



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CAMPUS DE RUSSAS

ADOLFO MADSON DE OLIVERIA MENDONÇA

**ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DA TORRE DE RESFRIAMENTO
DA INDÚSTRIA DE CIMENTO APODI – UNIDADE QUIXERÉ**

RUSSAS

2019

ADOLFO MADSON DE OLIVERIA MENDONÇA

ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DA TORRE DE RESFRIAMENTO DA
INDÚSTRIA DE CIMENTO APODI – UNIDADE QUIXERÉ

Trabalho de Conclusão de Curso apresentada ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, Campus Russas, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Camilo Augusto Santos Costa

RUSSAS

2019

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

- M494e Mendonça, Adolfo Madson de Oliveira.
Estudo do comportamento térmico da torre de resfriamento da indústria de Cimento Apodi - unidade Quixeré / Adolfo Madson de Oliveira Mendonça. – 2019.
54 f. : il. color.
- Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Campus de Russas, Curso de Engenharia Mecânica, Russas, 2019.
Orientação: Prof. Dr. Camilo Augusto Santos Costa.
1. Torre de Resfriamento. 2. Ciências Térmicas. 3. Transferência de Calor e de Massa. 4. Refrigeração por Evaporação. I. Título.

CDD 620.1

ADOLFO MADSON DE OLIVERIA MENDONÇA

ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DA TORRE DE RESFRIAMENTO DA
INDÚSTRIA DE CIMENTO APODI – UNIDADE QUIXERÉ

Trabalho de Conclusão de Curso apresentada
ao curso de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal do Ceará, Campus
Russas, como requisito parcial para obtenção
do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em: ____/____/_____

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Camilo Augusto Santos Costa (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof(a). Dr(a). Silvia Teles Viana
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof(a). Dr(a). Caroliny Gomes de Oliveira
Universidade Federal do Ceará (UFC)

A Deus.

Aos meus pais, Mairton e Edvane.

À minha família.

AGRADECIMENTOS

À minha família, pelo apoio e suporte. Aos meus pais, Mairton e Edvane, e as minhas irmãs, Priscilla e Nathália, por todo o incentivo, amor e educação dados por toda minha vida.

Ao professor Dr. Camilo Augusto Santos Costa, pela orientação desse trabalho.

A professora Dra. Silvia Teles Viana e a Professora Dra. Caroliny Gomes de Oliveira, pelo tempo disponibilizado para a leitura e participação da banca desse trabalho.

A Cimento Apodi, pelo incentivo a pesquisa no ambiente universitário.

A todos os envolvidos no Projeto RECAGUA com quem trabalhei, Camilo, Silvia, Paulo e Laura.

A todos os alunos da minha turma de engenharia mecânica.

A todos os professores do curso de engenharia mecânica da UFC do Campus de Russas, que compartilham seus conhecimentos para crescimento profissional.

“Aprender é a única coisa de que a mente
nunca se cansa, nunca tem medo e nunca se
arrepende”

Leonardo da Vinci

RESUMO

Na indústria é frequentemente utilizada torres de arrefecimento para o resfriamento da água industrial em seus processos através do contato direto com o ar. Neste trabalho foi realizada uma análise termodinâmica de uma torre de resfriamento, responsável pelo arrefecimento da água, em um sistema de cogeração, instalado em uma indústria de cimento. Foi analisada a transferência de calor e massa, para encontrar o número de unidades de transferência de calor (NUT) e estimar a quantidade de água evaporada do sistema. A fim de modelar a conservação da energia e da massa, foi levado em consideração os principais fenômenos físicos que envolvem a transferência de massa por evaporação. A fim de modelar numericamente a torre, esta foi dividida em pequenos volumes de controle, onde para cada volume de controle são aplicadas as equações de conservação, para a água e para o ar atmosférico. Sendo que a solução foi obtida através do emprego de um algoritmo, implementado em Python e utilizando a biblioteca CoolProp para a determinação das propriedades termodinâmicas ao longo da torre de resfriamento. O modelo apresentou uma diferença de 6,467% entre a vazão de água estimada e a vazão de água repostada diariamente e encontrou um NUT de 11,784% menor que o NUT ASHRAE.

Palavras-chave: Torre de Resfriamento; Ciências Térmicas; Transferência de Calor e de Massa; Refrigeração por Evaporação.

ABSTRACT

In industry, cooling towers are often used to cool industrial water in its processes through direct contact with the air. In this work a thermodynamic analysis of a cooling tower, responsible for water cooling, was performed in a cogeneration system installed in a cement industry. The heat and mass transfer was analyzed to find the number of heat transfer units (NTU) and estimate the amount of evaporated water in the system. In order to model the conservation of energy and mass, the main physical phenomena involving mass transfer by evaporation were taken into account. In order to numerically model the tower, it was divided into small control volumes, where for each control volume the conservation equations for water and atmospheric air are applied. The solution was obtained through the use of an algorithm, implemented in Python and using the CoolProp library to determine the thermodynamic properties along the cooling tower. The model showed a difference of 6,467% between the estimated water flow and the daily replenished water flow and found a NTU of 11,784% lower than the ASHRAE NTU.

Keywords: Cooling Tower; Thermal Sciences; Mass and Heat Transfer; Evaporative Refrigeration.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ilustração de uma usina de cogeração acoplada com uma torre de resfriamento ...	19
Figura 2 - Desenho esquemático de uma torre de resfriamento contracorrente	20
Figura 3 – Condições de operação na torre de resfriamento	21
Figura 4 - Camada limite dos processos de transferência de calor e de massa	22
Figura 5 – Transferência de calor e de massa entre o ar e uma superfície molhada.	23
Figura 6 – Termômetro de bulbo seco e úmido.....	26
Figura 7 – Carta Psicrométrica	27
Figura 8 – O ar tende ao estado sobre a linha de saturação à temperatura da superfície úmida	28
Figura 9 – Diagrama esquemático da torre de resfriamento com as parcelas de massa e energia	34
Figura 10 – Fluxograma do funcionamento do algoritmo implementado.....	39
Figura 11 – Ambiente interno da torre de resfriamento	40
Figura 12 – Medições de temperatura e umidade.....	42
Figura 13 – Medições de temperatura e umidade em regime permanente	43
Figura 14 – Pressão atmosférica ao longo do dia 04 de novembro	45
Figura 15 – Estimativa da vazão de água	45
Figura 16 – Quantidade de água repostada diariamente para os dias do mês de novembro	46
Figura 17 – Curva percorrida pelo ar ao longo da torre de resfriamento para horários distintos	47
Figura 18 – Comportamento da umidade variando a vazão do ar para o horário de 00:00.....	48
Figura 19 – Comportamento da umidade variando a vazão do ar para o horário de 16:00.....	48
Figura 20 – Estimativa da quantidade de água evaporada da torre para vazões iguais.....	49
Figura 21 – Número de unidades de transferência ao longo do dia 04/11	50
Figura 22 – Estimativa do número de unidades de transferência da torre de resfriamento.....	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Composição do ar seco	24
Tabela 2 – Parâmetros para o cálculo do número de Lewis	33
Tabela 3 – Condições de projeto da torre de resfriamento	41
Tabela 4 – Dados referentes ao dia 04 de novembro.....	44
Tabela 5 – Vazões de ar propostas para a análise.....	47
Tabela 6 – Estimativa da água evaporada com a variação da vazão de ar	50
Tabela 7 – Comparação entre o NUT médio e o NUT calculado pela expressão da ASHRAE	51

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
FUNCEME	Fundação Cearense de Meteorologia e Recursos Hídricos
INEE	Instituto Nacional de Eficiência Energética
INMET	Instituto Nacional de Meteorologia

LISTA DE SIMBOLOS

c_p	Calor específico	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
D	Coeficiente de difusão	m^2/s
h	Entalpia	kJ/kg
h_c	Coeficiente de transferência de calor	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
h_D	Coeficiente de transferência de massa	$\frac{\text{kg}_{\text{água}}}{\text{s} \cdot \text{m}^2} \cdot \frac{\text{kg}_{\text{água}}}{\text{kg}_{\text{ar}}}$
$h_{f,\text{água}}$	Entalpia específica da água líquida	kJ/kg
$h_{f,g,\text{água}}$	Calor latente de vaporização da água	kJ/kg
h_g^0	Entalpia do vapor de água saturada em 0 °C	kJ/kg
$h_{g,\text{água}}$	Entalpia específica do vapor de água saturado	kJ/kg
$h_{\text{sat},\text{água}}$	Entalpia do ar úmido saturado em equilíbrio com a água	kJ/kg
k	Condutividade térmica	W/m
L	Comprimento característico para normalização	m
Le	Número de Lewis	
$\dot{m}_{\text{água}}$	Vazão de água	kg/s
\dot{m}_{ar}	Vazão de ar	kg/s
Nu	Número de Nusselt	
NUT	Número de unidades de transferência	$\text{kW}/(\text{kJ}/\text{kg})$
Pr	Número de Prandtl	
q	Taxa de energia transferida	W/m^2
Re_L	Número de Reynolds	
rh	Umidade relativa	%
Sc	Número de Schmidt	
t'	Temperatura normalizada	
$t_{\text{água}}$	Temperatura da água	K
TBS	Temperatura de bulbo seco	K
TBU	Temperatura de bulbo úmido	K
V	Volume da torre	m^3
y	Direção de propagação	m
y'	Direção da transferência normalizada	m
W	Umidade absoluta	$\text{kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar}}$

$W_{sat,água}$ Umidade absoluta do ar saturado em equilíbrio com a água $kg_{água}/kg_{ar}$

Letras Gregas

α Difusividade térmica m^2/s

$\rho_{ar_{seco}}$ Densidade do ar seco kg/m^3

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	16
1.1	OBJETIVOS.....	17
1.1.1	OBJETIVO GERAL.....	17
1.1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	17
1.2	ESTRUTURA DO TRABALHO.....	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	18
2.1	COGERAÇÃO.....	18
2.2	TORRE DE RESFRIAMENTO.....	19
2.3	TRANSFERÊNCIA DE CALOR SENSÍVEL E LATENTE.....	21
2.4	AR ÚMIDO.....	23
2.4.1	PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO AR ÚMIDO.....	24
2.4.2	CARTA PSICROMÉTRICA.....	26
2.4.3	FERRAMENTA COOLPROP.....	28
3	MODELOS MATEMÁTICOS.....	30
3.1	NÚMERO DE LEWIS.....	30
3.2	MODELO FENOMENOLÓGICO DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO CONTRACORRENTE.....	33
3.3	MODELO MATEMÁTICO DO NÚMERO DE UNIDADES DE TRANSFERÊNCIA.....	36
4	MODELAGEM NUMÉRICA.....	38
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	40
5.1	DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO.....	40
5.2	DADOS EXTRAÍDOS DO SISTEMA DE CONTROLE.....	41
5.2.1	TEMPERATURAS E UMIDADE.....	41
5.2.2	PRESSÃO ATMOSFÉRICA.....	44
5.2.3	VAZÕES DE ÁGUA E AR.....	45
5.2.4	ÁGUA DE REPOSIÇÃO.....	46
5.3	ESTADO TERMODINÂMICO DO AR AO LONGO DA TORRE DE RESFRIAMENTO.....	46
5.4	ESTIMATIVA DA ÁGUA EVAPORADA DO SISTEMA.....	48
5.5	CÁLCULO DO NÚMERO DE UNIDADES DE TRANSFERÊNCIA (NUT).....	50
6	CONCLUSÃO.....	52
6.1	TRABALHOS FUTUROS.....	52
	REFERÊNCIAS.....	53

1 INTRODUÇÃO

Toda indústria de cimento, que possui um sistema de cogeração instalado em sua planta, utiliza uma quantidade de água significativa, em seus processos. Visando a sua conservação, depois de utilizada, a água é resfriada e tratada antes de ser reutilizada. Um dos equipamentos utilizados em indústrias para esta conservação é a torre de resfriamento em circuito aberto (Torre Úmida). O princípio de funcionamento de uma torre de resfriamento é retirar calor da água aquecida através do contato direto com o ar. Este resfriamento se dá a partir de dois processos de transferência principais: resfriamento por convecção a partir do ar em contato com a água e evaporação de parte da água que está sendo resfriada. A literatura reporta que grande parte da capacidade de arrefecimento da água em uma torre de resfriamento vem da retirada do calor latente de vaporização da própria água.

Para que estes processos sejam eficientes, é interessante que a área de contato entre o ar e água seja a maior possível. Devido a estes processos ocorre a perda de uma parcela da água (2 a 5 %). Levando-se em conta que a necessidade de energia elétrica para o bombeamento da água e aspiração de ar não são elevados, o custo pago para o resfriamento da água é pouco, especialmente para locais onde não haja abundância deste insumo.

Um dos problemas decorrentes da cogeração, em lugares onde não se tem rios abundantes, é a necessidade do uso de torres de resfriamento para a dissipação do calor de processo. Uma vez que a torre perde água para o ambiente, esta tem que ser reposta aumentando consideravelmente o consumo de água da fábrica, na qual, a água de reposição é normalmente retirada da bacia hidrográfica da região.

A microrregião da bacia hidrográfica do baixo Jaguaribe, até 2017, de acordo com a (FUNCEME), passava por um período de seca, onde os níveis médios de acúmulo de chuva na região vinham se mostrando muito abaixo da série histórica dos anos anteriores a 2011, considerado de chuvas abundantes. Desta forma, a economia de água na indústria de Cimento Apodi é uma necessidade premente, e atende, não apenas a apelos econômicos, mas principalmente ecológicos, especialmente quando se considera as previsões da escassez de água no Brasil e em especial na região Nordeste.

A torre será modelada matematicamente, a fim de obter parâmetros de operação para futuramente reduzir o consumo de água.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem por objetivo analisar a transferência de calor e massa que ocorre em uma torre de resfriamento do tipo contracorrente, já em funcionamento e, posteriormente, em um trabalho futuro, reduzir o consumo da água gerado pela mesma.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Avaliar a capacidade de resfriamento da torre, em função da perda de água por evaporação;
- Determinar parâmetros de vazão mássica de ar e água, bem como as temperaturas e umidades, afim de verificar o comportamento da torre;
- Avaliar como a variação da vazão de ar influencia no comportamento termodinâmico da torre;
- Determinar a quantidade de água evaporada e o consumo necessário para repor a água para o processo.

