

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA  
FONSECA – CEFET/RJ**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**LUCAS SILVA RODRIGUES**

**MÁRCIO ROCHA TORRES MACHADO ALVES**

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO EFEITO DA VAZÃO DE AR E ÁGUA  
NA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DO FATOR DE EMPACOTAMENTO  
EM UMA TORRE DE RESFRIAMENTO DO TIPO CONTRACORRENTE**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**RIO DE JANEIRO**

**2024**

**LUCAS SILVA RODRIGUES  
MÁRCIO ROCHA TORRES MACHADO ALVES**

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO EFEITO DA VAZÃO DE AR E ÁGUA  
NA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DO FATOR DE EMPACOTAMENTO  
EM UMA TORRE DE RESFRIAMENTO DO TIPO CONTRACORRENTE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento de Engenharia Mecânica, do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Orientador: Prof. D.Sc Carlos Eduardo Guedes Catunda

**RIO DE JANEIRO  
2024**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

R696 Rodrigues, Lucas Silva

Análise experimental do efeito da vazão de ar e água na eficiência energética do fator de empacotamento em uma torre de resfriamento do tipo contracorrente / Lucas Silva Rodrigues [e] Márcio Rocha Torres Machado Alves – 2024.  
48f.: il. color. + anexos, enc.

Projeto Final (Graduação). Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2024.  
Bibliografia: f. 47-48.  
Orientador: Carlos Eduardo Guedes Catunda

1. Engenharia mecânica. 2. Refrigeração. 3. Torre de resfriamento. I. Alves, Márcio Rocha Torres Machado. II. Catunda, Carlos Eduardo Guedes (Orient.). III. Título.

CDD 620.1

## RESUMO

RODRIGUES, Lucas Silva; ALVES, Márcio Rocha Torres Machado. Análise experimental do efeito da vazão de ar e água na eficiência energética do fator de empacotamento em uma torre de resfriamento do tipo contracorrente. 2024. 10. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro, 2024.

O crescimento da demanda por sistemas de resfriamento eficientes tem impulsionado estudos sobre o desempenho de torres de resfriamento. Neste trabalho, foi investigado experimentalmente o impacto da variação da velocidade do ar sobre dois parâmetros essenciais: a aproximação do bulbo úmido e a queda de pressão no fator de empacotamento. O objetivo principal foi avaliar como essas variações afetam a eficiência do processo de troca térmica em torres de resfriamento do tipo contracorrente.

Para isso, foi utilizada uma bancada experimental equipada com uma torre de resfriamento em escala laboratorial. O experimento foi conduzido com diferentes condições de operação, onde foram medidos e analisados os efeitos da velocidade do ar sobre a aproximação do bulbo úmido e a queda de pressão através do enchimento da torre. Os dados experimentais obtidos foram comparados com estudos prévios e com dados da indústria.

Os resultados demonstraram que o aumento da velocidade do ar contribuiu para a redução da aproximação do bulbo úmido, variando de um mínimo de 3,36 °C a um máximo de 7,66 °C, o que aprimora a eficiência da troca de calor. Contudo, esse benefício é acompanhado por um aumento considerável na queda de pressão. Esses achados reforçam a importância de se otimizar a velocidade do ar, a fim de alcançar um equilíbrio entre o desempenho térmico e a eficiência energética da torre de resfriamento, que alcançou uma máxima de 92,32% e uma mínima de 52,74%. Por fim, os dados obtidos neste estudo oferecem subsídios valiosos para o dimensionamento e a operação de torres de resfriamento em sistemas industriais, validando o modelo experimental proposto.

Palavras-chave: Torre de resfriamento; Condensador evaporativo; Tiragem Forçada; Bulbo Úmido; Contracorrente; Bancada experimental

## **ABSTRACT**

RODRIGUES, Lucas Silva; ALVES, Márcio Rocha Torres Machado. Experimental analysis of the effect of air velocity on wet-bulb approach and pressure drop in packing factor in a cooling tower. 2024. 10. Undergraduate Thesis – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro, 2024.

The increasing demand for efficient cooling systems has driven research on the performance of cooling towers. This study experimentally investigates the impact of varying air velocity on two key parameters: the wet-bulb approach and the pressure drop in the packing factor. The primary objective was to assess how these variations affect the heat exchange efficiency in cooling towers.

An experimental bench equipped with a laboratory-scale cooling tower was used for this purpose. The experiment was conducted under different operating conditions, where the effects of air velocity on the wet-bulb approach and pressure drop across the tower's packing were measured and analyzed. The experimental data were compared with previous studies and industrial data.

The results indicated that increasing air velocity reduces the wet-bulb approach, enhancing heat exchange efficiency, but at the cost of a significant increase in pressure drop. This highlights the need to optimize air velocity to balance thermal performance and energy efficiency. It was concluded that the obtained data can assist in the design and operation of cooling towers in industrial systems, validating the proposed experimental model.

## Sumário

1. INTRODUÇÃO.....	5
1.1 JUSTIFICATIVA.....	5
1.2 OBJETIVO .....	5
1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	6
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	8
3. REVISÃO TEÓRICA .....	11
3.1 PSICROMETRIA.....	11
3.1.1 Ar Úmido.....	11
3.1.2 Modelo De Dalton .....	11
3.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA POR CONVECÇÃO.....	12
3.2.1 Evaporação.....	12
3.3 CARTA PSICROMÉTRICA.....	13
3.4 PROCESSOS PSICROMÉTRICOS.....	15
3.5 TORRES DE RESFRIAMENTO.....	16
3.5.1 Classificações Das Torres De Resfriamento .....	17
3.5.2 Componentes De Uma Torre De Resfriamento.....	19
3.5.3 Conceitos e termos de uma Torre de Resfriamento .....	24
4. METODOLOGIA.....	26
4.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL.....	26
4.1.1 Bench Top Cooling Tower H891 .....	26
4.1.2 Componentes Da Torre De Bancada.....	27
4.1.3 Instrumentos Utilizados.....	31
4.2 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS.....	35
4.2.1 Preparação .....	35
4.2.2 Execução .....	36
4.2.3 Coleta de dados.....	36
5. DISCUSSÃO E RESULTADOS .....	41
6. CONCLUSÃO.....	46
7. BIBLIOGRAFIA .....	47
ANEXO A.....	49
ANEXO B.....	134

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1 JUSTIFICATIVA

A partir de uma abordagem experimental, o estudo busca analisar a influência da velocidade do ar sobre parâmetros cruciais, como a aproximação do bulbo úmido e a queda de pressão através dos enchimentos da torre. Essas variáveis são diretamente responsáveis pela eficiência térmica e energética desses sistemas. A justificativa para a realização deste trabalho está fundamentada na necessidade de validar, em escala laboratorial, o comportamento de torres de resfriamento amplamente utilizadas na indústria.

Além de contribuir para o conhecimento acadêmico sobre o desempenho de torres de resfriamento, a pesquisa possui um caráter prático e aplicável à realidade. A comparação dos dados experimentais obtidos com os valores encontrados em torres reais oferece uma oportunidade de avaliar a correspondência entre os resultados de bancada e as condições de operação industrial. Essa análise é vital para garantir que os modelos e simulações teóricas reflitam com precisão os cenários industriais.

Dessa forma, o estudo não apenas visa a validação de uma ferramenta de aprendizagem relevante para o CEFET/RJ, como também pode contribuir para o aprimoramento de práticas pedagógicas e experimentais voltadas ao ensino de termodinâmica.

### 1.2 OBJETIVO

As discussões dos resultados concentram-se principalmente na análise da influência da relação entre as vazões de ar de resfriamento e de água processada, bem como nas respectivas diferenças de temperatura (approach) e nos impactos desses fatores na eficiência da torre de resfriamento. A investigação também considera as condições de entrada da água, como temperatura inicial, e as condições ambientais, como temperatura do ar externo, para avaliar como essas variáveis interagem e afetam o desempenho térmico do equipamento. A análise permite identificar padrões que indicam a relação mais favorável entre os parâmetros

operacionais para otimizar a eficiência da torre, destacando a importância do equilíbrio entre a troca térmica e o consumo energético.

### 1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho está estruturado em seis capítulos principais, organizados da seguinte forma:

- Capítulo 1 - Introdução: Apresenta o contexto e a relevância do estudo, assim como a motivação para a realização da análise experimental de torres de resfriamento. Além disso, são apresentados os objetivos e a justificativa do trabalho.
- Capítulo 2 – Revisão bibliográfica: Tem como objetivo apresentar os principais estudos e teorias que embasam a análise realizada neste trabalho. Nessa seção, são abordados os fundamentos relacionados à operação e ao desempenho de torres de resfriamento, incluindo conceitos sobre transferência de calor e massa, termodinâmica e psicrometria. Também são explorados estudos anteriores que investigaram o comportamento térmico e hidráulico de torres de resfriamento, com destaque para modelos matemáticos, experimentos em diferentes configurações e aplicações industriais. Essa revisão é fundamental para contextualizar o problema estudado, justificar a metodologia experimental empregada e embasar as comparações realizadas entre os resultados obtidos e os dados presentes na literatura.
- Capítulo 3 - Revisão Teórica: Este capítulo aborda os fundamentos teóricos necessários para o desenvolvimento do estudo, partindo dos conceitos básicos de psicrometria, que tratam das propriedades do ar úmido e sua interação com a água, até a aplicação prática desses conceitos em equipamentos de engenharia, como as torres de resfriamento. A revisão contextualiza esses princípios dentro do funcionamento e da eficiência das torres, explorando como a psicrometria, associada a outros fundamentos teóricos, fundamenta o

estudo experimental e contribui para o entendimento do desempenho desses sistemas em condições reais de operação.

- Capítulo 4 – Metodologia: Detalha todos os instrumentos utilizados durante os testes, tanto os componentes presentes na própria bancada como os instrumentos utilizados para a realização das medições propostas. Em seguida, detalha-se a forma com que o experimento foi conduzido, procedimentos adotados e maneira de execução e coleta de dados.
- Capítulo 5 – Discussão e resultados: O capítulo trata de detalhar e expor todos os dados coletados, apresentando gráficos e discorrendo a respeito das tendências encontradas, bem como comparando-as com a teoria e dados práticos da indústria.
- Capítulo 6 – Conclusão: Neste tópico, são apresentados os principais resultados e observações do estudo, com uma síntese das descobertas referentes à influência das vazões de água e sobre a eficiência térmica. Além disso, a conclusão oferece uma análise do alcance dos objetivos estabelecidos. Por fim, são sugeridas possíveis direções para trabalhos futuros, reforçando a contribuição acadêmica e prática do estudo.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Al-Nimr (1999) fez um modelo matemático para descrever o comportamento térmico e dinâmico de torres de resfriamento de contracorrente que contém enchimento. O modelo proposto leva em consideração tanto os efeitos de resfriamento por calor sensível quanto latente no desempenho da torre. Soluções analíticas são obtidas para a distribuição de temperatura tanto em regime transiente quanto em regime permanente dentro da torre de resfriamento. Sob condições de regime permanente, um critério matemático é derivado para obter o comprimento adequado da torre de resfriamento que seja suficiente para garantir o resfriamento completo do fluxo de água quente proveniente do processo.

Bedekar, Nithiarasu e Seetharamu (1997) fizeram um estudo cujos resultados foram apresentados em termos de características da torre, temperatura de saída da água, razão das vazões entre água e ar (razão  $V_{ag}/V_{ar}$ ) e eficiência. A eficiência da torre diminui com o aumento da razão  $V_{ag}/V_{ar}$  e isto é observado em outros tipos de torres de resfriamento.

Oliveira (2010) apresentou um trabalho que apresenta a aplicação de um modelo de formulação integral para determinação do parâmetro de desempenho de cada uma das três células da torre de resfriamento de água da ArcelorMittal Inox Brasil. Os testes foram conduzidos durante o início e o fim das corridas processadas do aço elétrico GNO, uma liga amplamente utilizada em motores elétricos e transformadores devido às suas propriedades magnéticas isotrópicas. Foi calculado o coeficiente de desempenho  $K_a$  (Parâmetro de desempenho da torre de resfriamento de água. É calculado a partir de dados obtidos experimentalmente. O "a" representa a área específica do enchimento da torre e o "K" é o coeficiente global de transferência de calor e massa [ $\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2) \cdot (\text{m}^2/\text{m}^3)$ ]), para cada condição testada. O perfil de desempenho individual de cada célula da torre foi calculado durante as fases de processo. A partir da análise de dados de processo foi identificado o potencial de redução do consumo de energia elétrica. A utilização do inversor de frequência nos ventiladores da torre e pelo gerenciamento de parada da torre por completo em função das paradas programadas, proporciona uma economia anual em torno de 9% do consumo total financeiro da torre.

Cortinovis (2009) divulgou um trabalho que apresenta uma abordagem para a análise de desempenho sistêmico de um sistema de água de resfriamento. A

abordagem combina o design experimental com modelagem matemática. Uma investigação experimental foi realizada para caracterizar a transferência de massa no enchimento da torre de resfriamento em função das vazões de líquido e gás, cujos resultados estavam dentro da faixa de precisão de medição. Em seguida, foi desenvolvido um modelo integrado que se baseia na transferência de massa e calor da torre de resfriamento, bem como nas interações hidráulicas e térmicas com uma rede de trocadores de calor. O modelo integrado para o sistema de água de resfriamento foi simulado, e os resultados de temperatura concordam com os dados experimentais da operação real da planta piloto. Um estudo de caso ilustra a interação no sistema e a necessidade de uma análise sistêmica do sistema de água de resfriamento. A análise matemática e experimental proposta deve ser útil para a análise de desempenho de sistemas reais de água de resfriamento.

Sampaio (2013) apresentou um estudo que fornece material de apoio ao estudo teórico do tema torres de resfriamento. Por intermédio dele, o autor faz uma revisão acerca dos aspectos gerais de uma torre de resfriamento e seus conceitos relacionados, diferencia e qualifica os métodos de exposição da água a corrente de ar, os diversos tipos de torres existentes, os sistemas de distribuição de água na torre, os tipos diferentes de enchimentos. Adicionalmente, o autor disserta sobre os eliminadores de gotas, e estima a quantidade de água para reposição, além de ciclos de concentração, tratamento de água, e noções de custos operacionais direcionado para engenharia. Também é relatado e mostrado os procedimentos adotados para a restauração da bancada experimental e as práticas experimentais criadas para uso do equipamento.

Nasrabadi (2022) analisou o resfriamento evaporativo, usando torres de resfriamento, que tem o potencial de oferecer uma abordagem alternativa para produzir água de processo de alta temperatura, particularmente para edifícios localizados em climas temperados. Ele examina o desempenho de um sistema de resfriamento integrado, onde uma torre de resfriamento de fluxo cruzado de tiragem forçada aberta é usada para fornecer água gelada para um sistema de resfriamento e ventilação por deslocamento. Para este propósito, é utilizada uma torre de resfriamento evaporativo direto de baixa temperatura e baixo *approach*, que pode fornecer água de resfriamento com baixas temperaturas de *approach* (1–3 °C). O desempenho do sistema de resfriamento proposto foi investigado para cargas internas de edifícios de até 66 W.m<sup>-2</sup>, a fim de examinar as limitações do sistema de

resfriamento. As condições de conforto térmico do espaço e as métricas de desempenho do sistema foram avaliadas para quatro diferentes tipos de clima temperado, a saber: frio e seco (Helsinque), frio e semiúmido (Birmingham), quente e seco (Praga), e quente e úmido (Paris). A avaliação mostrou que o sistema proposto, pode fornecer condições aceitáveis de conforto térmico para aproximadamente 80% das horas ocupadas ao longo das respectivas temporadas.

Este estudo utiliza a bancada Hilton Bench Top Cooling Tower H891, descrita em detalhes na subseção 4.1, como ferramenta experimental para realizar análises relacionadas à eficiência da torre de resfriamento. As investigações concentram-se na avaliação da relação entre as vazões de ar ( $V_{ar}$ ) e água ( $V_{água}$ ), bem como na análise da diferença de temperaturas (approach) e seus impactos no desempenho térmico e energético do equipamento. Essa abordagem experimental permite uma correlação direta entre os resultados obtidos e os modelos teóricos discutidos, contribuindo para a validação e aplicabilidade dos dados em condições reais de operação.

### 3. REVISÃO TEÓRICA

#### 3.1 PSICROMETRIA

A Psicrometria é um ramo da ciência destinado ao estudo e das propriedades físicas e termodinâmicas da mistura entre gases e vapor e também suas aplicações práticas. A maioria dos estudos da psicrometria está voltada para a análise da mistura do ar atmosférico e do vapor d'água. Na engenharia este estudo é extremamente importante para projeto e dimensionamento de sistemas evaporativos, como as torres de resfriamento.

##### 3.1.1 Ar Úmido

O ar atmosférico é composto por uma série de gases (como nitrogênio e oxigênio), com o vapor d'água (chamado de umidade) e outras impurezas, como poluição, pólen, etc. O ar que não contém umidade e impurezas é chamado de ar seco. Por sua vez, o ar úmido é considerado como uma mistura binária de ar seco e vapor d'água. Isso porque, em uma abordagem simplificada, a composição do ar seco permanece relativamente constante enquanto que a composição de vapor muda, seja pela pressão e temperatura local, seja pelos vários processos como condensação e evaporação. A quantidade de vapor d'água no ar atmosférico tem um papel importante em algumas áreas da engenharia e, estudar a fundo este assunto é necessário.

##### 3.1.2 Modelo De Dalton

Como dito, o ar úmido é uma mistura de ar seco com vapor d'água. O comportamento de tal mistura é estabelecido nos modelos de Dalton, dos quais se pode deduzir o seguinte:

- i) A pressão total do ar é igual à soma das pressões que o ar seco e o vapor d'água exerceriam individualmente se ocupassem o volume e temperatura da mistura, isso é a chamada pressão parcial de cada espécie.
- ii) O ar seco e o vapor d'água, respectivamente, obedecem às suas relações normais de propriedade em suas pressões parciais.
- iii) A entalpia da mistura pode ser encontrada somando-se as entalpias que o ar seco e o vapor de água teriam como único ocupante do espaço ocupado pela mistura e à mesma temperatura.

Juntamente destas deduções, e segundo Çengel (2007), podemos considerar a mistura ar úmido e vapor d'água como um gás ideal (erro inferior a 0,2%) para situações em que a temperatura esteja entre  $-10^{\circ}\text{C}$  aos  $50^{\circ}\text{C}$  e a pressão de saturação seja inferior a 12,3 kPa.

### 3.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA POR CONVECÇÃO

Segundo Çengel (2012), convecção é o modo de transferência de energia entre a superfície sólida e a líquida ou gás adjacente, que está em movimento e que envolve os efeitos combinados de condução e de movimento de um fluido. Quanto mais rápido for o movimento do fluido, maior será a transferência de calor por convecção. Na ausência de qualquer movimento da massa de fluido, a transferência de calor entre a superfície sólida e o fluido adjacente se dá por pura condução. A presença de movimento da massa de fluido aumenta a transferência de calor entre eles, mas isso também dificulta a determinação das taxas de transferência de calor.

A convecção é chamada convecção forçada se o fluido é forçado a fluir sobre a superfície por meios externos, como ventilador, bomba ou vento. Em contrapartida, a convecção é chamada convecção natural (ou livre) se o movimento do fluido é causado por forças de flutuação induzidas por diferenças de densidade, decorrentes da variação da temperatura no fluido.

Processos de transferência de calor que envolvem mudança de fase de fluido são igualmente considerados convecção por causa do movimento de fluido induzido ao longo do processo.

#### 3.2.1 Evaporação

Segundo Çengel (2007), a mudança de fase líquido-vapor (evaporação) ocorre quando a pressão de vapor é menor que a pressão de saturação do líquido à determinada temperatura. Por exemplo, a água em uma superfície úmida a  $20^{\circ}\text{C}$  evapora, pois, a pressão de saturação da água em  $20^{\circ}\text{C}$  é de 2,3 kPa, enquanto a pressão de vapor do ar nesta mesma temperatura é de 1,4 kPa. Dessa forma o fluxo mássico de mudança de fase líquido-vapor tende a migrar da superfície úmida para o ar. Vale mencionar que, diferente da ebulição, a evaporação não tem a presença da formação e movimento de bolhas.

Sobre uma superfície úmida e em um espaço confinado, a evaporação pode continuar até que as duas pressões de vapor sejam iguais, isto é, até que o ar esteja

saturado e na mesma temperatura da superfície. Entretanto, se o ar não saturado for constantemente renovado, a superfície úmida atingirá uma temperatura de equilíbrio na qual o efeito de resfriamento devido à evaporação é igual à transferência de calor para o líquido por condução e convecção do ar, que nessas condições, está em uma temperatura mais alta.

A temperatura de equilíbrio atingida pela superfície em condições adiabáticas, isto é, na ausência de ganhos ou perdas de calor externo, é a "temperatura de bulbo úmido", que será melhor definida na próxima seção.

### 3.3 CARTA PSICROMÉTRICA

A Carta Psicrométrica é um método gráfico, desenvolvido pelo engenheiro alemão Richard Mollier no início do século XX, que serve para demonstrar as propriedades das diversas misturas entre ar seco e vapor d'água, isto é, serve para que possamos visualizar graficamente o que irá ocorrer com a temperatura e a umidade do ar no ambiente controlado. Elas são utilizadas como um método rápido e fácil para a obtenção das características do ar úmido. São necessárias apenas duas propriedades independentes para a definição de um estado, a partir do qual as outras propriedades podem ser estabelecidas. É importante ressaltar que a carta psicrométrica é válida para uma determinada pressão, logo cada região, geralmente, apresenta uma diferente.

Esse modelo trabalha com as variáveis de:

- **Volume específico** - Nas cartas psicrométricas, é utilizado o volume específico da mistura vapor d'água - ar. Onde é expressa a relação do volume de vapor d'água por unidade de massa de ar seco ( $m^3/kg$ ),

$$v_{mw}, V_{ar} = \frac{V_{ar} + V_w}{m_{ar}}; \quad [1]$$

- **Entalpia** - A entalpia específica da mistura  $h$  é dada como a entalpia total  $H$  dividida pela massa de ar seco  $m_{ar}$  (kJ/kg),

$$h = \frac{H}{m_{ar}} \quad [2]$$

- **Temperatura de bulbo seco ( $T_{BS}$ )** – Segundo Sampaio (2013), a temperatura de bulbo seco corresponde a temperatura da mistura de ar e vapor d'água

medida por um termômetro convencional e que não é influenciada pela a umidade relativa ou absoluta do ar (°C);

- **Temperatura de bulbo úmido ( $T_{BU}$ )** - Segundo Sampaio (2013), a temperatura de bulbo úmido é a temperatura da mistura ar-vapor, atingida por um processo de resfriamento evaporativo. A evaporação consome calor, ocasionando resfriamento, diminuindo assim a temperatura da mistura ar-vapor. Essa temperatura é a menor temperatura possível de se alcançar com uma torre de resfriamento. É medida por um termômetro convencional cujo bulbo fica envolto por um tecido umidificado com água destilada e exposto a uma corrente de ar. (°C);
- **Ponto de orvalho** - A temperatura de ponto de orvalho é definida como a temperatura na qual a condensação se inicia quando o ar é resfriado à pressão constante (°C);
- **Umidade absoluta ( $\omega$ )** - É uma forma de se medir a quantidade de vapor d'água em determinada quantidade de ar seco em um momento específico. A umidade absoluta corresponde a razão entre a massa de vapor d'água e a massa de ar seco (kg de vapor d'água/kg de ar seco)

$$\omega_{abs} = \frac{m_w}{m_{ar}} \quad [3]$$

- **Umidade relativa (UR)** - A umidade relativa é expressa em porcentagem e corresponde a razão entre a massa de vapor d'água presente na mistura ar-vapor a máxima massa de vapor que esta mistura pode suportar à mesma temperatura e pressão (%).

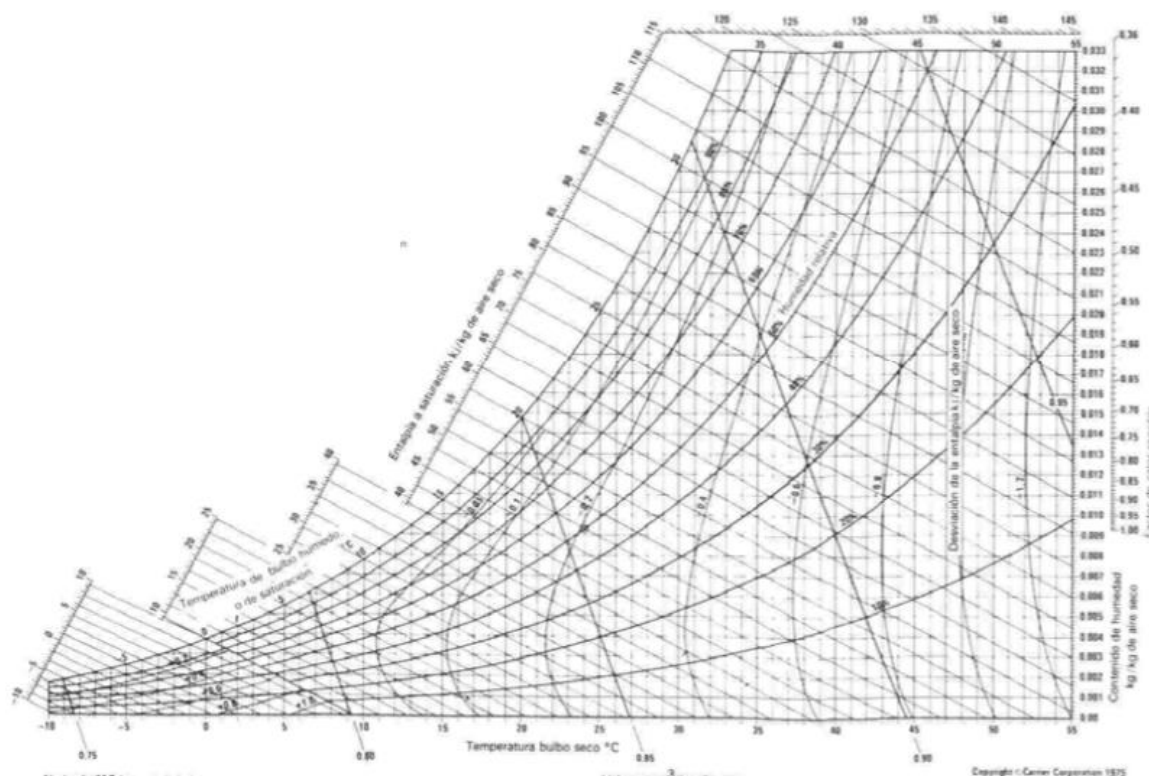


Figura 1: Exemplo de Carta Psicrométrica

### 3.4 PROCESSOS PSICROMÉTRICOS

Segundo Catunda (2023), a carta psicrométrica, que foi apresentada na seção anterior, também serve como um auxílio na visualização dos processos psicrométricos. E as vezes, se tem a combinação de dois ou mais processos para deixar o ar com a temperatura e o nível de umidade desejados.

Os processos típicos são:

- **Aquecimento/Resfriamento Sensível** – A temperatura de bulbo seco varia enquanto a umidade absoluta permanece constante;
- **Umidificação/Desumidificação** – A umidade absoluta varia a temperatura de bulbo seco constante;
- **Resfriamento e desumidificação** – Tanto a temperatura de bulbo seco quanto a umidade absoluta diminuem (serpentinas de resfriamento);
- **Aquecimento e umidificação** – Tanto a temperatura de bulbo seco quanto a umidade absoluta aumentam;

- **Resfriamento evaporativo** – Transferência de calor adiabática na qual a temperatura de bulbo úmido permanece constante enquanto a temperatura de bulbo seco diminui e a umidade absoluta aumenta;
- **Mistura adiabática** – Duas correntes de ar úmido em estados distintos são misturadas gerando um novo estado.

### 3.5 TORRES DE RESFRIAMENTO

As torres de resfriamento são equipamentos usados para o arrefecimento de água através da corrente de ar circundante. Quando estes dois fluidos entram em contato, ocorre concomitantemente a troca de calor e massa pelos três meios possíveis, por:

- i) radiação (efeito muitíssimo pequeno nas condições das temperaturas de operação das torres de resfriamento e pode ser desprezado);
- ii) condução;
- iii) convecção.

Adicionalmente ao modo de transferência de calor existe também o modo de transferência de massa cuja a energia de ativação provém do calor para a transformação de fase (calor latente) das espécies envolvidas, no caso, a água.

Esse último, o mais importante para a torre de resfriamento, pois segundo Eaton (1979), grande parte do calor será rejeitada através do calor latente durante a evaporação.

Como forma de aumentar a quantidade de calor rejeitada e assim melhorar o rendimento geral de uma torre, elas são projetadas de forma a facilitar ao máximo a evaporação. E para tal, é maximizado a área de contato entre o ar atmosférico e água de processo a ser resfriada através de vários artifícios, como a pulverização da água e o uso de enchimentos, ambos artifícios serão detalhados na seção 3.6.2.

Existem diversas maneiras que as torres de resfriamento podem realizar sua função. Desta forma, elas podem ser classificadas de acordo com a maneira que elas trabalham, por exemplo,

- pela a forma de contato entre água e ar;
- pelo sistema de ventilação;
- pelo sistema de distribuição de água;
- pela forma dos pacotes.

Estas classificações serão detalhadas na seção a seguir.

### 3.5.1 Classificações Das Torres De Resfriamento

As torres de resfriamento podem ser classificadas quanto:

- a disposição da tiragem;
- da disposição das correntes ar-água;
- do circuito aberto ou fechado.

#### Tipos de tiragem:

A) Natural: São assim chamadas pois o fluxo de ar corre naturalmente pela torre, sem ajuda de ventiladores. Normalmente, são usadas em locais com a presença de ventos fortes, fator este que aumenta a eficiência da torre. Podem ser utilizadas tanto no sistema contracorrente quanto no sistema de corrente cruzada. São naturalmente grandes, podendo passar dos 200 metros de altura e 100 metros de diâmetro. Famosas pelo seu formato hiperbólico, tal formato se dá por razões estruturais e não por motivos termodinâmicos.

