

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE FORMATURA

TORRES DE RESFRIAMENTO

ALUNO - MARCELO WADY

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600012934

TF-89
W 119t

INDICE

CAPITULO 1 - CONCEITOS BASICOS E PRINCIPAIS TIPOS DE TORRES

1.1 Estabelecimento da Necessidade.....	03
1.2 Resfriamento por Contato direto Ar-Água.....	04
1.3 Clasificação das Torres de Resfriamento.....	05
1.3.1 Torres de Tiragem Mecânica.....	05
1.3.2 Torres de Tiragem Natural.....	08

CAPITULO 2 - ESTUDO TERMODINAMICO TRANSFERENCIA DE CALOR E MASSA

2.1 Troca de Calor Sensível e Latente em uma parede Úmida...	10
2.1.1 Processo de Convecção.....	11
2.1.2 Processo de Transferência de Massa.....	11
2.1.3 Potencial de Entalpia.....	13

CAPITULO 3 - DIMENSIONAMENTO DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO

3.1 A Equação de Merkel.....	19
3.1.1 Solução Numérica da Equação de Merkel.....	22
3.1.2 Estados do Ar através da Torre de Resfriamento.....	23
3.1.3 Precisão das Condições de Saída da Torre.....	24
3.1.4 Solução Analítica da Equação de Merkel.....	24
3.2 Aspectos Básicos para o Projeto Termodinâmico.....	26
3.2.1 Especificações de Resfriamento Requeridas.....	26
3.2.2 Importância das relações de vazão em massa ar-água....	27
3.3 Teoria para o Projeto Térmico da Torre.....	28

3.3.1 Equação de Merkel.....	26
3.3.2 A Relação de Enchimento.....	29
3.3.3 A Equação de Balanço Entálpico.....	31
3.3.4 Determinação da Relação de Vazões em Massa Ar- Água....	31
3.4 O Enchimento.....	35
3.4.1 Escolha do Enchimento.....	35
3.4.2 Dados de Dimensionamento.....	38
3.4.3 Queda de Pressão.....	39

CAPITULO 4 - PROJETO BASICO DE TORRES DE RESFRIAMENTO MECANICA

4.1 Esboço das Características Principais.....	42
4.2 Performance e Projeto Térmico.....	43
4.3 Influência das Condições de Processo sobre o Projeto....	45
4.4 Avaliação Econômica.....	49

CAPITULO 5 - TESTES EM TORRES DE RESFRIAMENTO

5.1 Finalidades.....	50
5.2 Avaliação através da Curva Característica.....	50
5.3 Avaliação através da Curva de Performance.....	50

CAPITULO 6 - ENSAIO DA TORRE DE RESFRIAMENTO ITAIPU

6.1 Objetivo.....	53
6.2 Equipamentos Utilizados.....	54
6.3 Esquema da Instalação.....	55
6.4 Procedimento para Tomada de Dados.....	56
6.5 Conclusões Finais.....	57

CAPITULO 1

CONCEITOS BASICOS E PRINCIPAIS TIPOS DE TORRES DE RESFRIAMENTO

1-1. Estabelecimento da necessidade

O elevado custo da água da rede pública, a par da crescente concentração industrial e do constante aumento das capacidades unitárias que exigem dissipação de calor gerado, aliado ainda à conscientização e à legislação no tocante a preservação do meio ambiente; impõe o uso racional das fontes disponíveis.

Tudo isso vem demonstrar a utilização crescente pela maioria dos sistemas de refrigeração, ar condicionado ou processos industriais: do sistema de rejeição de calor para atmosfera, um sistema de menor custo ou mais conveniente do que a rejeição de água para rios, lagos ou oceanos próximos para muitos processos industriais.

A água é o agente de resfriamento mais utilizado devido as seguintes propriedades:

- proporciona um alto coeficiente de transferência de calor por convecção entre a interface água-ar:
- calor específico elevado;
- densidade relativamente baixa;
- baixa viscosidade;
- abundância (baixo custo);
- inodora, neutra, etc.

Assim sendo, a reutilização de água (no caso da necessidade de grandes quantidade para resfriamento) com a dissipação de calor absorvido do processo industrial para a

atmosfera por meio de torres de resfriamento, permitindo reutilizá-la sucessivas vezes e reduzindo o seu consumo em até 95% quando comparada a outros sistemas de passagem única: é comprovadamente a solução mais adequada para se obter a maior economia, seja em investimentos iniciais ou em custos operacionais.

1-2. Resfriamento por contato direto ar/água

Quando um dos fluidos for um gás (ar atmosférico) e o outro um líquido (água), não há a necessidade de uma superfície impermeável (equipamento tubular) para troca de calor, uma vez que possivelmente não ocorra nenhum problema de contaminação mútua, exceto a evaporação da água.

Assim as resistências de incrustação (depósito de impurezas nas superfícies dos tubos) são eliminadas pela falta de uma área sobre a qual ela possa ser coletada, permitindo ao aparelho (Torre de Resfriamento) com contato direto um desempenho mais uniforme e a possibilidade de atingir coeficientes de transmissão de calor mais elevados do que os usuais dos equipamentos tubulares.

As Torres de Resfriamento possuem uma estrutura dotada de material de enchimento (madeira, plástico ou materiais cerâmicos) que além de retardar a queda de água, aumentam a área de exposição água/ar (este assunto será tratado mais detalhadamente nos próximos capítulos). Além disso, pode ser dotada de bicos pulverizadores que promovem a subdivisão da água para um maior contato com as superfícies de água expostas ao ar.

1-3. Classificação das Torres de Resfriamento

As Torres de Resfriamento modernas são classificadas de acordo com:

- processo de aspiração de ar:
 - .tiragem mecânica: auxílio do ventilador;
 - .tiragem natural: sem ventiladores.
- processo de fornecimento de ar para a torre:
 - .forçado: ventilador situado na entrada do ar;
 - .induzido: ventilador situado na saída do ar.
- sentido de escoamento da corrente ar-água:
 - .contracorrente: ar escoa para cima através de uma massa de água pulverizada que está descendo;
 - .corrente cruzada: ar escoa horizontalmente através de um fluxo descendente de água pulverizada.

1-3.1. Torres de tiragem mecânica

a) Contracorrente com aspiração de ar forçada

Neste tipo, como indicado na figura 1.1, o ar entra através da abertura circular do ventilador, e, na torre, devemos providenciar um volume e uma altura não-efetiva relativamente grande para funcionar como espaço para a entrada de ar. A distribuição do ar é relativamente pobre, uma vez que o ar deve fazer um retorno de 90° quando possui elevada velocidade.

Além disso, neste tipo de torre, o ar se descarrega a baixa velocidade através de uma abertura maior sobre o topo da torre. Nestas condições, o ar possui uma carga cinética pequena e tende a sedimentar-se no caminho da corrente de ar da entrada do ventilador. Isto significa que o ar recente que entra é contaminado pelo ar parcialmente saturado, o qual já passou através da torre.

Quando isto ocorre, diz-se que existe recirculação, e isto faz com que haja uma redução na capacidade de desempenho de uma torre de resfriamento.

Este sistema é vantajoso para capacidades menores ou médias, com ventiladores até 4,5 m de diâmetro e para águas corrosivas ou poluídas, estando o ventilador e o redutor fora do fluxo do ar úmido. Apresenta fácil manutenção das partes mecânicas.

b) Contracorrente com aspiração de ar induzido

Na torre com aspiração de ar induzida, o ar pode entrar ao longo de um ou mais comprimentos inteiros da parede, donde resulta que a altura necessária para a entrada de ar é muito pequena.

Devido ao fato do fluxo de ar passar através do ventilador com uma velocidade tal que ele é transportado para cima pelas correntes de ar naturais, impedindo que o mesmo seja sedimentado na tomada de ar na torre. Contudo, a queda de pressão ocorre no lado da entrada do ventilador, o que determina um aumento das necessidades de potência do ventilador.

Assim, neste tipo de torre, quando existe uma grande velocidade de descarga, ocorre um carregamento ligeiramente maior ou uma perda de arraste das gotas de água transportadas do sistema pela corrente de ar.

A título de comparação com os outros tipos de torre de resfriamento e dado a seguir as suas principais vantagens, possibilitando uma construção mais compacta:

- menor área ocupada;
- construção mais simples;
- maior facilidade para a pré fabricação da estrutura em concreto;
- menor altura de entrada de água quente;
- menor tendência de recirculação de ar.

O maior consumo de energia dos ventiladores (maior perda de pressão estática) é em geral compensado pelo menor consumo pelas bombas (menor altura de bombeamento de água quente).

Para vazões constantes de água em circulação, com desligamento de ventiladores proporcional às variações das cargas térmicas ou da temperatura de bulbo úmido do ar ambiente, há economia no consumo global de energia, em comparação com torres de corrente cruzada.

c) Corrente cruzada

O ar é aspirado por um ventilador axial, no topo da torre, entra pelas paredes laterais e atravessa o enchimento de contato em sentido praticamente horizontal. A água cai por gravidade, em ambos os lados ou em um só lado da torre, cruzando a corrente de ar.

A principal vantagem deste sistema está na facilidade de manutenção e na insensibilidade à águas ricas em sólidos suspensos.

A capacidade das torres de tiragem mecânica pode ser aumentada:

- aumentando-se a altura efetiva;
- instalando-se um enchimento mais fechado;
- aumentando-se a área horizontal, para diminuir a carga hidráulica (carga de água por área), possibilitando um resfriamento maior;
- aumentando-se a vazão de ar, mas sempre observando o máximo de arraste de gotículas permitido (0.2% da carga de água).

Essas características dão ao equipamento considerável flexibilidade e assim o projeto pode ser feito, aliando-se eficiência e baixo custo.

1-3.2. Torres de tiragem natural

As torres atmosféricas se abastecem de correntes de ar da atmosfera. O ar é aquecido na torre através do contato com a água quente, de modo que a sua densidade diminui. A diferença entre a densidade do ar na torre e fora dela produz um escoamento natural do ar frio que entra no fundo e a rejeição do ar quente, menos denso, no topo.

As torres com aspiração natural devem ser suficientemente altas para que ocorra um empuxo necessário, e devem possuir seções retas grandes por causa da baixa velocidade com a qual o ar circula em comparação com a aspiração mecânica.

O ar flui através das venezianas laterais em um sentido de cada vez, se deslocando com a época do ano e outras condições atmosféricas.

Em locais expostos onde a velocidade média dos ventos oscila entre 8 ou 10 Km/h, a torre atmosférica pode tornar-se mais econômica, e, quando os custos de potência são elevados, ela pode ser preferível mesmo com baixas velocidades do vento da ordem de 4 a 5 Km/h.

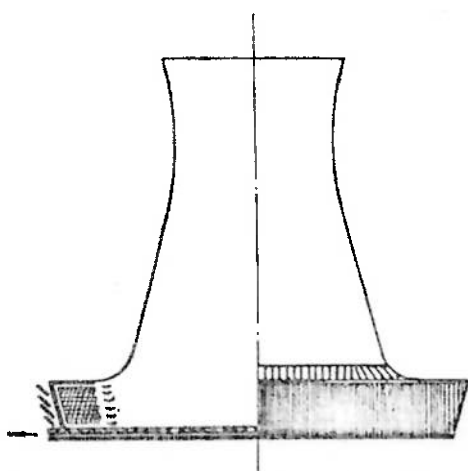
Uma vez que as correntes atmosféricas devem penetrar pela largura inteira da torre, as torres são construídas muito estreitas em comparação com os outros tipos e devem ser muito mais compridas a fim de proporcionar uma igual capacidade.

As perdas por arraste (principal perda) ocorre na parte lateral inteira. Essas torres usam de um modo menos eficiente o potencial disponível, uma vez que elas operam com escoamento cruzado, enquanto que o uso mais eficaz do potencial ocorre em contracorrente.

Quando desejamos água de refrigeração com uma temperatura próxima da temperatura de bulbo úmido, esse tipo é incapaz de produzi-la.

As torres atmosféricas são conseqüentemente grandes e possuem custos iniciais elevados, e, quando o ar se acalma elas podem parar de funcionar. Contudo, elas possuem uma grande vantagem que consiste no fato de se eliminar o custo da potência de ventilação (custo principal da operação de torres com aspiração mecânica).

Deve-se notar que para as torres atmosféricas, a ênfase deve ser dada nas características do vento, enquanto que nas de aspiração mecânica, a consideração primordial consiste nas características de temperatura do ar.



Torre Hiperbólica —

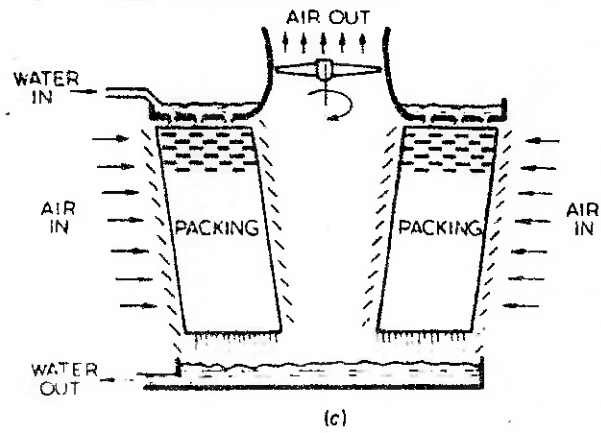
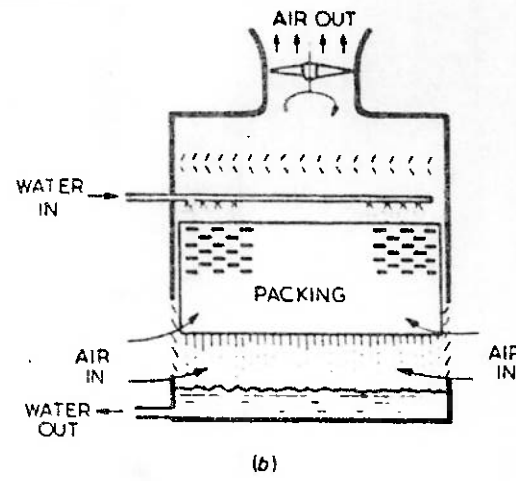
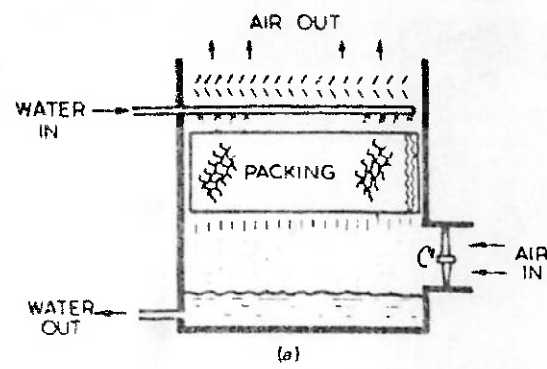


Figure 1.1 Some layouts for mechanical draft cooling towers.
 (a) Forced draft counter flow. (b) Induced draft mixed flow.
 (c) Induced draft cross flow.

CAPITULO 2

ESTUDO TERMODINAMICO TRANSFERENCIA DE CALOR E MASSA

2-1. Transferência de Calor sensível e Latente em uma parede úmida

Quando o ar escoia ao longo de uma parede úmida, como se mostra na figura 2.1, é possível que ocorra uma transferência de calor sensível e latente. Se a temperatura da superfície, t_i , for distinta da temperatura do ar, t_a , haverá transferência de calor. Se, por outro lado, a pressão parcial do vapor na corrente de ar, $p_{s,a}$, for diferente da pressão parcial do vapor no ar junto à superfície, $p_{s,i}$, haverá transferência de massa (vapor de água). Essa transferência de massa determina uma transferência de energia, em virtude do calor latente para a mudança de fase da água.

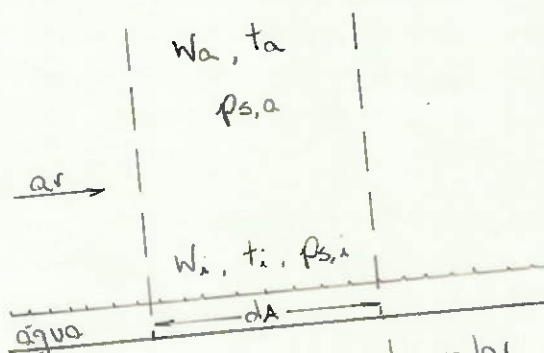


fig. 2.1 Transferência de calor e massa entre o ar e uma superfície molhada.

