

Felipe Rodrigues de Castro

**USO DE TERMOSSIFÕES VISANDO A REDUÇÃO DA PERDA
DE ÁGUA EM TORRES DE RESFRIAMENTO:
ANÁLISE E EXPERIMENTOS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientadora: Profa. Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph.D.

Coorientador: Prof. Alexandre Kupka da Silva, Ph.D.

Florianópolis
2018

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

de Castro, Felipe Rodrigues

USO DE TERMOSSIFÕES VISANDO A REDUÇÃO DA PERDA DE
ÁGUA EM TORRES DE RESFRIAMENTO : ANÁLISE E
EXPERIMENTOS / Felipe Rodrigues de Castro ;
orientadora, Marcia Barbosa Henriques Mantelli,
coorientador, Alexandre Kupka da Silva, 2018.
146 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2018.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Recuperação passiva de
água. 3. Torre de resfriamento. 4. Termossifão. 5.
Condensação. I. Mantelli, Marcia Barbosa Henriques.
II. da Silva, Alexandre Kupka. III. Universidade
Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Felipe Rodrigues de Castro

**USO DE TERMOSSIFÕES VISANDO A REDUÇÃO DA PERDA
DE ÁGUA EM TORRES DE RESFRIAMENTO:
ANÁLISE E EXPERIMENTOS**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 21 de maio de 2018.

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Prof.^a Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph.D. – Orientadora
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Alexandre Kupka da Silva, Ph.D. – Coorientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Banca Examinadora:

Prof. Alvaro Toubes Prata, Ph.D. – UFSC

Andréa Azevedo Veiga, Dra. Eng.^a. – PETROBRAS

Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr. Eng. - UFSC

Prof. Sérgio Colle, Dr. Eng. – UFSC

Aos meus pais, Fernando e Sirlaine, e aos meus avós, Rubem e Donatila e Alberto e Marina.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente e em especial, agradeço aos meus pais, Fernando Antônio Mendes de Castro e Sirlaine da Graça Rodrigues de Castro junto a minha família, por serem a base e por me apoiar e encorajar na trajetória rumo aos meus sonhos.

À Profa. Marcia B. H. Mantelli pela orientação, conselhos, e pela oportunidade de fazer parte de uma excelente equipe que muito me enriqueceu quanto profissional e como pessoa.

Ao Laboratório LABTUCAL e a UFSC que proporcionaram a estrutura de qualidade para o desenvolvimento do trabalho.

Agradeço também aos membros da banca por todo o ensinamento e contribuições dadas.

Ao Júlio Scussel pelo o empréstimo dos instrumentos de medição de velocidade de ventos e ao Professor Yoshiaki Sakagami pela ajuda na configuração do sistema de aquisição de dados experimentais.

Com apreço, agradeço o incentivo e a ajuda indispensável da Maria Eduarda Chiamulera, Caroline Antunes, Marina Almeida, Angelica Carvalho, Ana Carvalho, Riza Braga, Caroline Scalmana, do Nelson Londoño, Gregori Rosinski, Guilherme Pagatini e Selen Sousa.

A todos os meus colegas e amigos de trabalho que muito me ensinaram e ajudaram durante o mestrado, Lucas Renck, Francisco Magalhães, Letícia Portella, Jeison Diaz, Leonel Soares, Alan Sparemberg, Indianara Bianchet, Luigi Passos, Carlos Noriega, Ana Roberta Gomes, Cassiano Tecchio, Luis Cisterna, Luiz Domingos, Pedro Belani, Arthur Facin, Gustavo Hubolt, Arthur Pandolfo, Vinicius Kramer.

Ao bravo El Choco, meu amigo de aço.

Aos companheiros de jornada Felipe Nassif e Juliano Oestreich e a irmandade da eterna Jungle House.

*“As invenções são, sobretudo, o resultado
de um trabalho teimoso.”*

Alberto Santos Dumont

*“No que diz respeito ao empenho, ao com-
promisso, ao esforço à dedicação, não
existe meio termo. Ou você faz uma coisa
bem feita ou não faz.”*

Ayrton Senna

RESUMO

As torres de resfriamento são equipamentos de alta eficiência e baixo custo amplamente utilizados na indústria, para o resfriamento de água de processo até temperaturas próximas à temperatura de bulbo úmido do ambiente. Porém, durante o processo de resfriamento, o fluxo de ar que passa pela torre, utilizado para resfriar a água, se torna quente e úmido. Com isso, cerca de 2 a 3% da água resfriada se perde para o ambiente como vapor. No caso de torres em proporções industriais, a vazão de água resfriada é tão grande que esta parcela perdida pode representar uma quantidade considerável d'água proporcionando um impacto ambiental negativo. Na intenção de recuperar parte da água que se perde para o ambiente, uma frente de pesquisa iniciada em 2006 no LABTUCAL/UFSC estuda o potencial de recuperação de água com a aplicação de termossifões nas torres de resfriamento. Os termossifões, também conhecidos como dispositivos supercondutores de calor, conduzem o calor do escoamento quente e úmido do interior da torre para o ambiente externo. Como a corrente de ar que sai da torre se encontra usualmente no estado de saturação, qualquer retirada de calor proporciona condensação. Sendo assim, corretamente dimensionadas de forma a ter o mínimo de influência no funcionamento da torre, essas estruturas representam um potencial meio de reduzir o consumo de água de forma passiva. Neste trabalho, pela primeira vez, foi testado experimentalmente termossifões aplicados em uma torre de resfriamento em escala laboratorial. Os testes foram realizados em ambiente externo com a torre e os termossifões sujeitos às condições climáticas. Procedimentos de dimensionamento das superfícies e da escolha do fluido de trabalho do termossifão foram realizados de forma a garantir o funcionamento do dispositivo, mesmo quando submetido a condições desfavoráveis ao seu funcionamento. A quantidade de água recuperada experimentalmente em cada teste foi avaliada com base em parâmetros de funcionamento da torre (temperatura de entrada do fluxo de água quente, vazão de água e vazão de ar) e de condições ambientais (temperatura e umidade do ar e velocidade dos ventos). Um modelo analítico foi proposto para prever a quantidade de água condensada. A boa concordância entre os resultados experimentais e as previsões analíticas permitiram, por meio do modelo realizar estimativas de recuperação de água com a introdução desta tecnologia em uma torre de tamanho real. A taxa de recuperação estimada confirma o potencial da tecnologia e encoraja o prosseguimento do trabalho, desta vez em escala real.

Palavras-chave: Torre de resfriamento. Recuperação passiva de água. Termossifão. Condensação.

ABSTRACT

Cooling towers are high efficiency and low-cost equipment widely used in the industry for process water cooling to temperatures close to the ambient wet bulb temperature. However, during the cooling process, the flow of air passing through the tower, used to cool the water, becomes hot and humid. With that, about 2 to 3% of the cooled water is lost to the environment as steam. In the case of towers of industrial proportions, the flow of cooled water is so large that this lost portion can cause a considerable loss of water producing a negative environmental impact. In order to recover part of the water lost to the environment, a research front started in 2006 at LABTUCAL/UFSC studies the potential for water recovery with the application of thermosyphons in the cooling towers. Thermosyphons, also known as heat superconducting devices, conduct heat from the hot, humid stream from the tower interior to the external environment. Since the outflow from the tower is usually in the saturated state, any withdrawal of heat provides condensation. Therefore, properly dimensioned in order to have the least influence on the operation of the tower, these structures represent a potential means of reducing passive water consumption. In this work, for the first time, thermosyphons were experimentally tested in a laboratory-scale cooling tower. The tests were carried out in an external environment with the tower and the thermosyphons subject to the climatic conditions. Procedures for surface sizing and choice of the thermosyphon working fluid have been performed to ensure the operation of the device even when subjected to unfavorable operating conditions. The amount of water recovered experimentally in each test was evaluated based on tower operating parameters (hot water flow inlet, water flow and air flow) and environmental conditions (air temperature, humidity and winds). An analytical model was proposed to predict the amount of condensed water. The good agreement between the experimental results and the analytical predictions allowed, through the model, to make estimates of water recovery with the application of this technology in a tower of real size. The estimated recovery rate confirms the potential of this technology and encourages the follow-up work now in full size.