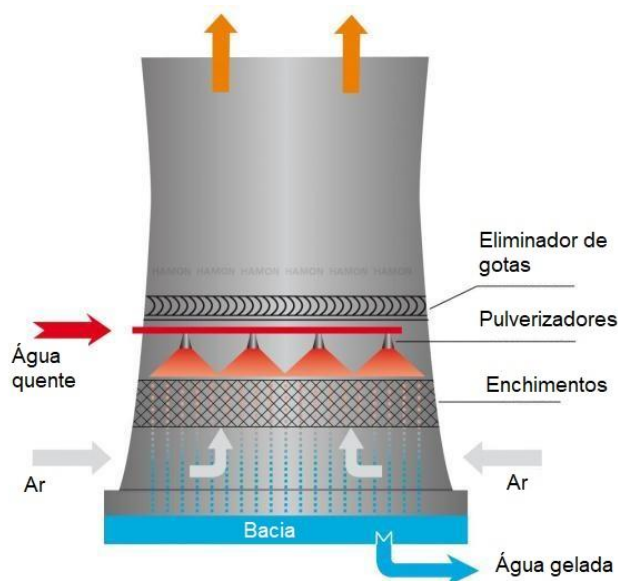


Figura 2: Torre de tiragem natural

B) Mecânica: Diferente das torres de tiragem natural, as torres com tiragem mecânica utilizam ventiladores para movimentar o ar, e justamente por isso, não dependem da disposição de ventos fortes para serem instaladas. Também são mais compactadas e eficientes que sua contraparte de tiragem natural. As torres de tiragem mecânica são subdivididas em dois tipos:

- **Induzida:** Ventiladores posicionados na saída de ar, comumente estão na horizontal e no topo das torres. Em geral, é optado por este tipo em instalações de médio porte.
- **Forçada:** Ventiladores posicionados na entrada de ar, comumente estão na vertical e na base das torres. Em geral, é optado por este tipo em instalações de pequeno porte, já que o mais compacto dos três modelos.

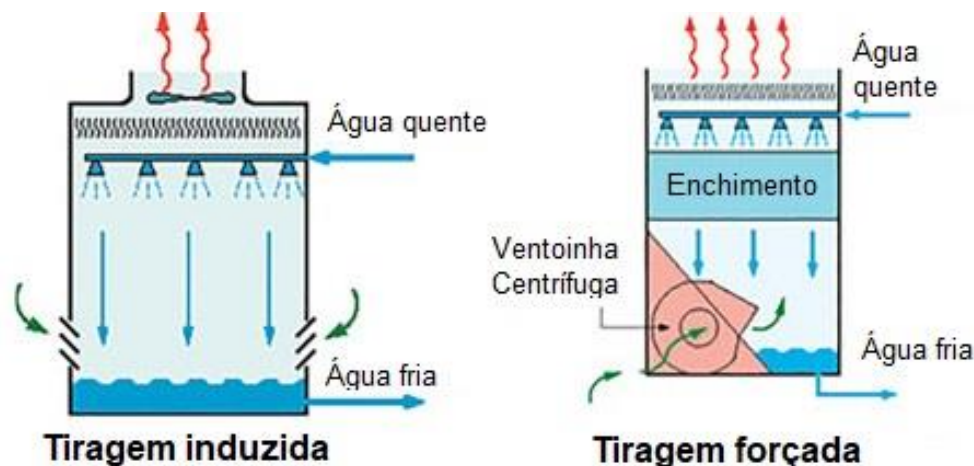


Figura 3: Diferença entre Induzida e Forçada.

### Tipos de corrente:

É a exposição da água frente a corrente de ar, podendo ser de dois tipos principais: corrente cruzada e contracorrente.

**Na corrente cruzada**, a água percorre de cima para baixo enquanto o ar percorre lateralmente. O sentido de ambos os fluxos forma um ângulo de 90°. A principal característica deste fluxo é que a toda a lateral da torre pode ser uma entrada de ar, logo, a torre pode ser mais baixa em detrimento da contracorrente.

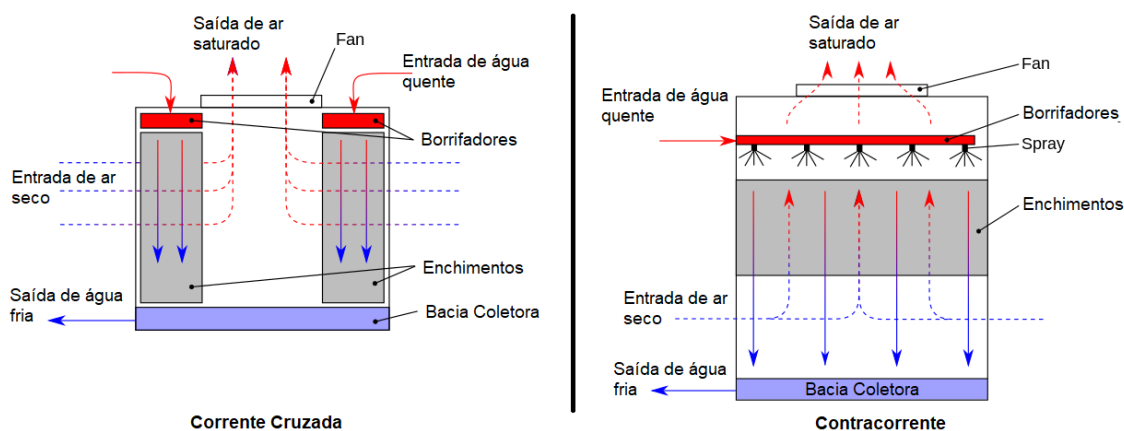


Figura 4: Diferente entre Corrente Cruzada e Contracorrente.

**Na contracorrente**, a água percorre de cima para baixo, porém o ar percorre de baixo para cima, formando assim um ângulo de 180° entre o sentido de fluxos. As

principais características são, o menor risco de recirculação de ar e, ao final do processo, a água mais fria entra em contato com o ar mais seco. Essas características favorecem a eficiência da torre em detrimento da corrente cruzada.

### Circuito aberto ou fechado:

Define se a torre trabalhará em contato direto com o fluido de trabalho ou não.

No **circuito aberto**, a troca de calor acontece de forma direta entre o ar e a água, favorecendo ao máximo a troca de calor.

Já no **circuito fechado**, o fluido de trabalho é resfriado de forma indireta, passando pela torre através de dutos e sem entrar em contato com a água (neste caso, fluido de refrigeração) ou o ar. É importante dizer, a água pode ser o fluido de trabalho de uma torre com circuito fechado, porém, tem uma fonte distinta da água que fará o resfriamento.

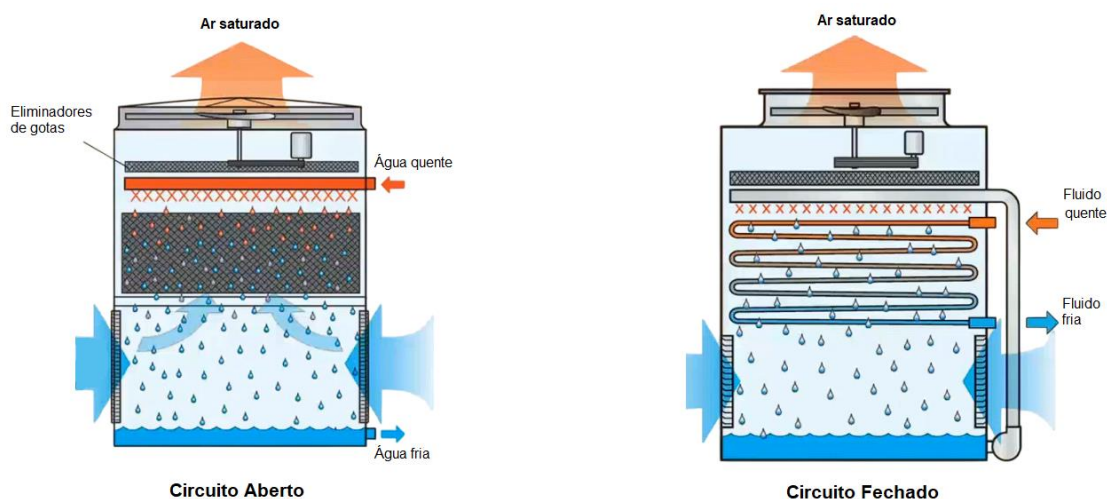


Figura 5: Sistema aberto e sistema fechado

### 3.5.2 Componentes De Uma Torre De Resfriamento

Os componentes descritos aqui estão presentes em quase todos os modelos de torre de resfriamento.

**Borrifador de água:** É o componente responsável por inserir a água de processo a ser resfriada (água quente) no sistema. Dentre os vários modelos existentes, pode-se separá-los em dois tipos principais, os que atuam por gravidade e os que atuam por pressão.

- Os borrifadores de gravidade têm a vantagem de terem um projeto mais simples e a manutenção mais barata, é comum em torres de corrente cruzada, e apresenta menor vazão de água comparada aos modelos pressurizados.

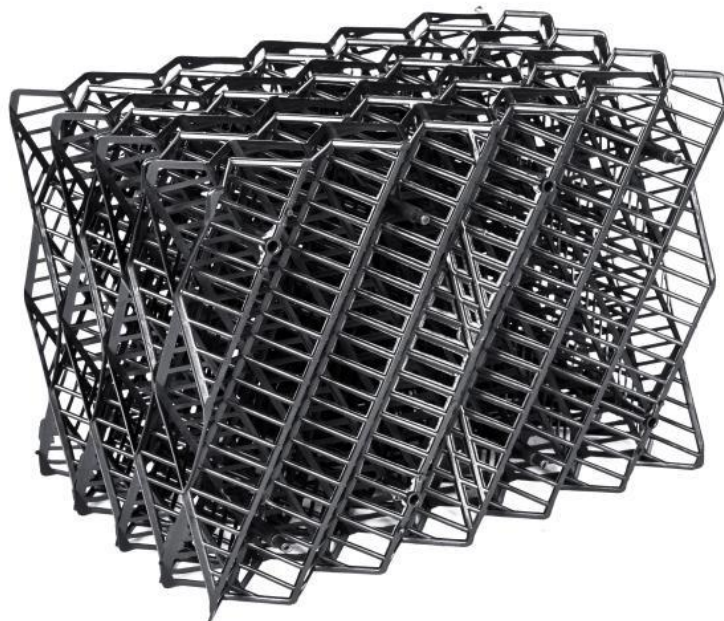
- Os borrifadores pressurizados, como mencionado, possuem maior vazão, e são comumente utilizados nas torres de contracorrente. Porém, possuem manutenção mais difícil e custosa.



*Figura 6: Exemplo de Borrifadores*

**Enchimento:** Segundo Sampaio (2013), os enchimentos têm por objetivo promover a aceleração da troca de calor entre a água e o ar, aumentando a superfície de contato entre eles e mantendo uma distribuição de água uniforme neste processo. Como compõem uma grande parte da torre, os enchimentos devem ser feitos com um material de baixo custo de fabricação e de fácil instalação, também precisam serem fabricados com materiais resistentes à corrosão, que durem todo o tempo de vida útil da torre, e é desejável que sejam bons condutores térmicos. Assim como os borrifadores, os enchimentos podem ser separados em dois tipos principais, gotejamento e laminar.

- Os enchimentos de gotejamento, atuam de maneira a gerar gotículas de água e, assim, aumentar a superfície de contato entre água e o ar para facilitar a troca de calor. Basicamente, este modelo constitui uma série de camadas compostas por barras, onde ao cair a água, esta será dividida em gotas cada vez menores.



*Figura 7: Enchimento do tipo gotejamento*

- Os enchimentos do tipo laminar têm por objetivo, escoar a água em finas películas ao longo de grandes superfícies. Este modelo possui os mais diversos formatos, desde placas paralelas e/ou onduladas, até as mais variadas formas geométricas. A grande vantagem é que, por não gerar gotas, pode-se operar a torre com maiores vazões de ar, em contrapartida, seu formato é propício para o acúmulo de sujeira e requer manutenção mais frequente para não perder rendimento.

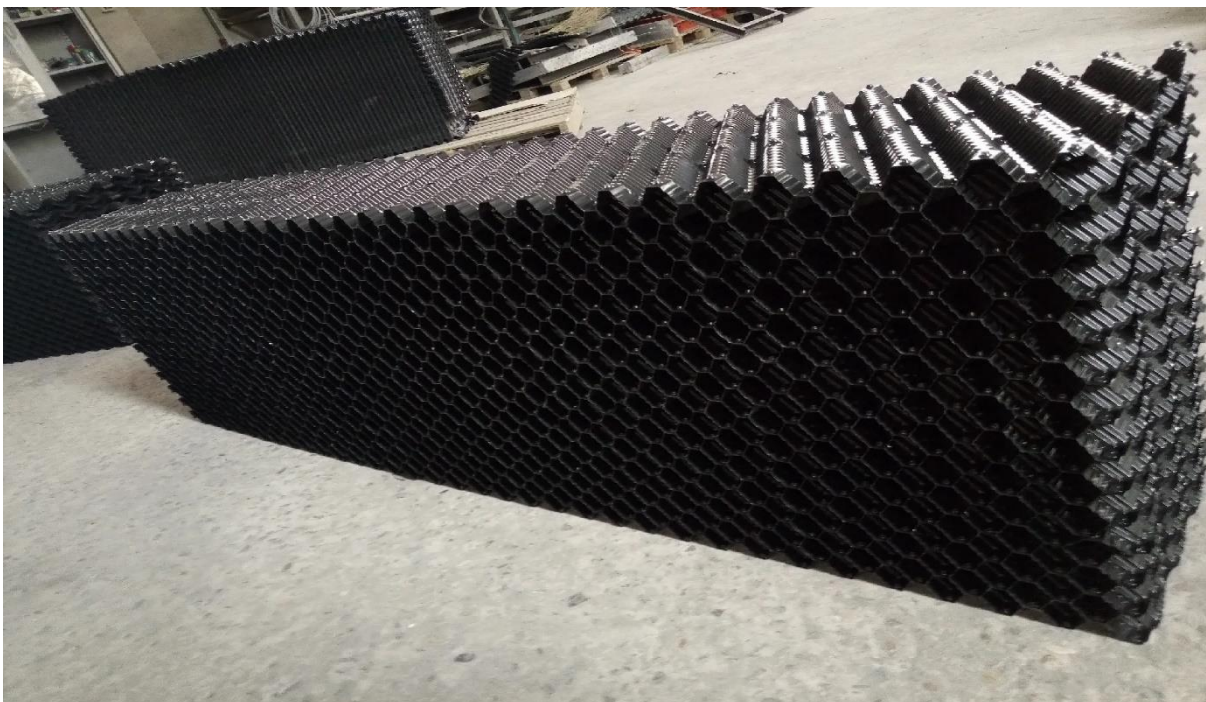


Figura 8: Enchimento laminar

**Eliminadores de gotas:** Tem como função primária, eliminar as gotas que são carregadas pela corrente de ar. Evitam o desperdício de água, logo reduzem a utilização da água de reposição e, conseqüentemente, os custos de operação.

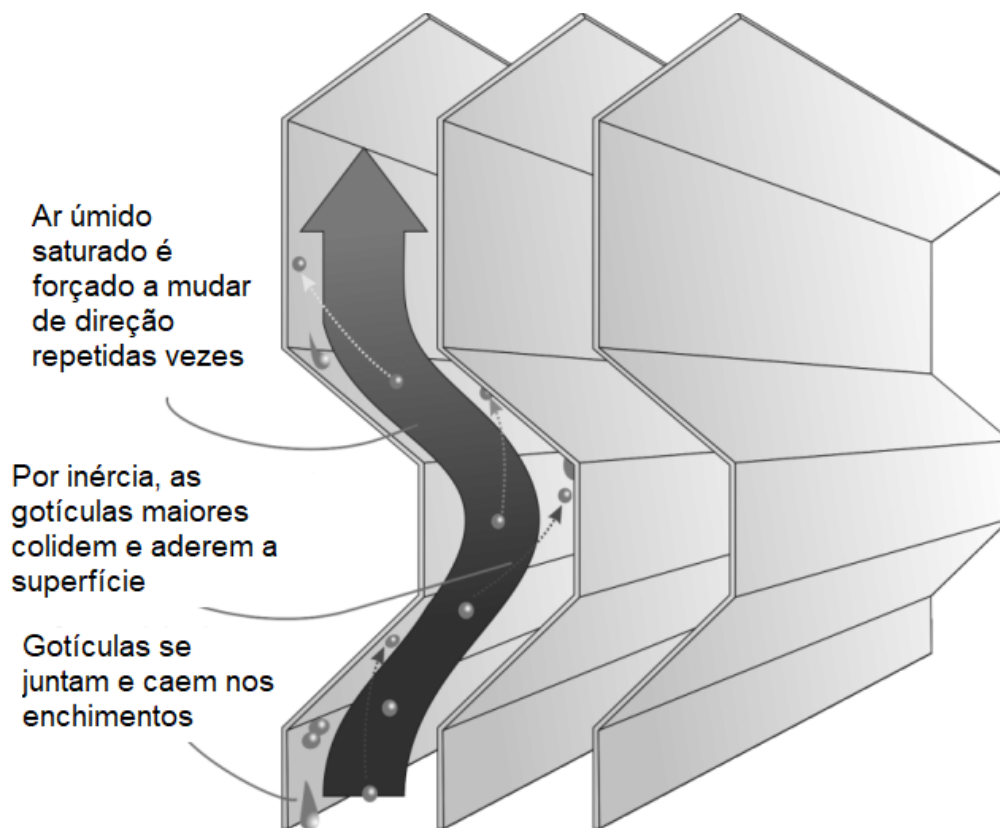


Figura 9: Modelo esquemático de um eliminador de gotas

Basicamente, atuam mudando drasticamente a direção da corrente de ar, assim, as gotículas carregadas ficam presas nas paredes do eliminador de gotas, com o tempo, as gotículas ficam grandes o suficiente para caírem no enchimento e retornar ao ciclo padrão das torres de resfriamento.

**Ventiladores:** São os responsáveis por movimentar o ar através de toda a torre. Sua posição, quantidade e potência dependem do projeto e modelo da torre de maneira a aumentar a eficiência geral do sistema. Ventiladores não são utilizados em torre de tiragem natural.



Figura 10: Ventilador de uma torre de resfriamento

**Bacia coletora:** Onde se deposita a água fria após passar pelos enchimentos. Costumam possuir um dreno ou filtro, para a retirada de impurezas advindas da atmosfera ou impedir concentração excessiva de sólidos dissolvidos provenientes da evaporação d'água.



Figura 11: Bacia de uma torre de resfriamento durante uma parada para manutenção.

### 3.5.3 Conceitos e termos de uma Torre de Resfriamento

Para o melhor entendimento das torres de resfriamento e, principalmente, deste trabalho, é necessário definir certos conceitos e termos específicos deste equipamento:

**Range:** É a diferença de temperatura entre a água quente que entra e a água fria que sai (°C).

$$\mathbf{Range} = T_{aq} - T_{af} \quad [4]$$

**Approach:** É a diferença entre a temperatura da água fria e a temperatura de bulbo úmido do ar na entrada da torre (°C).

$$\mathbf{Approach} = T_{af} - T_{BU} \quad [5]$$

**Reposição (Make Up):** A quantidade de água que deve ser repostada para compensar as perdas por evaporação e outras causas.

**Carga de resfriamento:** A taxa no qual o calor é removido da água. Pode ser expresso em kW, BTU/h ou kcal/h.

**Temperatura de Bulbo Úmido ( $T_{BU}$ ):** Por Huang (2024), a temperatura de bulbo úmido foi calculada da seguinte forma (°C):

$$TBU = TBS - \left( \frac{100 - UR}{5} \right) \quad [6]$$

**Arraste (*drift*):** É chamado assim a perda da água de processo da torre através de gotículas arrastadas pela descarga de ar.

**Eficiência:** Na prática, para torres de resfriamento, comumente é utilizado o conceito de eficiência de resfriamento, dado por (%):

$$N(\%) = \frac{T_{aq} - T_{af}}{T_{aq} - TBU} \quad [7]$$

## 4. METODOLOGIA

### 4.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

#### 4.1.1 Bench Top Cooling Tower H891

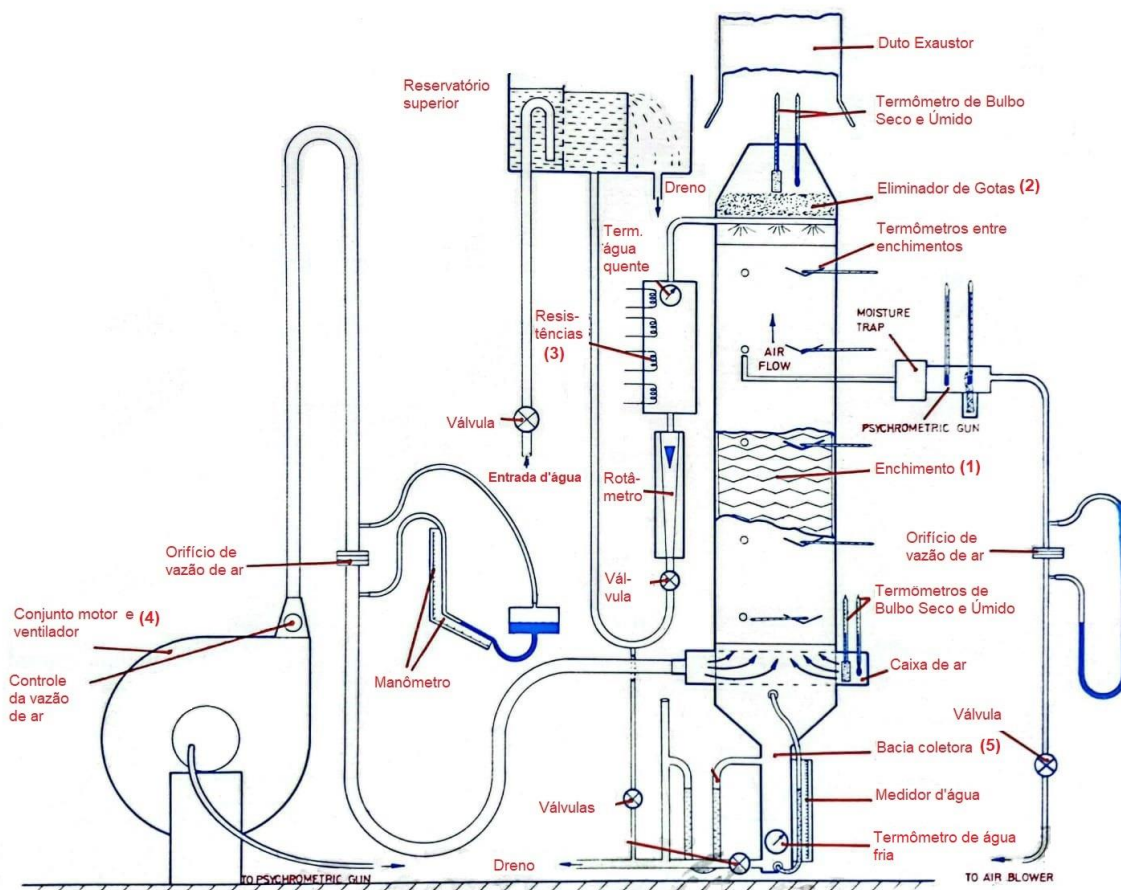


Figura 12: Modelo esquemático da bancada utilizada no estudo

A bancada para a realização da coleta de dados desse experimento é a bench top cooling tower H891 da fabricante britânica P.A. Hilton. É uma torre de resfriamento de bancada, ideal para experimentos em escala nas universidades e centros de pesquisa. Configurada como uma torre contracorrente de tiragem mecânica forçada.



Figura 13: Foto da bancada utilizada

#### 4.1.2 Componentes Da Torre De Bancada

##### 4.1.2.1 Enchimentos



Figura 14: Enchimentos utilizados na bancada de testes

A torre de bancada possui 5 (cinco) grupos de enchimento, feitos de metal, do tipo gotejamento. Apesar da cor, o material não é cobre ou latão, devido ao seu peso reduzido, acreditasse ser alumínio. A torre foi projetada de modo a permitir a alteração da quantidade de enchimentos. Para a troca dos enchimentos é necessário a desmontagem de toda a parte frontal da bancada, sendo uma oportunidade de melhoria que poderá ser alterada em futuros estudos nesta bancada (troca rápida).

#### 4.1.2.2 Borrifador de água e eliminador de gotas



Figura 15: Borrifador de água e eliminador de gotas localizado na parte superior da torre

A torre possui um borrifador de água composto de tubulação com furos por onde a água quente passa e cai nos enchimentos por gravidade (setas indicativas azuis). Logo acima, na cor cinza, encontrasse o eliminador de gotas utilizado na bancada, composto de uma malha polimérica (setas indicativas amarelas).

#### 4.1.2.3 Resistências elétricas



Figura 16: Resistências Elétricas

Essa torre possui também 4 (quatro) resistências elétricas para aquecer a água e simular a carga térmica, cada uma com uma potência nominal de 2750 W. Vale mencionar que apenas duas resistências já são suficientes para chegar na temperatura máxima estabelecida pelo fabricante, que é de 50° C.

#### 4.1.2.4 Ventilador



Figura 17: Motor e ventilador do sistema

O ventilador que força a circulação de ar pelo sistema é acoplado a um motor elétrico trifásico de 3 (três) CV de potência. Alguns dados adicionais podem ser encontrados na figura abaixo.

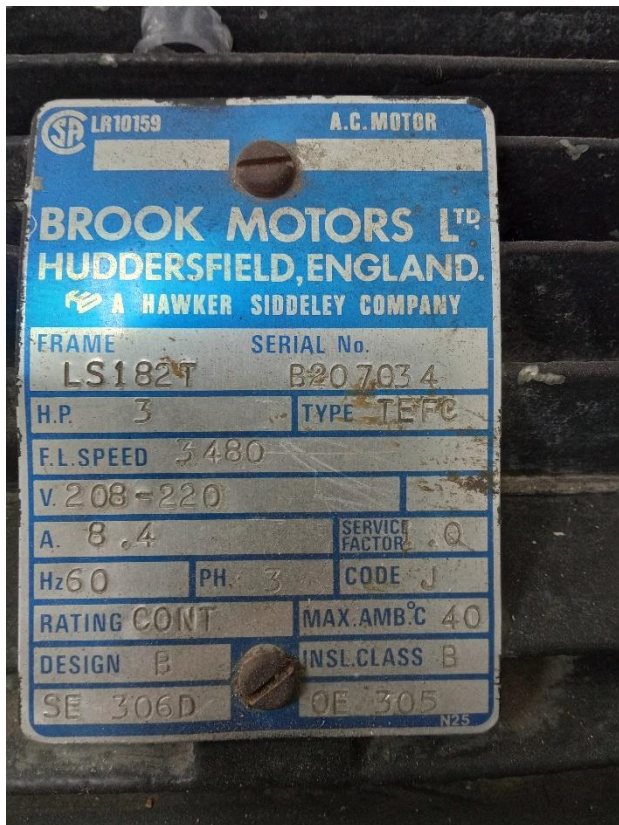


Figura 18: Ficha técnica do motor elétrico

#### 4.1.2.5 Bacia Coletora



*Figura 19: Bacia Coletora*

A bacia coletora é composta de aço inox. Não possui filtro, então é comum o acúmulo de sólidos no fundo da bacia, dependendo do grau de sujeira da água de processo. Ao fundo, conecta-se um dreno para água resfriada cujo acesso para limpeza é restrito, devido ao seu formato achatado.

#### 4.1.3 Instrumentos Utilizados

Durante toda a bateria de testes, foram utilizados os seguintes itens:

Obs.: Não houve um grande rigor com a calibração dos instrumentos pois os resultados foram comparados entre si, utilizando os instrumentos abaixo.

- **Termômetro 1:**
  - Marca: Rototherm
  - Tipo: Analógico graduado
  - Unidade: °C
  - Alcance operacional: 0°~160° C
  - Precisão:  $\pm 1^\circ$  C
  - Número de série: 2186 976
- **Termômetro 2:**
  - Marca: Rototherm
  - Tipo: Analógico graduado
  - Unidade: °C
  - Alcance Operacional: -30°~60° C
  - Precisão:  $\pm 0,5^\circ$  C
  - Número de série: 2186 976
- **Termo-Higrômetro:**
  - Marca: Exbom
  - Modelo: FEPRO-MUT60OS
  - Tipo: Digital
  - Unidades: °C e umidade relativa (%)
  - Alcance operacional da temperatura: -10°~50° C
  - Resolução da temperatura: 0,1° C
  - Precisão da temperatura:  $\pm 1^\circ$  C
  - Alcance operacional da umidade relativa: 10~99%
  - Resolução da umidade relativa: 1%
  - Precisão da umidade relativa:  $\pm 5\%$
  - Número de série: 20220907028722
- **Rotâmetro:**
  - Marca: CEC Elliott
  - Unidade: cm<sup>3</sup>/s
  - Alcance operacional: 0~28 cm<sup>3</sup>/s
  - Precisão: 0,1 cm<sup>3</sup>/s

- **Medidor de vazão pneumática:**
  - Marca: P.A. Hilton Ltd.
  - Unidade: m<sup>3</sup>/h
  - Alcance operacional: 0~420 m<sup>3</sup>/h
  - Precisão: ± 5 m<sup>3</sup>/h



Figura 20: Termômetro 1



Figura 21: Termômetro 2



Figura 22: Termo-higrômetro



Figura 23: Rotâmetro



Figura 24: Medidor de vazão de ar

## 4.2 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Os experimentos foram realizados em três etapas: preparação, execução e coleta de dados.

### 4.2.1 Preparação

A preparação para a execução dos testes se deu nos seguintes passos:

**Passo 1:** Fazer as principais ligações hidráulicas da torre, conectando a torre a uma fonte de água, e um dreno para descarte de água de processo, já que a torre não está instalada de maneira que permita a recirculação de água.

**Passo 2:** O duto de ar saturado é cuidadosamente esticado e afixado até a janela mais próxima, deste modo o ar saturado é totalmente direcionado para fora do laboratório, preservando a integridade do laboratório e do ambiente de testes.

**Passo 3:** Liga-se a água e se aguarda ela encher todo o sistema da torre, para então selecionar a vazão d'água desejada através do rotâmetro.

**Passo 4:** Liga-se as resistências, primeiro no disjuntor do laboratório, depois pelos botões vermelhos situados na parte frontal da torre. Com os botões podemos ligar resistência por resistência e determinar com quantas queremos realizar o

experimento, nesse caso, foram com uma e duas resistências (acima disso, a temperatura d'água de processo excede o limite imposto pelo fabricante).

**Passo 5:** Liga-se o ventilador (usar abafadores de ruído) pelo disjuntor do laboratório, é feito o ajuste da vazão de ar pela janela de controle de fluxo na tubulação e aguarda-se em média 15 minutos para a torre entrar em regime permanente e começar os experimentos.

#### 4.2.2 Execução

Após a realização dos preparativos e a espera de um tempo adequado de em média 15 (quinze) minutos para garantir a estabilidade do sistema como um todo, se iniciam os testes, com intervalo de 5 (cinco) minutos entre eles. A cada 10 (dez) testes, uma bateria de testes é concluída. Cada bateria possui até três parâmetros que foram alterados ao longo do experimento. Os parâmetros em questão foram a vazão de água, a vazão de ar e o número de resistências ligadas.

