$	2495,0 kJ/kg
Característica do recheio:	
$k_G.a :$	0,2412 kg/s.m ³

A umidade absoluta com a qual o ar entra na torre é determinada, utilizando-se uma carta psicrométrica, através dos valores de umidade relativa e temperatura de bulbo seco. O valor encontrado foi de aproximadamente 0,003 kg/kg_{ar seco}.

Os valores dos parâmetros apresentados foram inseridos no programa e a altura da torre referente a eles foi calculada. Os resultados obtidos para a entalpia de entrada e de saída do ar e para a carga térmica fornecida pela água ao ar são apresentados na Tabela 4.7.

Tabela 4.7: Valores calculados da entalpia de entrada e de saída do ar e da carga térmica fornecida pela água ao ar (segundo exemplo)

$H_{G,entra} :$	27,67 kJ/kg
$H_{G,sai} :$	74,23 kJ/kg
$q_{água} :$	46,56 kJ/kg

A resolução da integral da Equação 4.21 forneceu um valor de 0,4607 que, substituído na equação de Merkel, apresentou uma altura de torre (z) de 2,08 m para as condições especificadas. A altura determinada por Coulson (1999) foi de 2,20 m, resultando em uma diferença de 5,45% entre as alturas, mostrando mais uma vez que o valor da altura conseguida pela modelagem foi próximo daquele fornecido pela literatura, comprovando novamente a validade dos cálculos realizados.

Por fim, para nova verificação da metodologia e dos cálculos realizados na modelagem para determinação da temperatura de saída da água, foram utilizados os dados de altura de torre e condições de entrada do ar e da água fornecidas neste segundo exemplo. Para uma altura de torre de 2,20 m e os dados de entrada apresentados na Tabela 4.5, determinou-se que a temperatura de saída da água é de 19,4 °C, valor muito próximo aos 20,0 °C fornecidos no exemplo, confirmando mais uma vez que esta etapa da modelagem também fornece uma resposta satisfatória para os cálculos realizados.

4.4. Conclusões parciais

Neste capítulo foi apresentada a teoria geral desenvolvida por Merkel sobre o processo de transferência de calor em torres de resfriamento, com suas suposições e aproximações. Por esta teoria, a força motriz do processo de resfriamento é a diferença de potencial entálpico. Foi deduzida também a equação de Merkel referente a este processo e foram apresentadas maneiras de resolvê-la. Por fim, foi feita uma modelagem de uma torre de resfriamento contracorrente para ser utilizada em análises posteriores. A seguir são apresentados o projeto e a montagem dos subsistemas estudados neste trabalho.

Capítulo 5 – Projeto e montagem do equipamento

5.1. Projeto inicial

O projeto inicial previa a construção e operação de um sistema de resfriamento, em escala de planta piloto, para o estudo do desempenho de uma torre de resfriamento do tipo contracorrente e para uso posterior no laboratório de ensino de Engenharia Química. Esse sistema consiste de dois subsistemas separados: um para resfriamento do processo principal (trocador de calor) e um para resfriamento da água utilizada no resfriamento do processo principal (torre de resfriamento). Os subsistemas foram montados de modo que fosse possível uma conexão entre eles formando um único sistema ou então seus funcionamentos de maneira independente.

Não foi possível colocar em funcionamento o subsistema trocador de calor em tempo hábil para seu uso nesse projeto, sendo utilizada, por isso, uma resistência elétrica acoplada ao subsistema torre de resfriamento para fazer a função daquele no aquecimento da água a ser resfriada.

5.1.1. Subsistema: Trocador de Calor

Este subsistema é composto por um tanque contendo água aquecida por uma resistência elétrica, um trocador de placas planas, uma bomba centrífuga Schneider BCR – 2000V 1/2CV, um rotâmetro, um sensor eletromagnético de vazão Incontrol VMS 012, um sensor de diferença de pressão comercializado por Novus série 692 e quatro sensores de temperatura Novus tipo termopar J. Faz parte dele ainda um painel com componentes de controle elétrico geral e da bomba e de aquisição e transmissão dos dados dos sensores.

A configuração deste subsistema está apresentada no esquema da Figura 5.1.

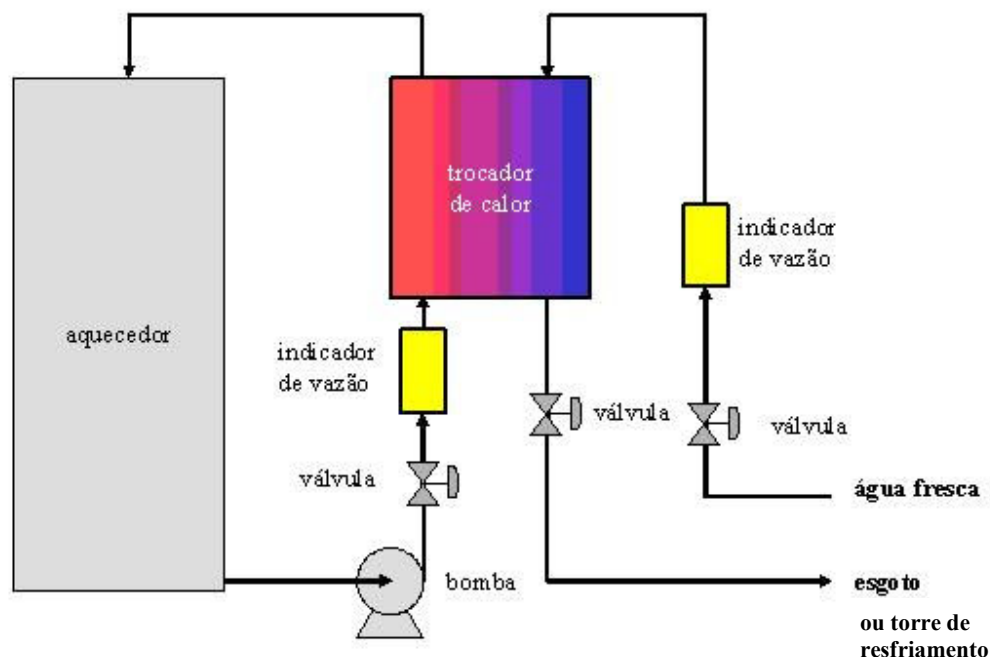


Figura 5.1: Configuração do subsistema trocador de calor

5.1.2. Subsistema: Torre de Resfriamento

Este subsistema é composto por uma torre de resfriamento do tipo contracorrente de tiragem induzida formada por quatro barriletes de PVC, sendo três com capacidade de 30 litros e um de 50 litros, um *aircooler* (radiador) Scarceli, uma bomba centrífuga Schneider BCR – 2000V 1/2CV, um exaustor Venti-Delta 1/4 HP, um sensor eletromagnético de vazão Incontrol VMS 012, dois sensores de temperatura Novus tipo termopar J, dois sensores de temperatura e umidade Novus RHT-DM e uma resistência elétrica de 20A. Há também um painel com componentes para o controle elétrico geral do sistema e de cada motor e para aquisição e transmissão de dados dos sensores.

A configuração deste subsistema está apresentada no esquema da Figura 5.2.

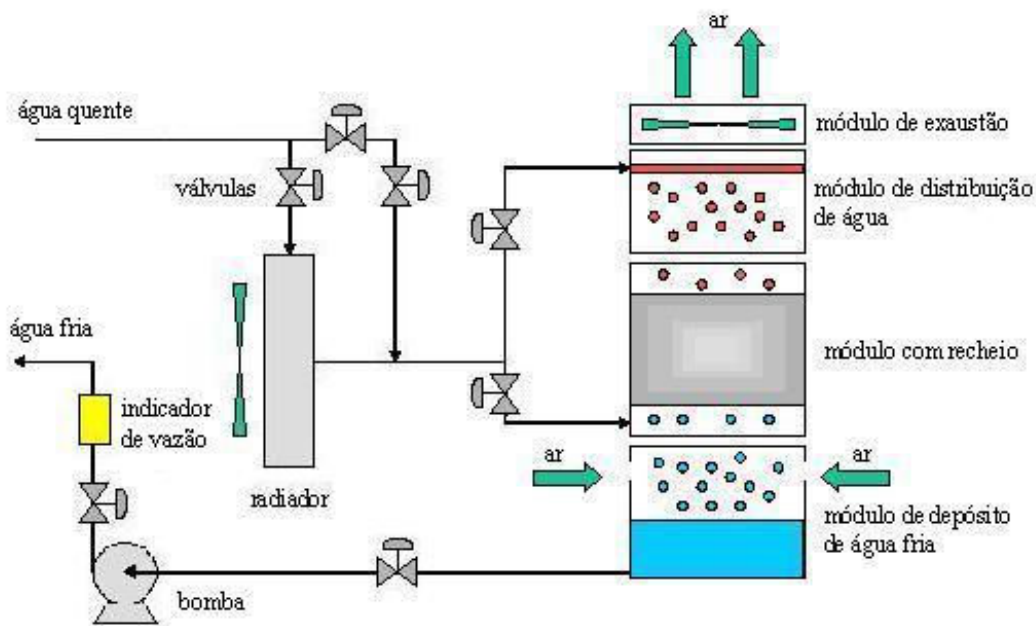


Figura 5.2: Configuração do subsistema torre de resfriamento

5.2. Montagem

Os detalhes da montagem e dos equipamentos para cada subsistema são apresentados a seguir.

5.2.1. Subsistema: Trocador de Calor

A instalação deste subsistema já existia e, como parte deste projeto, foi completamente reformulada para adequá-la aos novos objetivos de uso. A seguir são apresentadas as modificações efetuadas, com as devidas justificativas:

- Substituição do rotâmetro do fluido quente por um sensor eletromagnético de vazão, permitindo o acompanhamento da vazão da água quente pelo sistema de aquisição de dados;
- Configuração mais simples dos circuitos de água fria, permitindo a opção entre conectar o trocador ao sistema de água do laboratório ou à torre de resfriamento;

- Instalação de quatro sensores de temperaturas, tipo termopar J, com transmissores de temperatura padrão 4-20 mA, para leitura em sistema aquisição de dados;
- Instalação de uma célula de medição de pressão diferencial para acompanhamento da queda de pressão da água fria no trocador. O uso de um transmissor 4-20 mA permite a sua leitura pelo sistema de aquisição de dados;
- Instalação de uma nova bomba no circuito de água quente, uma vez que a bomba antes usada apresentava vazamentos devido à corrosão;
- Instalação de um painel de controle, com disjuntor e botoeira para ligar e desligar o sistema elétrico e a bomba, com fonte de alimentação 24 V para o *datalogger* e instrumentos.

Fotografias ilustrando o equipamento montado são mostradas nas Figuras 5.3, 5.4, 5.5 e 5.6.



Figura 5.3: Visão geral do subsistema trocador de calor, com instrumentação e painel de controle

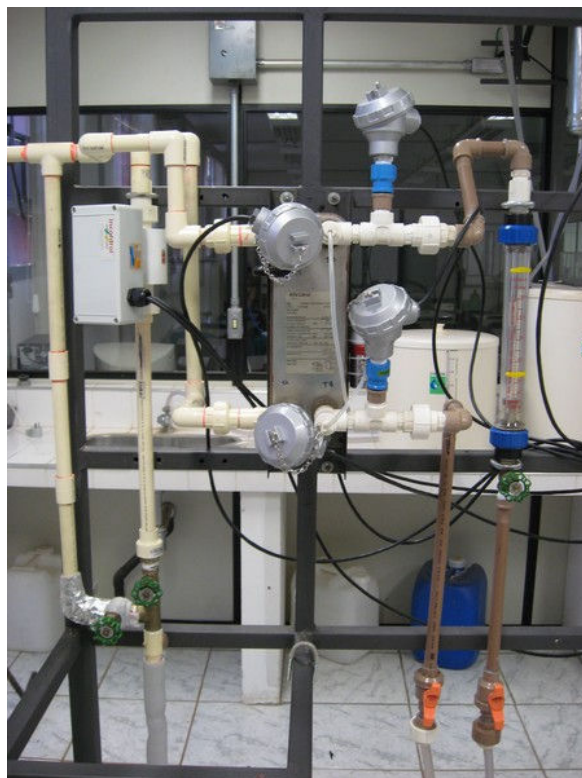


Figura 5.4: Trocador de calor com os quatro sensores/transmissores de temperatura, sensor de vazão da água quente e rotâmetro para água fria

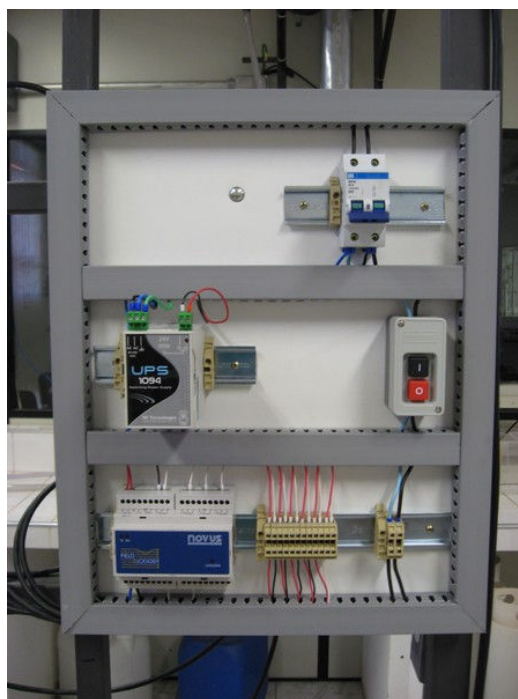


Figura 5.5: Painel de controle do trocador de calor



Figura 5.6: Célula de medida de diferença de pressão

5.2.2. Subsistema: Torre de Resfriamento

Este subsistema foi montado para os estudos deste projeto e uso no laboratório de graduação. Detalhamentos de sua construção com as devidas justificativas são apresentados a seguir:

- Montagem de uma torre de resfriamento, constituída de quatro módulos. Cada módulo é formado por um barrilete de PVC com uma finalidade específica:

- Módulo 1 (inferior): tanque de água fria, com capacidade para aproximadamente 30 litros de água. Contém um sensor de temperatura para identificar a temperatura de retorno da água de resfriamento;
- Módulo 2: contém o recheio para aumentar a eficiência do contato entre a água e o ar e os furos por onde o ar é aspirado. O recheio é constituído por uma tela de plástico cortada em pedaços e enrolada. Contém um sensor de temperatura e umidade do ar, cujas medidas são utilizadas para determinar as propriedades do ar alimentado à torre de resfriamento;
- Módulo 3: contém o distribuidor de água, constituído por um chuveiro de piscina (metálico, sem resistência de aquecimento);

- Módulo 4 (superior): contém o exaustor de ar, responsável pela aspiração do ar através do recheio e contato deste com a água de resfriamento. Neste módulo também é montado o sensor de temperatura e umidade do ar, utilizado para determinar as propriedades do ar úmido rejeitado pela torre de resfriamento;
- Bomba para escoamento da água de resfriamento, com válvulas de controle;
- Sensor eletromagnético de vazão que permite o acompanhamento da vazão pelo sistema de aquisição de dados;
- Montagem de um trocador de calor resfriado a ar (*air cooler*) como sistema auxiliar de resfriamento da água. Para isso foi instalado um condensador de sistemas industriais de refrigeração, constituído por um feixe de tubos aletados e dois ventiladores para forçar uma corrente de ar através do trocador;
- Configuração de um conjunto de válvulas para escolher o tipo de escoamento da água pelo sistema de resfriamento:
 - Somente torre de resfriamento
 - Somente *air-cooler*
 - *Air-cooler* seguido da torre de resfriamento
- Instalação de sensores para acompanhamento de variáveis do processo: temperaturas, vazão e umidade.
- Painel de controle para gerenciamento do funcionamento da torre de resfriamento:
 - Disjuntor para controle do fornecimento de energia elétrica ao sistema;
 - Botoeiras para ligar e desligar a bomba de água, os ventiladores do *air-cooler* e o exaustor da torre;
 - Fonte de alimentação 24V para o *datalogger* e os sensores;
 - Sistema de aquisição de dados (*datalogger*).

