

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

LUCIANA MARIA DA COSTA RODA

MARIANA FERIAN MAIOLI

Metodologias para caracterização do desempenho de uma
torre de resfriamento de água e suas aplicações

São Paulo / 2010

LUCIANA MARIA DA COSTA RODA

MARIANA FERIAN MAIOLI

Metodologias para caracterização do desempenho de uma
torre de resfriamento de água e suas aplicações

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Área de Concentração: Engenharia Química

Orientador: Prof. Dr. Tah Wun Song

São Paulo / 2010

Folha de Aprovação

Luciana Maria da Costa Roda

Mariana Ferian Maioli

Metodologias para caracterização do desempenho de uma torre de resfriamento de água e suas aplicações

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Área de Concentração: Engenharia Química

Aprovado em:

Banca Examinadora

Prof. Dr: _____

Instituição: _____ Assinatura: _____

Prof. Dr: _____

Instituição: _____ Assinatura: _____

Prof. Dr: _____

Instituição: _____ Assinatura: _____

Dedicatória

“Aos meus pais, Oscar e Maria Luiza, pela dedicação incondicional. Sem a luta e os sacrifícios intensos de vocês durante todos esses anos, jamais teria chego até aqui. Creio que não tenho mais palavras a não ser: Muito Obrigada, Amo vocês! À minha irmã Fabiana e meu cunhado, Alonso, por compreenderem minha ausência constante e estarem sempre prontos para ajudar. Ao meu namorado Roney pelo apoio e carinho durante os momentos mais difíceis.”

Luciana Roda

“Aos meus pais, Greici e Breno, à minha irmã e meu cunhado, Flavia e Juninho, e ao meu grande amor, Igor, pela paciência, pelo apoio, pela força e carinho ao longo desses últimos anos.”

Mariana Maioli

Agradecimentos

Gostaríamos de agradecer ao professor Dr. Tah Wun Song por todo conhecimento, carinho e dedicação a nós transmitidos. E agradecer também, à Lilian Cardoso de Mello, por toda ajuda. Vocês foram essenciais na elaboração desse projeto.

Epígrafe

“Não basta ensinar ao homem uma especialidade, porque se tornará assim uma máquina utilizável e não uma personalidade. É necessário que adquira um sentimento, senso prático daquilo que vale a pena ser empreendido, daquilo que é belo, do que é moralmente correto.”

(Albert Einstein)

Resumo

A grande maioria dos processos industriais se utiliza de água para resfriamento de fluidos de processo e maquinaria em geral. Sistemas de resfriamento são compostos por torres de resfriamento, que trabalhando de maneira adequada evitam desperdícios de recursos materiais e energéticos. A caracterização do parâmetro de desempenho ($K_G.a$) de uma torre de resfriamento permite um melhor gerenciamento do sistema, no caso de alterações do processo. Dessa forma, esse trabalho propõe duas metodologias para obter o parâmetro de desempenho da torre: uma a partir de dados experimentais e outra a partir da leitura de catálogos comerciais. Considera-se, neste trabalho, que o parâmetro de desempenho depende apenas dos fluxos mássicos de água e gás pela torre de resfriamento. Após a sua caracterização, é proposta uma planilha de cálculo em Excel para conhecer o comportamento de variáveis do sistema após mudanças no processo industrial. O Excel foi escolhido por se tratar de um recurso de fácil acesso e de fácil entendimento, o uso da ferramenta "Solver" foi necessário para a resolução dos cálculos envolvidos. Para exemplificar o uso dessa planilha, o trabalho ao final traz alguns estudos de casos.

Na primeira etapa (TCC-1) em que o trabalho foi realizado, desenvolveu-se a metodologia experimental para caracterização do parâmetro de desempenho. Para isso, contou-se com o auxílio de uma instalação localizada no Edifício Semi-Industrial do Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica da USP, e foram feitos o desenvolvimento da descrição do sistema e de um manual de operação. Foi desenvolvido ainda também nessa etapa um modelo matemático para entendimento dos aspectos conceituais de uma torre de resfriamento. Com esse modelo, foi possível o cálculo do $K_G.a$. Na segunda etapa do trabalho (TCC-2), buscou-se o desenvolvimento da segunda metodologia (obtenção do parâmetro de desempenho da torre a partir de catálogos comerciais), e de uma planilha de cálculo em Excel que auxilia o gerenciamento do sistema e a aplicação em estudos de caso.

Palavras chave: Torre de resfriamento, parâmetro de desempenho, gerenciamento.

Abstract

The greater part of the industrial processes uses water as coolant for processes fluids and general machinery. Cooling systems are composed by cooling towers, these ones, when working properly, avoids wasting of energetic and material resources. The characterization of the performance parameter ($K_G.a$) of a cooling tower allows a better management of the system, in occasion of changes in the processes. Therefore, this project proposes two methodologies to obtain the performance parameter of a cooling tower: The first through experimental data and the second one based on fetching data from technical specifications on product catalogs. This project assumes that the performance parameter only depends on the water and gas mass flow through the cooling tower. After its characterization, it is proposed an Excel spreadsheet to understand the behavior of the system variables when changes on the industrial process occur. Excel was chosen for its wide range of resources, easy access and understanding. Also, the Solver tool was used in the related calculation. To exemplify the usage of this spreadsheet, this project contemplates some case studies.

On the first stage (TCC-1) in which this project was made, it was developed an experimental methodology to characterize the performance parameter. This result was achieved with the help of a facility located at the Semi-Industrial building of the Chemical Engineering Department of the Escola Politécnica of the University of São Paulo, and the development of the system description and the operation manual were made. On this stage, it was also developed a mathematical model to understand conceptual aspects of a cooling tower. With this model, it was possible to calculate $K_G.a$. On the second stage (TCC-2), the aim was to develop the second methodology, which is based on obtaining the performance parameter through technical data from product catalogs, and in an Excel calculation spreadsheet which helps the system management and case studies demonstrations.

Key words: Cooling towers, performance parameter, management.

Lista de Figuras

FIGURA 1.1: TORRE DE RESFRIAMENTO COM ESCOAMENTO CONTRACORRENTE	20
FIGURA 1.2: TORRE DE RESFRIAMENTO COM ESCOAMENTO CRUZADO	20
FIGURA 1.3: REPRESENTAÇÃO DE UM TERMÔMETRO DE BULBO ÚMIDO	23
FIGURA 1.4: ESQUEMA DE UM PSICRÔMETRO GIRATÓRIO.....	23
FIGURA 3.1: REPRESENTAÇÃO DA FERRAMENTA SOLVER E DA PLANILHA EXPLICADA.....	36
FIGURA 3.2: APROXIMAÇÃO OBTIDA PELA FERRAMENTA SOLVER....	37
FIGURA 3.3: GRÁFICO PARA SELEÇÃO DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO	38
FIGURA 4.1 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UM SISTEMA DE RESFRIAMENTO.....	42
FIGURA 4.2 - EXEMPLO DE PLANILHA EM EXCEL QUE PODE SER UTILIZADA NO GERENCIAMENTO DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO...	44
FIGURA 4.3 – SOLVER UTILIZADO PARA RESOLUÇÃO DA PLANILHA DO EXCEL.	45
FIGURA 5.1: APLICAÇÃO DOS DADOS DO CASO BASE À METODOLOGIA DO ITEM 4.....	47

FIGURA A.1: FLUXOGRAMA DE PROCESSO DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO ESTUDADO.....	58
FIGURA A.2: TORRES DE RESFRIAMENTO TR-01 E TR-02.....	59
FIGURA A.3: TANQUES DE ARMAZENAMENTO.....	59
FIGURA A.4: MALHA DE TROCADORES DE CALOR TC-01 A TC-05.....	59

Lista de Tabelas

TABELA 3.1: PLANILHA DE APOIO PARA REALIZAÇÃO DOS EXPERIMENTOS	32
TABELA 3.2: RESULTADOS OBTIDOS.....	33
TABELA 3.3: CÁLCULO DE $K_G \cdot A$	35
TABELA 3.4: DADOS DE ENTRADA PARA A PLANILHA DE CÁLCULO..	39
TABELA 3.5: CÁLCULO DE $K_G \cdot A$ PARA OS PONTOS SELECIONADOS..	40
TABELA 3.6: RESULTADOS OBTIDOS PARA A, B E Γ A PARTIR DE CATÁLOGOS COMERCIAIS.....	40
TABELA A.1: CARACTERÍSTICAS DOS TROCADORES DE CALOR.....	56
TABELA A.2: CARACTERÍSTICAS DOS TANQUES	56

Lista de Símbolos

α	Coeficiente linear do modelo empírico do parâmetro de desempenho
β	Expoente do parâmetro L do modelo empírico do parâmetro de desempenho
γ	Expoente do parâmetro G do modelo empírico do parâmetro de desempenho
a	Área superficial de transferência de massa e de calor (m^2/m^3)
a_m	Área superficial de transferência de massa (m^2/m^3)
a_t	Área superficial de transferência de calor (m^2/m^3)
A_{transv}	Área transversal da torre (m^2)
$C_{\text{água}}$	Calor específico da água ($J/kg \cdot ^\circ C$)
C_h	Calor específico do ar úmido ($J/kg \cdot ^\circ C$)
C_{pp}	Calor específico do fluido de processo ($J/kg \cdot ^\circ C$)
C_v	Calor específico do vapor d'água ($J/kg \cdot ^\circ C$)
F	Fator de correção do escoamento
G	Fluxo mássico de gás ($kg \text{ ar seco}/m^2 \cdot s$)
H_{ar}	Entalpia específica do ar em base seca ($J/kg \text{ ar seco}$)
$H_{ar,1}$	Entalpia específica do ar na entrada da torre (J/kg)
$H_{ar,2}$	Entalpia específica do ar na saída da torre (J/kg)
$H_{ar,i}$	Entalpia específica do ar na interface (J/kg)
$H_{ar,s}$	Entalpia específica do ar saturado (J/kg)
$H_{ar,S,1}$	Entalpia específica do ar saturado na temperatura de entrada da água (J/kg)
$H_{ar,S,2}$	Entalpia específica do ar saturado na temperatura de saída da água (J/kg)
h_g	Coeficiente de transferência de calor da fase gasosa ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
h_l	Coeficiente de transferência de calor da fase líquida ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
k_g	Coeficiente de transferência de massa da fase gasosa ($kg/m^2 \cdot s$)
K_G	Coeficiente global de transferência de massa ($kg/m^2 \cdot s$)
$K_{G,a}$	Parâmetro de desempenho da torre [$(kg/m^2 \cdot s) \cdot (m^2/m^3)$]

$K_G \cdot a$	Parâmetro de desempenho da torre [(kg/m ² .s).(m ² /m ³)]
$K_G \cdot a_{\alpha\beta\gamma}$	Parâmetro de desempenho da torre calculado a partir do modelo empírico [(kg/m ² .s).(m ² /m ³)]
$K_G \cdot a_{int}$	Parâmetro de desempenho da torre calculado a partir do modelo fenomenológico [(kg/m ² .s).(m ² /m ³)]
L	Fluxo mássico de água (kg/m ² .s)
I	Rotação do ventilador (rpm)
M _A	Massa molecular da água (g/mol)
M _V	Massa molecular do ar (g/mol)
m _p	Vazão mássica do fluido de processo (kg/s)
P	Pressão total (Pa)
P _A	Pressão parcial do vapor d'água (Pa)
P _{VA}	Pressão de vapor à temperatura da mistura (Pa)
Q _{água}	Fluxo de calor da fase líquida para a interface (W/m ²)
Q _{ar}	Fluxo de calor da interface para a fase gasosa (W/m ²)
Q _{torre}	Taxa de calor retirado da água de resfriamento (W)
Q _{proc}	Taxa de calor retirado do fluido de processo (W)
T _{água}	Temperatura <i>bulk</i> da água (°C)
T _{água,1}	Temperatura de entrada da água, correspondente a z = Z _T (°C)
T _{água,2}	Temperatura de saída da água, correspondente a z = 0 (°C)
T _{ar}	Temperatura <i>bulk</i> do ar (°C)
T _{ar,1}	Temperatura de entrada do ar, correspondente a z = 0 (°C)
T _{bs}	Temperatura de bulbo seco (°C)
T _{bu}	Temperatura de bulbo úmido (°C)
T _e	Temperatura da corrente de água admitida na torre (°C)
T _{e_p}	Temperatura de entrada do fluido de processo (°C)
T _i	Temperatura na interface (°C)
T _s	Temperatura da corrente de água de saída da torre (°C)

