



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

**"DIAGNÓSTICO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA
TORRE DE RESFRIAMENTO DE ÁGUA DA
ARCELORMITTAL INOX BRASIL"**

ENG. VAGNER FERREIRA DE OLIVEIRA

Belo Horizonte, 30 de novembro de 2010

Eng. Vagner Ferreira de Oliveira

**"DIAGNÓSTICO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA
TORRE DE RESFRIAMENTO DE ÁGUA DA
ARCELORMITTAL INOX BRASIL"**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Calor e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Geraldo Augusto Campolina França
Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte
Escola de Engenharia da UFMG
Ano 2010



Universidade Federal de Minas Gerais

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Av. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha - 31.270-901 - Belo Horizonte – MG

Tel.: +55 31 3499-5145 - Fax.: +55 31 3443-3783

www.demec.ufmg.br - E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"DIAGNÓSTICO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UMA
TORRE DE RESFRIAMENTO DE ÁGUA DA
ARCELORMITTAL INOX BRASIL"**

ENG. VAGNER FERREIRA DE OLIVEIRA

Dissertação defendida e aprovada em 30 de novembro de 2010, pela Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica", na área de concentração de "Calor e Fluidos".

Prof. Dr. Geraldo Augusto Campolina França - UFMG - Orientador

Prof. Dr. Luiz Machado - UFMG – Examinador

Prof. Dr. Rudolf Huebner – UFMG – Examinador

A minha mãe,
Maria das Graças Ferreira de Oliveira e ao meu pai
José Caetano das Graças Oliveira, que está sempre
presente em nosso coração e em nossos pensamentos.

A minha amada esposa Marcilene de Oliveira Carvalho.

AGRADECIMENTOS

A Deus pelo seu amor, a Jesus Cristo por sua graça e ao Espírito Santo pela doce comunhão e consolação na vida de todos os que o buscam;

à minha esposa pelo apoio nos momentos difíceis e pela compreensão nas horas que não pude estar presente em razão a dedicação aos estudos e a pesquisa;

ao Professor Dr. Geraldo Augusto Campolina França pela dedicada orientação e objetividade que me permitiu alcançar este nível no trabalho. Também aos professores Dr. Luiz Machado e Dr. Rudolf Huebner pelo aceite ao convite de participar da banca examinadora;

à minha equipe de trabalho, meus amigos e mestres Eng. Isac Quintão Pessoa, pela oportunidade de fazer parte de sua equipe de Eficiência Energética na ArcelorMittal, pelas orientações, não só na condução deste trabalho, mas também em minhas atividades na empresa, Eng. Luciano Lellis Miranda e Eng. David Fagundes Fabri pelo apoio irrestrito no planejamento e na execução deste trabalho.

a todos e demais colegas das áreas de manutenção, instrumentação, operação e ao laboratório de metrologia da ArcelorMittal Inox Brasil, pelo apoio na preparação e realização dos testes;

ao meu ex. gerente Péricles da Silva Alves e ao atual gerente Benjamim Fullin Júnior, pela compreensão e apoio nos momentos em que precisei me ausentar da usina;

à ArcelorMittal Inox Brasil, pela oportunidade e condições oferecidas para a realização deste trabalho;

ao Breno Texeira de Mello da LOG Automação, pela cortesia de nos emprestar o inversor de frequência o qual foi utilizado durante os ensaios experimentais.

Meus sinceros agradecimentos.

“Tudo quanto te vier à mão para fazer, faze-o conforme as tuas forças, porque na sepultura, para onde tu vais, não há obra nem projeto, nem conhecimento, nem sabedoria alguma.”

(Bíblia sagrada *in* Eclesiastes 9:10)

“Porque Deus amou o mundo de tal maneira que deu o seu Filho unigênito, para que todo aquele que nele crê não pereça, mas tenha a vida eterna”

(Bíblia sagrada *in* João 3:16)

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	8
LISTA DE GRÁFICOS.....	10
LISTA DE TABELAS	11
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	12
NOMENCLATURA.....	13
RESUMO	15
ABSTRACT	16
1 INTRODUÇÃO.....	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1 Torre de resfriamento de água.....	20
2.1.1 Relevância para os processos industriais.....	20
2.1.2 Relevância para o Meio Ambiente	21
2.1.3 Relevância para a ArcelorMittal Inox Brasil.....	23
2.1.4 Classificação.....	25
2.1.5 Conceituação e terminologia	32
2.1.6 Balanço de massa e de energia	36
2.1.7 Coeficientes de transporte de calor e massa	40
2.1.8 Operação da torre e sua visualização gráfica.....	43
2.2 Modelos de torre de resfriamento de água.....	46
3 METODOLOGIA.....	53
3.1 Escopo do Trabalho.....	53
3.2 Descrição e características da Instalação.....	53
3.3 Modelo matemático para a caracterização do K.a.....	57
3.3.1 Formulação matemática do modelo integral.	58
3.3.2 Cálculo da eficiência da torre de resfriamento de água.....	61
3.4 Planejamento do ensaio experimental	61
3.5 Análise estatística de propagação de erros experimentais.....	64
3.5.1 Cálculo do valor médio real do mensurando com 95% de probabilidade.....	65
3.6 Formulação matemática para calcular a taxa de fluxo de ar e de água da torre	67
3.6.1 Cálculo da taxa de fluxo de ar	67

3.6.2 Cálculo da taxa de fluxo de água.....	71
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	72
4.1 Avaliação preliminar dos dados de processo do MRP-L	72
4.2 Análise de dados de processo dos ensaios experimentais	74
4.2.1 Avaliação dos perfis de temperaturas da torre de resfriamento de água	74
4.2.2 Cálculo do potencial de economia de energia elétrica da torre	76
4.3 Caracterização do parâmetro de desempenho das células da torre.....	77
4.4 Comparação entre o cálculo de desempenho K.a e de eficiência das células 1 e 2.....	80
4.5 Avaliação comparativa de desempenho das células 1 e 3	83
4.6 Avaliação comparativa de desempenho das células 2 e 3	83
4.7 Análise de sensibilidade e propagação de erros	85
4.8 Cálculo do valor médio verdadeiro das principais temperaturas da torre	88
5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	91
6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	92
ANEXO A	96
ANEXO B	97
ANEXO C	104
ANEXO D	106
ANEXO E.....	107
ANEXO F.....	108
ANEXO G	109
ANEXO H	110

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 – Fluxograma geral de distribuição da água na ArcelorMittal Inox Brasil.	24
FIGURA 2.2 - Torre de resfriamento com secção evaporativa e não evaporativa.	25
FIGURA 2.3 - Torre de resfriamento atmosférica.	27
FIGURA 2.4- Torre de resfriamento hiperbólica.	27
FIGURA 2.5- Torre de resfriamento em contracorrente com aspiração forçada.	29
FIGURA 2.6 - Torre de resfriamento em contracorrente com aspiração induzida.	30
FIGURA 2.7 - Torre de resfriamento de fluxo cruzado com aspiração induzida.	30
FIGURA 2.8 - Representação esquemática das partes de uma torre de resfriamento de água em contracorrente com aspiração induzida.	32
FIGURA 2.9 – Saturação adiabática.	35
FIGURA 2.10 – Esquema de um psicrômetro giratório.	35
FIGURA 2.11 - Volume de controle e as taxas de fluxos de ar e de água de uma torre de resfriamento de água.	37
FIGURA 2.12 – Representação esquemática da transferência de calor em uma gota d'água.	40
FIGURA 2.13 – Representação esquemática do contato da água – ar no enchimento da torre.	40
FIGURA 2.14 - Película de água e do ar em um processo de resfriamento numa torre.	41
FIGURA 2.15 – Fluxo de transferência de calor entre as interfaces da água e ar.	42
FIGURA 2.16 – Perfis de temperatura, umidade e fluxos de calor numa torre de resfriamento.	42
FIGURA 2.17 - Esquema de operação e sua visualização gráfica de uma torre de resfriamento de água.	44
FIGURA 3.1 – Carregamento de gusa no vaso do convertedor MRP-L.	54
FIGURA 3.2 – Representação esquemática do processo do MRP-L - Entradas e saídas.	54
FIGURA 3.3 – Representação esquemática dos circuitos de refrigeração do MRP-L.	55
FIGURA 3.4 – Torre de resfriamento de água da chaminé do MRP-L.	56
FIGURA 3.5 – Fluxograma e volumes de controle da torre de resfriamento da água da chaminé do MRP-L.	56

FIGURA 3.6 – Posição de instalação dos instrumentos de medição para coleta das variáveis de processo.	63
FIGURA 3.7 – Representação esquemática das correntes de ar que são aspiradas pelos ventiladores para o interior das células da torre do MRP-L.	67
FIGURA 3.8 – Representação esquemática dos pontos de coletas das amostras de velocidade do ar de exaustão.	68

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 2.1 – Distribuição das águas na Terra em um dado instante.	21
GRÁFICO 2.2 – Maiores consumidores de energia elétrica da ArcelorMittal Inox Brasil do ano de 2009.	24
GRÁFICO 4.1 - Temperaturas da água e do coletor de gases durante o processo e o intervalo de parada do MRP-L.	73
GRÁFICO 4.2 – Perfis de temperaturas do processo da torre de resfriamento.	74
GRÁFICO 4.3 – Comparação de temperaturas das águas resfriadas e a variação do consumo de energia elétrica entre as células.	76
GRÁFICO 4.4 – Comparação dos coeficientes de desempenho e da eficiência das células 1 e 2.	81
GRÁFICO 4.5 – Comparação do coeficiente K_a nas células 1 e 3 em função das variações de temperaturas medidas.	83
GRÁFICO 4.6 - Comparação do coeficiente K_a nas células 2 e 3 em função das variações de temperaturas medidas.	84
GRÁFICO 4.7 – Influência de erros de medição de temperaturas na obtenção do K_a .	87
GRÁFICO 4.8 – Seleção da mostra de dados de temperaturas para cálculos estatísticos.	88

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 Classificação das torres de resfriamento	31
TABELA 3.1 Detalhamento das etapas de execução dos ensaios experimentais	62
TABELA 3.2 Detalhamento das fases dos ensaios experimentais	62
TABELA 3.3 Relação dos instrumentos de medição utilizados durante os ensaios experimentais	64
TABELA 3.4 Velocidade média individualizada para cada célula da torre	69
TABELA 4.1 Dados do ensaio experimental para obtenção do K.a da célula 1.	78
TABELA 4.2 Resultado do parâmetro K.a da célula 1 da torre do MRP-L.	79
TABELA 4.3 Dados do ensaio experimental para obtenção do K.a da célula 2	79
TABELA 4.4 Resultado do parâmetro K.a da célula 2 da torre do MRP-L.	80
TABELA 4.5 Simulação de erro percentual do K.a em função ao erro da temperatura fria (T_2).	86
TABELA 4.6 Simulação de erro percentual do K.a em função ao erro da temperatura de retorno (T_1).	86
TABELA 4.7 Base de dados de temperaturas para calcular o valor médio verdadeiro.	89
TABELA 4.8 Resultados de valores médios reais para as principais temperaturas da torre	90

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Sigla	Nome por extenso
DEMEC	Departamento de Engenharia Mecânica
EQ.	Equação
FIG.	Figura
GNO	Aço elétrico de Grão não orientado
GRA.	Gráfico
MRP-L	Processo de refino do metal por lança
PPGMEC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
TAB.	Tabela
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais

NOMENCLATURA

Letras Latinas

a	Área específica de contato líquido-gás [m^2/m^3]
c	Calor específico da água de resfriamento [$J/kg \cdot ^\circ C$]
F	Fator de correção para as torres de resfriamento com fluxo de água-ar cruzado
H	Entalpia específica [J/kg]
h_g	Coefficiente de película de transferência de calor para a fase gasosa [$J/s \cdot m^2 \cdot K$]
h_l	Coefficiente de película de transferência de calor para a fase líquida [$J/s \cdot m^2 \cdot K$]
K	Coefficiente global de transferência de massa com base na fase gasosa [$kg/s \cdot m^2$]
$M_{\text{água}}$	Vazão volumétrica de água [m^3/h]
\dot{M}_{ar}	Vazão mássica de ar [kg/h]
NTU	Número de unidade da transferência de massa global
P_g	Pressão de saturação do ar [Pa]
P_t	Pressão total da mistura ar-vapor d'água [Pa]
P_v	Pressão parcial da mistura vapor d'água [Pa]
S	Parâmetro para o cálculo do fator de correção para as torres de fluxo cruzado
T	Temperatura [$^\circ C$]
T_0	Temperatura da água de reposição [$^\circ C$]
z	Altura do enchimento da torre [m]
$\dot{m}_{\text{água}_0}$	Taxa de fluxo de água de reposição [$kg/m^2 \cdot s$]
$\dot{m}_{\text{água}_1}$	Taxa de fluxo de água quente de retorno para torre [$kg/m^2 \cdot s$]
\dot{m}_{ar}	Taxa de fluxo de ar [$kg/m^2 \cdot s$]
N	Número de medições
($P\%$)	Probabilidade percentual onde se espera que qualquer valor medido esteja
\dot{Q}	Taxa de fluxo de calor [$J/m^2 \cdot s$]
S_x	Desvio padrão das médias

$\pm t_{v,p} S_{\bar{x}}$	Incerteza aleatória no valor médio devido à variação no conjunto de dados
x'	Valor médio verdadeiro.
\bar{x}	Valor médio da amostra
x_i	Número de cada medição realizada em função da variável aplicada

Letras Gregas

δ	Erro de leitura de temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
Δ	Variação
η	Eficiência térmica da torre de resfriamento de água [%]
λ	Calor latente de vaporização da água [J/kg]
ϕ	Umidade relativa [%]
ω	Umidade específica [kg de água/kg de ar seco]

Subscritos

0	Valor inicial
1	Sentido de entrada
2	Sentido de saída
água, 1	Condição da água na entrada da torre
água, 2	Condição da água na saída da torre
ar,1	Condição do ar na entrada torre
ar,2	Condição do ar na saída da torre
bu	Bulbo úmido
i	Interface
l	latente
s	Sensível
sa	Condição de saturação

Subscritos

'	Condição de equilíbrio
*	Condição de saturação

Termos em inglês

Approach	Diferença entre a temperatura de água fria com a temperatura de bulbo úmido
Range	Diferença entre a temperatura da água quente com a temperatura da água fria

RESUMO

O presente trabalho 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 do conversor MRP-L da área de Aciaria da ArcelorMittal Inox Brasil. Os testes foram conduzidos durante o início e o fim das corridas processadas do aço elétrico GNO, que tem boa representatividade em relação aos demais aços, tanto pela frequência anual, quanto pelo maior calor gerado durante o seu processamento. Foi calculado o coeficiente de desempenho K.a, para cada condição testada. O perfil de desempenho individual de cada célula da torre foi calculado durante as fases de processo do MRP-L. 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 do MRP-L proporciona uma economia anual em torno de 9% do consumo total da torre, representando um desembolso menor em torno de kR\$ 57/ano.

Palavras Chaves: Torre de resfriamento de água, Eficiência Energética, Inversor de frequência.

ABSTRACT

The present paper addresses the application of an integral formulation model to calculate the performance parameter of each of the three cells of the MRP-L converter water cooling tower at ArcelorMittal Stainless Brazil's Steel Shop. The tests were carried out during the beginning and the end of the NOG silicon steel heats processed, which has a good share as compared to other steel grades, both due to its annual production frequency and to a higher temperature generated during its process. The performance coefficient, K.a., was calculated for each situation tested. The individual performance profile of each tower cell was calculated during MRP-L process phases. The potential gain resulting from electric power reduction was identified by means of process data analysis. The use of frequency inverter on the tower fans and the tower shutdown period management as a function of MRP-L scheduled shutdowns answers affords an annual saving of approximately 9% of the total tower consumption, its means around kR\$57 less than an annual cost.

Key Words: *Cooling tower, Energy efficiency, Frequency inverter.*

1 INTRODUÇÃO

Torre de resfriamento de água é um equipamento responsável pela remoção de parte do calor gerado dos processos industriais. O processo de resfriamento envolve a transferência de calor latente devido à vaporização de uma pequena parte da água e, também, a transferência de calor sensível devido à diferença de temperatura entre a água e o ar. Segundo Cheremisinoff (1981) aproximadamente 80% do resfriamento é devido à transferência de calor latente e 20% refere-se ao calor sensível. Atualmente, para as indústrias, a torre de resfriamento está associada a fatores de redução de custos operacionais e a fatores ambientais. Os sistemas de arrefecimento operam, em geral, em circuito fechado visando à reutilização e a redução do desperdício de água. Uma reposição é necessária para suprir as perdas do processo por evaporação, arraste e purgas.

Segundo Cortinovis (2004) as torres de resfriamento são dimensionadas e selecionadas baseando-se em considerações econômicas e restrições impostas pelo sistema. No projeto, deve-se garantir a remoção de uma demanda térmica do processo e assegurar uma temperatura mínima para a água resfriada. O valor dessa temperatura constitui uma das maiores considerações no projeto de uma torre de resfriamento, tendo grande impacto no seu custo. O desempenho térmico da torre de resfriamento é de vital importância nas unidades industriais e pequenos desvios em relação às especificações de projeto podem implicar graves problemas de funcionamento e na economia de um processo. No entanto, observa-se uma carência ou quase inexistência de dados experimentais do desempenho de uma torre de resfriamento. Em geral, essa informação baseia-se quase exclusivamente no catálogo técnico do fabricante, sem uma preocupação marcante da sua comprovação na prática

O modelo fenomenológico de transporte de calor e massa numa torre de resfriamento de água, do tipo evaporativo o qual é apresentado na dissertação (Cortinovis, 2004) foi utilizado neste trabalho para diagnosticar o desempenho das três células de uma torre do tipo contracorrente. A metodologia proposta permite a caracterização do desempenho da torre em destaque, a partir de um ensaio de teste experimental. São requeridas as seguintes variáveis de processo: vazão da água de resfriamento, vazão do ar, temperaturas de entrada e saída da água pela torre, temperatura e umidade relativa do ar ambiente, além das dimensões geométricas da torre.

Embora as torres de resfriamento exerçam importância nas condições operacionais do processo, são equipamentos de pouca atenção nas unidades industriais. Após a formação de uma Equipe de Eficiência Energética na ArcelorMittal Inox Brasil, assuntos importantes como estes passaram ter uma atenção especial, tornando-os objetos de estudos e de pesquisas, como por exemplo o presente trabalho.

Os objetivos desse trabalho são:

- desenvolver uma metodologia para determinação do coeficiente de desempenho da torre de resfriamento de água em contracorrente e correntes cruzadas para ser aplicado nas demais torres da ArcelorMittal Inox Brasil;
- calcular o potencial de economia anual com a redução do consumo de energia elétrica por meio da aplicação de inversor de frequência no ventilador da torre.
- calcular o potencial de economia de energia elétrica da torre de resfriamento com o gerenciamento de paradas da torre em função as paradas do processo do MRP-L.

Esse documento está organizado da seguinte maneira:

No Capítulo 2, apresenta-se uma revisão bibliográfica sobre os principais conceitos e tipos de torres de resfriamento de água aplicado nos processos industriais. Os principais mecanismos e fenômenos de transferência de calor de uma torre de resfriamento de água do tipo evaporativo são abordados e ilustrados por figuras. A operação da torre pode ser facilmente compreendida pela análise gráfica apresentada, onde suas principais variáveis de processo são explicitadas. Apresentam-se também diversos trabalhos os quais abordam o desenvolvimento e aplicação de modelos matemáticos para obtenção dos coeficientes de desempenho, otimização e representação dos fenômenos de torres de resfriamento de água.

No Capítulo 3 descreve-se o processo do MRP-L, característica operacional e o fluxograma de processo. Apresenta-se o planejamento dos ensaios experimentais, a formulação de cálculo

utilizada para obtenção do parâmetro de desempenho da torre e o tratamento dos dados experimentais coletados.

No Capítulo 4 apresenta-se as principais análises do processo da torre de resfriamento de água durante as fases do processo do MRP-L. Importantes conclusões puderam ser feitas após análises dos dados. O potencial de economia anual de energia elétrica da torre com a aplicação de um inversor de frequência no ventilador número 3 da torre foi calculado. Foi calculado o desempenho das três células e feito a avaliação comparativa entre elas.

Finalmente, no Capítulo 5 são apresentadas as conclusões e sugestões para futuros trabalhos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Torres de resfriamento de água são importantes equipamentos ligados diretamente aos processos produtivos dos mais variados ramos das indústrias. Importantes avanços na área de pesquisa tem contribuído para o desenvolvimento de modelos matemáticos cada vez mais robustos os quais objetivam representar os fenômenos físicos no interior da torre, como também na otimização de projetos e diagnósticos de desempenho das torres de resfriamento de água. Em várias partes do mundo estudos vêm sendo conduzidos abordando de alguma forma o assunto torres de resfriamento, isto se deve em razão a sua importância associada a fatores de redução de custos operacionais e a ligação forte com o Meio ambiente, no quesito recirculação de água.

2.1 Torre de resfriamento de água

2.1.1 Relevância para os processos industriais

As torres de resfriamento de água desempenham uma função importante no controle de temperaturas dos processos industriais. O grau de importância dado às torres de resfriamento de água na indústria normalmente é percebido quando ocorre algum problema em seu funcionamento, prejudicando a operação das unidades e impactando no custo da unidade. Atualmente, tem-se dado maior atenção ao projeto e operação das torres de resfriamento, para assegurar o bom desempenho.

As torres de resfriamento são usadas para resfriar a água proveniente dos processos industriais. Esse resfriamento ocorre por meio do contato entre a água quente e o ar ambiente que é insuflado para o interior da torre. A água é resfriada devido à transferência de massa e de calor latente e sensível para o ar.

2.1.2 Relevância para o Meio Ambiente

A água é essencial ao surgimento e à manutenção da vida em nosso planeta, é indispensável para o desenvolvimento das diversas atividades criadas pelo ser humano, e apresenta, por essa razão, valores econômicos, sociais e culturais (Mierzwa, 2005).

Água é sinônimo de vida. No entanto, no último século, este bem tão precioso à vida humana, foi tratado com desperdício. Isto fez com que ele se tornasse um recurso cada vez mais precioso, escasso e disputado em grande parte do mundo (Mota, 2004).

A GRA. 2.1 apresenta a distribuição das águas na Terra em um dado instante. Observa-se que 97,5% do volume total de água do planeta formam os oceanos e mares e somente 2,5% são de água doce, e desse percentual, 68,9% estão localizados em calotas polares e geleiras, 29,9% em águas subterrâneas, 0,9% em outros reservatórios e apenas 0,3% em rios e lagos.

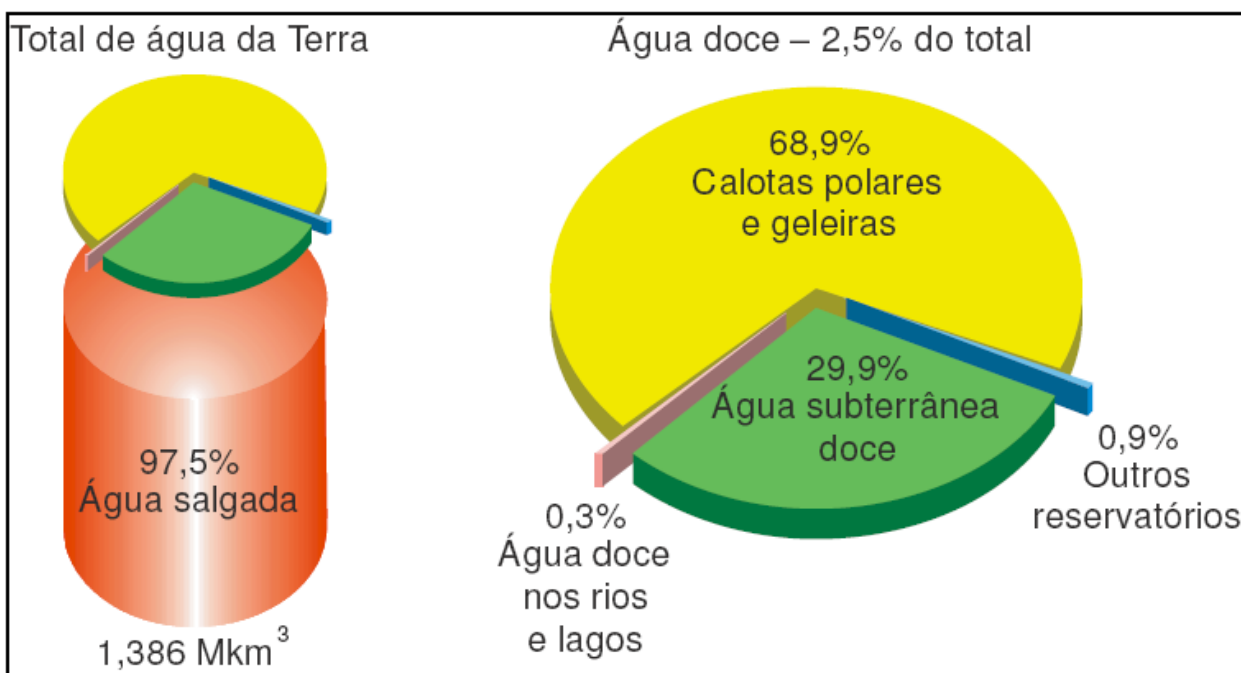


GRÁFICO 2.1 – Distribuição das águas na Terra em um dado instante.

FONTE – RECESA, 2008, p.11

Segundo Siqueira (2002) o Brasil concentra hoje entre 13% e 15% da água doce acessível de todo o planeta, sendo o grande problema sua distribuição irregular. Do volume total 80% concentra-se na região Amazônica com baixa densidade demográfica. Os 20% restantes estão distribuídos nas demais regiões que abrigam a maior parte da população.

Segundo Mierzwa (2005) o aumento da população e o incremento industrial, a água passou a ser cada vez mais utilizada, como se fosse um recurso abundante e infinito. O conceito de abundância de água ainda é muito forte, principalmente no Brasil, um dos países que mais dispõem desse recurso, pois cerca de 13% de toda a água doce do planeta encontra-se em território brasileiro. O problema com a água no Brasil diz respeito à sua distribuição. A escassez de água atinge áreas de climatologia desfavorável e regiões altamente urbanizadas, como é o caso das principais áreas metropolitanas.

A utilização de torres de resfriamento nas indústrias tem um significado muito importante no combate do desperdício da água que é um recurso natural muito precioso e que tem sido a preocupação mundial aplicado à sua preservação, pelo seu uso racional, e com inteligência e também com sustentabilidade. Geralmente as torres operam com um circuito semi-aberto visando à recirculação e a redução de grandes perdas. No entanto, uma reposição de água é necessária para suprir as perdas inerentes ao processo de resfriamento que é evaporativo, deste modo, uma parcela de água é utilizada para repor as perdas pela evaporação, arraste e purga.

2.1.3 Relevância para a ArcelorMittal Inox Brasil

A ArcelorMittal Inox Brasil é a única produtora integrada de aços planos inoxidáveis e elétricos da América Latina. Líder absoluta em seu segmento no mercado brasileiro, com mais de 70% de participação, a Empresa também exporta para mais de 50 países. Além dos aços planos inoxidáveis e elétricos, também produz aços carbono especiais.

“A Usina Siderúrgica da ArcelorMittal Inox Brasil está localizada na cidade de Timóteo (MG), na região conhecida como Vale do Aço em função da forte vocação siderúrgica. Com capacidade instalada da ordem de 900 mil toneladas/ano de aço líquido, a usina situa-se às margens da BR-381, rodovia que é o principal corredor de passagem entre o estado de São Paulo e o nordeste brasileiro. Está às margens da linha férrea Vitória a Minas, que interliga Minas Gerais ao complexo portuário do estado do Espírito Santo, e na linha do Gasoduto do Vale do Aço, rede de distribuição capaz de transportar 2,4 milhões de metros cúbicos de gás natural por dia. Tal localização facilita o escoamento dos produtos para todo o Brasil e também para o mercado internacional, bem como o abastecimento da planta”.

“A Empresa conta hoje com três grandes linhas de produção. Os aços planos inoxidáveis são aplicados nas áreas de construção civil, transporte, linha branca, saúde, alimentação, bens de capital, baixelas, cutelaria, entre outros. Já os aços elétricos são aplicados nas indústrias de transformadores, motores elétricos, compressores herméticos, geradores de energia, reatores e reprocessadores. São formados pelas linhas Grão Orientado (GO) e Grão Não-Orientado (GNO)”.

Para atender a demanda de água dos seus processos, a Empresa possui uma estação própria de captação e tratamento da água bruta do rio. Também possui uma estação de tratamento de efluentes para adequar a qualidade de descarte da água para o rio.

A FIG 2.1 apresenta o fluxograma geral da água na ArcelorMittal Inox Brasil num instante de tempo. Observa-se que a água é captada do rio Piracicaba, e após é bombeada para a estação de tratamento, que a deixa clarificada e potabilizada pelo tratamento físico e químico. Logo é bombeada para dois reservatórios elevados R1 e R2. A alimentação dos processos é feita por gravidade, os efluentes gerados são devidamente tratados e descartados novamente para o rio

Piracicaba. Embora o consumo de água das torres de resfriamento seja um pouco maior em relação aos demais processos da Empresa, o consumo seria quase 42 vezes a maior se não existisse as torres de resfriamento de água.