Para a vazão de água, foram selecionadas 5 (cinco) vazões diferentes, de 10, 13, 16, 19 e 22 cm<sup>3</sup>/s (em SI, 10<sup>-6</sup> m<sup>3</sup>/s). Para a vazão de ar, foram selecionadas 3 vazões diferentes, de 250, 260 e 270 m<sup>3</sup>/h. Para o número de resistências, foram selecionadas com uma (1) e duas (2) resistências ligadas, pois acima disso, as menores vazões d'água ultrapassam facilmente o limite estabelecido pelo fabricante de 50° C para a água de processo a ser resfriada. Desse modo foram realizadas 30 baterias de testes, totalizando assim 300 experimentos ou 25 horas de testes.

#### 4.2.3 Coleta de dados

Os diversos dados analisados no estudo seguiram a mesma dinâmica de medição para que erros humanos fossem minimizados ao máximo. Como parte dos instrumentos de medição eram analógicos e graduados, estipulou-se que o mesmo indivíduo iria realizar a medição sempre do mesmo local. Portanto, os termômetros localizados na entrada da alimentação de água de processo e na saída da água resfriada eram monitorados. No caso do ar de resfriamento, optou-se pela medição através de um higrômetro (Figura 22), das temperaturas de bulbo seco ( $T_{BS}$ ) e umidade relativa do ar e, posteriormente, calculou-se a temperatura de bulbo úmido ( $T_{BU}$ ) a partir desses dados, conforme a fórmula 6.

Os parâmetros coletados foram:

- Temperatura de entrada e saída da água de processo, medidos através dos termômetros 1 e 2, respectivamente (Figura 20 e Figura 21);
- Temperatura de entrada e saída do ar, medidos através de termo-higrômetros localizados próximo ao ventilador e na saída de exaustão do sistema (Figura 22);
- Umidade relativa do ar de entrada e de saída, medidos por termo-higrômetros localizados também ao lado do ventilador e na saída de exaustão do sistema (Figura 22);
- Vazão de ar, medido através de sistema existente na bancada experimental (Figura 24);
- Vazão de água, medido através de um rotâmetro graduado logo antes da alimentação da caixa das resistências (Figura 23).

Com base nos dados experimentais obtidos nas medições laboratoriais, foram elaborados gráficos que apresentam os resultados para os parâmetros de approach, range e eficiência, conforme descritos na seção 3.5.3. Esses gráficos oferecem uma visão clara sobre o desempenho da torre de resfriamento sob diferentes condições operacionais. Na seção "Discussões e Resultados", serão analisados e debatidos os principais fatores que influenciam a eficiência do equipamento, incluindo a relação entre as vazões de ar e água, as condições de temperatura e os impactos dessas variáveis no desempenho térmico.

A seguir, foram montadas duas tabelas com o valor médio de cada bateria de testes, sendo a Tabela 1 com uma resistência (2,75 kW) e a Tabela 2 com duas resistências (5,5 kW) para a simulação do aquecimento da água de processo.

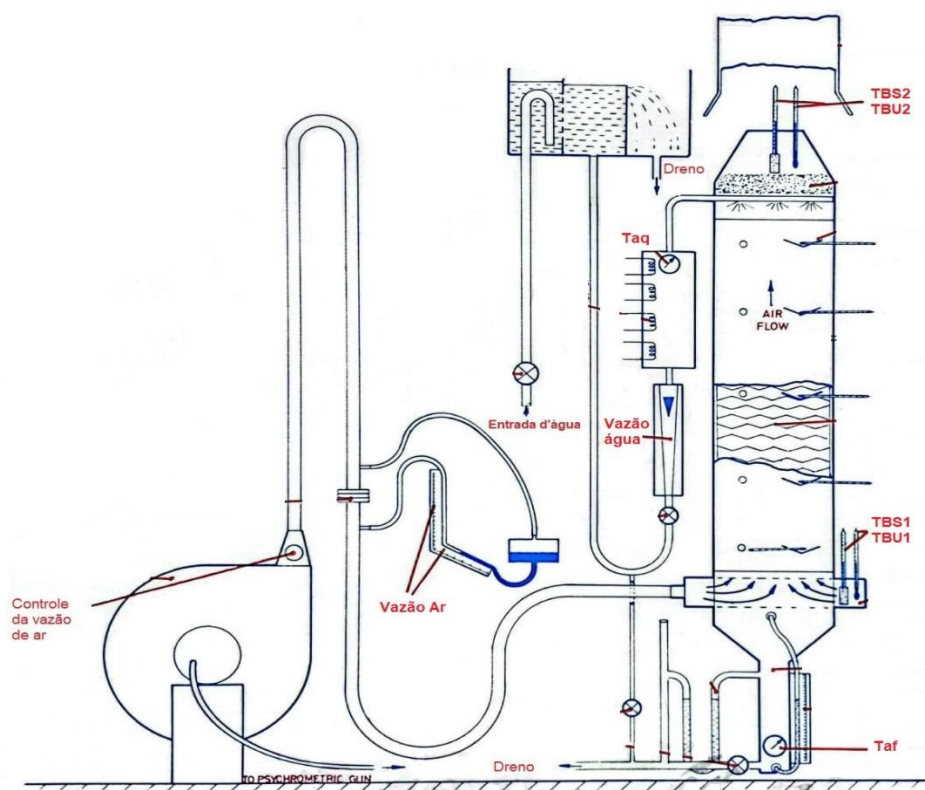


Figura 25: Modelo esquemático simplificado

Tabela 1: Média das baterias de testes com 1 resistência

<b>Vazão Ar (m³/h)</b>	<b>Vazão Água (cm³/s)</b>	<b>Taq (°C)</b>	<b>Taf (°C)</b>	<b>TBS1 (°C)</b>	<b>UR1 (%)</b>	<b>TBU1 (°C)</b>	<b>TBS2 (°C)</b>	<b>UR2(%)</b>	<b>TBU2 (°C)</b>	<b>Range (°C)</b>	<b>Approach (°C)</b>	<b>Eficiência (η[%])</b>
<b>270</b>	10	42,00	24,10	28,43	70,90	22,61	30,89	99,00	30,75	17,90	1,49	92,32%
<b>270</b>	13	36,30	23,85	26,77	71,10	20,99	29,66	99,00	29,46	12,45	2,86	81,32%
<b>270</b>	16	29,50	21,60	22,91	71,80	17,27	26,62	99,00	26,42	7,90	4,33	64,60%
<b>270</b>	19	28,50	22,10	23,17	71,50	17,47	26,78	99,00	26,58	6,40	4,63	58,02%
<b>270</b>	22	28,00	22,70	23,37	72,90	17,95	27,00	99,00	26,80	5,30	4,75	52,74%
<b>260</b>	10	40,00	23,30	26,49	72,40	20,97	29,87	99,00	29,67	16,70	2,33	87,76%
<b>260</b>	13	36,20	23,95	26,99	72,40	21,47	29,74	99,00	29,54	12,25	2,48	83,16%
<b>260</b>	16	34,00	24,45	27,24	72,80	21,80	29,95	99,00	29,75	9,55	2,65	78,28%
<b>260</b>	19	33,00	24,95	27,51	73,20	22,15	29,97	99,00	29,77	8,05	2,80	74,19%
<b>260</b>	22	31,70	25,10	27,78	71,60	22,10	29,76	99,00	29,56	6,60	3,00	68,75%
<b>250</b>	10	41,00	22,05	27,73	51,60	18,05	29,88	99,00	29,68	18,95	4,00	82,57%
<b>250</b>	13	37,40	22,65	28,58	51,20	18,82	29,86	99,00	29,66	14,75	3,83	79,39%
<b>250</b>	16	34,70	23,10	28,77	50,20	18,81	29,65	99,00	29,45	11,60	4,29	73,00%
<b>250</b>	19	33,00	23,55	28,90	50,30	18,96	29,58	99,00	29,38	9,45	4,59	67,31%
<b>250</b>	22	31,70	24,00	28,94	51,50	19,24	29,37	99,00	29,17	7,70	4,76	61,80%

Tabela 2: Média das baterias de teste com 2 resistências

Vazão Ar (m³/h)	Vazão Água (cm³/s)	Taq (°C)	Taf (°C)	TBS1 (°C)	UR1 (%)	TBU1 (°C)	TBS2 (°C)	UR2(%)	TBU2 (°C)	Range (°C)	Approach (°C)	Eficiência (η[%])
270	10	55,40	23,45	23,53	74,60	20,10	33,42	99,00	33,27	31,95	3,36	90,50%
270	13	48,30	24,90	26,69	71,00	20,89	30,41	99,00	30,21	23,40	4,01	85,37%
270	16	44,00	25,60	26,67	72,50	21,17	33,51	99,00	33,31	18,40	4,43	80,60%
270	19	41,10	26,25	26,75	72,40	21,23	33,22	99,00	33,02	14,85	5,02	74,74%
270	22	39,00	26,05	26,97	67,60	20,49	32,60	99,00	32,40	12,95	5,56	69,96%
260	10	58,00	23,00	26,95	55,60	18,07	34,56	99,00	34,36	35,00	4,93	87,65%
260	13	50,30	24,05	27,56	55,10	18,58	34,17	99,00	33,97	26,25	5,47	82,76%
260	16	47,30	24,50	28,11	51,20	18,35	34,00	99,00	33,80	22,80	6,15	78,76%
260	19	44,00	25,55	28,45	52,50	18,95	33,85	99,00	33,65	18,45	6,60	73,65%
260	22	41,10	26,50	27,88	54,80	18,84	33,39	99,00	33,19	14,60	7,66	65,59%
250	10	61,30	22,80	28,16	48,80	17,92	35,54	99,00	35,34	38,50	4,88	88,75%
250	13	53,20	24,20	28,62	50,20	18,66	35,12	99,00	34,92	29,00	5,54	83,96%
250	16	44,30	24,80	26,17	61,20	18,41	32,25	99,00	32,05	19,50	6,39	75,32%
250	19	42,00	25,50	27,15	57,90	18,73	32,34	99,00	32,14	16,50	6,77	70,91%
250	22	39,70	26,05	27,59	55,80	18,75	32,09	99,00	31,89	13,65	7,30	65,16%

## 5. DISCUSSÃO E RESULTADOS

Com os dados devidamente tratados e analisados, é possível verificar o comportamento da torre e compará-la com outras fontes, principalmente Bedekar (1997), a maior inspiração para este trabalho. O *approach* foi dentro da média que as grandes torres industriais operam, por volta de 3° C, conforme Jason (2024). Condições meteorológicas do dia (Tabelas 1 e 2) podem influenciar nos resultados, mas no geral, os resultados se mostram condizentes com o que era esperado.

A medida de *Approach* é um bom indicador de eficiência da torre, pois quanto menor for, mais perto da menor temperatura possível (conforme explicado na seção 3.3) a água de processo pode chegar. A partir disso, foi feita uma análise conjunta das 30 baterias de testes relacionando o *Approach* com a eficiência.

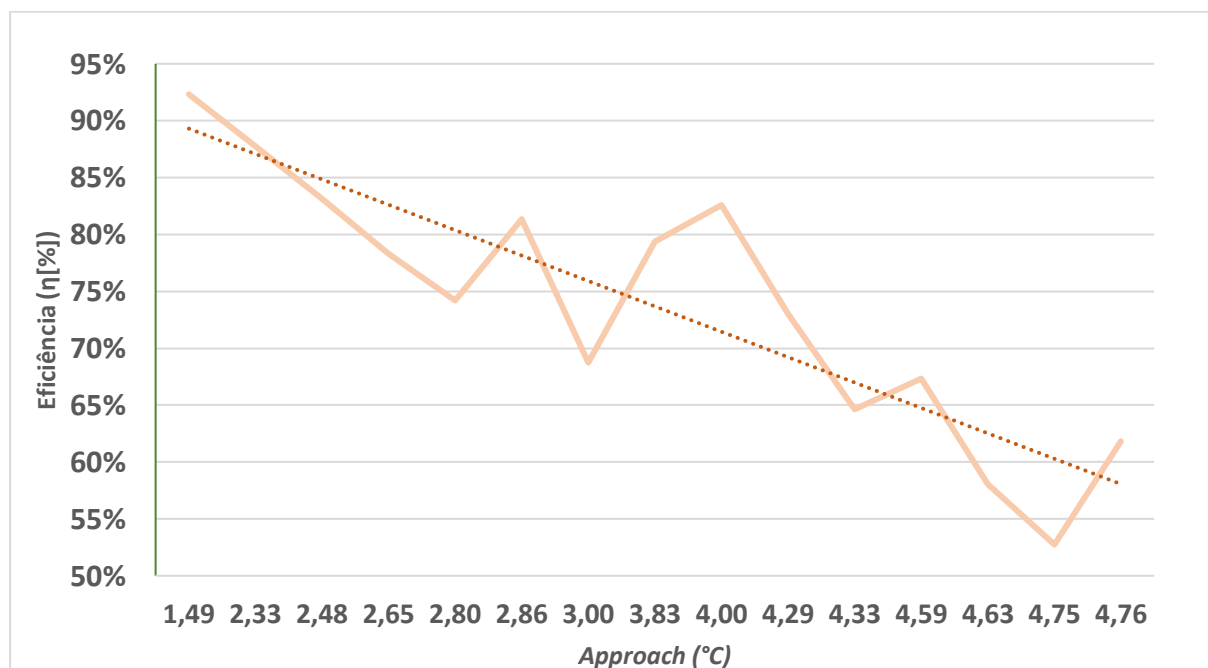


Figura 26: Gráfico Approach por Eficiência com uma resistência (2,75 kW)

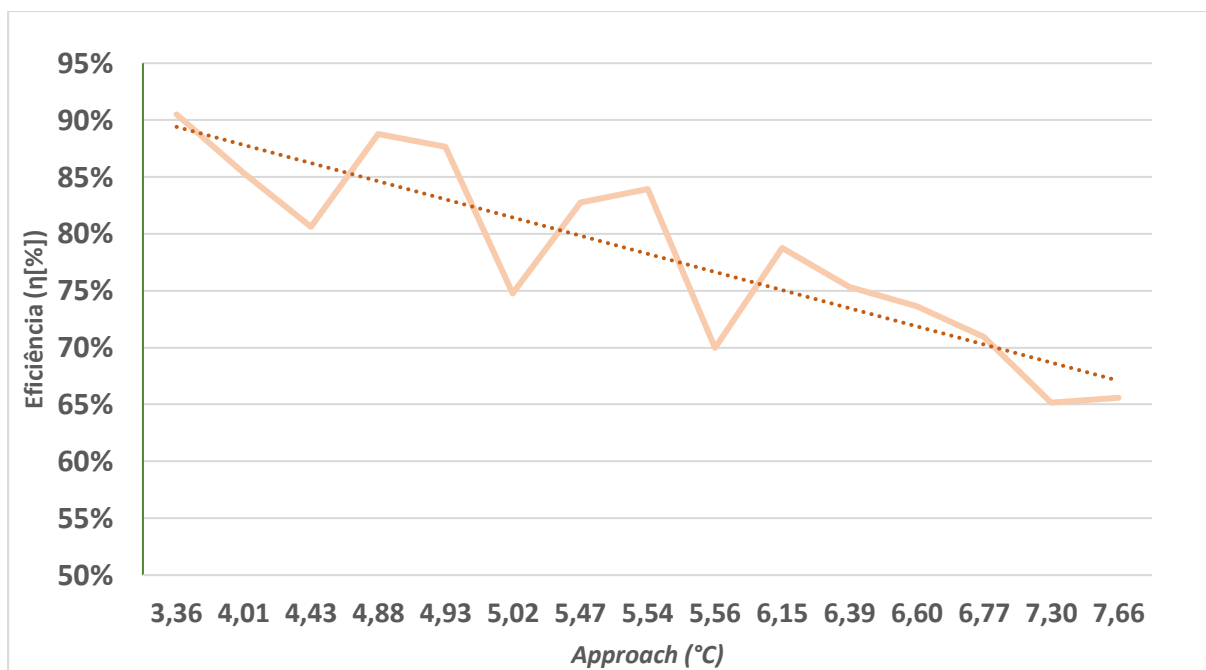


Figura 27: Gráfico Approach por Eficiência com duas resistências (5,5 kW)

As Figura 26 e Figura 27 tem o *Approach* (°C), no eixo horizontal e a Eficiência (%), no eixo vertical. A linha tracejada laranja representa as linhas de tendência entre approach e a eficiência. É possível observar que quanto maior a carga térmica, maior o *Approach*, todavia as linhas de tendência se mostram similares quando comparadas entre si, revelando assim um padrão, onde quanto menor o *approach*, maior a eficiência para ambas as cargas térmicas testadas (2,75kW e 5,5kW). As flutuações das medições dispostas nos gráficos são decorrentes das condições ambientais locais do ar atmosférico (alteração da umidade relativa ao longo dos experimentos).

De modo a tentar entender essas variações, foi realizado uma nova avaliação, dessa vez considerando as vazões de água e ar, e como elas afetam a eficiência da torre.

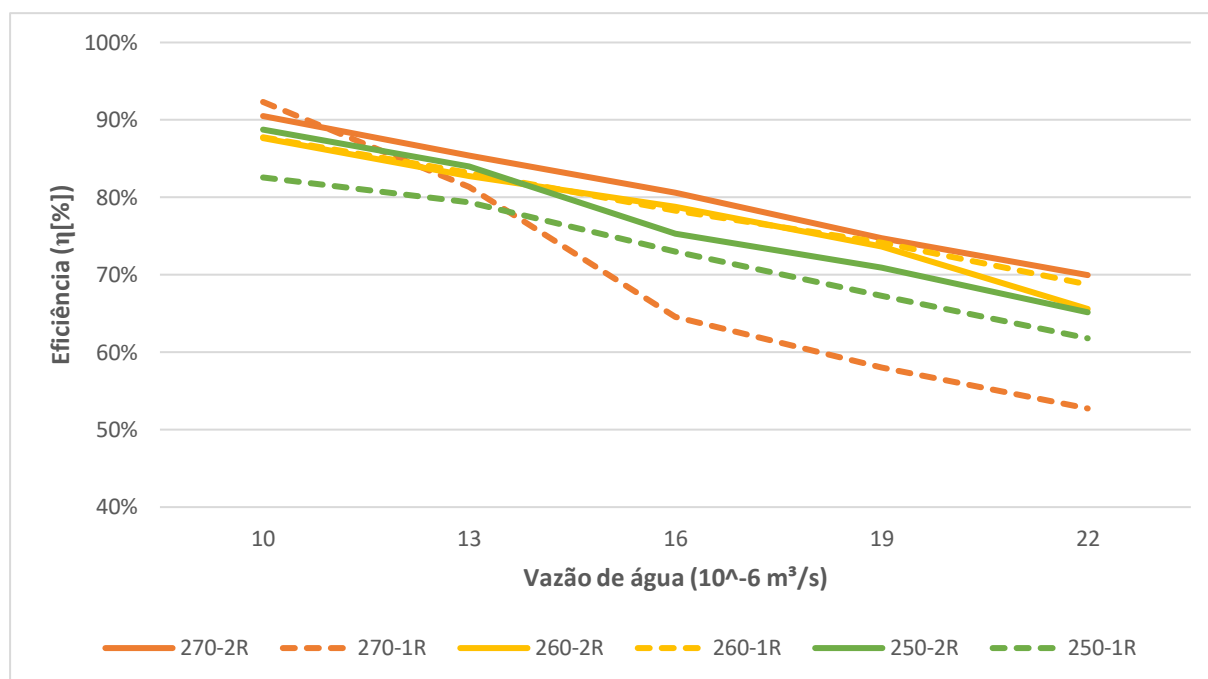


Figura 28: Gráfico entre Vazão d'água e Eficiência

A Figura 28 tem a vazão d'água ( $10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ ) no eixo horizontal e a Eficiência (%) no eixo vertical, cada cor representa uma vazão de ar, sendo laranja a vazão de 270  $\text{m}^3/\text{h}$ , amarelo a vazão de 260  $\text{m}^3/\text{h}$  e verde sendo a vazão de 250  $\text{m}^3/\text{h}$ , as linhas sólidas representam os testes com duas resistências (5,5 kW), enquanto as linhas tracejadas representam os testes com uma resistência (2,75 kW).

Ao analisar a Figura 28, é possível identificar um padrão de proporção direta, onde as eficiências são maiores quando a vazão de água de processo é menor possível e quando a vazão de ar é a maior possível. Também é possível notar o padrão verificado nas Figura 26 e Figura 27, onde independente da carga térmica, a torre segue a mesma tendência. Existe certa flutuabilidade nos dados de medição inerentes de um processo experimental empírico realizados em dias com condições ambientais distintas. Verificando e analisando todos os dados e gráficos elaborados se conclui que a relação mais favorável para uma elevada eficiência é com alta vazão de ar e baixa vazão de água de processo, como visto na Figura 28, assim como na Tabela 1 e Tabela 2.

Seguindo com a análise, percebem-se que determinadas vazões de ar e água de processo comportam diferentes eficiências. Dessa forma, uma maneira de adimensionalizar os testes e evidenciar este fenômeno de forma mais clara, foi traçar a razão da Vazão de água por Vazão de ar ( $r$ ) e, traçar em uma nova avaliação da Eficiência, conforme Bedekar (1997) e ilustrado na Figura 29.

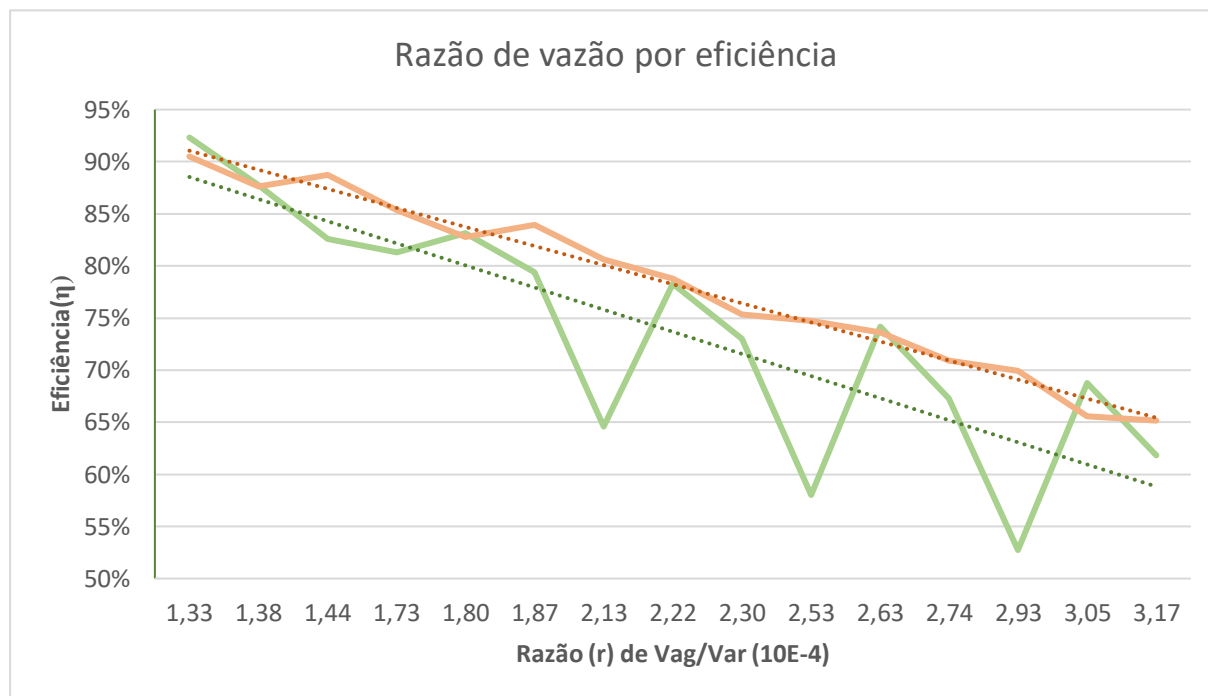


Figura 29: Gráfico de Razão  $r$  por eficiência

A Figura 29 tem a Razão entre a Vazão d'água e a Vazão de ar no eixo horizontal, e a Eficiência no eixo vertical. A linha verde representa os testes com carga térmica com uma resistência (2,75 kW) e a linha laranja os testes com carga com duas resistências (5,5 kW). As linhas pontilhadas são as linhas de tendência para cada linha de teste.

Ou seja, há uma razão,  $r$ , em que a torre de resfriamento pode operar de forma mais eficiente. Dessa maneira, há uma forma de manter a maior eficiência possível, independentemente das condições climáticas locais de operação do equipamento.

Assim fica evidente, uma tendência inversamente proporcional entre a Eficiência da Torre ( $\eta$ [%]) e a razão entre vazões ( $r$ ), ou seja, quanto menor a razão entre as vazões ( $r$ ), maior será a eficiência. A forma como as linhas das cargas térmicas avaliadas, de 2,75 kW e 5,5 kW, se tocam em várias relações de  $r$  reflete os erros inerentes ao processo empírico de medição. Essas variações podem ser atribuídas às limitações experimentais e às condições ambientais, que influenciam

diretamente os resultados obtidos. A linha de tendências entre as cargas térmicas de 2,75kW e 5,5kW, muito perto de serem paralelas é outro fator que reforça a atual conclusão.

Uma análise relevante a ser realizada é a determinação da eficiência máxima teórica da torre de resfriamento, que ocorreria no limite em que a vazão de ar tende ao infinito. Nessa condição ideal, a temperatura mínima da água resfriada seria igual à Temperatura de Bulbo Úmido (TBU) do ambiente, representando o limite teórico para a eficiência do sistema. Ao comparar os valores experimentais com os calculados pela fórmula da Seção 3.5.3, observou-se uma boa correlação dentro de um intervalo de erro esperado, o que sugere que a fórmula é consistente com os resultados obtidos. No entanto, em situações extremas de alta vazão de ar, pequenas discrepâncias podem ser percebidas, indicando que fatores não modelados, como a distribuição irregular do ar ou imperfeições no equipamento, podem afetar o desempenho real. Essa análise reforça a validade da fórmula como uma ferramenta para prever a eficiência da torre, ao mesmo tempo em que ressalta a importância de considerar os limites práticos nos sistemas reais.

Por fim, fatores externos como a umidade relativa ou outras condições atmosféricas têm sua relevância, já que é possível ver sua interferência nos gráficos feitos, como pode ser visto nas figuras 25 a 28, como também nos dados coletados, porém, como a Figura 29 mostra que as relações  $r$  (entre as vazões de ar e água) é o fator majoritário para a eficiência da Torre de Resfriamento. Ou seja, existe uma relação,  $r$ , capaz de majorar a eficiência da Torre de Resfriamento independente das condições climáticas de operação ( $T_{BS}$  e UR%).

## 6. CONCLUSÃO

Com os experimentos realizados na bancada Hilton H891 dentro do range das variáveis operacionais empregadas neste estudo, mostram uma correlação inversamente proporcional entre a eficiência ( $\eta$  [%]) da torre de resfriamento e a relação adimensional de vazões ar e água ( $r$ ). Essa forma, conclui-se que, quanto menor a razão entre as vazões de água e ar, maior será a eficiência. Tal método auxiliará no dimensionamento de futuras torres de configuração contracorrente similares, onde a partir da vazão de água esperada, poderá ser projetada uma torre que forneça uma determinada quantidade de ar, onde a razão ( $r$ ) seja a menor possível, e assim garantir a maior eficiência possível do equipamento (torre de resfriamento).

Cabe destacar que os resultados obtidos ao comparar os valores experimentais com os calculados pela fórmula apresentada na Seção 3.5.3 demonstraram uma boa correlação dentro do intervalo de erro esperado, reforçando a validade da fórmula como uma ferramenta para prever a eficiência da torre, ao mesmo tempo em que ressalta a importância de considerar os limites práticos nos sistemas reais.

Outro ponto importante, é que o uso da torre de resfriamento de bancada pela instituição abre novas opções de pesquisa, como a possibilidade de projetar diferentes configurações do trocador de calor (por exemplo, o enchimento e afins), ou ainda, em aulas experimentais, de forma a instruir a futura geração de engenheiros em uma máquina térmica de frequente uso na indústria e no comércio.

## 7. BIBLIOGRAFIA

- Abhishek Hazra, B. D. (Setembro de 2016). A study on Stress Analysis of Hyperbolic Natural Draught Cooling Tower. *ReserchGate*, (p. 5). Calcutá.
- Alfaterm. (2024). Fonte: Alfaterm: <https://www.alfaterm.com.br/informacoes/torre-resfriamento-ventilador-centrifugo>
- AL-NIMR, M. A. (1999). Modeling the Dynamic Thermal Behavior of Cooling Towers Containing Packing Materials. *Heat Transfer Engineering*, pp. 91-96.
- AMG - Torres de Resfriamento. (2024). Fonte: AMG - Torres de Resfriamento: <https://www.torresresfriamento.com.br/torre-resfriamento/fabricantes-de-enchimento-para-torres-de-resfriamento>
- BEDEKAR, S. V., NITHIARASU, P., & SEETHARAMU, K. N. (4 de Novembro de 1997). EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE PERFORMANCE OF A COUNTER-FLOW, PACKED-BED MECHANICAL COOLING TOWER. *Energy Vol. 23*, pp. 943-947.
- CATUNDA, C. E. (2023). *Sistemas Térmicos, Refrigeração e Climatização*. Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil.
- Çengel, Y. A. (2007). *Termodinâmica*. New York: McGraw-Hill.
- Çengel, Y. A. (2012). *Transferência de Calor e Massa*. New York: McGraw-Hill.
- Chandranegara, A. S. (2016). Improving Mist Eliminator Performance in Gas-Liquid Separators. *ReserchGate*, (p. 14). Bandung.
- Cortinovis, G. F. (8 de Abril de 2009). Integrated analysis of cooling water systems: Modeling and experimental validation. *Applied Thermal Engineering*, pp. 3124-3131.
- Eaton, T. E. (1979). Evaporative heat removal in wet cooling towers. *Cooling Tower Institute Technical Papers*, 28.
- Elemento Soluções. (2024). Fonte: Elementos Soluções: <https://elementosolucoes.com.br/produtos/>
- Enge, J. (2024). Fonte: FCS: <https://www.fossilconsulting.com/blog/operations/cooling-tower-factors/>
- Grupo Água Norte. (2024). Fonte: Grupo Água Norte: <https://www.aguanorte.com.br/manutencao-torre-resfriamento.html>
- Huang, N. (Janeiro de 2024). *Calculadora Ultra*. Fonte: Calculadora Ultra: <https://www.calculatorultra.com/pt/tool/wet-bulb-temperature-calculator.html>
- Nasrabadi, M. (19 de Julho de 2022). Analysis of a low-temperature small approach open cooling tower integrated with radiant cooling and displacement ventilation for space conditioning in temperate climates. *Advances in Building Energy Research*, pp. 754-779.

OLIVEIRA, V. F. (30 de Novembro de 2010). DIAGNÓSTICO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO DE ÁGUA DA ARCELORMITTAL INOX BRASIL. Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.