T_{Sp}	Temperatura de saída do fluido de processo (°C)
W	Umidade do ar
w	Vazão de ar no ventilador (kg/h)
W_R	Umidade relativa
X	Umidade do ar ambiente (kg vapor d'água / kg ar seco)
X_1	Umidade do ar de entrada da torre (kg vapor d'água / kg ar seco)
X_i	Umidade do ar na interface água-ar (kg vapor d'água / kg ar seco)
Z_T	Altura da torre de resfriamento de água (m)
λ	Calor de vaporização da água (J/kg vapor d'água)
%RH	Umidade relativa do ar

Sumário

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	JUSTIFICATIVA.....	16
1.2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	17
2	DESENVOLVIMENTO DO MODELO MATEMÁTICO.....	24
2.1	MODELO FENOMENOLÓGICO.....	24
2.2	MODELO EMPÍRICO	30
3	METODOLOGIA	31
3.1	CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DO PARÂMETRO DE DESEMPENHO DA TORRE DE RESFRIAMENTO	31
3.1.1	Coleta de dados.....	31
3.1.2	Resultados experimentais	32
3.1.3	Cálculo do $K_G \cdot a$	34
3.1.4	Cálculo de alfa, beta e gama	36
3.2	CARACTERIZAÇÃO DO PARÂMETRO DE DESEMPENHO DA TORRE DE RESFRIAMENTO A PARTIR DE CATÁLOGOS COMERCIAIS.	37
4	APLICAÇÃO DO PARÂMETRO DE DESEMPENHO CARACTERIZADO EM GERENCIAMENTO DE SISTEMAS DE RESFRIAMENTO	41
5	ESTUDOS DE CASO	46
5.1	ESTUDO DE CASO BASE	46
5.2	ESTUDO DE CASO I	47

5.3	ESTUDO DE CASO II	48
5.4	ESTUDO DE CASO III	49
5.5	ESTUDO DE CASO IV	50
6	CONCLUSÕES	51
7	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	52
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	53
	APÊNDICE A – DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO	55
	APÊNDICE B – MANUAL DE OPERAÇÃO	60
	B.1 Aquecimento dos tanques	60
	B.2 Operação do sistema	61
	B.3 Cuidados a serem tomados	61

1 INTRODUÇÃO

Para melhor compreensão global do trabalho, os itens 1, 2.1 e 3 (até 3.1.3), parte das Conclusões, assim como os apêndices A e B, já foram apresentados no TCC-1.

1.1 JUSTIFICATIVA

Na grande maioria dos processos industriais, há a necessidade de resfriamento de fluidos e de equipamentos e maquinaria em geral que geram determinada quantidade de calor durante sua operação. O fluido geralmente utilizado para remover esse calor gerado é a água, devido às suas características físicas (alto calor específico, baixa viscosidade, alta condutibilidade térmica e alta densidade), além da facilidade de obtenção e a sua atoxidade.

Após sua utilização, pode-se eliminar a água do sistema, ou então, resfriá-la e reaproveitá-la no sistema de resfriamento. Há tempos atrás, era usual optar-se pela primeira alternativa, porém com a dificuldade crescente em se obter água a custos reduzidos, e com maiores rigores nas leis que regem a poluição de mananciais, chegou-se à conclusão de que o uso de circuitos semi-fechados de resfriamento seria a melhor solução. Desta forma, dentre os vários processos de resfriamento de água existente, surgiu a Torre de Resfriamento de Água.

A importância desse trabalho consiste no fato de torres de resfriamento serem equipamentos largamente utilizados nas indústrias do setor químico e petroquímico e, apresentando um funcionamento adequado, evita-se o desperdício de água utilizada como fluido de resfriamento.

Por se tratar de um serviço de utilidades, porém, pouca atenção é dada às torres no pátio industrial. As condições utilizadas durante sua operação muitas vezes

baseiam-se apenas em informações do fabricante e de seus catálogos, não sendo verificadas após sua instalação. Além disso, nesses catálogos não constam diretamente os valores do parâmetro de desempenho ($K_G.a$), o qual auxilia no acompanhamento do funcionamento da torre.

Muitas vezes, alterações em processos industriais são necessárias, e com isso, deve-se saber qual será o impacto dessas mudanças no sistema de resfriamento existente. É importante saber se esse sistema (torre de resfriamento) continuará sendo suficiente para o processo em questão, ou necessitará ser trocado ou modificado. Dessa forma, se forem conhecidos os dados da torre de resfriamento como, por exemplo, o parâmetro de desempenho, pode-se obter um melhor gerenciamento do sistema de resfriamento.

Além disso, o princípio de funcionamento das torres está no transporte simultâneo de calor e massa, que envolve aspectos conceituais de extrema importância que precisam ser levados em conta durante a etapa de projeto e de sua especificação. Assim, o estudo das torres de resfriamento representa uma oportunidade para o entendimento e aprofundamento destes aspectos e fenômenos envolvidos, que são constantemente necessários ao engenheiro químico.

Outro fato relevante é que poucos estudos têm sido desenvolvidos sobre as torres de resfriamento com base em dados experimentais.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Torre de resfriamento é um equipamento de remoção de calor de uma determinada corrente para o ar atmosférico. É amplamente utilizado na indústria, em vários setores, como por exemplo, o de utilidades - água de resfriamento (COOLING TECHNOLOGY INSTITUTE, 2009).

Cortinovis (2004) abordou um modelo matemático para o cálculo do parâmetro de desempenho de uma torre de resfriamento ($K_G.a$) para a situação de baixo transporte de massa.

Visando validar esse modelo, realizou diversos ensaios, variando as condições de entrada do ar e da água. Usando parte dos resultados experimentais, obteve diferentes valores do parâmetro de desempenho da torre. Com esses valores, através de uma regressão matemática, chegou-se a uma equação simplificada para o cálculo de $K_G.a$.

Foi feita uma comparação dos valores previstos por essa equação com os resultados experimentais restantes, verificando-se uma boa concordância. Também comparou os parâmetros da nova equação com os da literatura (KERN 1950).

Mello (2008) apresenta um estudo sobre a influência das principais variáveis de processo na operação de uma torre de resfriamento, como fluxo mássico de água, fluxo mássico do ar, temperatura da água na entrada da torre. A autora também apresenta uma abordagem fenomenológica com base nos conceitos de fenômenos de transporte e nas teorias de baixa e alta taxas de transporte de massa. Vale ressaltar que, neste trabalho de TCC, será contemplado apenas o modelo com base na teoria de baixa taxa de transporte de massa, dado que o experimento será realizado com correntes de admissão de água a temperaturas não muito elevadas.

Com os resultados do experimento, Mello (2008) obtém o parâmetro de desempenho da torre, $K_G.a$. E então, através de um modelo empírico, ela apresenta o modelo de desempenho de uma torre de resfriamento, utilizando para isso uma regressão matemática dos dados experimentais.

Em seguida, o modelo obtido é comparado com alguns dados da literatura (Cortinovis, 2004; Zhai, 2006), chegando à comprovação do modelo fenomenológico proposto.

Cortinovis et al. (2009a) afirmam que a performance de uma torre de resfriamento e de seu sistema de resfriamento são críticos em plantas industriais e que pequenos desvios das condições de projeto podem causar instabilidade severa na operação. Então, foi desenvolvido um modelo de otimização para o funcionamento de um sistema de resfriamento de água que compreende uma torre de resfriamento, uma rede de dutos e trocadores de calor. O modelo descreve todas as interações hidráulicas e térmicas do sistema, e tem o objetivo de minimizar os custos operacionais envolvidos, otimizando a velocidade do ventilador, vazão de remoção de água e ajuste da vazão da água no trocador de calor.

Cortinovis et al. (2009b) afirmam que o desempenho de uma torre de resfriamento é vital em plantas industriais. O trabalho então apresenta uma abordagem para a análise do desempenho integrado de um sistema de água de refrigeração. A abordagem combina estudo experimental com modelagem matemática.

Para os dois últimos estudos citados acima, o modelo fenomenológico que permitiu a execução dos trabalhos foi desenvolvido por Cortinovis (2004). Neste presente trabalho, o objetivo é desenvolver uma metodologia para a obtenção deste modelo, para a caracterização experimental de uma torre de resfriamento.

No estudo de uma torre de resfriamento são empregados diversos termos de projeto e operação que serão definidos a seguir:

Approach: diferença entre a temperatura de água que está saindo da torre e a temperatura de bulbo úmido.

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

Carga Térmica: quantidade de calor dissipada pela torre de resfriamento por unidade de tempo.

Fluxo de Escoamento: o escoamento de ar e de água dentro de uma torre de resfriamento pode ser contracorrente (Figura 1.1), água cai verticalmente através do enchimento, enquanto o ar usado para o resfriamento caminha no sentido oposto; ou cruzado (Figura 1.2), a água desce através do enchimento, enquanto o ar usado para o resfriamento escoar na horizontal.

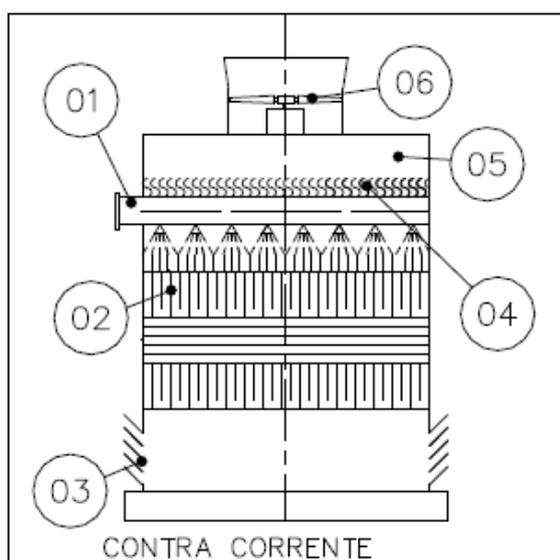


Figura 1.1: Torre de resfriamento com escoamento contracorrente

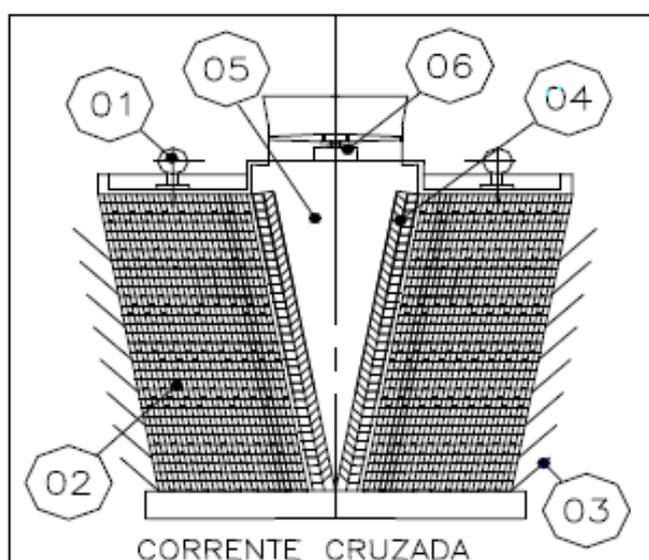


Figura 1.2: Torre de resfriamento com escoamento cruzado

LEGENDA

- 01) Tubulacao de agua
- 01) Tanques
- 02) Enchimento
- 03) Venezianas
- 04) Eliminador de gotas
- 05) Plenum
- 06) Equipamento mecanico

Make Up: É a reposição de água que foi perdida por evaporação, arraste, purga e vazamento é expressa geralmente como uma porcentagem da vazão mássica em circulação, e é controlada geralmente por uma válvula bóia na bacia de contenção.

Purga: retirada de água, expressa como uma fração da vazão mássica em circulação, com o objetivo de manter a quantidade de sólidos dissolvidos e impurezas em um nível aceitável.

Range: diferença entre a temperatura de água de alimentação da torre de resfriamento e a temperatura de água na saída da torre (CHERMISINOFF; CHERMISINOFF, 1981).