2-1.1. Processo de Convecção

Aqui o calor é transferido da água para o ar pela ação combinada da condução de calor de molécula para molécula e do transporte de energia térmica, tendo por veículo as moléculas em movimento devido ao escoamento do ar.

Pela equação da convecção, o calor sensível adicionado ao ar pela água é dado pela equação:

$$q_{cs} = h_c \cdot dA \cdot (t_i - t_a) \quad (2.1)$$

onde q_{cs} - taxa de transferência de calor sensível (W);

h_c - coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m².K);

A - área de interface (m²).

2-1.2. Processo de transferência de Massa

O abaixamento de temperatura devido a essa parcela é conseguido pela evaporação de parte da sua massa. A energia necessária à mudança de estado é retirada da própria água, diminuindo assim seu nível de energia térmica.

Esta parcela é responsável por cerca de 90% do calor trocado nas condições de temperatura e umidades mais frequentes no Brasil.

A massa de água evaporada é transferida para o ar através de dois processos simultâneos. O primeiro deles junto a interface, é o da difusão de moléculas de água no ar, e o segundo é do arraste destas moléculas pela corrente de ar, induzida mecanicamente no caso de torres de resfriamento de tiragem mecânica.

A transferência de massa da superfície da água para o ar é proporcional à diferença de pressões parciais, $p_{si} - p_{sa}$. Como

a umidade absoluta é aproximadamente proporcional a pressão parcial do vapor, temos que:

$$\dot{m}_v = h_d \cdot dA \cdot (W_i - W_a) \quad (2.2)$$

onde $\dot{m}_v$ - taxa de transferência de massa (kg/s);

h_d - constante de proporcionalidade de transferência de massa (kg/m²);

W_i - umidade absoluta do ar saturado à temperatura da superfície;

W_a - umidade absoluta do ar úmido.

Vamos analisar a interface líquido-ar. Para tanto seja um volume de controle, VC, envolvendo essa região, conforme figura 2.2:

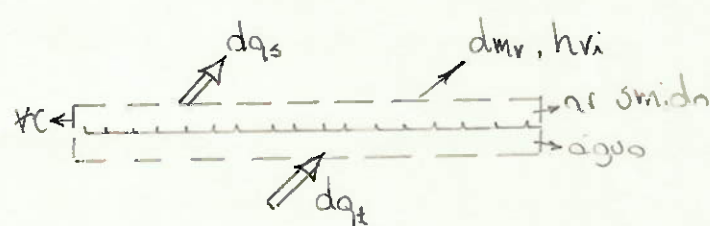


fig. 2.2 - Interface líquido-ar.

Da 1ª lei da termodinâmica, temos:

$$\dot{Q} - \dot{Q}_{qs} = \dot{m}_v \cdot h_{lv} \quad (2.3)$$

onde h_{lv} - calor latente de vaporização da água a t_i , J/kg.

Admite-se que a água (vapor e líquido) estão à temperatura da superfície, t_i , isto é, a temperatura da gota ou película da água é constante desde o seu interior até a superfície. Substituindo a equação (2.2) em (2.3):

$$\dot{q}_{\text{lat}} = h_d \cdot dA \cdot (W_i - W_a) \cdot h_{lv}$$

Mas essa diferença corresponde ao fluxo de calor latente ($\dot{q}_{\text{lat}}$):

$$\dot{q}_{\text{lat}} = h_d \cdot dA \cdot (W_i - W_a) \cdot h_{lv} \quad (2.4)$$

Então o fluxo de calor total ($\dot{q}_{\text{tot}}$) é :

$$\dot{q}_{\text{tot}} = \dot{q}_{\text{sen}} + \dot{q}_{\text{lat}}$$

$$\dot{q}_{\text{tot}} = [h_c \cdot (t_i - t_a) + h_d \cdot (W_i - W_a) \cdot h_{lv}] \cdot dA \quad (2.5)$$

2-1.3. Potencial de Entalpia

O conceito do potencial de entalpia é útil na determinação do calor total (sensível + latente) trocado em processos onde há contato direto entre ar e água.

Para isso é necessário primeiramente o conceito do número de Lewis.

- Número de Lewis

A razão entre o coeficiente de transmissão de calor e o coeficiente de transmissão de massa (h_c/h_d), aparece em quase todos os problemas de contato direto, e a sua relação para a mistura ar seco-vapor de água, Lewis demonstrou que:

$$h_c / (h_d \cdot c_{p,u}) = 1 \quad (2.6)$$

onde $c_{p,u}$ - calor específico do ar úmido

Este adimensional é conhecido como o número de Lewis (Le). Ele conduz à informação muito importante de que o coeficiente de transmissão de calor está para o coeficiente de transmissão de massa assim como o valor do calor específico do meio, que serve tanto para a transmissão de calor quanto para a transferência de massa. O gráfico do número de Lewis contra a temperatura para um sistema água ar é indicado na figura 2.3.

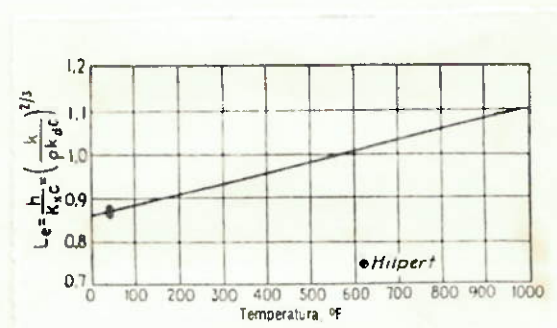


fig. 2.3 - Número de Lewis para um sistema ar-água.

Como pode ser observado pelo gráfico, em termos gerais pode-se fazer a hipótese de $Le = 1$, hipótese esta que possui um certo desvio, mas com sua comprovação prática de utilização:

Isto quer dizer que o grau de dificuldade ou facilidade encontrado pela transferência de calor por convecção é o mesmo encontrado pela transferência de massa ao evaporar e ser carregada pelo ar. Assim, o perfil de temperatura é igual ao perfil de umidade absoluta do ar. Ver figura 2.4.

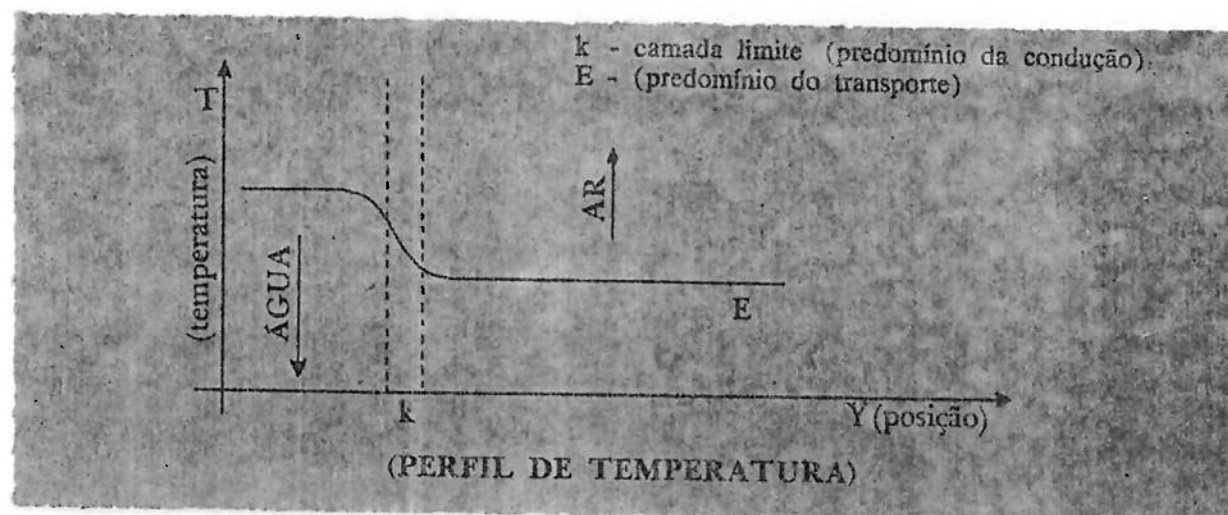


fig 24- Perfil de temperatura na interface ar-água.

Introduzindo a relação de Lewis (equação 2.6) na expressão para o cálculo do calor total (2.5), temos:

$$\dot{q} = h_c dA (t_i - t_a) + (h_c / c_{pu}) dA (W_i - W_a) h_{lv}$$

$$\dot{q} = (h_c dA / c_{pu}) (c_{pu} t_i - c_{pu} t_a + W_i h_{lv} - W_a h_{lv}) \quad (2.7)$$

O calor específico do ar úmido é referido à unidade de massa do ar seco (kJ/kg.K), sendo relacionado com os calores específicos do ar seco (c_p) e do vapor de água (c_{ps}) pela equação:

$$c_{pu} = c_p + W_a c_{ps} \quad (2.8)$$

Introduzindo a equação (2.8) na eq. (2.7), resulta:

$$\dot{q} = (h_c dA / c_{pu}) [(c_p t_i + W_i h_{lv}) - \dots \dots \dots (c_p t_a + W_a c_{ps} t_a - W_a c_{ps} t_i + W_a h_{lv})]$$

A expressão ($W_i h_{lv} - W_a h_{lv}$) é muito pequena em face dos outros termos, de modo que sua adição à equação acima não

altera significativamente os resultados. Assim:

$$dqt = (hc \cdot dA / c_{pu}) * ([c_p \cdot t_i + W_i \cdot (h_i + h_{lv})] - [c_p \cdot t_a + W_a \cdot (h_i + h_{lv} + \dots + c_{os} \cdot t_a - c_{os} \cdot t_i)]) \quad (2.9)$$

A expressão no interior dos primeiros colchetes da eq. (2.9) é a entalpia do ar saturado à temperatura da superfície molhada (h_i), enquanto os segundos colchetes contêm a expressão da entalpia do ar na corrente livre (h_a). Assim,

$$dqt = (hc \cdot dA / c_{pu}) \cdot (h_i - h_a) \quad (2.10)$$

O nome potencial de entalpia tem origem na eq. (2.10), uma vez que o potencial para transferência de calor sensível e latente é a diferença entre a entalpia do ar saturado à temperatura da superfície molhada, h_i , e a entalpia da corrente de ar.

É interessante salientar uma importante conclusão a partir do potencial de entalpia. No caso da figura 2.5, mesmo que a troca de calor sensível se dê do ar para a água ($t_a > t_i$), o fluxo de calor total se dá da água para o ar ($h_i > h_a$), uma vez que a troca de calor latente se dá da água para o ar ($W_i > W_a$). Assim, ocorre uma transferência de calor da água, a uma temperatura mais baixa, para o ar.

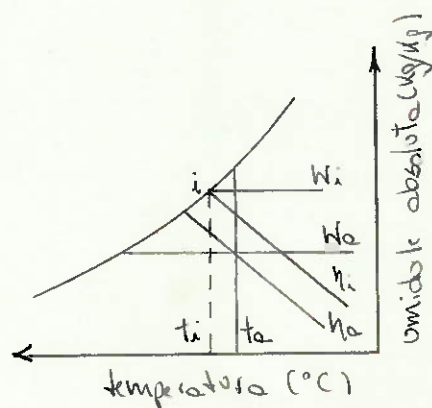
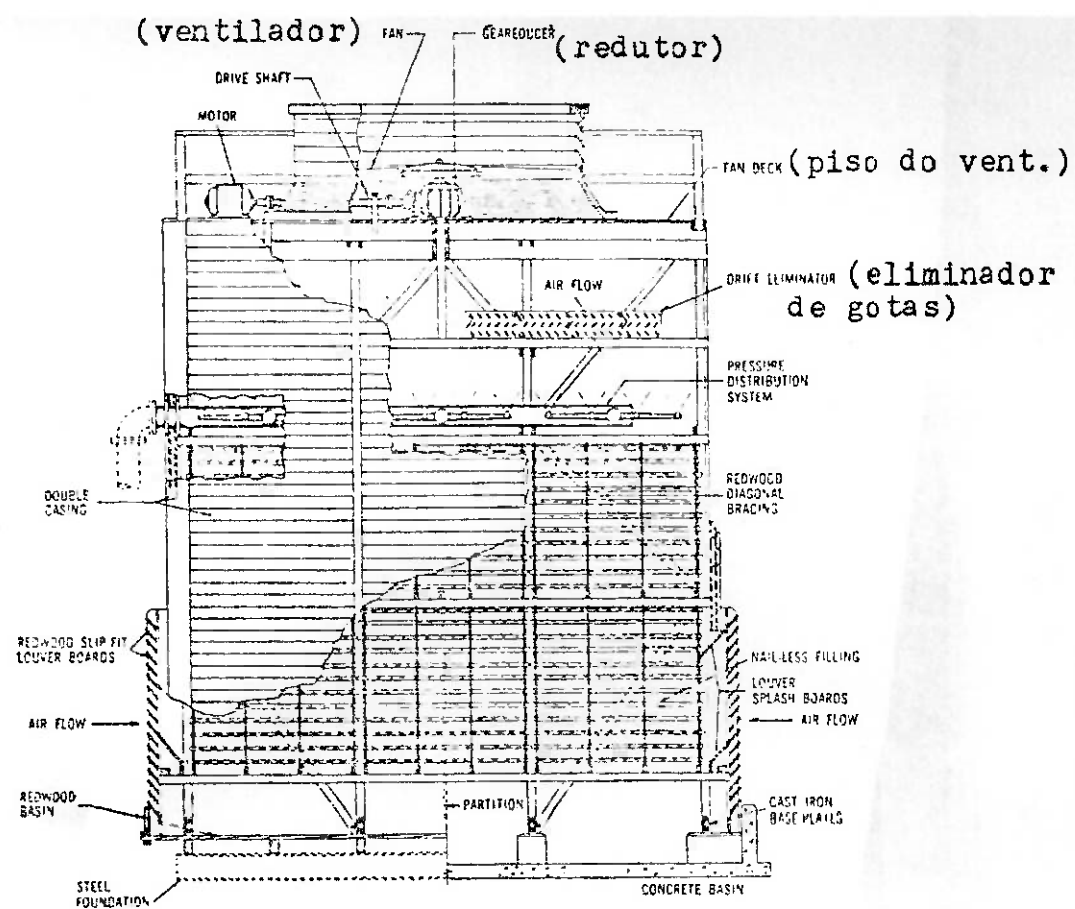


fig. 2.5 - Carta psicrométrica

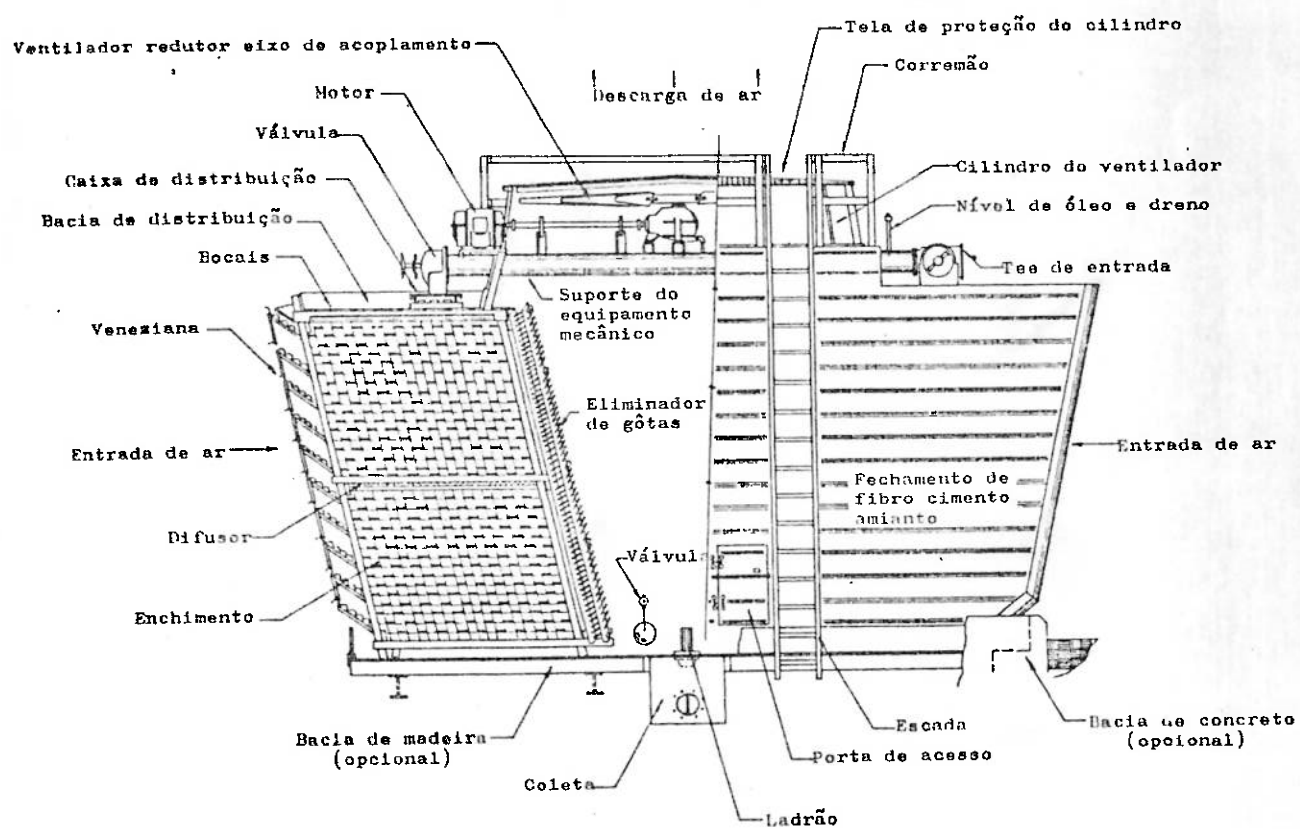
É feito a seguir, a título de observação, uma enumeração das hipóteses efetuadas no decorrer do desenvolvimento teórico:

- misturas de gases perfeitos:
 - .calor específico constante.
 - .calor latente de evaporação constante;
- diferença entre a temperatura da água e da interface desprezível;
- relação de Lewis igual ao valor unitário;
- resistência a transmissão de massa da água para a interface desprezível.