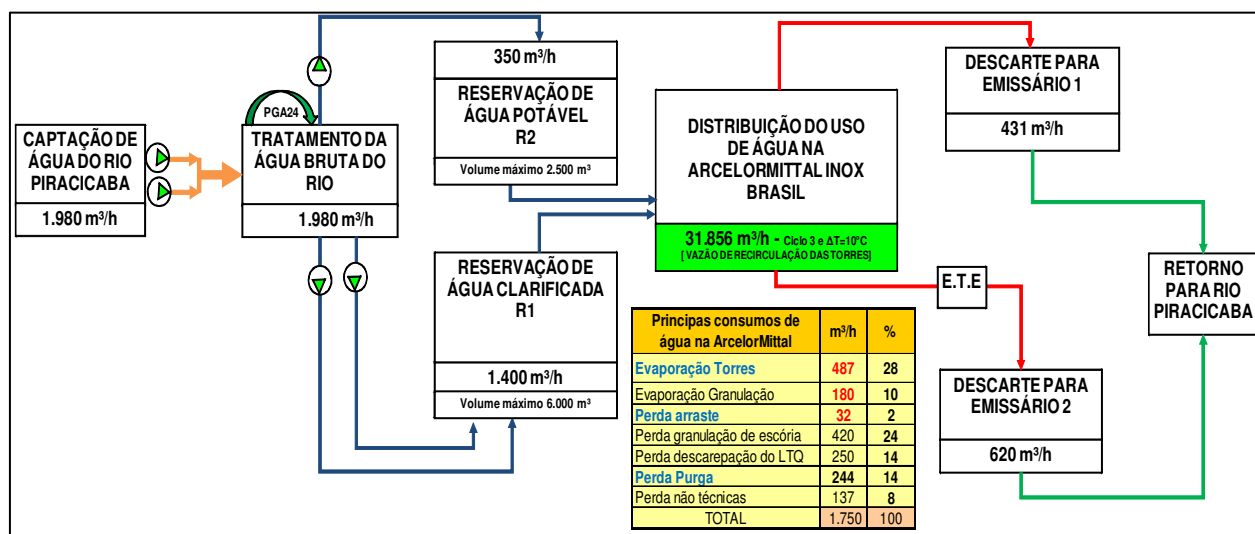


FIGURA 2.1 – Fluxograma geral de distribuição da água na ArcelorMittal Inox Brasil.

O GRA. 2.2 apresenta os maiores consumidores de energia elétrica da ArcelorMittal Inox Brasil referente ao ano de 2009. Observa-se que as Torres de resfriamento e ETA representam 5% do consumo total. Portanto, o presente trabalho aborda um estudo em uma torre de resfriamento de água, dado a sua importância para os processos da Empresa.

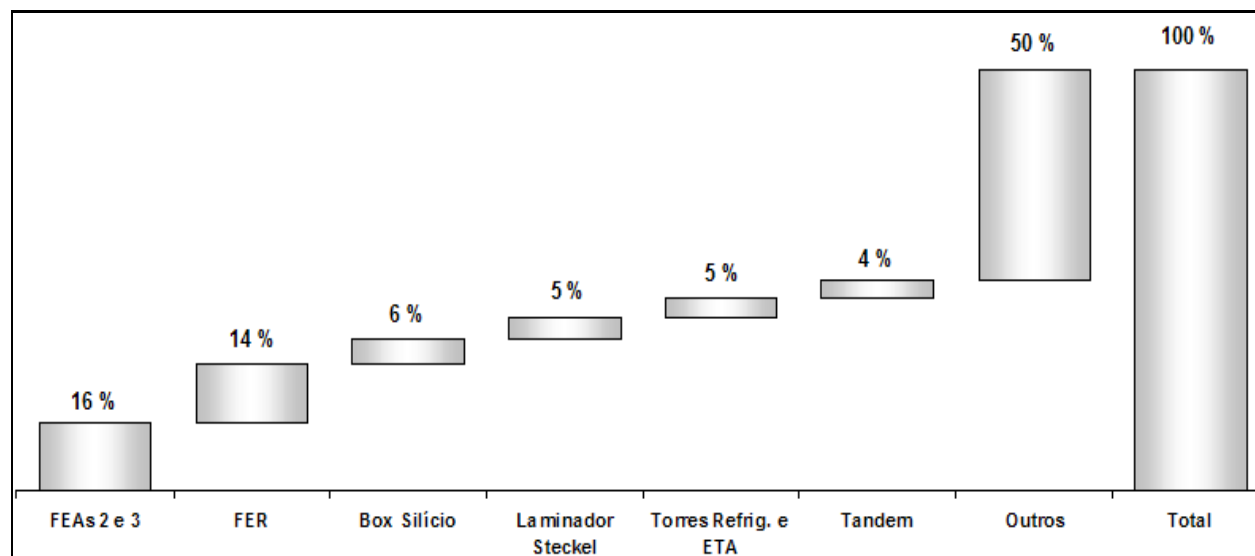


GRÁFICO 2.2 – Maiores consumidores de energia elétrica da ArcelorMittal Inox Brasil do ano de 2009.

2.1.4 Classificação

As torres de resfriamento são classificadas de acordo com o processo de dissipação de calor da água:

-Resfriamento evaporativo (wet cooling towers)

-Resfriamento não- evaporativo (dry cooling towers)

-Combinação entre resfriamento evaporativo e não- evaporativo (wet-dry cooling towers)

As torres de resfriamento não- evaporativas são empregadas quando a temperatura da água a ser resfriada é muito alta, como em usinas nucleares, ou quando o fornecimento de água para o sistema é precário. Nas torres de resfriamento não- evaporativas, a água quente ou vapor de exaustão de turbinas passa por uma serpentina em contato com o ar aspirado por ventiladores. O resfriamento da água ocorre devido à transferência de calor sensível da água para o ar (Treybal, 1981). Algumas torres de resfriamento combinam em um só equipamento as etapas de resfriamento não- evaporativo e evaporativo; são as chamadas wet-dry cooling towers. A FIG 2.2 mostra um esquema deste tipo de torre de resfriamento:

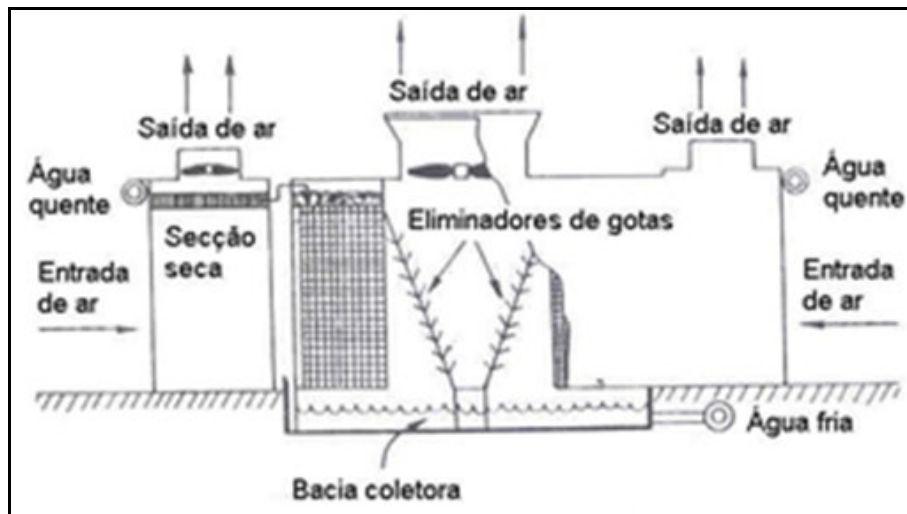


FIGURA 2.2 - Torre de resfriamento com secção evaporativa e não evaporativa.

FONTE – CHEREMISINOFF, 1986, p. 1068

Nas torres de resfriamento evaporativo, o resfriamento da água ocorre devido à evaporação de parte da água de recirculação do sistema e também devido à transferência de calor sensível da água para o ar. Nas torres de resfriamento evaporativo, o ar e água estão em contato direto; esta é uma das vantagens deste tipo de torre, pois permite uma alta transferência de calor e massa (El-Dessouky; Aalhaddad; Al Juwayhel, 1997). As torres de resfriamento evaporativas têm custo de capital e operacional inferior ao custo de torres não evaporativas (Goshayshi, 1998).

As torres de resfriamento evaporativo e não- evaporativo podem ser classificadas também conforme o processo de fornecimento de ar:

- Circulação natural
- Circulação forçada

Pode-se ainda aplicar outra classificação, de acordo com o tipo de escoamento do ar em relação ao da água:

- Fluxo cruzado
- Contracorrente
- Concorrente

A seguir, serão detalhados o funcionamento e as configurações dos outros tipos de torres de resfriamento (de acordo com as classificações já citadas), sempre considerando o tipo evaporativo (wet cooling tower), de maior importância neste trabalho.

Nas torres com circulação natural, o movimento das correntes do ar pode ser graças aos ventos (torres atmosféricas) ou por diferenças de densidades (hiperbólica) (Kern, 1950). Nas torres com aspiração natural, o primordial é a temperatura ambiente do ar. Caso a temperatura do ar aumente ao longo do dia, o funcionamento da torre poderá estar comprometido. Este tipo de torre de resfriamento é geralmente utilizado em plantas de porte elevado, como usinas termoelétricas.

A FIG 2.3 e a FIG 2.4 mostram esquemas de torres de resfriamento de circulação natural, atmosférica e hiperbólica, respectivamente.



FIGURA 2.3 - Torre de resfriamento atmosférica.

FONTE – CHEREMISINOFF, 1986, p. 1066

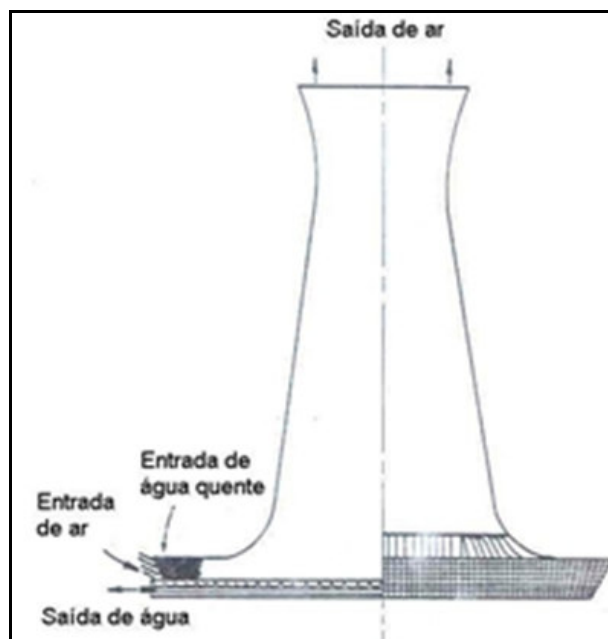


FIGURA 2.4- Torre de resfriamento hiperbólica.

FONTE – CHEREMISINOFF, 1986, p. 1066

Em localidades em que as velocidades dos ventos são altas, as torres atmosféricas podem ser uma alternativa econômica. As torres atmosféricas possuem venezianas ao longo do comprimento do enchimento, por onde o ar, conforme as direções dos ventos entram por um lado e saem pelo outro. As perdas de água por arraste são maiores que as de outros tipos de torres. O fluxo entre a água e o ar é cruzado. As torres atmosféricas são muito grandes e possuem custos de construção elevados, porém têm baixo custo operacional. Para as torres atmosféricas, o fator essencial é a presença do vento com uma determinada velocidade mínima. A localidade e o clima são fatores determinantes para a sua escolha, pois caso o vento cesse ou diminua a sua velocidade, o desempenho e a operação da torre estarão comprometidos.

Nas torres hiperbólicas, assim como nos demais tipos de torres, o ar entra em contato com a água quente, aquece-se e sua densidade diminui. A diferença de densidade entre o ar dentro da torre e o ar externo produz um escoamento natural do ar frio, que entra na região inferior da torre e o ar mais quente e menos denso sai no topo. As torres com aspiração natural possuem chaminé de aspiração, que facilita a saída do ar quente.

Nas torres com aspiração de ar mecânica, o ar circula pela torre através de ventiladores; a aspiração mecânica pode ser induzida ou forçada (Kern, 1950).

Na torre de resfriamento com aspiração mecânica induzida, o ventilador localiza-se acima do enchimento da torre; já na torre com aspiração mecânica forçada, o ventilador está localizado na parte lateral da torre, abaixo do enchimento.

A FIG. 2.5 e a FIG 2.6 mostram torres de resfriamento do tipo com aspiração mecânica forçada e induzida, respectivamente. Nas torres com aspiração induzida, o ar sai a uma velocidade mais alta, sendo jogado para cima da sua captação, dispersando-se com mais facilidade. No entanto, nas torres com aspiração induzida, a perda de carga do ar causada pelo enchimento da torre é maior, o que implica no aumento de potência do ventilador. Para a torre com aspiração forçada, a distribuição do ar é mais pobre, pois o ar deve fazer um desvio de 90° , ao contrário da torre com aspiração induzida.

Outra desvantagem da aspiração forçada é que o ar parcialmente saturado que sai da torre tem baixa velocidade e não se dispersa facilmente, podendo contaminar o ar que entra na torre, interferindo em seu desempenho.

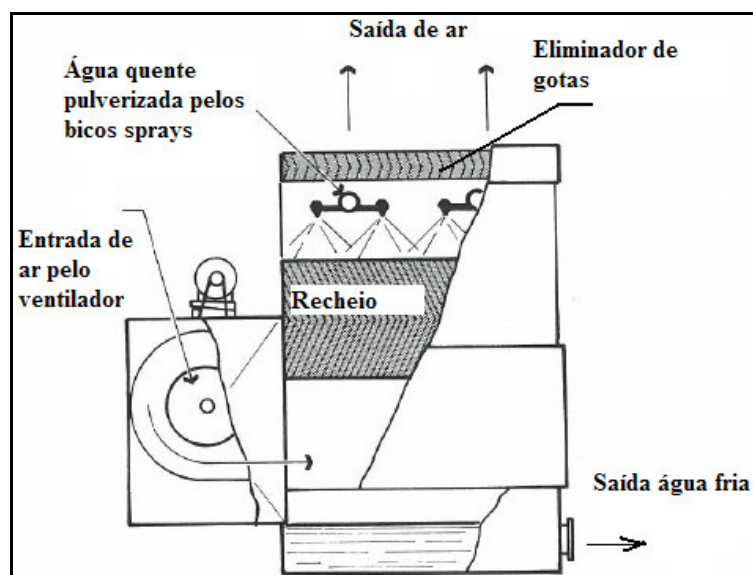


FIGURA 2.5- Torre de resfriamento em contracorrente com aspiração forçada.

FONTE – STAFF, 2006, p. 9

As torres com aspiração mecânica induzida podem ter configuração de fluxo cruzado ou contracorrente de entrada do ar em relação à corrente de água. Na configuração em contracorrente, a abertura de entrada de ar localiza-se abaixo do enchimento; deste modo, o ar entra na mesma direção e em sentido oposto em relação à água (Kern, 1950). A configuração de uma torre contracorrente é mostrada nas FIG. 2.5 e pela FIG 2.6. Na configuração de fluxo cruzado, o ar é aspirado através de duas aberturas laterais e entra perpendicularmente em relação ao enchimento e à corrente de água. O enchimento é dividido em duas seções e no intervalo entre essas seções, localiza-se o ventilador.

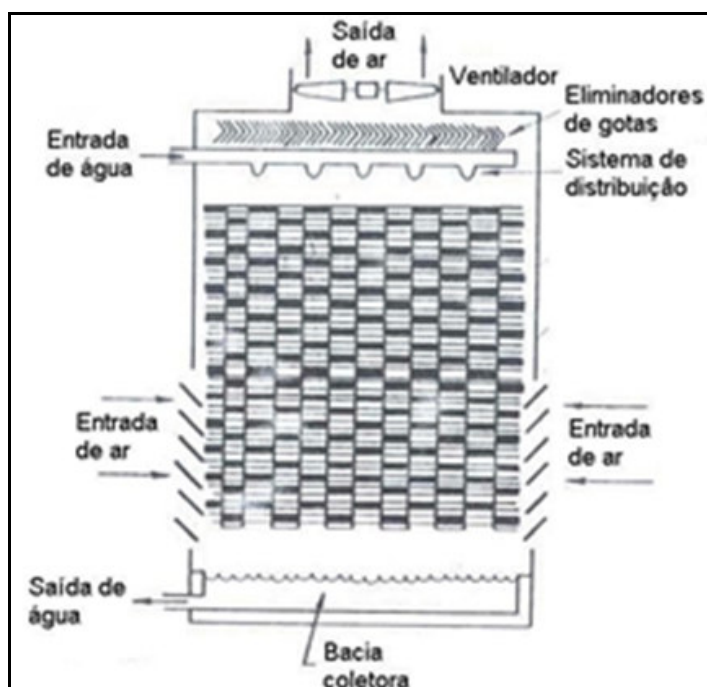


FIGURA 2.6 - Torre de resfriamento em contracorrente com aspiração induzida.
 FONTE – CHEREMISINOFF, 1986, p. 1067

A FIG. 2.7 mostra o esquema de uma torre de resfriamento do tipo fluxo cruzado.

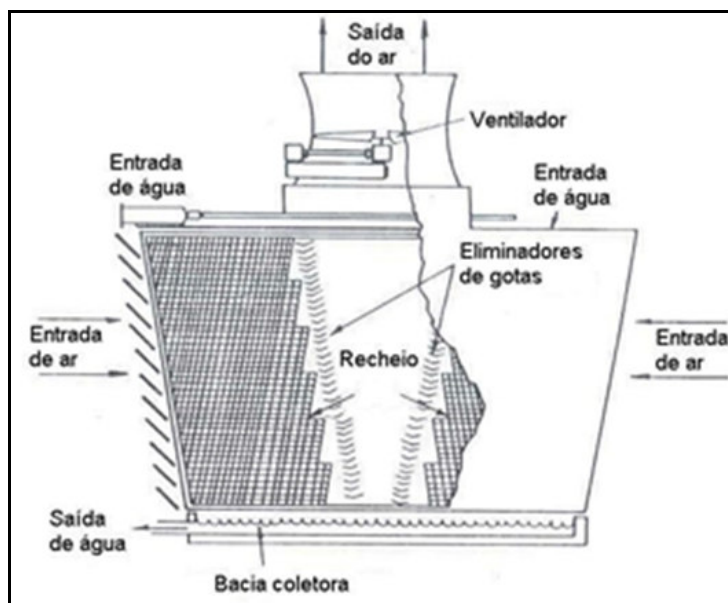


FIGURA 2.7 - Torre de resfriamento de fluxo cruzado com aspiração induzida.
 FONTE – CHEREMISINOFF, 1986, p. 1067

A TAB. 2.1 lista um resumo das classificações das torres de resfriamento de água:

TABELA 2.1 Classificação das torres de resfriamento

Tipo de resfriamento	Escoamento	Tiragem
Evaporativo	Fluxo cruzado	Natural
		Mecânica
	Fluxo contra-corrente	Natural
		Mecânica
Não evaporativo	-	Natural
		Mecânica
Não evaporativo e evaporativo	Concorrente	Mecânica

FONTE – CHEREMISINOFF, 1981, p. 1066

Quanto à alimentação de água, para as torres de resfriamento do tipo evaporativo, a água quente é distribuída no interior da torre de resfriamento por gravidade ou através de bicos pulverizadores (sprays). Para o sistema de distribuição por gravidade, a água quente é coletada em uma bacia no topo da torre, aberta para a atmosfera, com orifícios por onde a água passa para o interior da torre; esse sistema é normalmente utilizado em torres de fluxo cruzado. No sistema de distribuição por sprays, a água escoar por uma bateria de bicos sprays, dimensionados e arranjados para uma distribuição uniforme de água na torre. O sistema de sprays é geralmente utilizado em torres de resfriamento com fluxo contracorrente. Como o presente trabalho aborda estudo em uma torre do tipo contracorrente. A FIG. 2.8 mostra detalhamento das partes de uma torre do tipo contracorrente.

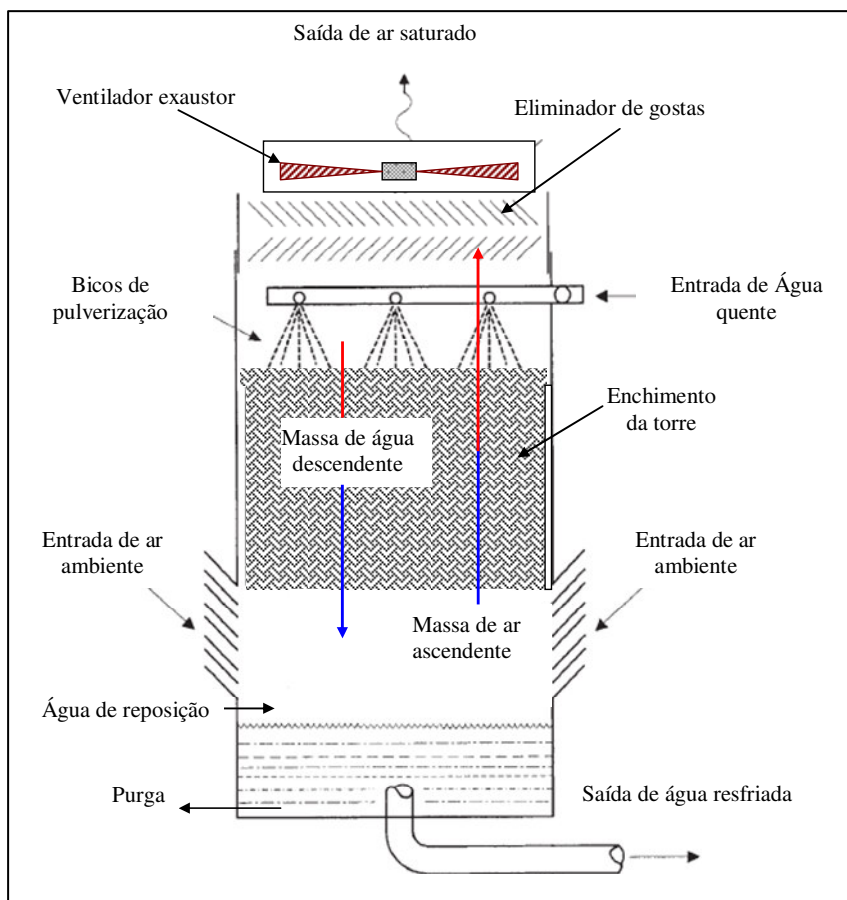


FIGURA 2.8 - Representação esquemática das partes de uma torre de resfriamento de água em contracorrente com aspiração induzida.

FONTE – LIU et al., 2007, p. 194

2.1.5 Conceituação e terminologia

Este item aborda as definições de alguns dos termos, parâmetros de projeto e de desempenho mais utilizados em torres de resfriamento.

A umidade do ar na entrada e saída da torre são parâmetros importantes para o desempenho e dimensionamento de uma torre de resfriamento.

Segundo Creder (2004) a relação entre a massa de vapor d'água e a massa do ar seco é denominada umidade específica ω . A razão da massa molar da água (18,016 gramas/mol de água) pela massa molar do ar (28,97 gramas/mol de ar) é igual a 0,622. Sabendo que a umidade depende apenas da pressão parcial de vapor na mistura, quando a pressão total da mistura ar-vapor d'água (P_t) é fixa e que a pressão parcial do vapor d'água (P_v) é igual ao produto da umidade relativa pela pressão de saturação do ar (P_g) a uma dada temperatura. No entanto, a EQ.(2.1) mostra o cálculo da umidade específica do ar (Wark, 1999):

$$\omega = 0,622 \cdot \frac{P_g \cdot \phi}{(P_t - P_g \cdot \phi)} \quad (2.1)$$

A *umidade absoluta* é a quantidade de vapor presente na mistura ar-vapor, sendo expressa em kg de vapor d'água por m³ de ar (Creder, 2004).

A *umidade relativa* (ϕ) é a relação entre a umidade absoluta existente e a máxima umidade absoluta a uma dada temperatura, quando o ar estiver saturado de vapor (Creder, 2004).

A quantidade de calor por unidade de tempo a ser dissipada pela torre de resfriamento é chamada de *carga térmica*. A carga térmica é imposta pelo processo e afeta diretamente as dimensões de uma torre de resfriamento.

A *bacia coletora* situa-se abaixo da torre de resfriamento, onde a água resfriada é coletada e bombeada novamente para a área de processo.

A diferença entre a temperatura da água quente (alimentação da torre) e a temperatura da água fria (saída da torre) é chamada de *range* (Evans Jr., 1980).

A diferença entre a temperatura da água fria (saída da torre de resfriamento) e a temperatura de bulbo úmido do ar na entrada da torre é definida como *approach* (Evans Jr., 1980).

A vazão de água adicionada ao sistema para repor as perdas de água por evaporação, arraste e purga é chamada de *reposição*.

Chama-se de arraste (*drift*) a perda da água de circulação da torre através de gotículas arrastadas pela descarga de ar.

O descarte de parte da água do sistema para controle de concentração de sais e outras impurezas é chamado *purga*.

Os eliminadores de gotículas (*drift eliminator*) têm como objetivo minimizar as perdas de água por arraste na corrente de ar que sai da torre para a atmosfera. Os eliminadores de gotículas são conjuntos de chicanas ou obstáculos colocados entre o sistema de distribuição de água na torre e o ponto de descarga de ar ou ventilador. As gotas de água ao se chocarem com os eliminadores de gotículas perdem força, separando-se da corrente de ar, permanecendo na torre de resfriamento.

A definição de temperatura de bulbo úmido é certamente uma das mais importantes e complexas, exigindo uma discussão mais ampla em relação às demais. Teoricamente, a temperatura de bulbo úmido é a temperatura mais baixa que a água pode atingir por umidificação adiabática do ar (Cheremisinoff; Cheremisinoff, 1981). A temperatura de bulbo úmido influencia as temperaturas de operação da planta e custos operacionais. O valor da temperatura de bulbo úmido é importante para o projeto de torres de resfriamento.

A temperatura de bulbo úmido é medida colocando-se uma mecha úmida ao redor do bulbo de um termômetro, imerso em uma corrente de ar não saturada. Como a mecha está molhada e o ar ao seu redor não está saturado, a água se evapora da mecha para o ar. O calor latente de vaporização é retirado da mecha, fazendo diminuir sua temperatura em relação à temperatura inicial. A queda de temperatura da mecha provoca um fluxo de calor sensível do ar para a mecha, reduzindo a temperatura do ar que a circunda. A temperatura de bulbo úmido é medida quando se estabelece o regime permanente.

Outra definição tão importante quanto à da temperatura de bulbo úmido é a da *temperatura de saturação adiabática*. A temperatura de saturação adiabática é a temperatura na qual a mistura vapor de água e ar torna-se saturada, em um processo adiabático. A FIG. 2.9 mostra um saturador adiabático. O ar entra com umidade inicial ω_0 e temperatura inicial $t_{ar,0}$. O ar que passa através da

câmara isolada sendo resfriado e umidificado. Admitindo-se que o contato gás-líquido é suficiente para que ar e água fiquem em equilíbrio, deste modo o ar que deixa a câmara está saturado a uma temperatura t_{sa} , ou seja, à mesma temperatura da água na câmara.

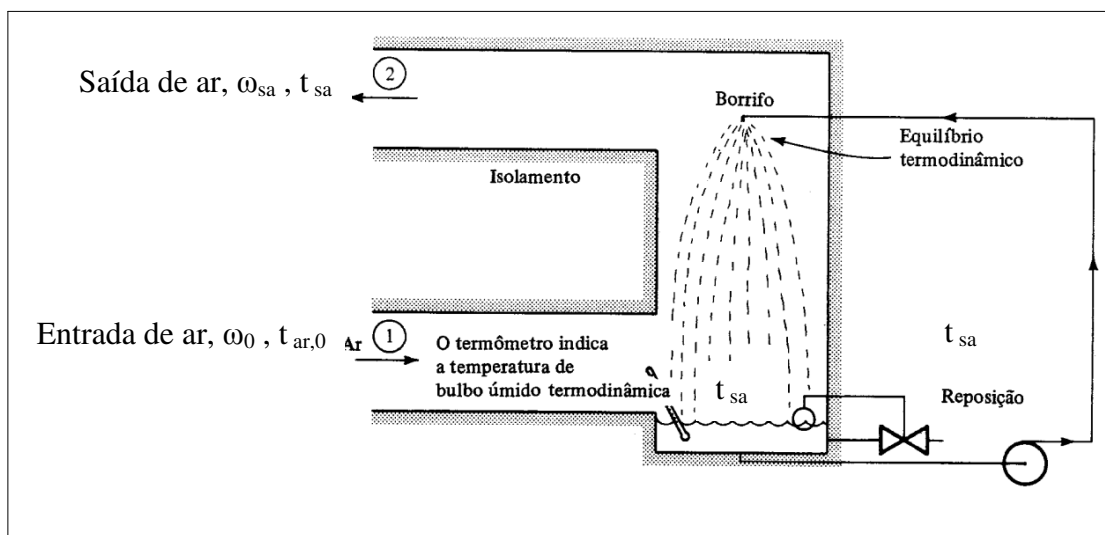


FIGURA 2.9 – Saturação adiabática.
 FONTE – STOECKER et al., 1985, p.54

A FIG. 2.10 mostra um esquema de um psicrômetro giratório. Este é um aparelho composto por dois termômetros, um de bulbo úmido e outro de bulbo seco, acoplados em um suporte giratório. Para acelerar o regime permanente e para intensificar o transporte de calor por convecção (tornando os efeitos de radiação térmica desprezíveis), os termômetros são agitados, girando-se o suporte pelo cabo. As leituras são feitas quando os valores das temperaturas se estabilizam com tempo.