Torre de resfriamento não evaporativa: são torres em que a água quente ou vapor de exaustão de turbinas passa por uma serpentina em contato com o ar aspirado por ventiladores. O resfriamento ocorre devido à transferência de calor sensível da água para o ar (TREYBAL,1981).

Torre de resfriamento evaporativa: são torres em que o resfriamento da água ocorre devido à evaporação de parte da água alimentada e também devido à transferência de calor sensível da água para o ar. Nas torres de resfriamento evaporativo, o ar e água estão em contato direto, assim permite alta transferência de calor e massa, com baixa perda de carga (EL-DESSOUKY; AL-HADDAD, AL JUWAYHEL, 1997).

Torre de resfriamento de aspiração mecânica: são torres onde ventiladores ou aspiradores são usados para suprir a vazão requerida de ar através da torre. São subdivididas em torres de corrente forçada e torres de corrente induzida, dependendo da localização do soprador ou ventilador (MOHIUDDIN,KANT, 1995).

Torre de aspiração natural: são torres que utilizam a diferença de densidade entre o ar aquecido que deixa a torre de resfriamento e o ar fora da torre como força motriz para o escoamento do gás (MOHIUDDIN, KANT, 1995).

Para melhor entendimento do modelo que será desenvolvido neste estudo torna-se necessária a apresentação de algumas definições de psicrometria.

Umidade do ar [W]: é a massa de vapor d'água contida em uma unidade de massa de ar isenta de vapor. A umidade depende somente da pressão parcial do vapor na mistura, quando a pressão total é fixa (MACCBE; SMITH; HARRIOT, 2005).

$$W = \frac{M_V \cdot P_A}{M_A \cdot (P - P_A)}$$

Umidade relativa [W_R]: é a relação entre a pressão parcial do vapor d'água e a sua pressão de vapor à temperatura da mistura. É expressa em porcentagem (MACCBE; SMITH; HARRIOT, 2005).

$$W_R = 100 \cdot \frac{P_A}{P_{VA}}$$

Temperatura de bulbo úmido (T_{bu}): é a temperatura atingida por uma pequena quantidade de água em contacto com uma corrente contínua de ar não saturado, sob condições adiabáticas, sendo desprezíveis os efeitos de radiação, conforme mostrado na Figura 1.3 (BENNET; MYERS, 1974). Um dispositivo, psicrômetro, para medição dessa temperatura é mostrado na Figura 1.4.

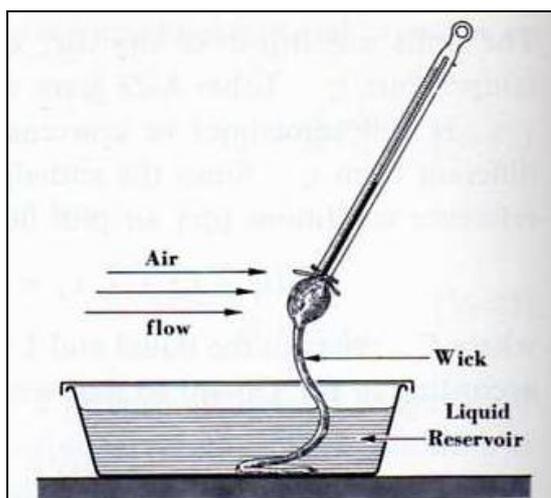


Figura 1.3: Representação de um termômetro de bulbo úmido

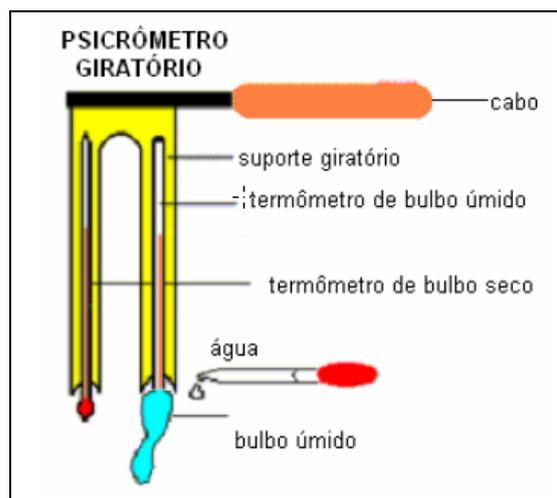


Figura 1.4: Esquema de um psicrômetro giratório

Alguns cuidados devem ser tomados durante a medição desta temperatura: a mecha deve estar completamente úmida e a velocidade do ar deve ser suficientemente alta para que o fluxo de calor por radiação da vizinhança possa ser desprezado quando comparado com o da convecção e condução entre o ar e o bulbo.

2 DESENVOLVIMENTO DO MODELO MATEMÁTICO

2.1 MODELO FENOMENOLÓGICO

Em uma torre de resfriamento, a troca térmica ocorre devido ao transporte de calor e ao transporte de massa simultâneos. O calor transferido da fase líquida para a interface água-ar se dá devido ao gradiente de temperatura. Já a transferência de calor da interface água-ar para a fase gasosa ocorre através da transferência de calor em razão do gradiente de temperatura entre as fases e também da transferência de calor devido à diferença de concentração de água entre as duas fases.

Para um sistema de resfriamento adiabático composto por uma torre de resfriamento evaporativa, de escoamento contracorrente e que opera em estado estacionário, tem-se o seguinte equacionamento.

O fluxo de calor da fase líquida para a interface ($Q_{\text{água}}$) para uma altura de recheio dz pode ser expresso por:

$$Q_{\text{água}} = h_l \cdot a_t \cdot (T_{\text{água}} - T_i) \cdot dz \quad (1)$$

onde h_l é o coeficiente de transferência de calor da fase líquida ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$);

a_t é a área superficial de transferência de calor (m^2/m^3);

$T_{\text{água}}$ é a temperatura *bulk* da água ($^\circ\text{C}$);

T_i é a temperatura na interface ($^\circ\text{C}$).

Como o valor do coeficiente individual de troca térmica da fase líquida, h_l , é muito alto (McCABE et al, 2005), pode-se admitir que a temperatura da interface é a

própria temperatura da água. Entretanto, vale ressaltar que a equação (1) não será usada no equacionamento a seguir.

O fluxo de calor da interface para a fase gasosa (Q_{ar}) pode ser representado pela seguinte equação:

$$Q_{ar} = h_g \cdot a_t \cdot (T_i - T_{ar}) \cdot dz + k_g \cdot a_m \cdot \lambda \cdot (X_i - X) \cdot dz \quad (2)$$

onde, h_g é o coeficiente de transferência de calor da fase gasosa ($W/m^2 \cdot ^\circ C$);

T_{ar} é a temperatura do ar ambiente ($^\circ C$);

k_g é o coeficiente de transferência de massa da fase gasosa ($kg \text{ ar seco}/m^2 \cdot s$);

a_m é a área superficial de transferência de massa (m^2/m^3);

λ é o calor latente de vaporização da água ($J/kg \text{ vapor d'água}$);

X_i é a umidade do ar na interface água-ar ($kg \text{ vapor d'água} / kg \text{ ar seco}$);

X é a umidade do ar ambiente ($kg \text{ vapor d'água} / kg \text{ ar seco}$).

A quantidade de calor transferida para o ar é igual à variação de entalpia do ar, então:

$$Q_{ar} = G \cdot dH_{ar} \quad (3)$$

onde, G é o fluxo mássico de gás ($kg \text{ ar seco}/m^2 \cdot s$) e H_{ar} é a entalpia específica do ar em base seca ($J/kg \text{ ar seco}$).

A equação (2) pode então ser escrita como:

$$G \cdot dH_{ar} = h_g \cdot a_t \cdot (T_i - T_{ar}) \cdot dz + k_g \cdot a_m \cdot \lambda \cdot (X_i - X) \cdot dz \quad (4)$$

A área de transferência de massa pode ser considerada a mesma para a transferência de calor ($a_t = a_m = a$) (McCABE et al, 2005). Dessa forma, reorganizando a equação (4) tem-se:

$$G \cdot dH_{ar} = k_g \cdot a \cdot \left[c_h \cdot \frac{h_g}{k_g \cdot c_h} \cdot (T_i - T_{ar}) + \lambda \cdot (X_i - X) \right] \cdot dz \quad (5)$$

Na equação (5), c_h representa o calor específico do ar úmido. A relação entre os coeficientes individuais de transporte de calor e massa pode ser dada pela seguinte equação (McCABE et al, 2005):

$$\frac{h_g}{k_g \cdot c_h} = \left(\frac{N_{Sc}}{N_{Pr}} \right)^{2/3} \quad \text{onde } \frac{N_{Sc}}{N_{Pr}} \text{ é o número de Lewis (Le) que para o sistema vapor}$$

d'água-ar é muito próximo de 1 (Foust et al, 1982). Com isso, pode-se dizer que

$$\frac{h_g}{k_g \cdot c_h} = 1. \text{ Assim, a equação (5) se torna:}$$

$$G \cdot dH_{ar} = k_g \cdot a \cdot [c_h \cdot (T_i - T_{ar}) + \lambda \cdot (X_i - X)] \cdot dz \quad (6)$$

E pode ser simplificada da seguinte forma:

$$G \cdot dH_{ar} = k_g \cdot a \cdot (H_{ar,i} - H_{ar}) \cdot dz \quad (7)$$

onde, $H_{ar,i}$ é a entalpia específica do ar na interface (J/kg ar seco) e H_{ar} a entalpia específica do ar ambiente (J/kg ar seco).

Como a fase líquida se trata de água pura, o coeficiente de transferência de massa da fase gasosa é igual ao coeficiente global ($k_g = K_G$) e então:

$$G \cdot dH_{ar} = K_G \cdot a \cdot (H_{ar,i} - H_{ar}) \cdot dz \quad (8)$$

A equação (8) é considerada a equação de projeto e de análise de desempenho de uma torre de resfriamento. Integrando-a, chega-se a:

$$\int_{H_{ar,1}}^{H_{ar,2}} \frac{G \cdot dH_{ar}}{K_G \cdot a \cdot (H_{ar,i} - H_{ar})} = \int_0^{Z_T} dz \quad (9)$$

Do balanço energético na torre de resfriamento, supondo o sistema adiabático, tem-se que:

$$L \cdot c_{\acute{a}gua} \cdot dT_{\acute{a}gua} = G \cdot dH_{ar} \quad (10)$$

onde $c_{\acute{a}gua}$ é o calor específico da água (J/kg.°C) e L é o fluxo mássico de água (kg/m².s).

Para a equação (10), considera-se que o fluxo de água é constante ao longo da torre, pois segundo CHEREMISINOFF e CHEREMISINOFF (1981), em condições normais de operação, as perdas por evaporação e arraste são inferiores a 2%.

Substituindo a equação (10) na equação (9) obtém-se:

$$\int_{T_{\acute{a}gua,2}}^{T_{\acute{a}gua,1}} \frac{L \cdot c_{\acute{a}gua} \cdot dT_{\acute{a}gua}}{K_G \cdot a \cdot (H_{ar,i} - H_{ar})} = \int_0^{Z_T} dz \quad (11)$$

onde $T_{\acute{a}gua,1}$ é a temperatura de entrada da água, correspondente a $z = Z_T$, e $T_{\acute{a}gua,2}$ é a temperatura de saída da água, correspondente a $z = 0$.

Considerando-se também que o calor específico da água e o coeficiente de transferência de massa global, K_G , são constantes ao longo da torre, tem-se:

$$\int_{T_{\acute{a}gua,2}}^{T_{\acute{a}gua,1}} \frac{dT_{\acute{a}gua}}{(H_{ar,i} - H_{ar})} = \frac{Z_T \cdot K_G \cdot a}{L \cdot c_{\acute{a}gua}} \quad (12)$$

Foust et. al (1982) sugerem um polinômio de segundo grau para se obter a entalpia específica do ar saturado em função da temperatura ($H_{ar,S}$):

$$H_{ar,S} = a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2 \quad (13)$$

onde T em °C e $H_{ar,S}$ em J/kg;

$$a_0 = 69345 \text{ L/kg};$$

$$a_1 = -3693,1 \text{ J/kg.}^\circ\text{C};$$

$$a_2 = 155,52 \text{ J/kg.}^\circ\text{C}^2.$$

Como na interface o ar encontra-se saturado, a equação (13) pode ser utilizada para obter a entalpia específica do ar na interface ($H_{ar,i}$). Como já dito, a resistência ao transporte de massa na fase líquida pode ser considerada desprezível e então pode-se assumir que a temperatura da interface é igual à temperatura da água. Portanto, a equação (13) fornece o valor da entalpia do ar na interface em função da temperatura da água.