1.2 Estrutura do Trabalho

No 2a seguir, será apresentada uma revisão da literatura contendo os conceitos e as equações básicas de uma torre resfriamento.

No 3posteriormente, será apresentado os modelos matemáticos utilizados para a análise termodinâmica da torre de resfriamento.

No Capítulo 4 é apresentado o código computacional através de um fluxograma que demonstra o princípio de funcionamento do algoritmo desenvolvido no Python.

Os resultados sobre a análise termodinâmica do ar ao longo da torre serão mostrados no Capítulo 5 e a conclusão do trabalho, no Capítulo 6.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

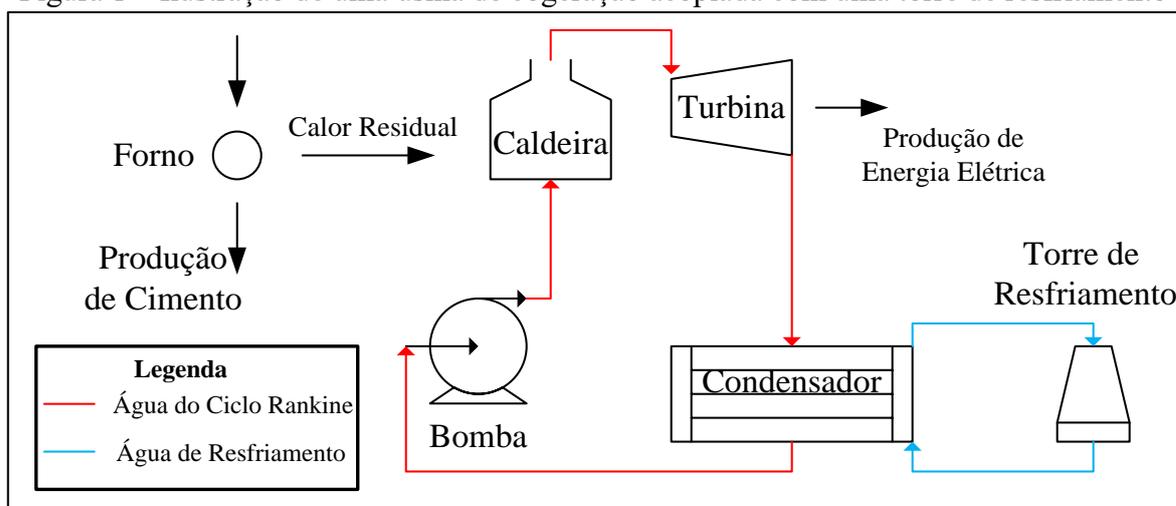
2.1 Cogeração

Segundo Çengel e Boles (2011), “a cogeração é a produção de mais de uma forma útil de energia (como calor de processo e energia elétrica) utilizando uma mesma fonte de energia”. A cogeração é bastante utilizada em plantas industriais onde há a geração de calor residual de um determinado processo térmico. “O inconveniente da cogeração é que o calor só pode ser usado perto do equipamento que gera o calor residual, o que limita estas instalações a unidades relativamente pequenas se comparadas com os geradores das concessionárias” (INEE).

O ciclo de potência utilizado na planta de cogeração estudada, é o ciclo Rankine (Turbina a vapor). Este possui quatro componentes principais: a turbina, o condensador, a bomba e a caldeira. Na maioria dos processos industriais, é gerado calor residual, como por exemplo em um forno de cimento. Esta energia é direcionada para uma caldeira, que vaporiza a água do ciclo Rankine. O vapor de água é expandido na turbina e, portanto, produzindo energia elétrica. Em seguida, a água passa pelo condensador e por fim, é bombeada para a formação de um novo ciclo. A função da torre de resfriamento neste ciclo é dissipar o calor da água que está percorrendo através do condensador, na qual, as águas do ciclo Rankine e de resfriamento não se misturam formando um ciclo a parte entre a torre e o condensador. A Figura 1 demonstra o funcionamento de uma unidade de cogeração com uma torre de resfriamento dissipando a energia térmica do condensador.

Apesar de usinas de cogeração serem muito importantes para a redução do consumo de energia elétrica, muitas indústrias com potencial ainda relutam para implantar tal sistema. A Cimento Apodi possui um sistema de cogeração de energia instalado, sendo que este representa 30% da energia consumida na planta.

Figura 1 – Ilustração de uma usina de cogeração acoplada com uma torre de resfriamento



Fonte: Elaborada pelo autor.

2.2 Torre de Resfriamento

A finalidade de uma torre de resfriamento é dissipar calor da água através do contato direto com o ar na temperatura ambiente (Kuehn *et al.*, 1998; Stoecker e Jones, 1982). O processo de arrefecimento da água utilizando torres de resfriamento é um dos mais utilizados na indústria, principalmente quando se faz necessário o uso de vazões elevadas.

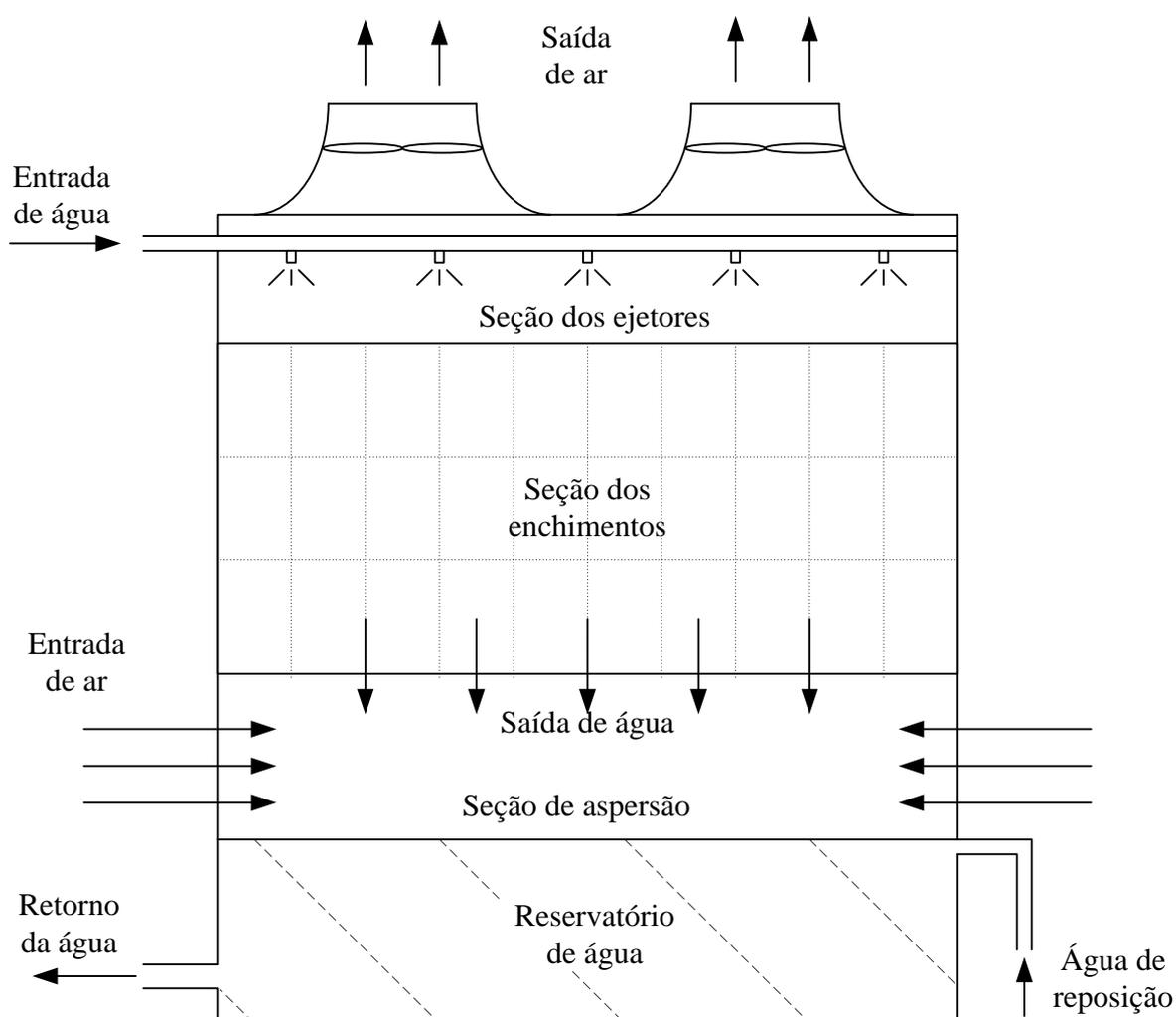
Em geral, as torres de resfriamento são classificadas de duas maneiras: torre úmida (quando a água de resfriamento entra em contato com o ar) e torre seca (quando a água de resfriamento está isolada do ar). A diferença entre elas está nos processos de transferência que cada uma apresenta. Enquanto que na torre seca, temos apenas transferência de calor através das paredes das tubulações devido a diferença de temperatura entre a água e o ar ambiente, na torre úmida, temos a transferência simultânea de calor e de massa entre a água e o ar. A torre presente na indústria de cimento em estudo possui a configuração de torre úmida.

O funcionamento de uma torre de arrefecimento úmida é bem simples, a água aquecida é bombeada para o topo da torre, sendo aspergida sobre o enchimento, metálico ou de plástico, escorrendo através de furos ou canaletas, que conduzem a água a outras plataformas abaixo, e assim por diante, formando uma grande cascata artificial, resultando na formação de gotículas de água. A função do enchimento é de aumentar a área de contato do ar com a água e aumentar o tempo de residência da água no sistema, afim de melhorar a troca de calor entre os fluidos. O deslocamento ascendente, do ar atmosférico, no interior da torre é feito através do uso de ventiladores, localizados na porção superior desta. A Figura 2 ilustra o desenho esquemático do funcionamento de uma torre de resfriamento contracorrente.

De acordo com Kuehn *et al.* (1998), “a perda de água total na torre se dá através da evaporação, arrasto de gotículas de água carreadas pelo ar e da drenagem do reservatório (piscina) da torre de resfriamento, visando reduzir o acúmulo de contaminantes na água”. Esta perda de água é compensada através de uma reposição feita por uma fonte externa de água. Entre 2 a 5 % do volume total de água da torre é perdida, apesar de ser uma porcentagem pequena, torres de resfriamento operam com grandes vazões, tornando-se uma situação preocupante para a indústria.

Somente em exceções, onde o projeto do eliminador de gotas não está adequado com a vazão de ar requerida, a quantidade perdida de água por arraste pelo ar excede a 0,2% da totalidade da água em circulação como descrito em Lucas *et al.* (2012).

Figura 2 - Desenho esquemático de uma torre de resfriamento contracorrente



Fonte: Elaborada pelo autor.

Antes de chegar ao reservatório (piscina) e ser misturada com a água de reposição, a água de processo percorre por três seções: a seção dos ejetores, a seção dos enchimentos e a seção de aspersão.

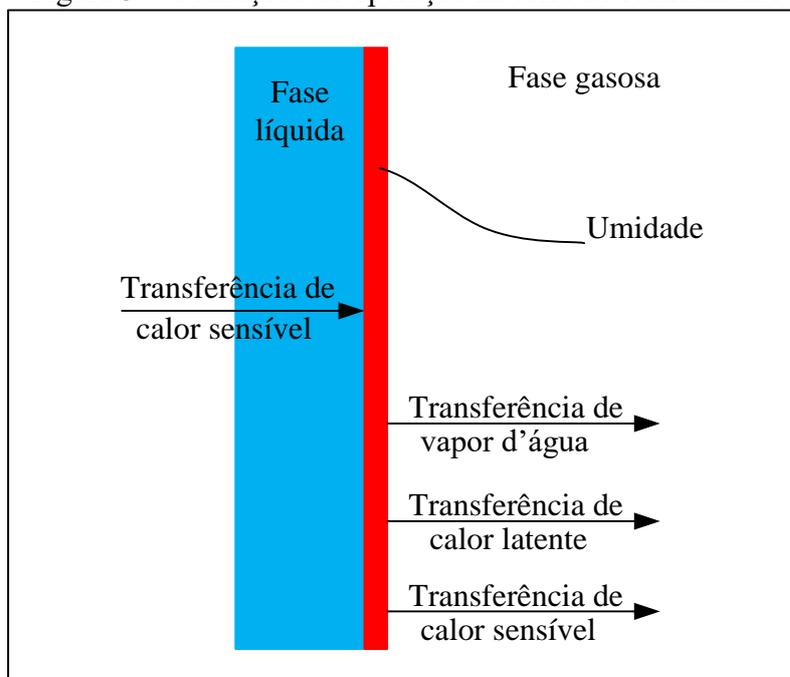
Qureshi e Zubair (2006), elaboraram uma modelagem matemática da torre de resfriamento para as três seções. Primeiramente, a seção dos ejetores e a de aspersão foram desprezadas, o resultado obtido apresentou uma diferença de 6,5% do valor real, sendo que, a diferença reduziu para 3,15% e 2,65%, quando a zona do ejetor e da chuva foram incorporadas na modelagem, respectivamente.

Para este trabalho, optou-se por realizar uma análise da transferência de calor e de massa apenas na região do enchimento, uma vez que, para modelar as seções dos ejetores e de aspersão, além de serem complexas, também seria necessário obter informações destas regiões, na qual o fabricante da torre não possuía.

2.3 Transferência de Calor Sensível e Latente

Em torres úmidas, água quente entra em contato com o ar ambiente, na qual, ocorre a transferência de calor sensível e calor latente, conforme ilustrado na Figura 3. Sendo o calor latente de vaporização, o responsável pela transferência de massa (evaporação).