As Figuras 5.7, 5.8 e 5.9 apresentam fotos ilustrando a montagem do subsistema torre de resfriamento.



Figura 5.7: Vista geral do subsistema torre de resfriamento



a) Módulo com recheio



b) Recheio da torre



c) Módulo tanque



d) Distribuidor de água



e) Exaustor de ar

Figura 5.8: Detalhes do subsistema torre de resfriamento



a) Bomba de água e *air-cooler* com ventiladores



b) Sistemas de válvulas e sensor de temperatura



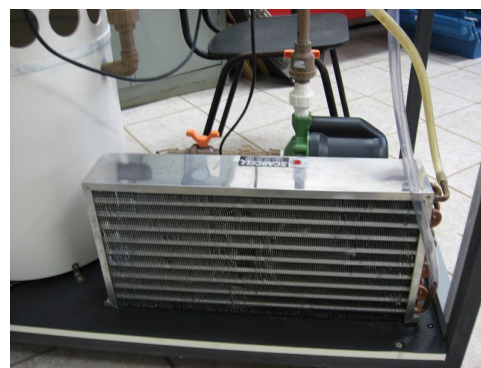
c) Sensor de temperatura e umidade de ar na entrada da torre



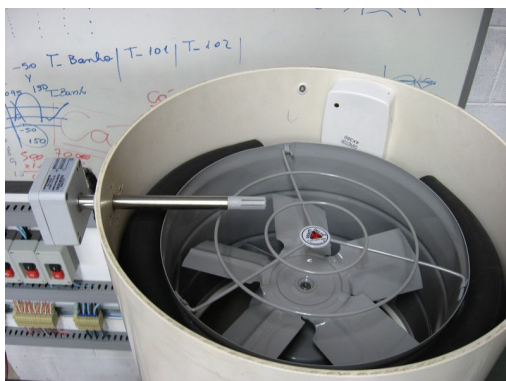
d) Sensor de temperatura e umidade de ar na saída da torre



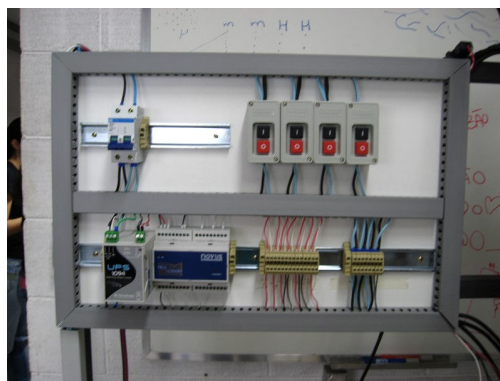
e) Ventiladores do *air-cooler*



f) Feixe de tubos e aletas



g) Sensor de temperatura e umidade na saída
de ar



h) Painel de controle

Figura 5.9: Detalhes adicionais do subsistema torre de resfriamento

5.3. Funcionamento

5.3.1. Subsistema: Trocador de Calor

Este subsistema é composto por um tanque contendo água aquecida por uma resistência elétrica. Esta parte tem a função de representar o calor que deve ser rejeitado pelo processo principal de uma indústria. A corrente quente de fluido é bombeada para um trocador de placas planas onde será resfriada ao entrar em contato contracorrente com uma corrente de água fria. O fluido resfriado sai do trocador e retorna ao tanque para ser novamente aquecido. A água utilizada no resfriamento do fluido sai do trocador e, pela montagem do sistema, tem a opção de ser descartada para o esgoto ou enviada para o subsistema torre de resfriamento para lá ser resfriada e em seguida reaproveitada para fazer um novo resfriamento do processo principal. Este subsistema possui ainda válvulas que permitem o controle manual da vazão dos fluidos quente e frio.

Neste subsistema é medida a vazão do fluido quente pelo sensor eletromagnético, a vazão da água de resfriamento por um rotâmetro, a diferença de pressão entre a corrente de entrada e a de saída da água de resfriamento e as temperaturas de entrada e saída das correntes de fluido quente e de água de resfriamento. As medições são lidas por computador.

5.3.2. Subsistema: Torre de Resfriamento

Este subsistema tem por função resfriar a água que foi aquecida no resfriamento do processo principal. Pela montagem feita, tem-se a opção de ligar este subsistema ao subsistema trocador de calor ou a uma resistência elétrica para obtenção da corrente de água quente. Esta corrente, ao entrar no subsistema para ser resfriada, tem a possibilidade de percorrer três caminhos diferentes: passar somente pelo *air cooler* e ir para o módulo de acúmulo de água, passar somente pela torre de resfriamento e ir para o módulo de acúmulo de água ou passar primeiro pelo *air cooler* e em seguida pela torre de resfriamento para depois ir para o módulo de acúmulo de água. Estes caminhos são determinados fazendo-se a manipulação de válvulas específicas para este fim.

A água resfriada acumulada no módulo inferior da torre é bombeada para o subsistema trocador de calor ou para a resistência elétrica para ser novamente aquecida, retirando novamente calor do processo, caso seja enviada ao trocador de calor. A válvula localizada logo na saída da bomba permite um controle manual da vazão de água no sistema.

Neste subsistema é medida a vazão com que a água sai da torre por meio do sensor eletromagnético, são medidas as temperaturas da água na entrada e na saída da torre e as temperaturas e umidades do ar também na entrada e na saída da torre. Os valores medidos são lidos via computador.

5.4. Instrumentação

A medição das variáveis de processo de ambos os subsistemas foi feita por sensores de temperatura, de temperatura e umidade, de vazão e de pressão. Foi utilizado um sistema de aquisição de dados por computador (*datalogger*) para o registro dos dados medidos pelos sensores. As variáveis de processo medidas por instrumentos são:

- temperaturas da água quente, na entrada e saída do trocador;
- temperaturas da água fria, na entrada e saída do trocador;
- temperatura da água fria após o *air cooler*;
- temperatura e umidade do ar na entrada da torre;
- temperatura e umidade do ar na saída da torre;

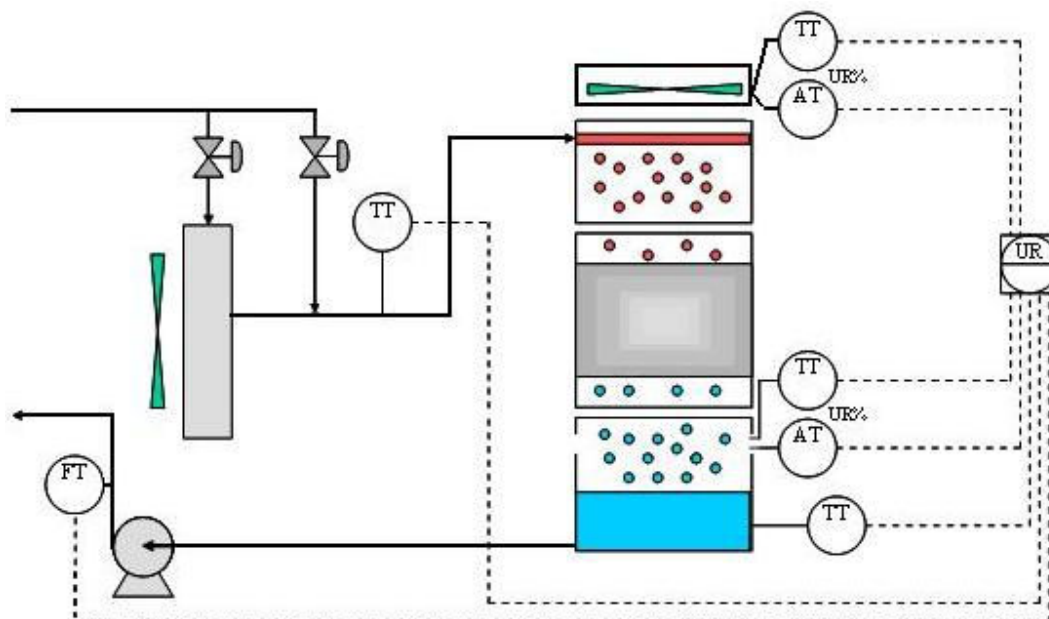


Figura 5.11: Diagrama de instrumentação do subsistema torre de resfriamento

5.5. Conclusões parciais

Neste capítulo foram descritos o projeto e a montagem do subsistema torre de resfriamento assim como as alterações feitas no subsistema trocador de calor. Foram relatados os equipamentos e sensores utilizados e as possibilidades de funcionamento dos subsistemas. Apresentou-se ainda a instrumentação feita para aquisição e monitoramento dos dados de processo. O capítulo seguinte explica em maiores detalhes o uso e funcionamento desta última parte.

Capítulo 6 - Aquisição de dados e monitoramento

6.1. Aquisição de dados e monitoramento

Os sistemas de aquisição de dados e monitoramento dos subsistemas trocador de calor e torre de resfriamento foram montados utilizando-se a norma RS485 em conjunto com o protocolo MODBUS. A norma RS485 define esquemas de transmissão de dados em longas distâncias, em ambientes ruidosos e é amplamente utilizada em ambientes industriais, sendo adotada como especificação da camada física de diversos protocolos dentre os quais está o MODBUS. O protocolo MODBUS é uma estrutura de mensagem desenvolvida pela Modicon em 1979, usada para estabelecer comunicação entre os dispositivos mestre-escravo / cliente-servidor. É um protocolo gratuito e talvez o mais utilizado em automação industrial pela sua simplicidade e facilidade de implementação (SEIXAS FILHO, 2002?). Este padrão permite conectar uma variedade de instrumentos em único cabeamento, todos com o mesmo protocolo de comunicação.

Neste projeto, os diversos instrumentos de medição foram conectados a um *datalogger*, dispositivo eletrônico com memória. Este dispositivo recebe os sinais dos instrumentos na forma 4-20 mA e/ou 0-50 mV e os armazena em posições de memória. Estes sinais poderão ser acessados e lidos por qualquer programa que utilize o protocolo MODBUS.

A comunicação entre o computador e o dispositivo *datalogger* é feito através de uma interface de conversão, que permite a conexão de um sistema RS485 em uma porta USB. A Figura 6.1 apresenta o esquema geral da ligação dos componentes para a transmissão dos dados.

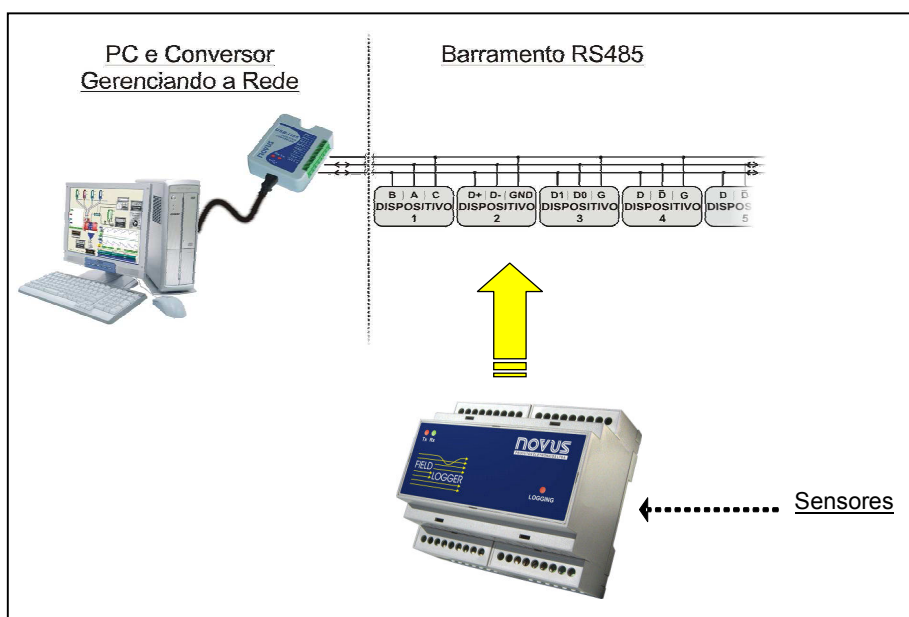


Figura 6.1: Esquema da ligação entre o *datalogger* e o computador, passando pela interface RS485-USB

O *datalogger* utilizado no projeto foi o *Fieldlogger* da empresa Novus. Este equipamento apresenta duas possibilidades de operação: como registrador de dados, permitindo amostragens ao longo do tempo e arquivamento automático em um computador ou em sua memória interna, para posterior análise, ou como um módulo de medição em tempo real, sem o armazenamento, fazendo apenas a aquisição da informação e sua transmissão para um sistema supervisor.

Este dispositivo possui oito canais analógicos de entradas configuráveis que aceitam as seguintes opções: termopares tipo J, K, T, E, N, R, S e B, Pt100, linear 4-20 mA e linear 0-50mV. A saída pode ter uma indicação programável no caso dos sinais lineares de entrada, onde são estipulados os valores máximos e mínimos correspondentes aos extremos do sinal que entrou, ou, no caso dos termopares e Pt100, uma indicação com faixas de temperaturas pré-estabelecidas de fábrica. Toda a configuração do registrador é realizada através do *software* *Configurador*, próprio para este fim.

Em cada subsistema do projeto, foi colocado um *Fieldlogger* para aquisição de sinais dos respectivos instrumentos instalados. Todos os canais utilizados dos *dataloggers* foram configurados para sinal de saída linear 4-20 mA e os valores extremos das faixas foram definidos levando-se em consideração a configuração e limites de cada instrumento e

o que estava sendo medido. Os parâmetros lidos em cada um dos canais, assim como as faixas de valores correspondentes, estão apresentados na Tabela 6.1 e 6.2.