Keywords: Cooling tower. Passive water recovery. Thermosyphon. Condensation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Torre de resfriamento de contato direto (a) e indireto (b) (Adaptado de [8]).	35
Figura 2.2 – Torre atmosférica (a); torre de tiragem natural (b) (Adaptado de [7]).	36
Figura 2.3 – Tipos de torres de tiragem mecânica (Adaptado de [9]).	37
Figura 2.4 – Principais elementos de uma torre de resfriamento (Adaptado de [9]).	38
Figura 2.5 – Enchimento tipo gotas [9].	39
Figura 2.6 – Eliminadores de gotas (Adaptado de [10]).	41
Figura 2.7 – Trajetória do fluxo de ar através do eliminador de gotas [7].	42
Figura 2.8 – Hélice de ventilador de uma torre de resfriamento [9].	43
Figura 2.9 – Análise psicrométrica do ar que passa pela torre de resfriamento (Adaptado de [9]).	44
Figura 2.10 – Previsão da formação de pluma pela carta psicrométrica (Adaptado de [9]).	46
Figura 2.11 – Designs de torre de resfriamento híbridas (Adaptado de [9]).	47
Figura 2.12 – Desenho esquemático do funcionamento de um termossifão [28].	51
Figura 2.13 – Esquema da condensação de vapor (adaptado de [35]).	56
Figura 3.1 – Razão entre os coeficientes de transferência de calor em função da velocidade dos ventos externos.	63
Figura 3.2 – Eficiência da aleta em função do diâmetro externo da aleta.	65
Figura 3.3 – Potência absorvida no evaporador em função da velocidade do fluxo e área de troca térmica.	68
Figura 3.4 – Análise psicrométrica do ar passando através da torre de resfriamento.	69
Figura 3.5 – Influência da temperatura e pressão na umidade absoluta do ar saturado.	72
Figura 3.6 – Diagrama de parâmetros mensurados, calculados e estimados na torre de resfriamento.	73
Figura 3.7 – Condições de cada seção do trocador.	76
Figura 4.1 – Bancada auxiliar para avaliação do funcionamento do termossifão.	82
Figura 4.2 – Projeto do trocador de calor assistido por termossifões.	86
Figura 4.3 – Feixes de termossifões fabricados.	87
Figura 4.4 – Conjunto de termossifões fabricados.	88
Figura 4.5 – Detalhe aletas do evaporador.	89
Figura 4.6 – Torre de resfriamento em operação na Replan, (a) vista superior e (b) lateral.	91
Figura 4.7 – Dimensões, torre de resfriamento real e em escala reduzida.	92
Figura 4.8 – Torre de resfriamento experimental.	93
Figura 4.9 – Figura bancada experimental sem e com o feixe de termossifões instalado.	96

Figura 4.10 – Fluxograma de operação da bancada experimental.	97
Figura 4.11 – Medidor de vazão de água.	98
Figura 4.12 – Sistema de aquisição de dados.	100
Figura 4.13 – Termômetro de bulbo seco úmido da temperatura ambiente.	101
Figura 4.14 – Termômetro de bulbo seco e úmido interno.	102
Figura 4.15 – Termômetro de bulbo seco e úmido na saída.	102
Figura 4.16 – Anemômetro sônico.	103
Figura 4.17 – Anemômetro de fio quente.	104
Figura 4.18 – Tanque de circulação de água.	105
Figura 4.19 – Reservatório de água condensada.	106
Figura 5.1 – Média de temperaturas ao longo do comprimento do condensador de um termosifão carregado com diferentes fluidos de trabalho em diferentes razões de enchimento, sob a condição de temperatura imposta no evaporador.	112
Figura 5.2 – Média de temperaturas ao longo do comprimento do condensador de um termosifão carregado com diferentes razões de enchimento de R141-b, sob a condição de temperatura imposta no evaporador.	114
Figura 5.3 – Condensação no tubo e no termosifão.	117
Figura 5.4 – Temperaturas ao longo do termosifão e do tubo evacuado.	117
Figura 5.5 – Calor dissipado do fluxo de água na torre de resfriamento.	120
Figura 5.6 – Grau de resfriamento do fluxo de água na torre.	121
Figura 5.7 – Ilustração das áreas referentes as configurações de feixe de termosifões.	129
Figura 5.8 – Comparação da massa de água condensada obtida experimentalmente e prevista pelo modelo analítico.	133
Figura 5.9 – Volume de água evaporada, recuperada e estimativas de recuperação de água na torre de resfriamento assistida por termosifões.	134
Figura 5.10 – Pior, melhor e média dos resultados e estimativas de recuperação de água.	136
Figura C.1 – Posicionamento e nivelamento da bancada experimental.	153

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Fluidos de trabalho e faixas de temperatura de operação [29].	53
Tabela 4.1 – Configuração de testes para escolha do fluido de trabalho do termossifão.....	84
Tabela 4.2 – Configuração de testes para seleção da razão de enchimento do termossifão.....	85
Tabela 4.3 – Variáveis de funcionamento da torre real.....	91
Tabela 4.4 – Distribuição de termopares na bancada experimental.	99
Tabela 5.1 – Configurações de teste utilizadas para caracterizar o funcionamento da torre de resfriamento experimental em vazio.	119
Tabela 5.2 – Configuração de teste que corresponde a carga máxima de resfriamento da torre de resfriamento experimental, selecionada para avaliar o potencial de condensação do feixe de termossifões.	122
Tabela 5.3 – Parâmetros de testes.	123
Tabela 5.4 – Condições ambientais do período de realização dos testes.	123
Tabela 5.5 – Parâmetros térmicos calculados para avaliação da performance da torre de resfriamento.	125
Tabela 5.6 – Parâmetros térmicos medidos e calculados para avaliação da performance do feixe de termossifões.	127
Tabela 5.7 -Análise térmica do feixe de termossifões.	128
Tabela 5.8 – Comparação entre os resultados experimentais e teóricos de consumo e recuperação de água na torre de resfriamento em escala reduzida.	130
Tabela A.1 – Vazões de ar e incertezas medidas experimentalmente com o ventilador ajustado em quatro frequências diferentes.	149
Tabela B.1 -Análise de incertezas da temperatura.	151

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CAD	<i>Computer-aided Design</i>
EVA	Espuma Vinílica Acetinada
HIDRITER	Desenvolvimento de processos e equipamentos para conservação de recursos hídricos
LABTUCAL	Laboratório de tubos de calor
LEPTEN	Laboratório de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia
PETROBRAS	Petróleo Brasileiro S. A.
REPLAN	Refinaria de Paulínea
UN	Nações unidas

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

A	[m ²]	Área da superfície
Be	[-]	Número adimensional de Bejan
Cp	[kJ/kgK]	Capacidade calorífica mássica
D	[m]	Diâmetro externo da aleta
D_{AB}	[m ² /s]	Coefficiente de difusão do soluto A no meio B
d	[m]	Diâmetro externo do tubo
h	[W/m ² K]	Coefficiente convectivo de transferência de calor
j_M	[-]	Fator de Chilton-Colburn
k_f	[W/mK]	Condutividade térmica do fluido
k_m	[m/s]	Coefficiente convectivo de transferência de massa
L	[m]	Distância
M	[g/mol]	Massa molar
m	[kg]	Massa
n	[kg/m ² s]	Fluxo mássico
P	[W]	Potência térmica
p	[kPa]	Pressão
Pr	[-]	Número adimensional de Prandtl
Q	[J]	Calor
q	[W/m ²]	Fluxo de calor
R	[K/W]	Resistência térmica
Re	[-]	Número adimensional de Reynolds
Sc	[-]	Número adimensional de Schmidt
Sh	[-]	Número adimensional de Sherwood
T	[°C]	Temperatura
t	[s]	Tempo
δ	[m]	Espessura
u	[m/s]	Velocidade
w	[kg/kg]	Umidade absoluta
y	[-]	Fração molar

Sobrescrito:

vap De vapor

Subscritos:

<i>A</i>	Da água
<i>a</i>	Aleta
<i>amb</i>	Ambiente
<i>ar</i>	Do fluxo de ar
<i>ar,xx</i>	Fluxo de ar correspondente a frequência xx
<i>atm</i>	Atmosférico
<i>A, i</i>	Da espécie A na interface i (líquido-gás)
<i>A, ∞</i>	Da espécie A no infinito
<i>bs</i>	Bulbo seco
<i>bu</i>	Bulbo úmido
<i>C</i>	Corrigido
<i>c</i>	Convectivo
<i>cd</i>	Condensador
<i>d</i>	Na tubulação de diâmetro d
<i>esc</i>	Escoamento
<i>ev</i>	Evaporador
<i>evap</i>	Evaporada
<i>evG</i>	Global na região do evaporador
<i>ext</i>	Externo a torre de resfriamento
<i>f</i>	Final
<i>i</i>	Na interface gás-líquido; inicial
<i>inf</i>	Área infinita
<i>int</i>	Interno a torre de resfriamento
<i>lat</i>	Latente
<i>l/g</i>	Na interface líquido-gás
<i>orv</i>	Orvalho
<i>ref</i>	Referência
<i>rec, exp</i>	Água recuperada experimentalmente
<i>rec, ideal</i>	Potencial máximo de recuperação de água
<i>rec, ótimo</i>	Estimativa de recuperação de água com aletamento ótimo
<i>rec, teo</i>	Estimativa de recuperação de água com o aletamento fabricado

s	Na saída
sat	Saturada
t	Teste; termossifão
tG	Global do termossifão
UR	Umidade relativa
w	Fluxo de circulação de água da torre; da água
$w1$	Na entrada do fluxo de água na torre
$w2$	Na saída do fluxo de água na torre
∞	No infinito

Alfabeto grego:

α	[m ² /s]	Difusividade térmica do fluido
γ	[-]	Correção de Arkmann
Δ	[-]	Diferença ou gradiente
η	[-]	Eficiência
μ	[Ns/m ²]	Viscosidade absoluta
ν	[m ² /s]	Viscosidade cinemática
ρ_i	[kg/m ³]	Concentração mássica da mistura
ρ_w	[kg/m ³]	Densidade
ω_A	[-]	Fração mássica da espécie A

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	29
1.1	OBJETIVOS.....	30
1.1.1	<i>Objetivos específicos.....</i>	<i>30</i>
1.2	ESTRUTURA DO TRABALHO.....	31
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	33
2.1	TORRES DE RESFRIAMENTO	33
2.1.1	<i>Tipos de torres de resfriamento.....</i>	<i>34</i>
2.1.1.1	Torres de resfriamento de contato indireto	34
2.1.1.2	Torres de resfriamento de contato direto	35
2.1.2	<i>Componentes da torre de resfriamento de tiragem induzida de fluxo cruzado e dupla entrada de ar.....</i>	<i>37</i>
2.1.3	<i>Princípio de operação das torres de resfriamento úmidas ...</i>	<i>43</i>
2.1.4	<i>Formação de pluma na saída da torre de resfriamento</i>	<i>45</i>
2.1.5	<i>Métodos e tecnologias de abatimento de pluma.....</i>	<i>46</i>
2.2	ESTUDOS ANTERIORES – PROJETO HIDRITER	48
2.3	TERMOSSIFÕES	51
2.3.2	<i>Resistência térmica de termossifões bifásicos.....</i>	<i>52</i>
2.3.3	<i>Fluidos de trabalho e faixas de temperatura de operação... </i>	<i>53</i>
2.3.4	<i>Operação de termossifões em condições adversas</i>	<i>53</i>
2.4	TRANSFERÊNCIA DE CALOR E DE MASSA CONVECTIVAS	54
2.4.1	<i>Correlação de convecção forçada para um cilindro circular em escoamento externo cruzado</i>	<i>54</i>
2.4.2	<i>Transferência simultânea de calor e massa na presença de um meio gasoso inerte</i>	<i>55</i>
2.5	CONTRIBUIÇÃO DO PRESENTE TRABALHO	59
3	MODELAGEM	61
3.1	FEIXE DE TERMOSSIFÕES – ESTUDO ANALÍTICO	61
3.1.1	<i>Dimensionamento das áreas dos evaporadores e condensadores dos termossifões.....</i>	<i>62</i>
3.1.2	<i>Dimensionamento das aletas</i>	<i>63</i>
3.1.2.1	Geometria das aletas	64
3.1.2.2	Espaçamento axial entre aletas	66
3.2	TORRE DE RESFRIAMENTO – ESTUDO ANALÍTICO	68
3.2.1	<i>Princípios físicos das torres de resfriamento</i>	<i>68</i>

3.2.1.2	Influência da temperatura e pressão na umidade absoluta do ar na condição de saturação	72
3.2.2	<i>Modelos e parâmetros avaliados no estudo</i>	73
3.2.2.2	Parâmetros de operação da torre em escala.....	74
3.2.2.3	Parâmetros de operação do feixe de termossifões	76
4	TESTES EXPERIMENTAIS	81
4.1	FEIXE DE TERMOSSIFÕES – ESTUDO EXPERIMENTAL.....	81
4.1.1	<i>Fluido de trabalho e razão de enchimento dos termossifões</i>	81
4.1.1.1	Montagem experimental para estudo dos termossifões	82
4.1.2	<i>Projeto do feixe de termossifões</i>	85
4.1.3	<i>Fabricação do feixe de termossifões</i>	87
4.2	TORRE DE RESFRIAMENTO – ESTUDO EXPERIMENTAL.....	90
4.2.1	<i>Torre de resfriamento real</i>	90
4.2.2	<i>Descrição da torre de resfriamento em escala 1:20</i>	92
4.2.3	<i>Descrição do aparato experimental</i>	95
4.2.3.2	Sistemas de medição e controle de variáveis	98
4.2.4	<i>Metodologia de testes</i>	106
4.2.4.1	Determinação da variação dos parâmetros de teste.....	107
4.2.4.2	Procedimento de execução de testes.....	108
5	RESULTADOS	111
5.1	ESTUDO DOS TERMOSSIFÕES	111
5.1.1	<i>Seleção do fluido de trabalho dos termossifões</i>	111
5.1.2	<i>Escolha da razão de enchimento dos termossifões</i>	114
5.1.3	<i>Comportamento dos termossifões em situação real</i>	116
5.2	TORRE DE RESFRIAMENTO OPERANDO EM VAZIO	118
5.2.1	<i>Análise e seleção dos parâmetros de teste</i>	118
5.3	TORRE DE RESFRAMENTO ASSISTIDA POR TERMOSSIFÕES	122
5.3.1	<i>Parâmetros de teste</i>	122
5.3.2	<i>Análise térmica da torre de resfriamento com os feixes de termossifões</i>	124
5.3.3	<i>Análise térmica do feixe de termossifões</i>	126
5.3.4	<i>Estimativas de recuperação de água</i>	128
5.3.5	<i>Comparação entre previsões teóricas e dados experimentais</i> 131	
5.3.5.1	Análise de incerteza da estimativa teórica da massa de água recuperada	131
5.3.5.2	Comparação entre a recuperação de água experimental e a estimada pela modelagem	132
5.3.5.3	Análise geral do consumo e recuperação de água	133

5.3.5.4	Avaliação geral do potencial de recuperação de água da tecnologia	135
6	CONCLUSÃO.....	139
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	140
	REFERÊNCIAS.....	143
	APÊNDICE A - MEDIÇÃO DA VAZÃO DE AR	147
	APÊNDICE B - ANÁLISE DE INCERTEZAS.....	151
	APÊNDICE C - PROCEDIMENTO DE NIVELAMENTO DA BANCADA EXPERIMENTAL	153

1 INTRODUÇÃO

A missão do projeto HIDRITER, (Desenvolvimento de Processos e Equipamentos para Conservação de Recursos Hídricos), parceria entre o Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL/UFSC) e PETROBRAS, iniciado no ano de 2006, é propor uma nova tecnologia passiva que permita reduzir o consumo de água em torres de resfriamento. De acordo com estudos publicados pela UN (Nações Unidas), o mundo se encontra a caminho de enfrentar uma escassez extrema de água em meados ao ano de 2030 [1]. Estima-se que no mundo cerca de 30% da água potável é retirada dos recursos hídricos pelo setor industrial, sendo as torres de resfriamento as principais fontes consumidoras de água na indústria [2]. Apesar deste consumo de água representar uma parcela significativa do consumo mundial, as mesmas vão continuar sendo utilizadas devido a sua alta eficiência e baixo custo.