Figura 3 – Condições de operação na torre de resfriamento

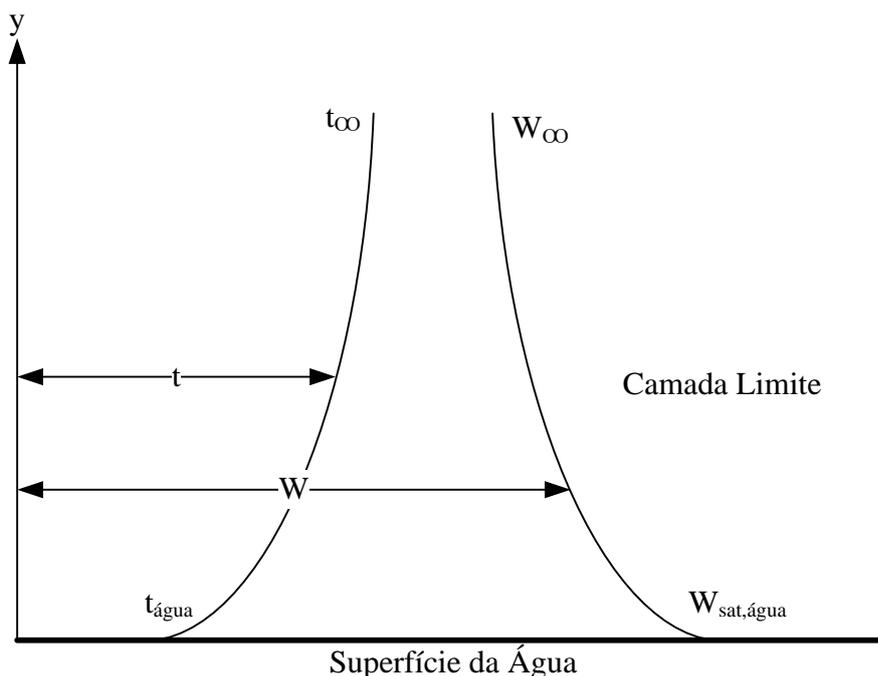


Fonte: Adaptado de Mello (2008)

Segundo Kuehn *et al.* (1998), em torres de arrefecimento verifica-se a existência de dois processos simultâneos de transferência, a transferência de calor da superfície da água para o ar e a transferência de umidade da superfície da água para a corrente de ar.

A Figura 4 ilustra um esquema da camada limite dos processos de transferência de calor e de massa. A superfície da água está em contato com o ar atmosférico, na qual, ocorre um aumento de temperatura e um decréscimo de umidade absoluta dentro da camada limite.

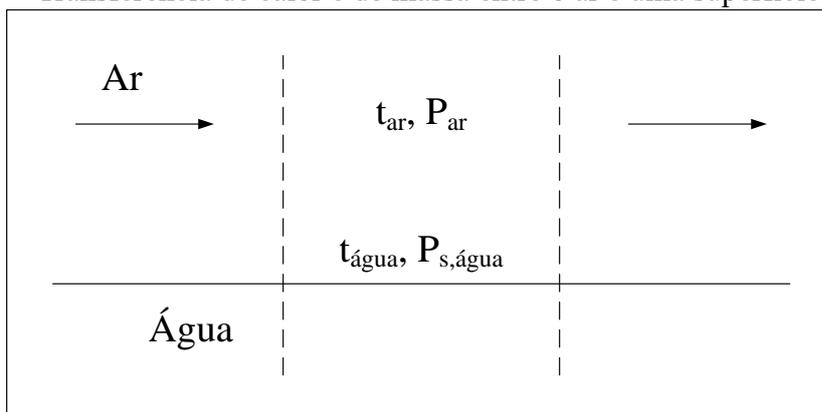
Figura 4 - Camada limite dos processos de transferência de calor e de massa



Fonte: Adaptado de Kuehn *et al.* (1998).

Quando o ar entra em contato com uma superfície úmida, Figura 5, é possível que ocorra a transferência simultânea de calor sensível e latente. Se a temperatura da superfície da água for diferente da temperatura do ar ambiente, haverá transferência de calor. Em contrapartida, se a pressão parcial do vapor na corrente de ar for diferente da pressão parcial do vapor no ar junto à superfície, haverá transferência de massa (Stoecker e Jones, 1982).

Figura 5 – Transferência de calor e de massa entre o ar e uma superfície molhada.



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jones (1982)

Segundo Kröger (2004), “o processo de evaporação requer energia para que a mudança de fase de líquido para vapor ocorra, conseqüentemente resfriando a água”. Neste procedimento, o ar atmosférico que percorre a torre absorve vapor de água, e conseqüentemente, aumenta sua umidade.

A transferência de massa determina uma transferência de energia, em virtude do calor latente necessário para a mudança de fase da água (condensação ou evaporação). Se ocorre evaporação de água, então o calor latente deve ser fornecido (Stoecker e Jones, 1982).

Para Cheremisinoff (2000), quanto maior for evaporação de água, maior será o calor dissipado do sistema. Ainda segundo Cheremisinoff (2000), a retirada de calor sensível da água é muito menor do que a de calor latente, providenciada pela mudança de fase da água. Então, a transferência de massa em torres úmidas, oriunda do efeito de evaporação, é o principal fenômeno responsável pelo arrefecimento da água.

2.4 Ar Úmido

O ar atmosférico é formado por uma parcela de elementos não variantes e outra parcela de elementos variantes como o vapor d’água e as impurezas.

A mudança da quantidade dos componentes variantes presentes no ar está relacionada a fatores como a região, a proximidade de recursos hídricos, a pressão, a temperatura e etc. A mistura entre os elementos não variantes é denominada de ar seco, a Tabela 1 mostra a composição desta mistura.

A condição de ar seco ocorre quando todo o vapor de água e contaminantes são removidos do ar atmosférico (ASHRAE, 1997).

Tabela 1 – Composição do ar seco

Componente	Símbolo	Porcentagem
Nitrogênio	N_2	78,084 %
Oxigênio	O_2	20,947 %
Argônio	Ar	0,934 %
Dióxido de carbono	CO_2	0,0350 %

Fonte: Adaptado de Mackenzie e Mackenzie (1998).

Em refrigeração, a expressão ar úmido é utilizada para representar a mistura binária entre o ar seco e o vapor d'água. Segundo Stoecker e Jones (1982), o ramo da ciência que faz o estudo das misturas de ar e vapor de água é a psicrometria, sendo importante, em alguns equipamentos que ocorrem processos com transferência de calor e de massa simultâneos entre o ar e uma superfície molhada.

2.4.1 Propriedades termodinâmicas do ar úmido

2.4.1.1 Umidade relativa

De acordo com Stoecker e Jones (1982) a umidade relativa, rh , é a razão entre a fração molar do vapor de água no ar úmido e a fração do vapor de água no ar saturado à mesma temperatura. Das relações para gases perfeitos, a umidade relativa possui a forma:

$$rh = \frac{\text{pressão parcial do vapor de água}}{\text{pressão de saturação de água pura a mesma temperatura}} \quad (1)$$

2.4.1.2 Umidade absoluta

A umidade absoluta, W , é a massa de água contida em 1 kg de ar seco (Stoecker e Jones, 1982).

$$W = \frac{\text{kg de vapor de água}}{\text{kg de ar seco}} \quad (2)$$

2.4.1.3 Entalpia do ar úmido

A entalpia do ar úmido é o somatório das entalpias do ar seco e do vapor d'água (Kuehn *et al.*, 1998).

$$h = h_{ar_{seco}} + Wh_{vapor\ d'\acute{a}gua} \quad (3)$$

Stoecker e Jones (1982), ressaltam que os valores da entalpia são sempre referidos a um estado de referência. Na qual, o ar é admitido com entalpia nula à temperatura de 0°C e o vapor d'água o estado de referência (valor nulo da entalpia) é a água no estado líquido saturado a 0°C.

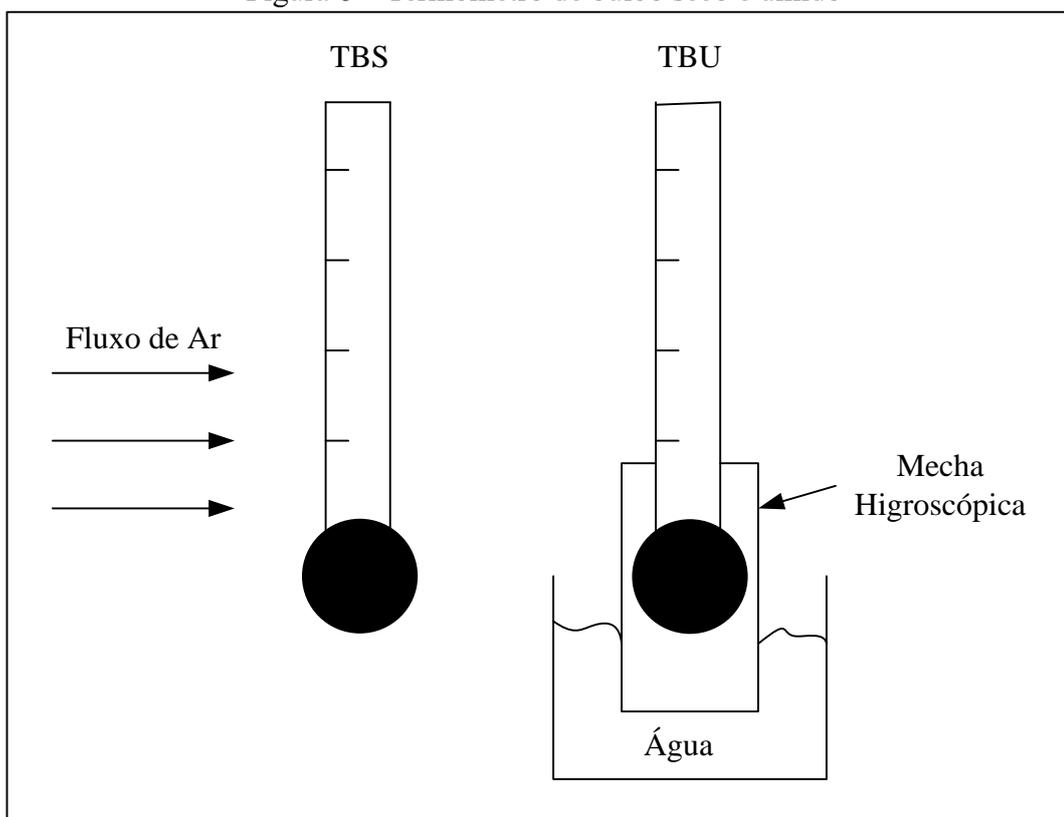
2.4.1.4 Temperatura de bulbo seco (TBS) e Temperatura de bulbo úmido (TBU)

A temperatura de bulbo seco é a temperatura do ar ambiente indicada por um termômetro comum.

A temperatura de bulbo úmido é a temperatura em que a água, como consequência de sua evaporação no ar úmido em uma dada temperatura de bulbo seco e umidade absoluta, é capaz de levar o ar atmosférico a saturação adiabaticamente à mesma temperatura, enquanto a pressão é mantida constante (ASHRAE, 1997).

A temperatura de bulbo úmido é obtida molhando o bulbo de um termômetro coberto por uma mecha de material higroscópico e expondo a uma corrente de ar. A Figura 6 ilustra este procedimento.

Figura 6 – Termômetro de bulbo seco e úmido

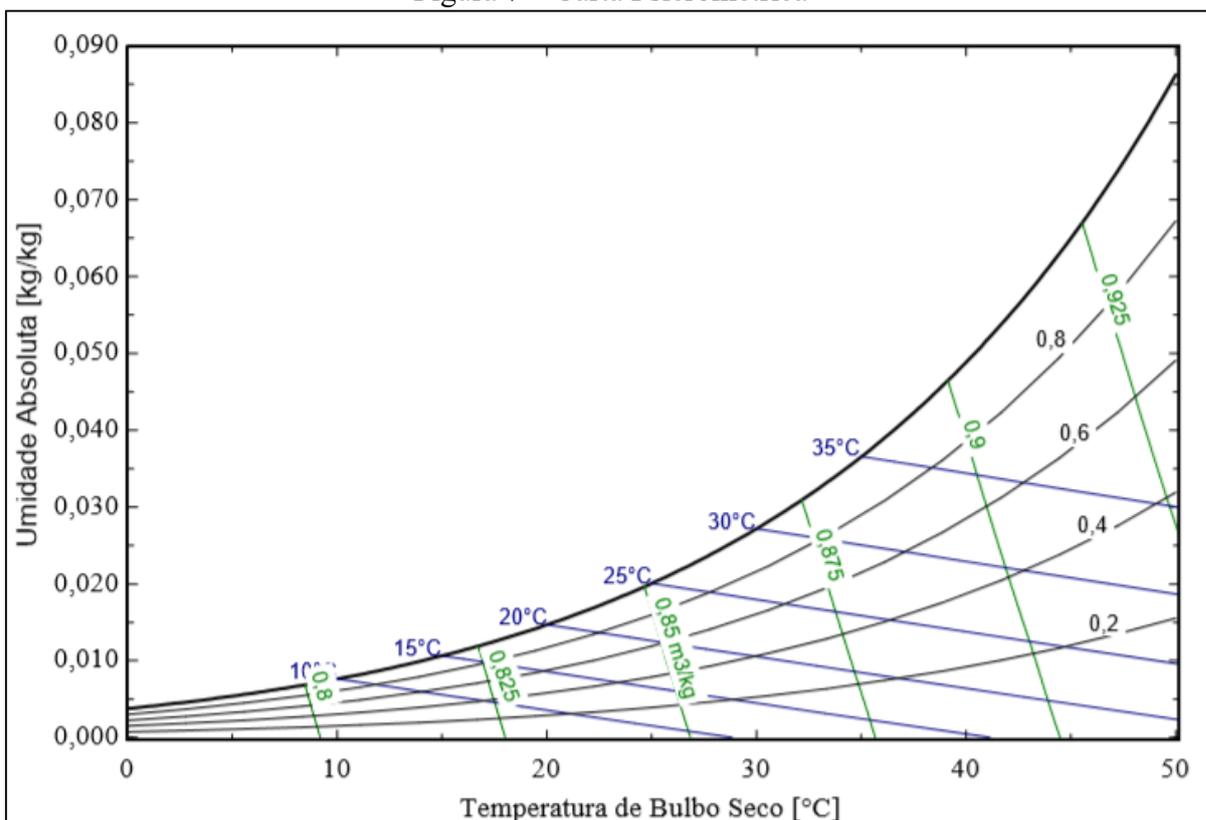


Fonte: Elaborada pelo autor.