Tabela 6.1: Configuração dos canais do Fieldlogger do subsistema trocador de calor

Canal	Parâmetro	Faixa
1	Temperatura do fluido de processo que entra no trocador	0 - 100°C
2	Temperatura do fluido de processo que sai do trocador	0 - 100°C
3	Temperatura da água de resfriamento que entra no trocador	0 - 100°C
4	Temperatura da água de resfriamento que sai do trocador	0 - 100°C
5	Queda de pressão da água de resfriamento	0 – 25 bar
6	Vazão de fluido de processo que entra no trocador	0 – 4 m ³ /h

Tabela 6.2: Configuração dos canais do Fieldlogger do subsistema torre de resfriamento

Canal	Parâmetro	Faixa
1	Temperatura da água na entrada da torre	0 - 100°C
2	Temperatura da água na saída da torre	0 - 100°C
3	Temperatura do ar na entrada da torre	0 - 100°C
4	Umidade relativa do ar na entrada da torre	0 – 100%
5	Temperatura do ar na saída da torre	0 – 100°C
6	Umidade relativa do ar na saída da torre	0 – 100%
7	Vazão de água na saída da torre	0 – 4 m ³ /h

A Figura 6.2 apresenta uma foto do *Fieldlogger* com as ligações em seus canais, trilho e bornes de conexão dos instrumentos do subsistema torre de resfriamento. Para o

subsistema trocador de calor, a disposição do *datalogger* e das conexões apresentam-se de forma muito similar a apresentada na Figura.

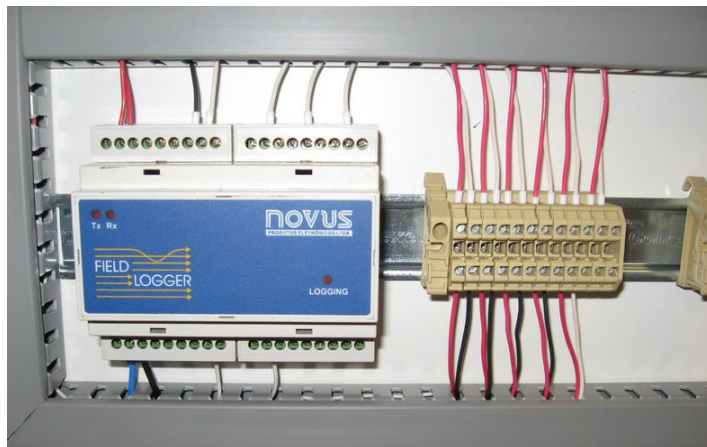


Figura 6.2: *Filedlogger* e conexão dos instrumentos para o subsistema torre de resfriamento.

A Figura 6.3 mostra o dispositivo de conversão RS485/USB. Neste dispositivo foram colocadas duas entradas de cabos para possibilitar a ligação individual ou dos dois *dataloggers* ao mesmo tempo. Isto foi feito para permitir que cada subsistema seja monitorado sozinho ou em conjunto com o outro, dependendo do estudo que se deseja fazer.

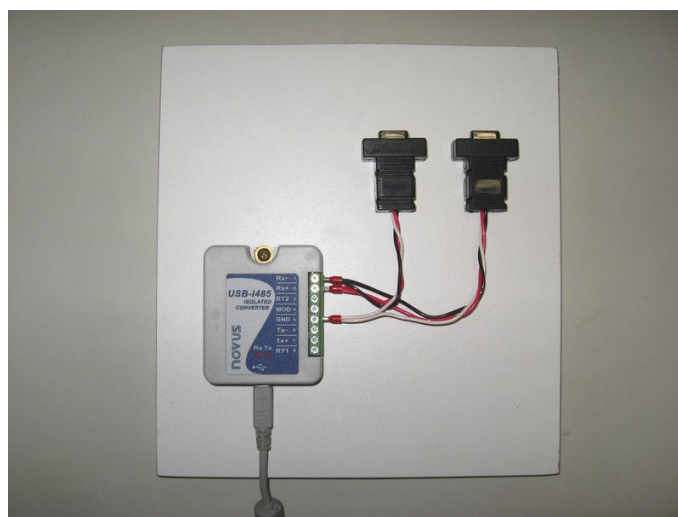


Figura 6.3: Interface de conversão RS485/USB e entradas dos cabos dos *dataloggers*

Neste projeto, para a leitura dos valores do processo, optou-se pelo uso do software comercial *InduSoft Web Studio* da InduSoft Ltd., programa supervisorio que permite a leitura de posições de memória através do protocolo MODBUS. Por ele é feita a visualização de dados de processos em telas gráficas, possibilitando uma maior interação entre o usuário e o processo sob estudo. Por este tipo de tela ser também amplamente utilizado para acompanhamento de processos nas indústrias, considerou-se ser de grande importância para o aluno um contato com programas deste tipo durante o ensino de engenharia.

As telas de acompanhamento do processo foram montadas de forma simplificada e sem grandes detalhamentos, buscando dar uma visão geral da disposição física do sistema, de cada subsistema e dos pontos de medição de dados.

Para a construção gráfica das telas, foram usados desenhos prontos disponíveis no programa, sendo necessária a montagem do desenho de alguns equipamentos não fornecidos pelo *InduSoft*. Nos pontos de medição dos dados, foram criadas janelas de texto que mostram de maneira *on-line* os valores medidos em campo. Além disso, para facilitar o acompanhamento do comportamento dessas variáveis, foram feitas telas com gráficos para visualização dinâmica e *on-line* dos processos.

Para a comunicação do *datalogger* com o software *InduSoft*, foram criados Tags no programa supervisorio referentes às variáveis lidas em cada canal do *logger*. Definiram-se os tipos Tags e, para cada um deles, endereçou-se um determinado canal a ser lido. Cada Tag foi então ligado à janela de texto na qual determinada variável deve ser mostrada. As Tabelas 6.3 e 6.4 mostram, respectivamente, o que representa cada Tag criado para os subsistemas trocador de calor e torre de resfriamento. Todas elas foram definidas como sendo do tipo “Real”.

Tabela 6.3: Definição dos Tags do subsistema trocador de calor

Tag	Definição
TT_101	Temperatura do fluido de processo que entra no trocador
TT_102	Temperatura do fluido de processo que sai do trocador
TT_103	Temperatura da água de resfriamento que entra no trocador
TT_104	Temperatura da água de resfriamento que sai do trocador
PT_101	Queda de pressão da água de resfriamento
FT_101	Vazão de fluido de processo que entra no trocador

Tabela 6.4: Definição dos Tags do subsistema torre de resfriamento

Tag	Definição
TT_201	Temperatura da água na entrada da torre
TT_202	Temperatura da água na saída da torre
TT_203	Temperatura do ar na entrada da torre
TT_204	Temperatura do ar na saída da torre
HT_201	Umidade relativa do ar na entrada da torre
HT_202	Umidade relativa do ar na saída da torre
FT_201	Vazão da água na saída da torre
Tbu	Temperatura de bulbo úmido do ar

Foi inserida ainda uma janela de texto apresentando a temperatura de bulbo úmido do ar. Esta temperatura é calculada pela Equação 3.22 desenvolvida e apresentada anteriormente no Capítulo 3. Sua determinação foi possível pela opção de realização de cálculos apresentada pelo software e por serem medidas e lidas pelo programa a temperatura e a umidade relativa do ar na entrada da torre.

As telas de visualização do processo montadas no *InduSoft Web Studio* são apresentadas nas Figuras 6.4 a 6.8.

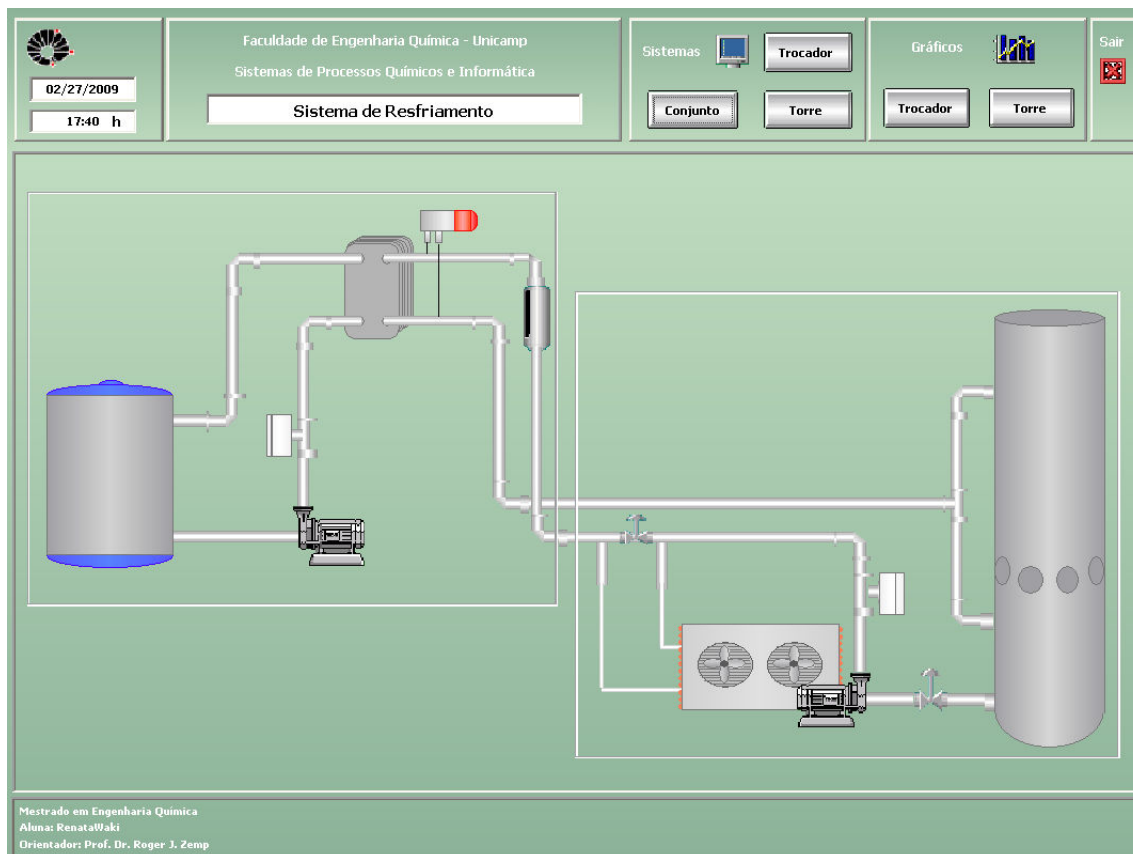


Figura 6.4: Tela principal para acompanhamento de todo o processo, indicando os dois subprocessos.

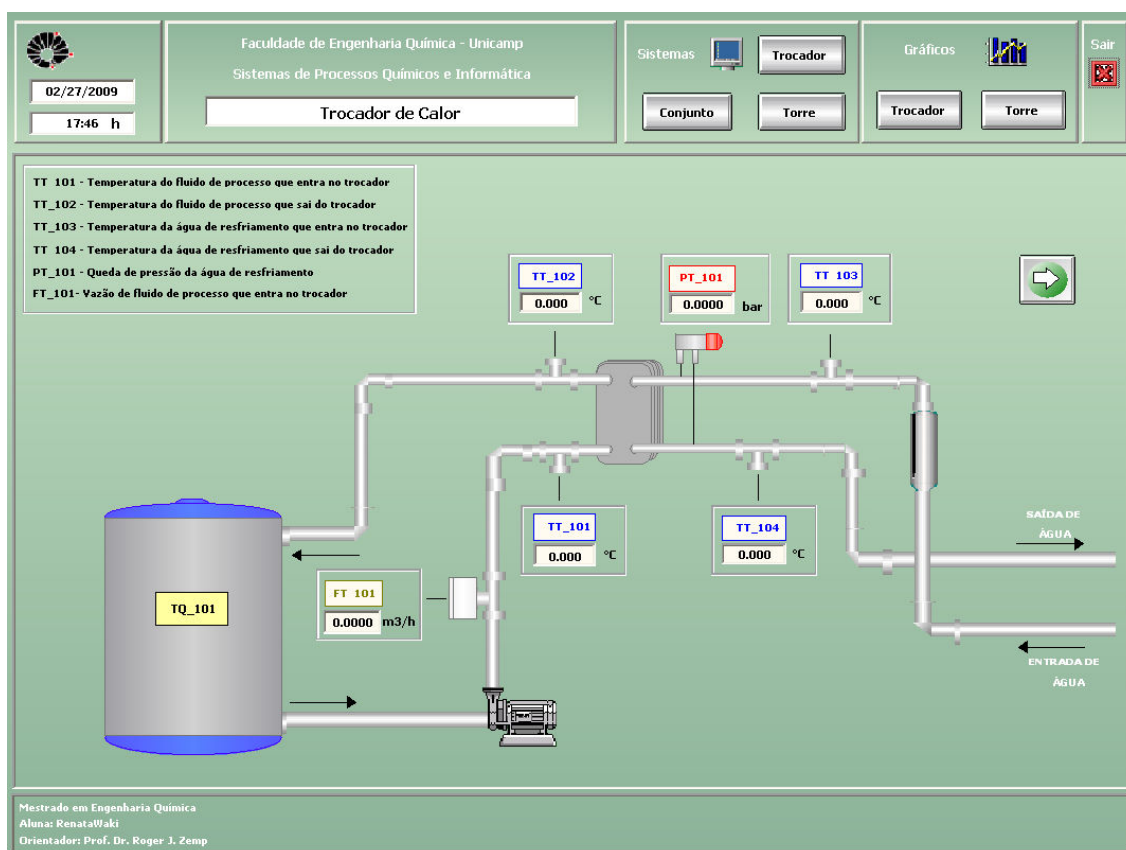


Figura 6.5: Tela para acompanhamento do subsistema trocador de calor.