Da equação (10) chega-se a uma expressão para a entalpia específica do ar a uma dada condição genérica (H_{ar}), conhecendo-se a entalpia específica do ar em outra condição ($H_{ar,1}$):

$$H_{ar} = \frac{L \cdot c_{\acute{a}gua} \cdot (T_{\acute{a}gua1} - T_{\acute{a}gua})}{G} + H_{ar,1} \quad (14)$$

Na equação (14), $H_{ar,1}$ pode ser obtida a partir da equação (15) ou através de uma carta psicrométrica (Foust et. al, 1982):

$$H_{ar,1} = c_{ar} \cdot T_{ar,1} + X_1 \cdot (\lambda + c_v \cdot T_{ar,1}) \quad (15)$$

onde c_v é o calor específico do vapor d'água (J/kg.°C).

Substituindo-se as equações (13), (14), (15) na (12) tem-se:

$$\int_{T_{\acute{a}gua2}}^{T_{\acute{a}gua1}} \frac{dT_{\acute{a}gua}}{\left[155,52 \cdot T_{\acute{a}gua}^2 - \left(3693,1 - \frac{L \cdot c_{\acute{a}gua}}{G} \right) \cdot T_{\acute{a}gua} + \left(69345 - \frac{L \cdot c_{\acute{a}gua} \cdot T_{\acute{a}gua1}}{G} - H_{ar,1} \right) \right]} = \frac{Z_T \cdot K_G \cdot a}{L \cdot c_{\acute{a}gua}} \quad (16)$$

Como o escoamento de água na torre estudada será o escoamento cruzado, é necessário introduzir um fator de correção F na equação (16), proposto por Fujita and Tezuka (1986). Esse fator é dado por:

$$F = 1 - 0,106 \cdot \left(1 - \frac{H_{ar,S,2} - H_{ar,2}}{H_{ar,S,1} - H_{ar,1}} \right)^{3,5} \quad (17)$$

onde $H_{ar,S,2}$ é a entalpia específica do ar saturado na temperatura de saída da água (J/kg);

$H_{ar,S,1}$ a entalpia específica do ar saturado na temperatura de entrada da água (J/kg);

$H_{ar,2}$ é a entalpia específica do ar na saída da torre (J/kg);

$H_{ar,1}$ é a entalpia específica do ar na entrada da torre (J/kg).

Assim, a equação (16) se torna então:

$$\int_{T_{\acute{a}gua2}^{T_{\acute{a}gua1}}} \frac{dT_{\acute{a}gua}}{\left[155,52 \cdot T_{\acute{a}gua}^2 - \left(3693,1 - \frac{L \cdot c_{\acute{a}gua}}{G} \right) \cdot T_{\acute{a}gua} + \left(69345 - \frac{L \cdot c_{\acute{a}gua} \cdot T_{\acute{a}gua1}}{G} - H_{ar,1} \right) \right]} = \frac{F \cdot Z_T \cdot K_G \cdot a}{L \cdot c_{\acute{a}gua}} \quad (18)$$

A integral apresentada na equação (18) é da forma $\int \frac{dx}{(a \cdot x^2 - b \cdot x + c)}$ cuja solução

analítica é dada por:

$$\frac{1}{\sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}} \cdot \ln \left(\frac{2 \cdot a \cdot x + b - \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a \cdot x + b + \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}} \right) \quad (19)$$

2.2 MODELO EMPÍRICO

O desempenho de uma dada torre de resfriamento é função dos fluxos mássicos de líquido e gás, ou seja, pode ser representado em função dessas duas variáveis (L e G) como mostrado pela equação (20), obtida através de um modelo empírico (FREDMAN; SAXÉN, 1995).

$$K_G \cdot a_{\alpha\beta\gamma} = \alpha \cdot L^\beta \cdot G^\gamma \quad (20)$$

3 METODOLOGIA

3.1 CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DO PARÂMETRO DE DESEMPENHO DA TORRE DE RESFRIAMENTO

A primeira metodologia a ser apresentada para a caracterização do parâmetro de desempenho de uma torre de resfriamento se utiliza da coleta de dados experimentais do sistema para serem aplicados na equação (18), obtida no modelo matemático, de forma a calcular o $K_G.a$.

Essa metodologia foi desenvolvida com o auxílio de uma instalação localizada no Edifício Semi-Industrial do Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica da USP. No Anexo I encontra-se uma descrição dessa instalação e no Anexo II encontra-se um manual de operação, ambos desenvolvidos na primeira etapa do trabalho visando facilitar os testes experimentais nela realizados.

Essa metodologia, entretanto, pode ser aplicada para qualquer sistema de resfriamento. A seguir são apresentados os dados necessários a serem coletados diretamente da instalação.

3.1.1 COLETA DE DADOS

Para obtenção de dados durante o experimento, foi elaborada inicialmente uma planilha. Nesta planilha, constam todos os parâmetros que devem ser medidos durante a tomada de dados. Deve-se variar a vazão de água na torre, esperar o tempo para a torre entrar em regime estacionário e então medir os dados apresentados na planilha. Com esses dados em mãos, pode-se calcular então o parâmetro de desempenho da torre, $K_G.a$.

A planilha é apresentada na Tabela 3.1 a seguir.

Tabela 3.1: Planilha de apoio para realização dos experimentos

Ensaio	Tempo (min)	$T_{\text{água1}}$ (°C)	$T_{\text{água2}}$ (°C)	T_{bs_1} (°C)	T_{bu_1} (°C)	Vazão de água Fria (m ³ /h)		Vazão de água Quente (m ³ /h)	
				Psicrômetro		TC - 2	TC - 4	TC - 2	TC - 4
1									
2									
3									
4									
5									
6									

onde:

- $T_{\text{água1}}$ = Temperatura de água na entrada da torre de resfriamento (medida no bocal do distribuidor);
- $T_{\text{água2}}$ = Temperatura de água na saída da torre de resfriamento (medida na água de saída do recheio);
- T_{bs_1} = Temperatura de bulbo seco do ar ambiente (medida com psicrômetro e higrômetro);
- T_{bu_1} = Temperatura de bulbo úmido do ar ambiente (medida com psicrômetro);
- %RH = Umidade relativa do ar (medida com higrômetro).

T_{bs_2} (Temperatura de bulbo seco do ar na saída da torre de resfriamento) e T_{bu_2} (Temperatura de bulbo úmido do ar na saída da torre de resfriamento) não são medidas diretamente, considera-se o ar que sai da torre de resfriamento como ar saturado e então se pode obter esses valores em uma carta psicrométrica.

3.1.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Foi efetuado um ensaio com a torre de resfriamento, com a configuração apresentada no Apêndice A e seguindo a tomada de dados da planilha apresentada na Tabela 3.1.

Porém, não se variou a vazão de água na torre, foi realizado um experimento com vazão constante que permitiu a observação do tempo que a torre de resfriamento

demora a entrar em regime estacionário. Os dados foram retirados a cada 5 minutos. Os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 3.2 abaixo.

Tabela 3.2: Resultados obtidos

Ensaio	Tempo (min)	T _{água1} (°C)	T _{água2} (°C)	Tbs1 (°C)	Tbu1 (°C)	Vazão de água Fria (m ³ /h)		Vazão de água Quente (m ³ /h)	
				Psicrômetro		TC - 2	TC - 4	TC - 2	TC - 4
1	0	23,0	21,0	19,4	19,6	0,40	0,20	0,19	0,32
2	5	44,0	23,5	20,4	19,4	0,40	0,20	0,19	0,32
3	10	45,0	22,5	20,4	19,4	0,40	0,20	0,20	0,30
4	16 ¹	45,0	22,0	20,8	19,3	0,40	0,20	0,21	0,29
5	22 ²	45,1	22,1	20,6	19,3	0,33	0,14	0,22	0,29
6	32	46,0	23,0	21,0	19,2	0,40	0,20	0,24	0,26

A partir dos dados obtidos acima se pode perceber que a torre de resfriamento demora aproximadamente 25 minutos para entrar em regime estacionário. O ajuste de vazão entre o ensaio 5 e 6 (ver nota 2 no rodapé) foi o responsável pela diferença nos resultados obtidos, portanto não foi considerado na soma do tempo considerado para atingir o regime permanente. A inserção da água do tanque 2 (ver nota 1 no rodapé) no sistema também causou diferenças na medição, mas, com menor intensidade. Isso se deve a possibilidade de a temperatura da água do tanque 2 ser ligeiramente diferente da temperatura da água dos tanques 3 e 5.

Desse modo, variando-se a vazão de água na torre e aguardando-se esses 25 minutos, os dados referentes à planilha podem ser medidos e/ou lidos, para o cálculo do parâmetro de desempenho da torre de resfriamento.

¹ Após fazer a medição 4, foi feita uma manobra e o tanque 2 passou a alimentar o tanque 3.

² Após fazer a medição 5, foi feito um ajuste das vazões de água fria, que haviam diminuído.

3.1.3 CÁLCULO DO $K_G \cdot A$

A partir dos resultados obtidos, apresentados na Tabela 3.2, a equação (18) pode ser utilizada para o cálculo do parâmetro de desempenho da torre, $K_G \cdot a$.

Sabendo-se que a torre possui área transversal de $0,54 \text{ m}^2$, pode-se calcular o valor do fluxo de água total a partir do valor da vazão total de $0,6 \text{ m}^3/\text{h}$, obtendo-se $L = 0,3086 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$.

Para o cálculo do fluxo mássico de ar (G), CORTINOVIS (2004) sugere uma equação que relaciona a vazão de ar (w) em kg/h com a rotação do ventilador (I) em rpm:

$$w = 2,72 \cdot I - 170,31 = 2,72 \cdot 1894 - 170,31 = 4981,4 \text{ kg/h} = 0,747 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Os valores de entalpia específica necessários no cálculo da integral e no fator F da equação (17) foram obtidos da seguinte forma:

- $H_{ar,1}$ foi obtido pela carta psicrométrica para $T_{bs}=20,8^\circ\text{C}$ e $T_{bu}=19,3^\circ\text{C}$:

$$H_{ar,1} = 54930 \text{ J/kg ar seco};$$

- $H_{ar,2}$ pôde então ser obtido pela equação (14):

$$H_{ar} = \frac{L \cdot c_{\text{água}} \cdot (T_{\text{água1}} - T_{\text{água}})}{G} + H_{ar,1} = \frac{0,3086 \cdot 4187 \cdot (45 - 22)}{0,747} + 54930 = 94708,3 \text{ J/kg}_{ar_seco}$$

- $H_{ar,S,1}$ e $H_{ar,S,2}$ foram obtidos através da equação (13) para as temperaturas de entrada e saída da água, respectivamente:

$$H_{ar,S} = a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2$$

$$H_{ar,S,1} = 69345 - 3693,1 \cdot 45 + 155,52 \cdot (45)^2 = 218083,5 \text{ J/kg}_{ar_seco}$$

$$H_{ar,S,2} = 69345 - 3693,1 \cdot 22 + 155,52 \cdot (22)^2 = 63368,5 \text{ J/kg}_{ar_seco}$$

Assim, o cálculo do fator F , equação (17), é obtido por:

$$F = 1 - 0,106 \cdot \left(1 - \frac{H_{ar,S,2} - H_{ar,2}}{H_{ar,S,1} - H_{ar,1}} \right)^{3,5} = 1 - 0,106 \cdot \left(1 - \frac{63368,5 - 94708,3}{218083,5 - 54930} \right)^{3,5} = 0,804$$

Utilizando-se as equações (18) e (19) e fazendo-se a substituição dos valores chega-se à Tabela 3.3 com todos os valores necessários para o cálculo de $K_G \cdot a$.

$$\int_{T_{\acute{a}gua2}}^{T_{\acute{a}gua1}} \frac{dT_{\acute{a}gua}}{\left[155,52 \cdot T_{\acute{a}gua}^2 - \left(3693,1 - \frac{L \cdot c_{\acute{a}gua}}{G} \right) \cdot T_{\acute{a}gua} + \left(69345 - \frac{L \cdot c_{\acute{a}gua} \cdot T_{\acute{a}gua1}}{G} - H_{ar,1} \right) \right]} = \frac{F \cdot Z_T \cdot K_G \cdot a}{L \cdot c_{\acute{a}gua}} \quad (18)$$

$$\frac{1}{\sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}} \cdot \ln \left(\frac{2 \cdot a \cdot x + b - \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a \cdot x + b + \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}} \right) \quad (19)$$

Tabela 3.3: Cálculo de $K_G \cdot a$.