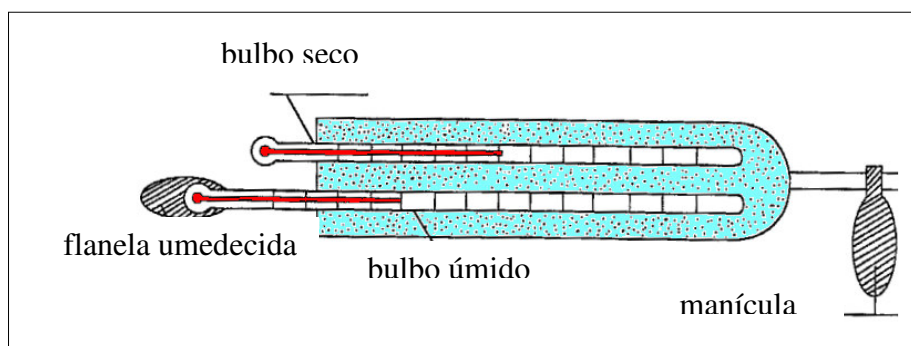


FIGURA 2.10 – Esquema de um psicrômetro giratório.
 FONTE – CREDER, 2004, p.32

2.1.6 Balço de massa e de energia

Cortinovis (2004) apresenta em sua dissertação o balanço de massa e de energia em uma instalação típica de uma torre de resfriamento operando com uma fonte de calor num circuito fechado. Nos balanços de massa e de energia mostrados pelas EQ. (2.2) à (2.10), considera-se que a vazão de reposição é igual à vazão da água evaporada. No entanto, existem outras perdas de água, por arraste ou purgas; neste caso, a vazão $\dot{m}_{\text{água}_0}$ inclui as perdas por evaporação, purgas e por arraste. Cheremisinoff (1986, In: El-dessouky; Alhaddad; al Juwayhel, 1997) relata que em condições normais de operação as perdas por evaporação e arraste são inferiores a 2 %. No entanto, existem outras referências, por exemplo, Ogboja (1987) considera que as perdas de água podem atingir até 10% da vazão de água que circula no sistema.

O balanço de massa de água considerando-se como volume de controle o sistema de resfriamento indicado na FIG. 2.11 e em regime permanente pode ser expresso pela EQ. (2.2).

$$\dot{m}_{\text{água}_0} = \dot{m}_{\text{ar}} \cdot (\omega_2 - \omega_1) \quad (2.2)$$

Por conveniência, as torres de resfriamento são analisadas com base de 1m² da área interna de sua base. Portanto, onde que \dot{m}_{ar} é a taxa de fluxo de ar (kg/m².s), ω_1 e ω_2 são as umidades específicas do ar de entrada e de saída da torre de resfriamento, respectivamente, e $\dot{m}_{\text{água}_0}$ é a taxa de fluxo de água de reposição (kg/m².s).

A FIG. 2.11 apresenta o volume de controle e as taxas de fluxos de ar e água do sistema de resfriamento de água operando com uma fonte de calor num circuito fechado. A água proveniente do tanque ou bacia da torre ($\dot{m}_{\text{água}}$, T_2) já resfriada é bombeada e passa por um trocador de calor de contato indireto, onde ocorre o aumento de sua temperatura da água ($\dot{m}_{\text{água}}$, T_1), assim retorna para a torre. A água de reposição ($\dot{m}_{\text{água}_0}$, T_0) é incrementada ao sistema para compensar a principal perda que é dada pela evaporação de parte da água que circula no sistema por causa da saturação do ar que passa através da torre.

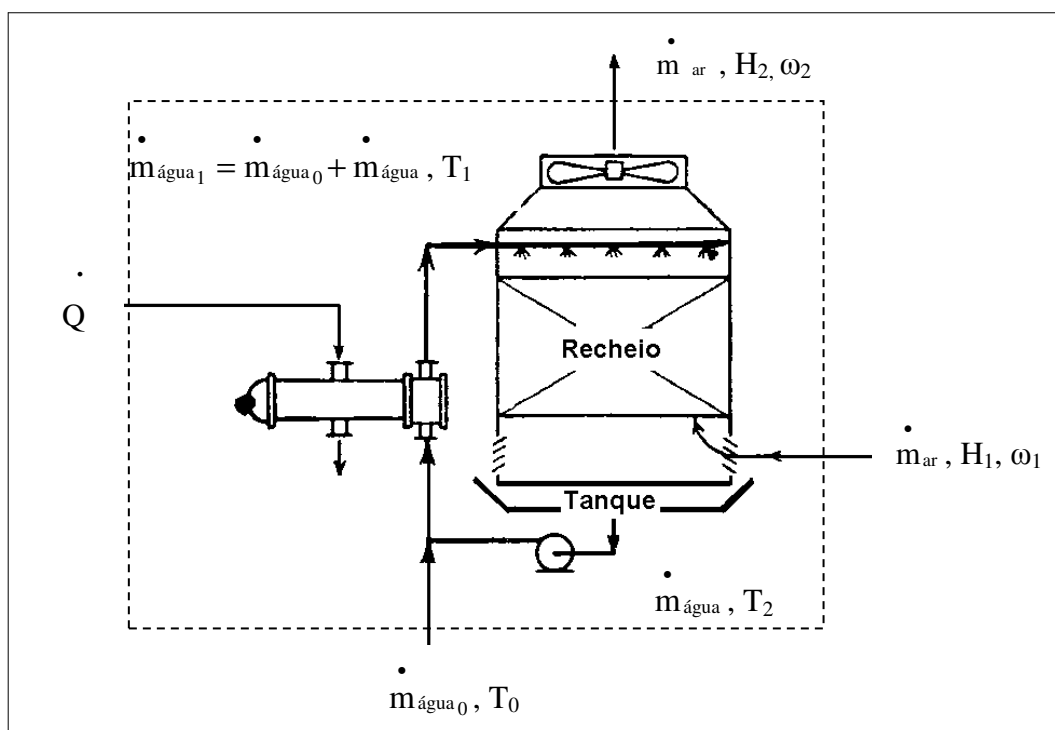


FIGURA 2.11 - Volume de controle e as taxas de fluxos de ar e de água de uma torre de resfriamento de água.
 FONTE – KERN, 1950, p.452

Para o balanço de energia do volume de controle da torre de resfriamento e do trocador de calor indicado na FIG. 2.11, considera que estão submetido a uma temperatura de referência igual a zero grau Celsius, tem-se:

$$\dot{Q} + \dot{m}_{\text{água}_0} \cdot c \cdot T_0 = \dot{m}_{\text{ar}} \cdot (H_2 - H_1) \quad (2.3)$$

Onde, \dot{Q} é a taxa de fluxo de calor, c é o calor específico da água de resfriamento e H é a entalpia específica do ar. As taxas de fluxo de ar e de água (\dot{m}_{ar} e $\dot{m}_{\text{água}_0}$) e as umidades específicas ($\omega_1 - \omega_2$) na entrada e saída da torre são consideradas constantes.

A EQUAÇÃO (2.4) apresenta o balanço de energia que também pode ser expresso em termos da variação da temperatura da água.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{água}} \cdot c \cdot (T_1 - T_2) + \dot{m}_{\text{água}_0} \cdot c \cdot (T_2 - T_0) \quad (2.4)$$

Onde, \dot{Q} é a taxa de fluxo de calor (J/m².s) e $\dot{m}_{\text{água}}$ é a taxa de fluxo de água na saída da torre (kg/m².s).

Por conveniência, supõe-se que a secção transversal da torre de resfriamento seja constante e igual a 1,0 m².

Substituindo-se a EQ. (2.4) na EQ. (2.3), tem-se:

$$\dot{m}_{\text{ar}} \cdot (H_2 - H_1) = \dot{m}_{\text{água}} \cdot c \cdot (T_1 - T_2) + \dot{m}_{\text{água}_0} \cdot c \cdot T_2 \quad (2.5)$$

Dividindo a EQ. (2.5) pela EQ. (2.2), obtém-se:

$$\dot{m}_{\text{água}_0} \cdot \frac{H_2 - H_1}{\omega_2 - \omega_1} = \dot{m}_{\text{água}} \cdot c \cdot (T_1 - T_2) + \dot{m}_{\text{água}_0} \cdot c \cdot T_2 \quad (2.6)$$

Combinando-se a EQ. (2.6) com a EQ.(2.4), tem-se:

$$\dot{m}_{\text{água}_0} = \frac{\dot{Q}}{(H_2 - H_1)/(\omega_2 - \omega_1) - c \cdot T_0} \quad (2.7)$$

A EQUAÇÃO (2.7) mostra a quantidade de água de reposição necessária para uma determinada condição de entrada (H_1, ω_1) e condição de saída (H_2, ω_2) para uma torre de resfriamento.

A transmissão de calor numa torre de resfriamento dá-se através da soma das parcelas de calor latente e calor sensível:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_s \quad (2.8)$$

O calor latente pode ser expresso por:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{\text{água } 0} \cdot \lambda \quad (2.9)$$

Onde, λ é o calor latente médio de vaporização da água na torre. Combinando-se as EQ. (2.8) e (2.9) com a EQ. (2.4), tem-se:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{\text{água}} \cdot c \cdot (T_1 - T_2) + \dot{m}_{\text{água}} \cdot c \cdot (T_1 - T_0) - \dot{m}_{\text{água } 0} \cdot \lambda \quad (2.10)$$

Dividindo-se a EQ. (2.10) pela (2.9), tem-se:

$$\frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_1} = \frac{\dot{m}_{\text{água}} \cdot c \cdot (T_1 - T_2) + \dot{m}_{\text{água}} \cdot c \cdot (T_1 - T_0)}{\dot{m}_{\text{água } 0} \cdot \lambda} - 1 \quad (2.11)$$

Combinando-se a EQ. (2.11) com as EQ.(2.5) e a EQ.(2.2), e desprezando-se o termo $\left(-\dot{m}_{\text{água } 0} \cdot c \cdot T_0 \right)$ da EQ. (2.11), tem-se

$$\frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_1} \cong \frac{1}{\lambda} \left(\frac{H_2 - H_1}{\omega_2 - \omega_1} \right) - 1 \quad (2.12)$$

A relação acima mostra que a razão entre o calor sensível e o calor latente depende das condições de entrada e saída do ar, que são conhecidas ou podem ser calculadas. As parcelas de calor latente e sensível são conhecidas respectivamente como os termos difusivo e convectivo da transferência de calor (Cheremisinoff; Cheremisinoff, 1981; Kern, 1950).

2.1.7 Coeficientes de transporte de calor e massa

Mello (2008) apresenta em sua dissertação o mecanismo de transporte de calor entre as interfaces da água e do ar. A FIG. 2.12 apresenta a transferência de calor em uma gota de água.

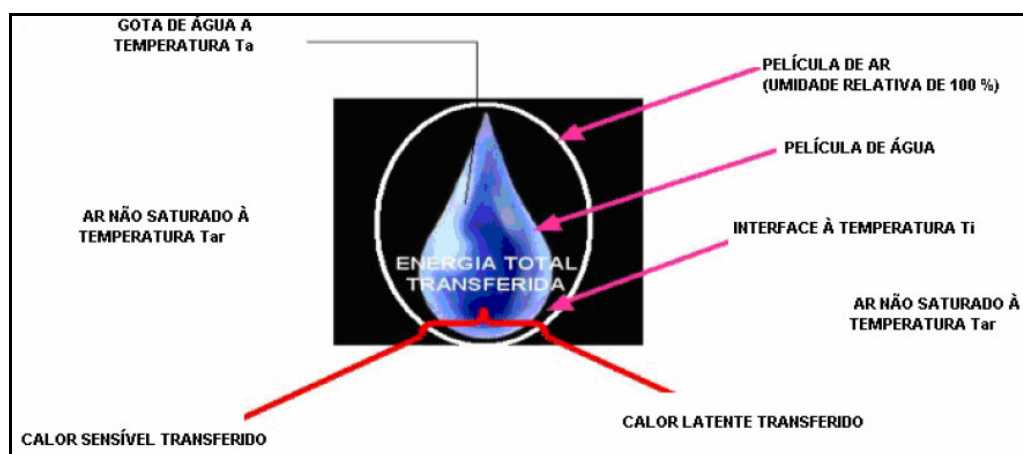


FIGURA 2.12 – Representação esquemática da transferência de calor em uma gota d'água.

FONTE – MELLO, 2008, p.43

A FIG. 2.13 esquematiza o sentido de escoamento e o contato da água e do ar ambiente no enchimento de uma torre de resfriamento de água.

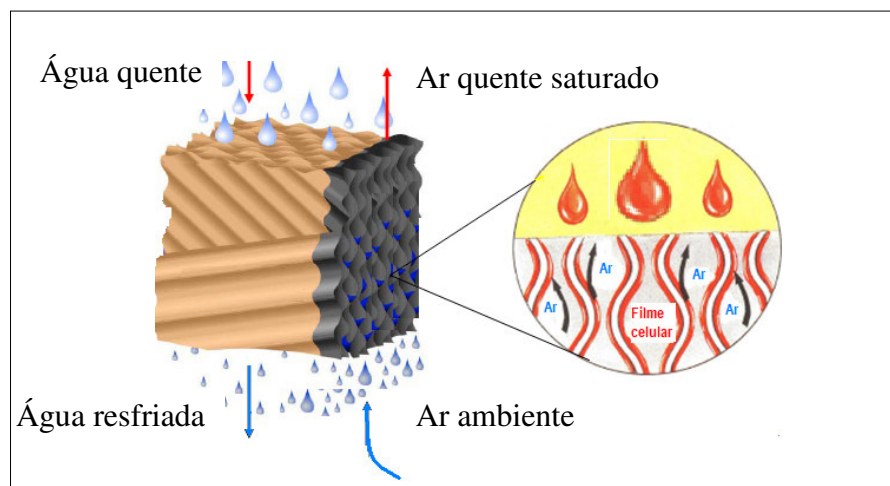


FIGURA 2.13 – Representação esquemática do contato da água – ar no enchimento da torre.

FONTE - BURGER, 1979, p.38

Entre a gota de água e a massa de ar, supõe-se a existência de uma película água - ar, separada por uma interface. Muitos autores consideram a interface como uma camada fina de ar saturado com um gradiente de temperatura através dela (McCabe, Smith, Harriot, 2005). Eles admitem que esta camada tenha as condições médias (T_i , H_i , ω_i) e que não ocorre resistência através dessa interface e, ainda, que as duas fases estão em equilíbrio, conforme esquema apresentado na FIG. 2.14.

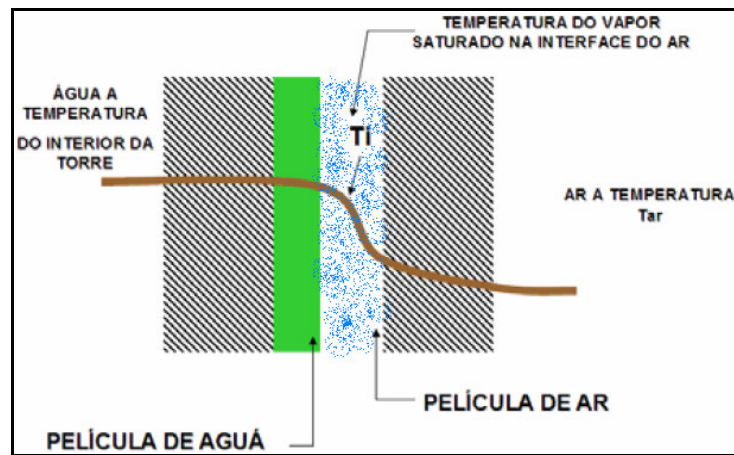


FIGURA 2.14 - Película de água e do ar em um processo de resfriamento numa torre.
FONTE – MELLO, 2004, p.44

As condições de interface são difíceis de serem determinadas, mas essa dificuldade pode ser contornada, admitindo-se que a película de água e a camada interfacial têm a mesma temperatura da massa de água. Uma vez que a resistência da película à transferência de massa é pequena, pode-se considerar, de fato, que $T_i = T_a$.

No processo da torre de resfriamento, conforme apresentado, água quente entra em contato com uma corrente de ar frio, promovendo, desta maneira, a transferência de calor da fase líquida para o gás, através da evaporação de parte da água para o ar não saturado, conforme ilustra a FIG. 2.15.

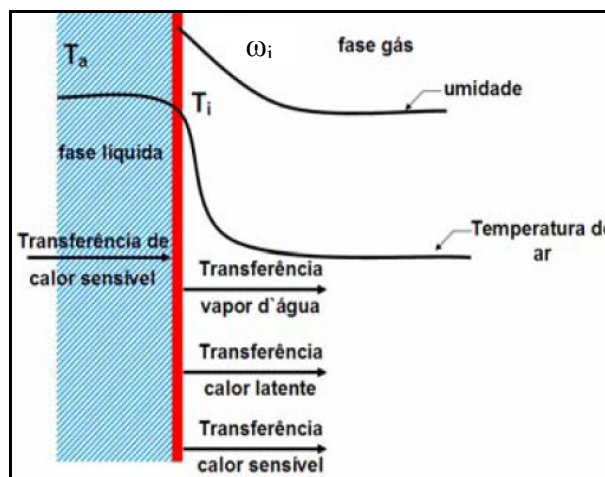


FIGURA 2.15 – Fluxo de transferência de calor entre as interfaces da água e ar.

FONTE – MELLO, 2004, p.45

A FIG. 2.16, objetiva representar o topo e o fundo de uma torre de resfriamento com escoamento de água - ar em contracorrente. O fundo está representado pela FIG. 2.16 (a); neste ponto, tem-se o ar entrando com uma temperatura que pode ser maior que a temperatura da água, mas a água está saindo resfriada, pois a temperatura da interface é menor que a temperatura da média de água. A umidade na interface é maior do que a média do gás, isto constitui a força motriz para a transferência de massa do vapor d'água para o ar.

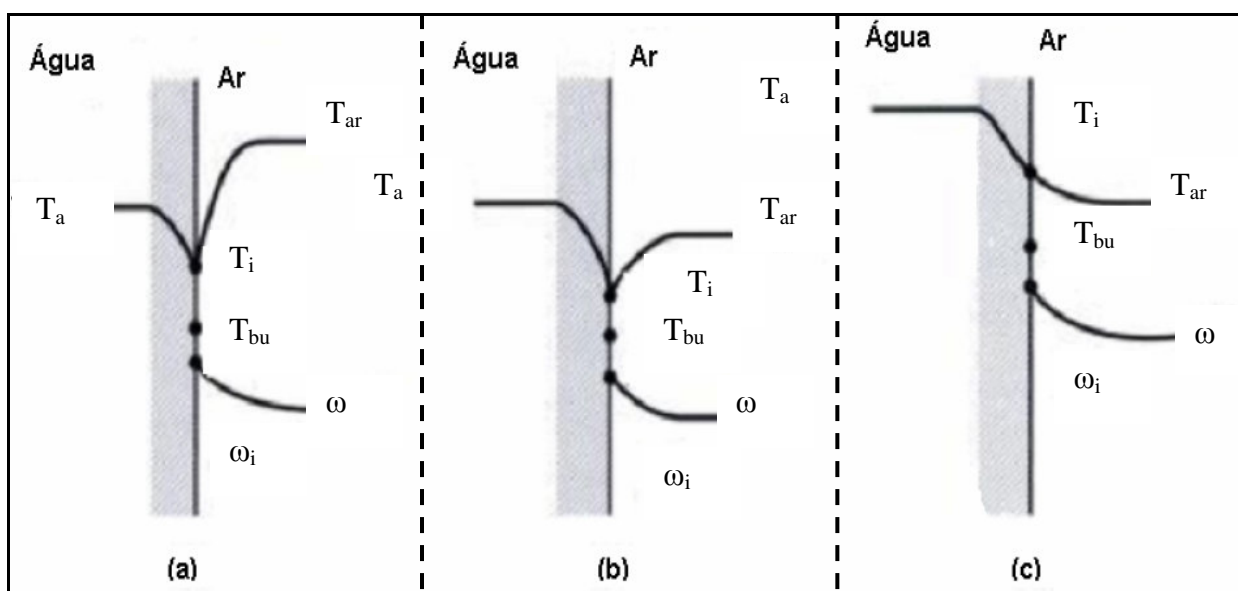


FIGURA 2.16 – Perfis de temperatura, umidade e fluxos de calor numa torre de resfriamento.

FONTE – MELLO, 2004, p.45.

Há casos em que, no fundo da torre, a temperatura do ar que está entrando é menor que a temperatura da água que está saindo, conforme a FIG. 2.16 (b), mas ainda acima da temperatura da interface; com isso, continua havendo transferência de calor sensível através do filme de gás embora em menor escala, pois a força motriz diminui, isto é, reduz a variação de entalpia.

A FIG. 2.16 (c) representa o topo de uma torre de resfriamento. No topo, a água de entrada está “quente” porque vem do processo e o ar está em princípio com umidade relativa “elevada”, pois já percorreu todo o enchimento da torre, trocando calor e massa com a água em contracorrente. Mas estes dois fluídos, ao entrarem em contato, provocam o seguinte fenômeno. A água que está com temperatura maior do que a temperatura do ar cede calor para o ar, elevando a sua temperatura e sua pressão de vapor, diminuindo conseqüentemente a umidade relativa. Com isto, por outro lado, ocorre a evaporação da parte de água em contato com este gás, resfriando assim a água líquida (Mello, 2008).

2.1.8 Operação da torre e sua visualização gráfica

Cortinovis, 2004 apresenta em sua dissertação a operação de uma torre de resfriamento de água por meio de um gráfico. Segundo Cortinovis (2004) apud Foust (1982) considera que por meio do método e as simplificações de Merkel, a linha de operação da torre contracorrente é determinada pela EQ. (2.13), que relaciona a variação de entalpia na fase gasosa com a variação de entalpia da água.

$$H_{ar,2} = H_{ar,1} + \frac{\dot{m}_{\text{água}} \cdot c}{\dot{m}_{ar}} \cdot (T_{\text{água},2} - T_{\text{água},1}) \quad (2.13)$$

A FIG. 2.17 esquematiza por meio de um gráfico a operação de uma torre de resfriamento de água.

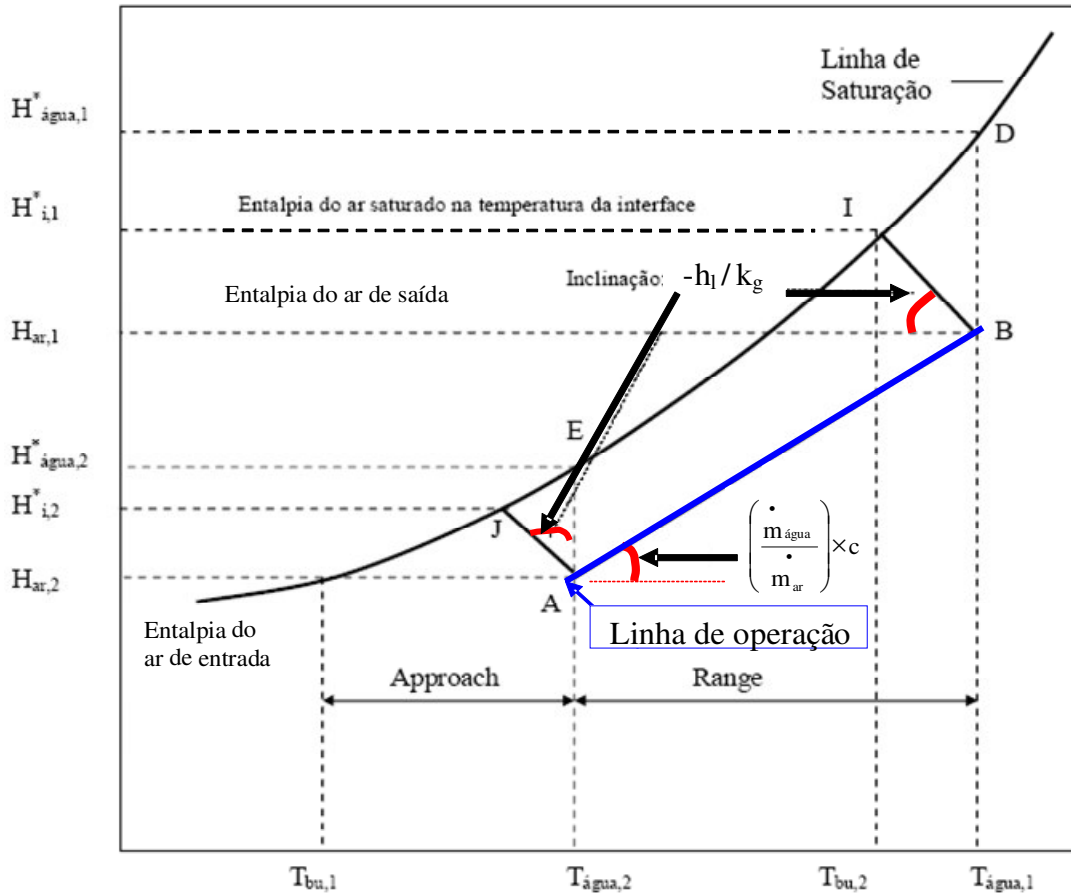


FIGURA 2.17 - Esquema de operação e sua visualização gráfica de uma torre de resfriamento de água.

FONTE – CORTINOVIS, 2004, p.47

A curva de equilíbrio representada pela FIG. 2.16 é obtida a partir de cartas psicrométricas. A linha de operação representada pelo segmento de reta AB contém os valores de entalpia da mistura ar-vapor, correspondentes à temperatura do líquido ao longo da coluna. Esta linha é traçada a partir das condições terminais (entrada-saída), ou a partir do coeficiente angular

$\left(\frac{\dot{m}_{\text{água}}}{\dot{m}_{\text{ar}}} \right) \times c$. As condições de interface são dadas pela curva de equilíbrio e podem ser calculadas

a partir da relação $-\frac{h_1}{k_g}$, expressa na EQ. (2.14).

$$-\frac{h_1}{k_g} = \frac{H' - H_{ar}}{T' - T_{\text{água}}} \quad (2.14)$$

Onde: H' é a entalpia de equilíbrio e T' é a temperatura de equilíbrio entre as fases.

O ponto B na FIG. 2.17 representa a entalpia do ar que sai da torre em função da temperatura de entrada da água. Uma reta partindo do ponto B e tendo coeficiente angular igual a $-\frac{h_1}{k_g}$ intercepta a curva de equilíbrio nas condições de interface do ponto B. O ponto I representa as condições na interface. Quando se despreza o efeito da resistência da película líquida, $-\frac{h_1}{k_g}$ tende ao infinito; este caso é representado pelo ponto D na FIG. 2.17. No ponto D, a temperatura de interface é igual à temperatura no ponto B. Para o ponto A, as condições de interface são dadas pelo ponto J, considerando-se a resistência da película de água; desconsiderando-se este efeito, a temperatura da água é a mesma da interface, situação mostrada no ponto E.

A relação $-\frac{h_1}{k_g}$ é obtida experimentalmente, assim como os outros coeficientes de transferência de calor e massa.

Aumentando-se a vazão de água ou diminuindo-se a vazão de ar, aumenta-se a inclinação da linha de operação e a reta AB tende se aproximar da linha de saturação. Quando a linha de operação aproxima-se da linha de saturação, a força motriz que é a diferença da entalpia da interface (H_i) pela entalpia do ar (H_{ar}), esta força do sistema diminui. Assim aumenta-se o número de unidades de transferência global (NTU) e conseqüentemente aumenta também a altura da torre. De modo contrário, quando diminui a vazão de água ou aumenta-se a vazão de ar, ocorre o inverso; a reta de operação distancia-se da linha de saturação, diminui-se o NTU e a altura da torre também é reduzida.

A altura de uma torre de resfriamento é inversamente proporcional à área compreendida entre a reta de operação e a linha de saturação. A área entre a linha de operação e a linha de saturação são definidas na FIG. 2.17 pelos pontos A, B, J e I (Cortinovis, 2004).

2.2 Modelos de torre de resfriamento de água

A situação física dentro de uma torre de resfriamento é muito complexa. Filmes e gotas de água no ar estão em constante mudança de configuração. Não existe modelo matemático capaz de simular todos os detalhes simultâneos do processo de transferência de massa e de calor dentro da torre (Mohiuddin; Kant, 1996) conseqüentemente, simplificações e considerações devem ser feitas para realização das análises. A teoria básica de operação de torre foi proposta primeiramente por Walker em 1923 que desenvolveu as equações básicas para transferência de massa e energia total, considerando cada processo separadamente. Um outro pesquisador, Merkel em 1925 combinou os coeficientes de transferência de massa e calor sensível em um único coeficiente global com base no potencial da força motriz de entalpia. Sua proposta requer algumas simplificações, que têm sido universalmente adotadas para os cálculos de desempenho de torre de resfriamento (Mohiuddin; Kant, 1996).

Simpson e Sherwood (1946) realizam um estudo experimental com comparação de resultados de literaturas de seis diferentes tipos de projetos de torre de resfriamento de água. Estes projetos possuem algumas características construtivas diferentes entre si, com destaque em seus recheios internos, que é devido, tanto pelo material construtivo como também pelas suas dimensões. Portanto, observou que o coeficiente global de transferência de calor “K’a” varia em função da alteração da vazão de ar e água. No entanto, o ar tem maior influência no acréscimo do “K’a” do que a variação da vazão de água. O principal resultado deste estudo foi na consolidação do desenvolvimento de uma torre de resfriamento compacta para atender um resfriamento de água com uma carga térmica de 32°C e com a temperatura de bulbo úmido de até 29°C. Este desenvolvimento aplica-se em atender um sistema de ar condicionado dedicado para instalação em quartos com comprimentos médios. Verificou-se que para assegurar um alto coeficiente de desempenho em torres deste porte, um bom projeto no recheio da torre é imprescindível para se alcançar os objetivos com reduz do consumo de potência elétrica do ventilador.

Nahavandi e Oellinger (1977) mostram que o uso do modelo de Merkel pode apresentar erro considerável no cálculo do tamanho do enchimento se a perda pela evaporação for desconsiderada.

Eaton (1979) analisa a transferência de calor em uma torre de resfriamento e verificou que 60 a 90% do calor removido está associado ao calor transferido para evaporação da água.

Majumdar, Singhal e Spalding (1983) apresentam um modelo bi-dimensional com base no balanço de massa, energia e do momento, consideraram dois estudos de casos, para uma torre com tiragem mecânica e outra com tiragem natural.