ROTAPLASTIC. (2024). Fonte: ROTAPLASTIC:  
<https://www.rotaplastic.com/enchimento-tipo-grade>

Sampaio, F. S. (10 de Julho de 2013). TORRE DE RESFRIAMENTO: MODELAGEM, SIMULAÇÃO E TESTES EXPERIMENTAIS PARA APOIO AO ENSINO DE ENGENHARIA MECÂNICA. *CAPES*, p. 171.

Termoparts. (21 de Agosto de 2012). *Divisão de Torres de Resfriamento*. Fonte: Termoparts: <https://www.termoparts.com.br/>

**ANEXO A** – Tradução do Manual da Bench Top Cooling Tower H891

## SÍMBOLOS E UNIDADES

SÍMBOLO	NOME	UNIDADE
$C_p$	Capacidade de calor específico (dh/dt)	$\frac{J}{kg \cdot K}$
$h$	Entalpia específica	$\frac{J}{kg}$
$H$	Entalpia	$J$
$\dot{H}$	Varição de Entalpia	$W$
$KE$	Energia Cinética	$J$
$m$	Massa	$kg$
$\dot{m}$	Vazão mássica	$\frac{kg}{s}$
$M$	Massa molecular	$\frac{kg}{\text{massa molar}}$
$P$	Pressão	$\frac{N}{m^2}$
$P$	Potência	$W$
$q$	Transferência de calor por unidade de massa	$\frac{J}{kg}$
$\dot{Q}$	Varição da transferência de calor	$W$
$R$	Constante específica dos gases	$\frac{J}{kg \cdot K}$
$R_o$	Constante universal dos gases	$\frac{J \cdot K}{\text{massa molar}}$
$t$	Temperatura	$^{\circ}C$
$T$	Temperatura absoluta	$K$
$v$	Volume específico	$\frac{m^3}{kg}$
$y$	Intervalo de tempo	$s$
$x$	Orifício diferencial	$mm H_2O$
$\omega$	Umidade específica	$\frac{kg}{kg}$
$\Phi$	Umidade relativa	-
$\Delta$	Varição finita	-
$\Delta$	Varição finita	-

## SUFIKOS

- A - Entrada de ar (base da coluna)
- B - Saída de ar (topo da coluna)
- C - Entrada de água (topo da coluna)
- D - Saída de água (bacia)
- E - Água no tanque de reposição
- d - Bulbo seco
- w - Bulbo úmido
- s - Vapor d'água
- a - Ar (seco)
- t - Total
- f - Líquido saturado

## TEMPERATURAS

1. Temperatura de bulbo seco do ar (base da coluna - entrada)
2. Temperatura de bulbo úmido do ar (base da coluna - entrada)
3. Temperatura de bulbo seco do ar (topo da coluna - saída)
4. Temperatura de bulbo úmido do ar (topo da coluna - saída)
5. Temperatura d'água que entra
6. Temperatura d'água que sai
7. Temperatura d'água no tanque de reposição

## INFORMAÇÕES ÚTEIS

1 - *Constante de orifício:*

$$\dot{m}_a = 0,0137 \sqrt{\frac{x}{V_B}} = 0,0137 \sqrt{\frac{x}{(1 + \omega_B)VA_B}}$$

Onde:  $m_a$  = Vazão massica de ar seco (kg/s)

$x$  = Orifício diferencial (mm H<sub>2</sub>O)

$V_B$  = Volume específico da mistura ar-vapor (topo da coluna – saída) (m<sup>3</sup>/kg)

$VA_B$  = Volume específico de ar seco (topo da coluna – saída) (m<sup>3</sup>/kg)

$\omega_B$  = Umidade específica do ar (topo da coluna – saída) (kg/kg)

2 - *Energia Transferida para a água pela Bomba:* 0,1 kW

3 - *Capacidade de Água do Sistema:* 3,0 litros (excluindo o tanque de reposição)

4 - *Dimensões da Coluna:* 150 mm x 150 mm x 600 mm

5 – *Dados do recheio*

	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>
Número de decks	8	8	8
Número de placas por deck	7	10	18
Área da superfície total (m <sup>2</sup> )	0,83	1,19	2,16
Altura do recheio (m)	0,48	0,48	0,48
Densidade do recheio (1/m)	77	110	200

6 - *Constantes e Fatores de Conversão:*

Calor específico da água ( $C_{p_w}$ ): 4,18 kJ/kg.K

Calor específico do ar ( $C_{p_a}$ ): 1,005 kJ/kg.K

1 bar = 10<sup>5</sup> N/m<sup>2</sup> = 100 kN/m<sup>2</sup>

1 kW = 3412 BTU/h

Para o ar,  $R = 0,2871$  kJ/kg.K

Para o vapor (H<sub>2</sub>O),  $M = 18 \text{ kJ/ (massa molar).K}$

Constante universal dos gases ( $R_0$ ) =  $8,3143 \text{ kJ/ (massa molar).K}$

*7 - Observação:*

Os elementos de aquecimento são classificados como 240V (sujeitos a tolerância do fabricante). Para outras voltagens, a classificação nominal deve ser:  $(\text{voltagem local})^2/240$ .

## INTRODUÇÃO

O Hilton Bench Top Cooling Tower H890 foi especificamente projetado para dar aos estudantes uma apreciação da construção, design e características operacionais de um moderno Sistema de resfriamento Evaporativo. A unidade é também um excelente exemplo de um “sistema aberto” por onde escoam duas correntes de fluido (água e ar) e na qual há transferência de massa de uma corrente para outra.

A Bench Top Cooling Tower é completamente independente e inclui a carga simulada de aquecimento e a bomba de circulação. Possui a mesma configuração que uma torre de resfriamento de tiragem forçada de grandes proporções, possui as mesmas características, e estabiliza rapidamente,

Convincentes balanços de massa e energia são obtidos, e estudantes pode rapidamente investigar os efeitos de:

- Vazão de ar;
- Vazão de água;
- Temperatura de água;
- Carga de resfriamento;
- Densidade de empacotamento;

na performance de uma torre de resfriamento.

## DESCRIÇÃO

### Circuito d'água:

Água aquecida é bombeada do tanque de carga pela válvula de controle e pelo medidor de vazão d'água para a tampa da coluna. Após a temperatura ser verificada, a água é uniformemente distribuída acima do pacote superior e, conforme ela espalha pelas placas, um largo filme fino de água é exposto a corrente de ar. Durante sua descida pelos pacotes, a água é resfriada pela evaporação de uma pequena porção do fluxo total.

A água resfriada cai do pacote inferior na bacia, onde sua temperatura é novamente medida e então passa pelo tanque de carga onde ela será reaquecida antes de recircular o Sistema.

Devido a evaporação, o level d'água no tanque de carga tende a diminuir. Isso faz com que a válvula de agulha abra e transfira a água do tanque de reposição para o tanque de carga. Sobre condições estáveis, a taxa na qual a água sai do tanque de reposição é igual a taxa de evaporação mais quaisquer gotas d'água na exaustão de ar.

### Circuito de Ar:

Ar da atmosfera é admitido pelo ventilador numa taxa que é controlada pelo ajustador de admissão. O ventilador joga o ar pela câmara de distribuição e passa pelos sensores de bulbo seco e úmido antes de entrar na coluna de empacotamento. Conforme o ar passa pelos pacotes, seu teor de umidade aumenta e a água é resfriada. Na saída pelo pacote superior, o ar passa pelos coletores de gotículas no qual captura a maioria das gotículas e retorna elas para os pacotes. O ar é então dispensado para a atmosfera via o orifício de medição de ar, e depois passa pelos sensores de bulbo seco e úmido.

A vazão pela coluna pode ser observada através do revestimento transparente.

3 modos de empacotamento diferentes, cada um com seu revestimento, está disponível. Eles podem ser trocados rapidamente e nenhuma ferramenta é necessária.

Uma quarta coluna vazia está disponível para uso, onde os estudantes deverão investigar um pacote feito localmente.

### Instalação Adicional:

A torre de resfriamento de bancada pode ser usada para demonstrar a prática industrial na qual uma torre de resfriamento é usada para resfriar a água de um processo.

Para isso, uma pequena bomba é instalada para circular a água resfriada do ponto de drenagem do tanque de carga, através do processo que requer resfriamento e, em seguida, de volta ao distribuidor de água no topo da torre de resfriamento.

A unidade de laboratório de refrigeração Hilton R712 é adequada para conexão dessa maneira.

Consulte a página 42, Uso da torre de resfriamento de bancada H891 em conjunto com outros equipamentos Hilton.

## ESPECIFICAÇÃO

### Unidade Base:

Todos os componentes são montados em uma robusta base de fibra de vidro com painel de instrumentos integral. Os componentes incluem:

- (i) Câmara de distribuição de ar.
- (ii) Um tanque com aquecedores para simular cargas de resfriamento de 0,5; 1,0 e 1,5kW.
- (iii) Um tanque de reposição com marca de medidor e válvula de controle operada por boia.
- (iv) Um ventilador centrífugo com amortecedor de admissão para dar 0,06kg/s (max.) de fluxo de ar.
- (v) Uma bomba de rotor seco de bronze e aço inoxidável.
- (vi) Uma bacia coletora de água.
- (vii) Um painel de controle elétrico.

### Coluna de recheios:

Estão disponíveis quatro colunas empacotadas (A, B, C e D), cada uma com 150 mm x 150 mm x 600 mm de altura e fabricadas em P.V.C. transparente. As colunas A, B e C possuem tomadas de pressão e cada uma contém oito decks de placas plásticas laminadas inclinadas, molháveis, retidas por calhas de distribuição de água.

A coluna A tem 7 placas por deck (dando 77 m<sup>2</sup> por m<sup>3</sup>)

A coluna B tem 10 placas por deck (dando 110 m<sup>2</sup> por m<sup>3</sup>)

A coluna C tem 18 placas por deck (dando 200 m<sup>2</sup> por m<sup>3</sup>)

A coluna D não tem pacote.

### Tampa da Coluna:

Isso se encaixa no topo da coluna escolhida e inclui:

- (i) Um orifício afiado com diâmetro de 80 mm e tomada de pressão.
- (ii) Um para-gotas.
- (iii) Um distribuidor de água.

## INSTRUMENTAÇÃO

### Indicador de temperatura:

indicador de temperatura digital de 6 pontos com sensores de termopar tipo K para medir as temperaturas da água terminal e as temperaturas do ar de bulbo úmido e seco.

### Manômetro de tubo inclinado:

0 a 40mm H<sub>2</sub>O, para medir a pressão diferencial do orifício ou a resistência do empacotamento.

### Medidor de vazão de área variável:

0 a 50gm/s; com válvula de controle, para vazão de água para os pacotes.

### Dimensões:

Peso = 24kg

Altura = 725 mm

Largura = 710 mm

Profundidade = 240 mm

### Segurança:

- (i) Termostato no tanque de carga.
- (ii) Todos os aquecedores equipados com disjuntores térmicos.
- (iii) Ventilador com proteção de malha.
- (iv) Todos os circuitos elétricos protegidos por disjuntores.
- (v) Disjuntor instalado.

### Programas:

Manual de instruções detalhado

Carta psicrométrica grande revestida de plástico.

Peças sobressalentes:

Suficiente para pelo menos dois anos de uso normal.

## PRECAUÇÕES E CUIDADOS

1 - Sempre que possível, deve-se usar água destilada ou desmineralizada para encher e reabastecer esta unidade. (Isto é, para eliminar problemas com escamas e manchas inestéticas resultantes de impurezas da água.)

2 - A temperatura da água e da corrente de ar não deve ultrapassar 50°C.

3 - O tanque de reposição deve ser sempre reabastecido antes que a profundidade da água caia abaixo de 50 mm.

4 - O tanque de reposição deve poder cair para cerca de 50 mm sempre que a unidade estiver inoperante por mais de duas horas. (Isso é para garantir que qualquer vazamento além da válvula de bóia não resulte em um transbordamento do tanque de carga.)

5 - O sistema deve ser completamente drenado e reabastecido com água fresca:

(i) Após aproximadamente 20 horas de operação (mais frequentemente em condições de poeira).

(ii) Quando a unidade estiver inoperante por vários dias. Isso é para evitar o crescimento de algas e a formação de lodo.

6 - A bomba não deve ser ligada a menos que o sistema esteja cheio de água. (Consulte "Preparação 3 a 7" na página 8 para o método de escorva da bomba.)

7 - Os dois reservatórios de bulbo úmido devem ser preenchidos com água destilada.

8 - Se o nível da água no tanque de carga cair abaixo da posição da seta, desligue os aquecedores e investigue a causa.

## **DISPOSITIVOS DE PROTEÇÃO**

### Nível de água:

Um visor instalado no tanque de carga indica o nível de água dentro do tanque. Durante a operação, este nível não deve cair abaixo do nível mínimo de água indicado.

### Temperatura da água:

A temperatura da água não deve ultrapassar os 50°C e está instalado um termostato no depósito de carga para desligar os aquecedores caso esta temperatura seja ultrapassada. Os indicadores de néon do interruptor do aquecedor não acenderão quando o termostato estiver funcionando.

### Elementos de aquecimento:

Todos os elementos de aquecimento são fornecidos com dispositivos de proteção térmica redefinidos automaticamente que funcionarão no caso improvável de superaquecimento do elemento.

## INSTALAÇÃO E MONTAGEM

1 - Desembale a torre de resfriamento e examine-a quanto a danos durante o transporte. Se algum dano for observado, notifique imediatamente as seguradoras.

2 - Verifique se a alimentação elétrica local (ou, se utilizada, a saída do transformador) está de acordo com a etiqueta na lateral do painel elétrico.

3 - Coloque a unidade base sobre uma mesa forte perto de uma fonte de alimentação adequada e onde haja boa circulação de ar.

4 - Coloque o tubo de plástico transparente de diâmetro de 75 mm no soquete cinza na parte superior do tanque de carga e empurre-o totalmente para dentro.

Notas: (i) O tubo e o o-ring devem ser umedecidos para reduzir o atrito.

(ii) a marca do medidor deve estar na parte frontal superior do tubo.

5 - Assegure-se de que os "protetores contra respingos" de nylon tricotado estejam posicionados uniformemente na bacia. (a bacia é acessível através do orifício quadrado na parte superior da unidade base.)

6 - Encaixe a coluna empacotada escolhida nos pinos aparafusados na unidade base e aperte levemente as quatro porcas serrilhadas.

(Nota: as tomadas de pressão estão na face frontal da coluna.)

7 - Coloque a tampa da coluna nos quatro pinos aparafusados na parte superior da coluna e aperte levemente as porcas serrilhadas.

(Nota: Quando vista de frente, a conexão de água está à direita da tampa. Certifique-se de que os três tubos de distribuição de água estejam alinhados com as três calhas na parte superior da coluna.)

8 - Conecte o tubo plástico de abastecimento de água da unidade base à união do lado direito da tampa, tomando cuidado para não danificar os termopares na luva presa ao tubo.

9 - Encaixe o sensor termopar "haste" na união na parte superior das conexões de água na tampa. Encaixe os dois sensores de saída de temperatura do ar de plástico transparente nos cliques na tampa da coluna para que as extremidades do sensor fiquem no fluxo de ar. O pavio do sensor de bulbo úmido deve ser colocado no reservatório de água formado na tampa da coluna. Encha o reservatório com água destilada.

10 - Encha o reservatório do sensor de temperatura de bulbo úmido de entrada de ar com água e, em seguida, encaixe os sensores de bulbo úmido e seco nos orifícios formados na parte superior da câmara de distribuição de ar.

11 - Conecte o orifício da tampa na conexão esquerda do manômetro.

12 - Unidades 220/240V

Conecte o cabo elétrico de três condutores fornecido à fonte de alimentação local através de uma conexão com fusível adequada (para uma carga de 2kW).

Fio Marrom = Fase

Fio Azul = neutro

Fio Verde/Amarelo = Terra

Unidades 110/120V (nominais):

O transformador fornecido é adequado para tensões de entrada entre 110 e 130 volts (110 a 130 V em etapas de 5 volts).

Antes da conexão ao transformador, a tensão de alimentação média local deve ser medida. Quando isso for determinado, a entrada ativa da fonte deve ser conectada ao terminal com a etiqueta de tensão mais próxima. O Neutro da alimentação é conectado ao terminal OV e o Terra ou Terra da alimentação conectada ao terminal identificado como 'E'.

O cabo de alimentação, o prensa-cabo e a saída com fusível e comutada devem ser adequados para fornecer 30 A e estar em um padrão correspondente aos regulamentos locais.

A tomada 220/240V do transformador deve ser ligada à ficha do cabo de alimentação que sai da parte traseira do aparelho.

O padrão de cores dos fios permanece o mesmo.

O transformador deve ser colocado em uma posição protegida perto da unidade e da fonte de alimentação, mas onde o ar possa circular livremente.

## PREPARAÇÃO PARA USO

1 - Certifique-se de que a torneira de drenagem na parte traseira do tanque de carga esteja fechada, que todos os interruptores estejam desligados e que a válvula de controle de água (na parte inferior do medidor de vazão de água) esteja totalmente aberta.

2 - Verifique se a unidade está nivelada.

3 - Retire a coluna (com a tampa in situ), em seguida, despeje cuidadosamente 3,0 litros de água através da abertura quadrada na bacia.

4 - Recoloque a coluna e aperte levemente as porcas serrilhadas.

5 - Ligue a rede para que a bomba de circulação funcione. Se o fluxo de água for inferior a 40 g/s, ou se a bomba estiver barulhenta, desligue. É provável que haja ar na bomba.

Para limpar, levante a extremidade esquerda da unidade em cerca de 500 mm por cerca de 30 segundos. Repita até que um fluxo satisfatório seja alcançado.

(Nota: A bomba não deve funcionar por um longo período até que o ar seja eliminado.)

6 - A molhagem da calha de distribuição pode ser agilizada retirando a tampa, umedecendo as laterais com o auxílio de uma escova de dentes.

7 - Despeje água no tanque de reposição até a marca do medidor.

9 - Remova os bujões do manômetro e verifique o nível do fluido. Usando o tubo plástico fornecido, conecte o ponto de tomada de pressão do orifício na tampa à conexão esquerda do manômetro.

10 - Abra totalmente o obturador de entrada do ventilador e verifique se o manômetro está funcionando corretamente. (A pressão diferencial deve ser de cerca de 16 mm H<sub>2</sub>O.)

11 - Deixe a unidade funcionar por alguns minutos para que a válvula de boia ajuste o nível no tanque de carga. Abasteça o tanque de reposição conforme necessário.

12 - Verifique os níveis nos reservatórios do termômetro de bulbo úmido.

A unidade está agora pronta para uso e pode ser ajustada nas condições desejadas.

Observação:

Quando a vazão de água é reduzida, haverá uma redução na quantidade de água retida pelos pacotes e o nível no tanque de carga aumentará de acordo, fechando a válvula de boia.

Embora a evaporação acabe por restaurar o nível correto no tanque de carga, o processo pode ser acelerado drenando a água do dreno do tanque de carga até que o nível no tanque de reposição caia.

**DESLIGANDO**

1 - Reduza o nível no tanque de reposição para cerca de 50 mm funcionando normalmente.

2 - Desligue ambos os aquecedores.

3 - Após cerca de dois minutos, desligue todas as fontes de alimentação.

4 - Se a unidade for ficar inativa por vários dias, ela deve ser completamente drenada.

## **CUIDADO E MANUTENÇÃO**

### Lodo no Tanque de Carga:

Em condições de poeira, uma certa quantidade de lodo pode se acumular na bacia e no tanque de carga.

Se isso não puder ser removido enchendo e drenando duas ou três vezes, a coluna e a tampa do tanque de carga devem ser removidas. O lodo pode então ser solto com uma pequena escova e lavado.

**CUIDADO:** Quando o tanque de reposição é removido, deve-se tomar cuidado para evitar danos à bóia e à válvula de agulha e, quando o tanque for substituído, os parafusos devem ser apertados apenas levemente.

### Filtro da bomba:

Se após a purga do ar da bomba (Ver página 8) o caudal de água for inferior a 40 gm/s, é provável que o filtro de aspiração esteja obstruído.

Para limpar o filtro da bomba:

- (i) Remova a tampa do tanque de reposição tomando cuidado para não danificar a válvula de flutuação.
- (ii) Usando uma escova de dentes e água fresca, limpe o filtro.
- (iii) Drenar a água do sistema e reabastecer com água limpa.
- (iv) Substitua o tanque de compensação e aperte levemente os parafusos.

Em circunstâncias extremas, pode ser necessário soltar a porca sextavada que prende o filtro e remover o filtro para limpeza. Observe que a porca deve ser levemente apertada.

### Colunas e Pacotes:

Para protegê-los contra poeira e danos quando não estiverem em uso, eles devem ser guardados em um armário ou nas caixas fornecidas.

### Externo:

Se as superfícies externas precisarem de limpeza, deve-se usar apenas um detergente neutro e água. A superfície do P.V.C. é relativamente macio e será danificado por materiais de limpeza abrasivos.

Certifique-se de que nenhum detergente entra no sistema de circulação de água, pois pode ser extremamente difícil de remover.

## TEORIA

### TERMOS DA TORRE DE RESFRIAMENTO

#### Faixa de resfriamento:

A diferença entre a temperatura da água na entrada e na saída da torre.

#### Carga de resfriamento:

A taxa na qual o calor é removido da água. Isso pode ser expresso em kW, Btu/h ou kCal/h.

#### Reposição:

A quantidade de água doce que deve ser fornecida ao circuito de água para compensar as perdas devido à evaporação e outras causas.

#### Deriva ou Transborda:

Gotas de água que são arrastadas pela corrente de ar que sai da torre.

#### Empacotamento ou preenchimento:

O material sobre o qual a água flui ao cair pela torre, de modo que uma grande área de superfície seja apresentada ao ar  
fluxo.

#### Aproximação ao Bulbo Úmido:

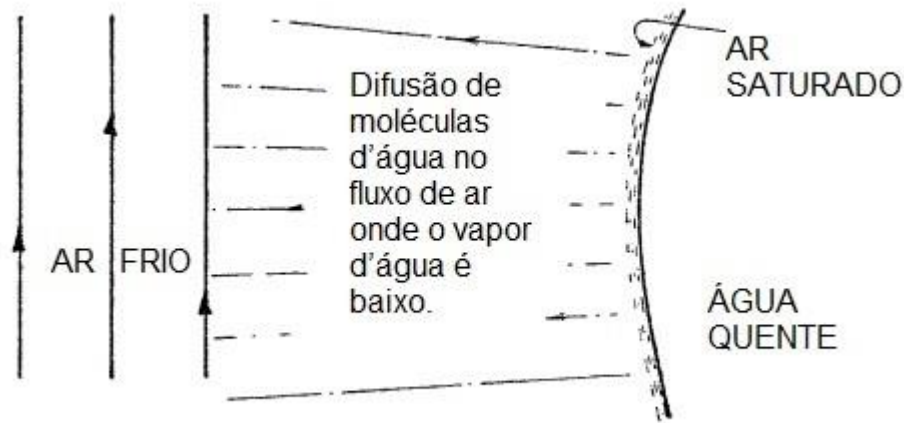
A diferença entre a temperatura da água que sai da torre e a temperatura de bulbo úmido do ar que entra.

#### Drenar:

Água deliberadamente removida do sistema de água para evitar a concentração excessiva de sólidos dissolvidos devido à evaporação e lodo devido às impurezas da atmosfera.

## PRINCÍPIOS BÁSICOS

Considere a superfície de uma gota ou filme de água quente em contato com uma corrente de ar.



Supondo que a água esteja mais quente que o ar, ela será resfriada:

- (i) Por radiação - Este efeito é provavelmente muito pequeno em condições normais e pode ser desprezado.
- (ii) Por condução e convecção - Isso dependerá da diferença de temperatura, da área da superfície, da velocidade do ar, etc.
- (iii) Por evaporação - Este é de longe o efeito mais importante. O resfriamento ocorre à medida que as moléculas de H<sub>2</sub>O se difundem da superfície para o ar circundante. Essas moléculas são então substituídas por outras do líquido (evaporação) e a energia necessária para isso é retirada do líquido restante.

## EVAPORAÇÃO DE UMA SUPERFÍCIE MOLHADA

A taxa de evaporação de uma superfície úmida para o ar circundante é determinada pela diferença entre a pressão de vapor na superfície do líquido, ou seja, a pressão de saturação correspondente à temperatura da superfície e a pressão de vapor no ar circundante. Este último é determinado pela pressão total do ar e sua umidade absoluta.

Em um espaço fechado, a evaporação pode continuar até que as duas pressões de vapor sejam iguais, ou seja, até que o ar esteja saturado e na mesma temperatura da superfície. No entanto, se o ar insaturado for constantemente circulado, a superfície úmida atingirá uma temperatura de equilíbrio na qual o efeito de resfriamento devido

à evaporação é igual à transferência de calor para o líquido por condução e convecção do ar, que nessas condições, estar em uma temperatura mais alta.

A temperatura de equilíbrio atingida pela superfície em condições adiabáticas, isto é, na ausência de ganhos ou perdas de calor externo, é a "temperatura de bulbo úmido", bem conhecida em relação à higrometria.

Em uma torre de resfriamento de tamanho infinito e com fluxo de ar adequado, a água que sai estará na temperatura de bulbo úmido do ar de entrada.

Por esta razão, a diferença entre a temperatura da água que sai de uma torre de resfriamento e a temperatura de bulbo úmido local é uma indicação da eficácia da torre de resfriamento.

A "Abordagem ao Bulbo Úmido" é um dos parâmetros importantes no teste, especificação, projeto e seleção de torres de resfriamento.

As condições dentro de um pacote de torre de resfriamento são complexas devido à mudança da temperatura do ar, umidade e temperatura da água à medida que os dois fluidos passam pela torre - geralmente em contracorrente.

## DESEMPENHO DA TORRE DE RESFRIAMENTO

Os seguintes fatores afetam o desempenho de uma torre de resfriamento:

- (i) A taxa de fluxo de ar
- (ii) A taxa de fluxo de água
- (iii) A temperatura da água
- (iv) A temperatura e umidade do ar na entrada (particularmente a temperatura de bulbo úmido)
- (v) O tipo de empacotamento utilizado
- (vi) A área e o volume da embalagem

A torre de resfriamento de bancada permite variar esses fatores para que se obtenha uma apreciação global das características da torre de resfriamento.

## PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS

### ÁGUA

A entalpia específica da água saturada é assumida como zero no ponto triplo (0,01°C e 0,00611 bar (611 N/m<sup>2</sup>), que é tomado como dado.

As tabelas termodinâmicas fornecem a entalpia específica da água saturada ( $h_f$ ) em uma faixa de temperaturas acima da condição de referência, por exemplo. das tabelas (Ref.7, Página 47) a 20°C, o valor de  $h_f$  é 83,9 kJ/kg, a pressão de saturação é 0,02337 bar (2,337 kN/m<sup>2</sup>) e o volume específico é 0,001 m<sup>3</sup>/kg.

A água na torre de resfriamento de bancada está à pressão atmosférica, geralmente cerca de 1,013 bar (101,3 kN/m<sup>2</sup>), e se a água estiver a 20°C, deve ser "líquido comprimido", pois sua pressão está acima da pressão de saturação.

A entalpia específica do líquido comprimido é dada por  $h = h_f + v_f(p - P_{sat})$  de modo que a água a 20°C e 101,3 kN/m<sup>2</sup> tem uma entalpia específica de:

$$h = 83,9 \times 10^3 + 0,001 (101300 - 2337) \text{ J/kg}$$

$$h = 83,9 \times 10^3 + 99 \text{ J/kg}$$

$$h \approx 84 \text{ kJ/kg}$$

Ver-se-á que nas condições prováveis de serem encontradas em uma torre de resfriamento,  $h \approx h_f$  na temperatura dada, ou seja, a correção da pressão é insignificante.

### Capacidade Calorífica Específica ( $C_p$ ):

Se a água for resfriada de, digamos, 50°C a 20°C à pressão atmosférica, sua entalpia específica cairá de 209,3 para 83,9 kJ/kg, ou seja, uma diminuição de 125,4 kJ/kg.

Esta é uma mudança média  $\Delta h/\Delta t$  de  $125,4/30 = 4,18 \text{ kJ/kg.K}$

A taxa de variação da entalpia em relação à temperatura, (ou seja,  $dh/dt$ ) recebe o símbolo  $C_p$  (frequentemente chamada de calor específico a pressão constante).

Na faixa de temperaturas provável de ser usada na Torre de Resfriamento de Bancada, podemos, portanto, usar para água:

$$\Delta h = C_p \Delta t; \text{ e } h = C_p t; \text{ sendo } C_p = 4,18 \text{ kJ/kg.}$$

## LEIS DE DALTON E GIBBS

O ar é uma mistura de "ar seco" (oxigênio, nitrogênio e outros gases) e vapor de água.

O comportamento de tal mistura é estabelecido nas leis de Dalton e Gibbs, das quais se pode deduzir o seguinte:

(i) A pressão total do ar é igual à soma das pressões que o "ar seco" e o vapor d'água exerceriam individualmente se ocupassem o volume da mistura à temperatura da mistura.

(ii) O ar seco e o vapor d'água, respectivamente, obedecem às suas relações normais de propriedade em suas pressões parciais.

(iii) A entalpia da mistura pode ser encontrada somando-se as entalpias que o ar seco e o vapor de água teriam como único ocupante do espaço ocupado pela mistura e à mesma temperatura.

O teor de "vapor de água", "vapor" ou "umidade" do ar é denotado por sua "UMIDADE".

"Umidade Absoluta ou Específica" ( $\omega$ ) é a razão:

$$\frac{\text{Massa de Vapor d'água}}{\text{Massa de Ar seco}}$$

"Umidade Relativa" ( $\phi$ ) é a razão:

$$\frac{\text{Pressão Parcial do Vapor d'água no ar}}{\text{Pressão de Saturação do Vapor d'água na mesma temperatura}}$$

"Saturação Percentual" é a razão:

$$\frac{\text{Massa de Vapor d'água em um dado volume de Ar}}{\text{Massa de Vapor d'água saturado no mesmo volume e na mesma temperatura}}$$

Pode-se mostrar que nas condições dentro de uma torre de resfriamento, ou seja, em altas umidades, há muita pouca diferença entre a "Umidade Relativa" e a "Percentual de Saturação" e por conveniência, elas serão consideradas iguais a seguir.

## HIGRÔMETROS

São instrumentos para medir o teor de H<sub>2</sub>O da atmosfera.

Muitos tipos diferentes de higrômetros estão disponíveis, mas a Bench Top Cooling Tower usa o bem conhecido tipo de bulbo "úmido" e "seco" para o qual uma grande quantidade de dados está disponível.