Z_T (m)	C_p água (J/kg.K)	I (rpm)	A_{transv} (m ²)	$H_{ar,1}$ (J/kg)	$H_{ar,2}$ (J/kg)	$H_{ar,S,1}$ (J/kg)
0,9	4187	1894	0,54	54930	94708,3	218083,5
$H_{ar,S,2}$ (J/kg)	G (kg/m ² .s)	L (kg/m ² .s)	a	b	c	F
63368,5	0,747	0,3086	155,52	1963,61	-63412,02	0,804
Raiz ($b^2 - 4 \cdot a \cdot c$)	$2 \cdot a \cdot T_{\acute{a}gua1} + b$	$2 \cdot a \cdot T_{\acute{a}gua2} + b$	INTEGRAL	$F \cdot Z_T / L \cdot c_p$	$K_G \cdot a$ [(kg/m ² .s).(m ² /m ³)]	
6580,5	15960,4	8806,5	0,000160559	0,00056	0,287	

Então, o valor do parâmetro de desempenho da torre nessas condições vale:

$$K_G \cdot a = 0,287 \frac{kg}{m^2 \cdot s} \cdot \frac{m^2}{m^3}$$

Esse resultado se mostrou coerente com a ordem de grandeza encontrada em CORTINOVIS (2004).

3.1.4 CÁLCULO DE ALFA, BETA E GAMA

Para o cálculo de α , β e γ do modelo empírico apresentado na equação (20), deve ser feito previamente um número adequado de ensaios, programados através da técnica de “Planejamento experimental de ensaios” (BOX et al, 1978), variando-se a vazão de água e a vazão de gás. Com esses dados em mãos, calcula-se o $K_{G.a}$ para cada ponto obtido através do modelo fenomenológico dado pela equação (18). Então, em uma planilha de Excel®, são tabulados, em três colunas distintas, os resultados de $K_{G.a}$ obtido do modelo fenomenológico, do modelo empírico (usam-se valores unitários, por exemplo, como estimativas iniciais dos parâmetros α , β e γ), e a sua diferença elevada ao quadrado.

Ao fim das linhas da terceira coluna, somam-se esses quadrados das diferenças. Utiliza-se então a ferramenta solver do Excel® para minimizar o quadrado das diferenças variando-se as células de valores de α , β , γ , como pode ser visto nas Figuras 3.1 e 3.2 abaixo (o exemplo das Figuras 3.1 e 3.2 será explicado mais adiante no item 3.2).

Chute inicial	Alfa	Beta	Gama	G
	1	1	1	9
Ponto	Kg.a (pela integral)	Kg.a (alfa, beta, gama)	Diferença	
1	0,162816647	133,4995	17778,66206	
2	0,227364297	112,7329	12657,4916	
3	0,126695549	133,4995	17788,2959	
4	0,344103506	106,7996	11332,76694	
5	0,18232328	50,4331	2525,143737	
6	0,246543161	80,0997	6376,523399	
7	0,097270192	81,5830	6639,925303	
8	0,387580727	112,7329	12621,46681	
9	0,093754421	53,3998	2841,533045	
10	0,343477107	103,8329	10710,06438	
11	0,228035609	121,6328	14739,12818	
12	0,315708416	115,6995	13313,42795	
13	0,229031942	54,8831	2987,068664	
14	0,084407644	73,2764	5357,063875	
15	0,26225766	57,8498	3316,321416	
		Somatório	90579,40307	

Figura 3.1: Representação da ferramenta Solver e da planilha explicada

	Alfa	Beta	Gama	G
Valores encontrados	0,016384362	0,397086742	0,713887363	9
Ponto	Kg.a (pela integral)	Kg.a (alfa, beta, gama)	Diferença	
1	0,162816647	0,3250	0,026304133	
2	0,227364297	0,3039	0,005857485	
3	0,126695549	0,3250	0,039325503	
4	0,344103506	0,2974	0,002177153	
5	0,18232328	0,2208	0,00148098	
6	0,246543161	0,2653	0,000353098	
7	0,097270192	0,2673	0,028901433	
8	0,387580727	0,3039	0,007002714	
9	0,093754421	0,2259	0,017456033	
10	0,343477107	0,2941	0,002434664	
11	0,228035609	0,3132	0,007254298	
12	0,315708416	0,3070	7,49803E-05	
13	0,229031942	0,2283	4,69701E-07	
14	0,084407644	0,2561	0,029484211	
15	0,26225766	0,2332	0,000846079	
		Somatório	0,027481921	

Figura 3.2: Aproximação obtida pela ferramenta Solver

3.2 CARACTERIZAÇÃO DO PARÂMETRO DE DESEMPENHO DA TORRE DE RESFRIAMENTO A PARTIR DE CATÁLOGOS COMERCIAIS

Para a obtenção dos parâmetros α , β e γ , pode-se utilizar um gráfico de seleção de torres de resfriamento, como mostrado na Figura 3.3 a seguir. Do lado direito do gráfico, as curvas em rosa representam a temperatura de água na saída da torre em °C, enquanto as curvas em azul representam a diferença de temperaturas entre a água na entrada e na saída da torre, o RANGE (em °C). Do lado esquerdo, tem-se em azul e rosa as curvas de comportamento para cada modelo de torre. O eixo das abscissas representa os valores de L em m³/h e o eixo das ordenadas representa os valores de temperatura de bulbo úmido em °C.

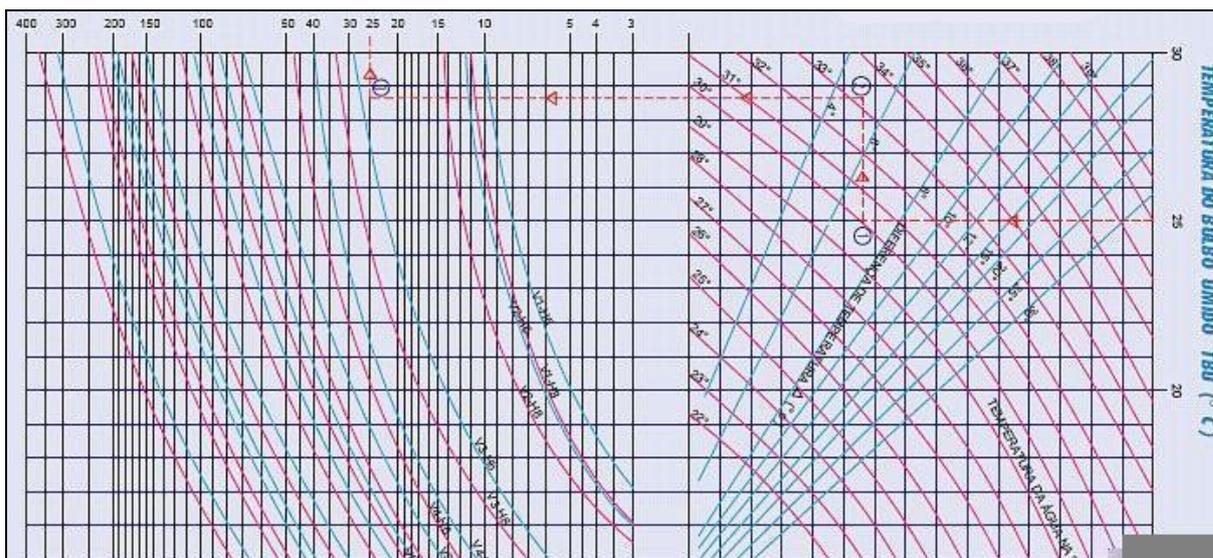


Figura 3.3: Gráfico para seleção de uma torre de resfriamento³

Tendo esse gráfico em mãos, e sabendo-se o modelo da torre em estudo, pode-se obter diferentes conjuntos de T_e , T_S , T_{bu} e L , para o posterior cálculo do $K_G.a$. Escolhem-se valores de T_e , T_S , T_{bu} e o modelo da torre, então se obtém o valor de L . Segue a seguinte metodologia para obtenção desse conjunto de dados, com o exemplo apresentado pelo próprio gráfico:

1. A partir da temperatura de bulbo úmido T_{bu} (25ª C), traçar uma linha horizontal até encontrar a curva de temperatura da água de Saída T_S (30ª C), definindo o ponto 1
2. A partir deste ponto, traçar uma linha vertical até encontrar a linha de diferença de temperaturas $\Delta T = T_e - T_S$ (5ª C), definindo o ponto 2
3. A partir deste ponto, traçar uma linha horizontal até encontrar a linha do modelo da torre (modelo selecionado no exemplo: V3-H6), definindo o ponto 3

³ Gráfico retirado do site da empresa CSV refrigeração industrial.
http://www.csvrefri.com.br/torre_resfriamento.html

4. A localização deste ponto determina a vazão de água nesse modelo da torre (25m³/h).

Para este estudo, foi utilizado o modelo de torre V4H8, que possui motor do ventilador de 3 HP. Em geral, nos catálogos comerciais de torre de resfriamento, não consta a especificação sobre a vazão do gás suprida pelo ventilador. Para esses casos, na estimativa dos parâmetros de desempenho, alfa, beta e gama (ver 3.1.4), deve-se incluir uma quarta variável referente ao fluxo de ar. Para o presente estudo, o valor encontrado para o fluxo de ar foi de 9,0 kg/m².s.

Adotou-se a temperatura de bulbo seco do ar como igual a 30°C.

Com essa metodologia e o gráfico da Figura 3.3, retiraram-se os seguintes dados apresentados na Tabela 3.4 abaixo.

Tabela 3.4: Dados de entrada para a planilha de cálculo

Ponto	L (m ³ /h)	T _{bu} (°C)	T _e (°C)	T _s (°C)
1	45	25	35	30
2	38	22	40	30
3	45	28	36	32
4	36	25	60	35
5	17	17	38	22
6	27	20	43	27
7	27,5	21	28	24
8	38	23	66	36
9	18	19	28	22
10	35	24	59	34
11	41	18	35	27
12	39	26	56	36
13	18,5	16	42	22
14	24,7	23	29	25
15	19,5	22	57	27

Com esses dados, e os respectivos valores de entalpia do ar na entrada, calculam-se os valores de K_{G.a} pela equação 18, apresentados na Tabela 3.5 abaixo.

Tabela 3.5: Cálculo de $K_{G.a}$ para os pontos selecionados

Ponto	H ar,1 (J/kg)	a	b	c	INTEGRAL	F.z/L.cp	$K_{G.a}$ [(kg/m ² .s).(m ² /m ³)]
1	75990	155,52	2926,35	-33481,32	2,2257E-05	0,00014	0,16282
2	64290	155,52	3045,62	-20844,18	3,6806E-05	0,00016	0,22736
3	89220	155,52	2926,35	-47478,07	1,73192E-05	0,00014	0,12670
4	75790	155,52	3079,70	-43249,10	5,87986E-05	0,00017	0,34410
5	47510	155,52	3403,44	10827,85	6,59741E-05	0,00036	0,18232
6	57290	155,52	3233,05	-7727,20	5,61706E-05	0,00023	0,24654
7	60640	155,52	3224,53	-4414,98	2,17584E-05	0,00022	0,09727
8	67840	155,52	3045,62	-41228,65	6,27421E-05	0,00016	0,38758
9	53840	155,52	3386,40	6917,38	3,20405E-05	0,00034	0,09375
10	71860	155,52	3096,74	-37700,40	6,03684E-05	0,00018	0,34348
11	50580	155,52	2994,50	-5685,87	3,42136E-05	0,00015	0,22804
12	80110	155,52	3028,58	-47978,03	4,97968E-05	0,00016	0,31571
13	44730	155,52	3377,88	11375,75	7,61561E-05	0,00033	0,22903
14	67840	155,52	3272,24	-10699,99	2,10216E-05	0,00025	0,08441
15	64190	155,52	3360,84	-13783,78	8,27321E-05	0,00032	0,26226

Então, com esses dados de $K_{G.a}$ obtidos pelo modelo matemático, utiliza-se a mesma metodologia apresentada no item 3.1.4 para se encontrar os valores de α , β e γ . Os resultados podem ser vistos na Tabela 3.6.