2.4.2 Carta psicrométrica

A carta psicrométrica é formada pela junção de parte das propriedades do ar úmido, para uma determinada pressão barométrica. Para determinar o estado do ar úmido são necessárias duas propriedades termodinâmicas, com a pressão barométrica sendo mantida constante.

Figura 7 – Carta Psicrométrica

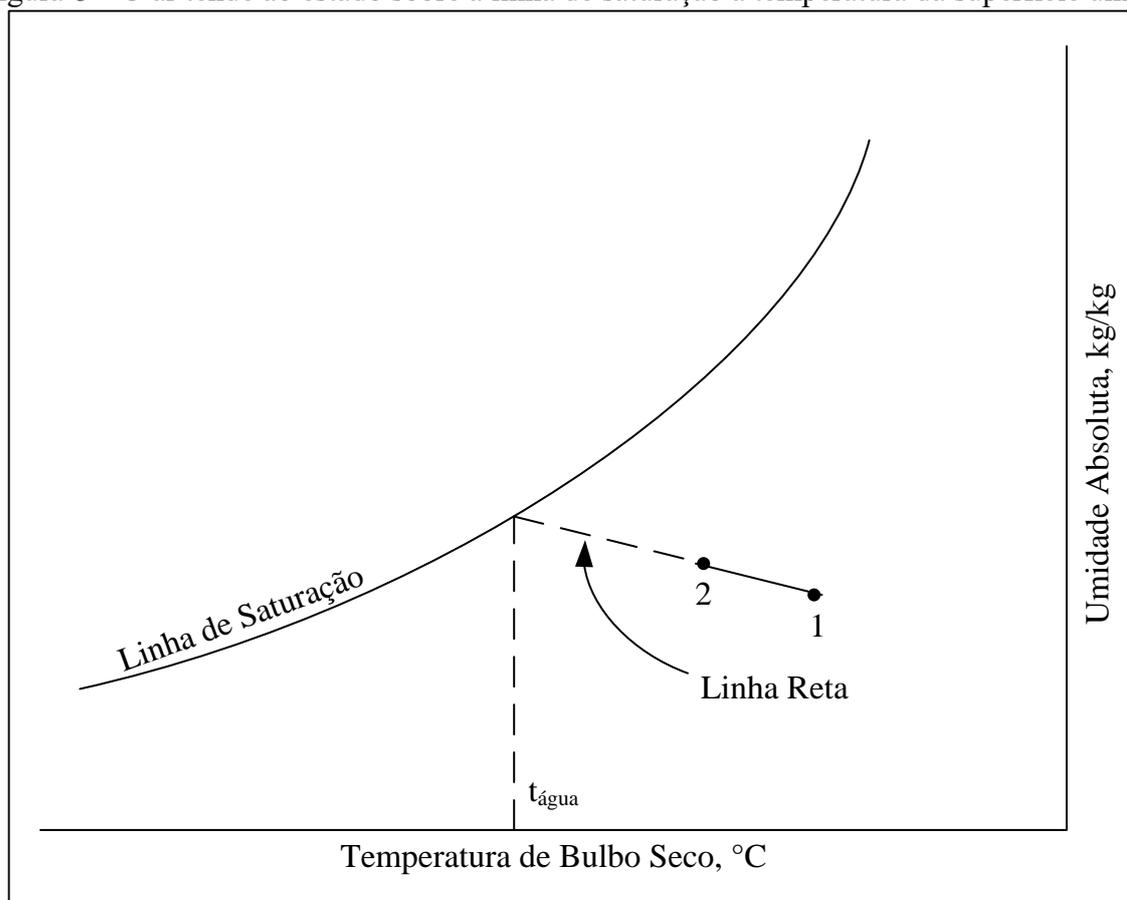


Fonte: Equation Engineering Solver (EES).

Não existe uma carta psicrométrica criada para todas as situações, uma vez que, uma dada carta é criada para apenas uma pressão atmosférica e dependendo da aplicação, diferentes intervalos de temperatura e teor de umidade do ar podem ser requeridos (Kröger, 2004).

Quando em uma determinada situação ocorre a transferência de calor e de massa, resulta na lei da linha reta. Esta lei estabelece que quando ocorre as duas transferências simultâneas, o estado do ar na carta psicrométrica tende para a temperatura da superfície úmida, sobre a linha de saturação (Stoecker e Jones, 1982). Conforme ilustra a Figura 8, o ar úmido varia do estado 1 ao estado 2, se aproximando da temperatura da superfície úmida, $t_{\text{água}}$.

Figura 8 – O ar tende ao estado sobre a linha de saturação à temperatura da superfície úmida



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jones (1982)

Ainda de acordo com Stoecker e Jones (1982), em torres de resfriamento, “não é um evento anormal se a temperatura do ar cair inicialmente quando passa ao longo da torre, alcança um mínimo e então aumenta deste ponto até sair da torre”.

Posteriormente, neste trabalho, será plotada a curva em que o ar úmido percorre ao longo da torre de resfriamento.

2.4.3 Ferramenta CoolProp

CoolProp é uma biblioteca totalmente gratuita desenvolvida por Bell *et al.* (2014), podendo ser utilizada em diversas linguagens de programação, como por exemplo o Python, que implementa:

- Equações de fluido puro e pseudo-puro de propriedades de estado e transporte para 122 componentes
- Propriedades da mistura usando formulações de energia Helmholtz de alta precisão
- Correlações de propriedades de fluidos incompressíveis e salmoura

- Interpolação tabular computacionalmente eficiente
- Rotinas psicrométricas de maior precisão
- Interface amigável ao redor de todos os recursos do NIST REFPROP
- IAPWS-IF97 rápido (formulação industrial) para água / vapor
- Equações de estado cúbicas (SRK, PR)

Com esta biblioteca é possível obter todas as propriedades termodinâmicas do ar úmido para os cálculos, reduzindo o tempo de trabalho que seria necessário ao utilizar a carta psicrométrica.

3 MODELOS MATEMÁTICOS

3.1 Número de Lewis

De acordo com Incropera *et al.* (2007), “uma camada-limite térmica deve se desenvolver se houver diferença entre as temperaturas do fluido na corrente livre e da superfície”. A equação adimensional da transferência de calor devido a diferença de temperatura entre a superfície da água e o ar pode ser definida como,

$$Nu = \frac{h_c L}{k} = \left(\frac{\partial t'}{\partial y'} \right)_{y=0} \quad (4)$$

onde,

Nu	Número de Nusselt
h_c	Coefficiente de transferência de calor
k	Condutividade térmica
L	Comprimento característico
t'	Temperatura normalizada
y'	Direção em que a transferência ocorre

Para a transferência de calor convectiva, segundo Incropera *et al.* (2007) a solução da equação (4) é função do número de Reynolds e Prandtl,

$$\frac{h_c L}{k} = f(Re_L, Pr) \quad (5)$$

Podemos escrever a difusão do vapor de água no ar de acordo com a Lei de Fick,

$$\dot{m}_{\text{água}} = -D\rho_{\text{ar, seco}} \frac{dW}{dy} \quad (6)$$

onde,

$\dot{m}_{\text{água}}$	Vazão de água
-------------------------	---------------

D	Coefficiente de difusão
$\rho_{ar\ seco}$	Densidade do ar seco
W	Umidade absoluta
y	Direção em que a difusão ocorre

O coeficiente de transferência de massa h_D , é definido como,

$$h_D = \frac{\dot{m}_{\acute{a}gua}}{W_{sat,\acute{a}gua} - W_{\infty}} \quad (7)$$

onde,

h_D	Coefficiente de transferência de massa
$W_{sat,\acute{a}gua}$	Umidade absoluta do ar saturado em equilíbrio com a água
W_{∞}	Umidade absoluta do ar

rearranjando as equações (6) e (7), em seguida, normalizando-as, obtemos

$$\frac{h_D L}{\rho_{ar\ seco} D} = \left(\frac{\partial W'}{\partial y'} \right) \quad (8)$$

De acordo com Kuehn *et al.* (1998), a equação (8) é função do número de Reynolds e de Schmidt,

$$\frac{h_D L}{\rho_{ar\ seco} D} = f(Re_L, Sc) \quad (9)$$

reorganizando as equações (5) e (9), obtemos,

$$\frac{h_c}{h_D} = \frac{k}{D \rho_{ar\ seco}} \left(\frac{D}{\alpha} \right)^c \quad (10)$$

onde, $\alpha = k/\rho c_p$, é a difusividade térmica. Dividindo ambos os lados da equação (10) por c_p , temos,

$$\frac{h_c}{h_D c_p} = \left(\frac{\alpha}{D}\right)^{1-c} \quad (11)$$

na qual, a razão $h_c/h_D c_p$ é denominado de número de Lewis.

Alguns autores consideram que este parâmetro é igual a 1. Em seu trabalho, Kusuda (1963), estabeleceu que o número de Lewis para a convecção forçada do escoamento de ar, para um intervalo de temperatura entre 10°C e 60°C, é dada pela seguinte relação,

$$Le = \left(\frac{\alpha}{D}\right)^{2/3} \quad (12)$$

O número de Lewis (Le) é um importante fator para a modelagem de torres de resfriamento, uma vez que, esta constante consegue estabelecer uma relação entre os dois processos de transferência de calor e de massa presentes na torre de resfriamento. Na qual, é um número adimensional e é definido como a razão entre a difusividade térmica α e a difusividade mássica. A Tabela 2 apresenta os coeficientes para o cálculo do número de Lewis entre 10 °C e 60 °C.

Tabela 2 – Parâmetros para o cálculo do número de Lewis

Temperatura (°C)	Graus de Saturação	α ($m^2/s \times 10^{-5}$)	D ($m^2/s \times 10^{-5}$)	α/D
10	0	1,99	2,33	0,855
	1	1,99		0,854
15,6	0	2,06	2,42	0,854
	1	2,06		0,852
21,1	0	2,14	2,51	0,853
	1	2,13		0,850
26,7	0	2,21	2,60	0,852
	1	2,20		0,848
32,2	0	2,29	2,70	0,851
	1	2,28		0,846
37,8	0	2,37	2,79	0,850
	1	2,35		0,843
43,3	0	2,45	2,89	0,848
	1	2,42		0,838
48,9	0	2,53	2,99	0,848
	1	2,49		0,832
54,4	0	2,61	3,09	0,846
	1	2,54		0,823
60	0	2,70	3,19	0,845
	1	2,59		0,812

Fonte: Kusuda (1963)

3.2 Modelo Fenomenológico de uma Torre de Resfriamento Contracorrente

Para modelar a seção do enchimento da torre de resfriamento foi utilizado a modelagem proposta por Kuehn *et al.* (1998), sendo estas baseadas no balanço de energia e conservação da massa para a troca de calor entre a água e o ar realizado através do contato direto entre os fluidos.

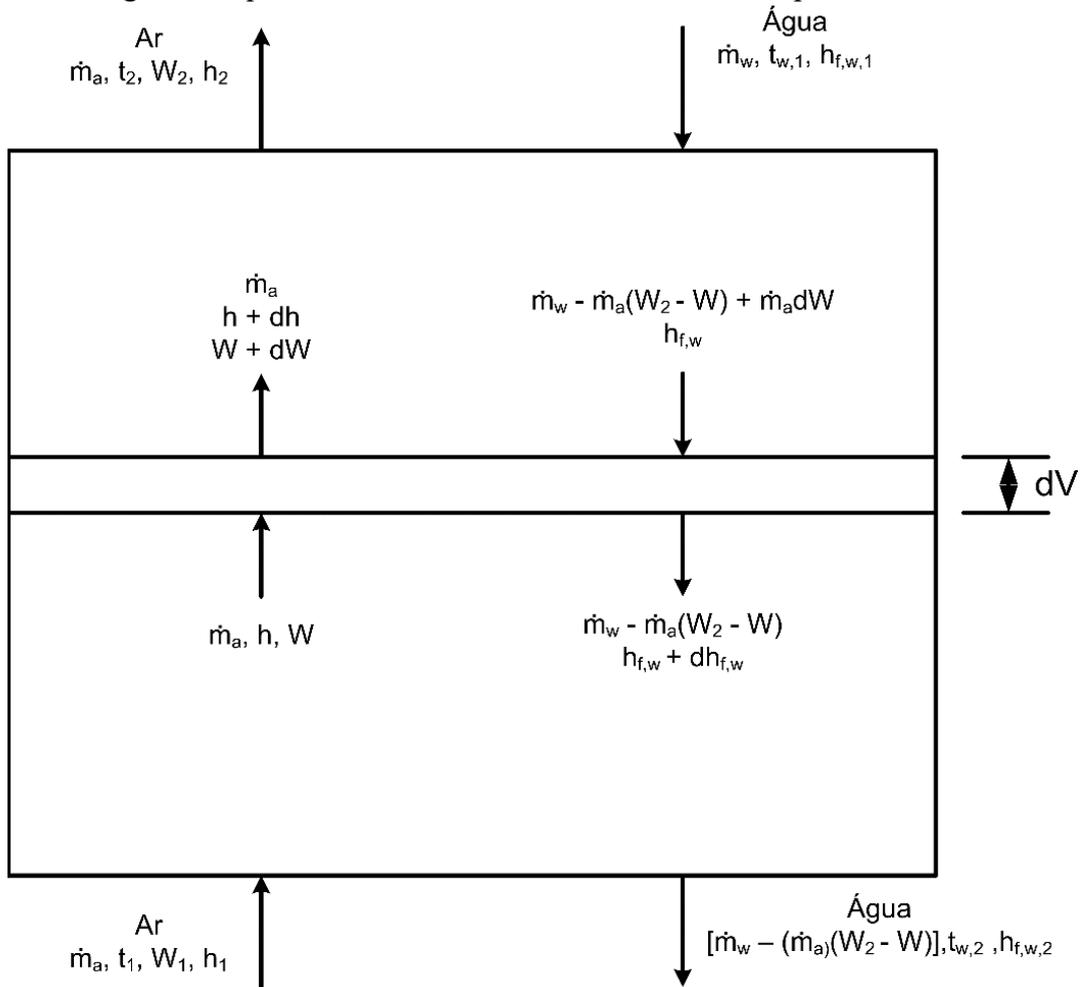
É assumido que as temperaturas da água na entrada e saída, as vazões de ar e água e o estado termodinâmico do ar na entrada são conhecidos. Algumas hipóteses são consideradas:

- A parcela de água perdida por arrasto é desprezada

- Transferência de calor através das paredes é desprezada
- Regime permanente

O enchimento da torre é dividido em pequenos volumes de controle (dV), como mostra a Figura 9:

Figura 9 – Diagrama esquemático da torre de resfriamento com as parcelas de massa e energia



Fonte: Kuehn *et al.* (1998)

O balanço de energia entre o ar e a água é dado por,

$$\dot{m}_{ar} dh = -\dot{m}_{\acute{a}gua} dh_{f,\acute{a}gua} + \dot{m}_{ar} dw/h_{f,\acute{a}gua} \quad (13)$$

onde,

\dot{m}_{ar} Vazão de ar

h Entalpia

$h_{f,\acute{a}gua}$ Entalpia específica da água líquida

o balanço de energia pode ser também escrito em função dos coeficientes de transferência de calor e massa h_c e h_D , respectivamente, como,

$$-\dot{m}_{\acute{a}gua} dh_{f,\acute{a}gua} = h_c A_V dV (t_{\acute{a}gua} - t) + h_D A_V dV (W_{sat,\acute{a}gua} - W) h_{fg,\acute{a}gua} \quad (14)$$

e o balanço de massa é,

$$\dot{m}_{ar} dW = h_D A_V dV (W_{sat,\acute{a}gua} - W) \quad (15)$$

Tornando a equação (14) em função do número de Lewis,

$$-\dot{m}_{\acute{a}gua} dh_{f,\acute{a}gua} = h_D A_V dV [Le c_{par} (t_{\acute{a}gua} - t) + (W_{sat,\acute{a}gua} - W) h_{fg,\acute{a}gua}] \quad (16)$$

Combinando as equações (13), (15) e (16),

$$\frac{dh}{dW} = Le \frac{h_{sat,\acute{a}gua} - h}{W_{sat,\acute{a}gua} - W} + (h_{g,\acute{a}gua} - h_g^0 Le) \quad (17)$$

A equação (17) descreve a curva feita na carta psicrométrica para as mudanças de estado do ar úmido passando através da torre. A precisão obtida por esta equação depende da quantidade de volumes de controle em que a torre de resfriamento será dividida.

A solução da equação (17) é obtida com o auxílio da seguinte expressão,

$$-\Delta t_{\acute{a}gua} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{\acute{a}gua} C_{\acute{a}gua}} \left(\Delta h - \frac{W}{h_{f,\acute{a}gua}} \right) \quad (18)$$

na qual, esta nos fornecerá a temperatura final da água de cada volume de controle da torre de resfriamento.

Após o término de todas as iterações, com os estados termodinâmicos plotados, é necessário verificar se o modelo nos fornece resultados satisfatórios, para isso, é feito um balanço de energia na entrada e saída da torre,

$$h_2 = h_1 + \frac{\dot{m}_{\acute{a}gua} c_{\acute{a}gua}}{\dot{m}_{ar}} (t_{\acute{a}gua,1} - t_{\acute{a}gua,2}) + (W_2 - W_1) h_{f,\acute{a}gua,2} \quad (19)$$

Ao término da modelagem, será obtido o estado termodinâmico do ar na região superior da torre de resfriamento.

3.3 Modelo Matemático do Número de Unidades de Transferência (NUT)

O cálculo do número de unidades de transferência foi baseado no modelo de integração por passos de Stoecker e Jones (1982). A taxa de energia removida da água, q , é dada pela seguinte expressão,

$$dq = \dot{m}_{ar} dh_a = \dot{m}_{\acute{a}gua} c_{p\acute{a}gua} dt \quad (20)$$

dos princípios de potencial de entalpia, outra expressão para dq é:

$$dq = \frac{h_c V dA}{c_{pa}} (h_{sat,\acute{a}gua} - h_{ar}) \quad (21)$$

Para obter o NUT por toda a torre de resfriamento, deve-se combinar e integrar as Equações (20) e (21), obtendo:

$$c_{p\acute{a}gua} \dot{m}_{\acute{a}gua} \int_{T_s}^{T_e} \frac{dt}{(h_{sat,\acute{a}gua} - h_{ar})} = \int_0^A \frac{h_c V dA}{c_{par}} = \frac{h_c AV}{c_{par}} \quad (22)$$

onde T_e e T_s são as temperaturas de entrada e de saída da água.

A Equação (22) pode ser solucionada pelo seguinte método numérico:

$$NUT = h_D A_V V = \frac{h_c A_V V}{c_{par}} = c_{p\acute{a}gua} \dot{m}_{\acute{a}gua} \Delta t_{\acute{a}gua} \sum \frac{1}{(h_{sat,\acute{a}gua} - h_{ar})_m} \quad (23)$$

onde $(h_{sat,\acute{a}gua} - h_{ar})_m$ é a diferença das médias aritméticas para um dado incremento de volume.

“O valor $h_c A_V V / c_{p_{ar}}$, denominado de NUT por fabricantes e projetistas, é uma função da dinâmica dos padrões de escoamento de ar e da dinâmica da queda da torre de resfriamento, porém a sua magnitude permanece constante para uma dada torre, garantindo-se que as vazões de ar e de água permaneçam constantes, uma vez que elas controlam h_c e A_V ” (Stoecker e Jones, 1982).

Através do NUT podemos prever o desempenho da torre de resfriamento para outras temperaturas da entrada de água ou outras temperaturas de bulbo úmido do ar na entrada.

A ASHRAE recomenda utilizarmos a seguinte equação na ausência de dados experimentais:

$$NUT = 1,3 \left(\frac{\dot{m}_{\text{água}}}{\dot{m}_{\text{ar}}} \right)^{-0,6} \quad (24)$$

4 MODELAGEM NUMÉRICA

Para determinar o estado termodinâmico do ar ao longo da torre de resfriamento, foi desenvolvido um algoritmo em Python, na qual continha os modelos matemáticos apresentados na seção 3. Em relação as propriedades termodinâmicas do ar úmido, foi utilizado a biblioteca CoolProp.

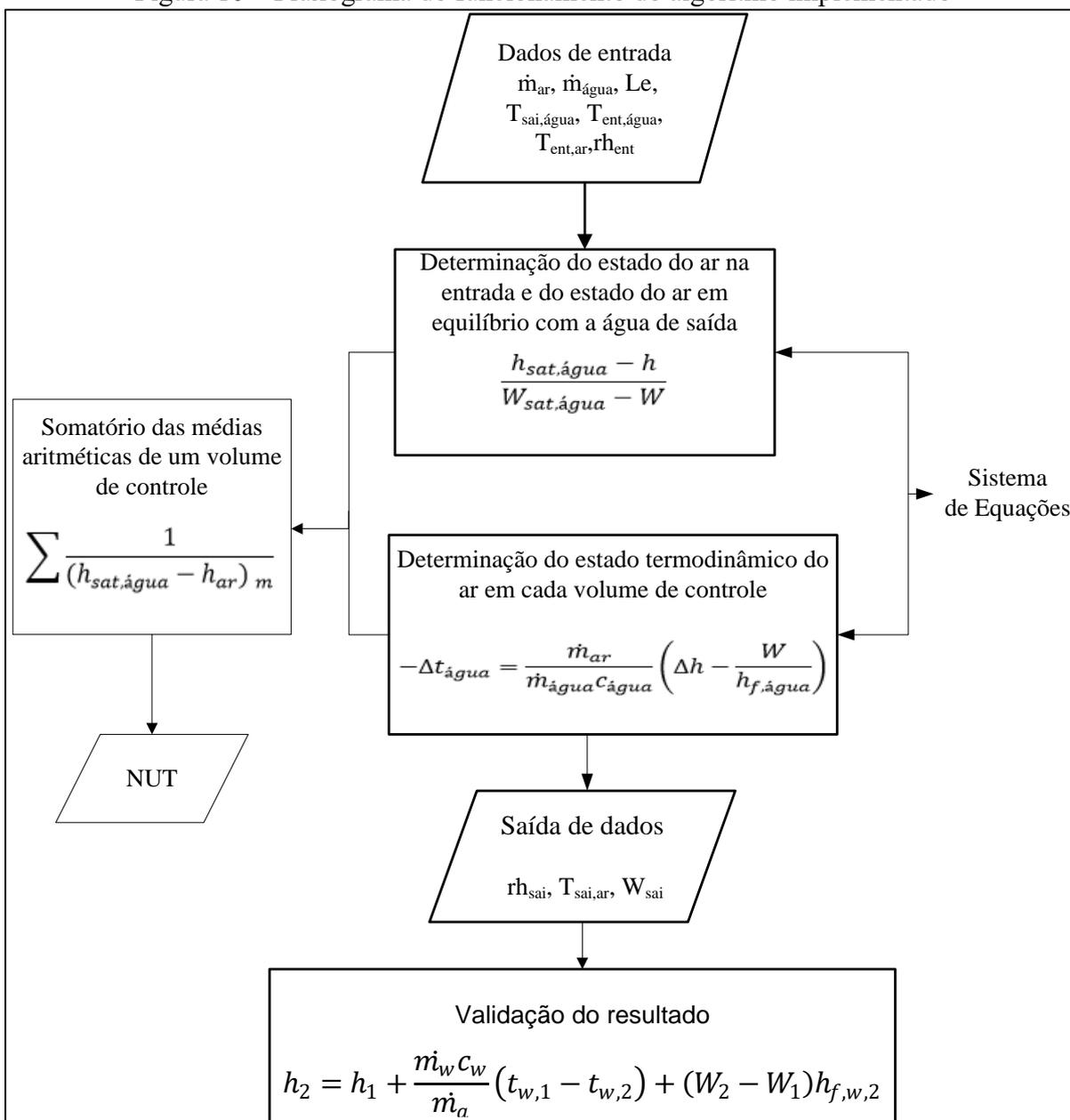
A torre de resfriamento foi dividida em 20 volumes de controle. Os parâmetros de entrada inseridos no algoritmo são: as vazões de água e de ar, as temperaturas de entrada e de saída da água, a temperatura de bulbo seco, a umidade relativa e a pressão barométrica do ar da região.

A Figura 10 representa o diagrama esquemático do funcionamento do algoritmo implementado. Primeiramente, ocorre a inserção de dados no código, em seguida, é calculado o estado do ar na entrada do primeiro volume de controle, h e W , e também o estado do ar saturado em equilíbrio com a água de saída, $h_{sat,água}$ e $W_{sat,água}$, ou seja, utiliza-se a temperatura da água como sendo a temperatura de bulbo seco para determinar o estado térmico do ar, na qual, duas equações formam um sistema para encontrar estas propriedades.

Ao final de cada solução do sistema é calculado o inverso da diferença entre as entalpias para cada volume de controle, em seguida, realizado a média entre estes resultados e conseqüentemente, calculado o NUT da torre de resfriamento. Após serem feitas todas as iterações para cada volume de controle, é obtido como resultado o comportamento do ar úmido ao longo da torre de resfriamento.

Por fim, é feita uma comparação entre as entalpias de saída: uma encontrada pelo algoritmo e a outra determinada por um balanço de energia para a validação dos resultados do modelo.

Figura 10 – Fluxograma do funcionamento do algoritmo implementado



5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Descrição da instalação

A instalação está montada na planta de cogeração de energia da Cimento Apodi, localizada na cidade de Quixeré-CE, responsável por dissipar calor de um trocador casco-tubo do tipo TEMA-G.

Figura 11 – Ambiente interno da torre de resfriamento



O sistema de resfriamento é composto por duas torres de resfriamento de contra fluxo acopladas em série, fabricadas pela empresa JiangSu Wei Wei Environmental Protection Technology Co., LTD. A água de resfriamento é bombeada por duas bombas e a reposição de água é feita através de uma bomba, utilizando a água da bacia hidrográfica da região. O escoamento de ar ao longo da torre é feito por convecção forçada, sendo aspirado por dois ventiladores centrífugos.

Não é feita a drenagem da purga que fica no fundo do reservatório de água, apenas quando ocorre a manutenção geral na fábrica. A torre apresenta eliminadores de arrasto de partículas, recuperando grande parte da água carregada pelo ar, portanto, a maior parcela de água perdida pela torre é devido a evaporação.

A torre de resfriamento foi projetada de acordo com as seguintes condições:

Tabela 3 – Condições de projeto da torre de resfriamento

Variável	Unidade
Pressão atmosférica	753 mmHg
Temperatura de bulbo seco	31,5 °C
Temperatura de bulbo úmido	28 °C
Vazão da água de circulação	3000 m ³ /h
Rotação das bombas	1480 rpm
Temperatura da água de entrada	43 °C
Temperatura da água de saída	33 °C

Fonte: Manual da torre de resfriamento

Todo o sistema da cogeração é controlado por um software que armazena todos os dados das medições.