Neste higrômetro, o bulbo do termômetro de bulbo úmido é envolvido por uma luva de tecido umedecido com água. A evaporação desta luva faz com que a temperatura

indicada pelo termômetro de bulbo úmido seja menor do que a indicada pelo termômetro de bulbo "seco". (Ver página 11)

A observação dessas temperaturas em conjunto com tabelas ou gráficos publicados permite determinar a umidade e outras propriedades do ar.

Alternativamente, a pressão do vapor de água na atmosfera pode ser obtida por substituição na equação (devido originalmente a Regnault, August e Apjohn),

$$P_s = P_{sat_w} - 6,666 \times 10^{-4} \cdot P_t(t_D - t_W)$$

Onde:

$P_s$  é a pressão do vapor de água no ar/(mbar)

$P_{sat_w}$  é a pressão de saturação do vapor de água na temperatura do bulbo úmido/(mbar)

$P_t$  é a pressão total do ar (normalmente pressão atmosférica) /(mbar)

$t_D$  é a temperatura do bulbo seco/°C

$t_W$  é a temperatura (fundo) do bulbo úmido/°C

## EFEITO DA VELOCIDADE DO AR NA TEMPERATURA DE BULBO ÚMIDO INDICADA

A "temperatura de bulbo úmido mínima utilizada pelas cartas e tabelas psicrométricas é aquela indicada por um sensor de bulbo úmido colocado em uma corrente de ar com velocidade igual ou superior a 3,5 m/s.

Em altas umidades relativas, há pouco erro se o sensor for colocado em um córrego de menor velocidade, mas em baixas umidades relativas podem ocorrer um erro apreciável.

Na saída da Bench Top Cooling Tower os sensores são colocados em ar com umidade relativa muito alta e onde a velocidade do ar é alta. A temperatura de bulbo úmido indicada será, portanto, precisa.

O sensor de bulbo úmido na câmara de ar está em uma região onde a velocidade é menor e onde a umidade relativa é bem menor. Portanto, é aconselhável confirmar a leitura do bulbo úmido da seguinte forma:

(i) Solte o tampão que prende o sensor de bulbo úmido na parte superior da câmara de ar.

(ii) Puxe o sensor para cima até que o ar escape entre o soquete e a luva. A velocidade do ar sobre a manga será agora de cerca de 10 m/s e a temperatura "funda" será rapidamente indicada pelo sensor.

(iii) Compare a leitura do "funda" com a indicada anteriormente - qualquer discrepância pode ser permitida em observações subsequentes nas mesmas condições.

A aplicação das Leis e relacionamentos anteriores e a avaliação de propriedades são melhores ilustradas por um exemplo trabalhado como segue.

## EXEMPLO FEITO

### Propriedades do Ar:

Determine a entalpia específica (relativa a 0,01°C), volume específico e o teor de "umidade" do ar a uma pressão total de 1,013 bar (101,3 kN/m<sup>2</sup>) e com temperaturas de bulbo seco e úmido (eslinga) de 20°C e 14°C respectivamente.

Das Tabelas Termodinâmicas,  $P_{sat_w} = 15,97$  mbar.

Usando a Expressão de Regnault/August/Apjohn:

$$P_s = 15,97 - 6,666 \times 10^{-4} \cdot 1013(20 - 14)$$

$$P_s = 11,92$$

A pressão de saturação a 20°C é de 23,37 mbar.

Assim, a Umidade Relativa =  $11,92/23,37 = 51\%$

Do anterior ou das tabelas (Ref. 6, página 47) vemos que a umidade relativa é de 51% e que a pressão do vapor é de 1,92mbar.

Das Tabelas Termodinâmicas (Ref. 3, Página 47) a temperatura de saturação do vapor de água a 11,92 mbar é aproximadamente 9,5°C. O vapor de água é, portanto, superaquecido. Sua entalpia pode ser obtida a partir de tabelas ou gráficos, se disponíveis, ou calculada a partir de:

$$h = h_g + C_{p_{vapor}} \cdot \text{graus de super aquecimento}$$

$$h = 2517,4 + 1,9(20 - 9,5) = 2537 \frac{kJ}{kg}$$

O volume específico de vapor de água nesta condição pode ser encontrado em tabelas ou gráficos, se disponíveis, ou pode ser calculado com precisão suficiente a partir da equação do gás:

$$v = \frac{RT}{P}; \text{ onde } R = \frac{R_0}{M}$$

$$v = \frac{R_0 T}{MT}$$

$$v = \frac{8,3143 \times 10^3 \times 293 \text{ m}^3}{18 \times 0,01192 \times 10^5 \text{ kg}}$$

$$v = 113,52 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Assim, um volume de 113,52 m<sup>3</sup> de ar conterá 1 kg de vapor d'água com entalpia de 2537 kJ/kg.

A massa de "ar seco" no mesmo volume também pode ser encontrada a partir da equação do gás, desde que a pressão do ar seja conhecida.

Da Lei de Dalton:

$$P_t = P_a + P_s$$

$$P_a = P_t - P_s = 1,013 - 0,01192 = 1,001 \text{ bar}$$

$$\dot{m} = \frac{P_a \cdot V}{R_a \cdot T} = \frac{1,001 \times 10^5 \times 113,52}{287,1 \times 293} = 135 \text{ kg}$$

A entalpia disso (em relação a 0,01°C) é dada por:

$$H = m \cdot C_p(t - 0,01) = 135 \times 1,005(20 - 0,01) \text{ kJ}$$

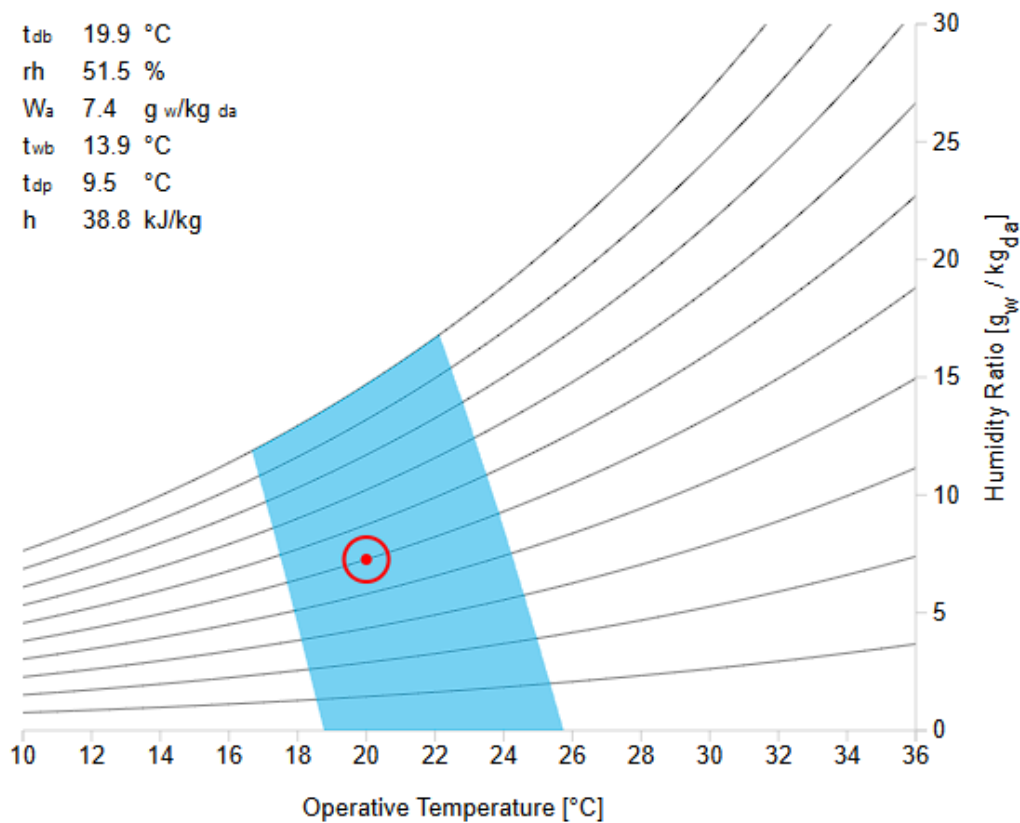
$$H = 2714 \text{ kJ}$$

Assim, 113,52 m<sup>3</sup> de "ar" conterá:

1 kg de vapor de água com uma entalpia de 2537 kJ

+ 135 kg de "ar seco" com uma entalpia de 2714 kJ

= 136 kg de ar com uma entalpia de 5251 kJ (Lei de Gibbs).



A entalpia específica dessa mistura é  $5251/136 = 38,6$  kJ/kg

Às vezes é conveniente expressar a entalpia da mistura de ar seco/vapor d'água (relativo a 0,01° C) por quilo de ar seco.

Neste caso,

$$h = \frac{5251}{135} = 38,9 \frac{kJ}{kg \text{ de ar seco}}$$

O volume específico dessa mistura vem de:

$$v = \frac{V}{M} = \frac{113,52}{136} \frac{m^3}{kg}$$

$$v = 0,835 \frac{m^3}{kg}$$

De novo, as vezes é útil citar o volume do ar seco

$$v = \frac{113,52}{135} \frac{m^3}{kg \text{ de ar seco}}$$

$$v = 0,841 \frac{m^3}{kg \text{ de ar seco}}$$

A razão Massa de Vapor d'água por Massa de Ar Seco, é chamado umidade específica ( $\omega$ ):

$$\omega = \frac{1}{135} = 0,00740 \frac{kg}{kg}$$

## **CARTA PSICROMÉTRICA**

O precedente é bastante tedioso e geralmente é muito mais conveniente usar uma carta psicrométrica (Página 15) para a pressão atmosférica apropriada.

Usando as informações fornecidas na página 14, ou seja, bulbo seco 20°C, bulbo úmido 14°C, pressão total 101,36 kN/m<sup>2</sup>, a entalpia específica, o volume específico e a umidade específica podem ser facilmente obtidas como mostrado (Estes números devem ser comparados com os encontrados nas páginas 14 e 16).

## VOLUME ESPECÍFICO DE AR - EFEITO NA CALIBRAÇÃO DO ORIFÍCIO

Os valores de volume específico dados em um gráfico psicrométrico são para 1 kg de ar SECO na pressão total indicada.

No entanto, associados a 1kg de ar seco estão  $\omega$  kg de vapor de água, dando uma massa total de  $1 + \omega$  kg.

O volume específico da mistura de ar e vapor é, portanto,  $\frac{v_a}{1+\omega}$ .

A vazão mássica de ar através do orifício é dada por:

$$\dot{m} = 0,0137 \sqrt{\frac{x}{v_B}}, \text{ onde } v_B \text{ é o verdadeiro volume específico.}$$

$$\dot{m} = 0,0137 \sqrt{\frac{x(1 + \omega_B)}{v_{aB}}}$$

A vazão mássica de ar seco:

$$\dot{m}_a = \frac{1}{1 + \omega} \times \text{vazão mássica d mistura ar - vapor}$$

$$\dot{m}_a = \frac{1}{1 + \omega} \times 0,0137 \sqrt{\frac{x(1 + \omega_B)}{v_{aB}}}$$

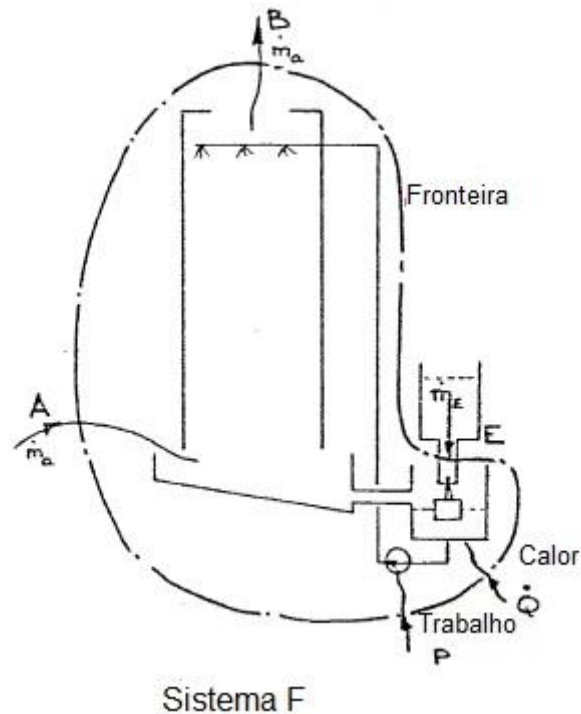
$$\dot{m}_a = 0,0137 \sqrt{\frac{x}{v_{aB}(1 + \omega_B)}}$$

No entanto, nas condições prováveis de serem encontradas, é improvável que  $\omega_b$  exceda 0,025 e o erro envolvido se  $\omega_b$  for negligenciado é muito pequeno.

Observação: Está disponível uma gama de cartas psicrométricas para diferentes pressões atmosféricas (Ref. 7, Página 47). No entanto, os erros no uso da carta padrão (1,013 bar) provavelmente serão pequenos em relação à variação das pressões atmosféricas normalmente experimentadas em altitudes de até 500 m acima do nível do mar.

## APLICAÇÃO DE EQUAÇÃO DE ENERGIA DE FLUXO ESTÁVEL

Antes que a equação possa ser aplicada, o sistema deve ser definido.



Para o Sistema F, indicado pela linha de traço-ponto:

- O calor é transferido no tanque de carga, ou seja, a carga do processo e, possivelmente, uma pequena quantidade para o ambiente.
- O trabalho é transferido na bomba.
- O ar de baixa umidade entra em A.
- O ar de alta umidade sai em B.
- A Reposição (igual ao aumento de umidade na corrente de ar) entra em E.

Da equação de fluxo constante,  $\dot{Q} - P = \dot{H}_{sai} - \dot{H}_{ent}$

$$\dot{Q} - P = (\dot{m}_a h_{da} + \dot{m}_s h_s)_B - (\dot{m}_a h_{da} + \dot{m}_s h_s)_A - \dot{m}_E h_E$$

Obs.: A potência da bomba P é -ve, pois é uma entrada de trabalho.

As entalpias específicas do ar, vapor d'água e água podem ser avaliadas conforme descrito anteriormente (Páginas 13 a 16), embora isso seja tedioso.

No entanto, se a entalpia do ar inclui a entalpia do vapor associado a ele, e esta quantidade é expressa por unidade de massa de ar seco, (ver página 14), a equação pode ser escrita:

$$\dot{Q} - P = \dot{m}_a(h_B - h_A) - \dot{m}_E h_E$$

N.B. (a) A vazão mássica de ar seco ( $\dot{m}_a$ ) através de uma torre de resfriamento é uma constante, enquanto a vazão mássica de ar úmido aumenta devido à evaporação de parte da água.

(b) O termo  $\dot{m}_E h_E$  geralmente é pequeno em comparação com os outros termos e muitas vezes é negligenciado.

## BALANÇO DE MASSA

Por conservação de massa, em condições de regime permanente, a vazão mássica de ar SECO e de H<sub>2</sub>O (como líquido ou vapor) deve ser a mesma na entrada e na saída de qualquer sistema.

Portanto:

$$(\dot{m}_a)_A = (\dot{m}_a)_B$$

$$(\dot{m}_s)_A + \dot{m}_E = (\dot{m}_s)_B$$

$$\dot{m}_E = (\dot{m}_s)_B - (\dot{m}_s)_A$$

A razão de vapor para ar ( $\omega$ ) é conhecida para os pontos de estado inicial e final nas cartas psicrométricas.

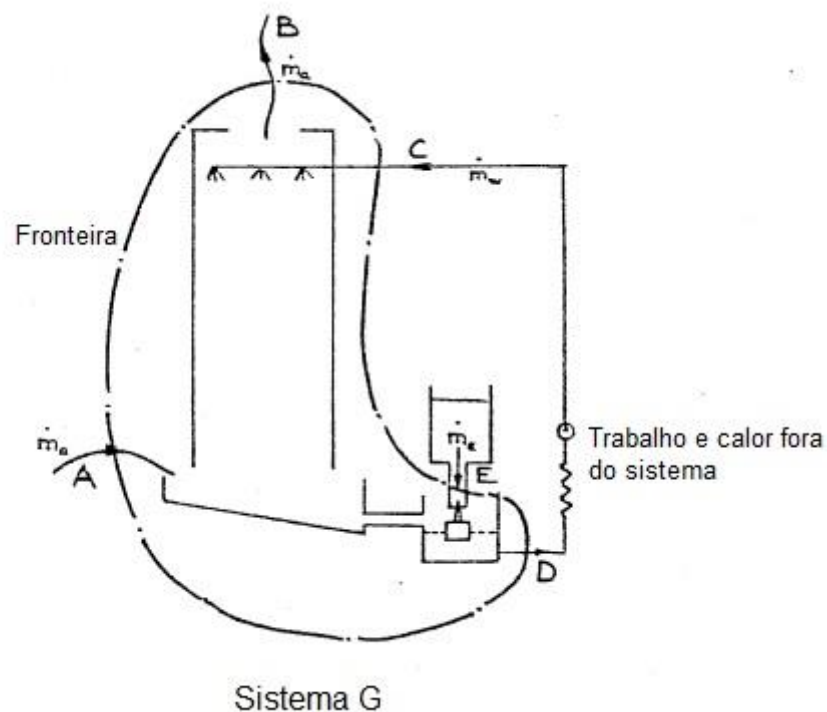
Portanto:

$$(\dot{m}_s)_B = \dot{m}_a \omega_B$$

$$(\dot{m}_s)_A = \dot{m}_a \omega_A$$

$$\dot{m}_E = \dot{m}_a (\omega_B - \omega_A)$$

O sistema pode ser redefinido assim:



Neste caso, o calor do processo e o trabalho da bomba não cruzam a fronteira do sistema, mas agora temos água quente entrando no sistema em C e água fria saindo em D.

Aplicando a Equação de Energia de Fluxo Estável,  $\dot{Q} - P = \dot{H}_{saí} - \dot{H}_{ent}$

$P = 0$ ;  $\dot{Q}$  pode ter um valor pequeno devido à transferência de calor entre a unidade e seus arredores

$$\dot{Q} = \dot{m}_a h_B + \dot{m}_w h_D - (\dot{m}_a h_A + \dot{m}_w h_C + \dot{m}_E h_E)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_B - h_A) + \dot{m}_w (h_D - h_C) - \dot{m}_E h_E$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_B - h_A) + \dot{m}_w c_p (t_D - t_C) - \dot{m}_E h_E$$

Como dito anteriormente, o termo  $\dot{m}_E h_E$  geralmente é pequeno em comparação com os outros termos.

## SUMÁRIO DAS EXPERIÊNCIAS COM A TORRE DE REFRIGERAÇÃO

1 - Observação dos processos dentro de uma torre de resfriamento de tiragem forçada.

2 - Determinação de todas as propriedades de "estado final" do ar e H<sub>2</sub>O a partir de tabelas ou gráficos, e a aplicação da equação de fluxo permanente a sistemas selecionados para elaborar balanços de energia e massa.

3 - Investigação do efeito da carga de refrigeração na "Aproximação ao Bulbo Úmido".

4 - Investigação do efeito da velocidade do ar sobre:

(i) "Aproximação ao Bulbo Úmido";

(ii) A queda de pressão através da embalagem.

5 - Investigação do efeito da carga na faixa de resfriamento.

6 - Investigação do efeito da densidade de empacotamento no desempenho de uma torre de resfriamento.

7 - Investigação de pacotes projetadas e fabricadas localmente.

## 1 OBSERVAÇÃO DOS PROCESSOS DENTRO DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO DE TIRAGEM FORÇADA

A torre de resfriamento de bancada se comporta de maneira semelhante e possui componentes semelhantes a uma torre de resfriamento de tamanho normal e pode ser usada para apresentar aos alunos suas características e construção.

A torre de resfriamento de bancada deve ser configurada para operar com fluxos moderados de ar e água e com carga de resfriamento de 1,0 ou 1,5 kW (consulte "Preparação para uso", página 7).

Após a condição ter estabilizado, pode-se observar o seguinte:

### Sistema de água:

(i) a água quente entra no topo da torre e é alimentada em calhas de onde flui através de entalhes para as embalagens. As calhas são projetadas para distribuir a água uniformemente sobre as embalagens com o mínimo de respingos.

(ii) As embalagens têm uma superfície facilmente umedecida e a água se espalha sobre ela para expor uma grande superfície à corrente de ar.

(iii) A água resfriada cai do empacotamento mais baixo na bacia e pode então ser bombeada para um processo que requeira resfriamento (ou na Torre de Resfriamento do Topo da Bancada, para a carga simulada no tanque de carga).

(iv) Devido à evaporação da água, deve-se fornecer "reposição" para manter a quantidade de água no sistema de refrigeração. A queda do nível no tanque de carga pode ser observada.

(v) Gotículas de água (resultantes de respingos, etc.) podem ficar presas na corrente de ar e então serem perdidas do sistema. Essa perda não contribui para o resfriamento, 'mas deve ser compensada por 'reposição'. Para minimizar essa perda, um "pára-gotas" ou "eliminador" é instalado na saída da torre. Este componente faz com que as gotas coalesçam, formando gotas grandes demais para serem arrastadas e estas caem de volta nos empacotamentos.

### Sistema de ar:

(vi) Sob a ação do ventilador, o ar é conduzido para cima através das gaxetas úmidas. Será visto que a mudança de temperatura de bulbo seco é menor que a mudança de temperatura de bulbo úmido, e que na saída de ar há pouca diferença entre as temperaturas de bulbo úmido e seco. Isso indica que o ar que sai está quase saturado, ou seja, Umidade Relativa  $\rightarrow$  100%. Este aumento no teor de umidade do ar é devido à conversão de água em vapor e o "calor latente" para isso é responsável pela maior parte do efeito de resfriamento.

(viii) Se a carga de resfriamento for desligada e a unidade estabilizada, verificar-se-á que a água sairá da bacia próximo à temperatura de bulbo úmido do ar que entra. De acordo com as condições atmosféricas locais, isso pode ser vários graus abaixo da temperatura do ar de entrada (bulbo seco).

Sem carga, a água seria resfriada até a temperatura de bulbo úmido de entrada, mas essa condição não pode ser alcançada, pois a bomba transfere cerca de 100W para a água.

Esta é uma demonstração interessante e instrutiva para os alunos e explica a importância da "Abordagem ao Bulbo Úmido" como parâmetro da torre de resfriamento.

## **2 DETERMINAÇÃO DE TODAS AS PROPRIEDADES DE "ESTADO FINAL" DO AR E H<sub>2</sub>O A PARTIR DE GRÁFICOS E TABELAS, E A APLICAÇÃO DA EQUAÇÃO DE FLUXO PERMANENTE A SISTEMAS SELECIONADOS PARA ELABORAR BALANÇOS DE ENERGIA E MASSA**

A torre de resfriamento de bancada deve ser preparada, iniciada e deixada estabilizar sob as seguintes condições sugeridas:

Diferencial de orifício - 16 mm H<sub>2</sub>O

Taxa de fluxo de água - 40 gm/s

Carga de resfriamento - 1,0 kW

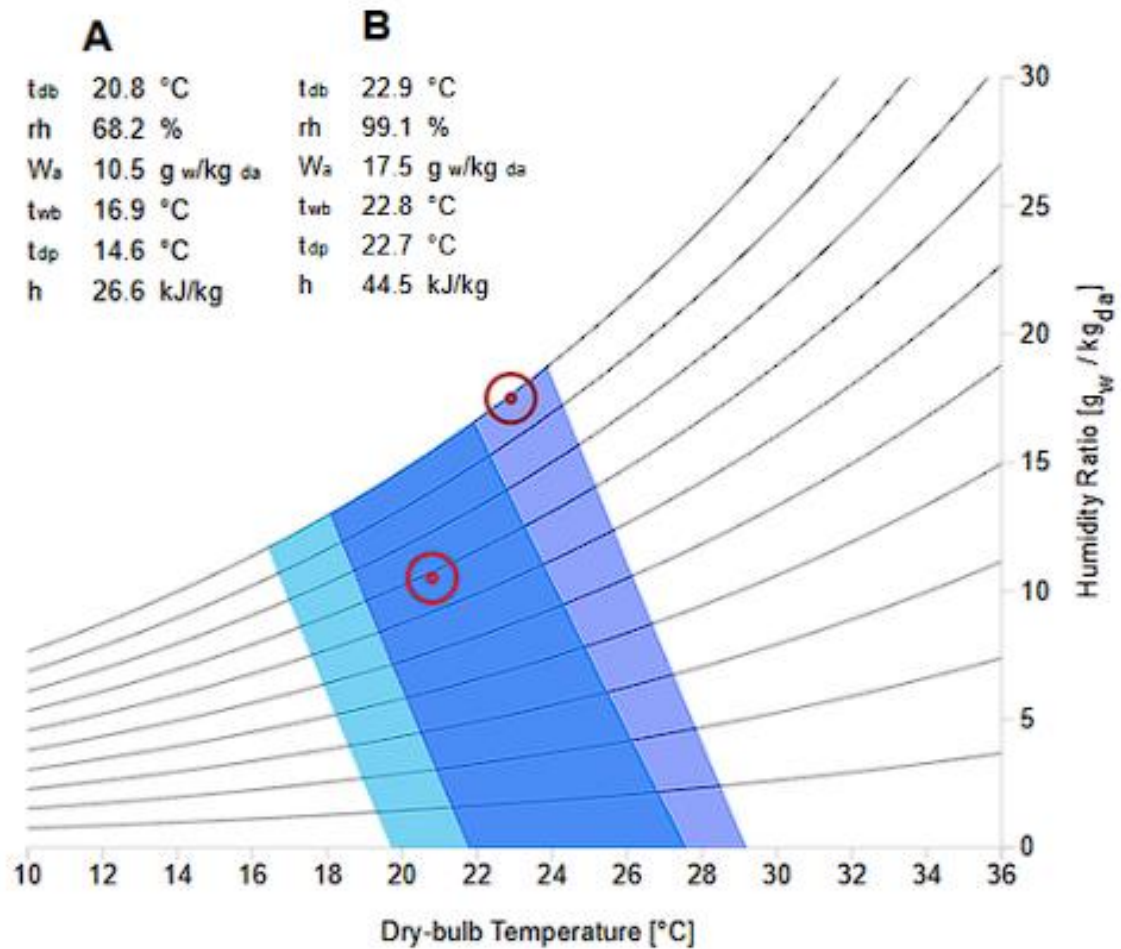
(Nota: A estabilidade é alcançada quando não há nenhuma mudança apreciável na temperatura ou vazão.)

Em intervalos regulares durante um período medido de, digamos, 10 minutos, todas as temperaturas e taxas de fluxo devem ser anotadas e os valores médios inseridos na folha de observação.

No início deste período, encha o tanque de compensação até a marca do medidor com água destilada. No final deste período, encha o tanque com uma quantidade conhecida de água destilada em um cilindro de medição. Por diferença, determine a quantidade de maquiagem que foi fornecida no intervalo de tempo.

A observação pode ser repetida em outras vazões de água, ar e com outra carga. Observações típicas e cálculos de amostras são fornecidos nas páginas 22 a 26.

		<b>Experimentos</b>				
<b>Medida</b>	<b>Unidade</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
Recheio instalado	-	B				
Densidade do recheio	1/m	110				
Entrada de ar - bulbo seco (t1)	°C	20,8				
Entrada de ar - bulbo úmido (t2)	°C	17				
Saída de ar - bulbo seco (t3)	°C	22,9				
Saída de ar - bulbo úmido (t4)	°C	22,7				
Temperatura entrada d'água (t5)	°C	29,5				
Temperatura saída d'água (t6)	°C	23,1				
Temperatura água de reposição (t7)	°C	20,8				
Orifício diferencial	mm.H2O	16				
Vazão d'água	mg/s	42				
Carga de resfriamento	kW	1,0				
Quantidade de reposição	kg	0,26				
Intervalo de tempo	s	600				
Queda de pressão	mm.H2O					



### Cálculos de Amostra:

Usando as temperaturas de bulbo úmido e seco, os pontos A e B podem ser plotados no gráfico psicrométrico (consulte a página 23) e os seguintes valores lidos:

$$h_A = 47,8 \frac{kJ}{kg}$$

$$\omega_A = 0,0105 \frac{kg}{kg}$$

$$h_B = 67,4 \frac{kJ}{kg}$$

$$\omega_B = 0,0175 \frac{kg}{kg}$$

$$v_{aB} = 0,862 \frac{m^3}{kg \text{ de ar seco}}$$

Da calibração do orifício (Página 16):

$$\dot{m}_a = 0,0137 \sqrt{\frac{x}{(1 + \omega_B)v_{aB}}}$$

$$\dot{m}_a = 0,0585 \frac{kg}{s}$$

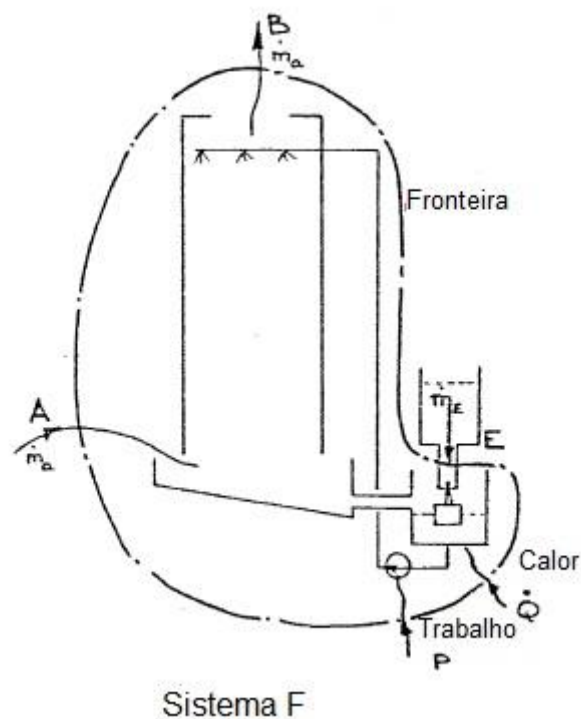
Taxa de reposição:

$$\dot{m}_E = \frac{m_E}{y} = \frac{0,26 kg}{600 s}$$

$$\dot{m}_E = 0,433 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

Entalpia específica da reposição ( $h_f$  a  $20,8^\circ C$ ):

$$h_E = 86,9 \frac{kJ}{kg}$$



Aplicando a Equação de fluxo constante ao sistema indicado pela linha de corrente (Sistema F):

$$\dot{Q} - P = \Delta\dot{H} + \Delta\dot{K}E$$

Agora:

$$\dot{Q} - P = 1,0 - (-0,1)kW; \text{ Obs.: potência da bomba é } \sim 100W, \text{ negativo}$$

$$\dot{Q} - P = 1,1 kW$$

$$\Delta \dot{H} = \dot{H}_{sai} - \dot{H}_{ent}$$

$$\Delta \dot{H} = \dot{m}_a h_B - \dot{m}_a h_A - \dot{m}_E h_E$$

$$\Delta \dot{H} = \dot{m}_a (h_B - h_A) - \dot{m}_E h_E$$

$$\Delta \dot{H} = 0,0585(67,4 - 47,8) - 0,433 \times 10^{-3} \times 86,9 \text{ kW}$$

$$\Delta \dot{H} = 1,108 \text{ kW}$$

A pequena discrepância pode ser atribuída a erros e transferência de calor para ou do ambiente e a tolerâncias de fabricação na classificação dos elementos de aquecimento.