Durante o funcionamento das torres de resfriamento úmidas, parte da água que circula pelo equipamento se evapora levando consigo calor latente, o que causa o efeito de resfriamento na água remanescente. O vapor gerado é arrastado pela corrente de ar que passa pelo interior da torre e acaba sendo dispersado na atmosfera. Dependendo das condições ambientais, a descarga de vapor pode assumir a forma de pluma. Uma nova quantidade de água deve ser constantemente introduzida no ciclo para suprir a água perdida pela evaporação. Por exemplo, uma torre de resfriamento com capacidade de 50.000m³/h, estima-se que aproximadamente 2% é perdido para o ambiente por efeito da evaporação. Isso implica em uma taxa de evaporação de 16kg/s, vazão de água suficiente para abastecer uma cidade de 250.000 habitantes [3].

Existem métodos aplicados na indústria para controlar a formação de pluma na saída de ar das torres de resfriamento. Cada método propõe uma diferente forma de interferir na condição psicrométrica do ar saturado que deixa a torre. Essa intervenção pode ser feita misturando o ar de saída da torre com ar ambiente, acrescentando calor ao ar de saída, ou através da adsorção da umidade do ar com produtos químicos ou mesmo pelo resfriamento do ar para reduzir a sua capacidade de conter água. O método de resfriar o ar de saída não reduz o seu estado de saturação, porém diminui a quantidade de água contida. Assim, para que se obtenha o efeito de abatimento de pluma, a temperatura do ar úmido deve ser resfriada a níveis próximos aos da temperatura ambiente.

Uma nova tecnologia vem sendo desenvolvida visando recuperar parte da água contida, sob a forma de vapor, no ar de descarga das torres

de resfriamento. O projeto HIDRITER se propõe recuperar água através da condensação resultante da redução de temperatura do escoamento úmido. A redução de temperatura se dá por meio da retirada de calor por termossifões instalados no interior da torre, onde calor é retirado do escoamento úmido e rejeitado passivamente ao ambiente. Esta é a primeira vez, desde o início do projeto que termossifões foram testados experimentalmente nesta aplicação. É importante observar que a água condensada no processo é de alta qualidade para o processo industrial, pois, sendo destilada, é isenta de impurezas, sais e outros agentes poluidores.

Para garantir a correta operação do conjunto de termossifões, ou seja, o transporte de calor quando submetidos às condições internas e externas à torre, modelos analíticos foram adaptados e usados no projeto do equipamento testado, conforme descrito nos capítulos subsequentes.

Este trabalho mostra que o dispositivo desenvolvido, que opera de forma passiva, apresenta forte potencial como método de redução de perda de água para torres de resfriamento úmidas.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo principal deste estudo é comprovar experimentalmente a capacidade de termossifões de transportar calor quando sujeitos a condições ambientais internas e externas de uma torre de resfriamento, promovendo condensação de água. O potencial de recuperação de água que pode ser alcançado com a introdução dessa tecnologia em torres de resfriamento é também avaliado.

1.1.1 Objetivos específicos

Para atingir o objetivo principal deste trabalho, os seguintes objetivos foram estabelecidos:

- Reformar, regular, caracterizar e adequar uma torre de resfriamento em escala laboratorial para receber o feixe de termossifões desenvolvido;
- Definir o fluido de trabalho e a razão de enchimento para um termossifão submetido às condições adversas de funcionamento;
- Dimensionar, projetar e fabricar um trocador de calor assistido por um conjunto de termossifões;
- Verificar experimentalmente a formação de condensação de água devido ao funcionamento do termossifão, sujeito às condições ambientais proporcionadas pela torre de resfriamento e pelo ambiente externo;

- Elaborar um modelo analítico que prediga o volume de água condensada a partir de variáveis de funcionamento da torre de resfriamento e das condições ambientais do dia;
- Realizar testes na torre de resfriamento em diferentes condições ambientais com o trocador de calor assistido por termossifões;
- Comparar os resultados de recuperação de água previstos pelo modelo analítico com os obtidos experimentalmente;
- Avaliar a viabilidade e o potencial de recuperação de água da tecnologia proposta.

1.2 Estrutura do trabalho

A presente dissertação é organizada em seis capítulos. Os parágrafos seguintes resumem brevemente a estrutura do trabalho.

No Capítulo 2, é apresentada uma revisão bibliográfica a respeito de torres de resfriamento. Os diversos tipos, configurações e componentes serão descritos, bem como seu princípio de funcionamento e fenômeno de formação de pluma. Além disso, são citadas as tecnologias existentes para abatimento de pluma e o princípio de funcionamento dos termossifões.

No Capítulo 3, é apresentado o procedimento adotado para dimensionar as superfícies dos termossifões. Em seguida, é feita uma análise das propriedades psicrométricas do ar durante a sua passagem pela torre de resfriamento. Por fim, serão descritas as correlações utilizadas no modelo analítico proposto.

No Capítulo 4, serão detalhadas as bancadas experimentais utilizadas assim como as metodologias de testes empregadas. O projeto, fabricação e validação do funcionamento do feixe de termossifões em estudo também é descrito nesse capítulo.

No Capítulo 5, resultados obtidos a partir dos testes experimentais são apresentados e avaliados, assim como as análises e estimativas feitas a partir do modelo analítico.

No capítulo final, Capítulo 6, são apresentadas a conclusão geral do trabalho e as propostas para trabalhos futuros com base nos resultados do presente estudo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica dos temas abordados na presente dissertação. A princípio serão apresentados os diferentes tipos de torres de resfriamento, dando foco em um tipo específico que é objeto de estudo do trabalho. Também serão descritos o seu princípio de funcionamento e o fenômeno de formação de pluma. Serão apresentados os métodos e tecnologias de controle e abatimento de pluma, incluindo os trabalhos realizados anteriormente no projeto Hidriter. Por fim será apresentado o princípio de funcionamento dos termossifões bem como correlações que preveem a transferência de calor sobre as superfícies às quais o dispositivo será submetido.

2.1 TORRES DE RESFRIAMENTO

Mundialmente conhecidas e utilizadas em sistemas de diversos portes, as torres de resfriamento são uma solução de baixo custo e alta eficiência para rejeição do calor residual de processos para o ambiente. Segundo Cheremisinoff e Cheremisinoff [4][1], é um equipamento que proporciona a transferência de calor entre duas massas fluidas, ou simplificada, um trocador de calor água/ar de alta eficiência. Morrison [5] define que as principais vantagens das torres de resfriamento evaporativas são o baixo consumo energético do equipamento, o tamanho relativamente compacto para proporções industriais, baixo custo da instalação devido a simplicidade do equipamento, pequena demanda de manutenção e durabilidade dos elementos mecânicos.

Quando a água muda de estado líquido para vapor, um acréscimo de energia em forma de calor deve ocorrer, que é conhecido como calor latente de evaporação. Este acréscimo de energia deve ser fornecido de alguma fonte, como o combustível no caso de uma caldeira, ou ser extraído do ambiente. As torres de resfriamento tiram proveito do calor latente de mudança de fase para resfriar a água; por este meio que o calor é extraído da água e transferido para o ar em um processo conhecido como resfriamento evaporativo. O princípio é muito simples, mas os processos de transferência de calor são um tanto quanto complexos [2]. O resfriamento evaporativo permite que a água atinja temperaturas inferiores à do ambiente. Conforme relata a norma ASHRAE [6], a torre de resfriamento utiliza a temperatura de bulbo úmido do ambiente como referência de fonte fria, que pode ser 5 °C a 16 °C menor que a temperatura de bulbo seco. Sendo assim, é possível obter um maior resfriamento da água de processo, que por sua vez viabiliza maior eficiência térmica no ciclo.

A parcela de água que circula pela torre e que se torna vapor durante o processo de resfriamento é arrastada para a atmosfera pela corrente de ar que passa pela torre. Cheremisinoff e Cheremisinoff [1] descreve que aproximadamente 1,5% a 2% da vazão de água resfriada é descarregada na atmosfera sob a forma de gotas, névoa e vapor. Apesar das perdas representarem um pequeno percentual do volume total da água, como o volume de água a ser resfriada diariamente pode ser imenso, este pequeno percentual pode representar um grande volume e pode provocar problemas ambientais, como, por exemplo, a dificuldade de reposição de água a partir de bacias hidrográficas locais.

A disponibilidade e a demanda de água variam de país para país. Entretanto, estima-se que em torno de 20% da água consumida mundialmente é destinada a indústria, sendo que torres de resfriamento são as principais fontes consumidoras de água na indústria.