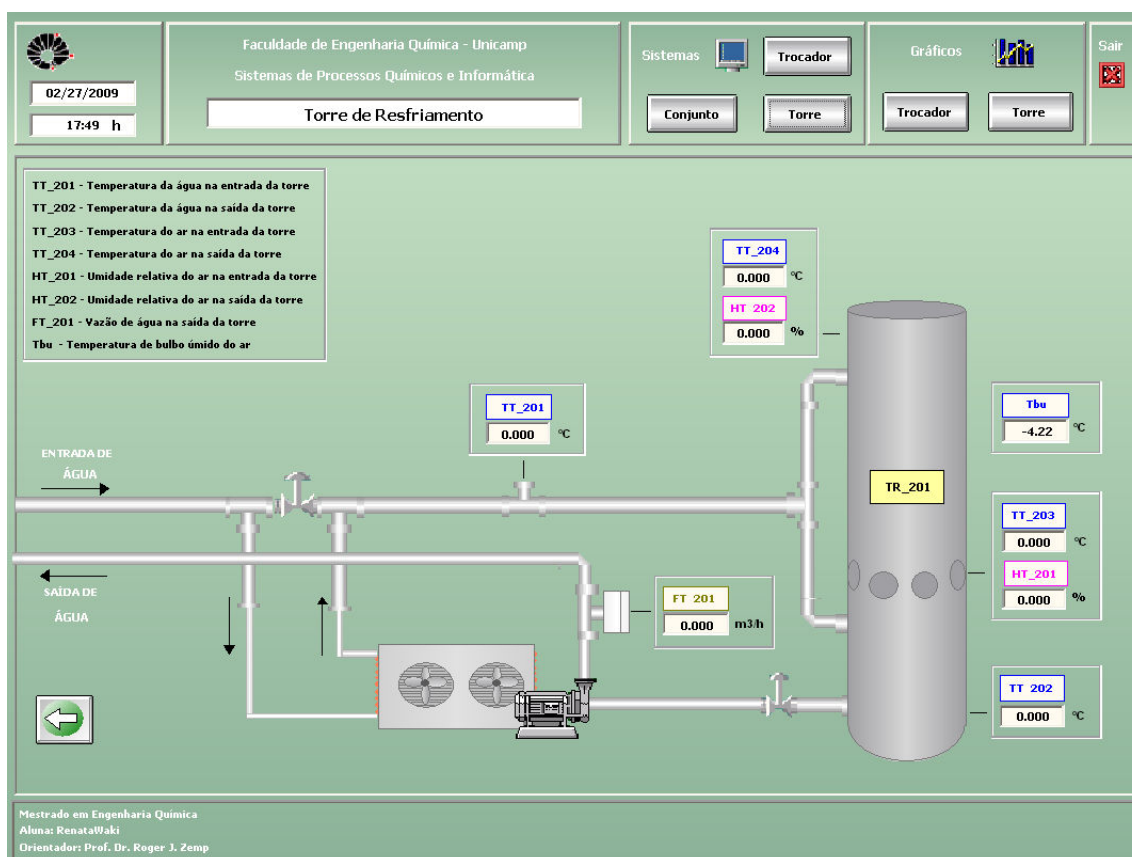


Figura 6.6: Tela para acompanhamento do subsistema torre de resfriamento.

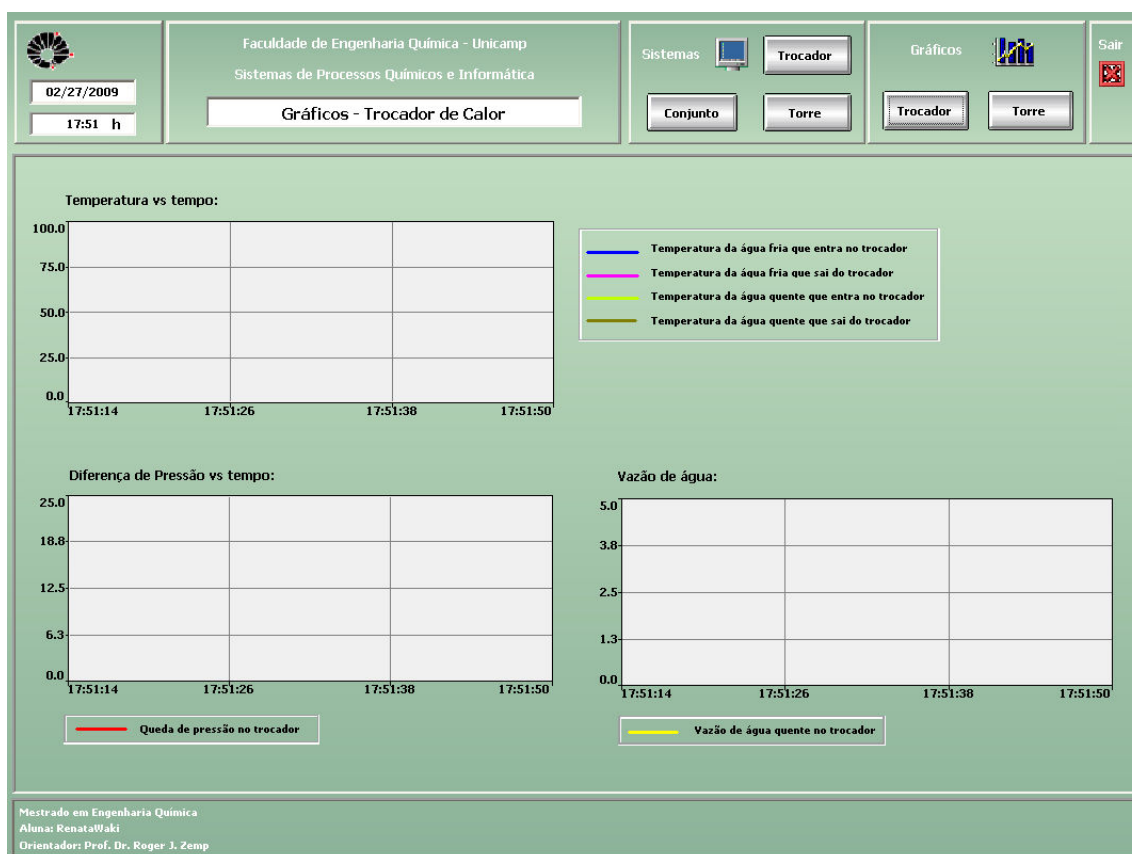


Figura 6.7: Tela para acompanhamento dinâmico do subsistema trocador de calor.

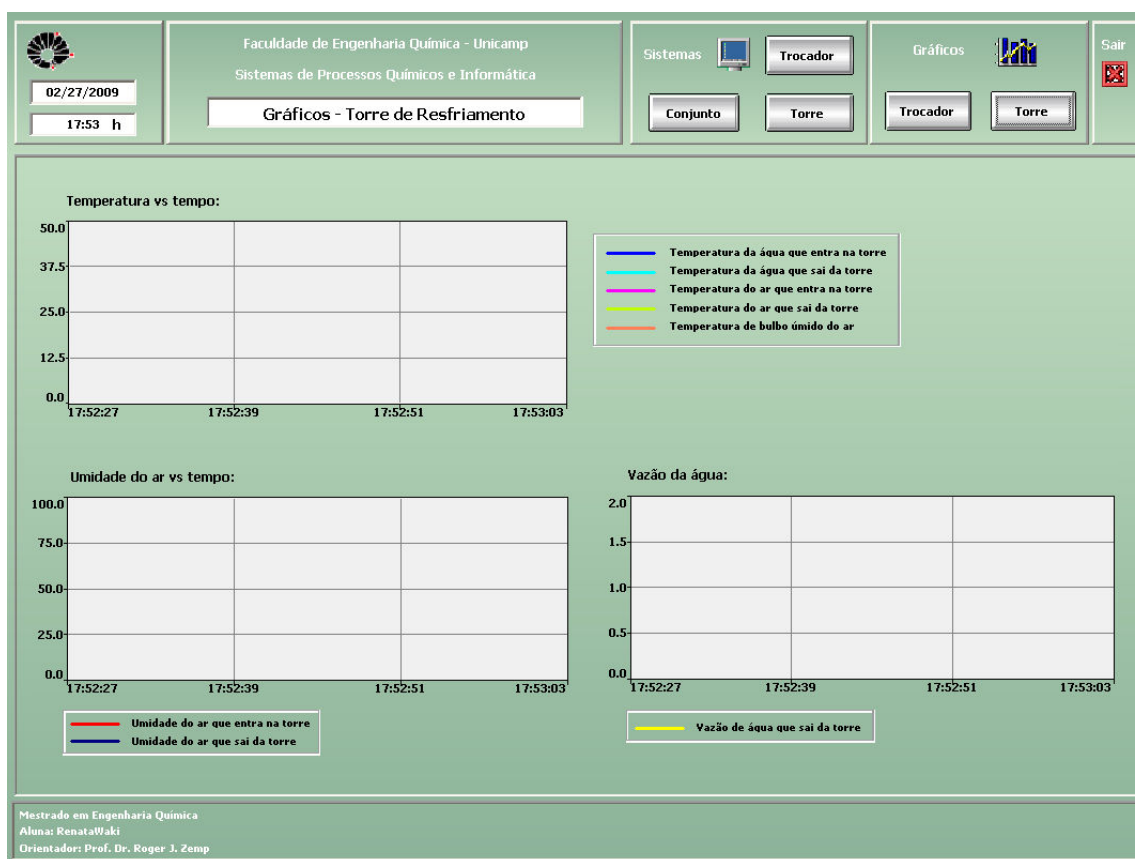


Figura 6.8: Tela para acompanhamento dinâmico do subsistema torre de resfriamento.

6.2. Conclusões parciais

Neste projeto, para cada um dos subsistemas construídos, há um *datalogger*, ao qual todos os sensores estão conectados, responsável pelo armazenamento dos dados recolhidos. Os parâmetros de processos medidos são enviados do *datalogger* para um computador utilizando o padrão MODBUS /RS485. O acompanhamento do comportamento dos dados pode ser feito através de telas de processo desenvolvidas especificamente para este fim. A montagem destas telas foi feita utilizando-se o software de controle supervisão e de aquisição de dados *InduSoft Web Studio*. Em todo o sistema de aquisição de dados e monitoramento foram utilizados equipamentos e programas de padrão industrial.

Capítulo 7 – Testes do equipamento

Antes do funcionamento em conjunto do sistema, cada uma de suas partes foi testada separadamente, com exceção de alguns equipamentos e sensores que dependiam de outros para funcionar, para verificação do correto funcionamento e correção das falhas constatadas. A seguir são descritos os testes realizados.

7.1. Testes hidráulicos:

Concluída a construção da parte hidráulica, foi feito o teste para verificação de possíveis vazamentos e do correto funcionamento das válvulas. Para isso, fez-se a circulação de água por todo o sistema de tubulação e pelos equipamentos. Falhas detectadas nesta parte foram corrigidas, efetuando-se, em seguida, novamente o teste para nova conferência. Este teste foi dado como concluído quando não se observou mais vazamentos.

7.2. Testes elétricos:

Os testes elétricos foram feitos verificando-se o funcionamento dos motores e a passagem de corrente elétrica, diferença de potencial ou ainda a resistência em determinados pontos do sistema elétrico.

– Painel de controle:

Após a construção de todo o painel de controle e de sua conexão com a fonte de energia externa, verificou-se se, quando ligado o disjuntor geral, havia a devida diferença de potencial nos pontos de alimentação dos motores, na fonte de alimentação dos sensores e no local de alimentação destes. Todos os pontos testados estavam funcionando corretamente.

– Bomba:

O teste da bomba foi realizado fazendo-se a verificação da circulação de água por ela promovida. Seu desempenho foi avaliado em três etapas:

- capacidade de promover a circulação de água passando apenas pela torre de resfriamento, na qual também foi considerada boa;

- capacidade de promover a circulação de água passando apenas pelo *air cooler*, na qual foi considerada insatisfatória pelo fato da vazão conseguida ser muito baixa (abaixo do limite inferior capaz de ser lido pelo sensor de vazão);

- a capacidade de promover circulação de água passando pelo *air cooler* e pela torre de resfriamento não foi testada pelo fato de apenas o uso do *air cooler* já ter promovido uma perda de carga que a bomba não conseguiu superar de maneira satisfatória.

Em função da baixa vazão de água através do air-cooler decidiu-se não utilizar este equipamento até que o mesmo venha a ser modificado adequadamente.

- Exaustor:

Feita a ligação elétrica como indicada no manual do equipamento, este foi testado fornecendo-se corrente elétrica. Verificou-se se o sentido de rotação das hélices fazia a exaustão. Foi necessária a mudança de posição de alguns fios, como também descrito no manual, para que isso de fato ocorresse.

- Ventiladores:

Os fios dos ventiladores foram ligados, como indicado no próprio equipamento, para funcionar com tensão de 110 V. Eles foram testados individualmente e em conjunto fornecendo-se corrente elétrica.

- Resistência de aquecimento:

As resistências de aquecimento foram testadas utilizando-se um multímetro digital. Verificou-se que os valores medidos correspondiam com seus valores nominais (22 Ω).

7.3. Testes da instrumentação

Os sensores foram testados individualmente e, com exceção dos sensores de vazão, fora do sistema torre de resfriamento.

– *Datalogger*:

O funcionamento do *datalogger* foi conferido ligando-o, primeiramente, a um termopar, verificando-se se aquele detectava as temperaturas medidas do ar ambiente e de certa quantidade de água. Em uma segunda etapa, foi verificada a aquisição de dados medidos pelos sensores a serem utilizados no sistema. A leitura dos dados foi feita via computador através do *software* Configurador próprio para leitura e configuração das portas e canais do *datalogger*.

– Sensores de temperatura:

O teste dos sensores de temperatura foi feito colocando-os em uma mesma corrente de água. Verificou-se se cada um deles fazia uma leitura correta da temperatura da água, utilizando-se para isso um termômetro de mercúrio para comparação dos valores medidos. Na ocasião destes testes, foi constatada uma diferença de 0,8°C entre os valores registrados pelos sensores utilizados para medir a temperatura da água na entrada e na saída da torre. Essa diferença foi levada em consideração para realização dos cálculos e análises do sistema, sendo somado o valor de 0,8°C na temperatura de entrada da água.

– Sensores de temperatura e umidade:

Os testes de temperatura e umidade foram feitos deixando-se os dois sensores lado a lado e submetidos a uma mesma corrente de ar. Verificou-se a ocorrência das medidas, porém constatou-se também uma diferença entre os valores medidos: 0,7°C para a temperatura e 0,9% para a umidade. Estas diferenças foram levadas em consideração para realização dos cálculos e análises (somou-se 0,7°C a temperatura de entrada do ar e 0,9% a umidade de entrada do ar na torre).

– Sensor de pressão:

O sensor de diferença de pressão foi testado assoprando-se na entrada de pressão alta e deixando a entrada de pressão baixa aberta, em pressão ambiente. Seu funcionamento pôde, assim, ser verificado.

Para que os sensores de temperatura, temperatura e umidade e pressão funcionassem quando ligados ao *datalogger*, a ligação entre eles teve de ser feita conforme mostrado no esquema da Figura 7.1 e indicado pela própria empresa fabricante quando se tem mais de um canal de entrada no aparelho, como ocorre nesta montagem. Em casos como estes, normalmente o terra dos canais é comum a eles, ou seja, os terminais negativo dos canais estão internamente interligados. Segundo a empresa, para que não haja interferência entre os sinais, a forma correta de ligação é deixar sempre o instrumento de medição (com os terras comuns) “por último” no caminho da corrente, com os negativos das entradas ligados diretamente ao negativo da fonte de alimentação.