Contudo, como será visto nos próximos capítulos, essas hipóteses além de facilitarem o cálculo de torres de resfriamento, permitem uma precisão aceitável com os resultados práticos.



Torre de Tiragem Mecânica Induzida do tipo Contralente



Torre de Tiragem Mecânica Induzida do tipo Contralente Cruzado.

CAPITULO 3
DIMENSIONAMENTO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

3-1. A equação de Merkel

Neste tópico será analisado a eq. de Merkel (resolução) sob o ponto de vista global, baseado no estudo termodinâmico feito no capítulo anterior. O assunto será amplamente detalhado nos itens procedentes.

A Torre de Resfriamento é um equipamento de refrigeração por contato direto entre ar atmosférico e água de refrigeração proveniente de algum processo. As torres são construídas de maneira tal que, a superfície de contato entre o fluxo de ar e água seja grande. Para isso, as torres são dotadas de material de enchimento que, além de retardar a queda de água, aumentam a área de exposição água-ar.

Considere a torre de contracorrente esquematicamente ilustrada na figura 3.1 abaixo.

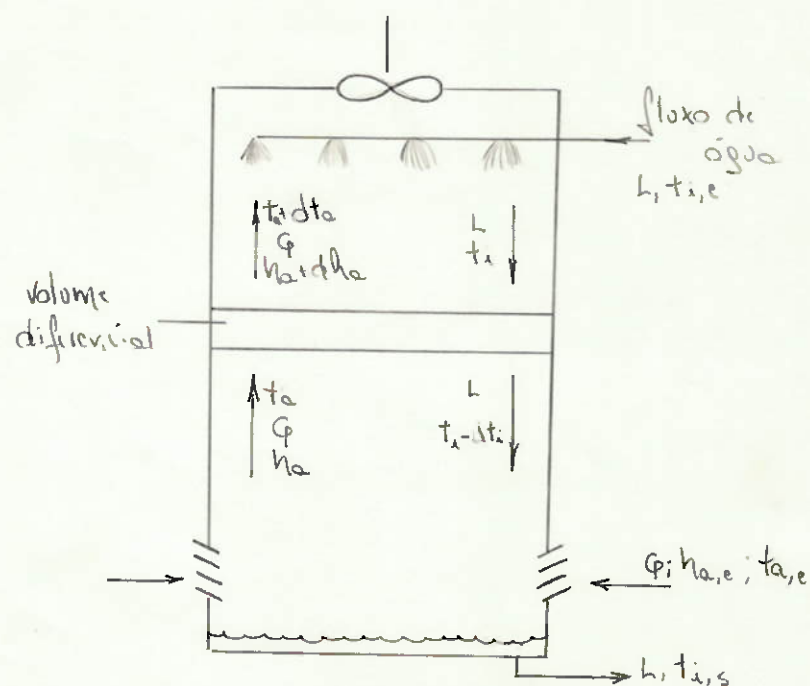


Fig. 3.1- Esquema de uma torre do tipo contracorrente.

O fluxo de água, L , à temperatura T_{ao} , deve ser resfriado até a temperatura T_{af} . O ventilador promove circulação de ar no sentido ascendente. O contato entre os fluidos permite troca de calor e massa entre si. Como resultado, a umidade e a temperatura do ar aumentam, enquanto, a água é resfriada.

A massa da água evaporada é pequena quando comparada com o fluxo total da água do processo, L . De forma que, admitiremos que L é constante ao longo da torre. No volume de controle da figura, o fluxo de controle total removido da água será:

$$\dot{m} = L \cdot dh_1 = G \cdot dha \quad (3.1)$$

onde L - vazão em massa de água (kg/s);

G - vazão em massa de ar (kg/s);

Lembrando das considerações sobre o potencial de entalpia, temos que:

$$\dot{q}_t = (hc \cdot dA / cpu) \cdot (h_i - h_a) \quad (2.10)$$

Como o fluxo de calor total é o mesmo, vem:

$$L \cdot dh_1 = (hc \cdot dA / cpu) \cdot (h_i - h_a) \quad \text{ainda.}$$

$$dh_1 = c_1 \cdot dt_i \quad (3.2)$$

onde c_1 - calor específico da água (kJ/kg.°C);

t_i - temperatura da água (°C);

$$L \cdot c_1 \cdot dt_i = (hc \cdot dA / cpu) \cdot (h_i - h_a) \quad (3.3)$$

Integrando, temos a equação de Merkel:

$$L \cdot c_l \cdot \int_{T_{af}}^{T_{aq}} \frac{dt_1}{(h_1 - h_a)} = \int_0^A (h_c \cdot dA / c_{pu}) = (h_c \cdot A / c_{pu}) \quad (3.4)$$

onde h_a - entalpia do ar úmido (kJ/kg);

h_1 - entalpia do ar saturado à temperatura da água

(kJ/kg);

A - área total de contato (m²);

h_c - coeficiente de convecção natural (kW/m².K);

c_{pu} - calor específico do ar úmido (kJ/kg.K).

O fenômeno pode ser melhor compreendido com o auxílio de um gráfico como o da figura 3.2. A água entra na torre a T_{aq} e deixa o equipamento à T_{af} . Nessas condições, a entalpia do ar saturado são $(h_{1,e})$ e $(h_{1,s})$, respectivamente. A entalpia do ar de entrada é $(h_{a,e})$ e do ar de saída $(h_{a,s})$. A linha de saturação da figura, representa a saturação do ar à temperatura da água, ou seja, a condição de saturação do ar que está junto à água.

Note que a temperatura de entrada do ar corresponde a temperatura de saída da água. Analogamente, a temperatura de saída do ar, corresponde à temperatura de entrada de água. A linha de operação de água indica apenas a faixa de temperaturas de operação da água, uma vez que, as coordenadas de entalpia correspondentes pertencem às condições do ar saturado.

A inclinação da linha de operação do ar é $(c_l \cdot L / G)$, (vide equações 3.1 e 3.2).

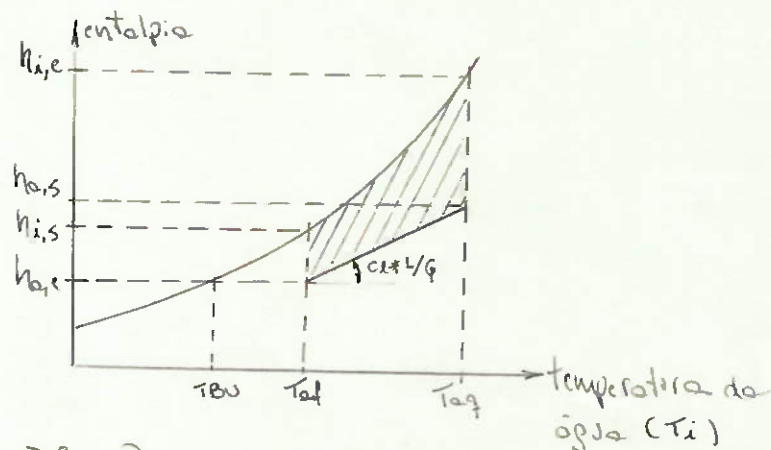


fig 3.2- Diagrama entalpia-temp. para
21 ar-água.

3-1.1. Solução numérica da equação de Merkel

A ASHRAE costuma integrar a equação (3.4) por um método numérico. A função integral é discretizada em uma somatória de diversos incrementos. O início do processo se dá na parte inferior da torre. Assim,

$$L \cdot c_l \cdot dt \int_{h_i}^{h_a} m = (h_c / c_{pu}) \sum A_i \quad (3.5)$$

A torre é subdividida em diversas sessões. O índice (m), indica que deve-se tomar as médias de entalpia entre as sessões adjacentes. Suponhamos que a torre é preenchida uniformemente, de forma que, a área de contato ar-água, A_i , é a mesma para cada sessão.

Assim, portanto, segue-se as seguintes etapas para determinação da:

- 1) queda de temperatura em cada sessão da torre:
- 2) entalpia do ar na entrada da torre (sessão $n=0$), considerando-o saturado e a temperatura de bulbo úmido local:
- 3) entalpia do ar na região de sessão ($n+1$), a partir da equação do balanço entálpico (eq. 1):
- 4) média das entalpias do ar entre as regiões ($n, n+1$):
- 5) média das entalpias do ar à temperatura da água entre as sessões ($n+1, n$) - ver técnica empregada no programa em anexo para o cálculo de h_i :
- 6) repita os passos de (3) até (5), calculando a somatória de $(1/(h_i - h_a))_m$, (eq. 3.5), e conseqüentemente c

valor de $(hc.A/cpu.L)$ até a sessão $(n=n)$.

O termo $(hc.dA/cpu)$ é normalmente conhecido por NUT (Número de Unidades de Transferência). Veremos mais adiante que existe um outro número, tirado da equação (3.4), adimensional, denominado de número de Merkel, Kav/L , (ver item 3-3.2).

Essas grandezas são aproximadamente constantes para uma dada torre de resfriamento, dependendo da geometria e garantindo-se que a vazão do ar e da água permaneçam constantes, uma vez que eles controlam hc e a área de troca de calor.

3-1.2. Estados do ar através da Torre de Resfriamento

A integração por passos dá alguma informação sobre o estado do ar quando ele passa através de uma torre de resfriamento de contracorrente. A entalpia do ar nos limites de cada sessão é determinada nos cálculos e os estados do ar estão em algum ponto de linhas de entalpia constante.

Para especificar completamente as condições do ar deve-se calcular alguma outra propriedade adicional a entalpia. Uma propriedade conveniente para se determinar é a temperatura do ar. Para se calcular a temperatura de bulbo seco do ar através da torre (t_a), a temperatura de entrada deve ser conhecida.

Um balanço da troca de calor sensível em qualquer sessão da torre permite calcular a temperatura de saída quando a temperatura de entrada é conhecida. O balanço de calor sensível de uma sessão arbitrária (n) para a sessão $(n+1)$ é:

$$G \cdot cpu \cdot (t_{a,n} - t_{a,n+1}) = hc \cdot dA \cdot [(t_{a,n} + t_{a,n+1})/2 - (t_{i,n} + t_{i,n+1})/2]$$

Resolvendo para $t_{a,n+1}$, tem-se:

$$t_{a,n+1} = t_{a,n} - \frac{[hc \cdot dA / (2 \cdot G \cdot c_{pu})] \cdot (t_{a,n} - t_{i,n} - t_{i,n+1})}{[1 + hc \cdot dA / (2 \cdot G \cdot c_{pu})]}$$

A magnitude de $(hc \cdot dA / c_{pu})$ da sessão (n) para (n+1) é:

$$hc \cdot dA / c_{pu} = c_1 \cdot L \cdot dt_i \cdot [1 / (h_i - h_a)]^m$$

Onde o termo $[1 / (h_i - h_a)]^m$ é a quantidade calculada na integração por passos conforme item 3-1.1.

3-1.3. Previsão das condições de saída da Torre

Quando são conhecidos os valores do NUT ou de Kav/L , e das vazões de entrada de ar e água, pode ser possível prever a temperatura de saída de água para uma determinada torre.

O procedimento para se fazer esta previsão em uma torre de contracorrente não é direto, mas requer cálculos iterativos.

Como a temperatura de saída não é conhecida, ela pode, inicialmente, ser admitida e um valor tentativo de $(hc \cdot dA / c_{pu})$ ou (Kav/L) pode ser calculado. Esse valor inicial para a temperatura de saída da água será dado como $(t_{i,s} = TBU + dt)$.

A temperatura acrescida à TBU, dt , dependerá da razão (L/G) e da pressão local (assunto detalhado no capítulo), tal que possibilite um número de (Kav/L) tendendo a infinito (estado hipotético), resultando numa torre de área infinita para troca de calor.

Assim, se o valor de (Kav/L) for muito alto, a temperatura de água de saída deve ser aumentada para um novo cálculo.

Observação: segue em anexo um programa que possibilita o cálculo de :

- K_{av}/L (número de Merkel);
- estado do ar na saída da torre ($h_{a,s}$; $t_{a,s}$);
- previsão da temperatura de saída de água.

3-1.4. Solução analítica da equação de Merkel

Para se obter uma solução analítica da equação de Merkel é necessário estabelecer as expressões da dependência da entalpia do ar úmido, h_i , e da corrente de ar, h_a , em função da temperatura da água, t_i .

Vamos passar uma parábola do 2 grau para ajustar os pontos de $h_i \cdot t_i$, conforme tabela de ar úmido à pressão atmosférica de 101.325 kPa:

$$h_i = A_0 + A_1 \cdot t_i + A_2 \cdot t_i^2 \quad (3.6)$$

onde, para uma faixa de $20 < t_i < 40$, o método dos mínimos quadrados oferece:

$$A_0 = 35.437 \quad ; \quad A_1 = -0.973 \quad ; \quad A_2 = 0.104.$$

Da equação (1), temos:

$$h_{a,s} = h_{a,e} + (L/G) \cdot c_l \cdot (T_{a,q} - T_{a,f}) \quad (3.7)$$

onde, $T_{a,q}$ - temperatura de entrada de água (água quente);

$T_{a,f}$ - temperatura de saída de água (água fria);

$h_{a,s}$ - entalpia do ar na saída da torre;

$h_{a,e}$ - entalpia do ar na entrada da torre.

Assim, sendo:

$$NUT = L \cdot c_l \cdot \int_{T_{a,f}}^{T_{a,q}} dt_i / (h_i - h_a) \quad (3.8)$$

Substituímos as eq. (3.6) e (3.7) na eq. (3.8), e rearranjando temos:

$$NUT = (L \cdot c_1 / A_2) \int_{X_2}^{X_1} dX / [X^2 + K \cdot X + (h_{i,s} - h_{a,e}) / A_2] \quad (3.9)$$

onde:

$$K = [A_1 + 2 \cdot A_2 \cdot T_{af} - (L/G) \cdot c_1] / A_2$$

$$e. \quad X = t_i - T_{af}$$

$$\text{Assim, } X_2 = 0 \quad e \quad X_1 = T_{aq} - T_{af}.$$

A solução da integral acima (eq. 3.9) é:

$$\begin{aligned} NUT = & (L \cdot c_1 / A_2) \cdot (2 / \sqrt{4 \cdot (h_{i,s} - h_{a,e}) / A_2 - K^2}) \cdot \dots \\ & \dots \arctg \{ [2 \cdot (T_{aq} - T_{af}) \cdot \sqrt{4 \cdot (h_{i,s} - h_{a,e}) / A_2 - K^2}] / [4 \cdot (h_{i,s} - h_{a,e}) + \dots \\ & \dots + 2 \cdot K \cdot (T_{aq} - T_{af})] \} \quad (3.10) \end{aligned}$$

3-2. Aspectos básicos para o projeto termodinâmico

3-2.1. Especificações de resfriamento requeridas

A performance da maioria das torres de resfriamento é dada pelos processos que têm lugar na região de enchimento, a qual é crucial para o abordamento teórico e prático do projeto termodinâmico, seja na torre de tiragem mecânica ou natural.