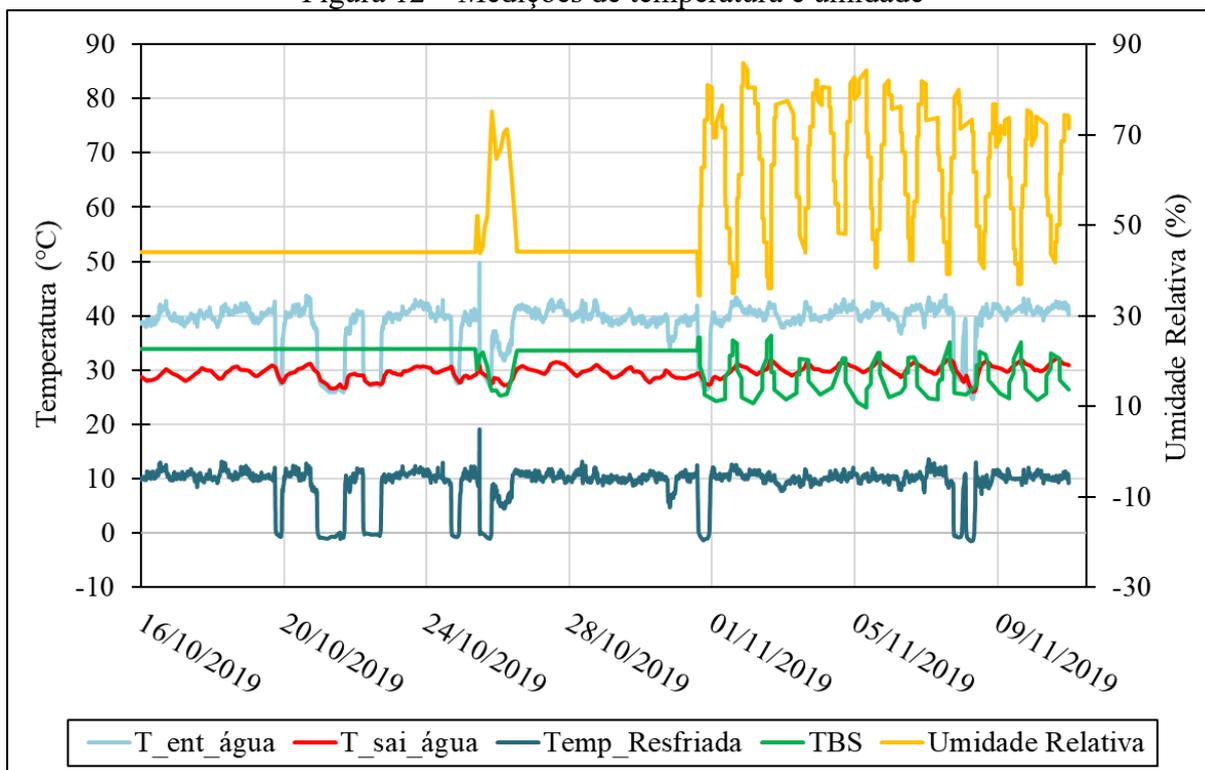
5.2 Dados extraídos do sistema de controle

5.2.1 Temperaturas e umidade

As medições foram extraídas do sistema do dia 16/10/2019 às 00:00 até o dia 10/11/2019 às 23:55, com intervalos de 5 minutos. Em seguida, os dados passaram por uma análise para averiguar se os sensores estavam realmente medindo valores realísticos e também verificar qual o intervalo em que o sistema se encontrava em regime permanente.

Na Figura 12 são apresentadas as medições na entrada da torre de umidade relativa e temperatura de bulbo seco do ar ambiente, e as medições da temperatura da entrada e da saída da água que circula na torre. Está ilustrado também, o intervalo de temperatura resfriado.

Figura 12 – Medições de temperatura e umidade



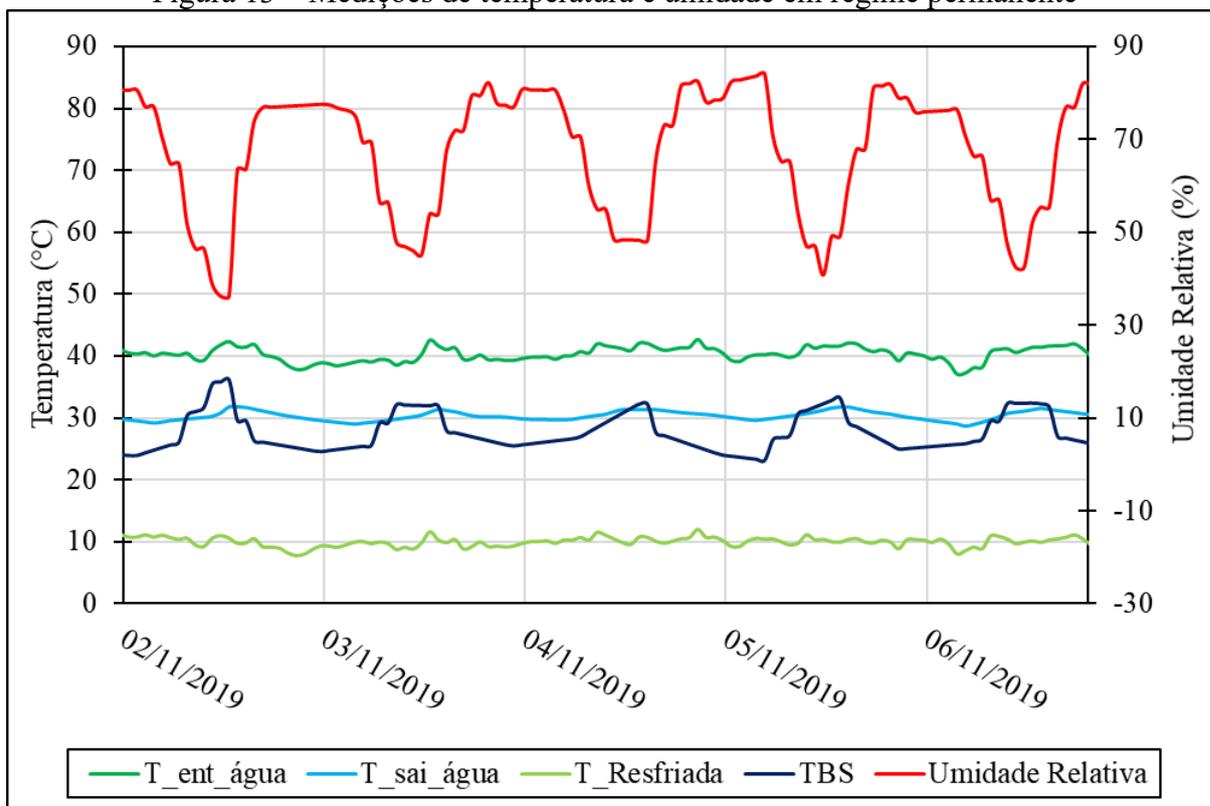
Fonte: Dados fornecidos pela empresa

Podemos notar que as curvas de umidade e temperatura de bulbo seco até o dia 01/11/2019 estão constantes, não representando o comportamento das propriedades termodinâmicas do ar ao longo do dia, ou seja, até este dia as medições estão incorretas, sendo estas excluídas do trabalho.

Na curva da temperatura da água de entrada, como também na curva da diferença entre as temperaturas da água na entrada e na saída, podemos verificar o surgimento de alguns vales, isto ocorre quando a produção de cimento é paralisada, logo, interrompendo o fornecimento de calor para a caldeira, e conseqüentemente afetando o funcionamento de todo o ciclo. Após o funcionamento do forno são necessárias algumas horas até que o sistema opere em regime permanente.

Com estas informações, apenas as medições presentes entre os dias 02/11 e 06/11, estão realísticas e em regime permanente, conforme ilustra a Figura 13.

Figura 13 – Medições de temperatura e umidade em regime permanente



Fonte: Dados fornecidos pela empresa

Para o modelo matemático foram utilizadas as medições referentes ao dia 04 de novembro, com intervalos de uma hora. As temperaturas estão em °C, conforme descrito na Tabela 4.

Tabela 4 – Dados referentes ao dia 04 de novembro

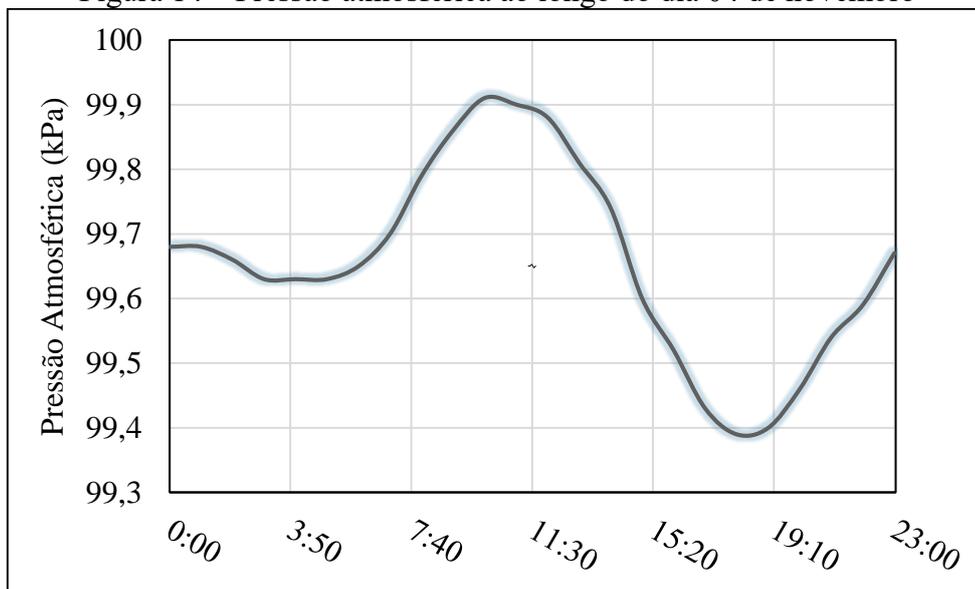
Horário	T_ent_água (°C)	T_sai_água (°C)	Umid_Rel (%)	TBS (°C)
00:00:00	39,3	30,1	77,3	25,7
01:00:00	39,4	30,0	76,9	25,5
02:00:00	39,6	29,9	80,6	25,7
03:00:00	39,9	29,8	80,6	25,9
04:00:00	39,9	29,8	80,5	26,0
05:00:00	39,9	29,8	80,5	26,2
06:00:00	39,5	29,7	80,4	26,4
07:00:00	40,1	29,7	76,1	26,5
08:00:00	40,1	29,8	70,4	26,7
09:00:00	40,8	30,0	70,4	27,0
10:00:00	40,5	30,2	59,8	27,8
11:00:00	42,0	30,4	54,8	28,5
12:00:00	41,7	30,6	54,8	29,3
13:00:00	41,5	31,0	48,3	30,0
14:00:00	41,2	31,3	48,3	30,8
15:00:00	40,9	31,3	48,2	31,5
16:00:00	42,1	31,3	48,2	32,2
17:00:00	42,1	31,3	48,1	32,2
18:00:00	41,4	31,3	65,6	27,6
19:00:00	41,0	31,2	72,9	27,2
20:00:00	41,1	31,0	72,9	26,7
21:00:00	41,4	30,8	81,4	26,3
22:00:00	41,5	30,7	81,9	25,8
23:00:00	42,7	30,6	82,4	25,4

Fonte: Dados fornecidos pela empresa

5.2.2 Pressão atmosférica

A estação meteorológica instalada na planta não mensurava a pressão atmosférica da região. Então, optamos por utilizar as medições de pressão atmosférica da estação meteorológica do INMET, denominada de Apodi/RN, localizada na mesma região da fábrica. As medições foram coletadas do banco de dados para o dia 04 de novembro, ilustrado na Figura 14.

Figura 14 – Pressão atmosférica ao longo do dia 04 de novembro

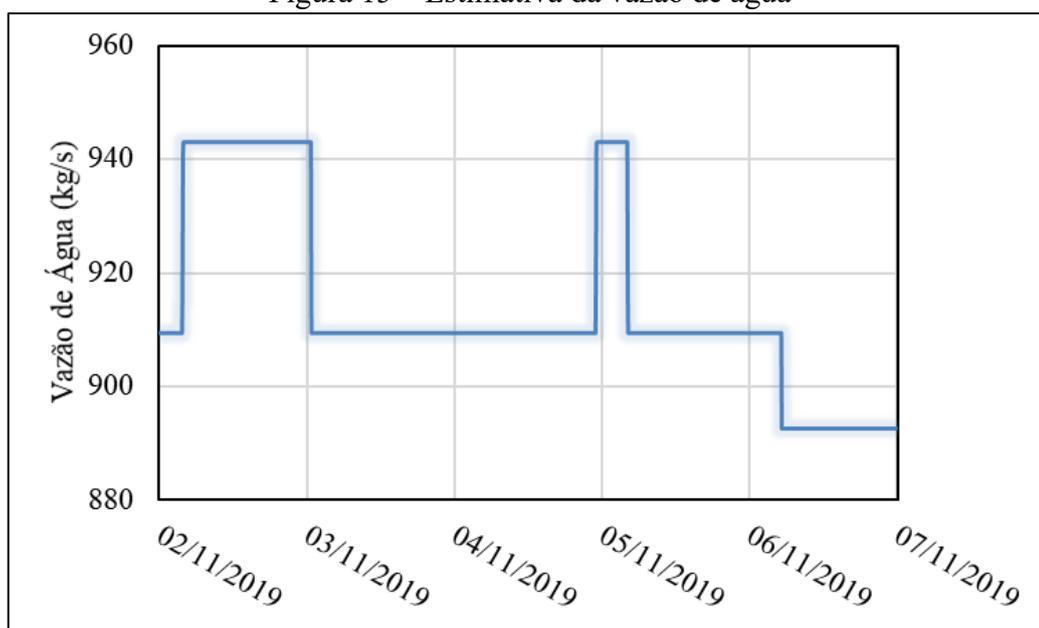


Fonte: Estação meteorológica Apodi/RN

5.2.3 Vazões de água e ar

As medições de vazões de água e de ar não são efetuadas, entretanto, para a vazão de água, o fabricante especificou a vazão e a rotação de projeto, e uma vez que, na instalação são medidas as rotações das bombas, logo, foi possível estimá-la através das leis de similaridade de máquinas de fluxo, conforme ilustra a Figura 15.