### Balço de Massa

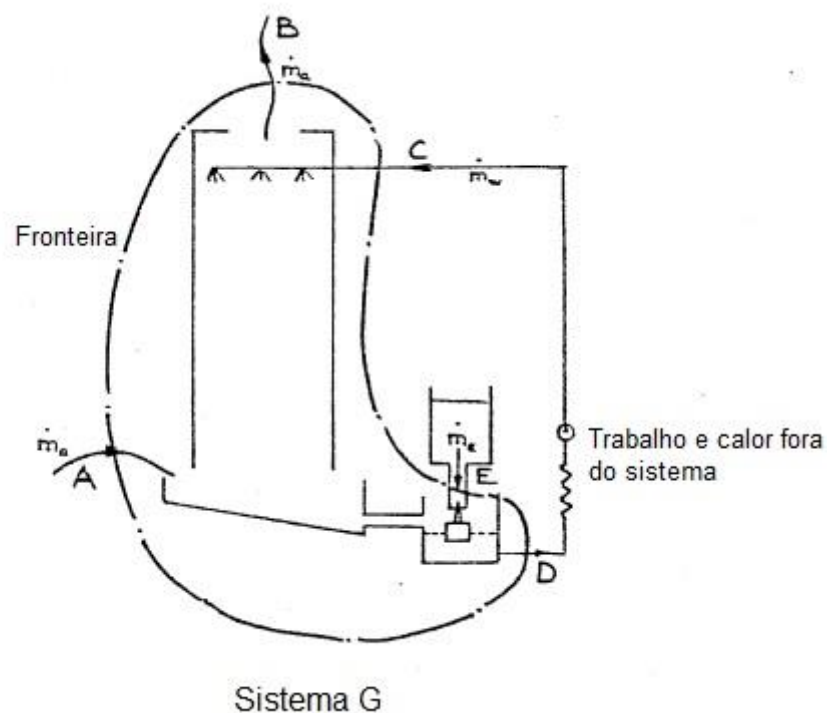
$$\dot{m}_E = \dot{m}_{sB} - \dot{m}_{sA}$$

$$\dot{m}_E = \dot{m}_a (\omega_B - \omega_A) = 0,433 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_a (\omega_B - \omega_A) = 0,0585(0,0175 - 0,0105)$$

$$\dot{m}_a (\omega_B - \omega_A) = 0,409 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

A discrepância pode ser atribuída a transferências e erros.



Aplicando a Equação de fluxo constante ao sistema indicado pela linha de corrente (Sistema G):

$$\dot{Q} - P = \Delta\dot{H} + \Delta\dot{K}E$$

$$\dot{Q} - P = 0$$

$$\Delta\dot{H} = \dot{H}_{sal} - \dot{H}_{ent}$$

$$\Delta\dot{H} = (\dot{m}_a h_B + \dot{m}_w h_D) - (\dot{m}_a h_A + \dot{m}_w h_C - \dot{m}_E h_E)$$

$$\Delta\dot{H} = \dot{m}_a (h_B - h_A) + \dot{m}_w (h_D - h_C) - \dot{m}_E h_E$$

$$\Delta\dot{H} = \dot{m}_a (h_B - h_A) + \dot{m}_w C_{p_w} (t_D - t_C) - \dot{m}_E h_E$$

$$\Delta\dot{H} = 0,0585(67,4 - 47,8) + 0,042 \times 4,18(23,1 - 29,5) - 0,433 \times 10^{-3} - 81,8$$

$$\Delta\dot{H} = -0,011 \text{ kW}$$

A discrepância (0,011 kW) pode ser atribuída a erros e transferências de calor não consideradas.

O balanço de massa será dado anteriormente.

### 3 EFEITO DA CARGA DE RESFRIAMENTO NA "ABORDAGEM DO BULBO ÚMIDO"

A torre de resfriamento de bancada deve ser preparada, iniciada e deixada estabilizar sob as seguintes condições sugeridas:

Taxa de fluxo de água - 40 gm/s

Diferencial do manômetro de fluxo de ar – 16 mm H<sub>2</sub>O

Carga de resfriamento - 0

As observações estabelecidas na página 28 devem então ser feitas.

Mantendo os fluxos de água e ar constantes, a carga deve ser aumentada para 0,5 kW e, quando as condições se estabilizarem, as observações devem ser repetidas.

Testes semelhantes devem ser feitos com cargas de resfriamento de 1,0 e 1,5 kW. Os quatro testes podem então ser repetidos em outro fluxo de ar constante.

Observações típicas, cálculos; resultados e gráficos são mostrados nas páginas 28 a 30.

		<b>Experimentos</b>				
<b>Medida</b>	<b>Unidade</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
Recheio instalado	-	B	B	B	B	
Densidade do recheio	1/m	110	110	110	110	
Entrada de ar - bulbo seco (t1)	°C	20,0	20,2	21,2	21,4	
Entrada de ar - bulbo úmido (t2)	°C	15,7	15,7	16,4	16,4	
Saída de ar - bulbo seco (t3)	°C					
Saída de ar - bulbo úmido (t4)	°C					
Temperatura entrada d'água (t5)	°C					
Temperatura saída d'água (t6)	°C	16,7	19,9	23,2	25,2	
Temperatura água de reposição (t7)	°C					
Orifício diferencial	mm.H2O	16	16	16	16	
Vazão d'água	mg/s	40	40	40	40	
Carga de resfriamento	kW	0	0,5	1,0	1,5	
Quantidade de reposição	kg					
Intervalo de tempo	s					
Queda de pressão	mm.H2O					

Cálculos de Amostra:

A bomba transfere aproximadamente 100W para a água, e isso deve ser adicionado à carga imposta no tanque de carga.

Carga total de resfriamento = Carga aplicada + Entrada da bomba

$$= 1,0 + 0,1 \text{ kW}$$

$$= 1,1 \text{ kW}$$

"Aproximação ao Bulbo Úmido" =  $t_D - t_{aW}$

$$= 23,2 - 16,4 \text{ K}$$

$$= 6,8 \text{ K}$$

Volume específico na saída (tipicamente) = 0,87 m<sup>3</sup>/kg

$$\dot{m}_a = 0,0137 \sqrt{\frac{x}{v_B}} = 0,0137 \sqrt{\frac{16}{0,87}}$$

$$\dot{m}_a = 0,0587 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Área da seção transversal da coluna (A) = 0,15 X 0,15 m<sup>2</sup>

$$= 0,0225 \text{ m}^2$$

Fluxo de massa de ar por unidade de área =  $\frac{\dot{m}_a}{A}$

$$= 2,6 \frac{\text{kg}}{\text{s.m}^2}$$

Vazão d'água por unidade de área =  $\frac{\dot{m}_W}{A}$

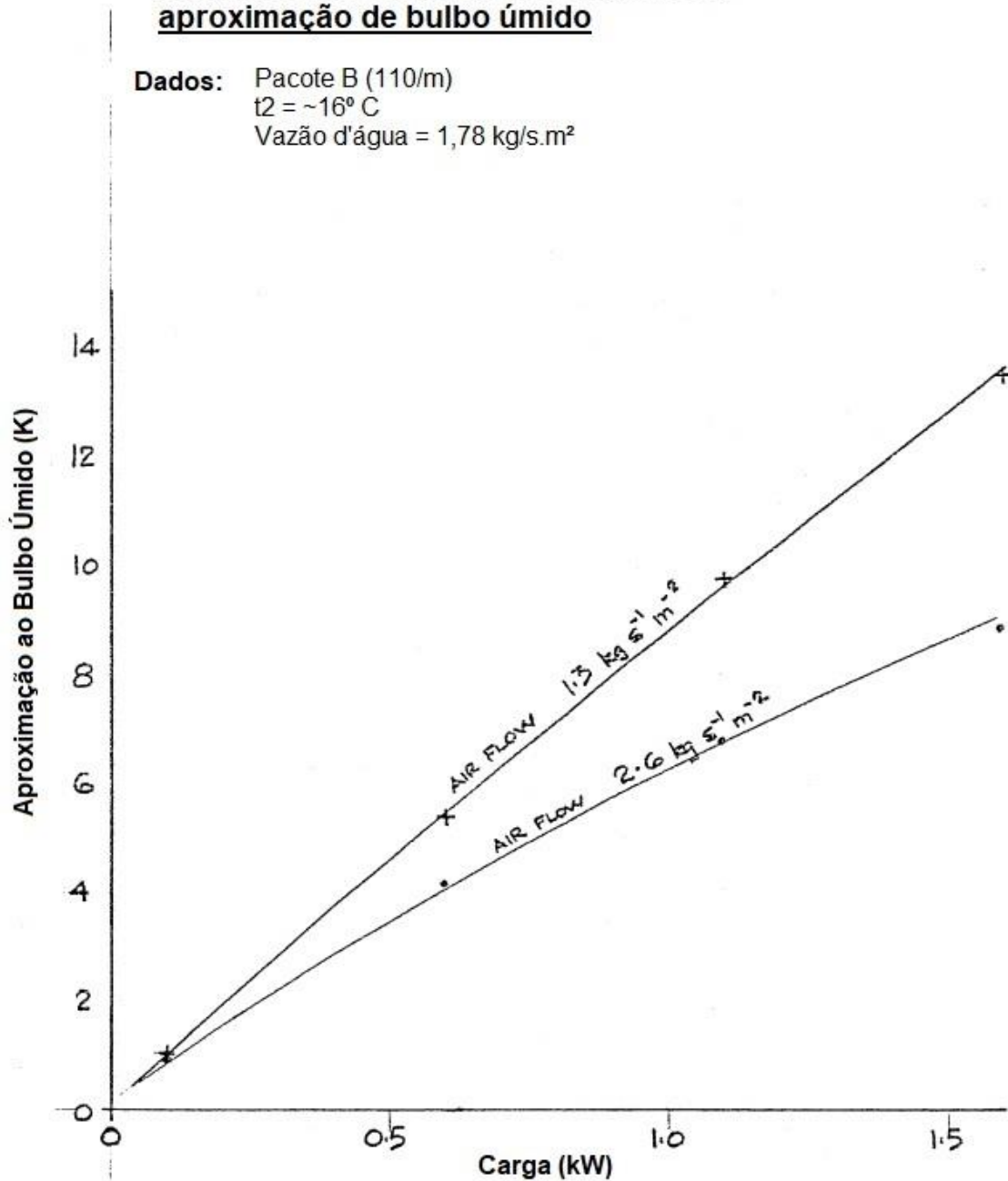
$$= 1,777 \frac{\text{kg}}{\text{s.m}^2}$$

<u>Resultados Derivados</u>	1	2	3	4
-----------------------------	---	---	---	---

Densidade de Empacotamento (1/m)	110	110	110	110
Vazão do Ar pela Área (kg/s.m <sup>2</sup> )	2,6	2,6	2,6	2,6
Carga de refrigeração total (kW)	0,1	0,6	1,1	1,6
Aproximação de Bulbo Úmido (K)	1,0	4,2	6,8	8,8

### Relação entre carga de resfriamento e aproximação de bulbo úmido

**Dados:** Pacote B (110/m)  
 $t_2 = \sim 16^\circ \text{C}$   
 Vazão d'água = 1,78 kg/s.m<sup>2</sup>



#### **4 RELAÇÃO ENTRE A VELOCIDADE DO AR E: (I) APROXIMAÇÃO DO BULBO ÚMIDO E (II) QUEDA DE PRESSÃO DE EMPACOTAMENTO**

A torre de resfriamento de bancada deve ser preparada com a coluna empacotada selecionada e ajustada para estabilizar a uma carga de resfriamento de, digamos, 1,0 kW e, com fluxo de ar máximo e fluxo de água de, digamos, 40 gm/s.

As observações indicadas na página 32 devem então ser feitas.

Nota: Para medir a queda de pressão nos pacotes é necessário desconectar temporariamente o tubo plástico do ponto de tomada do orifício. O tubo deve ser reconectado ao ponto de tomada de pressão logo abaixo do pacote, e outro tubo entre a tomada do lado direito do manômetro e o ponto de tomada de pressão na parte superior dos pacotes.

O teste deve ser repetido com quedas de pressão do orifício de 10, 4 e 1 mm H<sub>2</sub>O, mas com vazão de água e cargas de resfriamento inalteradas.

Observações típicas são mostradas na página 32. O teste pode então ser repetido:

- (i) Em outra carga constante.
- (ii) Em outra vazão de água constante.
- (iii) Usando outra embalagem.

		<b>Experimentos</b>				
<b>Medida</b>	<b>Unidade</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
Recheio instalado	-	C	C	C	C	
Densidade do recheio	1/m	200	200	200	200	
Entrada de ar - bulbo seco (t1)	°C	21,8	22,0	21,9	24,2	
Entrada de ar - bulbo úmido (t2)	°C	18,3	18,5	17,6	18,2	
Saída de ar - bulbo seco (t3)	°C	22,0	23,9	25,5	32,0	
Saída de ar - bulbo úmido (t4)	°C	21,9	23,9	25,5	31,8	
Temperatura entrada d'água (t5)	°C	28,5	30,6	31,9	37,8	
Temperatura saída d'água (t6)	°C	22,9	24,8	26,3	31,9	
Temperatura água de reposição (t7)	°C					
Orifício diferencial	mm.H2O	18,5	10	4,5	1,0	
Vazão d'água	mg/s	40	40	40	40	
Carga de resfriamento	kW	1,0	1,0	1,0	1,0	
Quantidade de reposição	kg					
Intervalo de tempo	s					
Queda de pressão	mm.H2O	6,0	2,9	1,4	6,3	

Cálculos de Amostra:

Teste nº 2 (Página 32)

Temperatura de bulbo úmido de entrada ( $t_2$ ) = 18,5°C

Temperatura da água de saída ( $t_6$ ) = 24,75°C

"Aproximação ao bulbo úmido" = 24,75 - 18,5 K  
= 6,25K

Volume específico de ar na saída (trazendo  $t_{Bd}$  e  $t_{Bw}$  no gráfico psicrométrico)

= 0,86 m<sup>3</sup>/kg

$$\begin{aligned} \text{Vazão mássica do ar} &= 0,0137 \sqrt{\frac{h}{v_B}} = 0,0137 \sqrt{\frac{10}{0,86}} \\ &= 0,0467 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

Vazão volumétrica do ar =  $\dot{m}v_B$

$$\dot{V} = 0,0467 \times 0,06 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{V} = 0,04 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Area de seção transversal da torre vazia

$$A = 0,15 \times 0,15$$

$$A = 0,0225 \text{ m}^2$$

Velocidade do Ar:

$$\frac{\dot{V}}{A} = \frac{0,04}{0,0225} = 1,78 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Resultados	1	2	3	4
Velocidade nominal do Ar (m/s)	2,42	1,79	1,2	0,57
Aproximação de Bulbo Úmido (K)	4,65	6,25	8,65	13,7

Queda de Pressão (mm H <sub>2</sub> O)	6	2,9	1,4	0,3
----------------------------------------	---	-----	-----	-----

**Relação entre velocidade nominal do ar e:**

**(1) Aproximação do Bulbo Úmido**

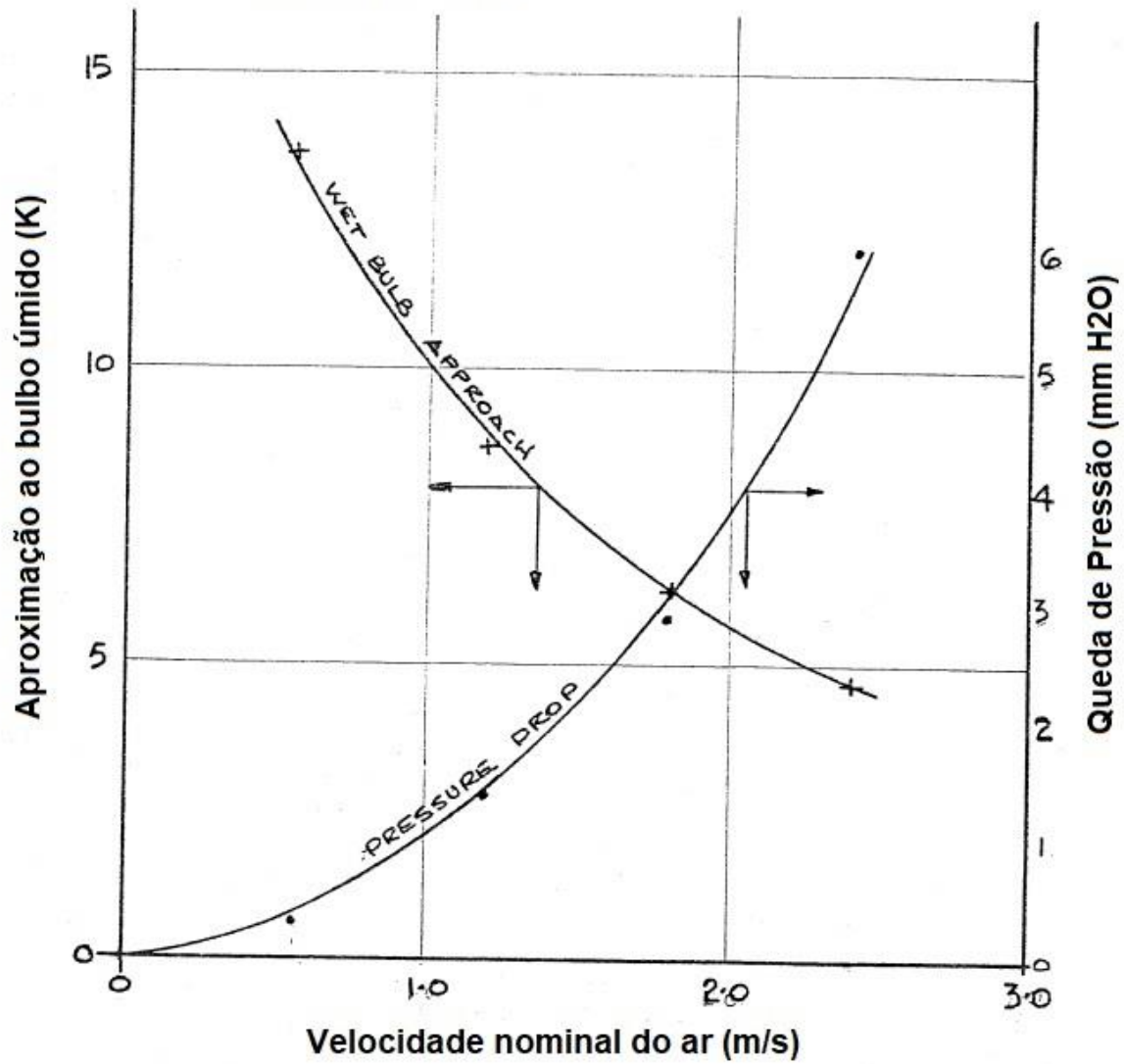
**(2) Queda de pressão nos recheios**

**Dados:**  $t_2 = \sim 18^\circ\text{C}$

Carga de resfriamento = 1,1 kW

Pacote C (200/m)

Vazão d'água = 40 mg/s



## 5 RELAÇÃO ENTRE CARGA DE RESFRIAMENTO E FAIXA DE RESFRIAMENTO

A Torre de Resfriamento de Bancada deve ser preparada com a embalagem selecionada e ajustada para ficar estável sem carga, com uma taxa de fluxo de água de, digamos, 40 gm/s e um diferencial de orifício de, digamos, 16 mm H<sub>2</sub>O.

As observações indicadas na página 36 devem ser feitas.

A carga de resfriamento deve então ser aumentada para 0,5 kW sem alterar o fluxo de água ou de ar e, após a estabilização, as observações devem ser repetidas.

Em seguida, as observações devem ser feitas com 1,0 e 1,5 kW de carga de resfriamento. Os testes podem então ser repetidos:

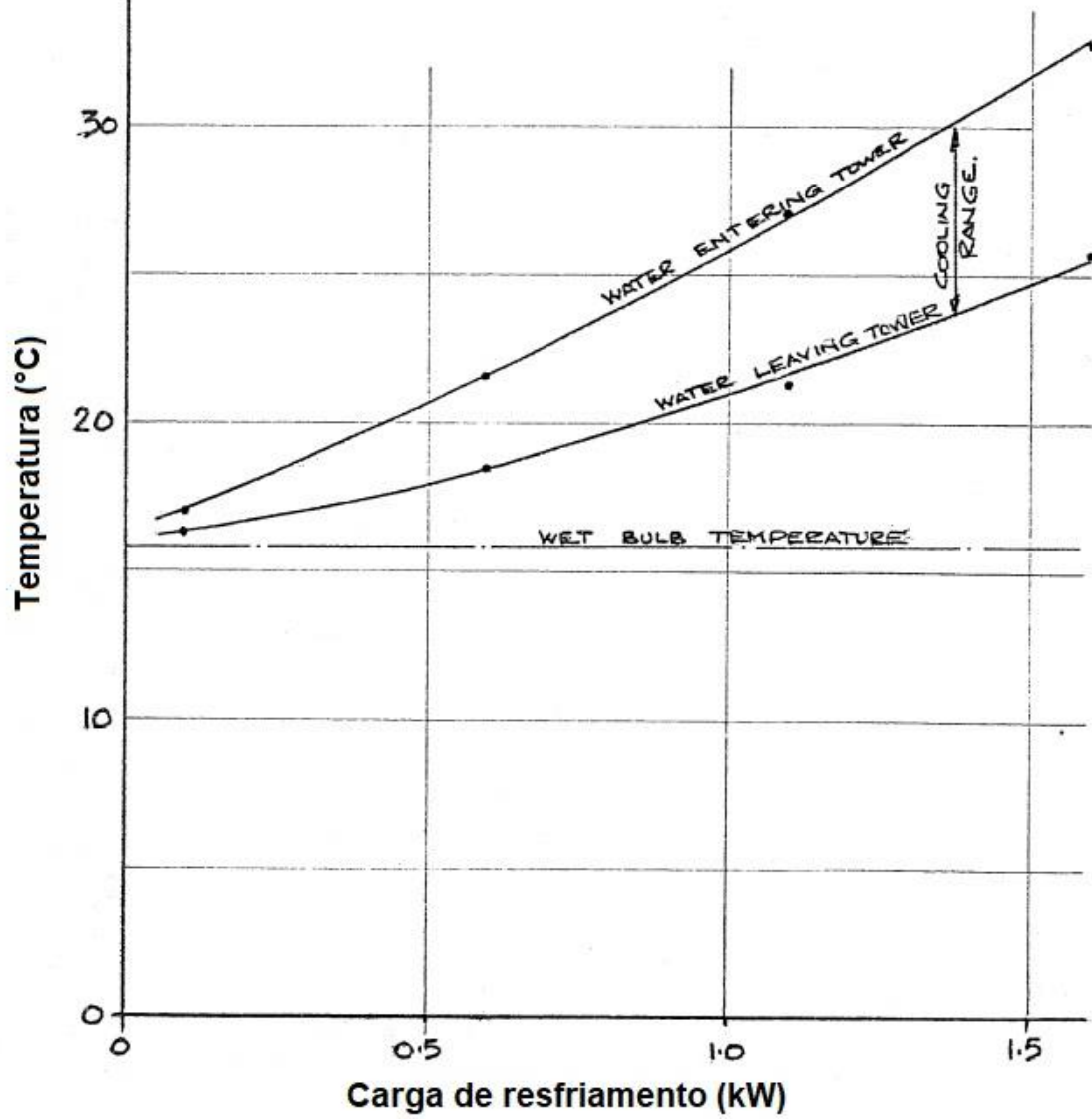
- (i) Em outras taxas de fluxo de água
- (ii) Em outras taxas de fluxo de ar
- (iii) Com outros recheios

Os resultados e gráficos típicos são mostrados nas páginas 36 e 37.

		<b>Experimentos</b>				
<b>Medida</b>	<b>Unidade</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
Recheio instalado	-	B	B	B	B	
Densidade do recheio	1/m	110	110	110	110	
Entrada de ar - bulbo seco (t1)	°C	19,0	19,0	19,4	19,7	
Entrada de ar - bulbo úmido (t2)	°C	15,6	15,4	15,8	16,5	
Saída de ar - bulbo seco (t3)	°C	16,8	18,4	20,5	23,0	
Saída de ar - bulbo úmido (t4)	°C	16,0	18,0	20,4	23,0	
Temperatura entrada d'água (t5)	°C	17	21,6	27,2	32,7	
Temperatura saída d'água (t6)	°C	16,4	18,6	21,3	23,9	
Temperatura água de reposição (t7)	°C					
Orifício diferencial	mm.H2O	16	16	16	16	
Vazão d'água	mg/s	40	40	40	40	
Carga de resfriamento	kW	0	0,5	1,0	1,5	
Quantidade de reposição	kg					
Intervalo de tempo	s					
Queda de pressão	mm.H2O					

### Relação entre carga de resfriamento e o "range"

**Dados:** Vazão do ar = 0,058 kg/s  
 Pacote B  
 Vazão d'água = 40 mg/s



## 6 INVESTIGAÇÃO DO EFEITO DA DENSIDADE DA EMBALAGEM NO DESEMPENHO DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO TORRE

A Torre de Resfriamento de Bancada deve ser preparada, iniciada e estabilizada sob as seguintes condições sugeridas:

Diferencial do orifício	16mm H <sub>2</sub> O
Carga	1.5 kW
Vazão de água	30 gm/s
Coluna instalada	A

Em seguida, devem ser feitas as observações descritas na página 39.

A coluna A deve então ser removida e a coluna B substituída. Após a preparação e a estabilização nas mesmas condições acima, as observações devem ser repetidas.

Por fim, a coluna C deve ser instalada e as observações devem ser repetidas.

Observação: Antes de remover e substituir uma coluna, pode ser desejável realizar uma série de testes com outras cargas, vazões de água e/ou vazões de ar.

Os resultados típicos para as condições fornecidas são apresentados na página 39 e o gráfico correspondente é mostrado na página 40.

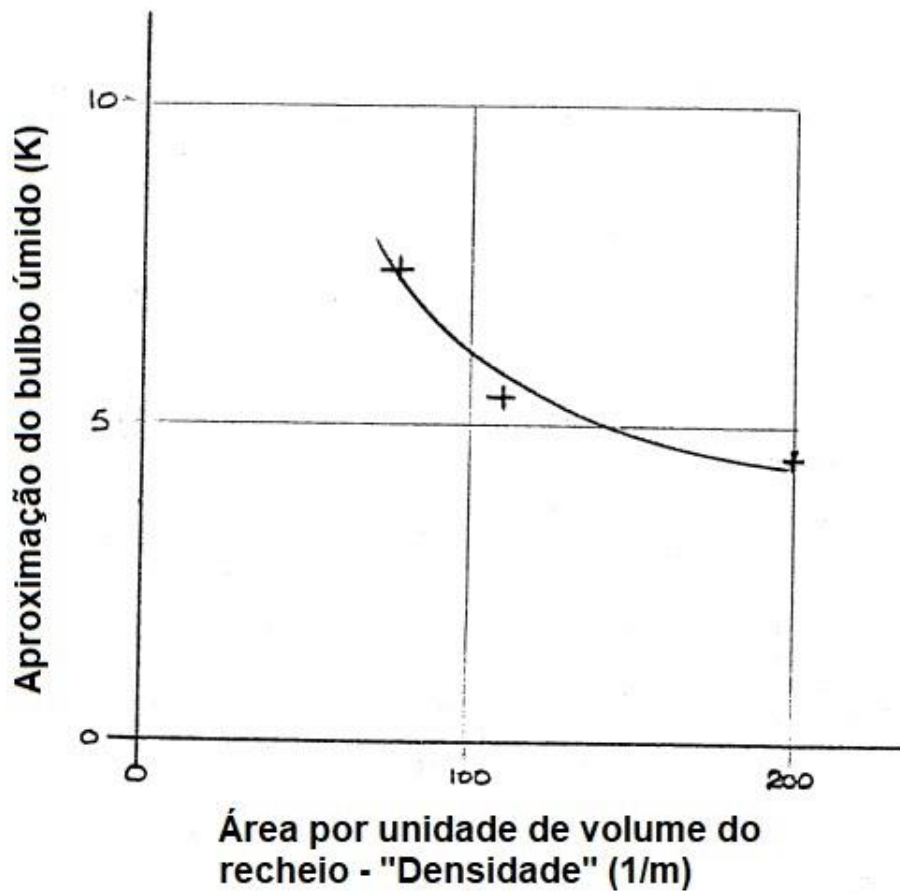
### Resultados Derivados

Densidade dos Pacotes (1/m)	77	110	200
Aproximação ao Bulbo úmido (K)	7,4	5,3	4,5

		<b>Experimentos</b>				
<b>Medida</b>	<b>Unidade</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
Recheio instalado	-	A	B	C		
Densidade do recheio	1/m	77	110	200		
Entrada de ar - bulbo seco (t1)	°C	20,5	20,6	19,8		
Entrada de ar - bulbo úmido (t2)	°C	17,1	17,8	16,5		
Saída de ar - bulbo seco (t3)	°C	25,0	25,0	23,5		
Saída de ar - bulbo úmido (t4)	°C	24,0	24,4	23,5		
Temperatura entrada d'água (t5)	°C	37,4	35,3	33,3		
Temperatura saída d'água (t6)	°C	24,5	23,1	21,0		
Temperatura água de reposição (t7)	°C					
Orifício diferencial	mm.H2O	16	16	16		
Vazão d'água	mg/s	30	30	30		
Carga de resfriamento	kW	1,5	1,5	1,5		
Quantidade de reposição	kg					
Intervalo de tempo	s					
Queda de pressão	mm.H2O	5,8	5,3	5,8		

**Relação entre a Aproximação do bulbo úmido e a "densidade" do recheio**

**Dados:** Carga de resfriamento = 1,6 kW  
Velocidade do ar = 2,2 m/s  
Vazão d'água = 1,35 kg/s.m<sup>2</sup>



## 7 PESQUISA DE GAXETAS PROJETADAS E FABRICADAS LOCALMENTE

P.A. Hilton Ltd. terá o prazer de cotar e fornecer uma coluna vazia na qual os recheios fabricados localmente poderão ser montados.

Como alternativa, os recheios podem ser removidos de uma das colunas fornecidas com a Torre de Resfriamento de Bancada padrão.

### Remoção dos recheios

1. Remova a coluna da unidade da base.
2. Desparafuse os seis parafusos com cabeça de cogumelo que prendem as três calhas de distribuição na parte superior da coluna.
3. Retire as calhas e a embalagem da coluna e armazene-as cuidadosamente para evitar danos.