Tabela 3.6: Resultados obtidos para α , β e γ a partir de catálogos comerciais.

	Alfa	Beta	Gama
	0,016384362	0,397086742	0,713887363
Ponto	$K_{G.a}$ (pela integral)	$K_{G.a}$ (alfa, beta, gama)	Diferença
1	0,162816647	0,3250	0,026304133
2	0,227364297	0,3039	0,005857485
3	0,126695549	0,3250	0,039325503
4	0,344103506	0,2974	0,002177153
5	0,18232328	0,2208	0,00148098
6	0,246543161	0,2653	0,000353098
7	0,097270192	0,2673	0,028901433
8	0,387580727	0,3039	0,007002714
9	0,093754421	0,2259	0,017456033
10	0,343477107	0,2941	0,002434664
11	0,228035609	0,3132	0,007254298
12	0,315708416	0,3070	7,49803E-05
13	0,229031942	0,2283	4,69701E-07
14	0,084407644	0,2561	0,029484211
15	0,26225766	0,2332	0,000846079
		Somatório	0,027481921

Os pontos em vermelho foram descartados para o cálculo de α , β e γ , pois possuíam uma diferença quadrática muito grande, provavelmente devido à imprecisão imposta pela baixa resolução do catálogo disponível.

Comparando-se os resultados obtidos com dados disponíveis na literatura, Tabela 3.7 abaixo, percebe-se que os valores são consistentes.

Referência	β	γ
Presente Trabalho	0,40	0,71
Mello (2008)	0,49	0,66
Cortinovis (2004)	0,48	0,82
Papaefthimiou (2006)	0,45	0,60
Zhai (2006)	0,52	0,64

4 APLICAÇÃO DO PARÂMETRO DE DESEMPENHO CARACTERIZADO EM GERENCIAMENTO DE SISTEMAS DE RESFRIAMENTO

Com o parâmetro de desempenho caracterizado, é possível gerenciar as mudanças no sistema de resfriamento ocasionadas pelas mudanças no processo, principalmente aquelas relacionadas com aumento de capacidade de produção. Para mostrar como os dados da torre podem ser aplicados nesse gerenciamento, desenvolveu-se uma segunda planilha de cálculo a partir de quatro equações e quatro incógnitas para uma instalação cuja representação esquemática pode ser vista na Figura 4.1.

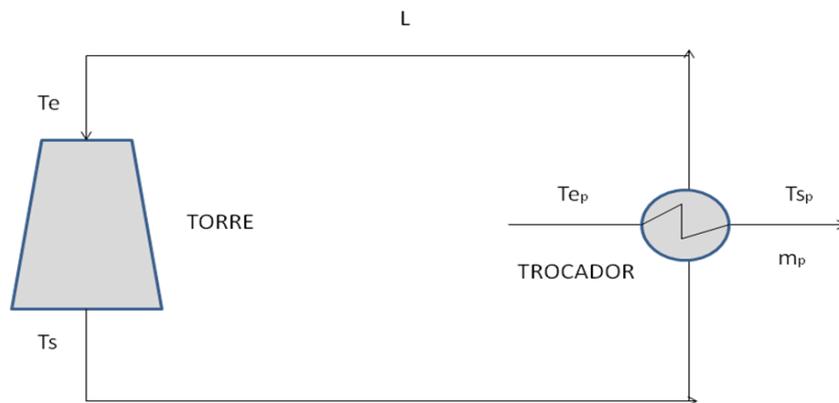


Figura 4.1 - Representação esquemática de um sistema de resfriamento.

Vale observar que, na Figura 4.1, só consta um trocador de calor como usuário de processo. Mas, o método descrito a seguir pode ser facilmente adaptado para uma situação mais realista de múltiplos resfriadores. Neste caso, devem ser feitos balanços de massa e energia adicionais para a corrente de água que retorna à torre de resfriamento.

- Taxa de calor retirado do fluido de processo pela água de resfriamento no trocador de calor (Q_{proc} em W):

$$Q_{proc} = m_p \cdot C_{p_p} \cdot (T_{e_p} - T_{s_p}) \quad (21)$$

onde

m_p é a vazão mássica do fluido de processo (kg/s);

C_{p_p} é o calor específico do fluido de processo (J/kg.°C);

T_{e_p} e T_{s_p} são as temperaturas de entrada e saída do fluido de processo no trocador (°C).

- Taxa de calor retirado da água de resfriamento na torre (Q_{torre} em W):

$$Q_{torre} = L \cdot A_T \cdot C_p \cdot (T_e - T_s) \quad (22)$$

onde

L é o fluxo mássico de água na torre (kg/m².s);

A_T é a área transversal da torre (m²);

C_p é o calor específico da água (J/kg.m²);

T_e e T_s são as temperaturas de entrada e saída da água na torre (°C).

- Cálculo do parâmetro de desempenho a partir de α, β e γ obtidos da caracterização da torre por um dos dois métodos citados no item 3:

$$K_G \cdot a_{\alpha\beta\gamma} = \alpha \cdot L^\beta \cdot G^\gamma \quad (20)$$

onde

L e G são os fluxos mássicos de água e ar, respectivamente;

- Cálculo do parâmetro de desempenho a partir da integral da equação (18):

$$\int_{T_{\acute{a}gua2}^{T_{\acute{a}gua1}}} \frac{dT_{\acute{a}gua}}{\left[155,52 \cdot T_{\acute{a}gua}^2 - \left(3693,1 - \frac{L \cdot c_{\acute{a}gua}}{G} \right) \cdot T_{\acute{a}gua} + \left(69345 - \frac{L \cdot c_{\acute{a}gua} \cdot T_{\acute{a}gua1}}{G} - H_{ar,1} \right) \right]} = \frac{F \cdot Z_T \cdot K_G \cdot a_{int}}{L \cdot c_{\acute{a}gua}}$$

cuja resolução é auxiliada pela equação (19).

Sendo assim, o sistema de equações é formado pelas equações (21), (22), (20) e (18), com as incógnitas Q_{proc} ou Q_{torre} (considerando sistema adiabático), K_G.a_{αβγ} ou K_G.a_{int} e mais duas variáveis de processo (ver a seguir).

Esse sistema pode ser reduzido a um sistema de duas equações, igualando-se as equações (21) e (22) e as equações (20) e (18), pois é justamente o que se deseja

obter no sistema de resfriamento. Dessa forma, as duas incógnitas podem ser outras variáveis como L e T_e , Z e T_e , G e T_e , m_p e T_e , entre outras combinações conforme o que se deseja avaliar no sistema de resfriamento.

Devido ao formato da equação (18), esse sistema é mais facilmente resolvido pelo uso de uma ferramenta computacional como o Solver do Excel. Essa é uma ferramenta de fácil acesso, que qualquer empresa pode utilizar, portanto ela foi utilizada aqui para mostrar como essas equações podem ser exploradas.

Na figura 4.2, pode-se ver a planilha montada em Excel com os respectivos dados de entrada, incógnitas e equações utilizadas no solver. Nesse exemplo, são incógnitas L e T_e .

	C	D	E	F	G	H	I	J	
1									
2									
3		Zt (m)	2,83				Ar	Tbu (°C)	19,4
4		cp água (J/kg.K)	4187	Atransv (m²)	2,53			Tbs (°C)	20,4
5									
6									
7		alfa	beta	gama		G (kg/m².s)		ky.a [(kg/m².s).(m²/m²)]	ky.a_alfa,beta - ky.a_int
8		0,016384362	0,397086742	0,713887363		27		0,28507619	0,00000
9									
10		TORRE							
11		L (kg/m².s)	Te (°C)	Ts (°C)	Qt (W)	Qtorre - Qproc			
12		3,5543	37,95568087	25,0	487800,4752	0,475224321			
13									
14		PROCESSO							
15		Tep(°C)	Tsp(°C)	mp (kg/s)	Cpproc (J/kg.K)	Qproc (W)			
16		86	56	8,13	2000	487800			
17									
18		INTEGRAL							
19									
20									
21		H ar,1 (J/kg)	a	b	c	F	Raiz (b²-4.a.c)	2.a.Ta1 + b	2.a.Ta2 + b
22		55090	155,52	3141,914617	-6665,616505	1,0000	3744,1	14947,6	10917,9
23									
24									
25									
26							INTEGRAL	F.z/L.cp	Ky.a [(kg/m².s).(m²/m²)]
27							5,42108E-05	0,00019	0,28508
28									
29		LEGENDA							
30									
31									
32									
33									

Figura 4.2 - Exemplo de planilha em Excel que pode ser utilizada no gerenciamento do sistema de resfriamento.

Para o cálculo da integral, fez-se um desmembramento da equação (18) como proposto no item 3.3 para facilitar o cálculo.

Para as incógnitas, faz-se uma estimativa inicial de seus valores, na Figura 4.2 a planilha já apresenta o resultado do cálculo do solver.

Para essa planilha, o solver foi preenchido conforme mostrado na Figura 4.3, onde se buscam:

$$Q_{\text{proc}} - Q_{\text{torre}} = 0 \text{ (célula G12)}$$

$$K_G \cdot a_{\alpha\beta\gamma} - K_G \cdot a_{\text{int.}} = 0 \text{ (célula J8)}$$

variando-se L e Te que estão respectivamente nas células C12 e D12. Para o cálculo de outras variáveis, apenas substituem-se as células C12 e D12 pelas células das variáveis que se quer calcular.

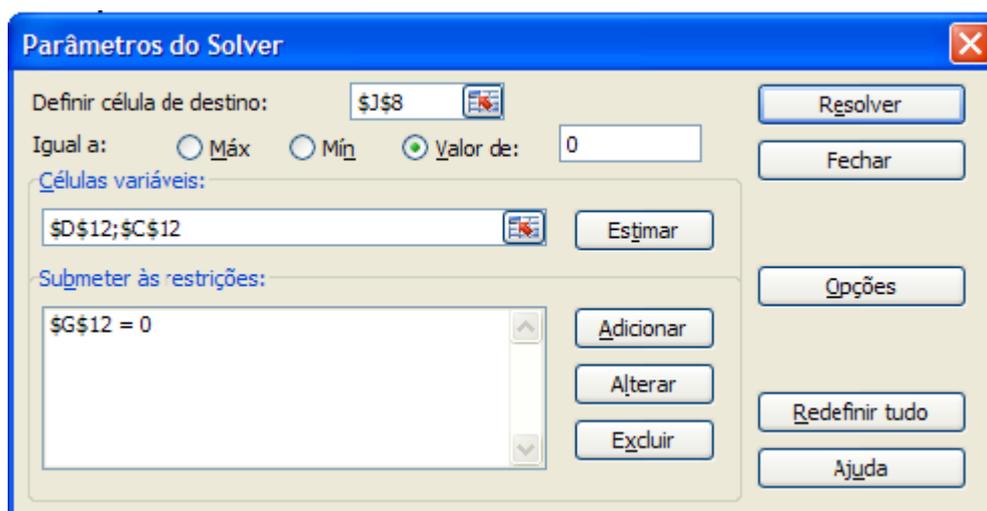


Figura 4.3 – Solver utilizado para resolução da planilha do Excel.

No item seguinte, as aplicações dessa planilha poderão ser mais facilmente compreendidas, pois são exemplificadas através de estudos de caso.

5 ESTUDOS DE CASO

5.1 ESTUDO DE CASO BASE

Para elaboração de estudos de caso, deve-se primeiramente concretizar um cenário base, para então, a partir desse, realizar variações, estudando a coerência dos resultados obtidos.