Figura 15 – Estimativa da vazão de água



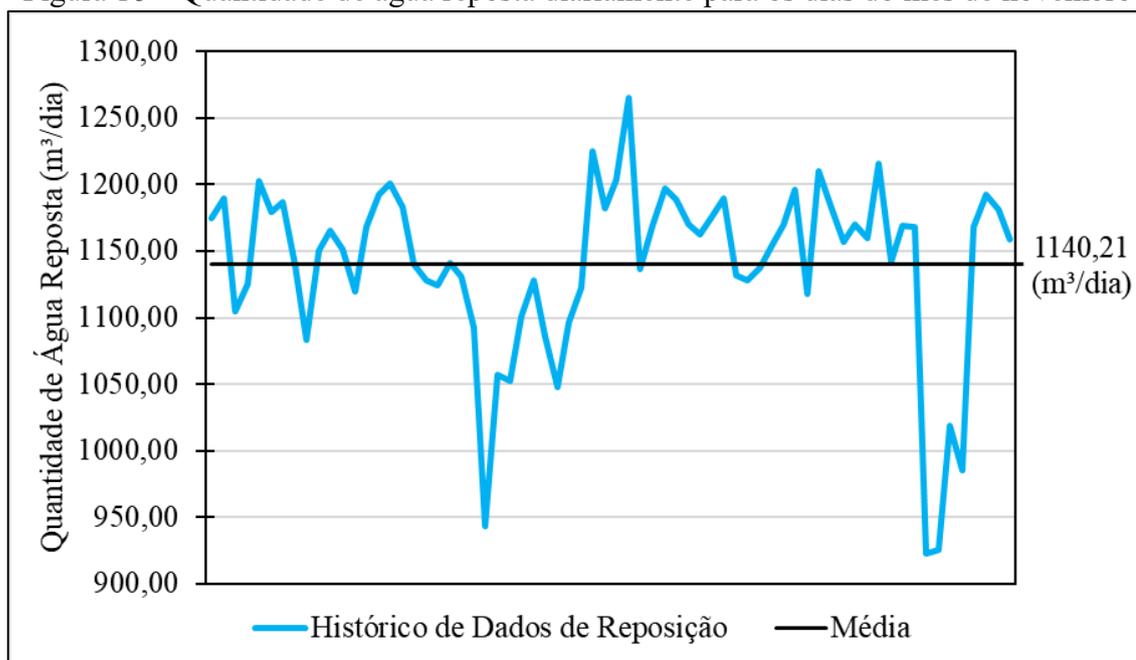
Em relação a vazão de ar, a literatura reporta que esta é próxima da vazão mássica de água, então, como não era mensurada, foi adotada a hipótese de que a vazão mássica do ar é a mesma da água, visto que as demais torres, citadas na literatura da seção 2.2, apresentam vazões de ar e água equivalente.

5.2.4 Água de reposição

A empresa mensura a água repostada utilizando um hidrômetro instalado na torre de resfriamento, na qual, a água de reposição é proveniente da bacia hidrográfica da região. A medição no hidrômetro é realizada a cada oito horas.

A Figura 16 apresenta os dados referentes a vazão volumétrica de água repostada, ao longo de três meses de operação, em que a fábrica funcionou normalmente, sendo excluídos os dias em que houveram paradas na instalação, indicando uma média diária de $1140,21 \text{ m}^3/\text{dia}$.

Figura 16 – Quantidade de água repostada diariamente para os dias do mês de novembro

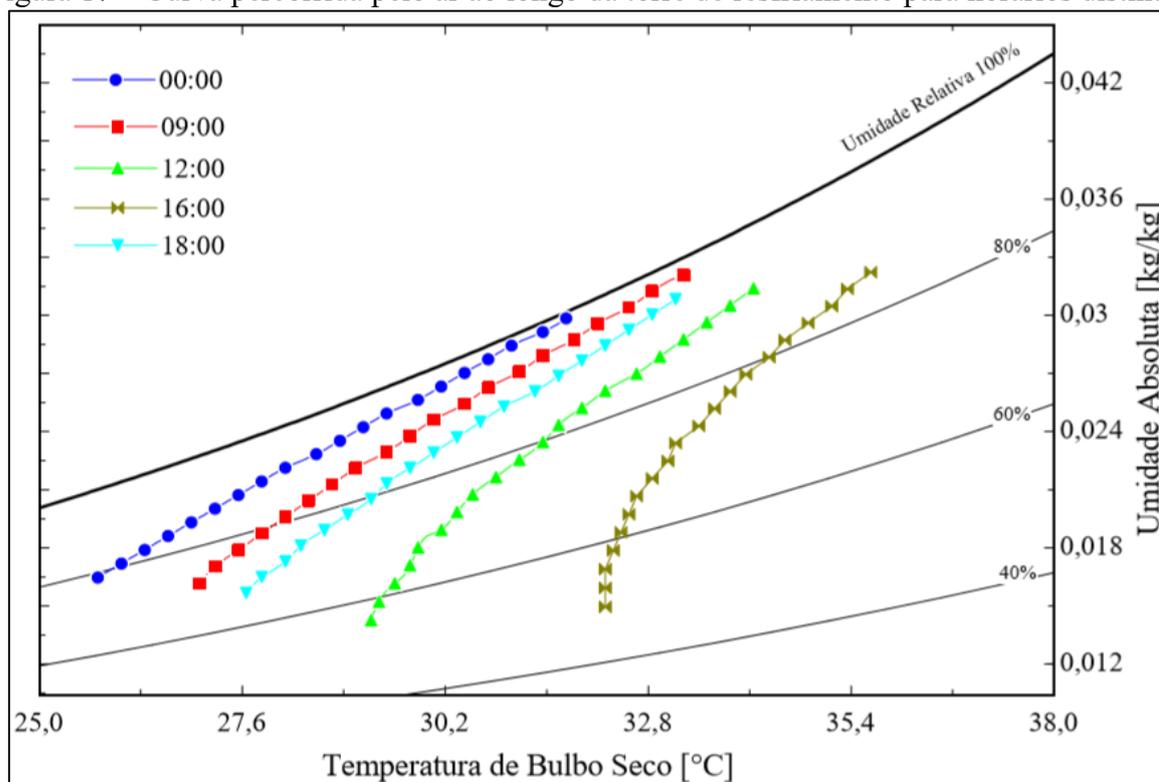


Fonte: Dados fornecidos pela empresa

5.3 Estado termodinâmico do ar ao longo da torre de resfriamento

O estado termodinâmico do ar ao longo da torre de resfriamento é obtido com a modelagem apresentada na seção 4, conforme ilustra a Figura 17.

Figura 17 – Curva percorrida pelo ar ao longo da torre de resfriamento para horários distintos



De acordo com a Figura 17, podemos averiguar que entre 00:00 e 09:00, mesmo havendo um aumento de temperatura, notamos que o comportamento permanece quase constante entre estes horários. Podemos verificar que ocorre uma mudança significativa nas curvas de 12:00 e 16:00 em relação as outras, com um aumento de temperatura e um grande decréscimo de umidade relativa. À medida que anoitece, o comportamento é parecido com o período da manhã, até chegar às 00:00, formando um novo ciclo.

As curvas também estão obedecendo a lei da linha reta, na qual, a cada volume controle a temperatura do ar na saída está tendendo para a temperatura da água na entrada e vice-versa.

Foi realizado uma análise para verificar como o ar úmido se comporta quando a vazão de ar é variada. Foram selecionados os horários de 00:00 e 16:00 para a análise, devido ao fato destes pontos apresentarem uma maior variação ao longo do dia, como demonstra a Figura 17. Para a análise será utilizado as vazões apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5 – Vazões de ar propostas para a análise

Vazão de Ar (kg/s)	Vazão de Água (kg/s)	Razão das Vazões
727,540	909,425	0,8
909,425	909,425	1
1091,310	909,425	1,2

Como podemos constatar na Figura 18 e na Figura 19, a medida em que aumenta-se a vazão de ar, a umidade relativa diminui, na qual, este resultado já era esperado, conforme podemos observar na Equação (18).

Figura 18 – Comportamento da umidade variando a vazão do ar para o horário de 00:00

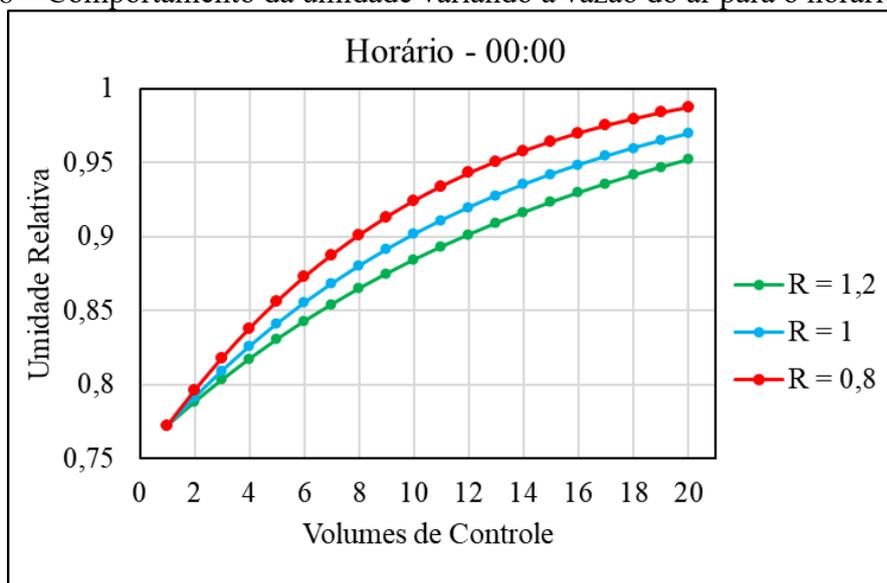
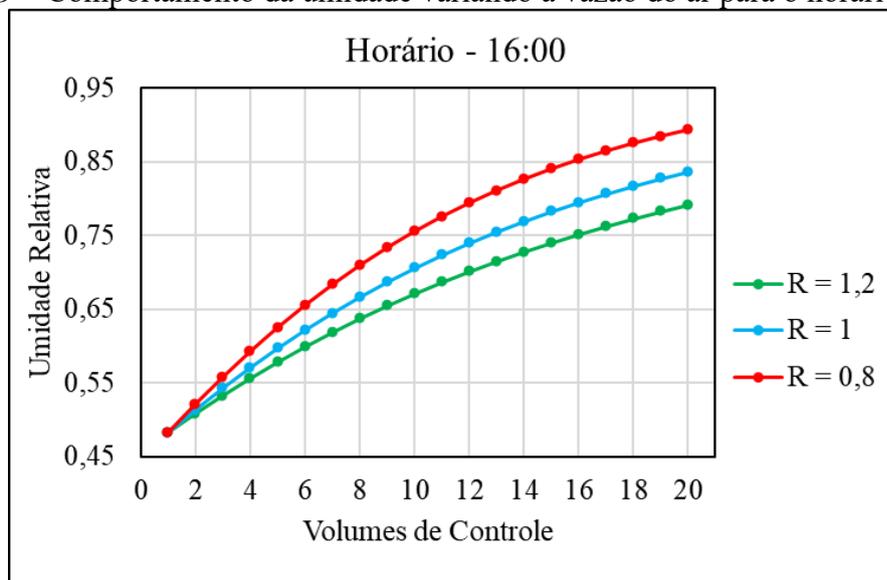


Figura 19 – Comportamento da umidade variando a vazão do ar para o horário de 16:00

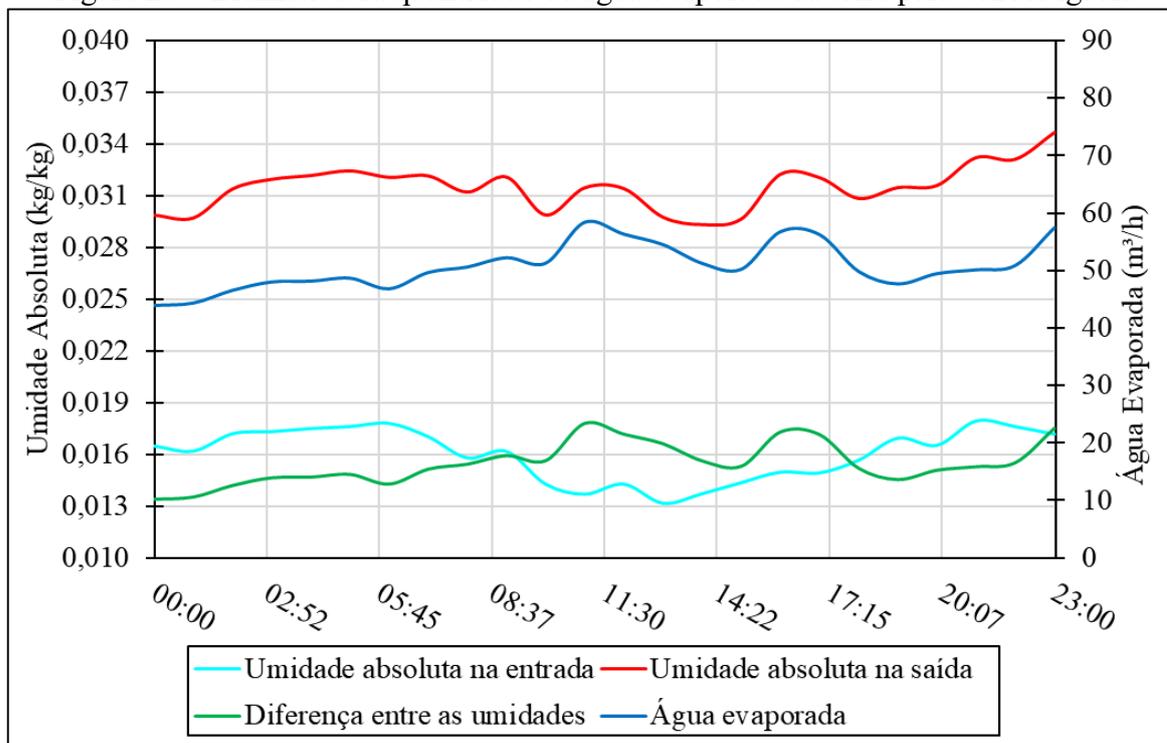


5.4 Estimativa da água evaporada do sistema

Podemos estimar a quantidade de água evaporada através da umidade absoluta na entrada e na saída da torre de resfriamento. Uma vez que determinamos estes valores através do modelo matemático, então, é calculado a diferença entre as umidades e em seguida, este

resultado é multiplicado pela vazão de ar dos ventiladores, que é igual a vazão de água. Como resultado, que está apresentada na Figura 20, é obtido a quantidade de água evaporada da torre de resfriamento.