### Projeto de recheio (incluindo o distribuidor de água)

1. Um recheio ideal para uma torre de resfriamento,
  - (a) expor uma superfície de água grande e uniforme ao fluxo de ar,
  - (b) oferecer uma resistência pequena, mas uniforme, à passagem do ar,
  - (c) ser de baixo custo,
  - (d) ser robusto, de fácil formação e manuseio,
  - (e) ser durável sob as condições prevalentes (por exemplo, desde seco e bem ventilado durante um desligamento, até imersão contínua em água quente e possivelmente contaminada com poluição do ar, crescimento biológico e excesso de sólidos dissolvidos).
  - (f) ser não-inflamável.
2. Ao projetar e instalar recheios fabricados localmente, os seguintes pontos devem ser considerados:
  - (a) O ventilador instalado limita a resistência do empacotamento acerca de 10mm H<sub>2</sub>O em uma velocidade de ar normal através da coluna (ou seja, cerca de 2m/s).

- (b) Os recheios "Tipo Gotejamento" oferecem uma resistência menor do que os recheios "tipo filme", mas a formação de pequenas gotas de água no ar pode ser problemática.
- (c) Se for usado um enchimento solto, ele deverá ser apoiado em uma grade (por exemplo, uma tela de malha de arame) na extremidade inferior da coluna.
- (d) Os materiais da embalagem não devem se quebrar nem se decompor durante o uso (embora a bomba possa lidar com uma certa quantidade de material em suspensão, é provável que o filtro e o medidor de fluxo de água fiquem sufocados).
- (e) A água deve ser aplicada uniformemente na camada superior da embalagem

## USO DA TORRE DE CODIFICAÇÃO DE BANCADA H890 EM CONJUNÇÃO COM OUTROS EQUIPAMENTOS HILTON.

Muitas plantas de refrigeração e comercial e outras plantas rejeitam o calor para a atmosfera por meio de uma TORRE DE RESFRIAMENTO.

A combinação de uma torre de resfriamento e de um condensador de planta de refrigeração (ou torre de resfriamento e qualquer outro processo que requeira água de resfriamento) e suas características podem ser facilmente demonstradas conforme o esboço a seguir.

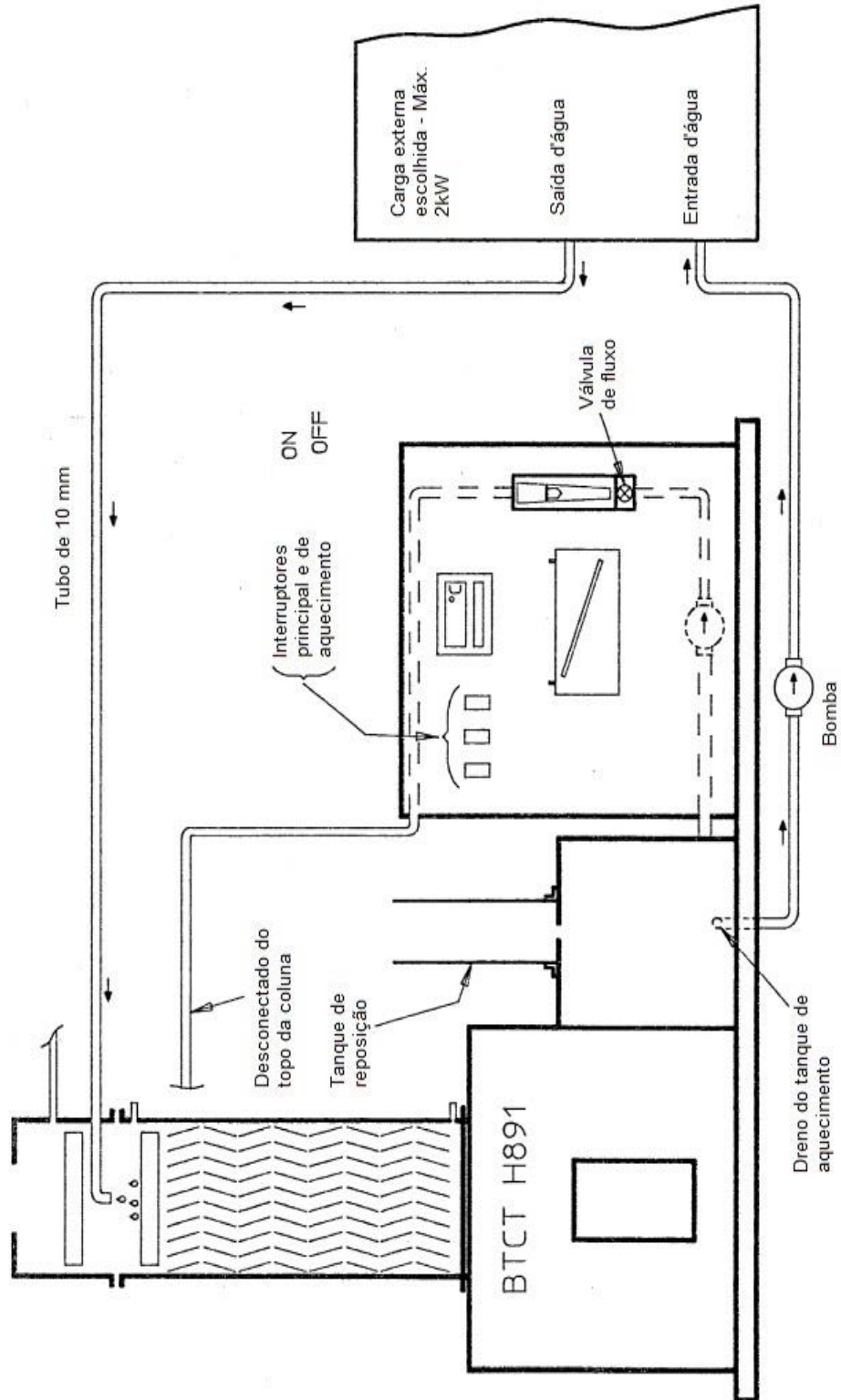
Todas as conexões devem ser feitas com tubos plásticos de diâmetro de 10mm (3/8") e o comprimento desses tubos deve ser o mínimo possível.

A bomba selecionada deve ser capaz de produzir uma altura de 1,5 m + a resistência no circuito de água de resfriamento, a uma taxa de fluxo máxima de 50 cm<sup>3</sup>/s.

As seguintes restrições se aplicam:

Carga máxima de resfriamento	2kW
Temperatura máxima da água (entrada da torre)	50°C
Temperatura máxima de bulbo Úmido	23°C
Taxa máxima de fluxo de água	50cm <sup>3</sup> /s
Taxa mínima de fluxo de água	10cm <sup>3</sup> /s

Os aquecedores do tanque de carga da Torre de Resfriamento de Bancada e a bomba de circulação devem ser desligados. O circuito de água deve, se possível, ser preenchido com água desmineralizada ou destilada. A água de reposição deve ser fornecida ao tanque de reposição a uma taxa máxima de 2,5 litros/hora.



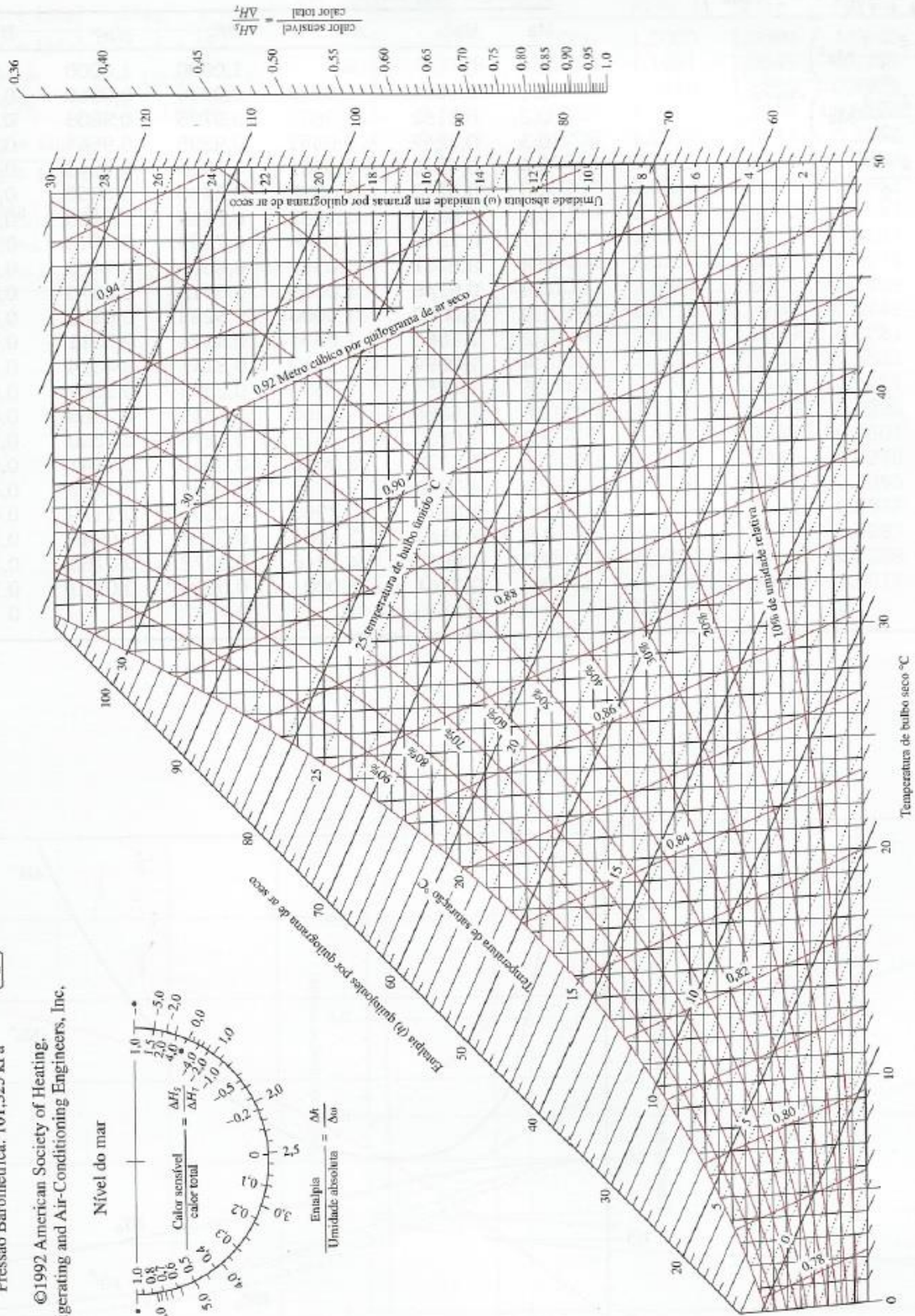
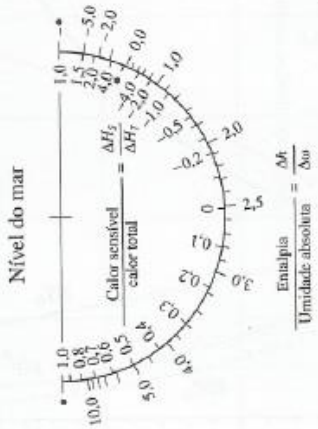
		<b>Experimentos</b>				
<b>Medida</b>	<b>Unidade</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
Recheio instalado	-					
Densidade do recheio	1/m					
Entrada de ar - bulbo seco (t1)	°C					
Entrada de ar - bulbo úmido (t2)	°C					
Saída de ar - bulbo seco (t3)	°C					
Saída de ar - bulbo úmido (t4)	°C					
Temperatura entrada d'água (t5)	°C					
Temperatura saída d'água (t6)	°C					
Temperatura água de reposição (t7)	°C					
Orifício diferencial	mm.H2O					
Vazão d'água	mg/s					
Carga de resfriamento	kW					
Quantidade de reposição	kg					
Intervalo de tempo	s					
Queda de pressão	mm.H2O					

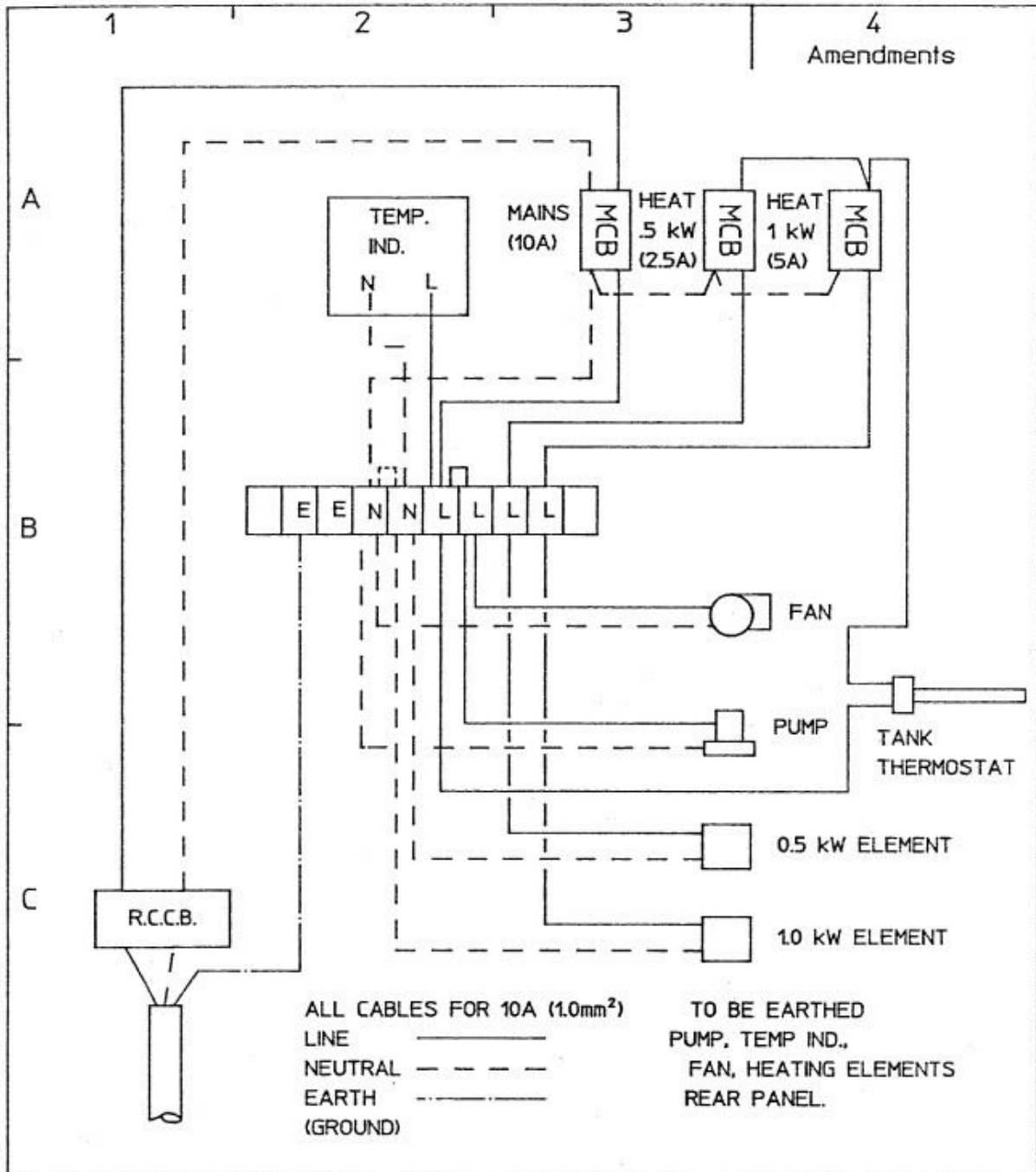


**ASHRAE Psychrometric Gráfico N. 1**

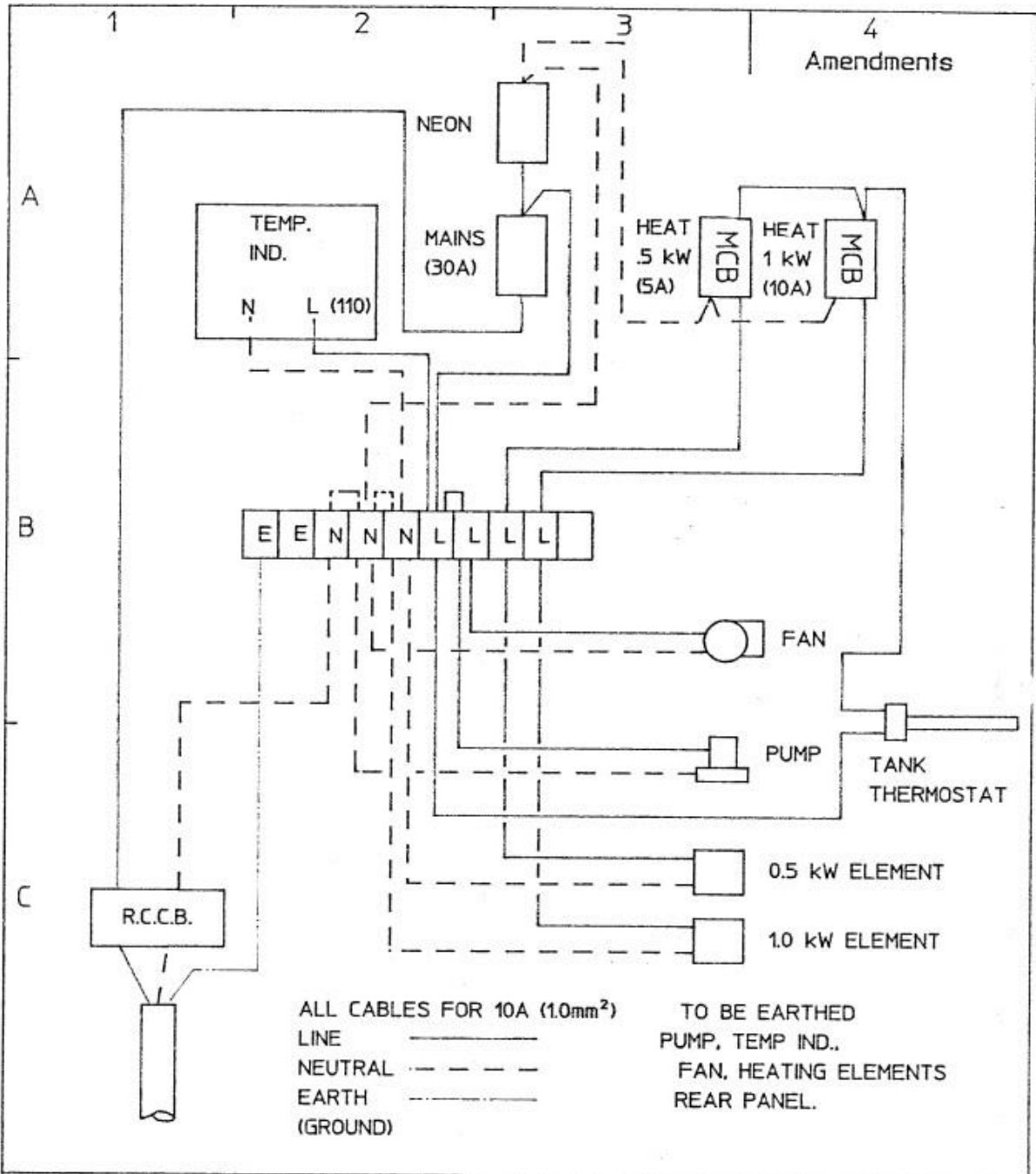
Temperatura Normal  
Pressão Barométrica: 101,325 kPa

©1992 American Society of Heating,  
Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

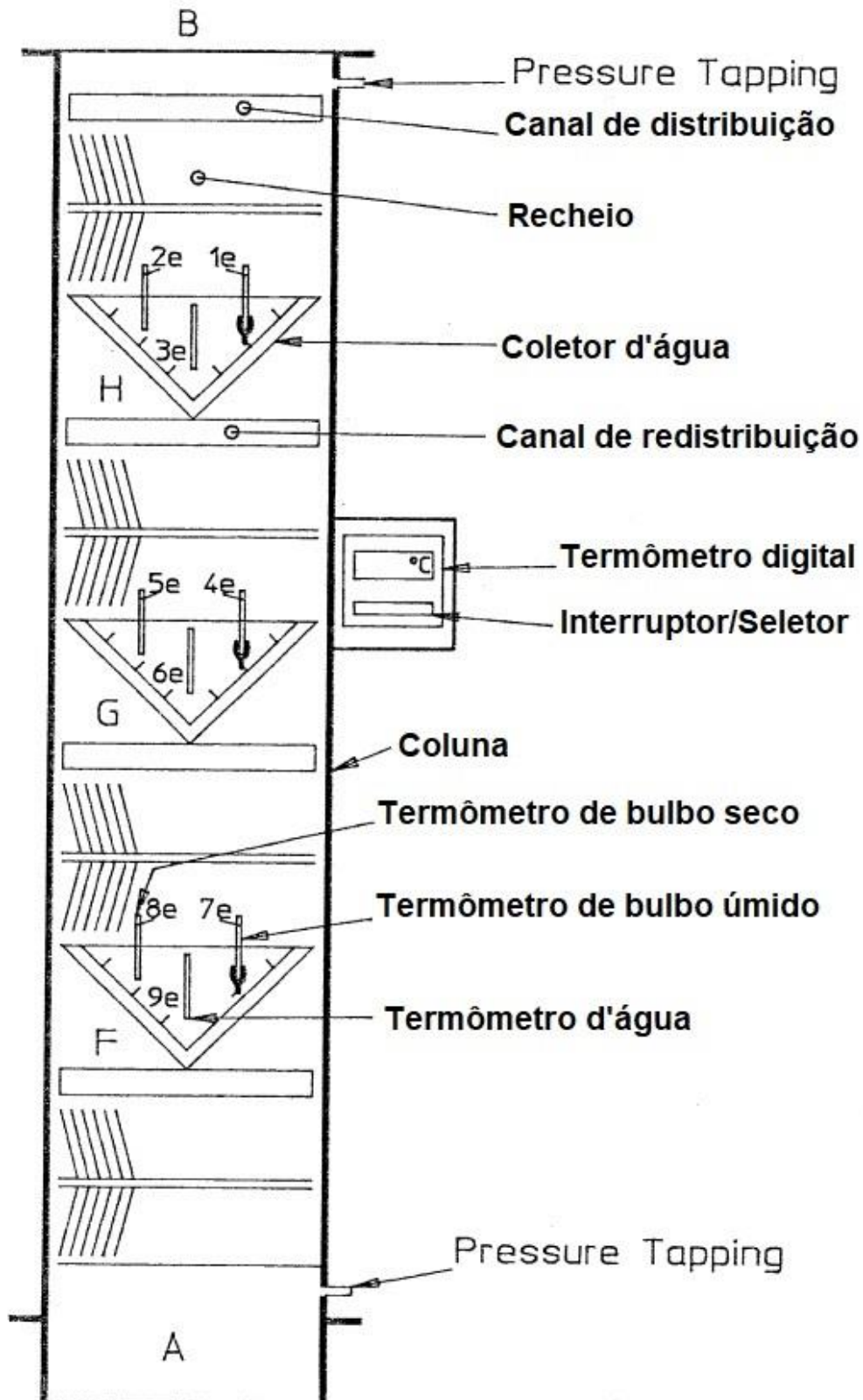




The supplier is required to deliver goods strictly according to drawing. Component inspection is the suppliers responsibility. Remove all sharp edges and burrs.	Drawn by: JB
	Dimensions: ———
Limits unless otherwise stated : Fractions ± 1/64" Decimals ± 0.25 mm	Projection: ☉ ◁
	Issue: 1
TITLE: WIRING DIAGRAM H891 220/240V	Date: 29.3.88 DRG. No.
MTL: _____	Scale: ———
FINISH: _____	no/rig. ———
P. A. HILTON LTD . KINGS SOMBORNE HAMPSHIRE ENGLAND	



The supplier is required to deliver goods strictly according to drawing. Component inspection is the suppliers responsibility. Remove all sharp edges and burrs.	Drawn by: JB
	Dimensions: ———
Limits unless otherwise stated : Fractions ± 1/64" Decimals ± 0.25 mm	Projection:
	Issue: 1
TITLE: WIRING DIAGRAM H891 110V	Date: 29.3.88 DRG. No.
MTL: _____	Scale: ——— 89123S
FINISH: _____	no/rig. ———
P. A. HILTON LTD . KINGS SOMBORNE HAMPSHIRE ENGLAND	



## INTRODUÇÃO

Além de todos os recursos disponíveis na Torre de Resfriamento de Bancada Hilton H891, a Coluna de Características de Enchimento permite que as condições da água e do ar sejam medidas em três estações adicionais (F, G e H) dentro da coluna.

Isso permite a construção de diagramas de força motriz e a determinação da Equação Característica para a Torre.

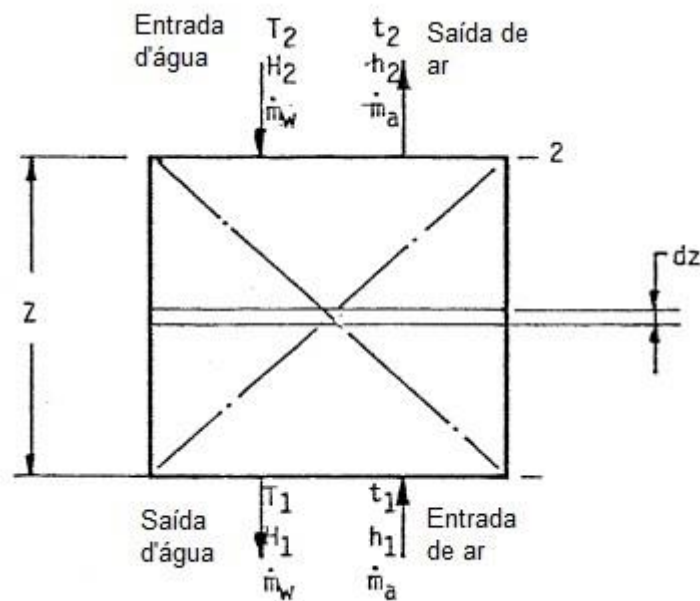
## **SÍMBOLOS E UNIDADES**

Os símbolos usados nas páginas a seguir são os normalmente usados em estudos de transferência de massa. Deve-se observar que eles podem ser ligeiramente diferentes dos apresentados na página 2.

## TEORIA

Reconhece-se que o tratamento teórico dos processos de transferência de calor e massa que ocorrem em uma torre de resfriamento difere de uma autoridade para outra. Detalhes completos do procedimento e dos símbolos geralmente aceitos podem ser encontrados nas referências.

As expressões a seguir são relevantes para a determinação das características de acondicionamento de uma torre de resfriamento:



É possível demonstrar que, para um elemento finito da torre ( $dZ$ ), os balanços de energia dos fluxos de água e ar na torre estão relacionados à transferência de massa pela seguinte equação:

$$C_{p_w} \dot{m}_w dT = K_a dV (\Delta h) \quad \text{I}$$

em que  $\Delta h$  é a diferença de entalpia específica entre a camada limite saturada e o ar em massa.

A temperatura da camada limite é considerada igual à temperatura da água  $T$  e a pequena alteração na massa de água é desconsiderada.

Da Equação I:

$$\frac{K_a dV}{\dot{m}_w} = \frac{C_{p_w} dT}{\Delta h} \quad \text{II}$$

Integrando:

$$\frac{K_a V}{\dot{m}_w} = C_{p_w} \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{\Delta h} \quad \text{III}$$

Uma solução numérica para a expressão integral da Equação III é:

$$\frac{K_a V}{\dot{m}_w} = \frac{C_{p_w} (T_2 - T_1)}{\Delta h_m} \quad \text{IV}$$

onde  $\Delta h_m$  é a média aritmética corrigida das entalpias de entrada e saída da água.  $\Delta h_m$  é geralmente conhecida como a força motriz média da entalpia.

Supondo que a camada limite da água esteja saturada e na mesma temperatura que a água, um diagrama de força motriz pode ser construído conforme mostrado na figura 3.

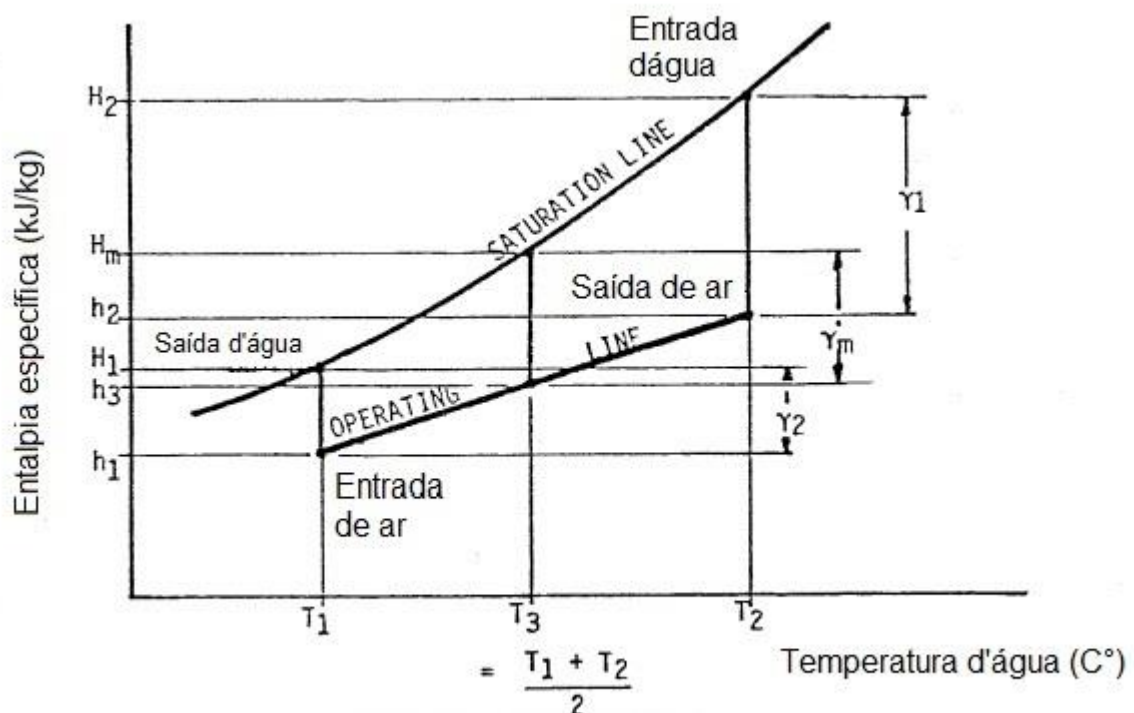


Diagrama de força motriz FIG.3

Os cinco pontos de medição de temperatura distribuídos uniformemente ao longo da altura da Coluna de Características de Embalagem Hilton permitem a construção do diagrama de força motriz

(Consulte o Diagrama esquemático, página 51).