Johnson, Nomura e Bartz (1987) analisam cinco modelos computacionais desenvolvidos para calcular a performance de uma torre de resfriamento de água por princípio evaporativo. A incerteza dos resultados foi de $\pm 1^\circ\text{C}$ na temperatura da água fria.

Benton e Waldrop (1988) apresentam um modelo estacionário com base no balanço de massa e de energia. Torres com diferentes configurações de seu enchimento foram analisadas. A performance do modelo foi validada por meio de comparação entre a temperatura da água fria medida e a calculada pelo modelo. O modelo não necessitou de ajustes para previsões estáticas.

Bernier (1994) analisa a taxa de transferência de calor de em uma gota esférica de água com diâmetro predefinido considerando o contato com ar em contracorrente em regime transiente. Apresenta a análise unidimensional de um bico spray ideal para uma torre de contracorrente, como também mostra a influência da performance da torre em razão a altura do recheio da torre, o tempo de retenção da água e a razão de água e ar na parte interna da torre.

Bolado, Sobron e Alvarez (1995) apresentam uma metodologia mediante processos de estímulos e respostas baseada no balanço populacional para análise e simulação do processo de uma torre de resfriamento de água contracorrente com aspiração forçada. O método utilizado para resolução das equações que descrevem o modelo físico da torre foram obtidos pela inversão numérica da transformada de Laplace pelo algoritmo Fast Fourier Transform (FFT). Os parâmetros foram determinados e validados pela comparação dos valores calculados mediante FFT com os dados experimentais medidos dos fluxos de entrada e saída pela torre. Estes parâmetros são ajustados por um método combinado Simplex com mínimos quadrados isto se deve em razão da

complexidade dos processos que não permitem serem resolvidos analiticamente, deste modo foi necessário recorrer aos métodos numéricos.

Mohiuddin e Kant (1996) apresentam num artigo oito modelos que objetivam representar os fenômenos físicos que ocorrem internamente em torres de resfriamento de água do tipo contracorrente e de contrafluxo. Os modelos são de ESC code; FACTS; VERA2D; STAR; modelo Sutherland; modelo de Fujita e Tezuka; modelo Webb e o modelo de Jaber and Webb. Cada modelo utiliza-se suas próprias considerações e simplificações. Conseqüentemente os resultados dos cálculos dos coeficientes de transferência de calor e de massa apresentam variações quando comparado entre si.

Dreyer e Erens (1996) apresentam um modelo unidimensional com base aerodinâmica, hidrodinâmica e na transferência de calor e de massa para avaliação da geometria do projeto de enchimento da torre. As principais limitações deste modelo estão relacionadas à dificuldade de prever os efeitos de interação entre as vizinhanças de queda e necessidade de ter boa sensibilidade de atribuir o valor inicial da espessura do filme de água de cobertura do enchimento.

Halasz (1998) apresenta um modelo matemático geral adimensional para ser aplicado em torres de resfriamento. Para torre do tipo contracorrente e de fluxo paralelo aplica-se o método de solução analítica por meio de equações diferenciais de grau 3 com 3 raízes. No entanto, para torre de contrafluxo requer solução numérica em razão de seu processo ser mais complexo do que a demais. O procedimento de calcular a eficiência global é simples que consiste em ajustar a linha de saturação do ar calculada com os dados reais da saturação do ar ambiente. Uma das vantagens deste modelo adimensional é que a eficiência da torre pode ser expressa como função de apenas duas variáveis e serem plotadas em único diagrama para cada uma das três torres de resfriamento. A precisão deste método pode ser validado por meio de dados de literatura e por condições operacionais controladas, no entanto, o método apresenta falha somente quando a diferença de temperatura da água de entrada pela temperatura da água de saída da torre é muito grande.

Bedekar, Nithiarasu e Seetharamu (1998) apresentam uma investigação experimental para avaliar a performance da torre de resfriamento do tipo contracorrente sob diversas condições

operacionais. O recheio da torre é do tipo filme, diferentes ajustes na vazão de ar e de água foram feitos para a obtenção de dados para comparar a eficiência da torre sob estas condições. Observa-se que a performance de uma torre de contracorrente segue a seguinte relação, se aumentar a razão de (L/G) a eficiência diminui, isto representa acréscimo na vazão de água representado pela letra L, entretanto, quanto menor for a razão L/G maior será a eficiência em função do aumento da vazão de ar representado pela letra G.

Al-Nimr (1998) apresenta um modelo matemático simples que objetiva representar a dinâmica do comportamento térmico em uma torre de resfriamento de contracorrente, tanto em regime permanente como no regime dinâmico. O modelo apresenta a influência da performance da torre em função tanto do calor sensível como também pelo calor latente. Uma técnica de perturbação simples é utilizada para resolver as equações de governos proposta pelo modelo, deste modo obtém a variação de temperatura no interior da torre, para um coeficiente de transferência de calor convectiva muito grande e encontra-se nas interfaces entre as películas de fases do ar e da água. Para o regime permanente, os critérios matemáticos são derivados para obter o comprimento necessário da torre de resfriamento utilizada para resfriar o fluxo de água quente em sua entrada.

Söylemez (1999) propõem um novo método de integração numérica para estimar a tamanho e a performance de uma torre de resfriamento de água.

Gan et al. (2001) aplicam a técnica de solução numérica com uso do software FLUENT que simulam a dinâmica dos efeitos de distribuição da água e do ar em uma torre de resfriamento com auxílio de computação gráfica (Computational fluid dynamics – CFD). A utilização de CFD tem sido aplicada para avaliar a performance de torres referente à capacidade de resfriamento e avaliar perdas de cargas dos tubos de transporte de água do sistema. Também é utilizada para otimizar projetos com redução do consumo de ar e de água e o consumo de energia elétrica dos ventiladores e bombas utilizados no processo de resfriamento. A simulação de perda de carga do escoamento unicamente de ar que passa pelo trocador de calor sem interferência de outro fluxo tem apresentado boa concordância com os resultados empíricos. CFD pode ser utilizado para simular as perdas de cargas para apenas uma única fase como também para várias fases dos fluidos que passam pelo trocador de calor com ou sem interferência. Para assegurar a precisão

das simulações de performance térmica da torre, o pacote CFD deve incorporar outros modelos para simular a transferência de calor entre e dentro dos tubos do trocador de calor e considerar a vazão de ar pelas superfícies dos tubos onde ocorre a troca térmica por evaporação. Sem tais modelos, o efeito da redução da temperatura da água pelo trocador de calor não poderia ser simulada. Algumas medições estratégicas podem ser adotadas para compensar as simplificações utilizadas no CFD.

Lebrun e Silva (2002) simplificam o método de análise de uma torre de resfriamento combinando os fenômenos de transferência de calor e de massa, com base na teoria de Merkel's, o qual considera a torre como um clássico trocador de calor. Este trocador de calor é caracterizado pelo coeficiente de transferência de calor global UA. A correlação do UA é determinada a partir da análise de dados experimentais em função das vazões de água e ar que entram pela torre. Partindo do princípio que a vazão de ar é constante e que a vazão da água na entrada é acrescida, ocorre variação na performance da torre. Combinando o modelo da torre e correlacionando a transferência de calor com queda de pressão a simulação da torre no sistema HVAC fica bastante fácil de se implementar. Uns dos pontos positivos desta simulação é que ajuda identificar a condição ideal da velocidade de operação do ventilador (reduzindo deste forma o consumo de energia elétrica).

Fisenko, Brin e Petruchik (2004) desenvolvem um modelo matemático unidimensional para uma torre de resfriamento de água com aspiração forçada. As condições de contorno das equações diferenciais ordinárias não lineares estão relacionadas com o a transferência de calor e de massa, também com a dinâmica das quedas das gotas de água. Para obter a solução numérica das equações diferenciais, o método de Runge-Kutta de quarta ordem foi utilizado. O modelo matemático foi implementado para controlar a ação mecânica do ventilador para variar a vazão de ar pela torre. Este modelo permite otimização da performance da torre com ajustes da potência do ventilador em função às condições atmosféricas proporcionando deste modo economia de energia. O método foi desenvolvido para calcular a dissipação da energia cinética em função do contato direto e atrito entre os fluxos das gotas de água descendentes e do ar ascendente.

Cortinovis (2004) apresenta em sua dissertação um modelo fenomenológico de transporte de massa e calor numa torre de resfriamento de água, do tipo evaporativo, em contracorrente e de

corrente cruzadas. A metodologia permite a caracterização do desempenho de uma torre em operação.

Kloppers e Kroger (2005) validaram três métodos usado em projeto de torres de resfriamento: Merkel, Poppe e NTU (Número de unidades da transferência de massa global). Apresentaram detalhes da derivação das equações de transferência de calor e de massa de uma torre de resfriamento de água.

Al-Waked e Behnia (2006) fizeram uma investigação da transferência de calor e de massa com aplicação numérica sob diferentes condições de operação de entradas de ar em uma torre de resfriamento de tiragem natural. Foi utilizado um modelo tridimensional do CFD com o código FLUENT que empregou o modelo de turbulência $k-\epsilon$ para a fase líquida. Este modelo CFD foi validado pelos dados de projeto da torre, a variação dos resultados do modelo com o de projeto foi de 3% em todo o range de temperatura do ar, que é um resultado satisfatório. Dentre os vários ajustes de processo realizados destaca-se que com o aumento da vazão de água em 4.500 kg/s apresentou um acréscimo de 1K no approach. Por outro lado o diâmetro das gotículas de água apresentam maior influência na performance desta torre. Para um acréscimo do diâmetro de uma gota de 3mm para 10mm resulta no aumento de quase 5 K no approach. Portanto, conclui-se que o diâmetro da gotículas de água interferem e muito na performance de uma torre de resfriamento natural.

Existem inúmeros modelos matemáticos dedicados para avaliar o desempenho, performance e simular previsões de variáveis específicas de projeto de torres de resfriamento de água do tipo contracorrente, corrente cruzada como também torre de tiragem natural. Estes modelos vão desde o mais simples como o da teoria de Merkel e Tchebycheff desenvolvidos em 1925, até modelos complexos de turbulência que utilizam as equações de Navier-Stokes com aplicação de recursos computacionais avançados como CFD (computational fluid dynamics).

Como já fora dito no início deste sub-item, as condições físicas internas de uma torre são muito complexas pela existência dos escoamentos em contracorrente de ar e da película de água em constante mudança de configuração. Cortinovis (2004) comenta que “os coeficientes globais de transferência de massa e calor são funções dos coeficientes de película das fases. Os coeficientes

de película dependem das condições da interface (temperatura, umidade), que são de difícil determinação. Devido às dificuldades da obtenção dos coeficientes de película de transferência de massa e a área específica do enchimento, é comum se determinar experimentalmente o produto $K.a$ ". Este produto representa o coeficiente de desempenho de uma torre de resfriamento de água. Este depende exclusivamente das vazões de água e ar pela torre. A partir da hipótese de escoamento uniforme das vazões de água e ar, admite-se que seja constante ao longo da torre.

O presente trabalho utilizou como base para realizar o diagnóstico energético e avaliação do desempenho das três células da torre do MRP-L a formulação integral apresentada na dissertação de Cortinovis (2004).

Cortinovis (2004) desenvolveu um modelo fenomenológico de transporte de massa e calor numa torre de resfriamento de água, do tipo evaporativo, em contracorrente e para correntes cruzadas. A metodologia proposta permite a caracterização ou a comprovação do desempenho de uma torre em operação, a partir de um número reduzido de ensaios (em torno de dez), medindo-se variáveis de processo de fácil monitoramento, inclusive para um sistema de instrumentação industrial. A validação do modelo desenvolvido foi realizada através de comparação dos resultados previstos e medidos numa planta piloto. Também foi realizada a comparação de desempenho previsto pelo modelo com o do catálogo do fabricante em ambos testes, obteve boa concordância. Em seguida, o modelo da torre de resfriamento foi acoplado ao modelo global do sistema, com todas as intervenções hidráulicas, térmicas e com verificação experimental. Na parte final do trabalho, desenvolveu-se um modelo de otimização do sistema de resfriamento, com o objetivo de minimizar os custos operacionais envolvidos.

Após a verificação do modelo, realizou-se o estudo de alguns casos para atingir um estado de operação ótima. Observou-se que, na operação mais econômica da instalação, a temperatura da água de saída da torre deve ser mantida a mais alta possível, desde que atenda atenda as necessidades do processo. Por outro lado, para atender os casos em que requer uma água de resfriamento mais fria, em relação aos recursos operacionais estudados, os mais econômicos são, nessa ordem, o aumento da vazão da água de recirculação, aumento da vazão do ar e finalmente a remoção provocada da parte da água de retorno à torre e a respectiva reposição.

3 METODOLOGIA

Para um trabalho ter êxito é necessário que antes de iniciá-lo um bom planejamento deva ser elaborado. Portanto, este Capítulo apresenta efetivamente o planejamento do trabalho a ser desenvolvido na torre de resfriamento de água do MRP-L, apresenta também as informações detalhadas do processo, as atividades a realizar, o que deve ser feito e como desenvolver cada item. Também é apresentado um método estatístico para avaliar o quanto o valor do mensurando está próximo de seu valor verdadeiro, ou seja qual é a incerteza da medição destes dados.

3.1 Escopo do Trabalho

A cultura de Eficiência Energética nas empresas ajuda a identificar as perdas energéticas e criar ações sustentáveis. Com base neste princípio de conservação de energia e preservação do meio ambiente, foi iniciado na ArcelorMittal Inox Brasil um estudo para identificar potenciais de ganho com redução do consumo de energia elétrica e de água em torres de resfriamento.

Para este estudo, a torre do circuito de resfriamento do coletor de gases da chaminé do MRP-L, ou simplesmente “Torre do MRP-L”, foi escolhida como projeto piloto de eficiência energética dentre as torres de resfriamento da empresa. Esta escolha foi pautada no fato desta ser uma torre nova, instalada em maio de 2006, com apenas 4 anos de uso, com ausência de incrustação aparente em seu enchimento, e que apresenta condições favoráveis à realização dos testes experimentais. O modelo da torre é VTF 440/2100/GNV-ST-G e o fabricante é a VTRVETTOR (Ver anexo A). Adicionalmente, existem dados característicos desta torre, além de ser relativamente fácil realizar testes com variação de suas condições operacionais.

3.2 Descrição e características da Instalação

O convertedor MRP-L da Aciaria foi projetado para realizar o refino do gusa e transformá-lo em aços ao carbono, siliciosos e inoxidáveis. O processo de transformação do gusa em aço é dividido em fases: carregamento do gusa no vaso, análise da composição química do gusa, descarburização com sopro de oxigênio, nova análise de composição para comparação com a faixa padrão

recomendada. Aplica-se o resopro e/ou adiciona elementos de liga para correção das faixas que ainda estão fora do padrão. Mediante os resultados positivos, ocorre o vazamento do aço em panelas de Aciaria e, em seguida, é feito o envio para o lingotamento contínuo onde ocorre a solidificação do aço líquido em placas.

A FIG. 3.1 apresenta a panela de aciaria carregando o vaso do convertedor MRP-L com gusa.



FIGURA 3.1 – Carregamento de gusa no vaso do convertedor MRP-L.

A FIG. 3.2 apresenta o processo do MRP-L, as entradas e saídas como também os gases utilizados no processo de refino. Estes gases gerados pelo processo são conduzidos para um coletor e, em seguida, para a chaminé. As temperaturas do coletor variam em torno de 900 °C. O calor do sistema é extraído através de dois circuitos de água independentes de contato indireto.

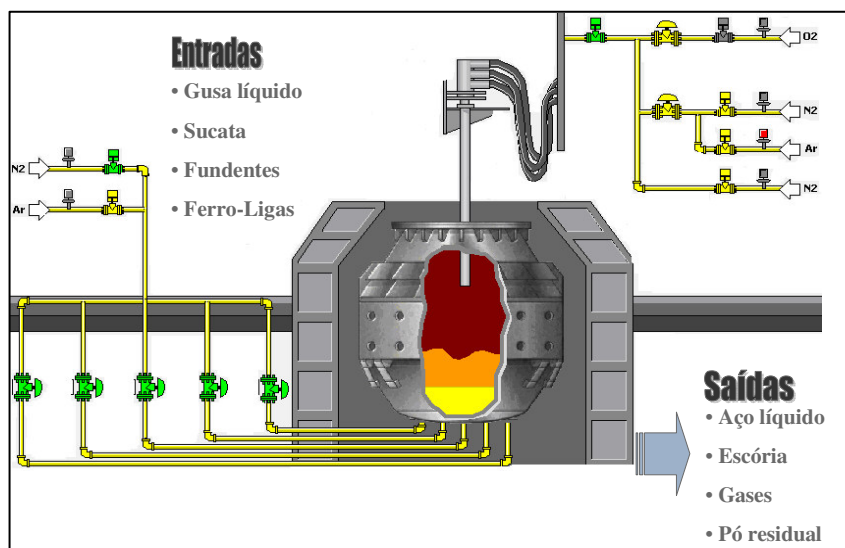


FIGURA 3.2 – Representação esquemática do processo do MRP-L - Entradas e saídas.

A FIG. 3.3 apresenta o circuito interno dedicado à refrigeração da chaminé e outro circuito de água dedicado à remoção de calor na torre de resfriamento objeto de estudo deste trabalho.

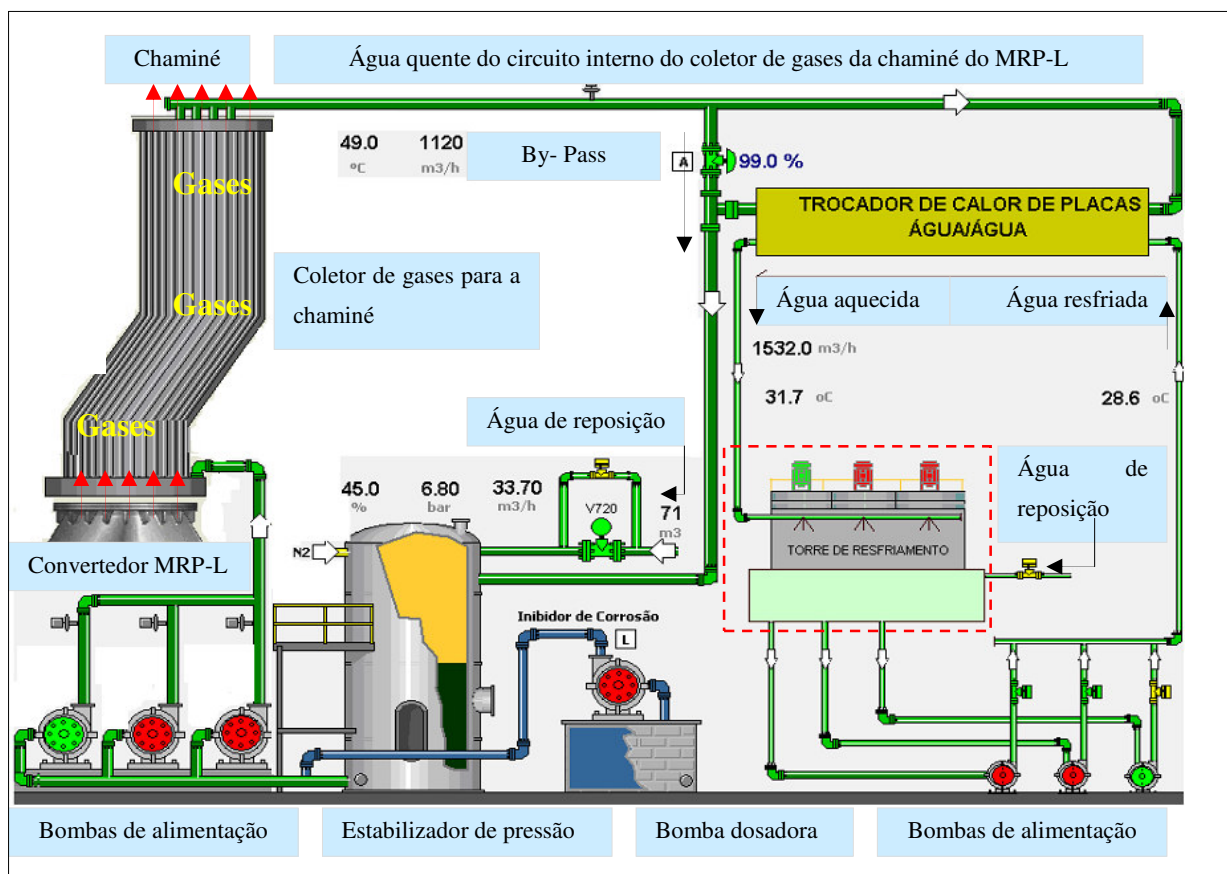


FIGURA 3.3 – Representação esquemática dos circuitos de refrigeração do MRP-L.

A Torre do MRP-L possui três células que operam em paralelo e, em cada célula, existe um ventilador axial para aspirar o ar ambiente para o interior da torre. A FIG. 3.4 apresenta a vista de perspectiva desta torre. A operação atual do circuito é feita por dois ventiladores e duas bombas de alimentação, que enviam a água resfriada da torre para um trocador de placas.

Ao entrar em operação em 2006, a capacidade de troca térmica desta torre proporcionava resfriamento além do limite técnico aceitável do circuito de água interno da chaminé. Isto gerava uma condição de instabilidade no controle de temperatura do circuito interno da chaminé. Ocorriam então eventos adversos, onde um elevado grau de aquecimento era gerado pelo aporte térmico dos gases resultantes das fases de processo do MRP-L e, em outros momentos, uma baixa temperatura era gerada pelo excessivo resfriamento da água. Esta situação causava falhas por

fadiga térmica, devido à dilatação e contração das paredes das tubulações de transporte do fluido refrigerado do circuito interno da chaminé.



FIGURA 3.4 – Torre de resfriamento de água da chaminé do MRPL.

Para melhor entendimento do circuito de resfriamento da água da chaminé do MRPL, é apresentado na FIG. 3.5 o fluxograma e os volumes de controle da torre de resfriamento. As principais trocas térmicas ocorrem nos volumes de controle identificados por (VC1), referente a torre de resfriamento, e o (VC2), referente ao trocador de placas.

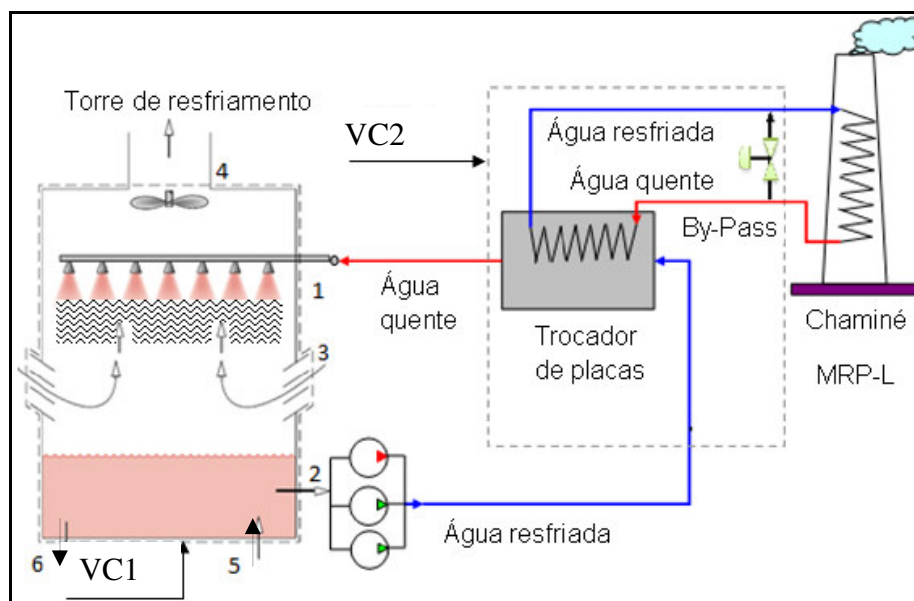


FIGURA 3.5 – Fluxograma e volumes de controle da torre de resfriamento da água da chaminé do MRPL.

A nomenclatura utilizada na FIG. 3.5 para as correntes de água e ar são:

- (1) indica a entrada de água quente na torre de resfriamento;
- (2) indica o bombeamento de água resfriada para o trocador de calor;
- (3) indica a entrada de ar ambiente no sentido ascendente na torre;
- (4) indica a saída da massa de ar saturado pelo processo de evaporação;
- (5) indica a reposição de água na bacia da torre;
- (6) indica a purga para controle de concentração de sais da água de recirculação do sistema.

Para evitar novas reincidências de rompimento das tubulações do circuito interno da chaminé, a equipe de manutenção da Aciaria instalou entre as tubulações de alimentação e retorno da água do trocador de placas uma válvula controladora com abertura automática em função da temperatura da água de saída do coletor dos gases da chaminé. Com a abertura do by-pass, há uma redução na vazão da água que passa pelo trocador de placas evitando a condição de sub-resfriamento da chaminé.

3.3 Modelo matemático para a caracterização do K.a.

O presente trabalho utiliza um modelo matemático de formulação integral apresentado na dissertação de Cortinovis (2004). Em razão de ser um modelo que aceita a utilização de instrumentos de medição relativamente simples e são normalmente encontrados nas indústrias, torna-se extremamente acessível a sua aceitação e implementação no ambiente industrial. Devido estas vantagens e outras, o modelo atende o escopo do trabalho que é realizar estudos de diagnóstico energético de uma torre de resfriamento de água com comparação de desempenho entre as células da torre. Os cálculos podem ser feitos com uso de planilhas de Excel, podendo ser compartilhado a metodologia de cálculo e soluções entre as Empresas sem qualquer dispêndio com licenças que normalmente são bastantes caras dependendo do softwares e programas. Para alimentar o modelo, é necessário monitorar as seguintes variáveis de processo: vazão da água de resfriamento, vazão do ar, temperaturas de entrada e saída da água pela torre, temperatura e umidade do ar ambiente, além das dimensões geométricas da torre.

3.3.1 Formulação matemática do modelo integral.

Cortinovis (2004) apresenta o modelo integral utilizado para calcular o coeficiente de desempenho de uma torre de resfriamento de água em contracorrente e as hipóteses adotadas para a modelagem matemática, conforme representado pela EQ. (3.1).

$$\int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{\left(155,52 \cdot T^2 - T \cdot \left(3693,1 - \frac{\dot{m}_{\text{água}} \cdot c}{\dot{m}_{\text{ar}}} \right) + \left(69345 - \frac{\dot{m}_{\text{água}} \cdot c \cdot T_1}{\dot{m}_{\text{ar}}} - H_{\text{ar},1} \right) \right)} = \frac{z \cdot K \cdot a}{\dot{m}_{\text{água}} \cdot c} \quad (3.1)$$

Onde:

$H_{\text{ar},1}$ = Entalpia do ar ambiente na entrada da torre. Pode-se calculá-la a partir de valores medidos de temperatura e umidade relativa do ar [**J/kg**]

T = Temperatura da água a ser integrada pelos limites de integração[**°C**]

T_1 = Limite de integração da temperatura da água quente na entrada da torre [**°C**]

T_2 = Limite de integração da temperatura da água resfriada ao passar pela torre[**°C**]

$\dot{m}_{\text{água}}$ = Taxa de fluxo de água pela área da torre de resfriamento [**kg/s.m²**]

\dot{m}_{ar} = Taxa de fluxo de ar pela área da torre, aspirado pelo ventilador [**kg/s.m²**]

c = Calor específico da água de resfriamento [**J/kg.°C**]

z = Altura do enchimento da torre [**m**]

$K.a$ = 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 [**kg/(s.m²).(m²/m³)**]

Através da integração da EQ. (3.1), representada pela EQ. (3.2), é possível determinar o parâmetro $K.a$ para uma torre de resfriamento de água em contracorrente.

$$K.a = \frac{\dot{m}_{\text{água}} \cdot c}{z} \times \left[\frac{1}{\sqrt{(b^2 - 4 \cdot a \cdot c)}} \ln \left(\frac{2 \cdot a \cdot T + b - \sqrt{(b^2 - 4 \cdot a \cdot c)}}{2 \cdot a \cdot T + b + \sqrt{(b^2 - 4 \cdot a \cdot c)}} \right) \right]_{T_2}^{T_1} \quad (3.2)$$

Onde:

T = Variável de temperatura a ser integrada entre os limites de integração superior (T_1) e o limite inferior (T_2) [$^{\circ}\text{C}$].

$$a = 155,52$$

$$b = \left(3693,1 - \frac{\dot{m}_{\text{água}} \cdot c}{\dot{m}_{\text{ar}}} \right)$$

$$c = \left(69345 - \frac{\dot{m}_{\text{água}} \cdot c \cdot T_1}{\dot{m}_{\text{ar}}} - H_{1,\text{ar}} \right)$$

Entretanto, quando se desejar obter o $K.a$ para uma torre de fluxo, água-ar cruzado, deverá incluir o fator F na EQ. (3.2). Este fator F é definido pela EQ. (3.3):

$$F = 1 - 0,106 \cdot (1 - S)^{3,5} \quad (3.3)$$

Sendo S definido por (Fujita; Tezuka, 1986):

$$S = \frac{H_{\text{água},2} - H_{\text{ar},2}}{H_{\text{água},1} - H_{\text{ar},1}} \quad (3.4)$$

Rearranjando a EQ. (3.2), tem-se:

$$K.a = \frac{\dot{m}_{\text{água}} \cdot c}{z \cdot F} \times \left[\frac{1}{\sqrt{(b^2 - 4 \cdot a \cdot c)}} \ln \left(\frac{2 \cdot a \cdot T + b - \sqrt{(b^2 - 4 \cdot a \cdot c)}}{2 \cdot a \cdot T + b + \sqrt{(b^2 - 4 \cdot a \cdot c)}} \right) \right]_{T_2}^{T_1} \quad (3.5)$$

As hipóteses adotadas para a modelagem da torre de resfriamento são:

- Processo em regime permanente.