Figura 20 – Estimativa da quantidade de água evaporada da torre para vazões iguais



Na Figura 20, podemos visualizar o comportamento da umidade absoluta na entrada e na saída da torre ao longo do dia, além disso, ilustra também a diferença entre as umidades, bem como a quantidade de água evaporada do sistema.

Somando todas as vazões estimadas da água de reposição ao longo do dia, obtemos um total de $1219,04 \text{ m}^3/\text{dia}$, entretanto, conforme apresentado na Figura 16, a média da água de reposição é de $1140,21 \text{ m}^3/\text{dia}$, ou seja, a água de reposição estimada pelo modelo matemático apresenta um valor ligeiramente maior do que a média diária repostada. Um dos fatores que acarretam nesta diferença entre o estimado e o real, é que provavelmente a vazão real de ar é um pouco maior.

A Tabela 6 apresenta a estimativa da água evaporada quando mudamos a vazão de ar, na qual, podemos verificar que a vazão para uma razão entre 1 e 1,2, é a que mais se aproxima da quantidade de água repostada diária. Nota-se também que a medida que se aumenta a vazão de ar, a quantidade de água evaporada diminui.

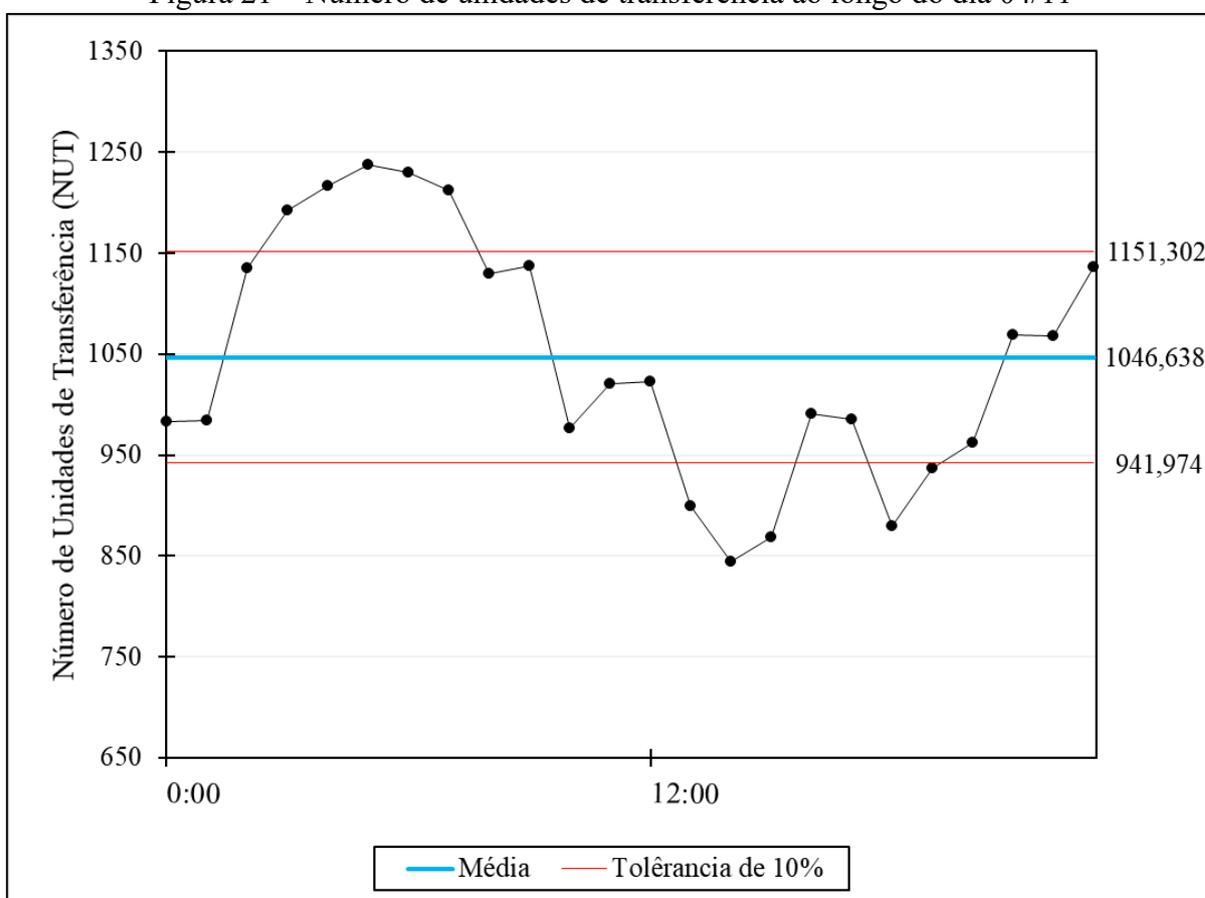
Tabela 6 – Estimativa da água evaporada com a variação da vazão de ar

Vazão de Ar (kg/s)	Razão das Vazões	Água Evaporada (m ³ /dia)
727,540	0,8	1491,69
818,482	0,9	1316,42
909,425	1	1219,04
1091,310	1,2	1034,13
1364,138	1,5	827,84

5.5 Cálculo do Número de Unidades de Transferência (NUT)

O NUT é um parâmetro importante para torres de resfriamento, através dele podemos prever diferentes condições do estado termodinâmico da torre, geralmente, é uma constante fornecida pelo próprio fabricante da torre, entretanto, os manuais da torre não continham este parâmetro. Levando em consideração este fato, o NUT foi calculado ao longo de um dia, ilustrado na Figura 21.

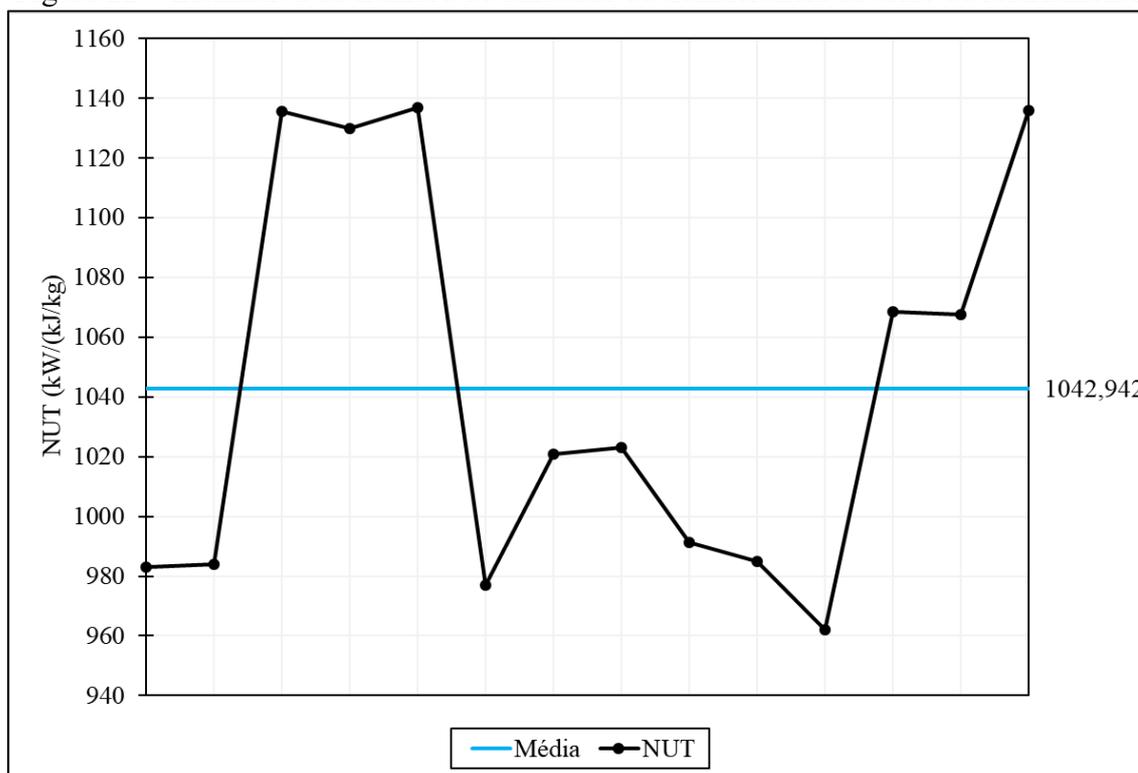
Figura 21 – Número de unidades de transferência ao longo do dia 04/11



Em teoria, o NUT é um valor que deve permanecer constante, porém, não observamos este comportamento na Figura 21, isso ocorre devido ao fato de que não possuímos as vazões exatas de ar e água, apenas uma estimativa. Para isso, calculamos a média destes resultados ao longo de um dia e, em seguida, excluímos os valores que não se encontravam dentro dos limites de $\pm 10\%$ da tolerância. Este ajuste foi realizado visto todas as simplificações adotadas e hipóteses simplificadoras, responsáveis pelo desvio inesperado da curva. Como estes resultados são para uma comparação simples, os valores acima de 10% podem ser subtraídos.

Posteriormente, é feito novamente uma média entre os valores que estavam entre os limites da tolerância, encontrando um valor médio de $1042,942 \text{ kW}/(\text{kJ}/\text{kg})$, conforme podemos observar na Figura 22.

Figura 22 – Estimativa do número de unidades de transferência da torre de resfriamento



A Tabela 7 apresenta um comparativo entre o NUT médio calculado e o NUT utilizando a expressão sugerida pela ASHRAE, na qual ambos os resultados foram utilizados uma razão de vazões igual a 1.

Tabela 7 – Comparação entre o NUT médio e o NUT calculado pela expressão da ASHRAE

NUT MÉDIO	NUT ASHRAE
1042,942	1182,253

6 CONCLUSÃO

Com base nos resultados obtidos, foi possível concluir que o modelo matemático implementado para prever o comportamento termodinâmico do ar ao longo da torre apresenta uma solução condizente com a realidade, para uma razão de vazões igual a 1 a quantidade de água evaporada estimada pelo modelo é de 6,467% maior que a média diária calculada ao longo de três meses, vale ressaltar que ainda existe uma pequena parcela de partículas de água que é arrastada pelo ar, na qual, não foi calculada, e conforme Lucas *et al.* (2012), esta é equivalente a 0,2% da vazão total da água de circulação. Já para o cálculo do NUT, quando comparado com o NUT recomendado pela ASHRAE, foi encontrada uma diferença de 11,784% menor, também para uma razão de vazões igual 1. Portanto, ambos os modelos implementados apresentam bons resultados, mesmo com alguns parâmetros sendo propostos, como as vazões de água e de ar. Os resultados obtidos no Python foram satisfatórios e próximos do real, sendo uma ferramenta válida para determinar a quantidade de água evaporada no processo e atuar na redução dessa perda, refletindo em um menor consumo dos recursos hídricos.

6.1 Trabalhos Futuros

Para trabalhos futuros, estes resultados poderão ser utilizados para prever várias condições de operação da torre, encontrando seu ponto ótimo de operação, na qual, a torre consiga um bom resfriamento, com o mínimo de evaporação possível da água de circulação. Também é sugerido que se faça a medição das propriedades termodinâmicas na saída da torre a fim de que através de um balanço de massa e energia, se torne viável uma estimativa das vazões do ventilador. Uma vez que a vazão do ventilador é crucial para obtenção de valores corretos de umidade na saída da torre este interfere diretamente nos resultados do NUT e das perdas de água consequentemente. Assim sua medição ou estimativa se torna de suma importância para trabalhos futuros.

REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, R.; ENGINEERS, A.-C. **ASHRAE handbook: fundamentals**. [S.l.]: ASHRAE, 1997.

BELL, I. H.; WRONSKI, J.; QUOILIN, S.; LEMORT, V. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, [s. l.], n. 53, p. 2498-2508, 2014.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: an engineering approach**. [S.l.]: McGraw-Hill, 2011.

CHEREMISINOFF, N. P. **Handbook of chemical processing equipment**. [S.l.]: Elsevier Science, 2000.

FUNCEME; COGERH. **Calendário das chuvas do estado do Ceará**. Disponível em: <http://www.hidro.ce.gov.br/app/pagina/show/176>. Acesso em: 30 set. 2019.

INCROPERA, F. P.; LAVINE, A. S.; BERGMAN, T. L.; DEWITT, D. P. **Fundamentals of heat and mass transfer**. [S.l.]: Wiley, 2007.

INEE. **Cogeração**. Disponível em: http://www.inee.org.br/forum_co_geracao.asp. Acesso em: 07 ago. 2019.

KRÖGER, D. G. **Air-cooled heat exchangers and cooling towers: thermal-flow performance evaluation and design**. [S.l.]: Penwell Corporation, 2004. vol. 1.

KUEHN, T. H.; RAMSEY, J. W.; THRELKELD, J. L. **Thermal environmental engineering**. 3. ed. [S.l.]: Prentice Hall, 1998.

KUSUDA, T. Calculation of the temperature of a flat-plate wet surface under adiabatic conditions with respect to the Lewis relation. **Humidity and Moisture: Measurement and control in science and industry**, p. 16, 1963.

LUCAS, M.; MARTÍNEZ, P. J.; VIEDMA, A. Experimental determination of drift loss from a cooling tower with different drift eliminators using the chemical balance method. **International Journal of Refrigeration**, [s. l.], v. 35, n. 6, p. 1779-1788, 1 set. 2012.

MACKENZIE, F. T.; MACKENZIE, J. A. **Our changing planet: an introduction to earth system science and global environmental change**. Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall, 1998. v. 504.3/. 7.

MELLO, L. C. D. **Influência de variáveis de processo no desempenho de torre de resfriamento**. 2008. TCC (Graduação em Engenharia Mecânica)- Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008.

QURESHI, B. A.; ZUBAIR, S. M. A complete model of wet cooling towers with fouling in fills. **Applied Thermal Engineering**,[s.l.], v. 26, n. 16, p. 1982-1989, 2006.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeration and air conditioning**. New York: Mc Grawhill Book Co., 1982.