2.1.1 Tipos de torres de resfriamento

As torres de resfriamento podem ser classificadas quanto ao método de fabricação, finalidade, modo de transferência de calor e o método de circulação interno de ar [7].

Dois tipos básicos de dispositivos de resfriamento evaporativos são conhecidos. O primeiro deles, a torre de resfriamento de contato direto ou aberta (Figura 2.1, a), expõe a água diretamente à corrente de ar ambiente. O segundo tipo, geralmente chamado de torre de refrigeração de circuito fechado, envolve contato indireto entre o fluido aquecido e a atmosfera (Figura 2.1, b), combinando essencialmente uma torre de resfriamento e um trocador de calor em um único dispositivo relativamente compacto.

2.1.1.1 Torres de resfriamento de contato indireto

As torres de resfriamento de contato indireto (circuito fechado) contêm dois circuitos distintos; um circuito externo, no qual a água é exposta a um fluxo de ar enquanto cai em forma de cascata sobre a superfície externa de um feixe de tubos. No interior desse feixe de tubos circula um fluxo interno. Neste, o fluido a ser resfriado não tem contato com a água e o ar do circuito externo. Durante a operação desse tipo de torre, o calor contido no fluido do circuito interno a ser resfriado difunde através das paredes dos tubos e se transfere simultaneamente para a cascata de água e para o fluxo de ar do circuito externo. Como os circuitos não tem contato entre si, este tipo de torre pode ser utilizada para refrigerar fluidos que não sejam água e/ou para evitar a contaminação do fluxo interno com sujeira do ar e impurezas.

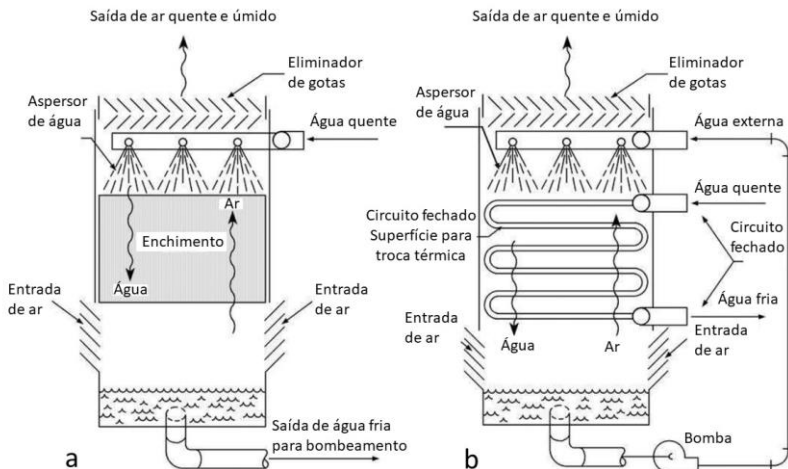


Figura 2.1– Torre de resfriamento de contato direto (a) e indireto (b) (Adaptado de [8]).

Apesar das vantagens, as torres de resfriamento de circuito fechado possuem menor eficiência de resfriamento quando comparadas as torres de resfriamento de circuito aberto. Essa inferioridade é devida às resistências térmicas adicionais e limitação da área de contato do fluido resfriado e o ar ambiente, ocasionadas pelas paredes circuito fechado.

2.1.1.2 Torres de resfriamento de contato direto

De acordo com Hensley [7], as torres de resfriamento abertas também se diferenciam quanto ao modo de indução de passagem de ar pelo seu interior. Quando não são utilizados dispositivos mecânicos (ventiladores) para induzir a passagem de um fluxo de ar pela torre, essas são chamadas de torres de tiragem natural ou atmosférica. O fluxo de ar que circula nesse tipo de torre é originado pela indução natural produzida pelos *sprays* de água ilustrado na torre “a” da Figura 2.2, ou pela diferença de densidade que existe entre o ar aquecido (menor densidade) dentro do cinturão da torre hiperbólica, e o ar ambiente relativamente frio e conseqüentemente mais denso no lado externo da torre, como demonstra o esquema “b” da mesma figura.

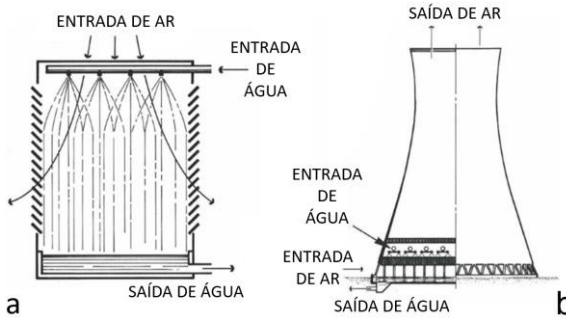


Figura 2.2– Torre atmosférica (a); torre de tiragem natural (b) (Adaptado de [7]).

Quando são utilizados ventiladores para induzir a passagem de ar ambiente pelo interior da torre, essas passam a se chamar de torres de resfriamento de tiragem mecânica. Podem ser utilizados um único ou múltiplos ventiladores para promover a passagem de uma determinada vazão de ar pelo interior da torre. O tipo de ventilador indicado, centrífugo ou axial, depende da pressão interna requerida, dos níveis de ruído permitidos no local e os requerimentos de consumo energético. A posição do ventilador também caracteriza o equipamento. Quando esse se encontra na entrada da corrente de ar externo, operando como se estivesse empurrando, ou forçando, o ar para o interior da torre, essa é denominada como torre de tiragem forçada. Quando o ventilador se encontra instalado na saída do fluxo de ar da torre, de forma a succionar o escoamento, o nome é dado como torre de tiragem induzida.

Na Figura 2.3 estão cinco esquemas (convencionais) de torres de resfriamento de tiragem mecânica. São quatro tipos de combinações, sendo que pode haver um número maior de entradas de ar dependendo da configuração. Os esquemas “a” e “b” da figura representam as torres de tiragem forçada, sendo que o modelo “a” corresponde ao tipo contracorrente e o “b” de fluxo cruzado. Os índices “c” “d” e “e” representam torres de tiragem induzida, sendo o modelo “c” de contracorrente, o “d” de fluxo cruzado e o “e” de fluxo cruzado de dupla entrada de ar. Acima do modelo “e” está uma fotografia de uma torre real do tipo “e” composta por duas células, identificadas na fotografia pela presença de dois ventiladores.

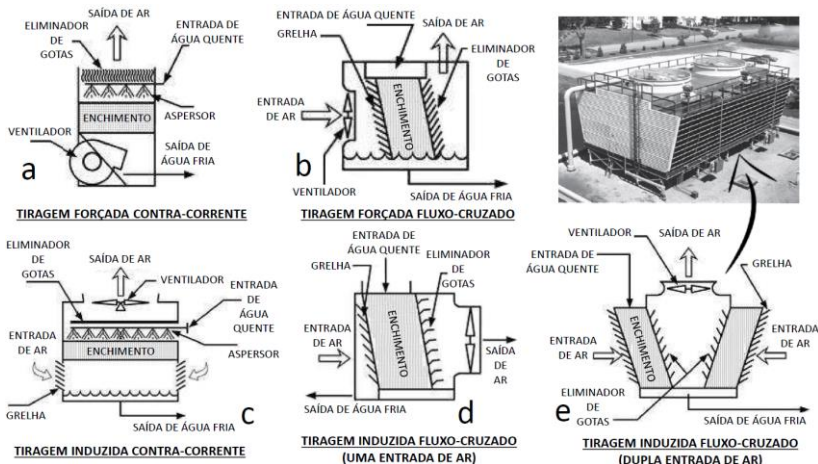


Figura 2.3– Tipos de torres de tiragem mecânica (Adaptado de [9]).

A torre de resfriamento de tiragem induzida de fluxo cruzado de dupla entrada é comumente encontrada em processos industriais de grande porte, como o de refinarias de petróleo. Devido aos dados reais de operação de uma torre com essa configuração fornecidas pela Petrobrás, esse tipo de torre de resfriamento foi definido como o objeto de estudo deste trabalho.

2.1.2 Componentes da torre de resfriamento de tiragem induzida de fluxo cruzado e dupla entrada de ar

Dentre todos os elementos que compõem uma torre de resfriamento de tiragem induzida de fluxo cruzado e dupla entrada de ar, os principais componentes envolvidos diretamente no seu funcionamento estão apresentados na Figura 2.4. A estrutura, o sistema de distribuição de água, os aspersores, o enchimento, a bandeja de recolhimento de água fria, as grelhas, os eliminadores de gotas e o ventilador serão descritos detalhadamente nesta subseção. A torre possui uma série de outros elementos e componentes, porém esses não desempenham papéis essenciais no funcionamento do equipamento.