- O coeficiente de película de transferência de calor da fase gasosa é aproximadamente igual ao coeficiente global de transferência de calor entre as duas fases.

- O calor específico do ar úmido é igual ao calor específico do ar seco. Para o ar seco a uma temperatura de 25°C, o calor específico é igual a 1,007 J/g.°C. À mesma temperatura, o ar saturado tem calor específico igual a 1,035 J/g.°C (Yaws, 1977). A diferença percentual entre os valores do calor específico do ar seco e do ar saturado é de 2,8 %, diferença pequena o suficiente para que o calor específico do ar na entrada da torre possa ser considerado igual ao calor específico do ar na sua saída.

- A vazão mássica da água é constante ao longo da torre. As perdas de água por evaporação e por arraste são de aproximadamente 2 % (Cheremisinoff, N. P., Cheremisinoff, P. L., 1981), respectivamente, o que representa uma variação muito pequena na vazão total de água de resfriamento ao longo da torre. Portanto, as perdas de água podem ser consideradas desprezíveis em relação à vazão total de água do sistema de resfriamento.

- Os escoamentos do ar e da água são uniformes. A partir dessa hipótese, admite-se que a água e o ar escoam com velocidades constantes e invariáveis em qualquer ponto da seção transversal da torre, pois o regime de escoamento é turbulento.

- O coeficiente global de transferência de massa é constante ao longo da torre. A partir da hipótese de escoamento uniforme dos fluxos de água e ar, admite-se que o parâmetro de desempenho também seja constante ao longo da torre. O parâmetro de desempenho da torre ($K.a$) depende exclusivamente das taxas de fluxos de água e ar. Considerando a área específica também constante e admitindo-se que o enchimento da torre é molhado de maneira uniforme, o coeficiente de transferência de massa também é constante.

- Despreza-se a perda de calor através das paredes da torre. Considera-se a torre como um sistema adiabático, em que não ocorrem trocas de calor com a vizinhança. De fato, a diferença pequena entre as temperaturas dos fluidos que escoam na torre e a temperatura ambiente permite essa hipótese de sistema adiabático.

3.3.2 Cálculo da eficiência da torre de resfriamento de água

A eficiência térmica da torre é a razão entre a taxa de calor transferido e a máxima taxa de calor que pode ser transferido, caso a torre de resfriamento tivesse uma área infinita. Neste caso a temperatura da água resfriada seria a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente, T_{bu} .

A EQUAÇÃO (3.6) é aplicada para calcular a eficiência térmica de uma torre de resfriamento de água.

$$\eta = \left(\frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{bu}} \right) \times 100\% \quad (3.6)$$

Onde:



$$T_{bu} = \text{Temperatura de bulbo úmido do ar ambiente.}$$

3.4 **Planejamento do ensaio experimental**

A preparação e os procedimentos adotados para execução dos testes foram referenciados conforme a especificação técnica do fabricante da torre que é a VETTOR Comércio e Serviços LTDA.

A TAB. 3.1 apresenta os detalhes do planejamento das atividades para a realização dos testes, coleta e registro das variáveis da torre de resfriamento do circuito da chaminé do MRP-L.



TABELA 3.1 Detalhamento das etapas de execução dos ensaios experimentais

Itens	Etapas	Programado 	Realizado 	setembro-10													
				6	7	8	9	10	13	14	15	16	17	27	28		
1 - Planejamento	1.1	Recursos															
	1.1.1	Adquirir 7 termos-resistências (PT100). Para medição das temperaturas															
	1.1.2	Transportar inversor de frequência de Belo Horizonte até Timóteo															
	1.1.3	Solicitar empréstimo do anemômetro da área de segurança															
	1.1.4	Solicitar empréstimo do registrador de dados digital na área LTQ															
	1.1.5	Adquirir cabos elétricos para ligação das termos-resistências															
	1.1.6	Calibrar e emitir o certificado de incerteza de medição dos (PT100)															
	1.1.7	Programar máquina de estação de trabalho elevatória															
	1.1.8	Programar mão-de-obra para instalação dos instrumentos															
2 - Preparação	2.1	Instalar os instrumentos e equipamentos para realização dos testes															
	2.1.1	Instalar as termos resistências PT100 nos pontos de coletas de dados															
	2.1.2	Instalar inversor de frequência no exaustor n°3															
	2.1.3	Lixar as superfícies das tubulações da água de retorno de cada células															
	2.1.4	Realizar ligação dos cabos elétricos dos instrumentos ao registrador															
	2.1.5	Configurar o registrador digital para sinal de PT100 e registro das variáveis a cada 2 segundos															
3 - Execução dos testes	3.2	Realizar testes e registro de variáveis															
	3.2.1	Instalar medidor de vazão sobre as superfícies fixadas															
	3.2.2	Medir e registrar os valores de vazão															
	3.2.3	Realizar medição da temperatura de bulbo úmido a cada 5 minutos															
	3.2.4	Realizar medição da umidade relativa do ar saturado a cada 5 minutos															
	3.2.5	Realizar os testes conforme sequencialmente da Fase A até E															
	3.2.6	Realizar novos testes para comparar desempenho células 1 e 3															
	3.2.7	Realizar novos testes para comparar desempenho células 2 e 3															

Os testes foram divididos em diversas fases, as quais foram estabelecidas diferentes condições de funcionamento das células da torre de resfriamento. A TAB. 3.2 resume as fases e condições estabelecidas para os ensaios experimentais.

TABELA 3.2 Detalhamento das fases dos ensaios experimentais

Dia	Controle de Tempo		Fase de teste	Ventilador 1	Ventilador 2	Ventilador 3 / Célula 3			
	Início	Fim		Célula 1	Célula 2	[com inversor de frequência]			Sem inversor
				1.775 rpm	1.775 rpm	1.000 rpm	1.300 rpm	1.580 rpm	1.775 rpm
17/9/2010	11:00	11:40	A	A		A			
	11:45	12:30	B	B			B		
	12:32	13:40	C	C				C	
	13:41	14:50	D		D			D	
	14:51	16:25	Intervalo		Intervalo				
	16:30	17:30	E		E				
27/9/2010	17:00	19:30							
28/9/2010	09:00	13:15							

Condição dos ventiladores: Ligado  Desligado 

A FIG. 3.6 apresenta um esquema da instalação dos sensores para medição de temperaturas na bacia, na água quente e na saída do ar saturado das três células da torre.

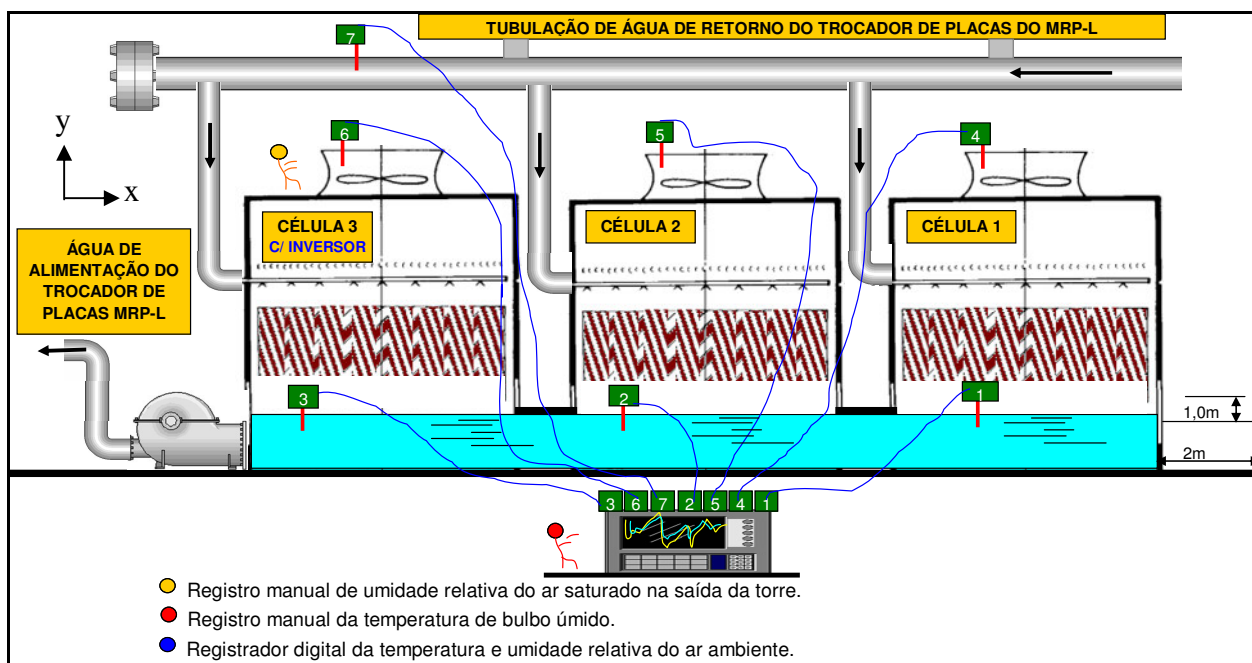


FIGURA 3.6 – Posição de instalação dos instrumentos de medição para coleta das variáveis de processo.

A TAB. 3.3 mostra a relação dos instrumentos de medição utilizados nos ensaios experimentais e os respectivos intervalos de coleta de dados para cada variável.

TABELA 3.3 Relação dos instrumentos de medição utilizados durante os ensaios experimentais

item	Quant.	Instrumento	Tempo coleta	Variável	Anexo
1	1	Thermo-higrômetro	5 minutos	ω	Ver anexo C
		Para coleta de temperatura e umidade do ar ambiente			
2	1	Psicrômetro manual	5 minutos	$T_{ar, 1}$	Ver anexo G
		Para coleta de temperatura de bulbo úmido do ar ambiente			
3	1	Sensor PT100-3 fios	2 segundos	T_e	Ver anexo B
		Para coleta de temperatura da água quente - retorno para torre			
4	6	Sensores PT100-3 fios	2 segundos	T_s	Ver anexo B
		Para coleta de temperaturas da água fria e do ar quente das células			
5	1	Ultra-som	Falha de medição	$\dot{m}_{\text{água}}$	-
		Para medição de vazão de água na entrada das células			
6	1	Anemômetro rotativo como hélice	5 minutos	\dot{m}_{ar}	Ver anexo F
		Utilizado para medição da velocidade de saída do ar pela torre			
7	1	Inversor de frequência	5 minutos	rpm	Ver anexo D
		Utilizado para ajustar a velocidade do ventilador da célula 3 da torre do MRP			

3.5 Análise estatística de propagação de erros experimentais

Partindo do princípio que nenhuma medição é perfeita e que os padrões e instrumentos de medição também não são. Além disso, durante a realização de uma medição, é comum haver variação de temperatura, umidade e pressão atmosférica, vibração no piso e oscilação na tensão de alimentação da rede elétrica e outros. Portanto, é imprescindível calcular a incerteza de

medição para qualquer parâmetro que esteja associado ao resultado de uma medição. Deste modo é possível avaliar a qualidade e a confiabilidade da medição.

Segundo Figliola e Beasley (2007) definem a medição como o processo de atribuir valor a uma variável física. O erro em uma medição é simplesmente a diferença entre o valor atribuído por nossa medição e o valor verdadeiro da variável. Porém, não se conhece o valor verdadeiro, somente o valor medido. Desse modo, enquanto não se pode estimar o erro real, extraí-se daquilo que é conhecido sobre a medição de uma estimativa da faixa provável de erro no resultado daquela medição. Essa estimativa é chamada de incerteza no valor relatado da variável. A incerteza descreve um intervalo em torno do valor medido no qual suspeita-se que o valor verdadeiro deva estar. Assim a incerteza é uma propriedade do resultado.

3.5.1 Cálculo do valor médio real do mensurando com 95% de probabilidade

Dado a importância da qualidade e confiabilidade da medição, o presente trabalho teve como premissa calibrar e aferir os instrumentos de medição de temperatura e umidade que são aplicados para obtenção de dados das correntes de água e ar. Logo as incertezas de medição destes instrumentos foram calculadas (Ver anexos B.1 até B.7 e C.1).

Devido à variável temperatura ser muito sensível e ter forte influência no resultado final do cálculo do K.a. Optou-se em avaliar quanto o valor do mensurando de cada temperatura de entrada e saída da torre está próximo do valor verdadeiro. Para isto utilizou-se o cálculo do desvio padrão das médias para definir o valor médio verdadeiro das medições de temperaturas.

Segundo Figliola e Beasley (2007) o desvio padrão das médias é uma probabilidade de um conjunto finito de dados. Ele reflete uma estimativa do quanto a média dos valores da amostra pode estar distribuída em torno de um valor médio real. A EQ. (3.7) indica a estimativa do valor médio real baseado em um conjunto de dados finito.

$$x' = \bar{x} \pm t_{v,p} S_x \quad (P\%) \quad (3.7)$$

Onde:

X' = Valor médio verdadeiro.

\bar{x} = Valor médio da amostra.

$\pm t_{v,P} S_x^-$ = Incerteza aleatória no valor médio devido à variação no conjunto de dados medidos.

(P%) = Probabilidade percentual onde se espera que qualquer valor medido esteja.

Sendo \bar{x} indicado na EQ. 3.8.

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (3.8)$$

Onde:

N = Número de medições.

x_i = Número de cada medição realizada em função da variável aplicada.

Sendo $\pm t_{v,P} S_x^-$ indicado na EQ. 3.9.

$$\pm t_{v,P} S_x^- \quad (3.9)$$

Onde:

$\pm t_{v,P}$ = Grau de liberdade do conjunto à uma probabilidade definida.

$$S_x^- = \frac{\left[\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2 \right]^{\frac{1}{2}}}{\sqrt{N}} = \text{Desvio padrão das médias.}$$

3.6 Formulação matemática para calcular a taxa de fluxo de ar e de água da torre

A taxa de fluxo de ar e de água que circulam pela torre são variáveis fundamentais no processo de resfriamento evaporativo e que interferem diretamente no desempenho da torre. No entanto, é necessário realizar seu monitoramento.

3.6.1 Cálculo da taxa de fluxo de ar

O ar atmosférico é insuflado para o interior da torre do MRP-L pelo acionamento do ventilador localizado na parte superior de cada célula.

A FIG. 3.7 mostra a vista de cima das três células da torre e as correntes de ar que adentram pela parte inferior e pelas laterais da torre.

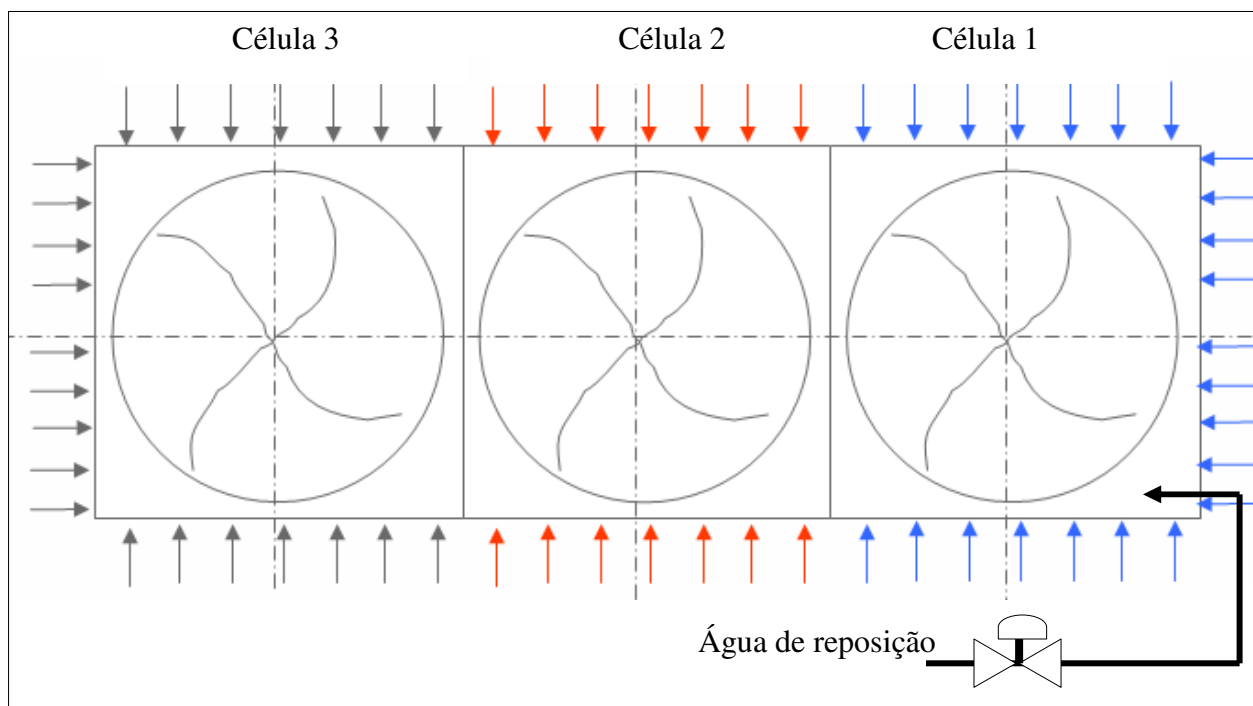


FIGURA 3.7 – Representação esquemática das correntes de ar que são aspiradas pelos ventiladores para o interior das células da torre do MRP-L.

Conforme apresentado na FIG. 3.7 observa-se que a célula 2 possui apenas duas entradas de ar, e que nas demais, a entrada de ar ocorre por três faces laterais. Em razão disto o desempenho da célula 2 pode ser menor do que a célula 1 e 3.

A FIG. 3.8 mostra os pontos que representam as respectivas distâncias no sentido do raio da pá do ventilador.

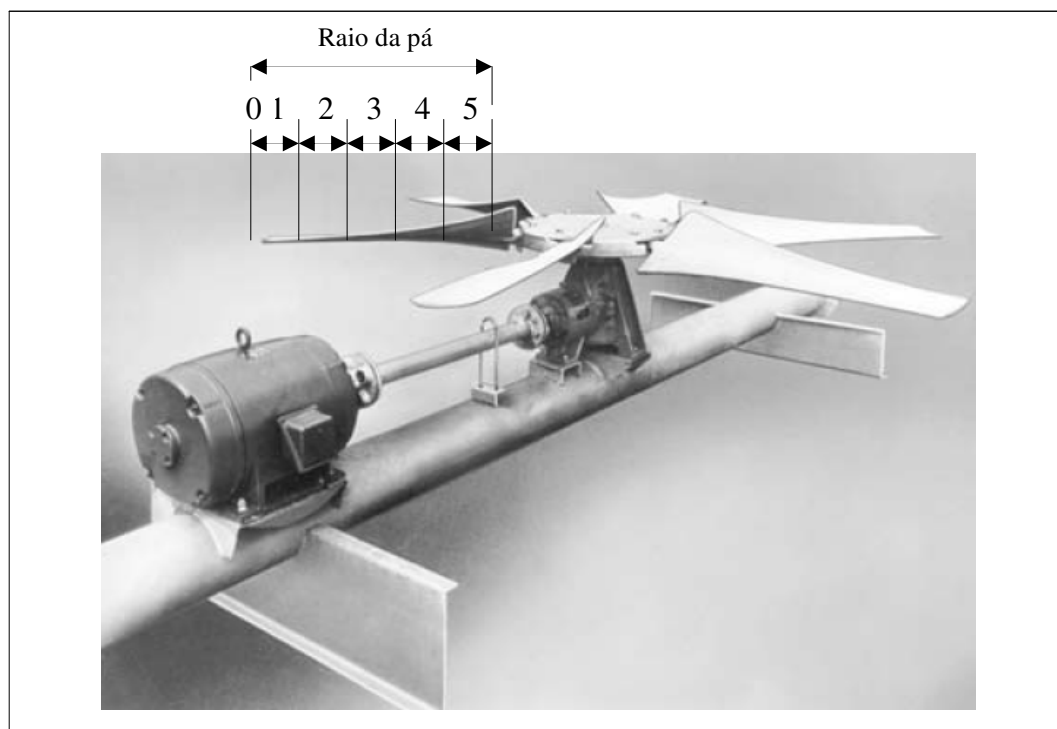


FIGURA 3.8 – Representação esquemática dos pontos de coletas das amostras de velocidade do ar de exaustão.

FONTE – STANFORD III, 2003, p.146.

Por meio de um anemômetro do tipo rotativo (ver anexo F), foi possível medir a velocidade do ar para cada ponto apresentado na FIG. 3.8.

A TAB. 3.4 mostra os resultados das medições das velocidades do ar de exaustão para cada uma das três células da torre segundo a indicação dos pontos da FIG. 3.8.

TABELA 3.4 Velocidade média individualizada para cada célula da torre

Célula	Velocidade da pá do Ventilador [rpm]	n° Ensaios	Distância da extremidade da pá até o centro do raio do ventilador					Média geral [m/s]	
			0 mm	300mm	600mm	900mm	1200mm		1500mm
Célula 3	1000	1	2,5	4,5	6	6	4,2	2,8	4,5
		2	2	4,2	5,6	6	4,8	2,8	
		média [m/s]	2,25	4,35	5,8	7	4,5	2,8	
	1300	1	3,6	6,7	7,1	7,3	7	5,1	5,4
		2	4,8	4,9	4,8	4,6	4,4	4,5	
		média [m/s]	4,2	5,8	5,95	5,95	5,7	4,8	
	1580	1	4,2	7,2	9,6	9,4	6,7	3,3	6,8
		2	4,4	7,2	9,6	9,4	6,6	3,4	
		média [m/s]	4,3	7,2	9,6	9,4	6,65	3,35	
	1750	1	6,55	8,7	9,9	10,45	4,55	2,4	7,1
		2	6,4	8,9	9,9	10,6	4,5	2,3	
		média [m/s]	6,5	8,8	9,9	10,525	4,5	2,4	
Célula 2	1750	1	6,8	9	10,6	10,6	4,1	2,3	7,1
		2	6,3	9,4	9,9	10,3	4	2,2	
		média [m/s]	6,55	9,2	10,25	10,45	4,05	2,25	
Célula 1	1750	1	6,3	8,4	9,2	10,3	5	2,5	7,0
		2	6,5	8,4	9,9	10	5	2,4	
		média [m/s]	6,4	8,4	9,55	10,15	5	2,45	

Sabendo que a área do enchimento de cada célula da torre é de 44m². A vazão de ar de exaustão pode ser facilmente definida pelo produto da área do enchimento da torre pela velocidade média do ar de cada célula, segundo a EQ. 3.10.

$$M_{\text{ar}} = A \cdot \vec{V} \quad (3.10)$$

Onde:

M_{ar} = Vazão volumétrica [m³/s].

A = Área transversal de cada célula da torre [m²].

\vec{V} = Velocidade média do ar de exaustão [m/s].

A EQUAÇÃO (3.11) mostra o cálculo do volume específico da massa de ar de saída pelo topo da torre.

$$v = \frac{0,08314.(T)}{[1 - \phi.(pv)].28,97} \quad (3.11)$$

Onde:

v = Volume específico do ar de exaustão [m^3/kg].

T = Temperatura do ar de exaustão [K].

ϕ = Umidade relativa do ar [%].

pv = Pressão de vapor da massa de ar [bar].

0,08314 = Constante dos gases perfeitos [$bar.m^3/kmol.K$].

28,97 = Massa molar do ar atmosférico [$kg/kmol$].

Portanto, a EQ. (3.12) pode ser aplicada para calcular a taxa de fluxo de ar a ser utilizada na EQ.(3.2).

$$\dot{m}_{ar} = \frac{Q}{v} \cdot \frac{1}{A} \quad (3.12)$$

Onde:

\dot{m}_{ar} = Taxa de fluxo de ar [$kg/(s.m^2)$].

M_{ar} = Vazão volumétrica de ar de exaustão [m^3/s].

v = Volume específico do ar de exaustão [m^3/kg].

A = Área transversal de cada célula da torre [m^2].

3.6.2 Cálculo da taxa de fluxo de água.

Em razão da dificuldade de medição da vazão de água nas tubulações das três células da torre do MRP-L, adotou-se uma vazão fixa de 483,3 m³/h para cada célula, conforme dado da ficha técnica da torre (ver anexo A). Este valor de vazão é confiável e seguro em ser utilizado nos cálculos, pois existe uma medição de vazão de água geral de retorno para as células da torre que está condizente com o valor adotado.

A EQ. (3.13) indica o cálculo da taxa de fluxo de água pelas células da torre.

$$\dot{m}_{\text{água}} = M_{\text{água}} \cdot \rho \cdot \frac{1}{A} \cdot \frac{1}{3600} \quad (3.13)$$

Onde:

$\dot{m}_{\text{água}}$ = Taxa de fluxo de água [kg/(s.m²)].

$M_{\text{água}}$ = Vazão volumétrica de água [m³/h].

ρ = Massa específica da água [kg/m³].

A = Área transversal de cada célula da torre [m²].

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo aborda as principais conclusões tiradas após análise dos dados depurados e organizados em tabelas e gráficos. Por meio da aplicação do modelo integral foi possível realizar uma avaliação comparativa do desempenho energético entre as três células da torre. O potencial de redução do consumo anual de energia elétrica da torre foi calculado por meio da aplicação do inversor de frequência e pela oportunidade identificada de desligar totalmente a torre em função das paradas rotineiras do processo do MRP-L. Uma avaliação estatística dos dados foi realizada para verificar o grau de sensibilidade e de propagação de erros experimentais.

4.1 Avaliação preliminar dos dados de processo do MRP-L

Os testes foram executados conforme o planejamento apresentado no Capítulo 3. Entretanto, algumas dificuldades foram encontradas durante os experimentos, impossibilitando obter alguns dados previstos no planejamento.

A primeira dificuldade foi na medição da vazão de água quente de retorno em cada célula da torre. Foi utilizado um medidor de vazão ultra-sônico, e mesmo cumprindo os procedimentos necessários de preparação das superfícies das tubulações e posicionando corretamente os transdutores de sinal, o aparelho não conseguiu efetuar a medição por falha de sinal. Por meio da análise deste problema, a conclusão foi que a distância de trecho reto deveria ser maior ou igual a 10 vezes o diâmetro da tubulação, porém neste caso a distância local disponível era 50% menor do que sugerido na literatura. Para contornar a falta desses dados, foram utilizadas como base, para realização dos cálculos, as vazões de água das células conforme descrito na ficha técnica da torre no anexo A. Não foi utilizado a técnica de medição por diferencial de pressão por exemplo tubo de Pitot em razão da orientação recebida da área de não realizar furos na tubulação.

Outra limitação foi com relação à velocidade máxima da rotação do ventilador da célula 3, durante os testes. O painel elétrico do ventilador 3 não é preparado para medição de corrente com utilização de inversor de frequência, de forma que, para evitar a atuação indevida da proteção

elétrica, a velocidade foi limitada em 1580 rpm. Também o sensor de temperatura da água fria da célula 2 apresentou falha de medição, em razão do rompimento de sua vedação. Foi utilizado então, o sensor da célula 1 em substituição ao da célula 2.

Uma análise preliminar de dados disponíveis da torre do MRP-L permitiu avaliar antes mesmo da realização dos testes que a torre de resfriamento poderia ser desligada com segurança durante os intervalos de parada do processo, desde que este tempo fosse maior do que 3 horas.

O GRA. 4.1 apresenta o perfil de temperatura do coletor de gases do processo do MRP-L e da água de resfriamento da torre. Observa-se que o comportamento é oscilatório, com ciclos bem definidos, coincidindo com o início e o fim das corridas processadas. Os picos máximos da água de retorno da torre ocorrem em função das fases de sopro durante o processo de transformação do aço.

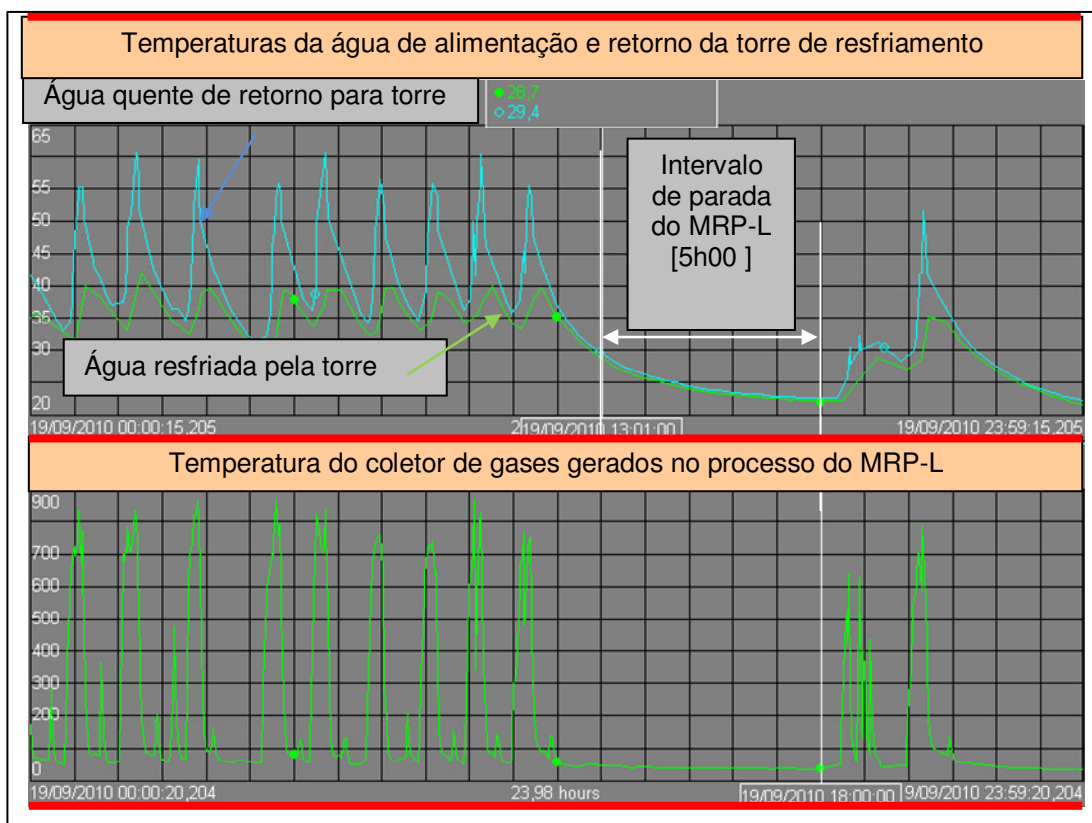


GRÁFICO 4.1 - Temperaturas da água e do coletor de gases durante o processo e o intervalo de parada do MRP-L.