Uma torre de resfriamento é utilizada para resfriar água a uma certa faixa de temperatura, sob determinadas condições atmosféricas.

Assim, uma maneira de se expressar o desempenho de uma

torre é relacionar a temperatura da água em termos de:

- taxa de resfriamento (range): redução da temperatura da água através da torre de resfriamento ($dt = T_{aq} - T_{af}$):

- taxa de aproximação (approach): aproximação da temperatura de saída da torre em relação à temp. de bulbo úmido local ($T_{af} - T_{BU}$).

E dado a seguir uma lista das grandezas envolvidas no processo:

- vazão em massa de água (L);
- vazão em massa de ar (G);
- temperatura de entrada de água (T_{aq});
- temperatura de saída de água (T_{af});
- temperatura de bulbo úmido (TBU);
- temperatura de bulbo seco do ar (TBS);
- pressão atmosférica local (Pa).

3-2.2. Importância da relações de vazão em massa de ar-água

Uma vez conhecida o valor da relação (L/G), a vazão em massa de ar (G) pode ser obtida, desde que (L) seja conhecido através do ponto de projeto.

O projetista de uma torre de tiragem mecânica pode então calcular as exigências quanto ao ventilador e as dimensões da torre (ver item 4-2).

A relação (L/G) pode ser determinada pelas especificações e dados da região de enchimento, independentemente da potência do ventilador (tiragem mecânica) e da altura da torre (tiragem natural). E mais, (L/G) é uma importante dado que pode e deve ser determinado em fases

iniciais de projeto.

Para ambos tipos de torre (mecânica ou natural), esse valor em torres de contracorrente é determinado pela resolução simultânea das seguintes equações:

- equação de Merkel;
- relação de enchimento (equação característica);
- equação de balanço de entalpia.

Para torres de corrente cruzada, o processo é feito analogamente, embora o procedimento seja de natureza mais complexa.

3-3. Teoria para o projeto térmico da torre

3-3.1. Equação de Merkel

Conforme visto na sessão 3-1., a equação de Merkel relaciona quantidades associadas ao resfriamento desejado com quantidades associadas à performance da transferência de calor da região do enchimento, e sua equação geral é dada por:

$$(hcA/cpL) = L \cdot c_l \cdot \int_{T_{a1}}^{T_{a2}} dt_i / (h_i - h_a)$$

ou,

$$K_{av}/L = c_l \cdot \int_{T_{a1}}^{T_{a2}} dt_i / (h_i - h_a)$$

onde, K - coeficiente de transferência de massa ($kg/m^2.s$);

a - área da superfície de água por volume de
de resfriamento (m^2/m^3);

v - volume de resfriamento (m^3).

Sendo: $I_p = K_{av}/L$ e,

$$I_m = c_1 \int_{T_{a1}}^{T_{a2}} dt_i / (h_i - h_a)$$

temos que:

- I_m pode ser determinado por integração numérica ou analítica, sem o conhecimento das características do enchimento (ver sessão 3-1.1. e 3-1.4.);

- I_D pode ser determinado sem o conhecimento das propriedades do ar na entrada e na saída da torre.

A tarefa do projetista é, portanto, garantir a igualdade desses dois lados da equação.

3-3.2. A relação de enchimento

A relação de enchimento (I_p) tem que ser determinado para um tipo particular e para uma profundidade de enchimento (tendo já especificado a área transversal do mesmo), e para características especiais de borrifador de água.

I_p é geralmente obtida a partir de dados empíricos em forma de gráfico ou fórmula, que será referida aqui como "relação de enchimento".

$$I_p = f(l/g, Re) \quad (3.11)$$

onde, Re - número de Reynolds para a corrente de ar;

l - vazão em massa de água por unidade de área

plana ($kg/m^2.s$);

g - vazão em massa de ar por unidade de área

plana ($kg/m^2.s$);

dz - profundidade de enchimento (m).

Funções desse tipo são dadas em forma de equações (ver item 3.4).

No momento, nossa atenção é no sentido de clarear a natureza da equação de Merkel. Assim, podemos manipular a equação de Merkel da seguinte forma:

$$I_p = (q/l) * \int_{z_1}^{z_2} (K/q) * a * dz \quad (3.12)$$

onde:

a) o termo (K/q) pode ser relacionado com o número de Stanton (St):

$$St = (hc/cpu) / (\rho * u) = K / (\rho * u) = K/q$$

já que, $\rho * u = q = G/A$, confirmando a relação (3.11):

b) o termo $a * dz = a * v/A$.

Assim, o valor de I_p é expresso por:

$$I_p = (q/l) * [(K/q) * a * (z_2 - z_1)] \quad (3.12)$$

e, pode ser considerado como uma quantidade que necessita ser determinada experimentalmente e expressa empiricamente em função do adimensional (l/q) .

A expressão para I_p pode ser manejada para dois propósitos práticos em duas relações distintas. Desde que ambas têm uso em comum, é discutido a seguir.

NUT - expressa a performance do enchimento como um número de unidades de transferência (kg/s);

Kav/L - expressa a performance como uma quantidade característica do enchimento (adimensional).

Assim, conforme a eq. (3.12), temos:

$$I_D = K_{av}/L = NUT/L$$

ou,

$$I_D = (g/l) * [hc / (c_{pu} * q)] * a$$

Por conveniência pode-se expressar NUT por unidade de profundidade de enchimento,

$$NTU' = NUT / (z_2 - z_1)$$

3-3.3. Equação do balanço entálpico

Para um elemento tomado horizontalmente através da unidade de área plana da região do enchimento em um nível arbitrário, o diferencial (dq) de calor trocado da água para o ar em um fluxo contracorrente, pode ser escrito em termos dos aumentos na entalpia da corrente do ar e da água, na direção do fluxo de ar (ver eq. 3.1).

E feita a hipótese que a entalpia de ambas as correntes são admitidas nulas à 0°C

3-3.4. Determinação da relação entre vazões em massa água/ar

a) determinação da quantidade I_m da eq. de Merkel em função de L/G para determinadas condições (T_{BU} , T_{aq} , T_{af}), varrendo um range dessas variáveis.

Deve-se considerar as seguintes observações (ver figura 3.3):

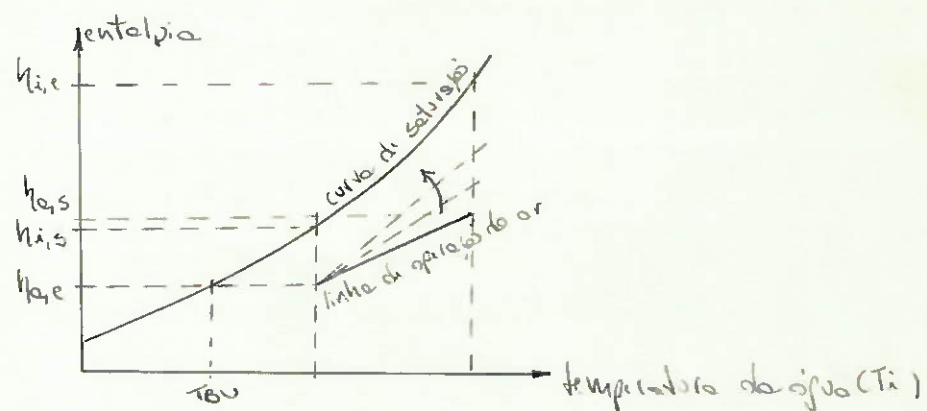


Fig. 3.3 - Avaliação do valor de I_m

- a entalpia do ar que entra na região de enchimento é igual a entalpia do ar saturado à temperatura de bulbo úmido atmosférica. Isto é devido ao fato do estado do ar nesta região, apresentar-se próximo ao estado saturado e, o desvio dado pela entalpia à TBU é desprezível em relação ao real (estado correspondente a TBU e a temp. de bulbo seco variando entre TBS do ar de entrada e TBU, tendendo à TBU):

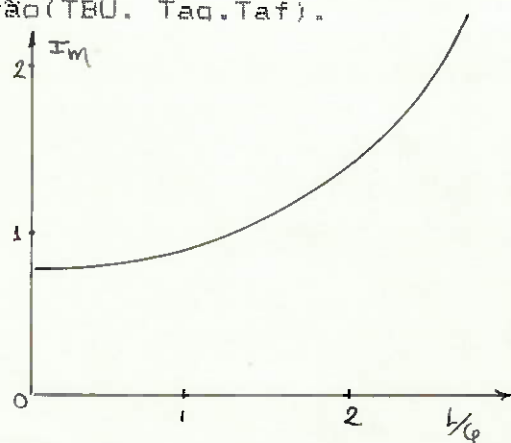
- o valor da entalpia de saída do ar é dado pela relação (3.1):

- o valor de I_m pode ser calculado numericamente (integração por passos) ou analiticamente (ver item 3-1.2 ou 3-1.4);

- o declive da linha de operação do ar aumenta proporcionalmente com a relação L/G , aumentando o valor de I_m e, por consequente, aumentando a área de enchimento. Contudo, existe um limite para esta relação (L/G), tal que acima deste valor, a torre necessitaria de uma área infinita ($K_{av}/L \rightarrow \infty$).

ver item 4-3.

Assim, pode-se construir gráficos de I_m em função de L/G para diversas condições de operação da torre, sendo que cada curva de I_m L/G possui uma determinada condição de operação (T_{BU} , T_{AQ} , T_{AF}).

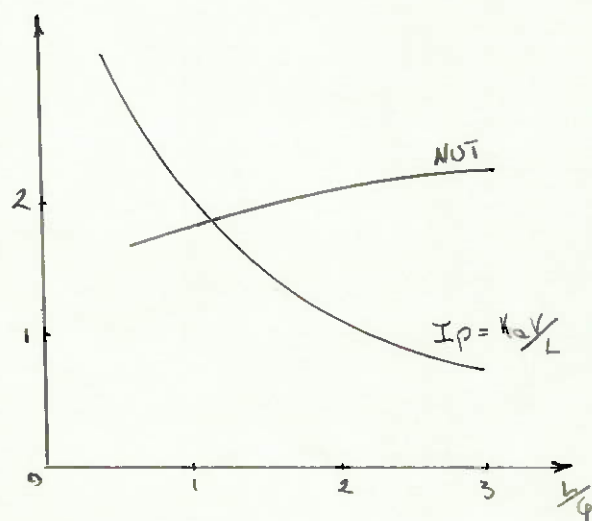


Variação do integral I_m na eq. de Merkel com o fluxo água/ar, para uma dada condição de resfriamento.

b) determinação de I_p (relação de enchimento) em função da relação L/G :

Isto requer a seleção do tipo e profundidade de enchimento utilizado nos dados de performance. Estes dados podem tomar a forma de gráficos ou fórmulas para NUT ou K_{av}/L em relação a relação (L/G) e número de Reynolds.

No momento é suficiente dizer que a influência do número de Reynolds é frequentemente desconhecida e ignorada, e que ocorre um aumento do NUT e diminuição de K_{av}/L em função de L/G (ver figura 3.4).



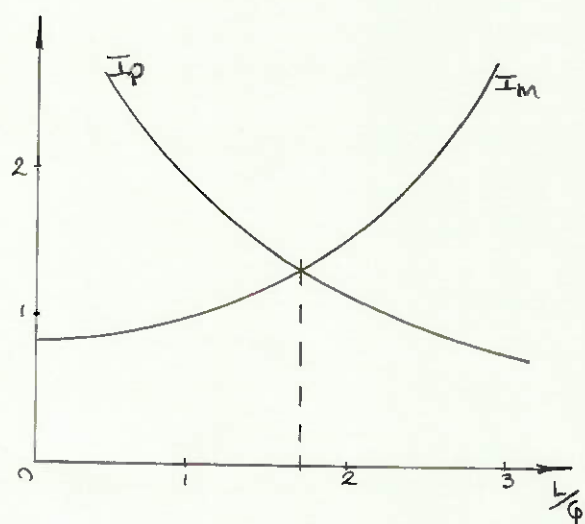
Variação de K_{av}/L e NUT com o fluxo água/ar para dado enchimento

A título de observação, o cálculo da relação de enchimento, feito experimentalmente, deve ser tal que, uma vez estipulada a relação L/G (fixada), o valor de K_{av}/L é aproximadamente constante (considerar rendimento), para qualquer condições de operação da torre.

Imaginemos, portanto, o caso de termos as seguintes condições de operação: L/G , TBU , Taq , Taf . Ao fazermos um novo ensaio, nesta mesma torre, encontramos os seguintes dados de operação: L/G , TBU , Taq' e Taf .

De posse do que foi apresentado conclui-se que, a temp. de água fria "ajusta-se" de tal modo que possibilita um valor de K_{av}/L aprox. constante.

c) tendo o valor de I_m e I_p , em função de L/G , a relação L/G é determinada pela intersecção entre as duas curvas. Esta relação L/G foi determinada para satisfazer as exigências especificadas da torre (envolvendo custos e operação) e tipo e profundidade selecionada de enchimento. Ver capítulo 4.



Determinação da razão de fluxos L/G pela intersecção das curvas $I_m \times (L/G)$ [obtida pela condição de resfriamento] e $I_p \times (L/G)$ [obtida das características do enchimento].

3-4. O enchimento

3-4.1. Escolha do enchimento

A razão do enchimento é a detenção da queda d'água criando uma ampla área de superfície de contato entre a água e a corrente de ar. Isto pode ser conseguido através de dois modos principais:

a) tipo respingo:

Mais utilizado em torres de maior porte.

Consiste em vários tipos de arranjos (ver fig. 3.4) que dependem do projeto da torre e do fabricante. A maior área de contato água-ar é conseguida respingando-se a água em pequenas gotículas, espalhando-a em filmes sobre as tábuas de respingo.

É importante que o enchimento seja bem suportado e esteja bem nivelado, assim como a torre, pois caso contrário a água pode canalizar-se através do enchimento, diminuindo a capacidade da torre.

A madeira é o material mais empregado para esse tipo de enchimento, e o ipê tem obtido uma duração altamente satisfatória. Outros materiais como plásticos, cimento amianto, aço galvanizado, aço inoxidável, alumínio e cerâmica têm também sido utilizados.

b) tipo filme:

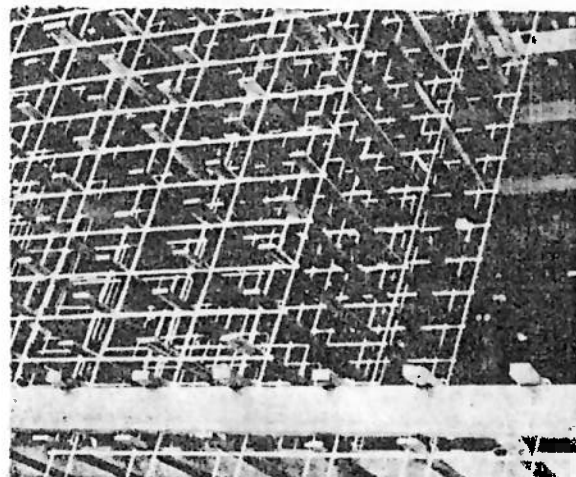
Este tipo está sendo mais utilizado à medida que novos materiais e novas configurações são desenvolvidas. São aplicados para torres de médio e pequeno porte.