Para determinar a característica de empacotamento, é usado o método de Carey e Williamson (Página 56). Isso depende da aplicação de um fator de correção,  $f$ , ao valor observado de  $H_m - h_3$  (na média aritmética de  $T_1$  e  $T_2$ ) para obter a força motriz média. O gráfico do fator de correção de Carey e Williamson é mostrado na página 55, onde:

$$\gamma_1 = H_2 - h_2$$

$$\gamma_2 = H_1 - h_1$$

$$\gamma_m = H_m - h_3$$

$$\Delta h_m = f \gamma_m$$

O valor de  $\Delta h_m$  é inserido na Equação IV para gerar um valor para  $\frac{Ka.V}{\dot{m}_w}$ , pois ambos  $T_2$ ,  $T_1$  e o calor específico médio da água,  $C_{p_w}$ , são conhecidos.

A equação característica da torre de resfriamento é obtida plotando-se os valores de  $\frac{Ka.V}{\dot{m}_w}$  versus a proporção das vazões de água e ar  $\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}$ .

O gráfico se ajusta à  
equação

$$\frac{Ka.V}{\dot{m}_w} = \lambda \left[ \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right]^n$$

em que  $\lambda$  e  $n$  são constantes para um determinado recheio.

Ao traçar logaritmicamente  $\frac{Ka.V}{\dot{m}_w}$  em relação  $\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}$ , o valor de  $\lambda$  e  $n$  podem ser determinados.

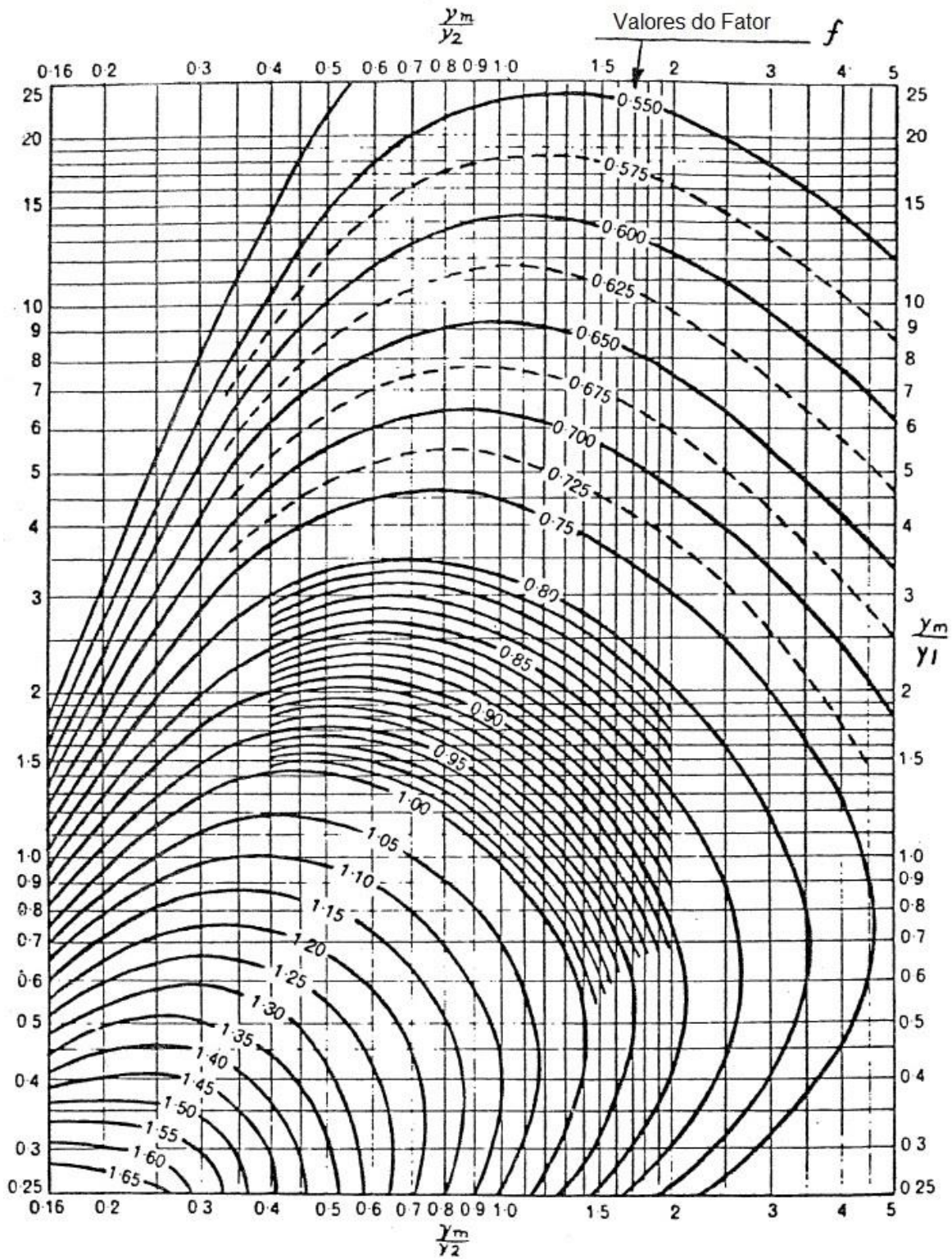


Diagrama de determinação da Força Motriz

(By Carey & Williamson, based upon a chart prepared by W. L. Stevens).

Ao sobrepor a equação característica às curvas de demanda da torre de água de resfriamento fornecidas na Ref. 9, o desempenho de uma torre de resfriamento equipada com essa gaxeta pode ser previsto para uma faixa mais ampla de condições.

## PREPARAÇÃO PARA UM TESTE

- (i) Leia a página B, substituindo a coluna de características de embalagem pela coluna de embalagem (A, B ou C) no parágrafo 4 da página 8. (Se desejar, uma pequena quantidade, digamos de 5 a 10 cm<sup>3</sup>, de agente umectante fotográfico pode ser adicionada à água destilada despejada na unidade de base. Isso reduzirá o tempo necessário para que os recheios fiquem completamente úmidos).
- (ii) Desenhe cerca de 200 mm de cabo de termopar a partir da manga presa ao tubo de água. Se houver alguma dificuldade, remova o painel na parte traseira do painel de instrumentos e libere a liderança.
- (iii) Instale a mangueira plástica reforçada de extensão entre a conexão no distribuidor de água da tampa e a extremidade da mangueira existente.
- (iv) Conecte o cabo do indicador de temperatura em uma tomada de 240V C.A. fornecida.
- (v) Ligue o ventilador, a bomba e o indicador de temperatura - ajuste a taxa de fluxo de água para o máximo e deixe a unidade funcionar até que as gaxetas estejam completamente molhadas.

## CALIBRAÇÃO DE SENSORES

As temperaturas na unidade de base e na tampa são observadas no medidor digital no painel do instrumento, enquanto as temperaturas na coluna de características da embalagem são obtidas de um indicador digital de temperatura montado na lateral da coluna. Portanto, é necessário verificar a calibração dos dois

indicadores de temperatura da seguinte forma.

- (i) Prepare a unidade conforme indicado acima.
- (ii) Feche a válvula de controle de fluxo de água.
- (iii) Ligue a alimentação (A bomba funcionará, mas não haverá fluxo de água através da coluna).
- (iv) Abra totalmente o registro do ventilador.
- (v) Deixe a unidade funcionar por cerca de 20 minutos em um cômodo onde a temperatura esteja estável para que todos os sensores de ar atinjam a mesma temperatura.
- (vi) Observe e anote,
  - (a) As temperaturas de bulbo seco  $t_1$  e  $t_3$  são indicadas pelo indicador digital no painel de instrumentos.
  - (b) As temperaturas de bulbo seco  $t_{2e}$ ,  $t_{5e}$  e  $t_{8e}$  são indicadas pelo indicador digital montado na lateral da coluna de características de embalagem.
- (vii) Depois de comparar a média de  $t_1$  e  $t_3$  com a média de  $t_{2e}$ ,  $t_{5e}$  e  $t_{8e}$ , a discrepância entre os instrumentos se tornará aparente e a correção necessária poderá ser aplicada às leituras observadas em um ou outro instrumento.

## REMOÇÃO DOS SENSORES DE BULBO ÚMIDO E SECO

Os sensores de bulbo úmido e seco e suas capas estão dobrados e devem ser removidos com cuidado para evitar danos:

1. Remova a tampa do conduíte do cabo na parte traseira da coluna e solte o cabo do termopar suficiente para permitir a retirada do sensor.
2. segure a extremidade do sensor para evitar a rotação e, em seguida, desparafuse a porca sextavada preta do prensa-cabo para liberar o sensor.
3. Ainda segurando o sensor, desparafuse e retire o corpo do prensa-cabo hexagonal preto.
4. Retire o sensor com cuidado, girando-o em 90° para que o pavio fique livre das portas na tampa do sensor.

Ao substituir o sensor, é útil umedecer o pavio e, novamente, o sensor deve ser girado para liberar as portas do capô.

## PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

### Objeto

Para determinar a Equação Característica da Torre de Resfriamento de Bancada Hilton.

### Aparelhos

A torre de resfriamento de bancada Hilton equipada com a coluna de características de pacotes.

### Preparação

Estude o aparelho e identifique todos os controles, instrumentos e os caminhos de água e ar.

Leia as instruções fornecidas na página 57.

Opere a unidade até que todas os recheios estejam úmidos.

### Procedimento e observações

- (i) Abra totalmente o registro de entrada do ventilador e ajuste o fluxo de água para o máximo.
- (ii) Ligue os aquecedores de água para fornecer uma entrada de calor de 1,0 a 1,5 kW.
- (iii) Permita que as temperaturas se estabilizem.
- (iv) Observe:
  - (a) Pressão diferencial do grifo.
  - (b) Vazão de água.
  - (c) Todas as temperaturas (corrigidas conforme detalhado na página 57).
- (v) Repita as observações em várias vazões de água menores, até cerca de 10 gm/s, sempre permitindo que as condições se estabilizem e fazendo as correções de temperatura necessárias.
- (vi) Feche parcialmente o amortecedor de entrada de ar e repita o procedimento anterior com leituras do manômetro de, digamos, 6 e 2 mm H<sub>2</sub>O.

Um exemplo de uma folha de observação típica é apresentado na página 61.

## CÁLCULOS

Um exemplo de folha de cálculo é mostrado na página 65.

1. Usando uma carta psicrométrica, determine a entalpia específica do ar úmido nas estações A, F, G, H e B. Determine também o volume específico do ar úmido na estação B.

2. Desenhe o gráfico de saturação do ar (como na figura 3) usando os seguintes dados de temperatura/ entalpia (ou, de forma alternativa, usando os dados da linha de saturação na carta psicrométrica):

Temperatura do ar (°C)	Entalpia do ar saturado (kJ/kg de ar seco)
0	9,6
5	18,8
10	29,5
15	42,2
20	57,9
25	76,8
30	101
35	130
40	168
45	216
50	277

3. No Diagrama de força motriz, página 64, os pontos de temperatura da água T/entalpia do ar (h) para as estações A, F, G, H e B.

4. Desenhe uma linha reta através de

- (i) A e B, ou seja, para quatro blocos de empacotamento com altura total de 0,48m
- (ii) A e H, ou seja, para três blocos de empacotamento com altura total de 0,36m
- (iii) A e G, ou seja, para dois blocos de empacotamento com altura total de 0,24m
- (iv) A e F, ou seja, para um bloco de empacotamento com altura total de 0,12m

(Essas são as linhas operacionais)

5. Usando o Diagrama de Força Motriz, determine  $y_1$ ,  $y_2$  e  $Y_m$  (consulte a Fig. 3, página 55) para cada altura de empacotamento.

6. usando a tabela de Carey e Williamson fornecida na página 56, determine o fator de correção para cada altura de embalagem.

7. Determine a força motriz média de entalpia  $8h_m$  para cada altura de empacotamento.

8. Calcule  $\frac{c_p(T_1 - T_2)}{\Delta h_m}$  (que é igual a  $\frac{Ka.V}{m_w}$ ) para cada altura de Empacotamento.

9. Calcule  $\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}$  (que é igual a  $\frac{\dot{m}_w'}{\dot{m}_a'}$ )
10. Logaritmicamente, trace um gráfico de  $\frac{Ka.V}{\dot{m}_w}$  contra  $\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}$  para cada altura de empacotamento.
11. Desenhe a melhor linha reta através dos pontos para cada altura de pacote e estime as equações na forma

$$\frac{Ka.V}{\dot{m}_w} = \lambda \left[ \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right]^n$$

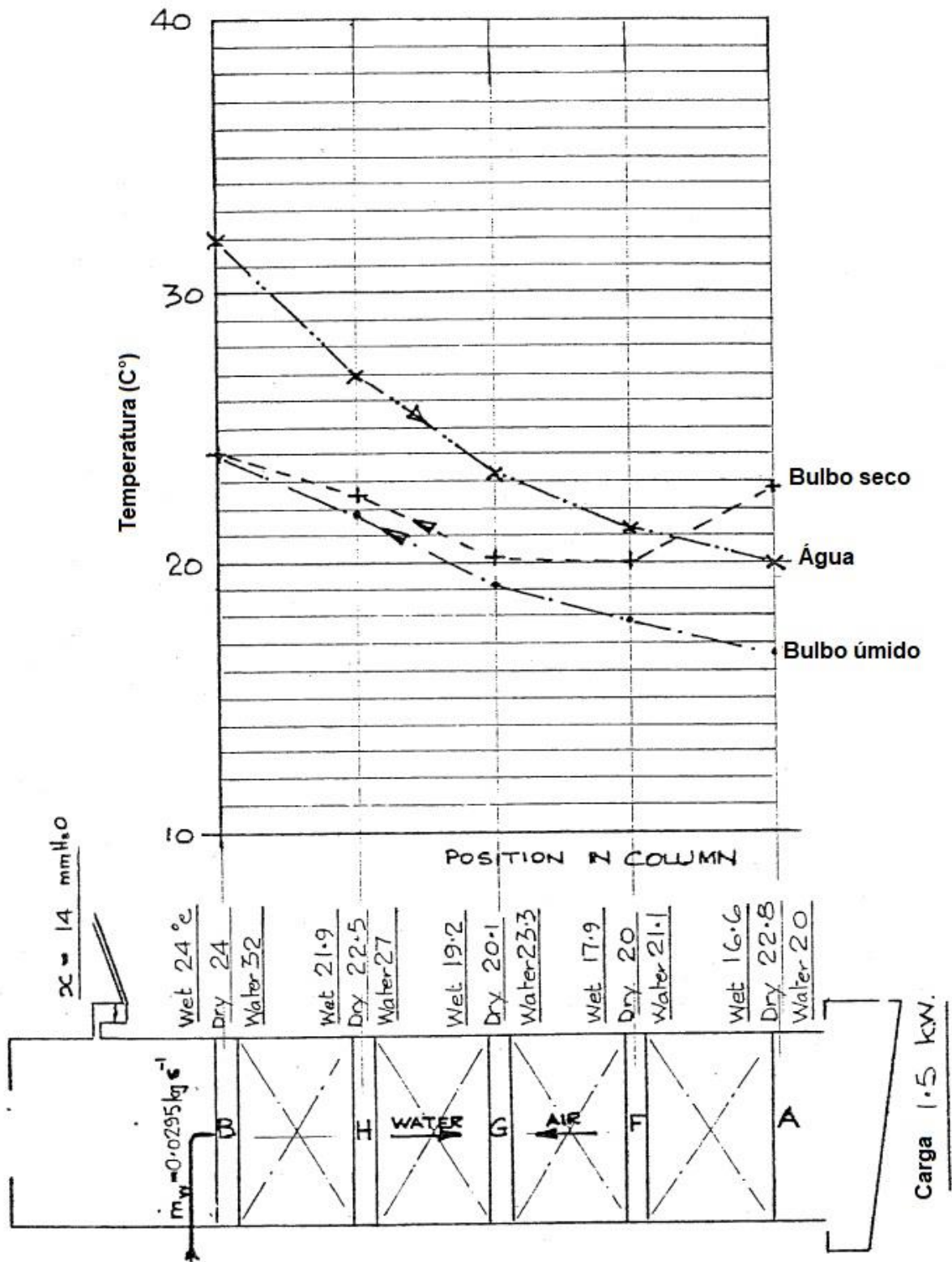
que, em seguida, se tornam as Orientações de Características da coluna Características do pacote.

## CÁLCULOS DE AMOSTRAS

Um conjunto de observações obtidas da torre de resfriamento de bancada Hilton equipada com a coluna de características de embalagem é mostrado na página 61.

Embora não seja essencial, é interessante desenhar as temperaturas de bulbo úmido, bulbo seco e água em relação às posições na coluna, conforme mostrado na página 62.

- (i) A partir das temperaturas de bulbo úmido e seco corrigidas, os pontos de estado do ar para as estações A, F, G, H e B foram plotados no gráfico psicrométrico, e as entalpias específicas foram obtidas, consulte a página 63.
- (ii) A partir das entalpias específicas do ar saturado, Página 59, foi traçada a curva de saturação.
- (iii) Os pontos de estado A, F, G, H e B foram plotados e o (s) Diagrama (s) de Força Motriz e as linhas de operação foram construídos, consulte a página 64.
- (iv) Para cada altura de empacotamento, foram determinados os valores de  $Y_1, Y_2, Y_m$ .
- (v) O fator de correção (f) foi determinado na página 56, e os valores de  $\Delta h_m$  foram calculados.
- (vi) Os valores de  $\frac{C_p (T_1 - T_2)}{\Delta h_m}$  ( $= \frac{K_a V}{\dot{m}_w}$ ) e de  $\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}$  foram calculados (consulte página 65)
- (vii)  $\frac{K_a V}{\dot{m}_w}$  e  $\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}$  foram plotados logaritmicamente para esse e outros testes, Página 66, e o as equações características obtidas.



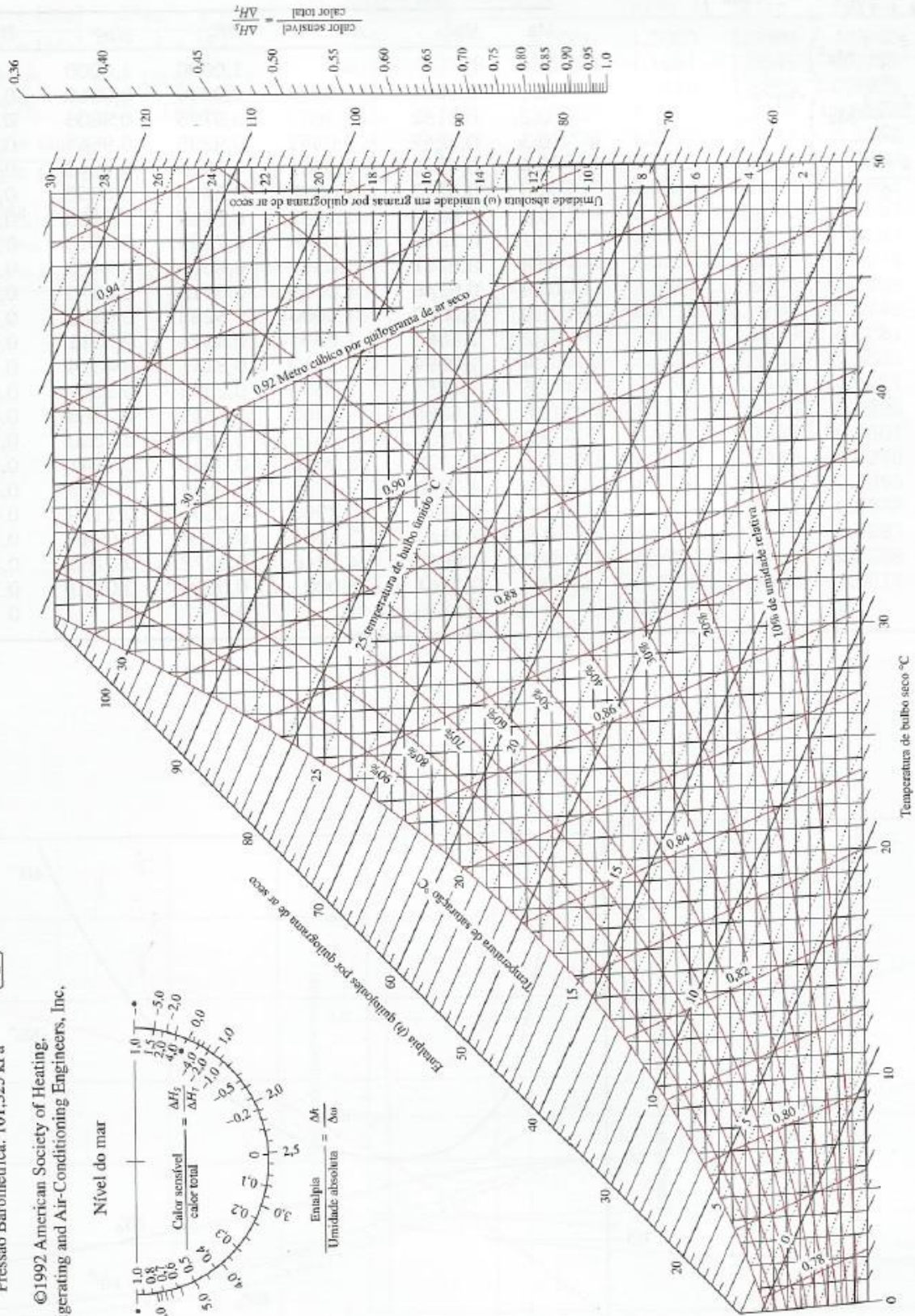
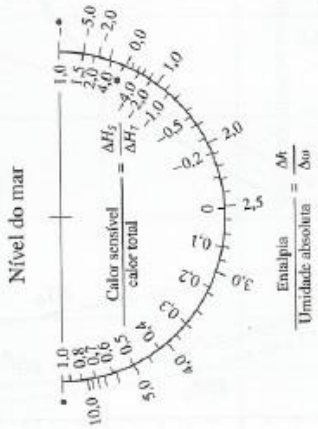
Distribuição de temperatura na coluna



**ASHRAE Psychrometric Gráfico N. 1**

Temperatura Normal  
Pressão Barométrica: 101,325 kPa

©1992 American Society of Heating,  
Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.



**ANEXO B – Relatório de Manutenção**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO  
SUCKOW DA FONSECA**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA (DEMEC)**

**Lucas Silva Rodrigues**

**Márcio Rocha Torres Machado Alves**

**RELATÓRIO DE MANUTENÇÃO DA BANCADA HILTON BENCH  
TOP COOLING TOWER H890**

**RIO DE JANEIRO**

**2025**

## INTRODUÇÃO

A Torre de resfriamento do modelo “Hilton H890” é peça chave no estudo conduzido, desempenhando um papel vital na condução dos experimentos dedicados a entender as condições de operação e técnicas de resfriamento em sistemas industriais. O presente documento visa fornecer uma visão sobre como a manutenção é peça essencial para garantir confiabilidade e precisão no funcionamento desta bancada.

Projetada para simular condições de resfriamentos industriais, a torre utilizada no experimento se mostra um exemplo de excelência da engenharia em nosso laboratório, sendo capaz de gerar condições parecidas com as encontradas em torres de resfriamento utilizadas na indústria de forma precisa e eficaz. Porém, como qualquer equipamento complexo, se faz necessário cuidados com manutenção para que se possa obter dados de alta qualidade e garantir a operação contínua do equipamento.

No presente documento, abordaremos o plano de manutenção corretiva que foi instaurado para garantir a integridade dos experimentos conduzidos e otimizar a qualidade dos resultados. Além disso, será apresentado detalhes relacionados à manutenção preventiva a fim de garantir uma vida útil maior ao equipamento e reduzir os riscos de falhas inesperadas.

Por fim, o documento visa servir como guia para garantir que os procedimentos de manutenção sejam executados, contribuindo para o sucesso da utilização da bancada nos estudos da área de sistemas térmicos.

## **DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL**

A bancada Hilton H890 é uma torre de resfriamento compacta, que permite uma simulação das condições encontradas em um sistema industrial de resfriamento evaporativo, possuindo a mesma configuração de uma torre de resfriamento de tiragem forçada de grandes proporções.

Possibilita-se, pela configuração da torre em questão distintas configurações de pacotes, que são divididos em quatro colunas cada uma com 150 mm x 150 mm x 600 mm. Além de toda a configuração que permite tanto a circulação de água quente quanto o fluxo de ar proveniente de um ventilador auxiliar.

## HISTÓRICO DE MANUTENÇÃO

Após feita a análise preliminar da bancada experimental ao primeiro contato, verificou-se visualmente que manutenções anteriores já haviam sido feitas. Nesse sentido, ficou constatado que a maioria dos dispositivos de vedação do sistema já haviam sido trocados e provavelmente não eram mais os originários de fábrica.

Os demais componentes, como os de estrutura e até mesmo de hidráulica foram considerados ainda como originais, com exceção do sistema de drenagem do equipamento, provavelmente alterado em alguma tentativa anterior de manutenção.

## NECESSIDADE DE MANUTENÇÃO

A necessidade de uma manutenção corretiva se mostrou clara desde o início que se quis desenvolver um estudo na bancada experimental, pois com as condições encontradas ficava claro a quantidade de vazamentos que iriam ocorrer no equipamento. Desde mangueiras antigas, todo o sistema de vedação e a caixa de aquecimento das resistências apresentaram pontos importantes de vazamento quando realizado um teste hidráulico preliminar. Além disso, praticamente todas as mangueiras e borrachas que compõe a torre estavam ressecados, de maneira a comprometer a integridade dos experimentos.

O ventilador apresenta-se como outra preocupação importante no sistema, pois é peça crucial para a existência do fluxo de ar, componente primordial para o bom funcionamento da torre de resfriamento.

Verificou-se também a integridade das resistências que são responsáveis pelo aquecimento da água antes que ela entre no sistema. Foi constatado que das 4 resistências originais, apenas 2 estavam em boas condições de funcionamento.

O sistema de exaustão, necessário para a dispersão do vapor d'água gerado na realização dos testes não foi localizado, sendo necessário então uma solução nova para esse componente da torre.

Por fim, foi constatada a necessidade de uma limpeza profunda em todos os componentes da bancada, uma vez que os diversos detritos encontrados poderiam comprometer o funcionamento correto da bancada causando algum tipo de entupimento ao longo do sistema hidráulico.

## **PROCEDIMENTOS DE MANUTENÇÃO**

Para se conseguir concluir toda a manutenção necessária que garantisse resultados confiáveis e de qualidade para o estudo foram implementados os seguintes procedimentos:

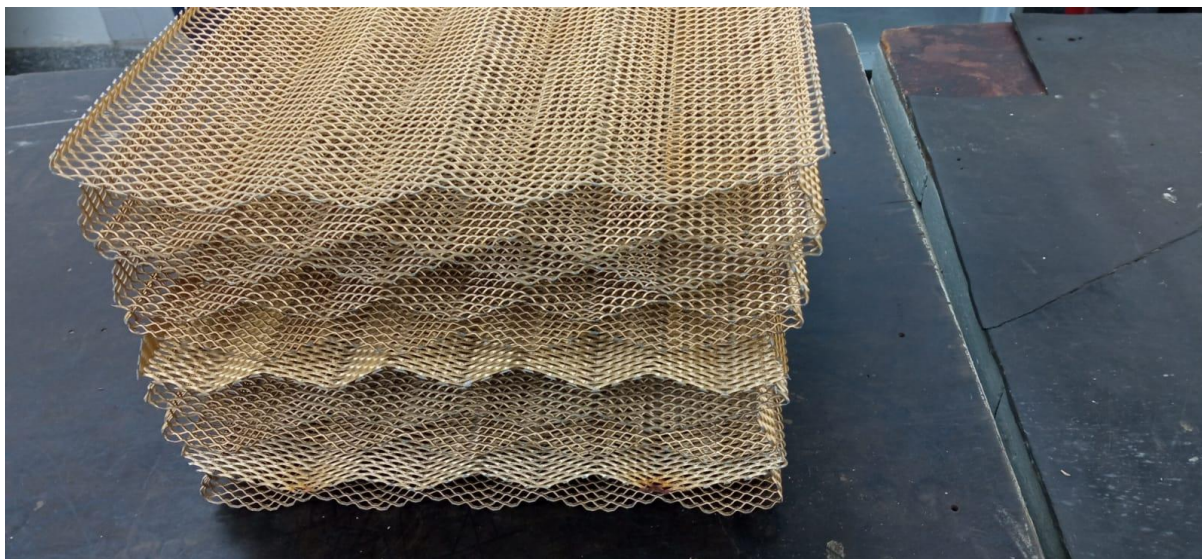
- Desmontagem dos componentes da torre e pacotes
- Limpeza individual de tudo que foi desmontado
- Substituição de todas as borrachas vedantes
- Substituição das mangueiras do sistema hidráulico
- Substituição das mangueiras de ar
- Nova ligação elétrica do ventilador do sistema
- Remontagem dos pacotes e demais componentes

## REGISTROS DE MANUTENÇÃO

Ao longo de todas as etapas descritas anteriormente, foram feitos registros fotográficos com o intuito de evidenciar a evolução obtida em cada fase. Aqui serão compartilhadas as imagens de autoria própria que exemplificam essas etapas:







## **RECOMENDAÇÕES DE MANUTENÇÃO PREVENTIVA**

A manutenção preventiva de uma bancada experimental de torre de resfriamento é essencial para garantir seu funcionamento eficiente e prolongar sua vida útil. Recomenda-se realizar inspeções periódicas nos componentes principais, como ventiladores e bicos de pulverização, verificando possíveis obstruções, vazamentos ou desgastes. A limpeza regular do reservatório de água e das tubulações é fundamental para evitar o acúmulo de sujeira, algas e incrustações que possam comprometer o desempenho térmico do sistema. Além disso, o monitoramento da qualidade da água, incluindo níveis de pH e concentração de sólidos dissolvidos, ajuda a prevenir corrosão e incrustações nos componentes metálicos. Deve-se também revisar conexões elétricas e garantir que os instrumentos de medição estejam calibrados corretamente. Seguir um cronograma de manutenção e registrar todas as intervenções realizadas contribui para a eficiência operacional e a segurança do equipamento.

## **CONCLUSÃO**

Ao longo desse documento destacamos a necessidade e a importância da manutenção para assegurar a qualidade dos resultados, mas também garantir a longevidade do equipamento. Apesar da robustez e confiabilidade da bancada, qualquer equipamento não está isento de desgaste e potenciais falhas, portanto, cabe a nós minimizarmos isso através de um bom plano de manutenção. Por isso, buscou-se delinear procedimentos práticos e claros para que se tenha uma abordagem sistemática que permita as atividades de manutenção serem assertivas e mais práticas, minimizando o tempo de inatividade e os riscos de interrupções não planejadas.