Conforme apresentado no GRA. 4.1 durante a parada do MRP-L, as temperaturas de retorno e alimentação praticamente se igualam em razão da ausência de calor do processo. Então, percebe-se que a torre de resfriamento pode ser desligada completamente, inclusive o seu funcionamento para esta condição é indesejável em razão de promover sub-resfriamento da água do circuito interno da chaminé do MRP-L.

4.2 Análise de dados de processo dos ensaios experimentais

4.2.1 Avaliação dos perfis de temperaturas da torre de resfriamento de água

A análise dos ensaios realizados revelou algumas situações interessantes. O GRA. 4.2 apresenta os perfis das temperaturas de entrada e de saída nas três células da torre de resfriamento de água e da temperatura de bulbo úmido do ar ambiente.

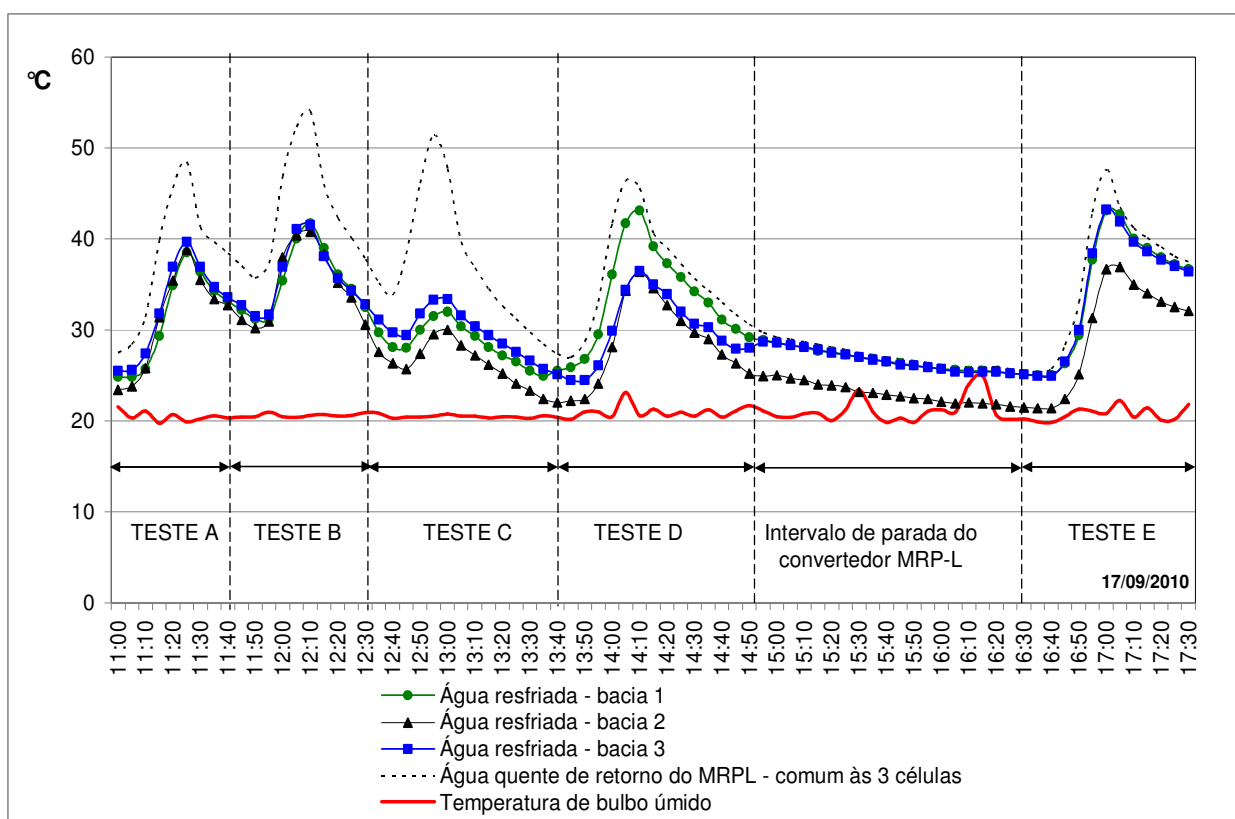


GRÁFICO 4.2 – Perfis de temperaturas do processo da torre de resfriamento.

Observa-se que a temperatura da água resfriada pela célula 2 apresentou um resultado melhor quando comparado com as células 1 e 3. Durante as fases dos testes A e B, os ventiladores das células 1 e 3 estavam funcionando. Apesar do ventilador da célula 2 estar parado, esta célula apresentou temperaturas discretamente menores. Supõem que o enchimento desta célula seja ligeiramente maior e que esteja em melhores condições, com escoamento mais uniforme que promova melhor difusão com a evaporação da água e com grau de incrustação menor do que as demais. Também supõem que a temperatura da célula 2 tenha sofrido influência das temperaturas das águas resfriadas das células 1 e 3. A variação de sua temperatura em relação às demais células fica ainda mais evidente após o acionamento de seu ventilador, a partir da fase de teste C às 12h32. Observa-se que, após o desligamento do ventilador 1, às 13h40, a temperatura da célula 1 se distancia das demais temperaturas das células 2 e 3, tendendo atingir a temperatura da água quente, que retorna do trocador de placas para torre. Em razão do intervalo de parada do MRP-L, a partir das 14h51, foi desligado o ventilador da célula 3. O ventilador da célula 2 continuou ligado, com intuito de avaliar a variação de temperaturas entre as células e a água de retorno do trocador de placas. As temperaturas da água das células 1 e 3 tendem se igualar com a temperatura da água de retorno para torre enquanto a temperatura da água da célula 2 continua se resfriando tendendo atingir a temperatura de bulbo úmido.

Observa-se que, no intervalo entre 15h30 e 16h15, a temperatura da água da célula 2 atinge valores abaixo da temperatura de bulbo úmido, contrariando os princípios de termodinâmica. Como apresentado pela EQ. (3.6) esta condição poderia ser atingida caso a área de contato da torre fosse infinita. Entretanto, o motivo pelo qual ocorreu o acréscimo da temperatura de bulbo úmido foi que, durante a parada do MRPL, o medidor de umidade relativa e de temperatura do ar foi deslocado até o laboratório de metrologia da empresa para atender solicitação do técnico da área. Como o medidor registra continuamente os dados e como houve alterações das condições ambientes, explica-se o motivo pelo qual o gráfico apresenta dados espúrios. Estes dados foram então desconsiderados para análise de eficiência da torre. Após o restabelecimento do medidor na posição inicial dos testes da torre, os dados de temperaturas voltaram a ser coerentes. Observa-se que a temperatura da célula 2 às 16h30 aproxima-se da temperatura de bulbo úmido, com diferença de temperatura de $1,28^{\circ}\text{C}$. Esta diferença representa a capacidade máxima de resfriamento da célula 2 para este instante de tempo.

4.2.2 Cálculo do potencial de economia de energia elétrica da torre

A GRA. 4.3 mostra a comparação das temperaturas da água imediatamente na saída de cada célula e o consumo de energia elétrica do ventilador 3 em relação ao ventilador da célula 1. Durante os testes A e B o ventilador da célula 2 permaneceu desligado.

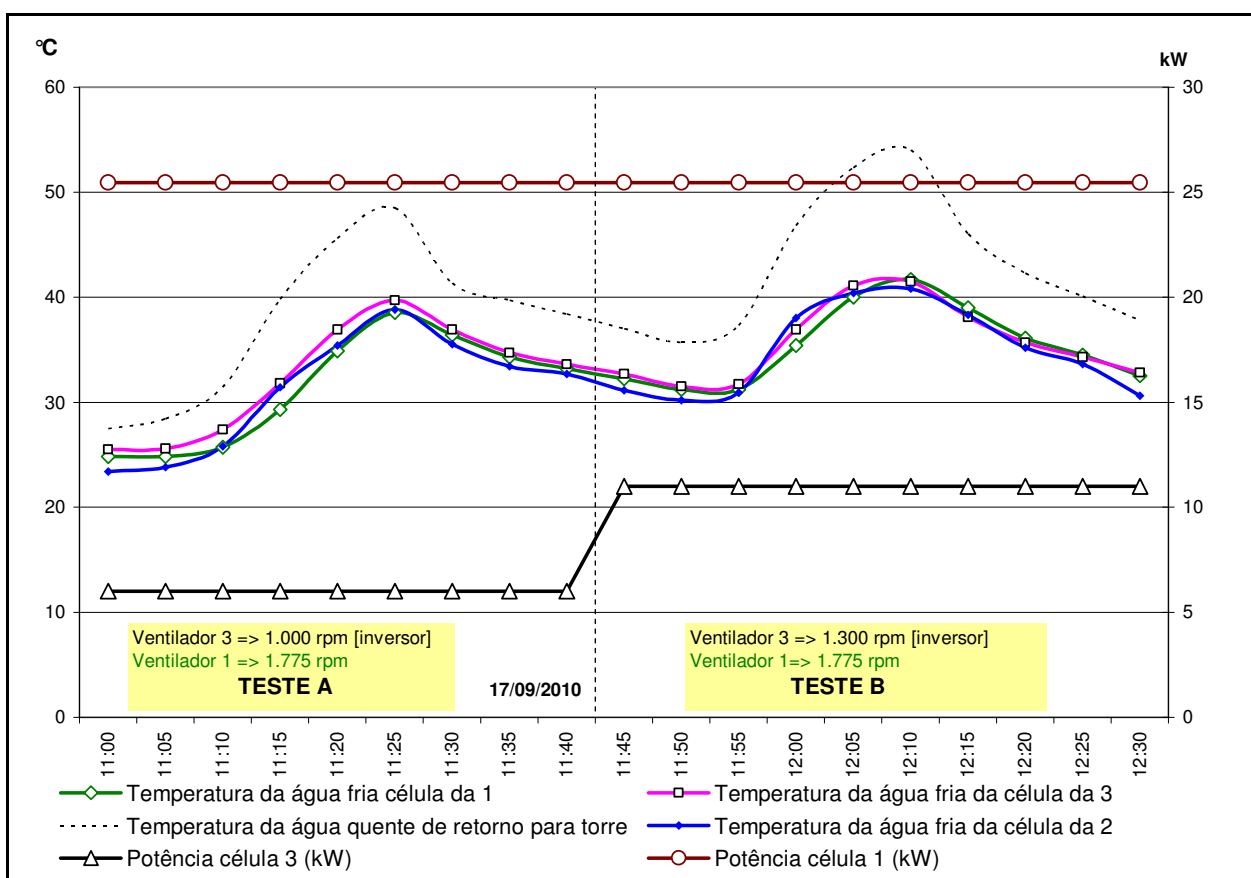


GRÁFICO 4.3 – Comparação de temperaturas das águas resfriadas e a variação do consumo de energia elétrica entre as células.

O GRA. 4.3 mostra a variação do consumo de energia elétrica durante as fases de teste A e B. Para a fase de teste A o ventilador 3 que está com inversor de frequência a sua velocidade de operação foi ajustada para 1000 rpm enquanto o ventilador 1 permanece com sua velocidade nominal de 1775 rpm. Observa-se que durante a fase de teste A, mesmo o ventilador 3 operando com rotação de 1000 rpm, a temperatura da célula 3 não apresentou grandes desvios em relação à célula 1, cuja rotação estava 44% a maior. De igual modo percebe-se que durante a fase de teste B também não houve desvios significativos de temperaturas entre as células, apesar da diferença

de rotação do ventilador da célula 1 ter sido reduzida um pouco, estando 27% a maior do que o ventilador da célula 3.

Aplicação de inversor de frequência nos ventiladores da torre de resfriamento permite variar o consumo de energia elétrica pelo controle de rotação em função da temperatura da água do circuito. O estudo da torre de resfriamento de água do MRP-L permite apresentar os seguintes potenciais com economia de energia elétrica:

- Durante o processamento de corridas – 136,2 MWh/ano (3,1%)
- Durante os intervalos entre corridas – 126,7 MWh/ano (2,8%)
 - Benefício pela aplicação do inversor de frequência ~ kR\$ 37/ano.
- Gerenciamento de parada total da torre em função das paradas programadas do MRP-L – 141 MWh/ano (3,2%) ~ kR\$ 20/ano.

4.3 Caracterização do parâmetro de desempenho das células da torre

Para avaliar melhor as condições de desempenho das células o cálculo do K_a se faz necessário.

Para calcular o K_a de cada uma das células da torre do MRP-L foi utilizada a EQ. (3.2) com aplicação direta em torre de contracorrente. Por meio dos ensaios foi possível coletar num registrador digital as seguintes variáveis para alimentação do modelo matemático.

- As temperaturas de entrada e saída da água de resfriamento foram monitoradas por termo resistências do tipo PT100 – 3 fios.
- A taxa de fluxo de água ($\dot{m}_{\text{água}}$) para cada célula, foi considerado a vazão de 483,3 m³/h, conforme apresentado no anexo A os dados técnicos da torre e pela área da seção transversal de cada células que é de 44 m².

- A taxa de fluxo de ar (\dot{m}_{ar}) foi obtido através do valor médio da velocidade do ar pelo ventilador e pela área da seção transversal das células que é de 44 m².
- A entalpia específica do ar na entrada da torre ($H_{ar,1}$) é calculada a partir de valores medidos de temperatura e umidade relativa do ar ambiente . O software EES foi usado para calcular a entalpia.
- A altura do enchimento da torre (z) é de 2,1 m.
- O calor específico da água de resfriamento (c) foi adotado como 4.187 J/(kg.°C).

Para ilustrar a tabulação dos dados experimentais utilizado neste trabalho é indicado pelas tabelas a seguir. A TAB. 4.1 mostra os dados primários do ensaio do teste C do dia 17/09/2010 da célula 1 para obtenção do seu parâmetro de desempenho K.a.

TABELA 4.1 Dados do ensaio experimental para obtenção do K.a da célula 1.

Horas	T _e °C	T _s °C	T _{ar,1} °C	M _{água} m ³ /h	\dot{M}_{ar} kg/h	Umidade relativa (%)
12:35	35,2	29,7	29,3	483,3	2.052.340	46,9
12:40	33,8	28,1	28,7	483,3	2.049.185	46,3
12:45	38,3	28	28,9	483,3	2.033.923	46,3
12:50	46,1	30	28,8	483,3	1.965.781	46,7
12:55	51,4	31,5	29	483,3	1.930.481	46,5
13:00	47,7	32	29,7	483,3	1.953.519	44,7
13:05	39,7	30,4	29,5	483,3	1.991.342	44,4
13:10	36,8	29,3	29,6	483,3	2.027.784	43,8
13:15	34,5	28,1	29,4	483,3	2.060.872	43,6
13:20	32,6	27,2	29,5	483,3	2.073.664	44,0
13:25	31,2	26,5	29,6	483,3	2.083.445	43,3
13:30	29,7	25,5	29,4	483,3	2.090.630	43,4

A TAB. 4.2 mostra os resultados do parâmetro K.a da célula 1, obtido por meio da metodologia apresentada.

TABELA 4.2 Resultado do parâmetro K.a da célula 1 da torre do MRP-L.

Horas	T ₁ °C	T ₂ °C	T _{ar,1} °C	$\dot{m}_{\text{água}}$ kg/(s.m ²)	\dot{m}_{ar} kg/(s.m ²)	H _{ar,1} J/kg	K.a [kg/(m ² .s)].(m ² /m ³)
12:35	35,2	29,7	29,3	3,05	12,96	60.073	0,70
12:40	33,8	28,1	28,7	3,05	12,94	58.010	0,84
12:45	38,3	28	28,9	3,05	12,84	58.561	1,31
12:50	46,1	30	28,8	3,05	12,41	58.543	1,35
12:55	51,4	31,5	29	3,05	12,19	58.968	1,30
13:00	47,7	32	29,7	3,05	12,33	59.716	1,04
13:05	39,7	30,4	29,5	3,05	12,57	58.961	0,83
13:10	36,8	29,3	29,6	3,05	12,80	58.831	0,79
13:15	34,5	28,1	29,4	3,05	13,01	58.153	0,79
13:20	32,6	27,2	29,5	3,05	13,09	58.692	0,78
13:25	31,2	26,5	29,6	3,05	13,15	58.493	0,75
13:30	29,7	25,5	29,4	3,05	13,20	58.020	0,78

A TAB. 4.3 mostra os dados primários do ensaio do teste C do dia 17/09/2010 da célula 2 para obtenção dos parâmetros de desempenho K.a.

TABELA 4.3 Dados do ensaio experimental para obtenção do K.a da célula 2

Horas	T _e °C	T _s °C	T _{ar,1} °C	M _{água} m ³ /h	\dot{M}_{ar} kg/h	Umidade relativa (%)
12:35	35,2	27,6	29,3	483,3	2.058.297	46,9
12:40	33,8	26,3	28,7	483,3	2.055.577	46,3
12:45	38,3	25,7	28,9	483,3	2.041.740	46,3
12:50	46,1	27,4	28,8	483,3	1.980.516	46,7
12:55	51,4	29,5	29	483,3	1.935.466	46,5
13:00	47,7	30	29,7	483,3	1.971.257	44,7
13:05	39,7	28,3	29,5	483,3	2.005.273	44,4
13:10	36,8	27,2	29,6	483,3	2.036.806	43,8
13:15	34,5	26,2	29,4	483,3	2.062.595	43,6
13:20	32,6	25,2	29,5	483,3	2.073.182	44,0
13:25	31,2	24,1	29,6	483,3	2.082.839	43,3
13:30	29,7	23,3	29,4	483,3	2.089.408	43,4

A TAB. 4.4 mostra os resultados do parâmetro K.a da célula 2, obtido por meio da metodologia apresentada no Capítulo 3.

TABELA 4.4 Resultado do parâmetro K.a da célula 2 da torre do MRP-L.

Horas	T ₁ °C	T ₂ °C	T _{ar,1} °C	$\dot{m}_{\text{água}}$ kg/(s.m ²)	\dot{m}_{ar} kg/(s.m ²)	H _{ar,1} J/kg	K.a [kg/(m ² .s)].(m ² /m ³)
12:35	35,2	27,6	29,3	3,05	12,99	60.073	1,22
12:40	33,8	26,3	28,7	3,05	12,98	58.010	1,39
12:45	38,3	25,7	28,9	3,05	12,89	58.561	2,41
12:50	46,1	27,4	28,8	3,05	12,50	58.543	2,32
12:55	51,4	29,5	29	3,05	12,22	58.968	1,81
13:00	47,7	30	29,7	3,05	12,44	59.716	1,42
13:05	39,7	28,3	29,5	3,05	12,66	58.961	1,25
13:10	36,8	27,2	29,6	3,05	12,86	58.831	1,26
13:15	34,5	26,2	29,4	3,05	13,02	58.153	1,27
13:20	32,6	25,2	29,5	3,05	13,09	58.692	1,38
13:25	31,2	24,1	29,6	3,05	13,15	58.493	1,62
13:30	29,7	23,3	29,4	3,05	13,19	58.020	1,71

4.4 Comparação entre o cálculo de desempenho K.a e de eficiência das células 1 e 2

Para avaliar melhor as condições de desempenho das células 1 e 2, o GRA. 4.4 mostra os resultados do cálculo do k.a e da eficiência de ambas as células.

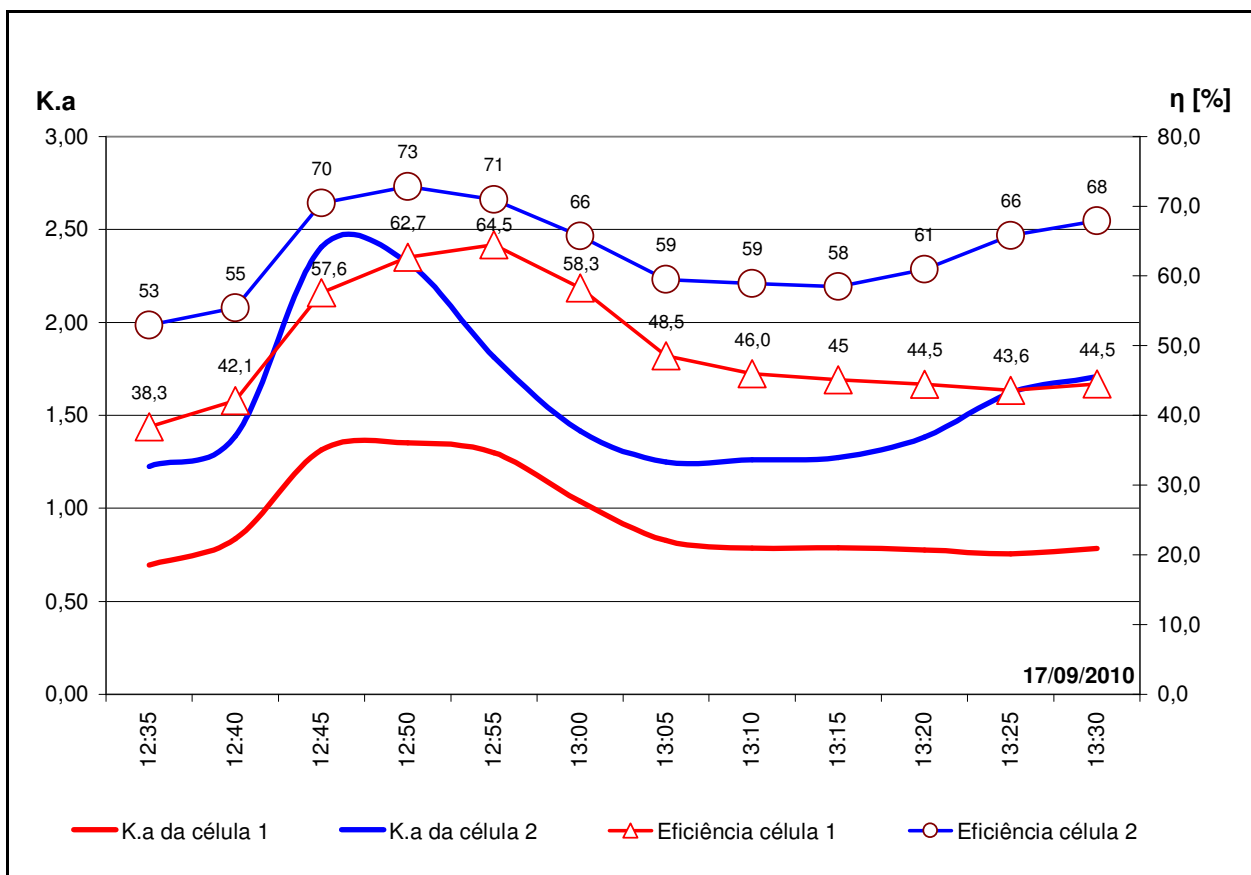


GRÁFICO 4.4 – Comparação dos coeficientes de desempenho e da eficiência das células 1 e 2.

Para uma avaliação superficial e rápida do desempenho da torre, o cálculo de eficiência como apresentado pela EQ. (3.6), apresenta vantagens, se comparado com o cálculo do $K.a$, em razão de ter uma formulação de cálculo simples, pois requer apenas quatro valores de temperaturas que são fáceis de serem obtidos.

Apesar do maior esforço de cálculo computacional e da necessidade de maiores informações, o cálculo do $K.a$ é necessário quando se deseja realizar um diagnóstico energético para avaliar o desempenho da torre incluindo o seu enchimento que é o principal meio de transferência de calor do sistema. Devido às dificuldades de obter os coeficientes de película de transferência de massa e a área específica do enchimento, utiliza-se normalmente modelos matemáticos como o da EQ.(3.2) que permite determinar experimentalmente o produto $K.a$.

Apesar do resultado não satisfatório apresentado pela célula 1 quando comparada com a célula 2 surge a dúvida se o desempenho da célula 2 é realmente melhor do que da célula 1. Suspeita-se

de possíveis interferências no resultado da célula 2 promovido pela ação direta do resfriamento das águas das células 1 e 3. Durante este teste os três ventiladores das células estavam ligados e as águas de cada célula se comunicam entre si na bacia da torre. Portanto, um teste com comparação de desempenho entre as três células deverá ser feito para avaliar realmente qual célula tem um desempenho melhor do que a outra.

O GRA. 4.2 mostra um desvio maior nos valores de temperaturas durante o teste C. Observa-se que a temperatura da célula 3 apresentou temperaturas mais altas quando comparada com as células 1 e 2. Em razão do acionamento do ventilador 2, pouco antes desta fase de teste, e pela limitação técnica apresentada na rotação do ventilador 3, a análise de desempenho das três células ficou prejudicada. Assim, para uma avaliação comparativa de desempenho das células o inversor de frequência do ventilador 3 foi removido e novos testes foram realizados nos dias 27/09/2010 e 28/09/2010 com todos os ventiladores operando numa mesma rotação fixa de 1775 rpm.

4.5 Avaliação comparativa de desempenho das células 1 e 3

O GRA. 4.5 apresenta os resultados dos novos testes nas células 1 e 3.

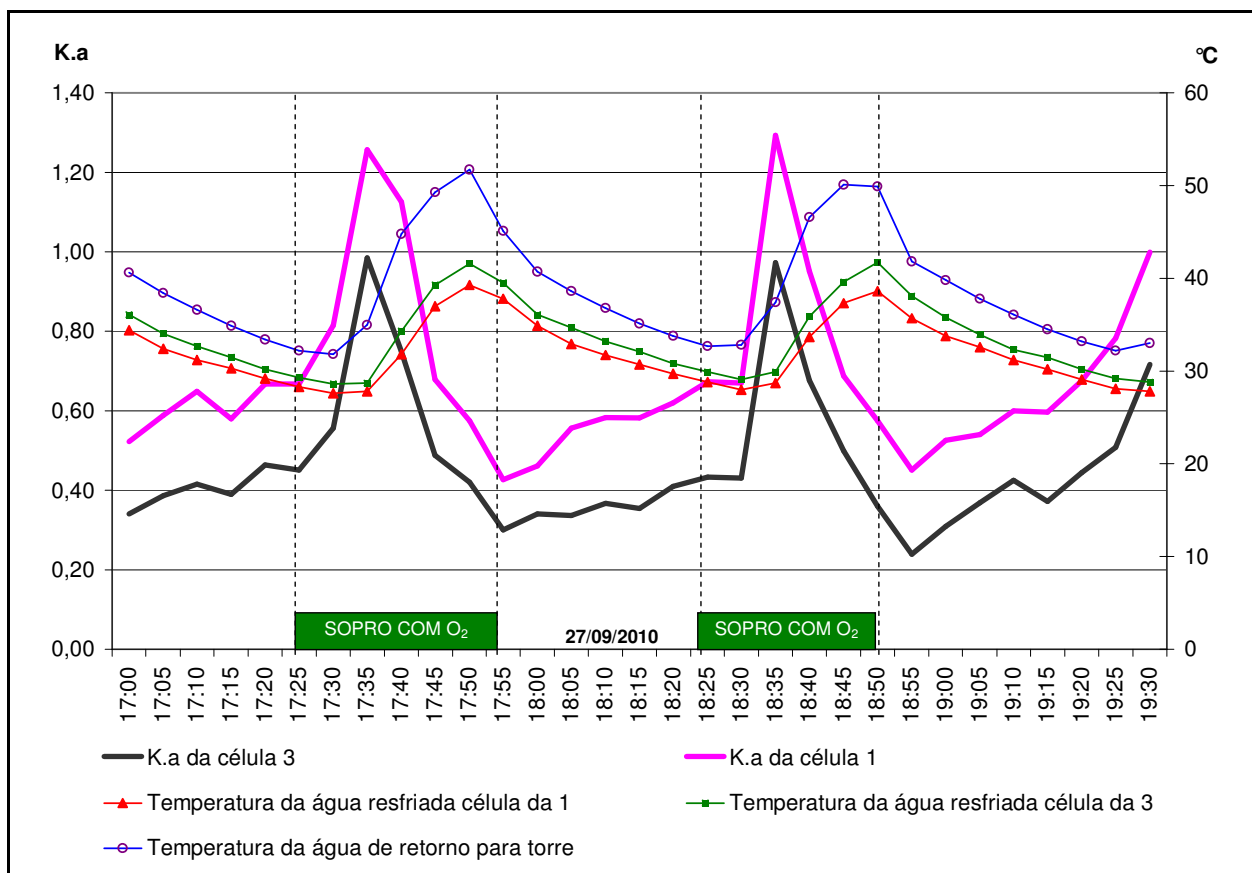


GRÁFICO 4.5 – Comparação do coeficiente K.a nas células 1 e 3 em função das variações de temperaturas medidas.

Os novos testes comparam que a célula 1 apresenta melhor desempenho que a célula 3.

4.6 Avaliação comparativa de desempenho das células 2 e 3

O GRA. 4.6 mostra os resultados do teste do dia 28/09/2010 onde realiza a comparação do desempenho das células 2 e 3.