O seu funcionamento é baseado na sua habilidade de

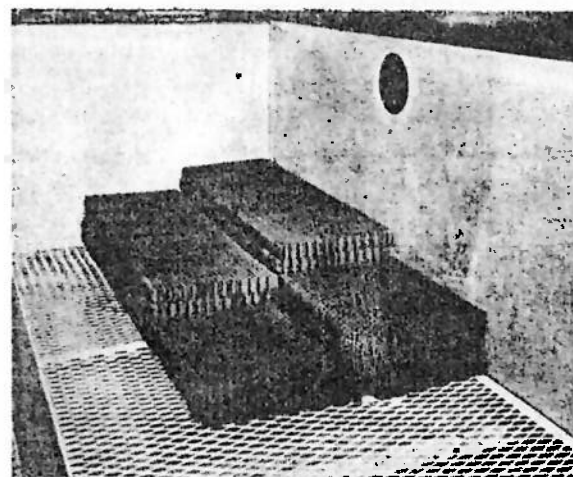
espalhar a água em filmes. Deve ser bem suportado e trabalhar com um fluxo uniforme de ar e água devido a sua maior sensibilidade a irregularidades desses fluxos.

Os materiais mais utilizados são fibras impregnadas com fenóis com configuração de colmeias (leveza, resistência e a prova de fogo) e chapas de cimento amianto (lisas ou corrugadas), apresentando boa eficiência, mas alto peso específico. Outros materiais: plásticos, alumínio, aço galvanizado e inoxidável que geralmente são aplicados na forma ondulada.

Fig. 34 - Tipos de Enclenchamento



tipo "espingo"



tipo filme

Os fatores influenciadores na escolha do enchimento são a performance da troca de calor, queda de pressão, custo total do enchimento e durabilidade.

Durabilidade, incluindo liberdade de manutenção, é essencialmente importante na geração de potência elétrica e outras aplicações onde a torre de resfriamento representa uma pequena parte do custo da instalação total, desde que um fechamento para manutenção da torre, nestes casos é muito custoso.

Na comparação de custos para diversos enchimentos, deve-se levar em conta tanto os custos associados quanto os custos da estrutura de suporte (alto para materiais pesados), custo para bombeamento de água (alto para altos enchimentos) e custo de instalação (menores para pré-fabricados).

Obviamente um enchimento que possui um baixo custo, baixa resistência a passagem do ar, distribuição uniforme de água, alta performance de troca de calor e menor perda de pressão é o preferido.

No entanto, o problema da seleção torna-se mais difícil na medida em que o determinado tipo de enchimento é melhor em um ou mais aspectos e pior nos demais. Assim esse enchimento poderia ter um custo baixo e uma boa performance de troca de calor, mas possuir o inconveniente de alta perda de pressão.

O problema deve ser discutido e levantado o grau de influência dos diversos fatores agentes no processo.

Na maioria dos casos não seria nem prático, nem profissional efetuar a fundo a otimização para ambas as torres (natural e mecânica) como um todo, em virtude do tempo necessário e do custo relacionado, inviabilizarem o processo. Assim um procedimento desse tipo, levado a fundo, é justificado para um extenso projeto com alto potencial de custo envolvido.

3-4.2. Dados de dimensionamento

Como discutido na seção 3-3.2. existe uma forma mais conveniente de tratarmos a performance de troca de calor. Refere-se ao número de unidades de transferência por unidade de profundidade de enchimento (NUT').

Ambos NUT' e Ka/L podem ser representados de forma analítica, gráfica ou em tabelas, em função da relação de vazões em massa de água-ar (L/G).

Lowe e Christie descobriram que quase todos os resultados podiam ser representados na forma:

$$(Ka/L) * (1/g) = NUT' = \lambda * (g/l)^{n-1} \quad (3.13)$$

onde l , g , são necessariamente uma variável separada.

Para uma barra de respingo conforme a geometria da figura 3.7a:

$$H=W= 152,4 \text{ mm,}$$

$$S= 76,2 \text{ mm;}$$

temos os seguintes valores para as constantes da eq. (3.13):

$$\lambda = 0,309 \text{ m}^4$$

$$n = 0,5.$$

Para chapas onduladas de cimento de amianto, figura 3.7b; com a seguinte geometria:

$$ha= 54,0 \text{ m}^2,$$

$$va= 146,0 \text{ mm,}$$

$$H= 44,5 \text{ mm;}$$

temos os seguintes valores:

$$\lambda = 0.691 \text{ m}^{-1}$$
$$n = 0.69.$$

Esses dados foram tirados de ensaios em torres experimentais com enchimento de 1.216 m² de área e 1.2 a 1.4 m de profundidade, para contracorrente.

Quando da avaliação da performance de troca de calor de uma torre por meio da relação de enchimento, é importante considerar a contribuição do sistema de borriço de água, já que isso não foi considerado até então.

Para um borriço em fluxo de contracorrente, Lowe e Christie sugeriram o valor de (eq. 3.13) num espaço de 0.033 a 0.066 m com n em torno de 0.5.

3-4.3. Queda de pressão

Os dados de queda de pressão para o enchimento podem ser expressos em função do valor de (N'v.p) - número de perda de pressão dinâmica por unidade de comprimento, na direção do ar.

Como aproximação grosseira, (N'v.p) pode ser tomado como uma constante para uma dada geometria de enchimento, mas geralmente o seu valor cai com o fluxo da massa de ar e, aumenta com o fluxo da massa de água.

Dados de perda de pressão para enchimentos, ilustrados na figura 3.7, são apresentados por Lowe e Christie. Para barras de respingo de geometria (Q), para a qual os dados de transferência de calor e dimensões são cotados na seção 3-4.2:

$$N'_{v,p} = 12.17 \text{ m}^{-1}$$

para:

$$i = 1.365 \text{ kg/m}^2.\text{s} \text{ (fluxo de massa de água por área),}$$

com a velocidade do ar de 0.912 m/s .

O valor de $N'_{v,p}$ caiu para 10.85 m^{-1} quando a velocidade do ar foi dobrada e, aumentou para 15.79 m^{-1} quando a carga hidráulica da água dobrou.

A analogia para o enchimento de cimento de amianto ondulado, com geometria conforme a figura (31d), para os três casos usados na determinação do valor de $N'_{v,p}$ foi de:

$$N'_{v,p} = 10.53 \text{ m}^{-1}$$

$$N'_{v,p} = 8.88 \text{ m}^{-1}$$

$$N'_{v,p} = 12.50 \text{ m}^{-1}$$

Quando a contribuição do borriço para a troca de calor é significativa, existe uma provável associação com a queda de pressão.

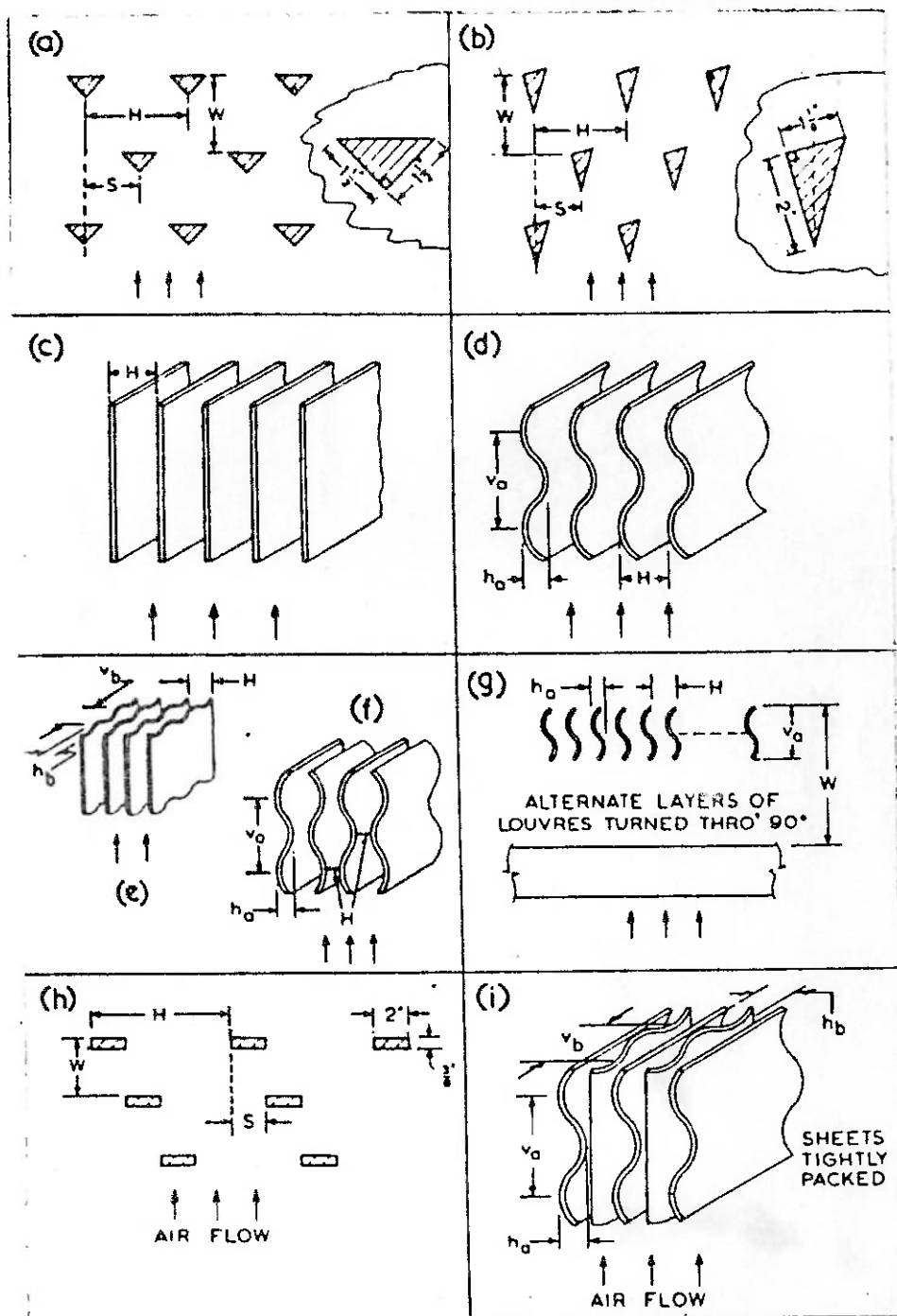


fig. 3.7 - Geometric observations on wind tunnel tests for louvers by Christie

CAPITULO 4
PROJETO BASICO DE TORRES DE TIRAGEM MECANICA

4-1. Esboço das características principais

Em torres de tiragem mecânica, o ar passa através da torre por meio de um ou mais ventiladores. Com fluxo forçado, os ventiladores são posicionados em um nível inferior da torre, enquanto que o de fluxo induzido, são posicionados em uma região acima do enchimento, aspirando o ar através da torre.

Os tipos de fluxo podem ser inteiramente contra fluxo, parcialmente contra fluxo e fluxo cruzado, ou inteiramente cruzado. Todos esses três casos são ilustrados na figura 4.1.

tipo induzido

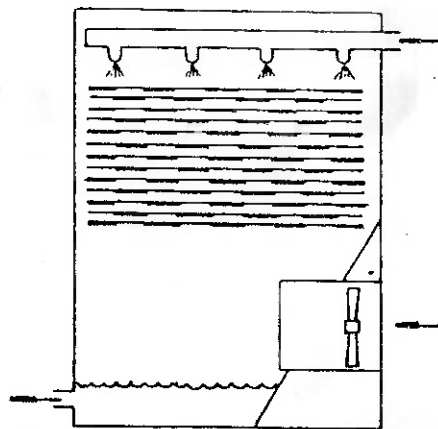
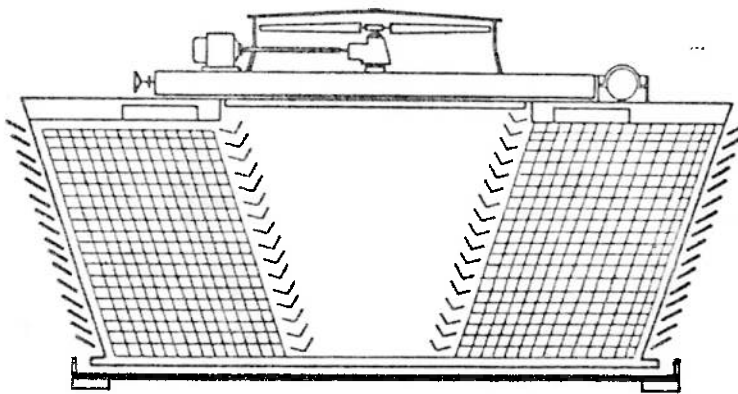
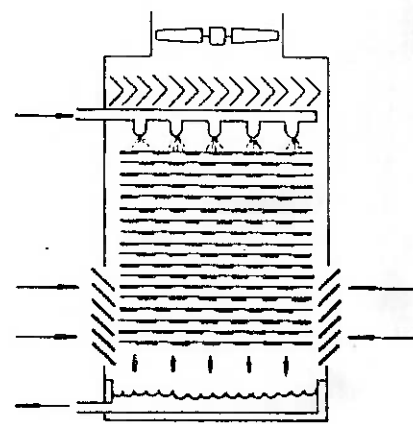


fig 4.1 - Tipos
de fluxo



tipo cruzado



tipo misto

Torres de tiragem mecânica cobrem um range de aplicação muito maior do que as de tiragem natural.

Torres de maior porte tendem a usar ventiladores axiais e fluxo induzido de ar; ao passo que as torres de menor porte, tendem a usar ventiladores axiais ou centrífugos e, fluxo forçado de ar. Deve-se notar que os ventiladores centrífugos são mais silenciosos, mas de custo maior em relação aos axiais.

Os enchimentos podem ser de barras de respingo de madeira (ripas de madeira) ou chapas de plástico, induzindo a passagem de várias formas. Madeira de construção pode substituir o material plástico no caso da temperatura da água exceder o limite de operação para um determinado plástico, por exemplo, cerca de 70°C para o PVC, que é comumente usado. Enchimentos de plástico podem ser feitos com pequenos módulos de passo que são facilmente montados no local.

4-2. Performance e projeto térmico

O primeiro passo de um projeto de uma torre de tiragem mecânica é a avaliação da razão de fluxo água-ar para uma dada especificação de resfriamento e para um particular tipo e dimensões de enchimento (seção 3.4).

Em torres desse tipo, a temperatura de bulbo seco do ar não é necessária, uma vez que uma correta avaliação da densidade do ar só se faz presente quando diferentes densidades são importantes, como numa torre de tiragem natural. Para uma torre de tiragem mecânica, a temperatura de bulbo úmido e a pressão atmosférica são suficientes para caracterizar o estado do ar na região de entrada de enchimento.

Existe um outro importante fator que deve ser considerado nessas torres, que é a possibilidade de recirculação de ar da saída da torre para a entrada da mesma. A recirculação aumenta com o tamanho da torre e pode somar até

20% sob certas condições de velocidade do vento.

Tendo determinado a relação L/G , a vazão em massa de ar pode ser obtida desde que a vazão em massa da água é um dado conhecido das especificações da torre.

O objetivo do projetista agora, é:

- escolher a área de seção transversal do enchimento (normal em relação a direção do fluxo de ar):
- seleccionar um ventilador ou um número de ventiladores, que forçarão ou induzirão o ar através da torre de vazão calculada;
- estimar a perda total de pressão que resultou da área, profundidade e tipo de enchimento escolhido.

Se a potência parecer indevidamente excessiva, o projetista poderá tentar uma área de seção maior e, eventualmente, fazer uma optimização entre tamanho de torre e potência do ventilador requerida, visando o mínimo custo.

Antes desse último estágio, deve-se tomar decisões quanto ao tipo de fluxo (forçado ou induzido) e tipo de ventilador (centrífugo ou axial). Na maioria dos casos, todas estas escolhas partirão da experiência do projetista, considerando a maioria das circunstâncias impostas.

As características do ventilador são geralmente dadas em função do aumento de pressão total ou estática através do mesmo. A perda de pressão total através da torre é dada pela seguinte relação:

$$p_t = p_e + n \cdot p_d + p_o$$

- onde,
- p_t - perda de pressão total;
 - p_e - perda de pressão na região de enchimento;
 - n - fator numérico de unidade;
 - p_d - pressão dinâmica na saída do ventilador;
 - p_o - perdas de pressão no eliminador de gotas, entrada do ventilador, etc.