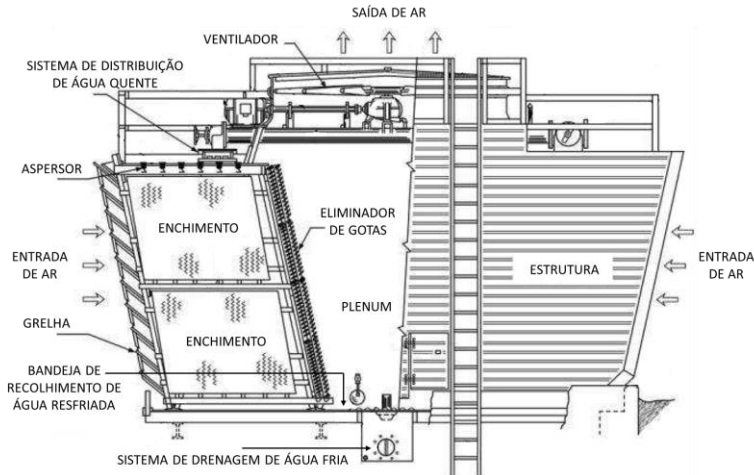


Figura 2.4– Principais elementos de uma torre de resfriamento (Adaptado de [9]).

a) Estrutura

A estrutura de uma torre de resfriamento é responsável por dar forma e sustentar todos os componentes do equipamento. Essa pode ser de fibra de vidro, concreto, madeira, metálica, polimérica, ou uma combinação desses materiais dependendo do tamanho e tipo de aplicação. Concreto é usualmente utilizado na fabricação da estrutura de torres de grande porte. Preferencialmente são utilizados materiais resistentes a corrosão, devido ao contato constante com água e umidade.

b) Sistema de distribuição de água

O sistema de distribuição de água é composto basicamente por tubulações, válvulas, conexões e unidade de bombeamento. Dimensionado para suprir a vazão exigida pelo processo, sua função é manter em circulação a linha de água que transporta o calor dos equipamentos do processo até a torre de resfriamento. No caso de torres de resfriamento com duas ou mais entradas de ar, o sistema deve ser balanceado de forma a compensar a diferença de perda de carga existente entre os lados da torre. Caso o fornecimento de água não seja balanceado, haverá disparidade no nível de resfriamento atingido entre os lados e conseqüente influência na performance do equipamento.

c) Aspersores de água

O aspersor é responsável por receber uma determinada vazão proveniente do sistema de transporte de água quente e distribuí-la uniformemente ao longo do topo do enchimento, situado logo abaixo do aspersor.

Nas torres de fluxo cruzado, o sistema de distribuição do aspersor pode ser acionado pela gravidade. A água quente é bombeada até acima do enchimento e a gravidade é responsável por fazer a água a ser arrefecida escorrer sobre o enchimento através dos orifícios localizados na base do aspersor.

d) Enchimento

O enchimento, superfície de transferência de calor, ou também conhecido como seção úmida, é um dos elementos mais importantes da torre de resfriamento. Ele é responsável por promover tanto a máxima área de contato quanto o máximo tempo de exposição da água ao fluxo de ar. Esses fatores têm influência direta na eficiência da torre. Além disso, esse elemento deve causar o mínimo de restrição, ou provocar mínima perda de carga ao fluxo de ar, de forma a não demandar demasiada potência do ventilador.

O tipo de enchimento, projetado para provocar o surgimento de gotas de água a ser arrefecida, usualmente utilizado na torre em questão, desmembra o fluxo de água proveniente do aspersor através da sequência sucessiva de barras paralelas em diferentes alturas níveis no interior da torre. As sucessivas interrupções do fluxo de água fragmentam o feixe, fazendo com que a água caia na forma de cascata. O máximo de exposição da superfície da gotícula de água ao fluxo de ar é obtida através dos repetidos obstáculos, com o constante desmembramento do feixe em pequenas gotículas, conforme mostra a Figura 2.5.

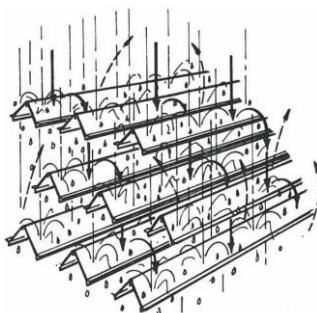


Figura 2.5– Enchimento tipo gotas [9].

O enchimento da torre de resfriamento que provoca o surgimento de gotas é caracterizado por promover reduzida perda de pressão e por não ser propício ao entupimento. Entretanto, esse componente é muito sensível ao nivelamento. As barras que o compõem devem se manter essencialmente na posição horizontal. Caso exista desnivelamento, a água e

o ar irão se "canalizar" através do enchimento em fluxos com caminhos preferenciais e distintos, comprometendo severamente a performance térmica do equipamento.

e) Bandeja de recolhimento de água resfriada

Situada na parte inferior da torre, a função da bandeja de recolhimento de água resfriada é recolher todo o fluxo de água que circula pela torre de resfriamento, após a sua passagem pelo enchimento.

f) Grelha

As grelhas, posicionadas nas entradas de ar da torre de resfriamento, têm o propósito de reter a água que circula pela torre, assim como também retificar o escoamento de ar direcionando-o para o interior do enchimento. Gotas que por ventura se desprendem da cascata de água do enchimento e sejam levadas pelo ar que circula internamente na torre, são recolhidas pelas grelhas e, pelo efeito da gravidade, retornam para o interior da torre.

g) Eliminador de gotas/névoa

Enquanto a cortina de água cai sob forma de cascata no interior do enchimento, pequenas gotículas de água se desprendem do fluxo durante o impacto com as barras do enchimento, formando uma espécie de névoa ou *spray* de água no interior do componente. O ar que cruza o enchimento, carrega consigo esta névoa para fora da torre de resfriamento. Não se pode confundir a água contida nessa névoa com a água contida no ar sob forma de vapor. A fração de vapor de água contida no fluxo de ar não é considerada névoa.

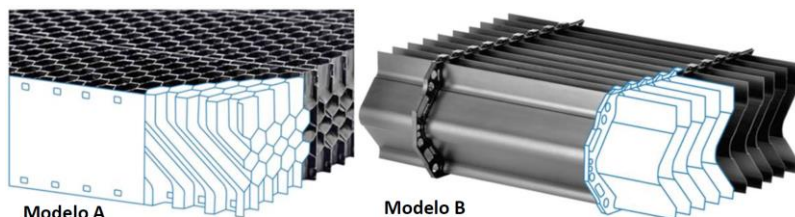
Os eliminadores de gotas removem parcialmente as gotículas de água arrastadas pelo ar de descarga por meio de mudanças súbitas na direção do escoamento. Esse componente proporciona um caminho sinuoso à passagem do ar, fazendo com que esse mude de direção múltiplas vezes. A força centrífuga resultante do escoamento age nas gotas fazendo com que as mesmas colidam e se depositem sobre a superfície do eliminador, a partir da qual são conduzidas, novamente por gravidade, para o interior da torre.

A forma desse componente exerce grande influência no comportamento do escoamento de ar. Grandes mudanças em sua geometria são notáveis nas últimas décadas, devido ao avanço aerodinâmico computacional. Empresas especializadas como a 2H e a SPX desenvolveram formas que resultam em um alto índice de recolhimento de gotas com baixo acréscimo de arrasto aerodinâmico, como apresentado na Figura 2.6. Apesar de acrescentarem perda de carga no sistema, a presença dos eliminadores ajudam a retificar e uniformizar o fluxo de ar em direção ao ventilador, auxiliando no funcionamento da máquina de fluxo. A Figura 2.7 ilustra a trajetória do fluxo úmido que deixa o enchimento. No ponto 1

uma superfície permeável estruturada proporciona contato entre o fluxo de ar e a parede dos canais do eliminador de gotas. No ponto 2 está representada a mudança súbita que o escoamento de ar sofre em seu interior. Durante essa mudança direcional, as gotículas de água sofrem influência da força centrífuga e acabam por colidir com as paredes do componente. A posição 3 representa a seção do componente em forma de colmeia que tem a função de retificar e direcionar o escoamento de ar ao ventilador. O comprimento e angulação desta seção promovem o recolhimento das gotículas e as direciona para a bandeja de recolhimento de água resfriada.