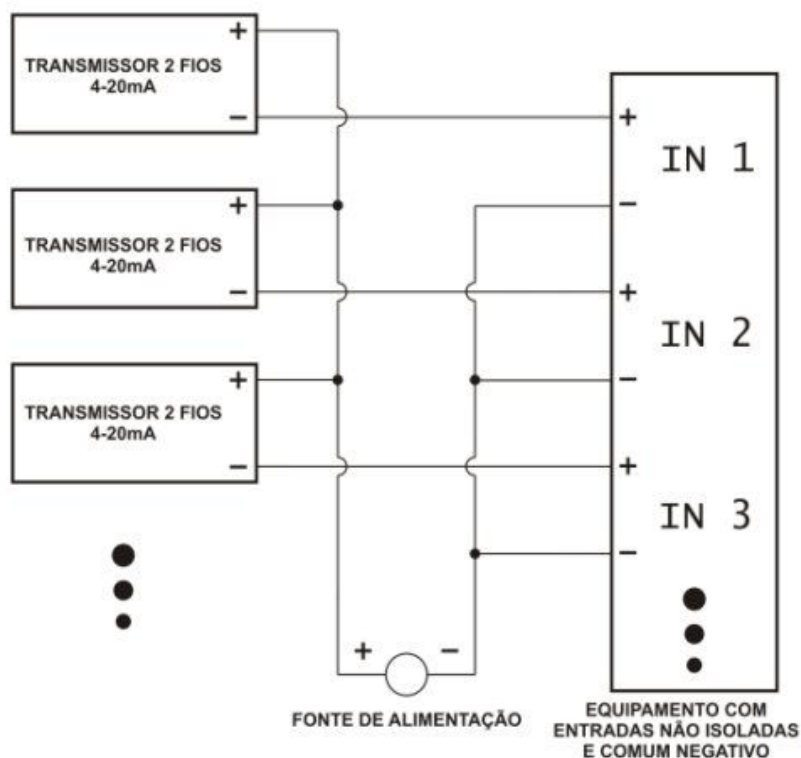


Figura 7.1: Esquema das ligações feitas entre os sensores de temperatura, temperatura e umidade e pressão, a fonte e o *datalogger* (cortesia Novus Produtos Eletrônicos Ltda.)

– Sensores de vazão:

Esse sensor teve de ser testado já instalado no sistema, fazendo-se a circulação de água através dele. Por este teste constatou-se que para haver o funcionamento do aparelho quando ligado na fonte e no *datalogger* utilizados, as conexões elétricas a serem feitas entre eles não poderiam seguir o esquema de ligação indicado para os outros sensores utilizados neste projeto. No caso do sensor de vazão, sua saída negativa deve ser ligada diretamente ao negativo do *datalogger*.

A Figura 7.2 mostra como foram feitas as ligações de modo que o medidor de vazão pudesse realizar as leituras.

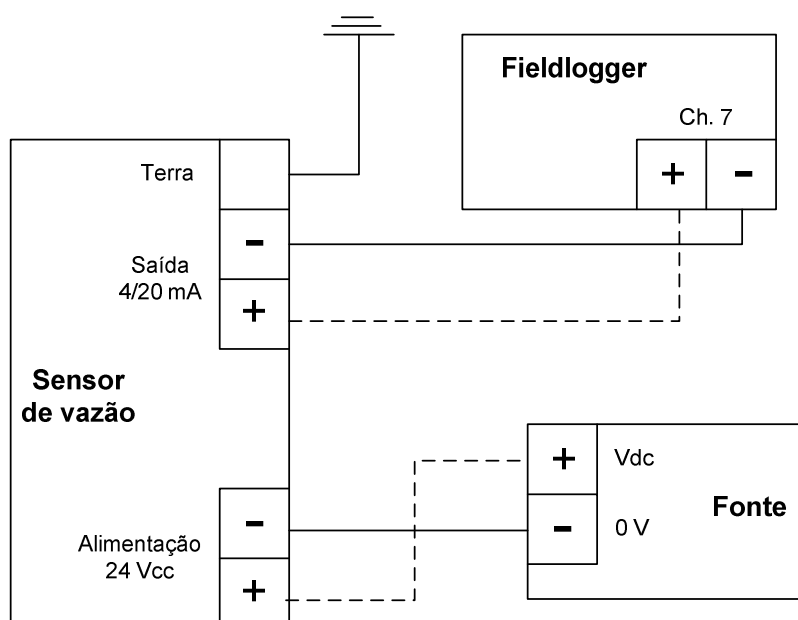


Figura 7.2: Esquema das ligações feitas entre o sensor de vazão, a fonte e o *datalogger*

Em relação à calibração, este equipamento já vem calibrado de fábrica para uma faixa de vazão de 0 a 4 m³/h. A verificação disto será feita posteriormente, no Capítulo 8 desta dissertação, através do balanço de energia do sistema do qual o sensor faz parte.

7.4. Monitoramento

Feitos todos os testes de funcionamento, passou-se para o teste de todas as partes em conjunto, ligando-se um equipamento por vez até que todos estivessem ligados. Foram

testados todos os caminhos a serem percorridos pela água no sistema e foi feita também a verificação do monitoramento via computador das temperaturas, umidades e vazão do sistema, constatando seu correto funcionamento.

Nas telas de acompanhamento do processo, as variáveis foram representadas por meio de Tags e inseridas nos desenhos das telas de operação na localização aproximada de onde elas se encontram na planta-piloto. Foram criados gráficos para estas variáveis para um melhor acompanhamento de seus comportamentos.

7.5. Conclusões parciais

Neste capítulo foram descritos os testes realizados para verificação do correto funcionamento dos subsistemas e de cada um de seus componentes, além dos ajustes feitos, quando necessário, para correção dos erros. No capítulo seguinte são apresentadas medições e análises feitas referentes ao funcionamento e desempenho do subsistema torre de resfriamento.

Capítulo 8 – Análise de desempenho da torre de resfriamento

Neste capítulo serão analisados o funcionamento e o desempenho da torre de resfriamento. Foram feitos alguns testes para a verificação do funcionamento adequado do sistema de refrigeração construído e, em especial, do desempenho da torre de resfriamento contracorrente. Em função da indisponibilidade do trocador de calor para variar a temperatura da água de retorno, a única variável possível de ser manipulada é a vazão de água, sendo assim, todos os testes realizados foram feitos variando-se esta vazão.

A Tabela 8.1 apresenta os parâmetros medidos para seis testes realizados mais os respectivos valores das temperaturas de bulbo úmido e de *approach*. As temperaturas de bulbo úmido foram calculadas por meio da equação proposta no Capítulo 3 desta dissertação, o que eliminou a necessidade de procedimento iterativo. Para cada um destes testes variou-se a vazão de água começando com a máxima vazão possível (válvula totalmente aberta), diminuindo aos poucos seu valor até a mínima vazão capaz de ser medida pelo sensor de vazão de água. Os testes foram realizados em dias distintos e foi aguardado um tempo de dez minutos para estabilização do sistema antes da retirada de cada dado. Mesmo com o sistema estabilizado, ocorriam pequenas oscilações das medidas efetuadas, assim, foram registrados os valores médios observados.

Com os dados de temperatura e umidade relativa medidos para o ar na saída da torre, foi calculada a entalpia para cada um dos testes realizados e fez-se a comparação destes valores de entalpia com aqueles obtidos a partir de uma carta psicrométrica para as mesmas condições. A Tabela 8.2 apresenta a comparação dos valores de entalpia obtidos por meio de seu cálculo e da leitura da carta psicrométrica. Por esta tabela é possível observar que o erro relativo percentual entre as entalpias foi pequeno, podendo-se confirmar, desta forma, que, para as medidas efetuadas, o método de determinação da entalpia está correto, pois resulta em valores próximos daqueles obtidos em experimentos anteriores e que compõem a carta.

Tabela 8.1: Parâmetros da água e do ar medidos pelos sensores do subsistema torre de resfriamento, temperaturas de bulbo úmido e *approach*

Teste	AR					ÁGUA			$\Delta T_{\text{approach}}$ (°C)
	Entrada		Saída			Entrada	Saída	Vazão	
	T(°C)	UR	T _{bu} (°C)	T(°C)	UR	T(°C)	T(°C)	(L/s)	
1	23,5	0,460	15,8	27,6	0,852	33,1	32,1	0,486	16,3
	23,7	0,475	16,2	27,8	0,851	33,3	32,3	0,472	16,1
	23,6	0,456	15,8	26,6	0,858	38,1	31,0	0,219	15,2
2	19,8	0,509	13,6	25,8	0,880	31,3	29,9	0,444	16,3
	19,7	0,502	13,4	25,8	0,876	31,4	30,0	0,408	16,6
	19,7	0,499	13,3	25,9	0,879	31,7	30,0	0,347	16,7
	19,8	0,508	13,6	26,1	0,860	32,9	29,4	0,226	15,8
	19,8	0,503	13,5	26,0	0,853	34,0	28,8	0,167	15,3
3	21,6	0,556	15,8	27,9	0,892	32,9	31,5	0,472	15,7
	21,4	0,583	16,0	27,6	0,888	33,1	31,7	0,446	15,7
	21,6	0,585	16,2	27,7	0,896	33,3	31,8	0,417	15,6
	21,5	0,588	16,2	27,7	0,910	33,2	31,5	0,378	15,3
	21,4	0,599	16,3	27,5	0,914	33,2	31,3	0,344	15,0
	21,4	0,595	16,2	27,5	0,881	34,4	30,5	0,217	14,3
	21,3	0,604	16,2	27,5	0,887	37,3	29,8	0,122	13,6
4	20,1	0,666	16,0	27,3	0,896	32,7	31,6	0,461	15,6
	20,9	0,673	16,9	28,4	0,899	33,8	32,5	0,447	15,6
	20,8	0,670	16,7	28,2	0,901	33,8	32,2	0,400	15,5
	21,0	0,668	16,9	28,1	0,908	33,8	31,7	0,333	14,8
	20,8	0,681	16,9	28,1	0,915	34,2	31,1	0,275	14,2
	21,1	0,663	16,9	28,0	0,901	36,5	30,1	0,172	13,2
5	26,9	0,546	20,1	31,4	0,835	34,5	32,8	0,444	12,7
	26,9	0,578	20,7	32,1	0,852	35,6	33,7	0,403	13,0
	27,0	0,573	20,7	32,1	0,873	35,8	33,5	0,342	12,8
	27,4	0,564	20,9	31,8	0,857	36,4	32,8	0,240	11,9
	27,3	0,579	21,1	32,0	0,843	38,2	31,6	0,172	10,5
6	25,6	0,578	19,6	30,8	0,857	34,1	32,7	0,444	13,1
	25,4	0,597	19,7	30,9	0,860	35,0	33,2	0,389	13,5
	26,1	0,557	19,7	31,3	0,855	35,0	32,9	0,333	13,2
	26,1	0,562	19,7	31,0	0,860	36,1	31,4	0,189	11,7

Tabela 8.2: Valores das entalpias de saída do ar obtidos por cálculo e pela carta psicrométrica

Teste	$H_{G,sai}$ calc. (kJ/kg _a)	$H_{G,sai}$ carta (kJ/kg _a)	Erro relativo (%)
1	82,47	82,0	0,57
	83,28	83,4	0,15
	78,58	78,2	0,49
2	76,59	76,2	0,51
	76,35	76,0	0,46
	76,94	76,8	0,19
	76,63	76,5	0,17
	75,80	75,5	0,39
3	86,50	86,2	0,34
	84,86	84,6	0,31
	85,85	85,6	0,29
	86,66	86,4	0,30
	86,14	86,2	0,07
	83,95	83,6	0,42
	84,35	84,2	0,18
4	84,04	84,0	0,05
	89,30	89,2	0,11
	88,50	88,6	0,11
	88,52	88,8	0,32
	89,00	89,0	0,00
	87,57	87,4	0,19
5	99,02	98,8	0,22
	104,10	104,0	0,10
	105,95	105,6	0,34
	102,96	102,6	0,35
	102,79	102,8	0,01
6	97,86	97,5	0,32
	98,56	98,4	0,17
	100,19	100,0	0,19
	99,07	98,8	0,28

8.1. Balanço de energia

A primeira análise consistiu em se fazer o balanço de energia do subsistema torre de resfriamento. Neste balanço, a energia cedida pela água deve ser igual à energia recebida pelo ar, uma vez que no subsistema construído não há outra maneira pela qual a troca de energia para o resfriamento da água possa ocorrer a não ser pelo contato direto com o ar. Na realidade, existem também as perdas para o ambiente, mas que são difíceis de serem quantificadas e, por isso, não foram consideradas nas análises. O resultado deste contato, como já mencionado e explicado anteriormente nesta dissertação, é a redução da temperatura da água e evaporação de parte dela e aumento da temperatura e da umidade do ar que deixa a torre.

O cálculo do balanço de energia foi feito de duas maneiras: cálculo da energia liberada pela água e da energia absorvida pelo ar de maneira independente e posterior comparação entre elas e cálculo das energias trocadas utilizando uma planilha de cálculos.

8.1.1. Cálculo feito de maneira independente da energia liberada pela água e da energia absorvida pelo ar

Para este cálculo, determinou-se separadamente a energia liberada pela água e a energia absorvida pelo ar para determinadas condições de funcionamento do subsistema torre de resfriamento e posteriormente compararam-se estes dois valores.

O cálculo da energia liberada pela água foi feito pela Equação 8.1:

$$q_L = L \times c_{pL} \times (T_{L,entra} - T_{L,sai}) \quad (8.1)$$

Sendo a vazão de água L medida pelo sensor de vazão do subsistema, as temperaturas da água medidas pelos sensores na entrada e na saída da torre e o calor específico obtido da literatura.

A energia absorvida pelo ar foi determinada pela Equação 8.2.

$$q_G = G \times \rho_m \times (H_{G,sai} - H_{G,entra}) \quad (8.2)$$

onde H_G de saída e de entrada do ar foram calculados como mostrado pela Equação 3.12. A vazão de ar G foi medida com o auxílio de um anemômetro térmico (de fio quente) e com a área de escoamento de ar na saída da torre (área do exaustor). A densidade de ar úmido ρ_m foi calculada a partir da combinação do conceito apresentado na Equação 8.3 com a Equação 3.8, assumindo-se que o ar e o vapor d'água comportam-se como gases perfeitos.

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{V}{m} = \frac{V}{m_a + m_v} = \frac{V}{M_a \times n_a + M_v \times n_v} \quad (8.3)$$

$$Y = 0,62198 \frac{P_v}{(P - p_v)} \quad (3.8)$$

O rearranjo das duas equações acima apresentadas resulta na Equação 8.4, da qual é possível se obter diretamente o valor da densidade do ar úmido em determinadas condições de temperatura, pressão e umidade.