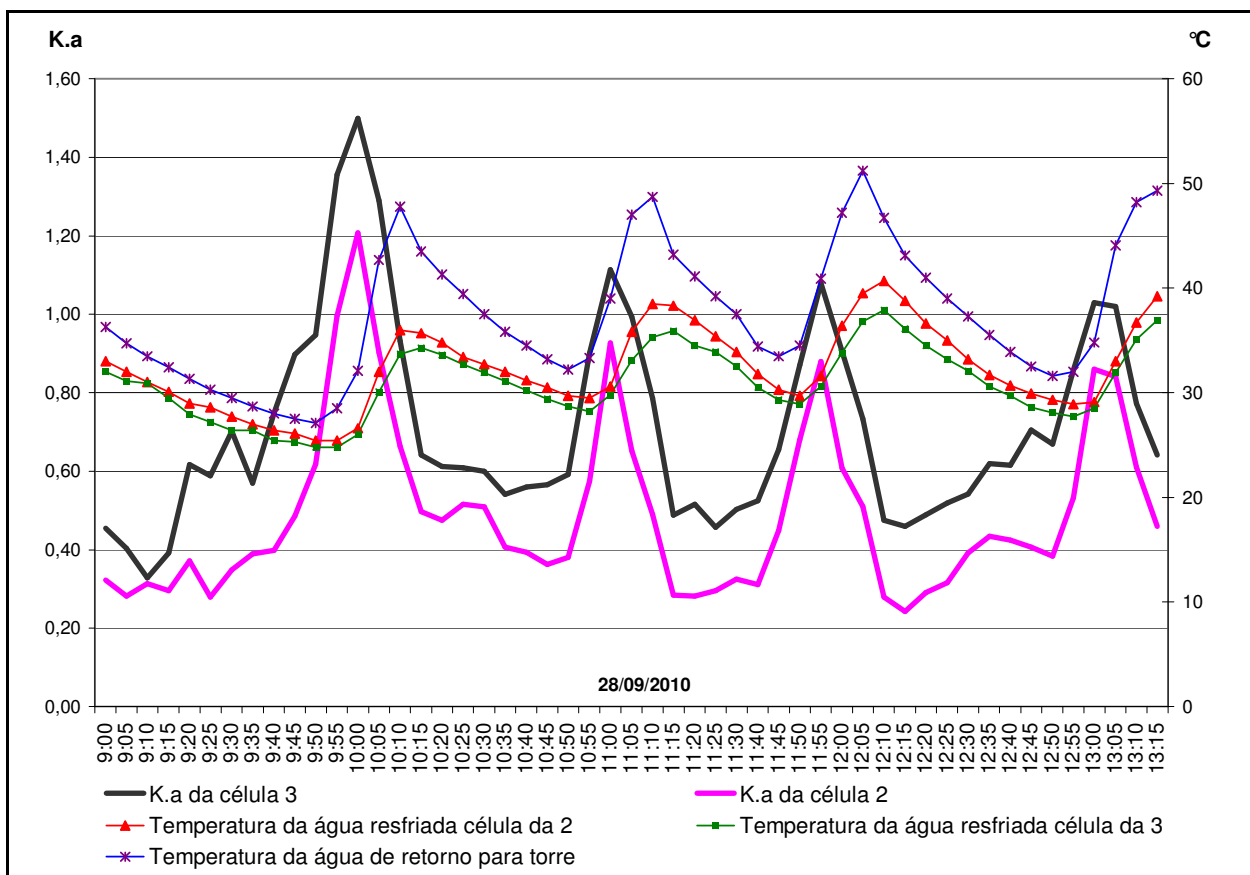


GRÁFICO 4.6 - Comparação do coeficiente K.a nas células 2 e 3 em função das variações de temperaturas medidas.

Os novos testes comparam que a célula 3 apresenta melhor desempenho que a célula 2.

Embora estes resultados possam indicar alguma contradição quando comparado a primeira leitura do GRA. 4.2 durante o teste C, onde a temperatura da célula 2 é muito menor que a da célula 1 e do que a célula 3. Podendo sugerir que a célula 2 teria um K.a muito maior e conseguinte um desempenho melhor do que as demais. Porém após a avaliação comparativa das três células, conclui que na verdade o desempenho da célula 2 efetivamente é menor do que a célula 3, e que a célula 1 tem um desempenho melhor do que as demais células. Observa-se que uma análise isolada sem muito critério e apenas com uma amostra pode conduzir a graves erros de interpretação.

Durante as fases de sopro com oxigênio ocorre maior geração de calor a ser rejeitado pela torre de resfriamento. Quanto maior for a diferença entre a temperatura da água de retorno e da água resfriada em cada célula, maior será o fator K.a. Portanto, quanto maior for esta diferença, melhor

será o desempenho da torre. Observa-se que o perfil do fator K.a, das células são sensíveis às pequenas variações de temperaturas. O valor do K.a atinge valores mínimos ao término de cada fase de sopro e valores máximos nos momentos iniciais e médios.

4.7 Análise de sensibilidade e propagação de erros

A fim de estimar a influência de erros experimentais nas medições das temperaturas de entrada e saída das células, foram feitas algumas simulações matemáticas como análise de sensibilidade. Utilizou-se como exemplo o maior valor do K.a apresentado no GRA. 4.6 da célula 3 no instante de tempo referente à 10h00. A temperatura da água quente de entrada na torre neste instante foi de $T_1=32,1^\circ\text{C}$ e a temperatura da água de saída da célula 3 igual a $T_2=26^\circ\text{C}$.

Considerando-se possíveis erros de leitura (δ) nas temperaturas T_1 e T_2 com variação de $\pm (0,1$ a $0,5)^\circ\text{C}$, recalcularam-se os parâmetros K.a para o instante considerado. Calcularam-se as diferenças percentuais do parâmetro K.a, admitindo-se como referência o valor do parâmetro de desempenho da torre $K.a=1,50$.

Esses novos valores do parâmetro K.a são mostrados na TAB. 4.5 e na TAB. 4.6. A diferença percentual de K.a foi calculada pelas expressões:

$$\left(\frac{K \cdot a|_{t_e} - K \cdot a|_{t_e + \delta}}{K \cdot a|_{t_e}} \right) \times 100 = \Delta K \cdot a \quad \% \quad (4.1)$$

$$\left(\frac{K \cdot a|_{t_s} - K \cdot a|_{t_s + \delta}}{K \cdot a|_{t_s}} \right) \times 100 = \Delta K \cdot a \quad \% \quad (4.2)$$

TABELA 4.5 Simulação de erro percentual do K.a em função ao erro da temperatura fria (T_2).

δ (°C)	$T_2 + \delta$ (°C)	K.a	($\Delta K.a$)%
-0,5	25,5	1,81	-20,6%
-0,4	25,6	1,74	-16,0%
-0,3	25,7	1,67	-11,7%
-0,2	25,8	1,61	-7,5%
-0,1	25,9	1,55	-3,6%
0	26,0	1,50	0,0%
0,1	26,1	1,45	3,6%
0,2	26,2	1,39	7,0%
0,3	26,3	1,35	10,3%
0,4	26,4	1,30	13,4%
0,5	26,5	1,25	16,3%

TABELA 4.6 Simulação de erro percentual do K.a em função ao erro da temperatura de retorno (T_1).

δ (°C)	$T_1 + \delta$ (°C)	K.a	($\Delta K.a$)%
-0,5	31,6	1,40	6,6%
-0,4	31,7	1,42	5,3%
-0,3	31,8	1,44	4,0%
-0,2	31,9	1,46	2,7%
-0,1	32,0	1,48	1,4%
0	32,1	1,50	0,0%
0,1	32,2	1,52	-1,2%
0,2	32,3	1,54	-2,5%
0,3	32,4	1,56	-3,8%
0,4	32,5	1,58	-5,1%
0,5	32,6	1,60	-6,4%

A TAB. 4.5 e a TAB. 4.6 fornecem uma ideia da sensibilidade do K.a em função ao erro de medição das temperaturas T_2 e T_1 .

O GRA. 4.7 mostra que pequenos erros nas temperaturas de entrada e saída de água de resfriamento da torre (T_1 e T_2) podem causar grandes variações no valor calculado do parâmetro K.a, ou seja, o produto K.a é muito sensível em relação aos possíveis erros (δ) em T_1 e T_2 .

Observa-se que um erro de $-0,3^\circ\text{C}$ a variação de K.a é de 16%. Portanto, o uso de medidores de temperatura de precisão e sua prévia aferição são condições determinantes para se obterem resultados satisfatórios e confiáveis.

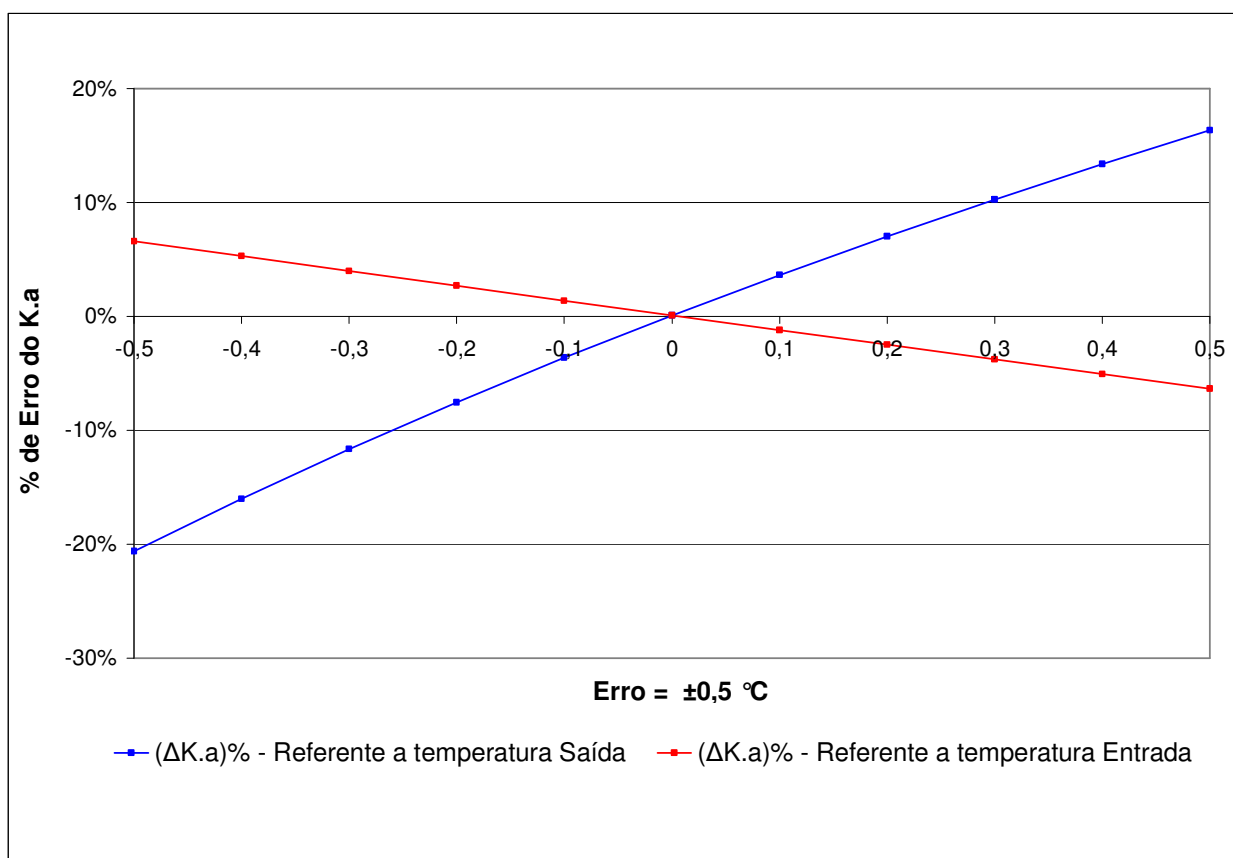


GRÁFICO 4.7 – Influência de erros de medição de temperaturas na obtenção do K.a.

Observa-se que a diferença percentual do parâmetro K.a, é mais sensível a erros na temperatura de saída da torre de resfriamento (T_2) do que a temperatura de entrada (T_1). Para um erro de $-0,5^\circ\text{C}$ na temperatura de saída (T_2), a diferença percentual é de 20,6%, para o mesmo erro na temperatura de entrada (T_1), a diferença percentual do parâmetro K.a é de 6,6%.

Observa-se que para um erro de $0,2^\circ\text{C}$, o desvio no parâmetro K.a é de 2,5 a 7%. Em razão da sensibilidade da variação de temperaturas e possíveis resultados indesejáveis, utilizou-se para

realização dos ensaios, sensores de temperaturas de modelo PT100 – 3 fios do fabricante Ecil, com faixas de leituras finais entre -50 a 420°C . Todos os sensores de temperaturas foram calibrados e suas incertezas de medição foram calculadas (ver anexo B.1 a B.7 e anexo C.1).

4.8 Cálculo do valor médio verdadeiro das principais temperaturas da torre

Para avaliar o quanto os valores das temperaturas estão próximos de seus valores reais, foi utilizada a formulação estatística já apresentada no Capítulo 3.

O GRA. 4.8 mostra os dados de temperaturas da água quente e da água resfriada de cada célula da torre. Devido o conceito de amostra de dados se referirem a um conjunto de dados obtidos durante medições repetidas de uma variável sob condições operacionais fixas. Portanto, como o processo estava parado as condições são mantidas tão próximas do valor fixo quanto possível. Então, surgiu a oportunidade de realizar o cálculo estatístico do valor médio verdadeiro das temperaturas selecionadas.

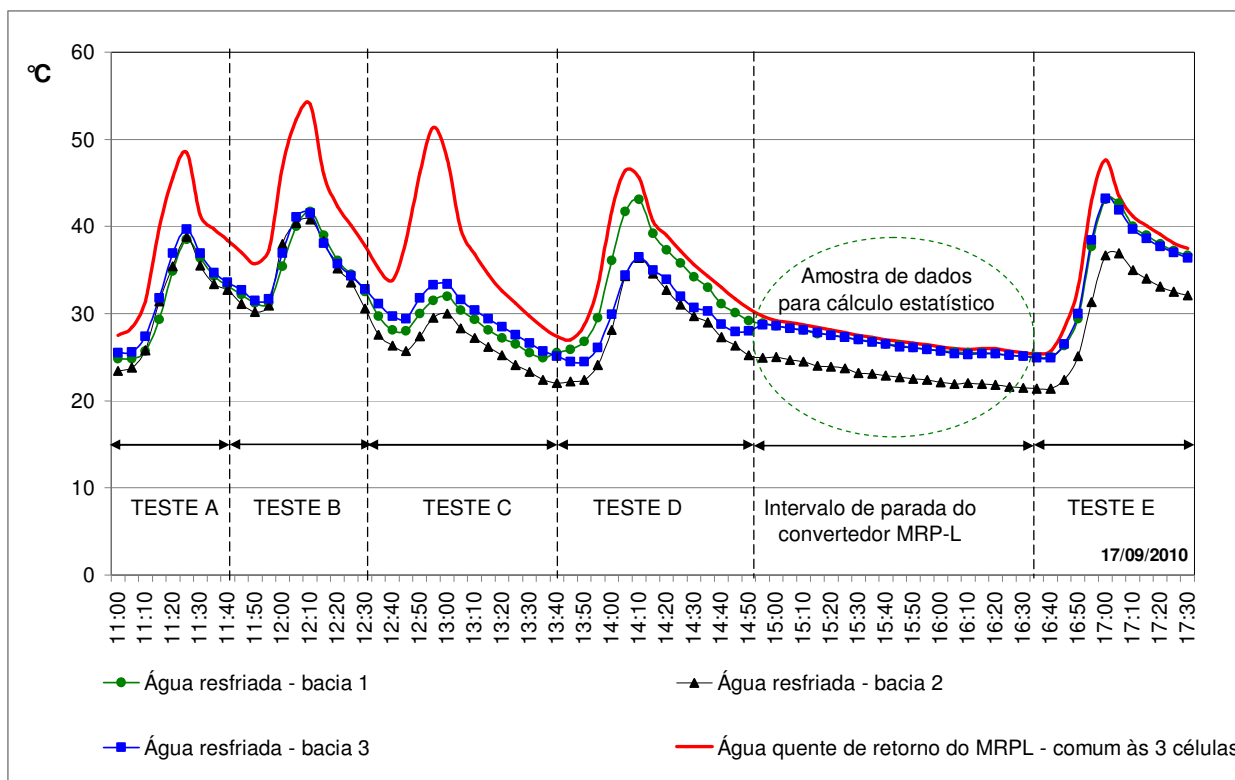


GRÁFICO 4.8 – Seleção da mostra de dados de temperaturas para cálculos estatísticos.

Conforme apresentado no GRA. 4.8 foi selecionado o intervalo de 15h00 até as 16h35 para compor a amostra de dados de temperaturas para serem utilizadas nos cálculos estatísticos. Durante este intervalo de tempo de 1h35 foram coletados 24.000 dados de temperaturas. Para esta coleta de dados foi utilizado um registrador digital que a cada 2 segundos armazenava dois valores de temperatura, o valor máximo e mínimo para cada ponto definido. Foram selecionados 4 pontos de coletas de dados, para as seguintes variáveis, água quente de retorno comum às três células e água resfriada de cada uma das três células da torre.

A TAB. 4.7 mostra os registros de temperaturas para cada ponto de coleta definido. O intervalo de coleta para cada item é de 5 minutos. Porém foram coletados para célula 1, 2, 3 e para a água quente 300 dados de temperaturas para cada um destes pontos. Os dados de cada ponto dos itens apresentados na tabela são valores médios de conjuntos de 150 registros de temperaturas mínimas e 150 registros de temperaturas máximas para cada ponto, perfazendo deste modo um total de 24.000 dados coletados apenas durante este teste do item 1 até ao 20.

TABELA 4.7 Base de dados de temperaturas para calcular o valor médio verdadeiro.

Item	Data	Tempo	Temperatura da água resfriada			Temperatura de retorno
			Célula 1	Célula 2	Célula 3	Água quente
			°C	°C	°C	°C
1	17/09/10	15:00	28,6	25,0	28,6	29,2
2	17/09/10	15:05	28,3	24,7	28,3	29,0
3	17/09/10	15:10	28,1	24,5	28,1	28,7
4	17/09/10	15:15	27,7	24,0	27,8	28,4
5	17/09/10	15:20	27,6	23,9	27,5	28,1
6	17/09/10	15:25	27,3	23,7	27,3	27,8
7	17/09/10	15:30	27,0	23,2	27,0	27,5
8	17/09/10	15:35	26,8	23,1	26,7	27,3
9	17/09/10	15:40	26,5	22,9	26,5	27,0
10	17/09/10	15:45	26,3	22,7	26,2	26,8
11	17/09/10	15:50	26,1	22,5	26,1	26,6
12	17/09/10	15:55	25,9	22,4	25,9	26,4
13	17/09/10	16:00	25,7	22,1	25,7	26,2
14	17/09/10	16:05	25,6	21,9	25,4	26,0
15	17/09/10	16:10	25,5	22,0	25,3	25,9
16	17/09/10	16:15	25,5	21,9	25,4	26,0
17	17/09/10	16:20	25,4	21,8	25,4	26,0
18	17/09/10	16:25	25,2	21,6	25,2	25,7
19	17/09/10	16:30	25,1	21,5	25,1	25,5
20	17/09/10	16:35	25,0	21,4	24,9	25,4

Para calcular o valor médio real das 4 leituras de temperaturas definidas na TAB. 4.7, utilizou como base os dados tabulação os quais foram aplicados nas EQ. (3.7), EQ. (3.8) e EQ.(3.9). A amostra de dados é composta de vinte (N=20) repetições. Assim, o grau de liberdade do conjunto de dados é $v = N-1 = 19$. Portanto, para 95% de probabilidade, o t de Student ($t_{19,95}$) é igual a 2,093 conforme os dados apresentados no anexo H.

Após a compilação dos dados calculados a TAB. 4.8 mostra os resultados dos valores médios verdadeiros para cada temperatura definida. Foram considerados apenas erros aleatórios, pois os erros sistemáticos são desprezíveis por não variar com medições repetidas e, portanto não afetam a estatística da medição.

TABELA 4.8 Resultados de valores médios reais para as principais temperaturas da torre

Valor médio real das temperaturas [°C]					
Ponto de coleta de dados	Média	Incerteza	Probabilidade	Possíveis desvios	
				Mínimo	Máximo
Célula 1	26,5	± 0,54	95%	25,9	27,0
Célula 2	22,8	± 0,53		22,3	23,4
Célula 3	26,4	± 0,55		25,9	27,0
Água quente	27,0	± 0,57		26,4	27,5

Observa-se que se um vigésimo primeiro ponto de dado for tomado da célula 1, há uma probabilidade de 95% de que esse valor esteja entre 25,9 e 27,0 graus Celsius. Embora o processo do MRP-L estivesse parado durante o período dos testes, as condições do processo nem sempre serão fixas, na prática controlar as condições operacionais como realmente condições fixas pode ser impossível. Pode observar que no GRA. 4.8 durante o intervalo de parada do MRP-L, as temperaturas das águas oscilam com pequena inclinação tendendo ficar cada vez menores. No entanto, observa-se que o resultado da incerteza apresentado na TAB. 4.6 mostra que as quatro temperaturas apresentaram boa exatidão com valores de incerteza muito próximos entre si indicando erros aleatórios pequenos.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Em geral o desempenho da torre baseia-se quase que, exclusivamente, nas informações de catálogo técnico do fabricante, obtidos empiricamente e validados somente para um tipo específico de torre. Por outro lado, a utilização do modelo integral, apresentado neste trabalho, se mostra mais interessante por ser mais representativo e com aplicação mais abrangente. A sua aplicação permitiu avaliar e comparar o desempenho das três células da torre de resfriamento de água do MRP-L. Verificou que a célula 1 apresenta melhores resultados de desempenho do que a célula 3 e que a célula 3 apresenta melhores resultados do que a célula 2.

O modelo de formulação integral aplicado neste trabalho, além de ser uma ferramenta importante para diagnóstico energético da torre, é útil para equipe de manutenção, pois direciona ações corretivas para célula de pior rendimento, ao invés de realizar, por exemplo, manutenção de todo conjunto sem necessidade.

Por meio da aplicação do inversor de frequência no ventilador da torre e pela oportunidade identificada em desligar a torre de resfriamento durante as paradas do conversor MRP-L, permitiu calcular o potencial de benefício com a redução do consumo de energia elétrica da torre na ordem de 9% ao ano, representando uma economia em torno de kR\$ 57/ano.

Como sugestão para trabalhos futuros indicam-se:

- 1 Aplicar simulação computacional para avaliar o desempenho da célula da torre sob a influência da recirculação do ar saturado na entrada da própria célula.
- 2 Avaliar o desempenho da torre após injeção de nitrogênio gasoso na entrada da célula. Apesar do custo do nitrogênio gasoso ser elevado, pode se uma alternativa interessante quando há disponibilidade e risco de pagamento de take or pay.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARCELORMITTAL INOX BRASIL: perfil da Empresa: Disponível em:
<http://www.arcelormittalinoxbrasil.com.br/port/empresa/perfil_apresentacao.asp>. Acesso em:
30 nov. 2010.

AL-NIMR, M.A. **Dynamic thermal behavior of cooling towers**. Energy Convers Manage. V.39, n.7 p. 631-636, 1998.

AL-WAKED R.; BEHNIA M. **CFD simulation of wet cooling towers**. Appl Therm Eng, 2006; 26(4):382-395.

BEDEKAR S.V; NITHIARASU P. ; SEETHARAMU K.N. **Experimental investigation of the performance of a counter-flow packed-bed mechanical cooling tower**. Energy (Oxford) 1998; 23(11):943-7.

BENTON D.J; WALDROP W.R. **Computer simulation of transport phenomena in evaporative cooling towers**. ASME, Journal Engineering Gas Turbine Power 1988;110(2):190-6.

BERNIER M.A. **Cooling tower performance: theory and experiments**. ASHRAE Trans 1994;100:114-21.

BOLADO S, SOBRON F, ALVAREZ J. **Dynamic simulation of a cooling tower**. Dpto. Ingeniería Química. Universidade de Valladolid. 1995:193-7.

BURGER, R. **Cooling tower technology: maintenance, upgrading and rebuilding**. Copyright, U.S.A, 979. 218 p.

CHEREMISINOFF, N. P. **Cooling Towers Operations**. Handbook of Heat and Mass Transfer. V. 1, 1986, 1065 p.

CHEREMISINOFF, N. P., CHEREMISINOFF, P. N. **Cooling Towers: Selection, design and practice**. Ann Arbor Science Publishers, Ann Arbor, MI, 1981.

CORTINOVIS, G. F. **Modelagem e otimização de um sistema de água de resfriamento e validação experimental**. 2004. 159 f. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Química.

CREDER, H. **Instalações de ar condicionado**. RJ, LCT, 2004, 316 p.

DREYER A.A, ERENS P.J. **Modeling of cooling tower splash pack**. Internal Journal Heat Mass Transfer 1996; 39(1):109-23.

EATON T.E. **Evaporative heat removal in wet cooling towers**. Cooling Tower Institute Technical Papers. 28 p., 1979.

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

EVANS JR., F. L. **Equipment desing handbook for refineries and chemical plants**. vol.2, Houston: Gulf Publishing, 1980.

FIGLIOLA, R.S; BEASLEY, D.E. **Teoria e projeto para medições mecânicas**. 4 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2007, 463 p. ISBN 978-85-216-1572-9.

FISENKO SP, BRIN AA, PETRUCHIK AI. **Evaporative cooling of water in a mechanical draft cooling tower**. Int J Heat Mass Transfer 47:165-77.2004.

FUJITA, T; TEZUKA, S. **Calculations on thermal performance of draft cooling towers**. ASHRE transactions, vol. 92. 1986. p.274–287.

GAN G; RIFFAT S.B; SHAO L; DOHERTY P. **Application of CFD to closed-wet cooling towers**. Applied Thermal Engineering 2001; 21(1):79-92.

GOSHAYSHI, H. R.; MISSENDEN, J. F.; TOZER, R., **Cooling tower - an energy conservation resource**. Applied Thermal Engineering, v.19 p.1223-1235, 1999.

HALASZ B. **A general mathematical model of evaporative cooling devices**. Revue Générale de Thermique 1998; 37(4):245-55.

JOHNSON B.M; NOMURA K.K; BARTZ J.A. **Review of numerical models to predict cooling tower performance**. (ASME) 1987. 9 p.

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

KLOPPERS J.C, KRÖGER D.G. **A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counter flow wet-cooling towers**. Int J Heat Mass Transfer 2005;48(3):765-77.

LEBRUN J, SILVA C.A. **Cooling tower - model and experimental validation**. ASHRAE Trans 2002; 108:751-9.

LIU, Z; QI, X; LI, D. **Performance characteristics of a shower cooling tower**. Energy conversion and Management, V.48, pg. 193 – 203, 2007.

MAJUMDAR A.K, SINGHAL A.K, SPALDING D.B. **Numerical modeling of wet cooling towers - part 1: mathematical and physical models**. Journal Heat Transfer, 1983;105(4):736-43.

McCABE, W; SMITH, J.C; HARRIOT, P. **Unit operations of chemical engineering**. 7th ed. New York: McGraw-Hill, 2005, 1114 p.

MELLO, L. C. **Influência de variáveis de processo no desempenho de torre de resfriamento**. 2008. 140 f. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Química.

MERKEL, F. **Verdunstungskühlung VDI Forschungsarbeiten** (1925) N°. 275 Berlin.

MIERZWA, J. C.; HESPANHOL, I. **Água na indústria: uso racional e reúso**. São Paulo: Oficina de Textos, 2005. 144 p.

MOHIUDDIN, A. K. M.; KANT, K. **Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers. Part I: Selection and tower characteristics**. International Journal of Refrigeration v.19 (1) p.43-51, 1996.

MOTA, L. C. S. **Impacto da Cobrança pelo Uso da Água na Lucratividade e no Custo dos Principais Setores Usuários - Industrial, Agropecuário e Hidroelétrico**. 2004. 195 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE. Departamento de Engenharia Civil.

NAHAVANDI AN, OELLINGER JJ. **An improved model for the analysis of evaporative counterflow cooling towers**. Nucl Eng Des., 1977; 40(2):327-36.

OGBOJA, O. **A procedure for computer-aided design of water cooling towers.** The Chemical Engineering Journal. v.35, 43-50 p, 1987.

RECESA, **Abastecimento de água: gerenciamento de perdas de água e energia elétrica em sistemas de abastecimento:** guia do profissional em treinamento: nível 2. Secretaria Nacional de Saneamento Ambiental (org) - Salvador: ReCESA, 2008. 139 p.

SIMPSON W.M, SHERWOOD T.K. **Performance of small mechanical draft cooling towers.** Journal of the ASREA, 535-575 p., 1946.

SIQUEIRA, M. S. **Contabilidade ambiental - Impacto da Cobrança pela captação de água bruta no custo de produção de água da Copesul:** Companhia petroquímica do sul. Dissertação apresentada ao Programa de Pós Graduação em Economia, Faculdade de Ciências Econômicas, da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como pré-requisito para obtenção do Grau de Mestre em Controladoria.

SÖYLEMEZ M.S. **Theoretical and experimental analyses of cooling towers.** ASHRAE Trans 1999; 105(1):330-7.

STAFF, M. **Cooling Tower Fundamentals.** SPX Cooling Technologies, Inc. 2 ed., Kansas USA, 2006, 116 p.

STANFORD III, H. W. **Hvac water and cooling towers: Fundamentals, applications e operations.** Nova York: Marcel Dekker, 2003, 295 p. ISBN 0-824-0992-6.

STOECKER, W. F. **Refrigeração e ar condicionado.** São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

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

WALKER, W. H.; LEWIS, W. K.; MEADAMS, W. H.; GILLILAND, E. R. **Principles of Chemical Engineering** .3th ed., McGraw-Hill, New York, 1923.

WARK, K; RICHARDS, D. E. **Thermodynamics.** U.S.A: McGraw-Hill, 6th ed., 1999, 552 e 553 p.

YAWS, C.L. **Physical proprieties.** New York: McGraw - Hill, 1977.



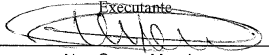
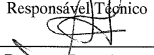
ANEXO A

A.1 Ficha técnica da torre de resfriamento de água do MRP-L.