Assim, tendo determinado ρ e sabendo a velocidade do ar, o ponto de operação do ventilador é conhecido.

Portanto, tendo um rendimento (geralmente na faixa de 70 % ou mais) tal que satisfaça as condições de operação da torre, o ventilador poderá ser utilizado

Mas, diversas áreas de enchimento devem ser testadas para se assegurar uma otimização para o mínimo custo total (custo da estrutura da torre, enchimento, ventilador, operação e amortização com o tempo) para determinado tipo e profundidade de enchimento.

4-3. A influência das condições de processo sobre o projeto

É recomendador estudar os efeitos das diversas variações dos processos sobre a altura e a seção reta do aparelho ou sobre o custo da sua operação. Seis das considerações que afetam o tamanho da torre são indicadas na figura . Elas são bem mais detalhadas por meio de um diagrama de temperatura e entalpia, uma vez que a área entre a linha de saturação e a linha de operação é uma medida do potencial total. Quanto menor for a área, maior deverá ser a altura da torre necessária para satisfazer as condições de processo.

No entanto, deve-se notar que embora o potencial aumente, o ponto de operação da torre (ponto de projeto) se localiza em um potencial menor, visto que a relação de enchimento deve ser satisfeita.

a) Não saturação do ar de entrada.

A não consideração do ar saturado na região de entrada do enchimento, provocará, na linha de operação, uma queda insignificante da diferença de entalpia de entrada e saída do ar (reta tracejada), além de que, o desvio está do lado seguro.

pois a área entre as linhas de operação do ar representa um aumento de potencial.

b) Variação da relação L/G .

Se a área da base for suficientemente limitada, tal como quando uma torre de resfriamento for construída no topo de um edifício, pode tornar-se necessário empregar uma carga líquida relativa maior sem variar a vazão de ar. Isto produz uma diminuição da seção reta da torre, produzindo uma diminuição do potencial e uma torre mais elevada.

c) Altitude.

Algumas plantas estão localizadas em grandes altitudes. Para pressão atmosférica reduzida, como no caso da figura , a linha de operação é mais elevada, aumentando o potencial e reduzindo o tamanho da torre se, todas as outras condições permanecerem inalteradas. Isto ocorre porque a pressão parcial da água permanece fixa enquanto a pressão total diminui. A umidade do ar saturado na altitude superior também é maior.

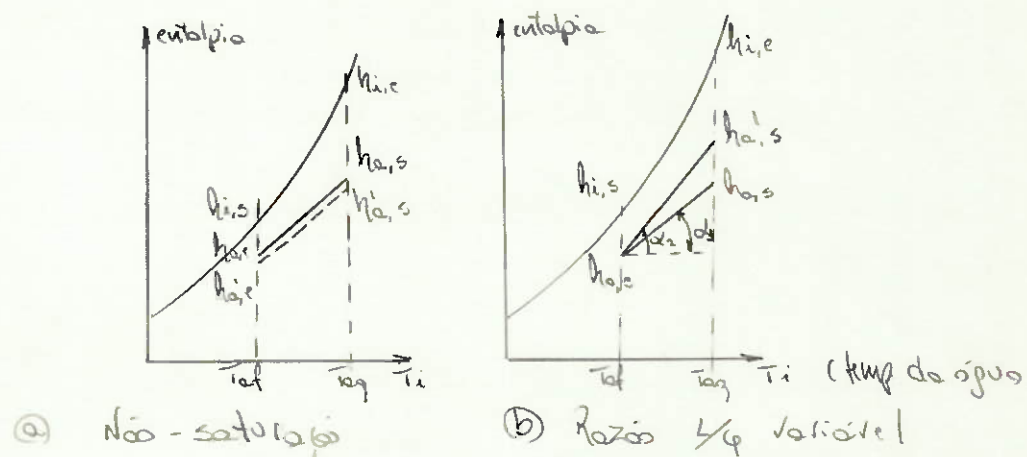


Fig. 4.2- Efeito das variáveis do projeto sobre o
46
valor do potencial

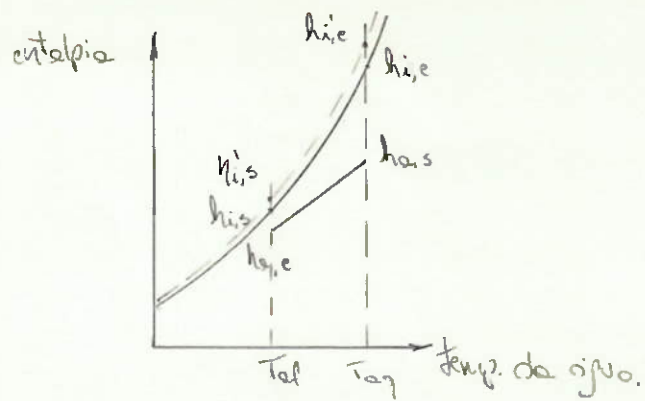


Fig. 4.2 - (C) Pressão de operação variando.

- Efeito termodinâmico e de resfriamento

A performance de uma torre de resfriamento pode ser discutida também em termos de seu efeito termodinâmico ou seu efeito de resfriamento.

O efeito termodinâmico é definido em relação a energia retirada da corrente de água como: a razão entre a energia atual retirada pelo limite termodinâmico de energia para os mesmos estados e razões de fluxos.

Esta definição é ilustrada na figura 4.3 onde a energia retirada é mostrada como uma queda de temperatura na corrente do fluido, assumindo constante o calor específico do mesmo.

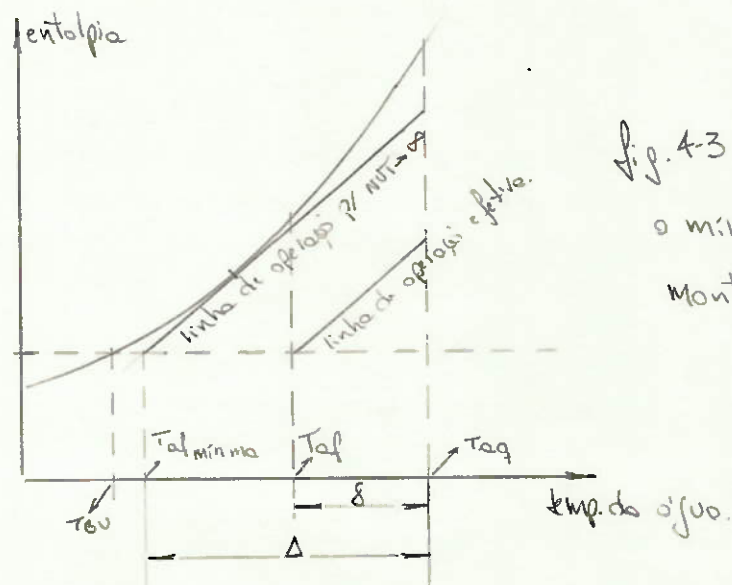


Fig. 4-3. Diagrama mostrando o mínimo approach (limite) mantendo (L/G) constante.

Neste caso, a linha de operação hipotética para NUT geralmente não terá o mesmo declive da linha de operação efetiva. Analogamente, o efeito de resfriamento pode ser medido em termos de diferenças de temperaturas.

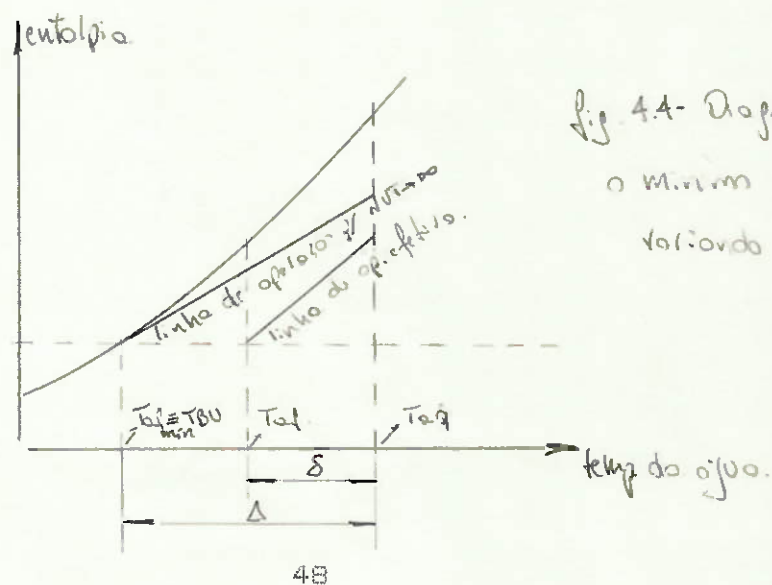


Fig. 4.4- Diagrama vetorial
o mínimo valor da Tef,
variando a relação $\frac{1}{6}$.

4-4. Avaliação econômica

Ela pode ser dividida em termos de:

a) custos de investimento:

- custo total da torre montada, incluindo motores;
- custo da bacia de água fria instalada;
- custo das bombas instaladas;
- custo da fiação elétrica, painel de comando, chaves de partida e controles;
- custo da tubulação instalada.

b) custos operacionais:

- custo de energia elétrica para ventiladores e bombas;
- tarifa de demanda;
- custo de amortização de investimento;
- custo de manutenção.

CAPITULO 5

TESTES EM TORRES DE RESFRIAMENTO

5-1. Finalidades

Testes em torres de resfriamento são necessários para se avaliar o seu desempenho. Como na prática a temperatura de água quente, água fria, TBU do ar e vazão de água não coincidem com os valores estabelecidos no projeto, faz-se necessário avaliar o desempenho da torre nas condições de funcionamento.

Assim, pode-se interpretar os resultados das medições para determinar a capacidade efetiva da torre.

Não será focado neste tópico o aspecto prático em relação as condições do equipamento para a medição, condições operacionais e medições a serem feitas. Maiores detalhes são dados segundo norma ABNT de testes em torres de resfriamento.

O enfoque principal dado aqui, será em relação à avaliação da torre através do tratamento dos dados recolhidos em teste.

5-2. Avaliação através da curva característica

Consiste em se determinar a relação de vazões (L/G) ajustada. Esta relação ajustada leva em conta a relação L/G que a torre teria dentro das temperaturas de teste se os ventiladores fossem ajustados para a potência de projeto, permitindo uma comparação entre a capacidade efetiva e a capacidade indicada através das curvas de projeto.

- Procedimento

- determinação da relação L/G ajustada:

$$(L/G)_{ajustada} = (L/G)_t * (L_t/L_p) * (HP_p/HP_t)^{1/3}$$

onde $(L/G)_t$ - relação L/G medida no teste;

L_t - vazão em volume de água medida no teste;

L_p - vazão em volume de água de projeto;

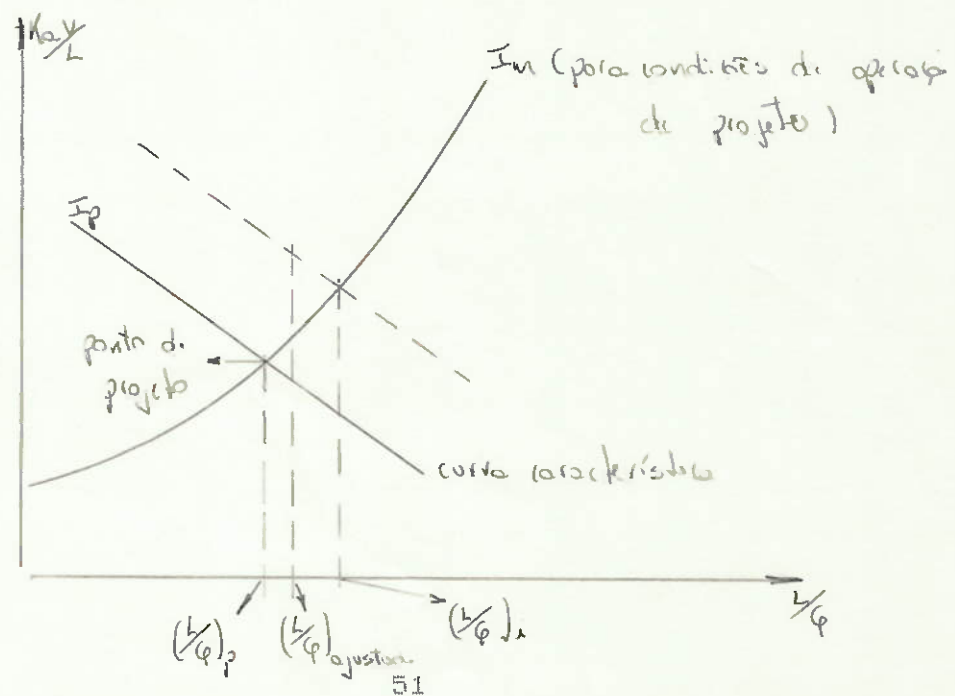
HP_p - dado de projeto da potência do ventilador;

HP_t - potência do ventilador medida no teste.

- determinação da capacidade da torre:

$$\text{capacidade} = (L/G)_i / (L/G)_p$$

onde $(L/G)_i$ - relação L/G tirada a partir da intersecção da reta paralela à reta da relação de enchimento, (I_p) , passando por $(L/G)_t$; e a curva de K_{av}/L em função de L/G (I_m) nas condições de projeto da torre;



5-3. Avaliação através da curva de performance

Consiste em se determinar a vazão de água que a torre poderia resfriar, dentro das temperaturas de teste, se os ventiladores fossem ajustados para a potência de projeto.

- Procedimento

- determinação da vazão de água ajustada:

$$(L)_{aj} = L_t * (HP_o/HP_t)^{1/3}$$

- determinação da capacidade da torre:

$$\text{capacidade} = (L)_{aj} / (L)_i$$

onde $(L)_i$ - vazão de água para as condições de teste, tirado das curvas de desempenho, através de simples interpolação, em função de 90, 100 e 110% da vazão de água de projeto.

As curvas de desempenho devem ser traçadas nas condições de teste para se determinar a capacidade. Um procedimento conveniente consiste em primeiro preparar um conjunto de três curvas, relacionando TBU, diferencial de temperatura, temperatura de água fria e vazão de água em circulação de teste. Desse conjunto de curvas, uma única curva é então preparada, baseada no diferencial de temperatura de projeto, relacionando temperatura de água fria e vazão de água circulante. Assim, pode-se determinar a vazão de água prevista a partir das curvas de desempenho.

CAPITULO 6

ENSAIO DA TORRE DE RESFRIAMENTO ITAIPU

6-1. Objetivo

Este trabalho tem por objetivo analisar uma torre de resfriamento a partir dos dados colhidos durante o seu ensaio, visando à verificação de todo o desenvolvimento teórico/prático efetuado nos capítulos anteriores. Para tanto, é de interesse a análise dos seguintes dados:

- a) determinação do número de Merkel (K_{av}/L) para algumas vazões de água de circulação;
- b) determinação do estado de saída do ar a partir da temperatura do ar e da entalpia do mesmo, na saída da torre;
- c) simulação da temperatura de saída de água (T_{af}) a partir de K_{av}/L conhecido, uma vez fixada a vazão: variando a temperatura de água quente (T_{aq}).

É importante salientar que algumas restrições e dificuldades encontradas durante o decorrer deste trabalho, seja na montagem da instalação, como na precariedade dos equipamentos disponíveis: devam ser considerados na avaliação final do mesmo.

6-2. Equipamentos utilizados

- Torre de resfriamento:

* Marca - ITAIPU, mod. 8 ST;

* Tipo - fluxo induzido e contra corrente;

* Motor - Peterco Nordeste, n. 39803

0.5 CV / 220 V;

* Dimensões básicas - ver figura 6.1.

- Bomba de circulação:

* Motor - ARND, n. 0260884, tipo 033;

rotação 2800/3480 cicl. 50/60;

220/380 - 2 HP.