Eliminadores são normalmente classificados pelo número de mudanças direcionais ou "passes": o aumento no número de passes usualmente resulta no aumento da perda de carga. Eles são geralmente constituídos de dois ou mais passes de lâminas em configuração celular, em forma de labirinto ou colmeia.

O posicionamento no interior da torre, a forma e a função deste componente caracterizam a sua superfície como propícia à transferência de calor e sua utilização será discutida como alternativa para a introdução dos termossifões nas conclusões desse estudo.



Aplicação	Tipo	Material	Perda de névoa [%]	Velocidade frontal máxima [m/s]	Coefficiente de arrasto aerodinâmico
Torres de resfriamento de pequeno e médio porte	Modelo A	PP	0,0005	4,5	2,2
Torres de resfriamento de grande porte	Modelo B	PP	0,001	4,0	2,6

Figura 2.6– Eliminadores de gotas (Adaptado de [10]).

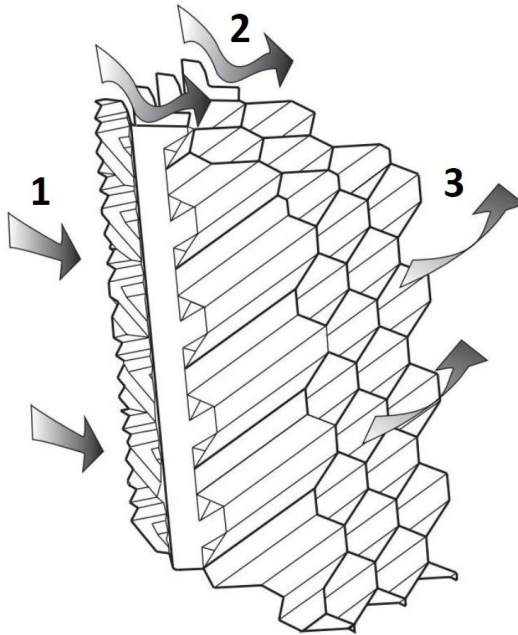


Figura 2.7– Trajetória do fluxo de ar através do eliminador de gotas [7].

h) Ventilador

As torres de resfriamento de tiragem mecânica contam com o auxílio de ventiladores para promover a passagem do fluxo de ar pelo equipamento. Os ventiladores devem mover grandes volumes de ar, eficientemente e com o mínimo de vibração possível. Predominantemente, empregam-se ventiladores de hélices, ou ventiladores axiais de baixa pressão, nas torres de resfriamento de tiragem mecânica induzida, devido a sua simplicidade e baixo custo. Segundo Cory [11], os mesmos possuem a capacidade de mover grandes quantidades de ar à relativas baixas pressões estáticas, na ordem de 10^{-1} kPa. O tamanho da hélice varia dependendo do porte do equipamento. A faixa de diâmetros mais utilizados está entre 0,5 à 10 m, no caso de aplicações em torres industriais de grande porte como mostrado na Figura 2.8. Ventiladores de grande porte apresentam baixo custo operacional. Com o avanço da tecnologia, as hélices se tornaram cada vez mais leves, com menor perda de energia parasita. O número de pás também foi reduzido, e as mesmas ganharam largura para reduzir o arrasto aerodinâmico.

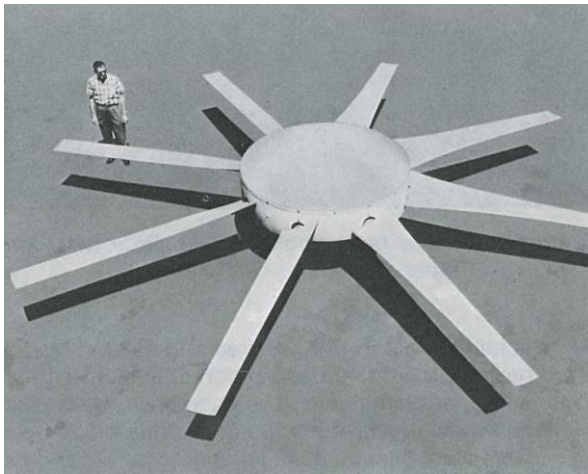


Figura 2.8– Hélice de ventilador de uma torre de resfriamento [9].

As características do escoamento de ar através da torre, desde a entrada até a saída, também sofreram alterações com o passar dos anos. Mudanças nos componentes do equipamento proporcionaram menores restrições aos fluxos: o sistema de distribuição de água e o enchimento foram projetados e posicionados de forma a promover o máximo de uniformidade nos escoamentos de ar e de água. Os eliminadores de gotas assumiram formas aerodinâmicas que, instaladas no final da passagem de ar em direção ao ventilador, possibilitam uma retificação no escoamento de ar, proporcionando uma maior eficiência à máquina de fluxo [9].

2.1.3 Princípio de operação das torres de resfriamento úmidas

Uma torre de resfriamento evaporativa arrefece a água através de uma combinação de transferência de calor e massa. Neste processo, a água a ser resfriada é exposta de forma a ter a maior área de contato possível com o ar ambiente. Para tal, aspersores, chuveiros e enchimentos são elementos que desmembram o fluxo de água em gotas resultando numa grande área de contato líquido/ar. O ar atmosférico circula internamente pelo equipamento por meio de ventiladores, correntes convectivas forçadas ou correntes de convectivas naturais, dependendo do tipo da torre de resfriamento [8].

O desempenho térmico de uma torre de resfriamento depende principalmente da temperatura do bulbo úmido do ar de entrada. Uma análise psicrométrica do ar que passa através de uma torre de resfriamento ilustra este efeito (Figura 2.9).

O ar entra na condição ambiente (ponto A), absorve calor e massa (umidade) da água e sai no ponto B em condições saturadas (dependendo das condições de operação, o ar de descarga pode não estar totalmente saturado). A quantidade de calor transferida da água para o ar é proporcional à diferença de entalpia do ar entre as condições de entrada e saída ($h_B - h_A$). Como as linhas de entalpia constante correspondem quase exatamente a linhas de temperatura constante de bulbo úmido, a mudança de entalpia do ar pode ser determinada pela mudança na temperatura do bulbo úmido do ar.

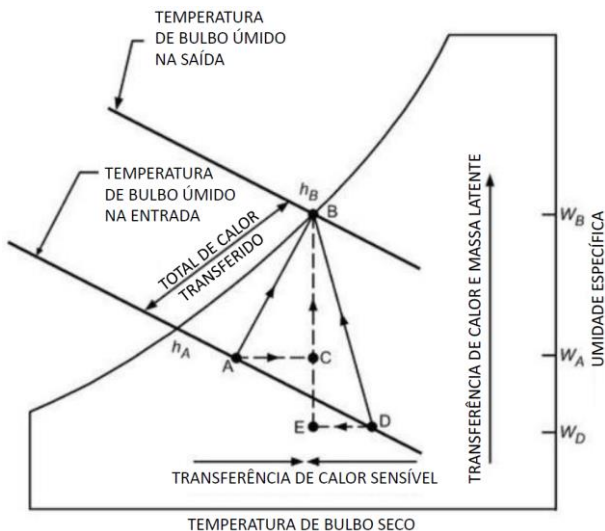


Figura 2.9– Análise psicrométrica do ar que passa pela torre de resfriamento (Adaptado de [9]).

O aquecimento do ar (Vetor AB na Figura 2.9) pode ser separado em uma componente AC, que representa a parte sensível do calor absorvido pelo ar à medida que a água é arrefecida. O componente CB, representa a porção latente. Se a condição do ar de entrada for alterada para o Ponto D na mesma temperatura de bulbo úmido, mas a uma temperatura de bulbo seco mais alta, a transferência de calor total (Vetor DB) permanece a mesma, mas os componentes sensíveis e latentes mudam drasticamente. DE representa o resfriamento sensível do ar, enquanto o EB representa o aquecimento latente à medida que a água cede calor e massa para o ar. Assim, para a mesma carga de resfriamento de água, a proporção

entre transferência de calor latente e sensível pode variar significativamente.