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{R \times T \times (1 + 1,6078 \times Y)}{M_a \times P + M_v \times P \times 1,6078 \times Y} \quad (8.4)$$

Pelas equações apresentadas é possível observar que os cálculos necessários para a determinação da energia da água e do ar dependem somente das variáveis medidas no subsistema e de valores que podem ser fixados e obtidos da literatura.

A Tabela 8.3 apresenta os valores de carga térmica resultantes para as condições medidas para a água e para o ar em seis testes realizados. Os valores foram obtidos para uma pressão ambiente de 0,945 bar e uma vazão de ar de aproximadamente 0,270 m³/s.

Tabela 8.3: Cargas térmicas da água e do ar para determinadas condições do subsistema torre de resfriamento

Teste	ΔH_G (kJ/s)	ΔH_L (kJ/s)	Diferença ($\Delta H_G - \Delta H_L$)
1	10,80	3,66	7,14
	10,65	3,55	7,10
	9,55	7,25	2,30
2	11,05	4,09	6,96
	11,14	3,76	7,38
	11,37	3,63	7,74
	11,08	4,06	7,02
	10,88	4,18	6,70
3	12,12	4,34	7,78
	11,38	4,10	7,28
	11,49	4,01	7,48
	11,15	3,95	7,20
	10,92	3,89	7,03
	10,32	4,26	6,06
	10,40	4,24	6,16
4	10,53	3,66	6,87
	11,30	3,93	7,37
	11,19	4,01	7,18
	11,04	4,04	7,00
	11,19	4,48	6,71
	10,73	5,18	5,55
5	10,61	4,64	5,97
	11,49	4,55	6,94
	12,03	4,43	7,60
	10,93	4,41	6,52
	10,68	5,33	5,35
6	10,91	4,09	6,82
	10,99	4,23	6,76
	11,52	4,04	7,48
	11,09	4,34	6,75

Para se ter o balanço de energia do subsistema fechado, os valores obtidos das Equações 8.1 e 8.2 deveriam ser iguais, o que não ocorreu. Os valores da carga térmica da água e do ar chegaram próximos apenas para um caso estudado; nas outras situações houve sempre uma diferença entre eles que variou de 5,35 a 7,78 kJ/s.

Os valores do balanço de energia da água apresentados na Tabela 8.3 foram obtidos utilizando a vazão indicada pelo sensor de vazão presente no subsistema. Este balanço fornece um valor médio de carga térmica por volta de 4 kW, coerente com o valor de potência das resistências, indicando, assim, que os valores de vazão da água indicados pelo sensor e também o balanço de energia para a água estão corretos.

O fato de não se ter o balanço de energia fechado pode ter ocorrido então pela determinação da vazão de ar não ser muito precisa devido a dificuldades em sua medição. Para os cálculos apresentados, a vazão de ar foi determinada adotando-se um valor médio de velocidade do ar multiplicado pela área calculada do exaustor. No entanto, há imprecisões na medida desta velocidade devido a uma soma de fatores:

- a velocidade da corrente de ar varia bastante ao longo do diâmetro do exaustor, sendo necessário que um valor médio fosse adotado para ela. Para o cálculo deste valor “dividiu-se” o diâmetro do exaustor em dez partes iguais (cinco divisões para cada lado do raio) e mediu-se a velocidade do ar nos espaços entre esses pontos. Obtiveram-se, assim, dois valores de velocidade para cada par de espaços diametralmente oposto, tirando-se uma média entre estes valores. Desta forma, foram obtidas as velocidades médias do ar que escoam por cada área anelar estipulada e, em consequência, a vazão de ar em cada um destes espaços. A vazão total média de ar escoando através do exaustor utilizada para os cálculos das cargas térmicas foi obtida pela soma de cada uma das outras vazões;

- o anemômetro é bastante sensível a uma pequena mudança no ângulo formado entre sua haste de medição e o sentido da corrente de ar, fazendo com que um pequeno desvio seja suficiente para variar consideravelmente a velocidade medida;

- a presença do recheio na torre faz com que a velocidade do ar ao longo da altura do recheio até a saída do exaustor tenha uma grande variação, fazendo com que a velocidade do ar medida na saída da torre não corresponda a média de velocidade ao longo da altura da torre.

Pelos motivos apresentados, pode-se concluir que a vazão de ar medida (0,270 m³/s) e utilizada para os cálculos do balanço de energia contém um desvio considerável em relação a vazão real, justificando a diferença entre os valores da energia cedida pela água e da energia absorvida pelo ar.

Com o intuito de fazer valer o fato de que necessariamente as energias cedidas e absorvidas são iguais, os cálculos foram refeitos utilizando o *software* Excel e sua ferramenta *solver*.

8.1.2. Cálculo da energia trocada feito com o auxílio de uma planilha de cálculos

Este cálculo foi feito com o auxílio da ferramenta *solver* presente no *software* Microsoft Excel. Para sua realização, assumiu-se que o balanço de energia da torre deve necessariamente fechar, ou seja, a energia cedida pela água é absorvida pelo ar, pois não há outro lugar para o qual essa energia possa ir a não ser para a corrente gasosa. Montou-se uma planilha de modo que a soma das diferenças quadráticas das energias da água e do ar fosse minimizada variando-se, para isso, a vazão de ar. Com isto foi possível fechar o balanço de energia e obter a vazão de ar necessária para que isto ocorra.

A pressão utilizada foi de 0,945 bar (pressão ambiente na qual foram realizadas as medidas) e a vazão de ar encontrada que fecha o balanço de energia foi de 0,106 m³/s. A vazão de ar obtida com auxílio do *solver*, embora seja da mesma ordem de grandeza da vazão média obtida com o uso do anemômetro, é aproximadamente 40% menor, o que acarretou na diferença no balanço de energia no primeiro método de análise. A Tabela 8.4 apresenta os novos valores encontrados da energia absorvida pelo ar para as situações medidas.

Tabela 8.4: Cargas térmicas da água e do ar calculadas com auxílio do Excel

Teste	ΔH_G (kJ/s)	ΔH_L (kJ/s)	Diferença ($\Delta H_G - \Delta H_L$)
1	3,97	3,66	0,31
	3,91	3,55	0,36
	3,51	7,25	-3,74
2	4,12	4,09	0,03
	4,15	3,76	0,39
	4,24	3,63	0,61
	4,13	4,06	0,07
	4,05	4,18	-0,13
3	4,48	4,34	0,14
	4,21	4,10	0,11
	4,25	4,01	0,24
	4,36	3,95	0,41
	4,27	3,89	0,38
	4,04	4,26	-0,22
	4,07	4,24	-0,17
4	4,12	3,66	0,46
	4,42	3,93	0,49
	4,38	4,01	0,37
	4,32	4,04	0,28
	4,38	4,48	-0,10
	4,20	5,18	-0,98
5	4,15	4,64	-0,49
	4,49	4,55	-0,06
	4,70	4,43	0,27
	4,27	4,41	-0,14
	4,18	5,33	-1,15
6	4,27	4,09	0,18
	4,30	4,23	0,07
	4,50	4,04	0,46
	4,34	4,34	0,00

Pelos novos cálculos realizados, os valores absolutos das diferenças entre as energias cedidas e recebidas foram menores em relação ao primeiro modo de análise, variando, neste segundo caso, entre 0,00 e 3,74 kJ/s.

Além disso, sendo de 4000 W a potência total das resistências usadas para aquecer a água, é de se esperar que a taxa de energia desta corrente seja próxima a este valor de potência, uma vez que, quando verificadas, as resistências apresentavam um correto funcionamento. Pelos resultados apresentados nas Tabelas 8.3 e 8.4, observa-se que os valores de ΔH_L foram de fato próximos ao valor da potência total das resistências. Ainda mais, sendo um valor ao redor de 4000 W o recebido pela água, uma quantia próxima a esta é a que poderá ser cedida à corrente de ar o que ocorre, como mostrado na Tabela 8.4, no segundo modo de cálculo do balanço de energia, reforçando o fato de que a vazão de ar na saída do exaustor deve ser próxima de 0,106 m³/s.

8.2. Constante característica do recheio

Uma segunda análise da torre de resfriamento foi feita com relação à constante característica $k_G \cdot a$ de seu recheio. Esta constante varia para cada tipo de recheio e, de posse de seu valor, é possível fazer a análise de uma torre para diversas situações de vazão e temperatura.

Para a torre de resfriamento construída, a análise da constante característica foi feita determinando-se primeiramente seu valor para cada situação estudada. Isto foi feito isolando seu termo na equação de Merkel, como apresentado na Equação 8.5, e utilizando a modelagem feita para uma torre de resfriamento contracorrente para determinar a integral desta equação. As etapas dos cálculos efetuados na modelagem estão descritos no Capítulo 4 desta dissertação. Para os cálculos na modelagem, foram inseridas as condições de entrada e saída da água e as condições de entrada do ar, apresentadas na Tabela 8.1, para a altura de 0,67 m da torre construída.

$$k_G \times a = \frac{L \times c_p}{z} \int_{T_{L, \text{ sai }}}^{T_{L, \text{ entra }}} \frac{dT}{(H_{Gi} - H_G)} \quad (8.5)$$

Para se fazer uma comparação dos valores de $k_G.a$ encontrados para o recheio estudado com alguns valores presentes na literatura, utilizou-se o método de determinação desta constante fornecido por Mills (THE CRC HANDBOOK OF THERMAL ENGINEERING, 2000). Por ele são dadas constantes que devem ser substituídas em equações fornecidas também pelo autor para o cálculo de $k_G.a$. As constantes a serem substituídas na equação de Mills são específicas para diferentes tipos de recheio. Seus valores para 12 recheios diferentes e para fluxo contracorrente de água e ar estão apresentados na Tabela 8.5.

Tabela 8.5: Constantes fornecidas por Mills para 12 tipos de recheio e escoamento contracorrente

	Tipo do recheio	C1	n1	n2	n3
1	Placas de amianto, pitch 4.45 cm	0,289	-0,70	0,70	0,00
2	Placas de amianto, pitch 3.81 cm	0,361	-0,72	0,72	0,00
3	Placas de amianto, pitch 3.18 cm	0,394	-0,76	0,76	0,00
4	Placas de amianto, pitch 2.54 cm	0,459	-0,73	0,73	0,00
5	Plástico ondulado, 60°, Munters M12060, pitch 1.17 in	2,723	-0,61	0,50	-0,34
6	Plástico ondulado, 60°, Munters M19060, pitch 1.8 in	1,575	-0,50	0,58	-0,40
7	Plástico ondulado vertical, American Tower Plastics Coolfilm, pitch 1.63 in	1,378	-0,49	0,56	-0,35
8	Tela plástica horizontal, American Tower Plastics Cooldrop, pitch 8 in 2 in. Grid	0,558	-0,38	0,48	-0,54
9	Grade plástica horizontal, Ecodyne shape 10, pitch 12 in.	0,525	-0,26	0,58	-0,45
10	Plástico ondulado angulado, Marley MC67, pitch 1.88 in.	1,312	-0,60	0,62	-0,60
11	Tela com depressões, Toschi Asbestos-Free Cement, pitch 0.72 in.	0,755	-0,51	0,93	-0,52
12	Plástico vertical em forma de favos, Brentwood Industrial Accu-Pack, pitch 1.75 in.	1,476	-0,56	0,60	-0,38

A Equação 8.6 apresenta a correlação dada por Mills para o cálculo de $k_G.a$.

$$k_G \times a = L \times C1 \times (L^+)^{n1} \times (G^+)^{n2} \times (T_{HW}^+)^{n3} \quad (8.6)$$

onde L^+ e G^+ são velocidades mássicas adimensionais e T_{HW}^+ é uma correção da temperatura da água quente. Estes termos são dados por:

$$L^+ = \frac{L}{L_0}, \quad G^+ = \frac{G}{G_0}, \quad T_{HW}^+ = \frac{1,8 \times T_{L,entra} + 32}{110}$$

Sendo $L_0 = G_0 = 3,391 \text{ kg/m}^2.\text{s}$.

A Tabela 8.6 apresenta os valores de $k_G.a$ determinados por meio da modelagem e aqueles calculados para cada tipo de recheio fornecido por Mills para as situações estudadas neste trabalho. Os valores das constantes são dados em $\text{kg/m}^3.\text{s}$.

Os resultados apresentados na Tabela 8.6 mostram que os valores da constante característica obtidos experimentalmente para a torre construída encontram-se próximos (mesma ordem de grandeza) dos valores obtidos pelo modo de cálculo apresentado por Mills para vários recheios.

Apesar do recheio utilizado não ser de origem industrial, os valores calculados próximos de valores obtidos da literatura para mesmas condições de vazão de água e de ar e mesma temperatura com que a água entra na torre indicam que os procedimentos experimentais de modelagem utilizados para os cálculos são satisfatórios.

Ressalta-se, entretanto, o fato de que nos cálculos realizados pelas equações de Mills os valores obtidos de $k_G.a$ diminuem com a redução da vazão de líquido enquanto para a torre construída ocorre uma oscilação destes valores, como pode ser observado pela Tabela 8.6. Estas variações dão idéia do erro envolvido na medida experimental de $k_G.a$.