- Aquecedores (3):

* Marca KENT - mod. MT - catálogo n.250;

5000 W (cada).

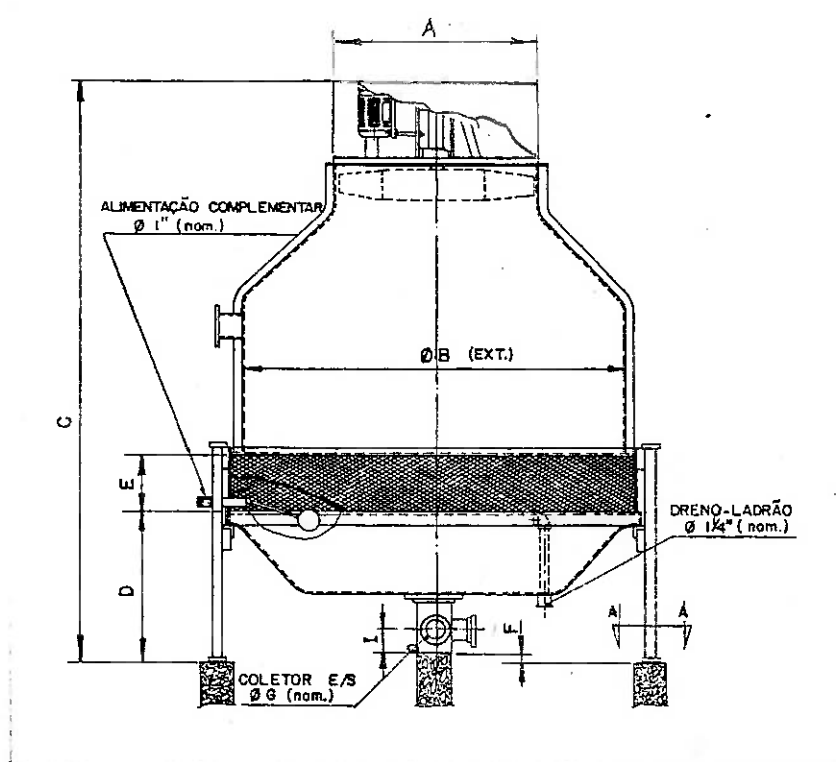


fig. 6.1 - Dimensões
básicas da Torre
Tipo:

$$A = 500 \text{ mm}$$

$$B = 360 \text{ mm}$$

$$C = 2115 \text{ mm}$$

$$D = 550 \text{ mm}$$

$$E = 140 \text{ mm}$$

$$F = 44 \text{ mm}$$

$$I = 120$$

6-4. Procedimento para a tomada de dados

6-4.1. Medição da vazão de água

Devido esta medição se efetuar na saída de água, através do método de análise volumétrica, torna-se necessário a elevação da torre de tal modo que propicie a varredura de vazões desejadas de água, sem a presença de uma bomba succionadora.

Assim, a carga manométrica necessária, cota dada pelo nível médio de água na bacia de água fria, e o nível máximo superior do reservatório de medição volumétrica (fig. 6.2); será:

$$H_{est} = H_0 - H_1 = \sum_0^1 \text{perdas}$$

sendo:

$$\text{perdas} = h_f + h_s$$

onde, h_f - perda de carga distribuída (m);

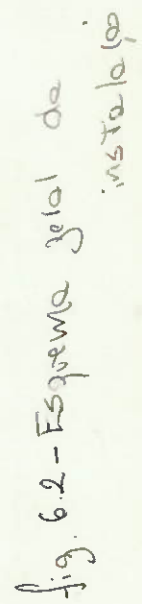
h_s - perda de carga singular (m).

Os cálculos relevantes às perdas de cargas são efetuados no apêndice 3. Deve-se notar a escolha do material e do diâmetro da tubulação de saída de água.

Concluimos, conforme apêndice , a necessidade de:

- tubulação de plástico com 2 1/2" de diâmetro, incluindo cotovelo 90°, registro de gaveta e junções; perfazendo um comprimento máximo de 1,5 m;

- elevar a torre a uma altura total de 0,8 m a partir do pé da escada, possibilitando uma vazão de até 8 l/s.



6-4.2. Medição da vazão de ar

A medição da vazão de ar foi feita utilizando um anemômetro, indicador de velocidade do ar (var), com a seguinte especificação: Tipo HAENNI - n. 3.917.973, função da leitura do instrumento (F) em %.

Foram efetuadas 12 medições, cobrindo toda a área lateral de entrada de ar na torre de maneira uniforme (3 medições em cada um dos 4 pontos ao longo de sua área lateral).

Deve-se lembrar que um procedimento normal seria ensaiar o ventilador, acoplando-o a uma tubulação com o seu diâmetro e um comprimento de 10 vezes o diâmetro; promovendo a variação de vazões por meio de restrições de área de entrada (perda de carga) em função da potência do ventilador.

6-4.3. Elevação da temperatura de água

Um dos mais críticos problemas enfrentados , restringindo a variação de dados para o ensaio da torre.

O método utilizado, por meio de 3 aquecedores de 5KW cada, não possibilitou um aumento significativo da temperatura de água quente.

6-4.4. Medições de temp. de água quente e fria

Neste caso, utilizou-se um termômetro digital (registrador contínuo) com o sensor de temperatura em contato direto com a tubulação de entrada (Taq) e saída de água (Taf), graduado com precisão de até 0,01 C.

- RESULTADOS

② MEDIÇÃO DA VAZÃO EM MASSA DE AR

Utilizando o programa para o cálculo da velocidade do ar a partir do anemômetro (anexo 2), obtemos:

1		2		3		4	
F (%)	V (m/s)	F (%)	V (m/s)	F (%)	V (m/s)	F (%)	V (m/s)
50	4,3	60	4,8	55	4,5	50	4,3
25	3,4	30	3,6	25	3,4	30	3,6
15	3,0	20	3,2	20	3,2	20	3,2

resultando em uma velocidade média do ar:

$$V_{ar} = 3,71 \text{ m/s}$$

Sendo a vazão em massa de ar ($\dot{Q}$):

$$\dot{Q} = \rho \cdot V_{ar} (\pi \cdot B \cdot E) \quad \text{ver fig. 6.1.}$$

$$\rho = 1,17 \text{ kg/m}^3 \rightarrow \text{peso específico do ar a } \begin{cases} T_{BO} = 20^\circ\text{C} \\ T_{BS} = 23^\circ\text{C} \end{cases}$$

$$B = 0,860 \text{ m}$$

$$E = 0,140 \text{ m}$$

$$\text{temos: } \dot{Q} = 1,17 \times 3,71 \times (\pi \times 0,860 \times 0,140)$$

$$\boxed{\dot{Q} = 1,632 \text{ kg/s}}$$

⑥ Determinação da curva característica (pontos A, B, C)

Utilizou-se o programa TORRE-DE-RESFRIAMENTO-CONTRACORRENTE (anexo 3) com os seguintes dados adicionais:

ALT = 750m (altitude média de São Paulo)

$\Delta T = 0,1 \text{ K}$ (incremento da temp. da água por cada seção da torre)

Medição \ pontos	A	B	C
$T_{B,U} (^{\circ}\text{C})$	19,8	20,0	19,9
$T_{B,S} (^{\circ}\text{C})$	22,5	23,0	23,0
$T_{a,T} (^{\circ}\text{C})$	27,7	29,1	29,4
$T_{a,F} (^{\circ}\text{C})$	22,5	23,5	24,3
$L \text{ (kg/s)}$	1,140	1,411	1,657
$\dot{V}_g$	0,699	0,865	1,015
$\dot{V}_g \text{ V/L}$	1,575	1,426	1,145
$T_{a,s} (^{\circ}\text{C})$	24,34	25,57	25,93
$h_{a,s} \text{ (kJ/kg)}$	75,201	80,922	82,33

* valores da temperatura e da entalpia do ar na saída da torre.

É importante observar que as temperaturas ($T_{a,T}$ e $T_{a,F}$) foram medidas com um termômetro digital e, anotado os seus valores médios estabilizados.

© Simulação da Temp. de água fria para os pnts. A, B e C.
da curva característica.

Utilizando-se o programa TORRE-DE-RESTRIÇÃO-INTERFABRANTE
(anexo 1) no módulo simulação, com um ciro de temp.
de água fria de $9,3\text{ K}$, obtivemos:

bulbo	A	B	C
$T_{BU} (^{\circ}\text{C})$	20,0	20,0	20,0
$T_{BS} (^{\circ}\text{C})$	22,5	23,0	22,5
$T_{ag} (^{\circ}\text{C})$	23,4	30,3	30,1
$T_{af} (^{\circ}\text{C})$	23,0	24,2	25,0
$(K_o V/L)_i$	1,575	1,411	1,145
$T_{af}' (^{\circ}\text{C})$	23,23	24,13	24,80
$(K_o V/L)'$	1,512	1,306	1,046

onde, $(K_o V/L)_i$ - K_i de Merkel conhecida a partir do relógio $\frac{1}{q}$
dada nos pontos A, B e C da curva característica
(ver item b)

T_{af}' - temp. de água fria simulada com os dados
medidos (T_{BU} , T_{BS} , T_{ag}) e o valor conhecido de
 $(K_o V/L)_i$

$(K_o V/L)'$ - valor de $(K_o V/L)$ para T_{af}'

④ Determinação dos valores de oxigênio (I_m) - curvas 2, 3 e 4 no gráfico 1 - para as condições de oxigênio dos pontos A, B e C da curva característica.

Utilizou-se o programa Torre-de-Resfriamento-Entalpia com os seguintes dados adicionais:

ALT = 750 m

DT = 0,1 K

	$(\frac{L}{G})$	$(\frac{M_{O_2}}{L})$	$T_{a,s}$	$h_{a,s}$
A	0,633	1,575	24,34	75,201
	0,865	1,774	24,87	78,749
	1,015	2,023	25,33	81,370
B	0,633	1,234	25,02	77,035
	0,865	1,426	25,57	80,322
	1,015	1,580	26,03	84,409
C	0,633	0,384	24,36	75,562
	0,865	1,061	25,46	79,111
	1,015	1,145	25,33	82,332

Gráfico do número de Merkel (KaV/L)
em função da relação de vazão
água/ar (L/G)

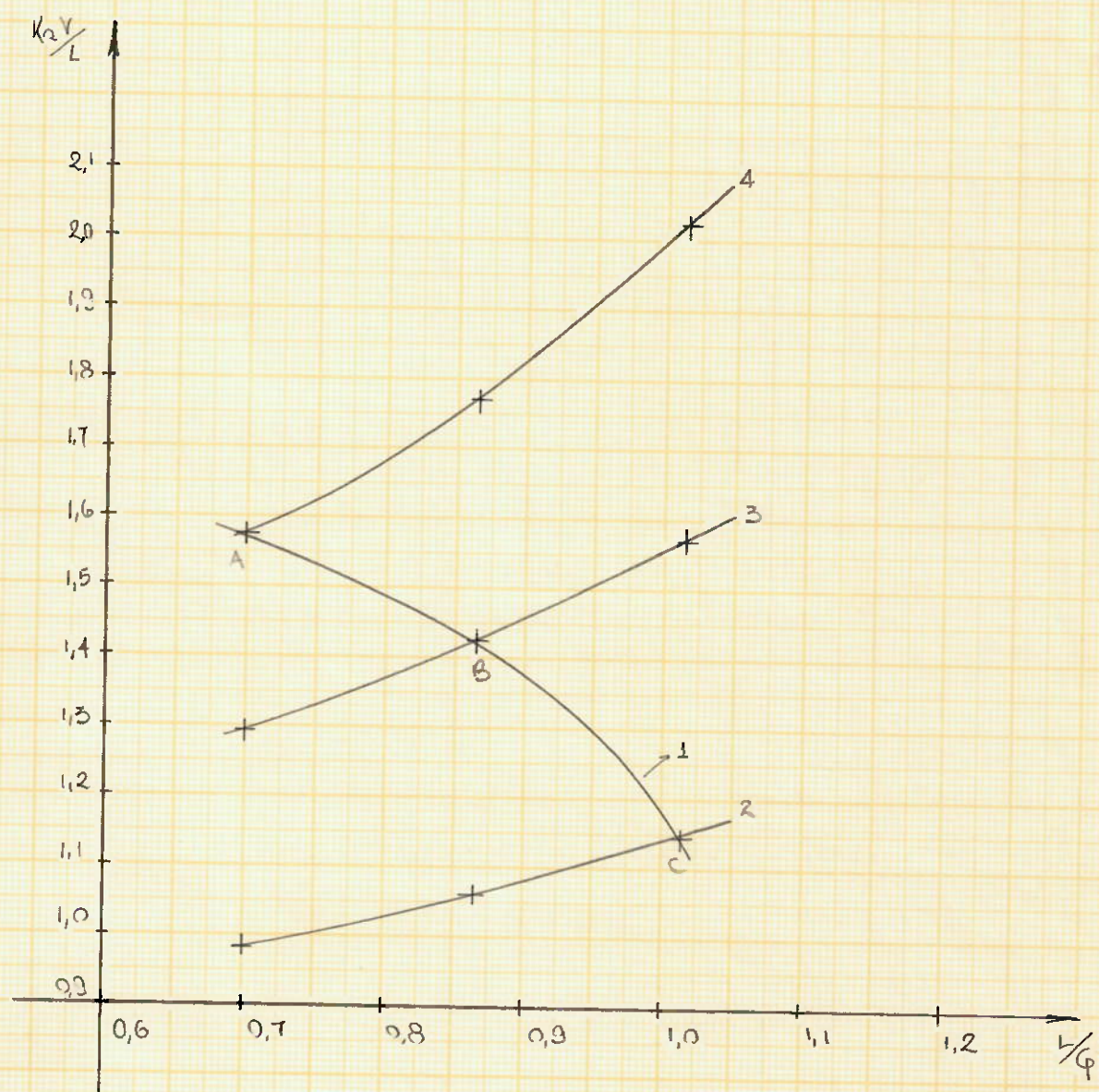


Gráfico 1.

6-4.5. Medições de temp. de bulbo úmido e bulbo seco

Utilizou-se um psicrômetro tipo reco-reco que promove a circulação de ar (aspiração mecânica por corda) em torno da mecha umidecida do termômetro de mercúrio (precisão de 0.1 C).

6-6. Conclusões finais

A convergência dos dados obtidos a partir do ensaio da torre, em relação ao esperado; isto é, de acordo com o desenvolvimento teórico/prático feito nos capítulos anteriores, foi afetado pela precariedade dos equipamentos utilizados (bombas, junções e sistema elétrico) e principalmente pela impossibilidade da elevação da temperatura da água na entrada da torre a valores aceitáveis para o ensaio da mesma.

Para tanto, ao lado de alguns dados colhidos durante o ensaio, utilizou-se dados de catálogo da torre Itaipu para as condições de operação medidas no ensaio e para a vazão de ar obtida na entrada da torre.

No entanto, os resultados obtidos a partir do ensaio utilizando-se os programas (anexo I), possibilitaram uma série de conclusões importantes:

- a curva da relação de enchimento (I_p) pela relação de vazões (L/G) - curva 1 no gráfico do item 5 - permaneceu dentro das especificações básicas: muito embora, devido a pouca precisão dos dados não correspondeu a um declive esperado;

- visualização das curvas de K_{av}/L , função das condições de operação da torre, em relação a relação a L/G - curvas 2,3 e 4 do item 5 - para três condições de operação da torre;

- obtenção do estado do ar na saída da torre a partir das propriedades termodinâmicas obtidas pelo programa (anexo) -

temperatura e entalpia do ar na saída - , possibilitando a verificação do aumento da umidade do ar com o aumento da relação de vazões água/ar (L/G).

BIBLIOGRAFIA

- (1) - ASHRAE - American Society of Heating -
Refrigerating and Air Conditioning Engineers,
Fundamentals Handbook, chapter 5,
1985.
- (2) - HEDH - Heat Exchanger Design Handbook -
Cooling Towers, chapter 5,
1983.
- (3) - Kern, Donald Q. - Processos de Transmissão de Calor -
Transmissão de Calor por Contato Direto,
1980.
- (4) - Stoecker, W.F. - Refrigeração e Ar Condicionado -
Torres de Resfriamento, cap. 3 e 19,
1985.
- (5) - Editora EPUSP - Curso de Psicrometria -
Parâmetros Psicrométricos,
Torres de Resfriamento,
1989.
- (6) - CTI - Cooling Tower Institute -
 - (6.1) - CTI Water Cooling Tower Thermal Performance -
Testing Procedures and Instrumentation,
Jan/ 1977.
 - (6.2) - Comparative Evaluation of Counterflow -
Cooling Tower Fills,
Fev/ 1988.