Como cenário base, definiu-se uma instalação industrial, com um determinado processo que necessita de resfriamento, o qual é feito utilizando-se água proveniente de uma torre de resfriamento existente (torre V4H8 do catálogo apresentado na Figura 3.3, $Z_T = 2,83$ m, $A_t = 2,53$ m²). As variáveis do processo em questão são: m_p , Te_p , Ts_p ; e as da torre existente: L , G , Te , Ts . Dessas, algumas são dados de entrada do estudo de caso (ver a seguir).

A corrente a ser resfriada é uma corrente de nafta pesada, que sai do processo à temperatura de 66°C (Te_p) e vazão 8,13 kg/s (m_p), e a sua temperatura final deve ser de 38°C (Ts_p).

A instalação encontra-se em uma região onde a Tbs média é de 20,4°C e a Tbu média é de 19,4°C. A temperatura da corrente de água na saída da torre (Ts) é de 25°C.

Utilizando-se a metodologia apresentada no item 4, deseja-se saber qual é a estimativa para o fluxo mássico de água (L) na torre e a temperatura da água que é admitida na torre (Te).

Como resultado da aplicação desses dados à metodologia do item 4 (Figura 5.1), chega-se aos seguintes resultados:

$L = 3,55 \text{ kg/m}^2.\text{s}$ ou vazão = $32,37 \text{ m}^3/\text{h}$

$T_e = 38,0 \text{ }^\circ\text{C}$

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1										
2		Zt (m)	2,83				Ar	Tbu (°C)	19,4	
3		cp água (J/kg.K)	4187	Atransv (m²)	2,53			Tbs (°C)	20,4	
4										
5										
6		alfa	beta	gama		G (kg/m².s)		ky.a [(kg/m².s).(m²/m³)]	ky.a_alfa,beta - ky.a_int	
7		0,016384362	0,397086742	0,713887363		27		0,285076436	0,00000	eq 1
8										
9		TORRE								
10	m³/h	L (kg/m².s)	Te (°C)	Ts (°C)	Qt (W)	Qtorre - Qproc				
11	32,37296367	3,5543	37,95564013	25,0	487800	1,39698E-09	eq 2			
12										
13		PROCESSO								
14		Tep2 (°C)	Tsp2 (°C)	mp2 (kg/s)	cpp2 (J/kg.K)	Q2 (J/s)		Qp (pelo processo)		
15		86	56	8,13	2000	487800		487800		
16										
17										
18		Integral								
19										
20		H ar,1 (J/kg)	a	b						
21		55090	155,52	3141,913						
22		Para Tbu e Tbs								
23										
24										
25										
26										
27										
28										
29										
30										

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
21										
22									2.a.Ta2 + b	INTEGRAL
23									10917,9	5,42107E-05
24									ser maiores que Raiz (...)	
25										
26										Para conferir se hou
27										-0,511850088
28										0,714819777
29										0,20296969

Figura 5.1: Aplicação dos dados do caso base à metodologia do item 4

Percebe-se que o resultado é consistente, pois o L obtido é inferior a vazão máxima apresentada pelo catálogo da Figura 3.3, que é de $47 \text{ m}^3/\text{h}$ ($5,2 \text{ kg/m}^2.\text{s}$).

5.2 ESTUDO DE CASO I

Deseja-se saber o efeito de uma ampliação da demanda térmica do processo descrito no Estudo de Caso Base em termos da necessidade da altura de recheio (Z_T) e na temperatura da água que é admitida na torre (T_e). A nova condição estudada é que a vazão do fluido de processo passa a ser o dobro da inicial, ou seja, de 16 kg/s (m_p). Então, em relação ao caso base:

- Variáveis calculadas (incógnitas): Z_T e T_e ;
- Alteração: m_p maior, de $8,13 \text{ kg/s}$ para 16 kg/s .

Como resultado da aplicação desses dados à planilha apresentada no item 4 , chega-se aos seguintes resultados:

$$Z_T = 4,47\text{m (valor anterior = 2,83 m)}$$

$$T_e = 50,5 \text{ }^\circ\text{C (valor anterior = 38,0 }^\circ\text{C)}$$

Comparando-se os resultados obtidos com os do Caso Base, percebe-se que, com o aumento da vazão do fluido de processo, houve um aumento da altura de recheio requerida, bem como um aumento na temperatura da água que é admitida na torre.

Os resultados parecem coerentes pois a nova condição imposta necessita, de fato, de uma altura de recheio maior, para remoção da maior demanda térmica.

5.3 ESTUDO DE CASO II

Deseja-se saber o efeito de uma ampliação do processo descrito no Estudo de Caso Base, mantida a torre existente, na vazão mássica de ar (G) e na temperatura da água que é admitida na torre (T_e). A nova condição passa a ter uma nova vazão do fluido de processo, que consiste, de novo, no dobro da inicial, isto é, de 16 kg/s (m_p). Então, em relação ao caso base:

- Variáveis calculadas (incógnitas): G e T_e ;
- Alteração: m_p maior, de 8,13 kg/s para 16 kg/s.

Como resultado da aplicação desses dados à planilha apresentada no item 4, chega-se aos seguintes resultados:

$$G = 46,40 \text{ kg/m}^2.\text{s (valor anterior = 9 kg/m}^2.\text{s)}$$

$$T_e = 50,5 \text{ }^\circ\text{C (valor anterior = 38,0 }^\circ\text{C)}$$

Comparando-se os resultados obtidos com o Caso Base, percebe-se que com o aumento da vazão do fluido de processo, houve um aumento na vazão mássica de

ar requerida, bem como um aumento na temperatura da água que é admitida na torre.

Neste caso, para atender a maior demanda térmica proveniente do processo, como foi fixa a altura de recheio, houve a necessidade de um aumento no desempenho da torre de resfriamento, através da maior vazão de gás. Vale notar que, embora a nova carga térmica a ser removida da torre seja de dobro da anterior, a relação entre as vazões de gás deve ser superior a cinco vezes.

5.4 ESTUDO DE CASO III

Nessa situação estudada, dispõe-se de uma torre nova e deseja-se saber qual a vazão de processo que poderá ser utilizada com a nova torre. Esse caso seria o inverso do Caso I.

Então, novamente em relação ao Caso Base:

- Variáveis calculadas (incógnitas): m_p e T_e ;
- Alteração: Z_T maior, de 2,83 m para 5,66 m.

Os resultados foram: $m_p = 24,5$ kg/s (valor anterior = 8,13 kg/s) e $T_e = 64,0^\circ\text{C}$ (valor anterior = $38,0^\circ\text{C}$). Esse resultado mostra que com uma torre de altura maior (dobro da anterior), aumenta-se a troca térmica, possibilitando que a demanda térmica do processo possa ser maior. Uma vez que as temperaturas de entrada e saída do fluido de processo são fixas, esse aumento representa a possibilidade de maior vazão (triplo da anterior). Consequentemente, com um aumento da troca térmica, a temperatura de água admitida na torre é maior.

5.5 ESTUDO DE CASO IV

Nessa situação, deseja-se saber qual o efeito de um novo ventilador, de maior potência em relação à do Caso Base (com a qual se pode dobrar o fluxo de ar na torre) sobre a temperatura de saída do fluido de processo.

Então, em relação ao caso base:

- Variáveis calculadas (incógnitas): T_{sp} e T_e ;
- Alteração: G maior, de $27 \text{ kg/m}^2.\text{s}$ para $54 \text{ kg/m}^2.\text{s}$.

Os resultados foram: $T_{sp} = 12,9^\circ\text{C}$ (valor anterior = 58°C) e $T_e = 56,6^\circ\text{C}$ (valor anterior = 38°C). Esse resultado mostra que com uma vazão de ar maior, aumenta-se o seu desempenho, o que leva a uma troca térmica maior. Para a troca térmica maior, o fluido de processo pode sair a uma temperatura menor, uma vez que nesse caso sua vazão não foi alterada. Conseqüentemente, com um aumento da troca térmica, a temperatura de água admitida na torre é maior.

Vale observar novamente que a duplicação da vazão do ar pela torre de resfriamento permite um decréscimo bem significativo na temperatura de saída do fluido de processo (em torno de cinco vezes menor).

6 CONCLUSÕES

Este presente trabalho permitiu um maior aprendizado sobre sistemas de resfriamento que utilizam torres de resfriamento, equipamentos que normalmente recebem pouca atenção nas plantas industriais por constituírem um serviço de utilidades.

Inicialmente, elaborou-se um modelo matemático que permite o cálculo do parâmetro de desempenho de uma torre de resfriamento ($K_G.a$) a partir das equações de transporte de calor e massa. Para comprovação da aplicabilidade do modelo, realizou-se um experimento na planta piloto que se encontra no Edifício Semi-Industrial do Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica da USP. Esse experimento proporcionou o conhecimento da instalação, levando à elaboração de um manual de operação com os procedimentos e devidos cuidados a serem tomados durante os testes experimentais. Elaborou-se também uma planilha de dados que devem ser medidos durante o experimento para o cálculo de $K_G.a$.

Como resultado, obteve-se o tempo que a torre de resfriamento leva para entrar em regime estacionário, sendo que ajustes de vazão e manipulações de tanques podem levar a perturbações do regime, devendo ser evitados em experimentos futuros. Os dados obtidos através da planilha possibilitaram o cálculo do parâmetro de desempenho da torre de resfriamento que se mostrou coerente com a ordem de grandeza encontrada em CORTINOVIS (2004).

Em seguida, estudou-se a caracterização do parâmetro de desempenho através de catálogos comerciais, bem como a metodologia que deve ser utilizada para obter as constantes do modelo empírico (α , β e γ) do parâmetro de desempenho. Chegou-se a resultados consistentes e dentro do que pode ser encontrado na literatura.

Em seguida, pôde-se comprovar a aplicabilidade do parâmetro de desempenho caracterizado em gerenciamento de sistemas de resfriamento, exemplificado por quatro estudos de caso elaborados a partir de um caso base.

O presente estudo, então, proporcionou a aplicação de conceitos aprendidos durante o curso, principalmente relacionados aos Fenômenos de Transporte e às Operações Unitárias da Indústria Química.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Estudo de casos considerando perturbações climáticas (variação sazonal de temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido);
- Inclusão de custos fixos e operacionais na planilha eletrônica do gerenciamento do sistema de água de resfriamento;
- Acoplamento da planilha eletrônica do gerenciamento do sistema de água de resfriamento a um programa de simulação de processos de uma unidade industrial.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BENNET, C. O.; MYERS, J. E. **Momentum, heat, and mMass Transfer**. 2nd ed. New York: McGraw Hill, 1974.

BOX, G. E. P.; HUNTER, W. G.; HUNTER, J. S. **Statistics for experimenters: An introduction to design, data analysis, and model building**. New York: John Wiley & Sons, 1978.

CHEREMISINOFF, N. P., CHEREMISINOFF, P. L. **Cooling Towers – selection, design and practice**. Ann Arbor: Ann Arbor Science, 1981.

COOLING TECHNOLOGY INSTITUTE (CTI). Houston. Apresenta recursos e atividade desenvolvidas. Disponível em < <http://www.cti.org> > Acesso em 19 de setembro de 2009.

CORTINOVIS, G. F. **Modelagem e otimização de um sistema de água de resfriamento e validação experimental**. Dissertação de mestrado. Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2004.

CORTINOVIS, G. F.; PAIVA, J. L.; SONG, T. W.; PINTO, J. M. **A systemic approach for optimal cooling tower operation**. Energy Conversion and Management. v. 50 , p. 2200-2209 , 2009 (a).

CORTINOVIS, G. F.; RIBEIRO, M. T.; PAIVA, J. L.; SONG, T. W.; PINTO, J. M. **Integrated analysis of cooling water systems: Modeling and experimental validation**. Applied Thermal Engineering. v. 29 , p. 3124-3131, 2009 (b).

EL-DESSOUKY, H. T. A; AL-HADDAD, A.; AL JUWAYHEL, F. **A modified analysis of counter flow wet cooling towers**. Journal of Heat Transfer. v. 119 (3), p. 617-626, 1997.

FOUST, A. et al. **Princípios das operações unitárias**. 2^a ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1982.

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

FUJITA, T.; TEZUKA, S. **Calculations on thermal performance of draft cooling towers.** ASHRAE Transactions, v. 92, p. 274-287, 1986.