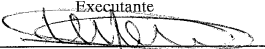
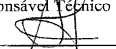
VTR VETTOR EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS LTDA		TORRE DE RESFRIAMENTO		06/10653-03	
		FOLHA DE DADOS DA TORRE		Nº FDT61065301A0	
Cliente	Acesita	Item			01/01
Projeto		Emissão em			17/04/06
TAG Cliente		Nº de células			3
Modelo	VTF 440/2100/GNV-ST- G	Entrega			20/05/06
Embalagem	Padrão VETTOR	Vendedor			Barssalos
Inspeção	Padrão VETTOR	Coordenador			Rogério
Entrega	Desmontada	Multa			Sim
DADOS DE PROJETO			VENTILADOR		
Carga Térmica Total	54.085.000	Kcal/h	Número por célula	1	
Carga Térmica p/ cél.	18.028.333	Kcal/h	Tipo	Axial	
Vazão Total	1450,0	m ³ /h	Fabricante	Cofimco	
Vazão p/ cél.	483,3	m ³ /h	Modelo	4877-06-24LB3TR	
Temp. de Água Quente	69,3	°C	Diâmetro	4877	mm
Temp. de Água Fria	32,0	°C	Nº de pás	6	
Temp. Bulbo Úmido	28,0	°C	Vazão de ar	125,66	m ³ /s
Alt. rel. nível do mar	263	m	Pressão estática	14,94	mmCA
Pressão na entrada de água	0,50	mCA	Temperatura do ar	48,8	°C
Classe de ruído	ST - Standard		Potência absorvida	36,85	cv
Local de Instalação	Timóteo-MG		Rotação	206,7	RPM
			Velocidade periférica	52,80	m/s
			Ângulo das pás	9,80	°
SELEÇÃO			ACIONAMENTO		
Programa de seleção	Selplan 8		Tipo	Motor Redutor	
Veloc. do ar no enchimento	2,48	m/s	Fator de serviço	maior ou igual a 2.0	
L/G	1,085		Modelo	SEW RF107AM200	
KAVL	2,171		Relação de Transmissão	1:8,56	
c	2,329		Forma Construtiva	M4 c/ Flange Ø450	
n	-0,861		Montagem Motor/Redutor	Olhal de ambos na mesma direção	
Obs	0		Carga axial (peso+empuxo)	383 Kgf	
DADOS DA TORRE			MOTOR		
Diâm. da tubulação de entrada	12	"	Número por célula	1	
Diâm. dos tubos ramais	Padrão	"	Fabricante	WEG ou Eberle	
			Linha / Modelo	Standard	
			Proteção	IP-55	
			Classe de isolamento	B	
			Potência	50	cv
			Nº de polos	4	
			Frequência	60	Hz
			Nº de fases	3	
			Carcaça	200L	
			Forma construtiva	V15 com chapéu chinês	
			Tensão	220/380/440/760 V	
PROJETO ESTRUTURAL/MATERIAIS					
Difusor / Cone	PRFV Padrão VETTOR				
Painéis superiores	RTML				
	Parafusos Estruturais	Aço Carb. zincado classe 8.8			
	Parafusos Internos	Aço Inox 304 Padrão VETTOR			
	Parafusos externos	Aço Inox 304 Padrão VETTOR			
	Chumbadores / Tirantes	ACC Padrão VETTOR			
Pás do Ventilador	Alumínio Extrudado				
Cubo do Ventilador	FoFo				
Pratos do Ventilador	Aço				
Coxins do Ventilador	Alum.				
Suporte do acionamento	Aço+epoxi Padrão VETTOR				
ACESSÓRIOS					

ANEXO B


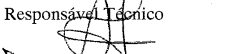
B.1 Certificado do 1º sensor de temperatura PT100 3 fios.

ArcelorMittal Inox Brasil					
CCM - Centro de Confirmação Metrológica					
Certificado de Calibração Nº: T0816/10					
Identificação: Pt100 Teste Vagner PEUE 1 Instrumento: Termômetro de Resistência Ecil PT100 - 3 Fios Modelo: PT100 - 3 Fios Fabricante: Ecil	Cliente: PEUE Temp. ambiente: (23+/-5)°C Umidade relativa: (60+/-15)% Data emissão: 14/09/2010				
Procedimento da calibração					
Documento	Revisão	Descrição			
PPA15-0112	5	Calibração de sensor / medidor de temperatura			
Lista de rastreabilidade dos instrumentos padrões utilizados					
Instrumento	Nº Certificado	Validade	Rastreabilidade		
E04305	Calibrador de Temperatura Ecil Cappo 10	2010/1-0918	13/05/2011 CCM - Lab. Elétrica		
E01260	Multímetro Digital Fluke 8810A (5 1/2 dígitos)	2008/1-1242	16/05/2011 CCM - Lab. Elétrica		
E05206	Termômetro de Resistência Ecil PT100 - 4 Fios	2009/1-0018	05/01/2011 CCM - Lab. de Temperatura		
Resultado e declaração de Incertezas					
Definições					
DMM: Valor medido ou nominal do objeto sob calibração;		Erro: Diferença entre DMM e o VVC;	U: Incerteza expandida da medição;		
VVC: Valor verdadeiro convencional encontrado pelo(s) padrão(ões) envolvido(s);		k: Fator de abrangência;	UT: Incerteza expandida + valor absoluto do erro.		
Leituras Finais Faixa: -50..420 °C					
DMM (°C)	VVC (°C)	Erro (°C)	U (°C)	UT (°C)	k
15,71	15,81	-0,10	± 0,33	± 0,43	2,00
49,51	49,71	-0,20	± 0,35	± 0,55	2,00
78,91	79,39	-0,48	± 0,37	± 0,85	2,00
Observações:					
- A calibração foi realizada pelo método de comparação com o padrão utilizado. Foram realizadas 3 (três) medições no instrumento para cada valor no padrão.					
- A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padronizada combinada, multiplicada por um fator de abrangência k, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.					
					
Centro de Confirmação Metrológica – Metrologia Telefone: (31) 3849-7382 - Fax: (31) 3849-7508 - Emails: roberto.luppi@arcelormittal.com.br – inox.cmetrologica@arcelormittal.com.br					
Executante  Ney Sousa Moreira	Responsável Técnico  Roberto Rosa Luppi	Data da Calibração 14/09/2010	Folha 1/1		
ArcelorMittal Inox Brasil Praça 1º de Maio, nº 9 - Centro. CEP 35180-018. Timóteo, MG. www.arcelormittalinoxbrasil.com.br					
Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes. A reprodução deste certificado só poderá ser total e depende da autorização do laboratório emissor.					

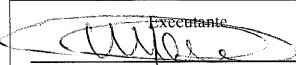

B.2 Certificado do 2º sensor de temperatura PT100 3 fios.

ArcelorMittal Inox Brasil		ArcelorMittal			
CCM - Centro de Confirmação Metrológica					
Certificado de Calibração Nº: T0817/10					
Identificação: Pt100 Teste Vagner PEUE 2		Cliente: PEUE			
Instrumento: Termômetro de Resistência Ecil PT100 - 3 Fios		Temp. ambiente: (23+/-5)°C			
Modelo: PT100 - 3 Fios		Umidade relativa: (60+/-15)%			
Fabricante: Ecil		Data emissão: 14/09/2010			
Procedimento da calibração					
Documento	Revisão	Descrição			
PPA15-0112	5	Calibração de sensor / medidor de temperatura			
Lista de rastreabilidade dos instrumentos padrões utilizados					
Instrumento	Nº Certificado	Validade	Rastreabilidade		
E04305	Calibrador de Temperatura Ecil Capto 10	2010/1-0918	13/05/2011		
E01260	Multímetro Digital Fluke 8810 A (5 1/2 dígitos)	2008/1-1242	16/05/2011		
E05206	Termômetro de Resistência Ecil PT100-4 Fios	2009/1-0018	05/01/2011		
			CCM - Lab. Elétrica		
			CCM - Lab. Elétrica		
			CCM - Lab. de Temperatura		
Resultado e declaração de Incertezas					
Definições					
DMM: Valor medido ou nominal do objeto sob calibração;		Erro: Diferença entre DMM e o VVC;			
VVC: Valor verdadeiro convencional encontrado pelo(s) padrão(ões) envolvido(s);		k: Fator de abrangência;			
		U: Incerteza expandida da medição;			
		UT: Incerteza expandida + valor absoluto do erro.			
Leituras Finais					
Faixa: -50..420 °C					
DMM (°C)	VVC (°C)	Erro (°C)	U (°C)	UT (°C)	k
15,71	15,83	-0,12	± 0,33	± 0,46	2,00
49,61	49,70	-0,09	± 0,35	± 0,45	2,00
79,51	79,61	-0,09	± 0,37	± 0,46	2,00
Observações:					
- A calibração foi realizada pelo método de comparação com o padrão utilizado. Foram realizadas 3 (três) medições no instrumento para cada valor no padrão.					
- A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padronizada combinada, multiplicada por um fator de abrangência k, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.					
Centro de Confirmação Metrológica – Metrologia					
Telefone: (31) 3849-7382 - Fax: (31) 3849-7508 - Emails: roberto.luppi@arcelormittal.com.br – inox.cmetrologica@arcelormittal.com.br					
Executante		Responsável Técnico		Data da Calibração	
				14/09/2010	
Ney Sousa Moreira		Roberto Rosa Luppi		Folha 1/1	
ArcelorMittal Inox Brasil					
Praça 1º de Maio, nº 9, Centro. CEP 35180-018. Timóteo, MG.					
www.arcelormittalinoxbrasil.com.br					
Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes. A reprodução deste certificado só poderá ser total e depende da autorização do laboratório emissor.					
PD-3969 v.2					
Página 1/1					

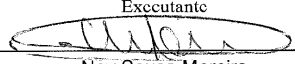
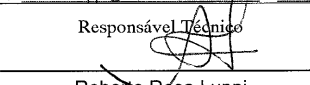
B.3 Certificado do 3º sensor de temperatura PT100 3 fios.

ArcelorMittal Inox Brasil		ArcelorMittal			
CCM - Centro de Confirmação Metroológica					
Certificado de Calibração Nº: T0818/10					
Identificação: Pt100 Teste Vagner PEUE 3	Cliente: PEUE				
Instrumento: Termômetro de Resistência Ecil PT100 - 3 Fios	Temp. ambiente: (23+/-5)°C				
Modelo: PT100 - 3 Fios	Umidade relativa: (60+/-15)%				
Fabricante: Ecil	Data emissão: 14/09/2010				
Procedimento da calibração					
Documento	Revisão	Descrição			
PPA15-0112	5	Calibração de sensor / medidor de temperatura			
Lista de rastreabilidade dos instrumentos padrões utilizados					
Instrumento	Nº Certificado	Validade	Rastreabilidade		
E04305	Calibrador de Temperatura Ecil Cappo 10	2010/1-0918	13/05/2011	CCM - Lab. Elétrica	
E01260	Multímetro Digital Fluke 8810 A (5 ½ dígitos)	2008/1-1242	16/05/2011	CCM - Lab. Elétrica	
E05206	Termômetro de Resistência Ecil PT100 - 4 Fios	2009/1-0018	05/01/2011	CCM - Lab. de Temperatura	
Resultado e declaração de Incertezas					
Definições					
DMM: Valor medido ou nominal do objeto sob calibração;	Erro: Diferença entre DMM e o VVC;	U: Incerteza expandida da medição;			
VVC: Valor verdadeiro convencional encontrado pelo(s) padrão(ões) envolvido(s);	k: Fator de abrangência;	UT: Incerteza expandida + valor absoluto do erro.			
Leituras Finais Faixa: -50..420 °C					
DMM (°C)	VVC (°C)	Erro (°C)	U (°C)	UT (°C)	k
15,91	15,83	0,08	± 0,33	± 0,41	2,00
49,91	49,67	0,24	± 0,35	± 0,59	2,00
79,61	79,44	0,17	± 0,37	± 0,54	2,00
Observações:					
- A calibração foi realizada pelo método de comparação com o padrão utilizado. Foram realizadas 3 (três) medições no instrumento para cada valor no padrão.					
- A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padronizada combinada, multiplicada por um fator de abrangência k, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.					
Centro de Confirmação Metroológica – Metrologia Telefone: (31) 3849-7382 - Fax: (31) 3849-7508 - Emails: roberto.luppi@arcelormittal.com.br – inox.cmetrologica@arcelormittal.com.br					
 Ney Sousa Moreira		 Roberto Rosa Luppi		Data da Calibração 14/09/2010	Folha 1/1
ArcelorMittal Inox Brasil Praça 1º de Maio, n° 9. Centro. CEP 35180-018. Timóteo, MG. www.arcelormittalinoxbrasil.com.br					
<small>Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes. A reprodução deste certificado só poderá ser total e depende da autorização do laboratório emissor.</small>					
					<small>Página 1/1</small>



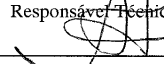
B.4 Certificado do 4º sensor de temperatura PT100 3 fios.

ArcelorMittal Inox Brasil		ArcelorMittal			
CCM - Centro de Confirmação Metrológica					
Certificado de Calibração N°: T0819/10					
Identificação: Pt100 Teste Vagner PEUE 4		Cliente: PEUE			
Instrumento: Termômetro de Resistência Ecil PT100 - 3 Fios		Temp. ambiente: (23+/-5)°C			
Modelo: PT100 - 3 Fios		Umidade relativa: (60+/-15)%			
Fabricante: Ecil		Data emissão: 14/09/2010			
Procedimento da calibração					
Documento	Revisão	Descrição			
PPA15-0112	5	Calibração de sensor / medidor de temperatura			
Lista de rastreabilidade dos instrumentos padrões utilizados					
Instrumento	Nº Certificado	Validade	Rastreabilidade		
E04305	Calibrador de Temperatura Ecil Cappo 10	2010/1-0918	13/05/2011		
E01260	Multímetro Digital Fluke 8810 A (5 ½ dígitos)	2008/1-1242	16/05/2011		
E05206	Termômetro de Resistência Ecil PT100 - 4 Fios	2009/1-0018	05/01/2011		
Resultado e declaração de Incertezas					
Definições					
DMM: Valor medido ou nominal do objeto sob calibração;		Erro: Diferença entre DMM e o VVC;			
VVC: Valor verdadeiro convencional encontrado pelo(s) padrão(ões) envolvido(s);		k: Fator de abrangência;			
		U: Incerteza expandida da medição;			
		UT: Incerteza expandida + valor absoluto do erro.			
Leituras Finais Faixa: -50..420 °C					
DMM (°C)	VVC (°C)	Erro (°C)	U (°C)	UT (°C)	k
15,71	15,80	-0,09	± 0,33	± 0,42	2,00
49,61	49,69	-0,08	± 0,35	± 0,44	2,00
79,61	79,65	-0,03	± 0,37	± 0,40	2,00
Observações:					
- A calibração foi realizada pelo método de comparação com o padrão utilizado. Foram realizadas 3 (três) medições no instrumento para cada valor no padrão.					
- A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padronizada combinada, multiplicada por um fator de abrangência k, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.					
Centro de Confirmação Metrológica – Metrologia Telefone: (31) 3849-7382 - Fax: (31) 3849-7508 - Emails: roberto.luppi@arcelormittal.com.br – inox.cmetrologica@arcelormittal.com.br					
 Ney Sousa Moreira		 Roberto Rosa Luppi		Data da Calibração 14/09/2010	
				Folha 1/1	
ArcelorMittal Inox Brasil Praça 1º de Maio, n° 9. Centro. CEP 35180-018. Timóteo, MG. www.arcelormittalinoxbrasil.com.br					
<small>Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes. A reprodução deste certificado só poderá ser total e depende da autorização do laboratório emissor.</small>					
					<small>Página 1/1</small>

B.5 Certificado do 5° sensor de temperatura PT100 3 fios.

ArcelorMittal Inox Brasil		ArcelorMittal			
CCM - Centro de Confirmação Metrológica					
Certificado de Calibração N°: T0820/10					
Identificação: Pt100 Teste Vagner PEUE 5	Cliente: PEUE	Temp. ambiente: (23+/-5)°C			
Instrumento: Termômetro de Resistência Ecil PT100 - 3 Fios	Umidade relativa: (60+/-15)%	Data emissão: 14/09/2010			
Modelo: PT100 - 3 Fios					
Fabricante: Ecil					
Procedimento da calibração					
Documento	Revisão	Descrição			
PPA15-0112	5	Calibração de sensor / medidor de temperatura			
Lista de rastreabilidade dos instrumentos padrões utilizados					
Instrumento	N° Certificado	Validade	Rastreabilidade		
E04305	2010/1-0918	13/05/2011	CCM - Lab. Elétrica		
E01260	2008/1-1242	16/05/2011	CCM - Lab. Elétrica		
E05206	2009/1-0018	05/01/2011	CCM - Lab. de Temperatura		
Resultado e declaração de Incertezas					
Definições					
DMM: Valor medido ou nominal do objeto sob calibração;	Erro: Diferença entre DMM e o VVC;	U: Incerteza expandida da medição;			
VVC: Valor verdadeiro convencional encontrado pelo(s) padrão(ões) envolvido(s);	k: Fator de abrangência;	UT: Incerteza expandida + valor absoluto do erro.			
Leituras Finais Faixa: -50..420 °C					
DMM (°C)	VVC (°C)	Erro (°C)	U (°C)	UT (°C)	k
15,71	15,83	-0,12	± 0,33	± 0,45	2,00
49,71	49,72	-0,01	± 0,35	± 0,36	2,00
79,71	79,63	0,09	± 0,37	± 0,46	2,00
Observações:					
- A calibração foi realizada pelo método de comparação com o padrão utilizado. Foram realizadas 3 (três) medições no instrumento para cada valor no padrão.					
- A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padronizada combinada, multiplicada por um fator de abrangência k, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.					
Centro de Confirmação Metrológica – Metrologia					
Telefone: (31) 3849-7382 - Fax: (31) 3849-7508 - Emails: roberto.luppi@arcelormittal.com.br – inox.cmetrologica@arcelormittal.com.br					
Executante		Responsável Técnico		Data da Calibração	Folha
 Ney Sousa Moreira		 Roberto Rosa Luppi		14/09/2010	1/1
ArcelorMittal Inox Brasil					
Praça 1° de Maio, n° 9. Centro. CEP 35180-018. Timóteo, MG.					
www.arcelormittalinoxbrasil.com.br					
Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes. A reprodução deste certificado só poderá ser total e depende da autorização do laboratório emissor.					
PD-3969 v.2				Página 1/1	

B.6 Certificado do 6° sensor de temperatura PT100 3 fios.

ArcelorMittal Inox Brasil		 ArcelorMittal			
CCM - Centro de Confirmação Metrológica					
Certificado de Calibração Nº: T0821/10					
Identificação: Pt100 Teste Vagner PEUE 6		Cliente: PEUE			
Instrumento: Termômetro de Resistência Ecil PT100 - 3 Fios		Temp. ambiente: (23+/-5)°C			
Modelo: PT100 - 3 Fios		Umidade relativa: (60+/-15)%			
Fabricante: Ecil		Data emissão: 14/09/2010			
Procedimento da calibração					
Documento	Revisão	Descrição			
PPA15-0112	5	Calibração de sensor / medidor de temperatura			
Lista de rastreabilidade dos instrumentos padrões utilizados					
Instrumento	Nº Certificado	Validade	Rastreabilidade		
E04305	Calibrador de Temperatura Ecil Cappo 10	2010/1-0918	13/05/2011		
E01260	Multímetro Digital Fluke 8810 A (5 ½ dígitos)	2008/1-1242	16/05/2011		
E05206	Termômetro de Resistência Ecil PT100 - 4 Fios	2009/1-0018	05/01/2011		
Resultado e declaração de Incertezas					
Definições					
DMM: Valor medido ou nominal do objeto sob calibração;		Erro: Diferença entre DMM e o VVC;			
VVC: Valor verdadeiro convencional encontrado pelo(s) padrão(ões) envolvido(s);		k: Fator de abrangência;			
		U: Incerteza expandida da medição;			
		UT: Incerteza expandida + valor absoluto do erro.			
Leituras Finais Faixa: -50..420 °C					
DMM (°C)	VVC (°C)	Erro (°C)	U (°C)	UT (°C)	k
16,01	15,78	0,23	± 0,33	± 0,56	2,00
50,21	49,68	0,53	± 0,35	± 0,88	2,00
80,61	79,65	0,97	± 0,37	± 1,34	2,00
Observações:					
- A calibração foi realizada pelo método de comparação com o padrão utilizado. Foram realizadas 3 (três) medições no instrumento para cada valor no padrão.					
- A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padronizada combinada, multiplicada por um fator de abrangência k, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.					
Centro de Confirmação Metrológica – Metrologia Telefone: (31) 3849-7382 - Fax: (31) 3849-7508 - Emails: roberto.luppi@arcelormittal.com.br – inox.cmetrologica@arcelormittal.com.br					
Executante 		Responsável Técnico 		Data da Calibração 14/09/2010	
		Roberto Rosa Luppi		Folha 1/1	
ArcelorMittal Inox Brasil Praça 1º de Maio, nº 9. Centro. CEP 35180-018. Timóteo, MG. www.arcelormittalinoxbrasil.com.br					
<small>Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes. A reprodução deste certificado só poderá ser total e depende da autorização do laboratório emissor.</small>					
<small>PD-3969 v.2</small>					
<small>Página 1/1</small>					

B.7 Certificado do 7° sensor de temperatura PT100 3 fios.

ArcelorMittal Inox Brasil		ArcelorMittal			
CCM - Centro de Confirmação Metroológica					
Certificado de Calibração Nº: T0822/10					
Identificação: Pt100 Teste Vagner PEUE 7	Cliente: PEUE				
Instrumento: Termômetro de Resistência Ecil PT100 - 3 Fios	Temp. ambiente: (23+/-5)°C				
Modelo: PT100 - 3 Fios	Umidade relativa: (60+/-15)%				
Fabricante: Ecil	Data emissão: 14/09/2010				
Procedimento da calibração					
Documento	Revisão	Descrição			
PPA15-0112	5	Calibração de sensor / medidor de temperatura			
Lista de rastreabilidade dos instrumentos padrões utilizados					
Instrumento	Nº Certificado	Validade	Rastreabilidade		
E04305	Calibrador de Temperatura Ecil Cippo 10	2010/1-0918	13/05/2011	CCM - Lab. Elétrica	
E01260	Multímetro Digital Fluke 8810 A (5 1/2 dígitos)	2008/1-1242	16/05/2011	CCM - Lab. Elétrica	
E05206	Termômetro de Resistência Ecil PT100 - 4 Fios	2009/1-0018	05/01/2011	CCM - Lab. de Temperatura	
Resultado e declaração de Incertezas					
Definições					
DMM: Valor medido ou nominal do objeto sob calibração;		Erro: Diferença entre DMM e o VVC;			
VVC: Valor verdadeiro convencional encontrado pelo(s) padrão(ões) envolvido(s);		k: Fator de abrangência;			
		U: Incerteza expandida da medição;			
		UT: Incerteza expandida + valor absoluto do erro.			
Leituras Finais					
Faixa: -50..420 °C					
DMM (°C)	VVC (°C)	Erro (°C)	U (°C)	UT (°C)	k
15,71	15,81	-0,10	± 0,33	± 0,43	2,00
49,61	49,68	-0,08	± 0,35	± 0,43	2,00
79,41	79,59	-0,17	± 0,37	± 0,54	2,00
Observações:					
- A calibração foi realizada pelo método de comparação com o padrão utilizado. Foram realizadas 3 (três) medições no instrumento para cada valor no padrão.					
- A incerteza declarada é baseada em uma incerteza padronizada combinada, multiplicada por um fator de abrangência k, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.					
Centro de Confirmação Metroológica – Metrologia					
Telefone: (31) 3849-7382 - Fax: (31) 3849-7508 - Emails: roberto.luppi@arcelormittal.com.br – inox.cmetrologica@arcelormittal.com.br					
Executante	Responsável Técnico	Data da Calibração	Folha		
Ney Sousa Moreira	Roberto Bosa Luppi	14/09/2010	1/1		
ArcelorMittal Inox Brasil					
Praça 1° de Maio, nº 9. Centro. CEP 35180-018. Timóteo, MG.					
www.arcelormittalinoxbrasil.com.br					
Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes. A reprodução deste certificado só poderá ser total e depende da autorização do laboratório emissor.					
PD-3969 v.2					
Página 1/1					

ANEXO C

C.1 Certificado de calibração do termo-higrômetro


DADOS DO INSTRUMENTO						
INSTRUMENTO:	Registrador de temperatura e umidade					
IDENTIFICAÇÃO:	0577 1758					
N° SÉRIE:	38237157/001					
MARCA:	Testo					
MODELO:	175-H2					
IDENTIFICAÇÃO SENSOR:	Não consta					
N° SÉRIE DO SENSOR:	Não consta					
UMIDADE RELATIVA:						
CAPACIDADE:	0 à 100 %ur					
VALOR UMA DIVISÃO:	0,1 %ur					

DADOS DAS CALIBRAÇÕES			
DATA DA CALIBRAÇÃO:	21/7/2010	DATA DE EMISSÃO:	27/07/10
ORDEM DE SERVIÇO Nº:	15237		
CONDIÇÕES AMBIENTAIS:	Temperatura: 23 ± 5°C e Umidade: 50 ± 20%ur.		
LOCAL DA CALIBRAÇÃO:	Laboratório da Testo do Brasil		

DADOS DO PROCEDIMENTO
O instrumento foi calibrado por comparação à um padrão de referência em uma câmara climática ensaiada, sendo expressa a média de cinco leituras nos resultados indicados, conforme PO - 5.4-002 revisão 01

DADOS DOS PADRÕES						
Código	Descrição	Data Calibração	N° do Certificado	Laboratório	Validade	Rastreabilidade
Padrão 03 S1 25	Higrômetro	16/09/2009	F11537	Testo AG	set-10	DKD

Técnico Executante: Enio Matsuda



 Signatário Autorizado
 Jaime Macherini

Testo do Brasil - Instrumentos de Medição Ltda.
 Rua Dr. Guilherme da Silva, 190 - Cambuí - CEP 13015-028 - Campinas - SP - Brasil
 Fone: 19 3731-5816 - Fax: 19 3731-5819 - E-mail: calibracao@testo.com.br - www.testo.com.br

Certificado de Calibração

N° 15237/1

RESULTADOS - UMIDADE RELATIVA

Valores expressos em: %ur

LEITURA DO PADRÃO	LEITURA NO INSTRUMENTO	DESVIO ENCONTRADO	TEMPERATURA DE REFERÊNCIA	INCERTEZA EXPANDIDA VALOR	INCERTEZA EXPANDIDA FATOR K
29,4	30,1	0,7	25 °C	1,8	2,00
49,4	49,2	-0,2	25 °C	2,5	2,00
74,5	72,7	-1,8	25 °C	3,1	2,00

RESULTADOS - TEMPERATURA


Valores expressos em: °C

LEITURA DO PADRÃO	LEITURA NO INSTRUMENTO	DESVIO ENCONTRADO	INCERTEZA EXPANDIDA VALOR	INCERTEZA EXPANDIDA FATOR K
24,8	25,1	0,3	0,8	2,00

OBSERVAÇÕES

- 1 - Desvio encontrado = Leitura no instrumento - Leitura do padrão.
- 2 - A incerteza expandida relatada é baseada em uma incerteza padrão combinada, multiplicada por um fator de abrangência k, para um nível de confiança de aproximadamente 95%.
- 3 - O presente certificado refere-se exclusivamente ao instrumento calibrado.
- 4 - É proibida a reprodução parcial deste certificado, sem prévia autorização.

Técnico Executante: Erio Matsuda



Signalário Autorizado
Jaime Macherini

Testo do Brasil - Instrumentos de Medição Ltda.

Rua Dr. Guilherme da Silva, 190 - Cambuí - CEP 13015-028 - Campinas - SP - Brasil
Fone: 19 3731-5816 - Fax: 19 3731-5819 - E-mail: calibracao@testo.com.br - www.testo.com.br



(a)



(b)

(a) Foi utilizado para medir temperatura e umidade relativa do ar ambiente.

(b) Foi utilizado para medir o ar saturado na saída da torre.

ANEXO D

D.1 Inversor de frequência



(a) Instalação do inversor de frequência no painel elétrico

(b) Vista de perspectiva do inversor de frequência

ANEXO E

E.1 Mostra o tipo de registrador utilizado durante os ensaios experimentais. Modelo DX-100.



ANEXO F

F.1 Anemômetro digital utilizado para medir a velocidade do ar. Modelo utilizado foi CFM 8901.



ANEXO G

G.1 Psicrômetro giratório manual.



ANEXO H

H.1 Distribuição de *t* de Student

ν	t_{50}	t_{90}	t_{95}	t_{99}
1	1,000	6,314	12,706	63,657
2	0,816	2,920	4,303	9,925
3	0,765	2,353	3,182	5,841
4	0,741	2,132	2,770	4,604
5	0,727	2,015	2,571	4,032
6	0,718	1,943	2,447	3,707
7	0,711	1,895	2,365	3,499
8	0,706	1,860	2,306	3,355
9	0,703	1,833	2,262	3,250
10	0,700	1,812	2,228	3,169
11	0,697	1,796	2,201	3,106
12	0,695	1,782	2,179	3,055
13	0,694	1,771	2,160	3,012
14	0,692	1,761	2,145	2,977
15	0,691	1,753	2,131	2,947
16	0,690	1,746	2,120	2,921
17	0,689	1,740	2,110	2,898
18	0,688	1,734	2,101	2,878
19	0,688	1,729	2,093	2,861
20	0,687	1,725	2,086	2,845
21	0,686	1,721	2,080	2,831
30	0,683	1,697	2,042	2,750
40	0,681	1,684	2,021	2,704
50	0,680	1,679	2,010	2,679
60	0,679	1,671	2,000	2,660
∞	0,674	1,645	1,960	2,576