- (6.3) - On the Design of a Cooling Tower for Education
Purposes, Jun/ 1967.
- (6.4) - Cooling Tower Field Handbook -
Jul/ 1983.
- (7) - ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas -
- (7.1) - Torres de Resfriamento de Água -
Terminologia, Nov/ 1980.
- (7.2) - NBR 9792 - Torres de Resfriamento de Água -
Teste para verificação do desempenho em
Torres de Tiragem Mecânica- Método de Ensaio,
Mar/ 1987.
- (8) - Gema S/A - Equipamentos Industriais -
Torres de Resfriamento de Água.
Tipo Corrente Cruzada. Fundamentos.
- (9) - Alpina S/A Indústria e Comércio -
Torres de Resfriamento de Água.
1978.
- (10) - B.A.C. - Baltimore Aircoil -
Torres de Resfriamento.
- (11) - Thermoclima Com. de Equip. de Vent. Ltda -
Torres de Resfriamento Itaipu.

PROGRAM TORRE_DE_RESFRIAMENTO_DE_CONTRAFLUXO:

```

TYPE VETOR=ARRAY[1..10] OF REAL;
VAR G,L,TBU,TBS,HARE,TE,TS,ALT,P,KvC,C,HARS,
    DT,E,Kv,EI,XI,AI,BI,F1,F2,Q,Z:REAL;
F:VETOR;
CONT:INTEGER;
R:CHAR;
LABEL 0;

```

```

: sub-programa para o calculo da entalpia do ar saturado :
: a partir da pressao e temperatura :

```

```

FUNCTION CALCH(PT,TA:REAL;F:VETOR):REAL;
VAR PVAP,A,A_ANT,B,HA,HV,W:REAL;
I:INTEGER;
BEGIN
    A_ANT:=0;
    FOR I:=1 TO 8 DO
        BEGIN
            A:=A_ANT+F[I]*(EXP((1-I)*LN(0.65-0.01*TA)));
            A_ANT:=A;
        END;
    B:=0.01*(374.136-TA)/(TA+273.15);
    PVAP:=22087.87*EXP(B*A);
    W:=0.62198*PVAP/(PT-PVAP);
    HA:=1.00524*TA;
    HV:=-9.864E-4*TA*TA+1.8446*TA+2582.261;
    CALCH:=HA+W*HV;
END;

```

```

: sub-programa para o calculo de KaV/L :

```

```

PROCEDURE CALCKv(J,M1,M2,TEMPE,Y,DECR:REAL; VAR HAR_ANT,TAR_ANT,KvA:REAL);
VAR HAR,HM,T,HI,S_ANT,SOMA,TAR,MAG,T_ANT:REAL;
N,I:INTEGER;
BEGIN
    HAR_ANT:=J;
    T_ANT:=Y;
    N:=TRUNC((TEMPE-T_ANT)/DECR);
    SOMA:=0;
    I:=1;
    WHILE I<=N DO
        BEGIN
            HAR:=(4.19*DECR*M2/M1)+HAR_ANT;
            HM:=(HAR+HAR_ANT)/2;
            T:=T_ANT+DECR/2;
            HI:=CALCH(P,T,F);
            S_ANT:=1/(HI-HM);
            SOMA:=SOMA+S_ANT;
            IF R='1' THEN BEGIN
                MAG:=4.19*M2*DECR*S_ANT/(2*M1);
                TAR:=(TAR_ANT-MAG*(TAR_ANT-2*T))/(1+MAG);
                TAR_ANT:=TAR;
            END
            ELSE IF HM>HI THEN BEGIN

```

```

CLRSCR;
WRITELN('-----');
WRITELN(' : TORRE DE RESFRIAMENTO DE CONTRAFLUXO : DADOS DE ENTRADA :');
WRITELN('-----');
WRITELN(' VAZAO DE VAZAO DE TBU TBS TEM ENTR ALTITUDE DEGR TEMP ');

```



```

WRITELN(' VAZAO DE : VAZAO DE : QVDO : TBU : TEMPERATURA : RETENÇÃO : DENSIDADE : ');
WRITELN(' AR(KG/S) : AGUA(KG/S) : (C) : (C) : AGUA(C) : (M) : P/SECAO(C) : ');
WRITELN('-----');
WRITELN(' : : : : : : : ');
WRITELN(' : : : : : : : ');
WRITELN(' : : : : : : : ');
WRITELN('-----');
GOTOXY(3,8); READ(G);
GOTOXY(16,8); READ(L);
GOTOXY(30,8); READ(TBU);
GOTOXY(38,8); READ(TBS);
GOTOXY(46,8); READ(TE);
GOTOXY(58,8); READ(ALT);
GOTOXY(70,8); READ(DT);

{
; calculo da entalpia do ar na entrada da regio de enchimento, ;
; considerando-o saturado e a pressao e TBU locais ;
;-----;
P:=101.325*EXP(5.2561*LN(1-ALT*2.2557E-5));
F[1]:=-741.9242; F[2]:=-29.72100; F[3]:=-11.55206;
F[4]:=-0.8685635; F[5]:=0.1094098; F[6]:=0.439993;
F[7]:=0.2520658; F[8]:=0.05210604;
HARE:=CALCH(P,TBU,F);
GOTOXY(1,12);

; comando para obtencao do valor de KaV/L ;
;-----;

CASE R OF
'1':BEGIN
GOTOXY(1,14);
WRITELN('-----');
WRITELN(' : OBTENCAO DE KaV/L : ');
WRITELN('-----');
WRITELN(' : TEMP. DE SAIDA DA AGUA (C) : ');
WRITELN('-----');
WRITELN(' : KaV/L CALCULADO : ');
WRITELN('-----');
WRITELN(' : TEMP. DO AR DE SAIDA (C) : ');
WRITELN('-----');
WRITELN(' : ENTALPIA DO AR NA SAIDA (kJ/kg) : ');
WRITELN('-----');

GOTOXY(51,17); READ(TS);
C:=TBS;
CALCKv(HARE,G,L,TE,TS,DT,HARS,C,KvC);
GOTOXY(51,19); WRITE(KvC:9:5);
GOTOXY(51,21); WRITE(C:9:5);
GOTOXY(51,23); WRITE(HARS:9:5);
END;

; programa para o calculo da temp. de agua fria a partir de KaV/L conhecido ;
;-----;

'2':BEGIN
GOTOXY(1,12);
WRITELN('-----');
WRITELN(' : OBTENCAO DA TEMP. DE SAIDA DA AGUA (TS) : ');
WRITELN('-----');
WRITELN(' : VALOR CONHECIDO DO KaV/L : ');
WRITELN('-----');
WRITELN(' : ERRO ADMISSIVEL EM TS (C) : ');
WRITELN('-----');
WRITELN(' ');

```

44

```
WRITE('N')
WRITELN('TEMP DE SAIDA DE AGUA (C) :')
WRITELN('Kv/L A PARTIR DE 15')
GOTOXY(52,15); READ(Kv);
GOTOXY(52,17); READ(E);
AI:=TBU;
BI:=TE-1.5;
EI:=E+1;
CONT:=1;
WHILE (EI>E) AND (CONT <=500) DO
  BEGIN
    CALCKV(HARE,G,L,TE,AI,DT,HARS,C,Q);
    IF Q<=0 THEN BEGIN
      AI:=AI+0.5;
      BI:=TE-1.5;
      END
    ELSE BEGIN
      XI:=(AI+BI)/2;
      EI:=ABS(BI-AI)/2;
      CALCKV(HARE,G,L,TE,XI,DT,HARS,C,Z);
      F1:=Z-Kv;
      F2:=Q-Kv;
      IF F1*F2<0 THEN
        BI:=XI
      ELSE
        AI:=XI;
      END;
    END;
    CONT:=CONT+1;
  END;
GOTOXY(52,19); WRITE(XI:10:5);
GOTOXY(52,21); WRITE(Z:10:5);
IF CONT>500 THEN
  BEGIN
    GOTOXY(2,23);
    WRITELN(' OBS: OBTENCAO DE TS COM ERRO SUPERIOR AO ADMISSIVEL: ERRO >',EI:0:5);
  END;
END;
END;
0:END,
A)
```

```

5 CLS
10 PRINT
15 PRINT
20 PRINT
25 PRINT"
30 PRINT
35 PRINT"
40 LOCATE 10
45 PRINT"
50 LOCATE 14
55 PRINT"
60 PRINT"
65 PRINT"
70 LOCATE 23
75 INPUT"
80 CLS
85 LOCATE 8
90 PRINT"
95 PRINT"
100 '
105 '
110 '
115 '
120 INPUT "
130 INPUT "
135 PRINT
140 IF E=1.5 THEN GOTO 150 ELSE GOTO 180
150 IF F<=9 THEN V=(F/60.274)^(1/4.828) ELSE IF F>9 AND F<=60
    THEN V=(F/32.86)^(1/3.089) ELSE V=(F/40.458)^(1/2.008)
170 GOTO 390
180 IF E=3 THEN GOTO 190 ELSE GOTO 230
190 IF F<=95 THEN V=(F/1.868)^(1/4.255) ELSE IF F>95 AND F<=60
    THEN V=(F/3.398)^(1/3.361) ELSE V=(F/14.157)^(1/1.714)
210 GOTO 390
220 IF E=4 THEN GOTO 230 ELSE GOTO 250
230 IF F<=28 THEN V=(F/1.36)^(1/3.963) ELSE V=(F/1.202)^(1/2.909)
240 GOTO 390
250 IF E=6 THEN GOTO 260 ELSE GOTO 280
260 IF F<=38 THEN V=(F/1.215)^(1/3.907) ELSE V=(F/2.3)^(1/2.106)
270 GOTO 390
280 IF E=7 THEN GOTO 290 ELSE GOTO 310
290 IF F<=46 THEN V=(F/1.208)^(1/3.681) ELSE V=(F/3.025)^(1/1.677)
300 GOTO 390
310 IF E=10 THEN GOTO 320 ELSE GOTO 350
320 IF F<=35.5 THEN V=(F/1.164)^(1/3.373) ELSE IF F>35.5 AND F<=64
    THEN V=(F/1.793)^(1/1.878) ELSE V=(F/6.68)^(1/1.184)
340 GOTO 390
350 IF E=20 THEN GOTO 360 ELSE PRINT"
STENTE" :GOTO 410
360 IF F<=25 THEN V=(F/1.093)^(1/2.706) ELSE IF F>25 AND F<=50
    THEN V=(F/1.499)^(1/1.894) ELSE V=(F/3.263)^(1/1.148)
390 PRINT "
400 PRINT USING"
405 PRINT "
410 PRINT
420 PRINT
430 LOCATE 23
440 INPUT "
450 IF B$="C" OR B$="c" THEN GOTO 80
460 END

```

ESCOLA POLITECNICA DA UNIVERSIDADE DE SAO PAULO"

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA"

TRBALHO DE FORMATURA: TORRE DE RESFRIAMENTO"

ALUNO: MARCELO WADY n.USP: 5200790"

PROF. ORIENTADOR: SIMOES"

ANO: 1989"

(aperte enter para mudana de pagina)",A\$

INTERPOLACAO PARA O CALCULO DA VELOCIDADE DO AR"

F - leitura do instrumento (%);

E - numero da curva baseada na escala de valores lidos;

F - leitura do instrumento (%);

V - velocidade do ar (m/s).

ESCALA DE VALORES ESCOLHIDA: ", E

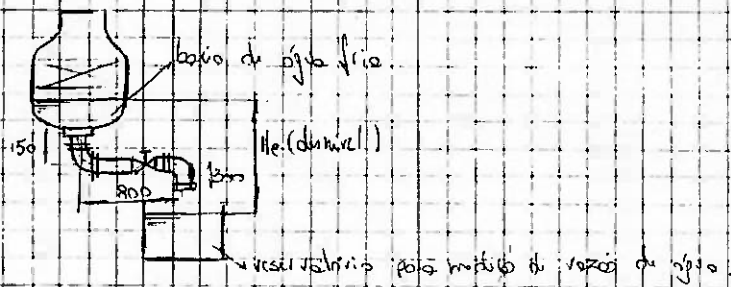
LEITURA DE INSTRUMENTO (%): ", F

FATOR DE ESCALA INEXI

1 VELOCIDADE DO AR 1 ###.## m/s 1";V

(aperte tecla C para continuar) ",B\$

Cálculo da perda de carga na tubulação de saída de água.



a) Perda de Carga localizada:

$$h_s = K \frac{V^2}{2g}$$

valor de K localizado de 30°
registro de porta aberta
fontes

K
0,40
0,30
0,20
0,40
 $K_{valv} \approx 2,0$

diámetro (pol)	1"		2"		2 1/2"	
Q (l/s)	V (m/s)	h _s (m)	V (m/s)	h _s (m)	V (m/s)	h _s (m)
1,8	3,60	1,32	0,33	0,031	0,57	0,033
2,2	4,34	1,92	1,03	0,112	0,63	0,049
3,3	6,51	4,32	1,63	0,27	1,04	0,110
4,3	8,55	7,46	2,14	0,47	1,37	0,132
5,3	11,64	13,83	2,91	0,86	1,85	0,350
6,5	12,83	16,80	3,21	1,05	2,05	0,480
8,7					2,74	0,740

b) Perda de Carga distribuída

- Fórmula de Hazen-Williams $J = 10,643 \cdot Q^{1,85} \cdot C^{-1,85} \cdot D^{-4,87}$

onde J - perda de carga distribuída por unidade de comprimento (m/m)
 Q - vazão em m³/s
 C - fator de atrito

- Distribuição de perda de carga: (por comprimento - L de tubo)

ao galvanizado $L = 0,300 \text{ m}$; $D = 2 \frac{1}{2}"$; $C = 125$ (em us)

ao galvanizado $L = 1,500 \text{ m}$; $C = 125$

plástico $L = 1,500 \text{ m}$; $C = 140$

- perda de carga distribuída para tubulação de aço galvanizado $2\frac{1}{2}$ "
 1,500 m e 0,300 m

diâmetro (pol)	1"		2"		2½"	
velocidade (ft/s)	J (m/m)	h _f (m)	J (m/m)	h _f (m)	J (m/m)	h _f (m)
1,8	0,68	1,04	0,024	0,038	0,008	0,014
2,2	1,00	1,50	0,034	0,054	0,012	0,022
3,3	2,12	3,19	0,072	0,12	0,024	0,043
4,3	3,45	5,13	0,12	0,19	0,040	0,072
5,9	6,20	9,32	0,21	0,34	0,072	0,13
6,5	7,42	11,16	0,25	0,40	0,086	0,15
8,7					0,15	0,27

onde $h_f = \sum L J = (0,3 + 1,5) \cdot J$

J → perda de carga distribuída por comprimento para cada tipo de tubo, diâmetro, velocidade e aço galvanizado.

- perda de carga distribuída para a tubulação de plástico (1,5 m) mais a tubulação de aço galvanizado (0,3 m)

diâmetro (pol)	1"		2"		2½"	
velocidade (ft/s)	J (m/m)	h _f (m)	J (m/m)	h _f (m)	J (m/m)	h _f (m)
1,8	0,56	0,84	0,013	0,021	0,0064	0,012
2,2	0,81	1,22	0,028	0,046	0,0093	0,018
3,3	1,72	2,59	0,053	0,086	0,020	0,037
4,3	2,80	4,21	0,096	0,16	0,032	0,06
5,9	5,03	7,57	0,17	0,28	0,058	0,11
6,5	6,01	9,04	0,21	0,34	0,069	0,13
8,7					0,12	0,23

onde $h_f = 0,3 J_{\text{aço galvanizado}} + 1,5 J_{\text{plástico}}$

© Pêda de fôrça total:
 $h_{total} = h_{s1} + h_{e1}$

diâmetro (pol)	1"		2"		2 1/2"	
Variação (2/3)	asp	plástico	asp	plástico	asp	plástico
1,8	2,36	2,10	0,112	0,112	0,047	0,045
2,2	3,42	3,14	0,174	0,166	0,071	0,067
3,3	7,51	6,31	0,307	0,306	0,153	0,147
4,3	12,65	11,63	0,607	0,630	0,264	0,252
5,9	23,15	21,47	1,20	1,14	0,48	0,46
6,5	27,86	25,24	1,45	1,33	0,58	0,56
8,7					0,04	1,00

portanto para tubulação de plástico:
 $H_e \approx 3,0 \text{ m}$