Tabela 8.6: Valores de $k_G \cdot a$ calculados pelo método fornecido por Mills para diferentes tipos de recheios e pela modelagem tendo como base a equação de Merkel

Teste	$k_G \cdot a$ Mills												$k_G \cdot a_{mod}$
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1	0,73	0,89	0,91	1,11	8,97	5,34	4,73	2,26	2,12	4,17	2,02	4,71	1,27
	0,72	0,88	0,91	1,10	8,85	5,25	4,66	2,22	2,07	4,11	1,98	4,65	1,23
	0,58	0,71	0,76	0,90	6,37	3,46	3,05	1,31	1,13	2,87	1,30	3,21	2,51
2	0,72	0,87	0,90	1,10	8,82	5,22	4,61	2,20	2,04	4,14	1,99	4,63	1,61
	0,70	0,85	0,89	1,07	8,53	5,00	4,42	2,08	1,91	4,00	1,91	4,46	1,41
	0,67	0,82	0,85	1,03	7,99	4,60	4,06	1,88	1,69	3,74	1,76	4,14	1,32
	0,59	0,72	0,77	0,91	6,70	3,68	3,23	1,42	1,22	3,10	1,41	3,40	1,49
	0,53	0,66	0,71	0,84	5,91	3,13	2,75	1,16	0,96	2,71	1,20	2,95	1,49
3	0,73	0,88	0,91	1,11	8,90	5,29	4,69	2,24	2,09	4,14	2,00	4,68	1,65
	0,72	0,87	0,90	1,09	8,70	5,13	4,55	2,15	2,00	4,04	1,94	4,56	1,50
	0,70	0,85	0,89	1,07	8,45	4,95	4,38	2,06	1,90	3,92	1,88	4,41	1,46
	0,68	0,83	0,87	1,04	8,14	4,72	4,17	1,94	1,77	3,78	1,79	4,23	1,45
	0,66	0,81	0,85	1,02	7,86	4,51	3,98	1,83	1,65	3,64	1,71	4,06	1,44
	0,58	0,71	0,76	0,90	6,51	3,54	3,12	1,36	1,16	2,98	1,35	3,28	1,57
	0,48	0,61	0,66	0,77	5,11	2,60	2,29	0,92	0,74	2,30	0,99	2,50	1,38
4	0,72	0,88	0,91	1,10	8,85	5,25	4,65	2,21	2,06	4,13	1,99	4,65	1,34
	0,72	0,87	0,90	1,09	8,67	5,12	4,53	2,14	1,99	4,02	1,94	4,54	1,36
	0,69	0,84	0,88	1,06	8,30	4,84	4,28	2,00	1,84	3,84	1,83	4,33	1,42
	0,66	0,80	0,84	1,01	7,73	4,42	3,90	1,79	1,60	3,57	1,68	3,99	1,48
	0,62	0,76	0,80	0,96	7,15	4,00	3,53	1,58	1,39	3,29	1,52	3,66	1,70
	0,54	0,67	0,72	0,84	5,87	3,11	2,74	1,15	0,96	2,66	1,18	2,93	1,90
5	0,70	0,86	0,89	1,07	8,52	5,01	4,45	2,10	1,95	3,92	1,88	4,45	1,99
	0,68	0,83	0,86	1,05	8,14	4,73	4,20	1,95	1,79	3,72	1,77	4,23	1,75
	0,65	0,80	0,83	1,00	7,62	4,35	3,85	1,76	1,58	3,48	1,63	3,92	1,68
	0,58	0,72	0,76	0,91	6,61	3,62	3,20	1,40	1,21	3,00	1,36	3,34	1,68
	0,53	0,66	0,70	0,83	5,74	3,03	2,67	1,12	0,94	2,57	1,14	2,85	2,11
6	0,71	0,86	0,89	1,08	8,56	5,04	4,47	2,11	1,96	3,95	1,89	4,47	1,65
	0,68	0,83	0,86	1,04	8,08	4,68	4,15	1,92	1,76	3,71	1,76	4,19	1,60
	0,65	0,79	0,83	1,00	7,60	4,33	3,83	1,75	1,57	3,48	1,63	3,91	1,52
	0,55	0,68	0,72	0,85	6,05	3,23	2,85	1,22	1,02	2,74	1,22	3,02	1,70

Um valor único para $k_G.a$ do recheio utilizado na torre de resfriamento pode ser conseguido fazendo-se a média dos valores calculados ou ainda determinando-se, a partir destes mesmos valores, uma equação geral que representa este termo.

Como citado anteriormente, nas literaturas consta que a constante característica $k_G.a$ é basicamente função das vazões da corrente líquida e da corrente gasosa, tendo sua forma geral apresentada na Equação 4.28.

$$k_G \times a = C \times L^m \times G^n \quad (4.28)$$

O uso desta equação permite que os valores de $k_G.a$ sejam determinados para variados valores de vazão, tornando possível que um estudo e/ou projeto de uma torre seja feito de maneira mais completa.

Para este projeto, no entanto, uma expressão geral como a apresentada na Equação 4.28 fica difícil de ser obtida, pois no subsistema montado a vazão de ar é mantida constante, não sendo avaliada a influência de sua variação no comportamento da torre. Já para a vazão de água, como é feita sua variação, é possível montar uma expressão para $k_G.a$ de forma que $k_G.a = f(L^m)$. Para a montagem desta equação mais geral, estipulou-se uma expressão parecida com a Equação 4.28, mas que tenha apenas a vazão de água como variável. A expressão estipulada é da forma apresentada na Equação 8.7.

$$k_G \times a = C' \times L^m \quad (8.7)$$

A determinação das constantes C' e m pode ser feita novamente utilizando-se a ferramenta **solver** do Excel. Para isso, faz-se a minimização da soma dos quadrados das diferenças entre os valores de $k_G.a$ calculados pela modelagem e aqueles obtidos pela Equação 8.7, variando as constantes C' e m .

Entretanto, como mencionado anteriormente, nos testes realizados ocorre uma não-uniformidade dos valores experimentais de $k_G.a$ com a vazão de água: os valores da constante característica diminuem com a redução da vazão de água - como também ocorre para os cálculos realizados pelas equações de Mills -, mas para vazões mais baixas (abaixo de 0,230 L/s) ocorre uma mudança desse comportamento. Exceção feita para o teste número

4 no qual é observada uma completa inversão de tal comportamento. Assim, para a determinação das constantes foram considerados apenas os valores de $k_G.a$ que apresentaram comportamento correspondente ao da literatura. Desta forma, foram excluídos desta análise os últimos valores dos ensaios 1, 5 e 6, os dois últimos valores dos ensaios 2 e 3 e todos os valores do ensaio 4.

Os valores obtidos são apresentados na Tabela 8.7.

Tabela 8.7: Valores das constantes da equação do recheio utilizado

C'	1,79
m	-0,09

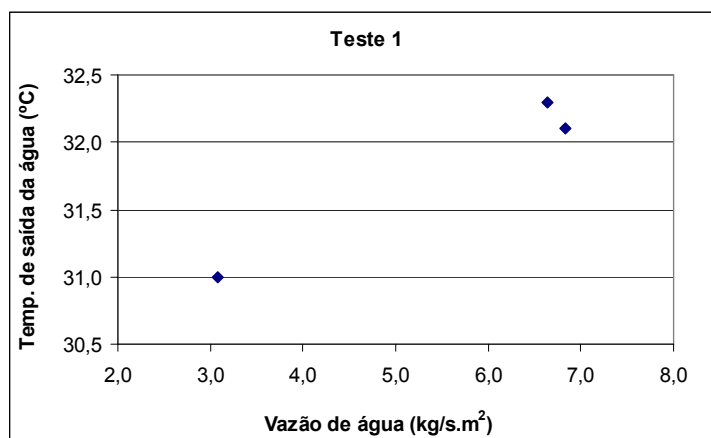
+Os valores obtidos para as constantes são bastante particulares, pois são específicos para o tipo de recheio utilizado e para o caso em que a vazão de ar é mantida constante e igual a aproximadamente $0,106 \text{ m}^3/\text{s}$.

8.3. Comportamento e desempenho da torre de resfriamento

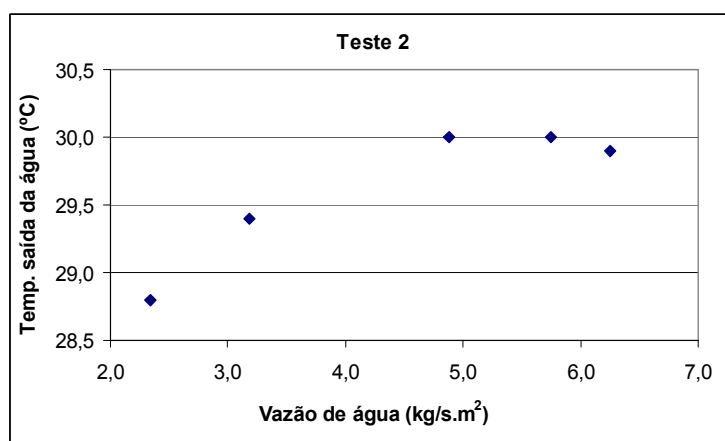
Uma última análise foi feita para verificar o comportamento da torre de resfriamento em função da vazão de água através dela.

Observando mais uma vez a Tabela 8.1 é possível notar que a temperatura e a umidade de entrada do ar na torre variam muito pouco ao longo de cada um dos seis testes realizados, o que indica que a temperatura de bulbo úmido para cada um deles deve se manter razoavelmente constante. Este último fato pôde ser comprovado com a determinação de T_{bu} pela equação proposta anteriormente nesta dissertação. Os valores encontrados para esta temperatura foram apresentados na Tabela 8.1.

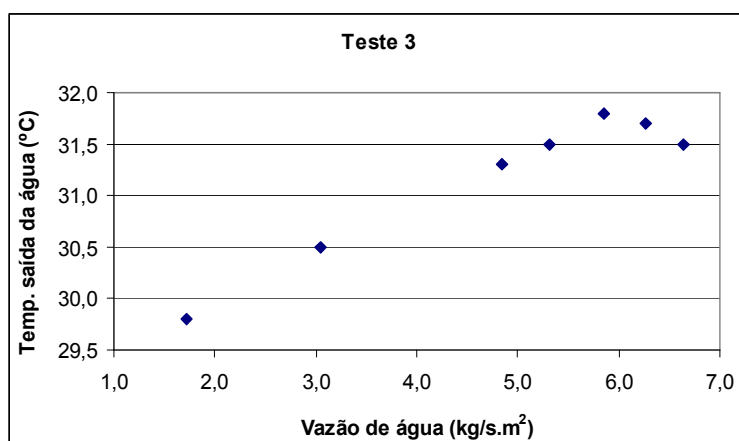
Ainda nesta tabela, olhando a coluna da temperatura de saída da água da torre, é possível notar que esta temperatura tem tendência a diminuir quando a vazão também diminui. Os gráficos da Figura 8.1 para cada teste realizado mostram esta tendência.



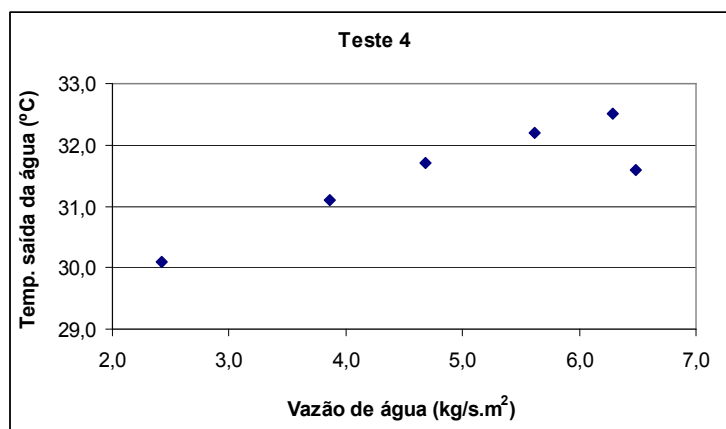
(a)



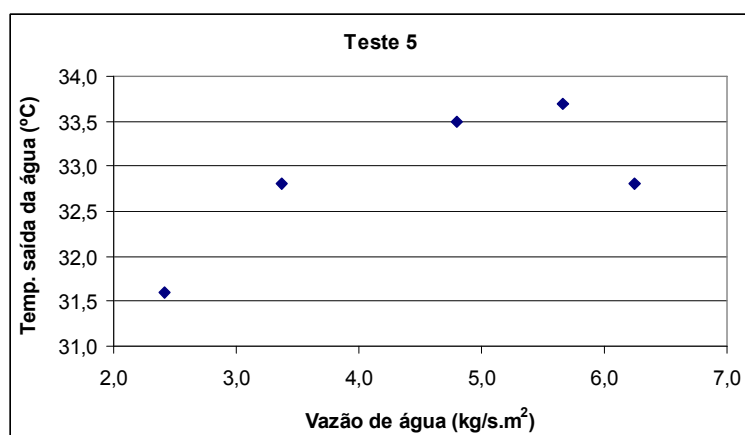
(b)



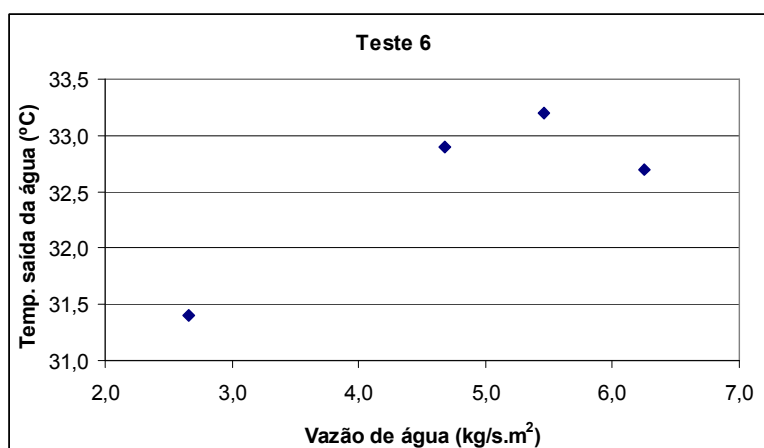
(c)



(d)



(e)



(f)

Figura 8.1: Gráficos das temperaturas de saída da água versus vazão mássica de água para os seis testes realizados

A tendência das temperaturas de saída da água diminuírem de valor é bastante interessante para caracterizar um melhor desempenho da torre caso a temperatura de bulbo úmido se mantenha constante. Para os dados apresentados na Tabela 8.1, apesar de T_{bu} variar em alguns casos, ela se mantém aproximadamente constante em cada teste e a diferença entre ela e a temperatura de saída da água acaba sendo a favor de uma diminuição, como pode ser observado pelos valores de *approach* apresentados nesta mesma tabela. Ocorrem alguns desvios, mas que estão dentro dos erros experimentais. Assim, com o comportamento apresentado pelos dados da Tabela 8.1 e considerando-se os erros experimentais, tem-se que uma melhor eficiência da torre é conseguida com uma redução da vazão de água que por ela circula. Tal conclusão está em acordo com conclusões presentes em trabalhos como o de Kim e Smith (2001), o de Bedekar et al. (1998) apud Kim e Smith (2001) e o de Lemouari et al. (2007) referentes ao desempenho de torres de resfriamento.

A redução da vazão traz também como consequência o aumento do *range*, o que já era esperado uma vez que a carga térmica é mantida constante e dada pela Equação 8.1. Este comportamento pode ser mais facilmente observado plotando-se um gráfico da diferença entre a temperatura de entrada da água na torre e a sua temperatura de saída (*range*) pela vazão mássica de água. O gráfico construído é apresentado na Figura 8.2, sendo os dados obtidos para uma vazão de ar considerada aproximadamente constante. É possível notar ainda que a maior variação da temperatura ocorre para a menor vazão de água, correspondendo à menor razão L/G.