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

McCABE, W. L.; SMITH, J. C.; HARRIOT, P. **Unit operations of chemical engineering.** 7th ed. New York: McGraw Hill, 2005.

MELLO, L. C. **Influência de variáveis de processo no desempenho de torre de resfriamento.** Dissertação de mestrado. Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2008.

MOHIUDDIN, A. K. M.; KANT K. **Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers. Part I: Selection and tower characteristics.** Int J. Refrig, Vol.19, nº 1. Elsevier Science. 1996. 43-51p.

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

TREYBAL, R. E. **Mass-transfer operations.** 3rd ed. Auckland: McGraw Hill, 1981.

ZHAI, Z. **Improving cooling efficiency of dry cooling towers under cross Wind conditions by using wind break methods.** Applied Thermal Engineering. n. 6. 2006. p. 1008-1017.

APÊNDICE A – DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO

A instalação do sistema de resfriamento utilizado neste trabalho se encontra no Edifício Semi-Industrial do Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica da USP. Essa instalação é composta basicamente por duas torres de resfriamento evaporativas; cinco trocadores de calor do tipo casco e tubos; cinco tanques de armazenamento e aquecimento de água; sete bombas centrífugas e um painel de controle. Apenas parte dessa instalação é utilizada nesse trabalho, como se pode ver na Figura A.1.

A torre de resfriamento é da marca Hidrotérmica® e é designada como TR-01. O fornecimento de ar para a torre se dá por aspiração mecânica através de um ventilador de 1 HP de potência, localizado acima da torre com saída para a atmosfera através de uma tubulação.

O escoamento ar-água na torre estudada é do tipo cruzado. Seu recheio tem 0,90 m de altura, 0,90 m de largura e 0,60 m de profundidade e é do tipo “GRT” (blocos de grades trapezoidais) que suportam até 85°C.

A água entra pela parte superior da torre passando por um sistema de distribuição. Na parte inferior da torre, uma bóia atua como controlador de nível e a água é então bombeada através da bomba B-06 para dois trocadores de calor, onde ocorre o resfriamento do fluido de processo. Na torre há uma entrada para a vazão de make-up, reposição de água, para suprir eventuais perdas por arraste, evaporação e purgas. A válvula FV-06 possibilita fazer um reciclo na torre, necessário no momento da partida do sistema enquanto não foram acionados os trocadores.

Os dois trocadores de calor, TC-2 e TC-4, são do tipo casco e tubos e trabalham em paralelo. Pelos tubos escoam a água de resfriamento e pelo casco escoam o fluido de

processo. A água de resfriamento após passar pelos trocadores retorna à torre. Na Tabela A.1 podem-se ver as características dos trocadores de calor.

Tabela A.1: Características dos trocadores de calor

Trocador	Área (m ²)	Número de passos pelos tubos	Dimensões	
			Comprimento (cm)	Diâmetro (cm)
TC-02	0,54	2	50	16
TC-04	0,87	2	70	16

Como fluido de processo, utiliza-se água quente aquecida em um sistema de tanques de polipropileno (TQ-1, TQ-2, TQ-3 e TQ-5) que alimenta os cascos dos trocadores. Esses tanques possuem uma resistência elétrica tubular de imersão que aquece o fluido em seu conteúdo. O TQ-3 alimenta o TC-2 e o TQ-5 alimenta o TC-4. Após passar pelos trocadores, o fluido de processo retorna para o TQ-1 de maior capacidade que alimenta os tanques menores (TQ-2, TQ-3, TQ-5). Esse retorno precisa ser feito primeiramente ao TQ-1 para evitar perturbações na temperatura da água que é enviada aos trocadores pelos tanques menores. O TQ-2 é utilizado como reservatório podendo-se fazer algumas manobras de transferência de seu conteúdo para os TQ-3 e TQ-5. Na Tabela A.2 podem-se ver as características dos tanques.

Tabela A.2: Características dos tanques

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

Tanque	Capacidade (m ³)	Potência da resistência elétrica (kW)	Dimensões	
			Altura (m)	Diâmetro (m)
TQ-05	0,67	10	1,33	0,8

A regulagem das vazões de água de resfriamento e do fluido de processo pode ser feita através de diversas válvulas globo, instaladas nos respectivos circuitos. A instalação é acionada através de um painel elétrico central responsável por ligar as bombas e os ventiladores e aquecer os tanques. No painel há cinco controladores que ajustam o aquecimento dos tanques programados para atingir uma determinada temperatura máxima, de forma a evitar superaquecimento.

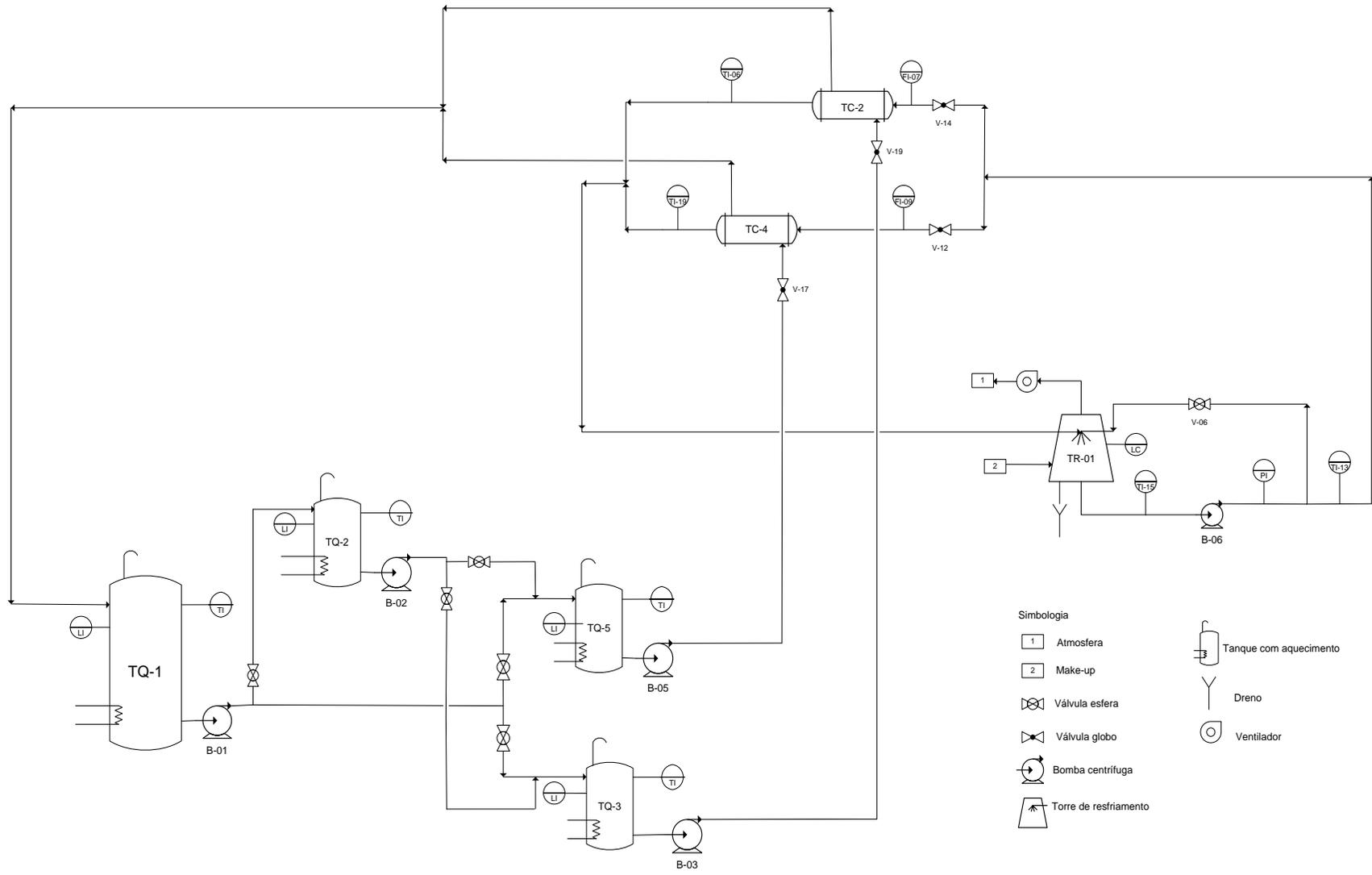


Figura A.1: Fluxograma de processo do sistema de resfriamento estudado

Nas Figuras A.2 a A.4 a seguir são apresentados alguns dos equipamentos que compõem a instalação.



Figura A.2: Torres de Resfriamento TR-01 e TR-02



Figura A.3: Tanques de Armazenamento



Figura A.4: Malha de Trocadores de Calor TC-01 a TC-05

APÊNDICE B – MANUAL DE OPERAÇÃO

Para o início de qualquer operação na instalação, devem ser executados, primeiramente, os seguintes passos:

1. Verificar a calibração dos termômetros a serem usados no experimento;
2. Ligar a chave geral do painel de controle;
3. Ligar os medidores de vazão no painel de controle.

B.1 AQUECIMENTO DOS TANQUES

Para a operação de reciclo, o sistema é colocado em configuração de reciclo. Para tal são executadas as seguintes ações:

1. Verificar:
 - As válvulas dos trocadores V-19 e V-17 devem estar fechadas;
 - Para os tanques pequenos ($0,67\text{m}^3$): válvulas de menor TAG abertas, válvulas de TAG's médio e grande fechadas;
 - Para o tanque grande ($3,45\text{m}^3$): válvula V-39 aberta, válvula V-38 fechada.
2. Ligar as bombas;
3. Ligar os aquecedores dos tanques:
 - Set point 80° .
4. Abrir a válvula de make-up da torre de resfriamento;
5. Ligar o ventilador no painel de controle;
6. Colocar a torre de resfriamento em reciclo.

B.2 OPERAÇÃO DO SISTEMA

Para colocar o sistema em operação a torre deve ser retirada do reciclo, e as válvulas dos tanques que estavam abertas devem ser fechadas e as que estavam fechadas devem ser abertas. Para isso devem ser executados os seguintes passos:

1. Verificar:
 - Válvulas: V-02, V-05, V-06, V-08, V-09, V-49, V-50, V-51, fechadas;
 - Válvulas: V-01, V-07, V-14 e V-12, abertas;
 - Válvula V-10 regula a vazão de água de resfriamento;
2. Abrir as válvulas V-17 e V-19 dos trocadores TC-02 e TC-04 referentes aos tanques 3 e 5 respectivamente, para controlar a vazão de fluido de processo (água quente).

Foram escolhidos dois trocadores, pois foram os que possuíam melhor confiabilidade e para permitir que o ensaio seja realizado a vazões mais baixas.

Com o objetivo de aumentar a duração do ensaio, há a possibilidade de manobra dos tanques, mandando a água do tanque 2 para os tanques 3 e 5. Para essa manobra deve-se verificar:

- Válvulas V-30 e V-31 fechadas, V-41 aberta (TQ-02);
- Válvulas V-33 e V-43 abertas, V-32 fechada (TQ-05);
- Válvulas V-37 e V-47 abertas, V-36 fechada (TQ-03).

B.3 CUIDADOS A SEREM TOMADOS

Durante ensaios a serem realizados na instalação, alguns cuidados devem ser tomados a fim de evitar danos pessoais e danos à instalação:

- Antes de iniciar os ensaios, sempre transferir primeiro a água de resfriamento proveniente da torre para os trocadores de calor;

- Nunca deixar que os tanques sequem, sempre se certificar de que há água suficiente para evitar o superaquecimento dos tanques e possíveis danos;
- Embora o valor máximo permitido de set-point do controlador de temperatura nos tanques seja de 100°C, a temperatura máxima admissível pelo material de construção dos tanques é de apenas 90°. Um eventual aquecimento acima deste valor leva ao derretimento da parede do tanque. Portanto, recomenda-se utilizar como valor máximo para o set-point do controlador o valor de 85°C.

Como a diferença entre os valores das temperaturas envolvidas é relativamente pequena, todos os termômetros usados devem ser previa e cuidadosamente aferidos, pois pequenos desvios podem acarretar alterações significativas nos resultados finais.