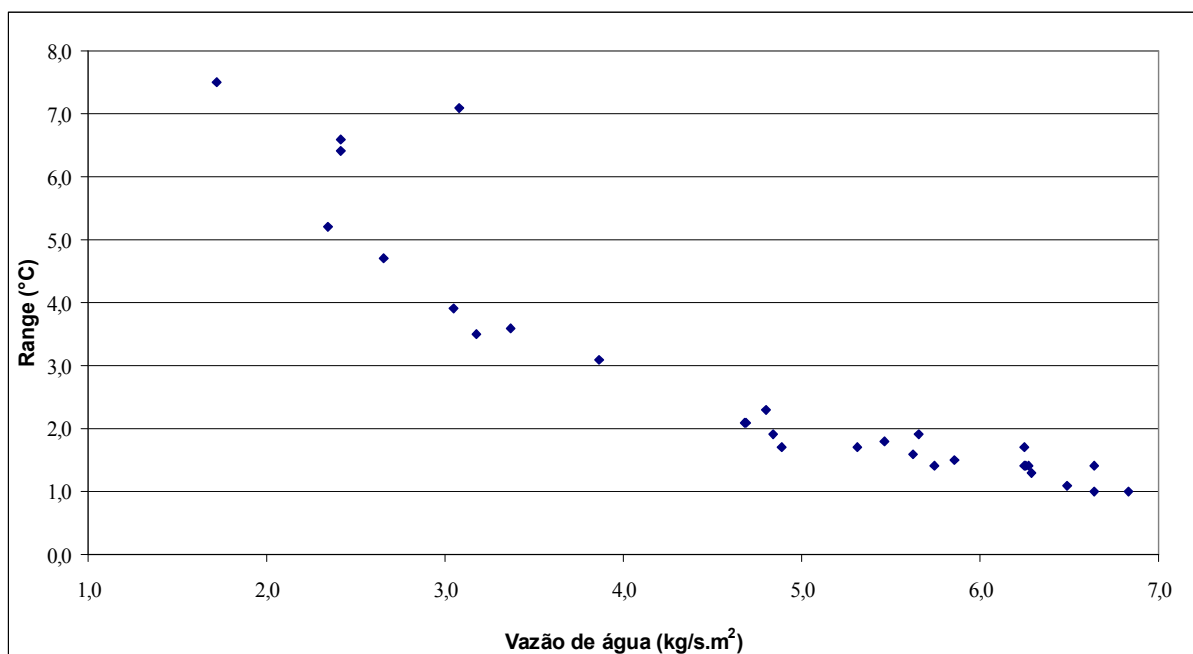


Figura 8.2: Variação da temperatura da água na torre (*range*) em relação à vazão mássica de água

Por fim, ressalta-se que para a análise de uma torre de resfriamento e determinação de suas melhores condições de funcionamento, é importante ainda que seja levado em conta o processo no qual ela está inserida, avaliando sua influência em outros equipamentos. Segundo estudos de Kim e Smith (2001), quando as condições de entrada de água na torre são maiores temperaturas e menores vazões, a torre remove uma quantidade maior de calor da água e, assim, esta é resfriada e retorna mais fria para o processo, no entanto, retorna a uma temperatura mais alta. O fato da temperatura de retorno estar mais alta faz com que a diferença de temperatura média logarítmica nos trocadores do processo seja reduzida, exigindo uma área de troca maior.

Por outro lado, o retorno mais quente da água para a torre (se o processo assim permitir) pode tornar mais viável o uso de *air-coolers* para um pré-resfriamento, uma vez que neste caso a diferença de temperatura entre o ar e a água seria maior, acarretando em uma menor área necessária de *air-cooler*. E assim, com a redução da carga térmica na torre haveria uma menor evaporação e, conseqüentemente, uma maior economia de água.

8.4. Conclusões parciais

Os resultados dos testes de comportamento e desempenho da torre de resfriamento estudada apresentados neste capítulo mostraram que esta possui um funcionamento satisfatório: os valores da constante característica do recheio são da mesma ordem de grandeza daqueles determinados quando utilizadas equações e constantes encontradas na literatura, tendência de redução do *approach* com a diminuição da vazão de água, possibilidade de se fazer o balanço de energia do sistema. Com isto, pode-se constatar que a torre é adequada para uso em um ambiente de ensino.

Capítulo 9 – Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

9.1. Conclusões

O ensino de sistemas de processos na graduação encontra-se normalmente restrito à modelagem e simulação computacional, sendo pouco o contato real proporcionado entre o aluno e o processo estudado. Este projeto foi realizado de forma a permitir uma combinação do trabalho experimental realizado em laboratório de ensino de engenharia com sistemas de processos, possibilitando ao estudante aplicar seu conhecimento de maneira mais prática além de trabalhar com equipamentos encontrados em ambientes industriais.

A escolha de um sistema de resfriamento como o sistema de processos a ser estudado deveu-se por ele fazer parte da área de utilidades, comumente presente em diversas indústrias, especialmente químicas, petroquímicas e termoelétricas. Embora esta seja uma área de grande importância em uma indústria, por ela não ser a responsável direta pelo processamento do produto e/ou por estar usualmente afastada fisicamente das outras unidades, ela é normalmente relegada nos estudos. Além disso, nos últimos anos, devido a questões ambientais e a crescente limitação na captação de água para uso em processos, o interesse das indústrias por pesquisas que melhorem o desempenho desses sistemas como um todo, e de torres de resfriamento em particular, tem aumentado. O contato do estudante com estes equipamentos já na graduação é uma forma de contribuir para futuras pesquisas sobre este assunto.

Neste projeto, reestruturou-se o experimento do trocador de calor de placas, fazendo nele alterações nas partes hidráulicas e elétricas e modernizando sua instrumentação. Foi construído também todo o sistema de torre de resfriamento para uso individual ou conectado ao sistema trocador de calor. Ambos os sistemas foram estruturados para ter seus parâmetros lidos via PC, fazendo uso, para isso, de um sistema industrial padrão tipo MODBUS/RS485. Por ele pode ser feito um acompanhamento *on-line* do comportamento do sistema ou ainda pode-se armazenar as informações para análises posteriores. Utilizando-se o software *InduSoft Web Studio*, foram feitas telas de controle supervisorio e de aquisição de dados dos processos, proporcionando também um contato do aluno com tipos de telas de operação utilizadas na indústrias.

Pelos testes realizados nos equipamentos montados observou-se que, de modo geral, eles estão funcionando corretamente, sendo possível fazer a aquisição dos dados. A análise dos dados mostrou que os valores obtidos para os parâmetros e que o comportamento geral da torre estão de acordo com resultados e conclusões encontrados na literatura: a análise do desempenho da torre mostrou que uma melhor eficiência da torre é conseguida com uma redução da vazão de água que por ela circula e os valores da constante característica do recheio utilizado são da mesma ordem de grandeza de valores de constantes características de recheios industriais. Sendo assim, o sistema pode ser considerado como operando de maneira satisfatória e possível de ser usado para ensino.

Foi também desenvolvida uma equação empírica para o cálculo direto da temperatura de bulbo úmido do ar, facilitando sua determinação principalmente quando se deseja fazer um monitoramento contínuo desta.

9.2. Sugestões para trabalhos futuros

Para próximos trabalhos a serem realizados utilizando-se o equipamento construído, sugere-se a seguir algumas mudanças na estrutura física do mesmo a fim de que seja possível aproveitar todos os componentes presentes no sistema e ampliar as possibilidades de estudos a serem feitas. São apresentados também pontos a serem modificados que podem facilitar o manuseio do equipamento em usos futuros. Por fim, são apresentadas ainda algumas sugestões de análises a serem feitas no equipamento montado ou em outros equipamentos que utilizem torres de resfriamento e que tenham o mesmo princípio de estudo.

- Trocar a bomba ou trocar/modificar o *air-cooler* para que a perda de carga causada por este possa ser vencida e, assim, seja possível seu uso de maneira individual ou acoplado à torre de resfriamento;
- Colocar uma saída no fundo da torre para retirada da água em circulação no sistema. Esta alteração irá facilitar o esvaziamento da torre para sua limpeza e ainda poderá ser utilizada como saída do *blowdown*;
- Instalar um sensor de temperatura na entrada de água do subsistema torre de resfriamento (antes da passagem da água pelo *air-cooler*) para que esta medida possa ser feita mesmo sem o subsistema trocador de calor estar acoplado;

- Utilizar uma válvula que permita um melhor controle da vazão da água que circula na torre (sugere-se utilizar uma válvula globo);
- Uso de válvulas, bomba e exaustor que possam ser controlados a distância, via PC;
- Utilizar um exaustor que permita uma variação de velocidade para que o sistema seja estudado para diferentes vazões de ar e possa ser estudado também o consumo de energia referente a esse equipamento; adaptar um sistema de coleta e direcionamento do ar úmido para fora do ambiente do laboratório, para evitar recirculação de ar úmido, e para permitir uma melhor medida da vazão de ar;
- Quando o subsistema torre de resfriamento não estiver acoplado ao subsistema trocador de calor, utilizar uma resistência de aquecimento que permita variação da temperatura da água que entra na torre;
- Analisar o desempenho da torre quando de uma variação na temperatura da água que nela entra para determinada vazão e, de modo contrário, para uma variação da vazão de água para uma dada temperatura de entrada. Analisar ainda quando da variação conjunta dessas duas variáveis;
- Avaliar a quantidade de água de reposição necessária de acordo com o desempenho da torre;
- Analisar o desempenho da torre quando a água a ser resfriada encontra-se contaminada com substâncias utilizadas no processo (por exemplo, óleo).

Referências bibliográficas

ASHRAE Handbook – Fundamentals (SI), [Atlanta]: ASHRAE, Chap. 6, 2005.

BAKER, D. R.; SHRYOCK, H. A. A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance. **Journal of Heat Transfer**. [S.l.: s.n.], Aug. 1961. Disponível em: <http://spxcooling.com/en/library/detail/a-comprehensive-approach-to-the-analysis-of-cooling-tower-performance/>. Acesso em: 9 fev. 2009.

BEDEKAR, S. V.; NITHIARASU, P.; SEETHARAMU, K. N. Experimental investigation of the performance of a counter-flow, packed-bed mechanical cooling tower. **Energy**, [S.l.], v.23, 943-947, 1998 apud KIM, J.; SMITH, R. Cooling water system design. **Chemical Engineering Science**, [Manchester, UK], v.56, 3641–3658, mar. 2001.

BELL, D. M. et al. **Cooling Tower Performance Prediction and Improvement**. Richland, Washington: Electric Power Research Institute, Inc., v. 1, 1990.

BRASIL. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. **Instituto Nacional de Meteorologia**. Disponível em: <http://www.inmet.gov.br/html/prev_tempo.php>. Acesso em: mar. e abr. 2008.

BRASIL. Ministério da Ciência e Tecnologia. **Centro de previsão de tempo e estudos climáticos**. Disponível em: <<http://tempo1.cptec.inpe.br/>>. Acesso em: mar. e abr. 2008.

CORTINOVIS, G. F.; SONG, T. W. Funcionamento de uma torre de resfriamento de água. **Revista de graduação da engenharia química**, [São Paulo], ano VI, n. 14, jul-dez. 2005. Disponível em: <<http://www.hottopos.com/regeq14/giorgia.pdf>>. Acesso em: 24 out. 2007.

COULSON, J. M.; RICHARDSON, J. F. **Chemical engineering**. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1991.

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

FOUST, A. S. et al. **Principles of Unit Operations**. 2nd. ed. Nova York: John Wiley & Sons, Inc., 1960.

GAO, M. et al. Experimental research of heat transfer performance on natural draft counter flow wet cooling tower under cross-wind conditions. **International Journal of Thermal Sciences**, Jinan, v.47, 935-941, 2008.

GENSKOW, L. R. et al. **Perry's chemical engineerings' handbook**. 8th ed., [S.l.]: The McGraw-Hill Companies, Inc., sec. 12, 2008.

HENSLEY, J. C. **Cooling Tower Fundamentals**. 2nd. ed. Kansas: SPX Cooling Technologies, Inc., 2006. Disponível em < <http://spxcooling.com/en/library/detail/cooling-tower-fundamentals/>>. Acesso em: 16 ago. 2007.

KERN, D. Q. **Processos de transmissão de calor**. Tradução: Adir M. Luiz. Rio de Janeiro: Guanabara, 1987.

KIM, J.; SAVULESCU, L.; SMITH, R. Design of cooling systems for effluent temperature reduction. **Chemical Engineering Science**, [Manchester, UK], v.56, 1811-1830, 2001.

KIM, J.; SMITH, R. Cooling water system design. **Chemical Engineering Science**, [Manchester, UK], v.56, 3641–3658, mar. 2001.

LEFEVRE, M. R. Reducing water consumption in cooling towers. **Chemical Engineering Progress**, [s.l.], v.80, 55–62, 1984.

LEMOUARI, M.; BOUMAZA, M.; MUJTABA, I. M. Thermal performances investigation of a wet cooling tower. **Applied Thermal Engineering**, Algeria, v.27, 902-909, 2007.

LUDWIG, E. E. **Applied Process Design for chemical and petrochemical plants.**, vol. 2. 3rd. ed., Houston: Gulf Professional Publishing, 1997.

McCABE, W. L.; SMITH, J. C.; HARRIOTT, P. **Unit operations of chemical engineering**. Boston: McGraw-Hill, 2001.

NOVUS PRODUTOS ELETRÔNICOS LTDA. **Conceitos básicos de RS485 e RS422.**

Porto Alegre, 2007. Disponível em: <<http://www.novus.com.br/site/default.asp?TroncoID=526464&SecaoID=737371>>. Acesso em: set. 2008.

NOVUS PRODUTOS ELETRÔNICOS LTDA. **Modbus Protocol.** Doral, FL 2003.

Disponível em: <<http://www.novus.com.br/site/default.asp?TroncoID=526464&SecaoID=737371>>. Acesso em: set. 2008.

PERRY, R. H.; GREEN, D. W. **Perry's chemical engineers' handbook.** 7th. ed. McGraw-Hill Companies Inc., Chaps. 02, 05 e 12, 1999.

REIS, J. A.; SILVEIRA, J. L.; DOMENI, P. E. **Economia de energia elétrica em torres de resfriamento.** Guaratinguetá, set. 2003. Disponível em:

<<http://www.seeds.usp.br/pir/arquivos/congressos/CLAGTEE2003/Papers/EUE%20B-245.pdf>>. Acesso em: 24 out. 2007.

SEIXAS FILHO, C. **Protocolos Orientados a Caracter**, Belo Horizonte: UFMG, [2002?].

Disponível em: <http://www.eletronica.org/arq_artigos/ProtocolosCaracterMBUS.PDF>. Acesso em: set. 2008.

SMITH, R. **Chemical process design and integration.** New York: John Wiley & Sons Ltd., chap. 24, 2005.

THE CRC HANDBOOK OF THERMAL ENGINEERING. Ed. Frank Kreith. Boca Raton: CRC Press LLC, 2000.

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS. **Centro de Pesquisas Meteorológicas e Climáticas Aplicadas a Agricultura.** Disponível em: <<http://www.cpa.unicamp.br/outras-informacoes/clima-dos-municipios-paulistas.html>>. Acesso em: mar e abr 2008.

WILLA, J. L. Improving cooling towers. **Chemical Engineering**, [s.l.], v. 104, 92–96, nov. 1997.