A relação entre calores latente e sensível é importante na análise do consumo de água de uma torre de resfriamento. A transferência de massa (evaporação) ocorre apenas na porção latente da transferência de calor, e é proporcional à mudança da umidade específica. Como a temperatura do ar seco ou a umidade relativa de entrada afetam a relação de transferência de calor latente e sensível, ela também afeta a taxa de evaporação. Na Figura 2.9, a taxa de evaporação no caso AB ($w_B - w_A$) é menor do que no caso DB ($w_B - w_D$) porque a transferência de calor latente (transferência de massa) representa uma parcela menor do total [6].

A taxa de evaporação em condições típicas de design é de aproximadamente 1% da vazão de água para cada 6,5 °C de variação da temperatura da água. Além da perda de água pela evaporação, as perdas também ocorrem por causa do arrasto de gotículas de líquido pelo o fluxo de ar que percorre a torre, gotas que saltam para fora da torre ao escorrer pelas grelhas e purga necessária para manter a qualidade da água (processo que, na verdade, ocorre fora do equipamento).

2.1.4 Formação de pluma na saída da torre de resfriamento

O ar quente descarregado pela torre de resfriamento quase sempre se encontra na condição saturada. Sobre certas condições de operação, o ar ambiente das redondezas é incapaz de absorver toda a umidade da corrente de ar descarregada pela torre, e conseqüentemente o excesso se condensa sob forma de pluma.

A formação de pluma pode ser prevista projetando uma linha reta em uma carta psicrométrica do ponto referente as condições de entrada do ar até o ponto que representa as condições de descarga Figura 2.10. A linha cruzando a curva de saturação indica a geração de pluma. Quanto maior for a área hachurada na carta psicrométrica, mais intensa será a pluma. A persistência da névoa dependerá da sua intensidade original e do grau de mistura mecânica e convectiva com o ar ambiente que dissipa a pluma.

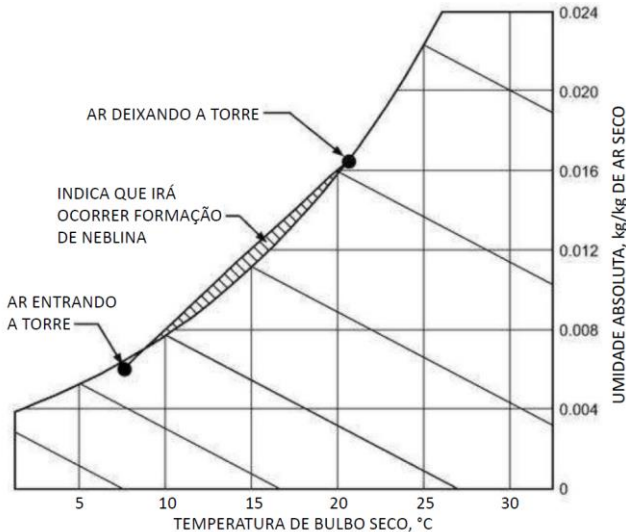


Figura 2.10—Previsão da formação de pluma pela carta psicrométrica (Adaptado de [9]).

2.1.5 Métodos e tecnologias de abatimento de pluma

Procedimentos diversos visando a redução ou prevenção de plumas têm sido aplicados, incluindo o aquecimento do ar úmido de exaustão da torre com: queimadores de gás natural, serpentinas de vapor de água, através de precipitadores ou através de reagentes químicos pulverizados na saída da torre. Entretanto, tais soluções são geralmente custosas e nem sempre são efetivas.

Torres híbridas representam uma alternativa para o abatimento de plumas, empregada com uma certa frequência na indústria, as quais são construídas a partir da aplicação conjunta de tecnologias de torres de contato direto e indireto. Em tais unidades, a descarga de ar saturado que deixa a seção úmida é misturada no interior da torre com o ar quente, e relativamente seco que sai da seção de tubos aletados, conforme mostra a Figura 2.11. A mistura de ar resultante deixa a torre na condição subsaturada, promovendo o efeito do abatimento de pluma.

Em alguns designs de torres de resfriamento híbridas, as seções trocadoras de calor úmidas e secas se combinam em paralelo (Figura 2.11, a), ou em série (posição b da mesma figura).

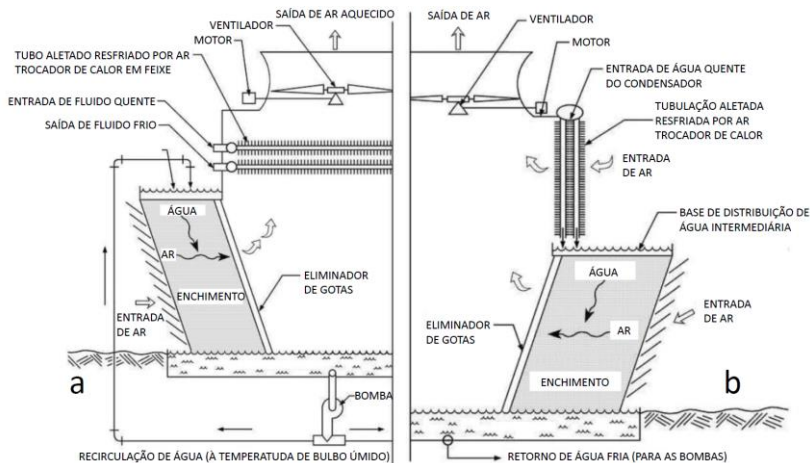


Figura 2.11– Designs de torre de resfriamento híbridas (Adaptado de [9]).

Tecnologias semelhantes ao princípio das torres de resfriamento híbridas estão disponíveis comercialmente para abatimento de neblina em torres de resfriamento.

A empresa SPX, referência internacional em tecnologia de torres de resfriamento, oferecem produtos como o Clear SKY Lindahl [12]. Assim como em uma torre híbrida, este consiste basicamente em um trocador de calor situado no caminho do ar que deixa a torre. No interior deste trocador o ar do ambiente externo é bombeado a uma determinada vazão. Assim, o ar que deixa a seção úmida da torre perde calor para o trocador, fazendo parte da umidade contida no ar se condensar. Em seguida, o ar que circula pelo interior do trocador, se mistura com o ar que deixa a torre proporcionando o efeito de abatimento de neblina.

Outra tecnologia semelhante, como a fornecida pela empresa Baltimore Air Coil Company, oferece um trocador em forma de serpentina aletada para ser instalado na saída de ar da torre. Desta vez, o trocador é refrigerado por um ciclo refrigeração externo. A redução da temperatura do fluxo úmido faz com que parte da água contida na umidade se condense proporcionando o controle de neblina [13].

Devido à crescente preocupação com o uso racional de recursos hídricos, tecnologias para recuperação de água em torres de resfriamento estão em constante desenvolvimento. Park et al. [14] investigaram o uso de tecidos com malha metálica na coleta de água de neblina, com o desenvolvimento de um modelo que prevê a eficiência da recuperação da

água retida na estrutura da malha, tendo em vista a formação de neblina local. Também foi investigada a influência de tratamentos superficiais hidrofóbicos como forma de aumentar a taxa de coleta de água.

Ghosh. et al. [15] realizaram um estudo piloto sobre a instalação de estruturas semelhantes as estudadas por Park et al. [14] na saída de ar de torres de resfriamento para captura de água da pluma. Uma estimativa de recuperação de 40% de água perdida em forma de névoa é esperada de acordo com a conclusão do artigo.

Diversos trabalhos relacionados a otimização do design e operação de torres de resfriamento úmidas tem o objetivo de reduzir o consumo de energia e conservar água. Cutillas. et al. [16] propõem um método de controle operacional de torres de resfriamento a fim de reduzir o consumo de energia e água. Deziani et al. [17] e Dehaghani e Ahmadikia [18] apontam para a utilização de torres híbridas como sendo a forma menos agressiva ambientalmente de resfriar água.

Varanasi K. et al. [19] propõe uma nova tecnologia que promete reduzir o consumo de água em torres de resfriamento evaporativas. O estudo desenvolvido no laboratório MITMECHE com a equipe liderada pelo professor Kripa Varanasi utiliza um dispositivo posicionado no topo da torre resfriamento, com campo elétrico para precipitar a pluma de vapor que escapa pelo bocal de descarga do equipamento. O dispositivo promete capturar a água contida na pluma da torre e reintroduzi-la no processo, reduzindo as perdas de água da planta.

Estudos direcionados ao aprimoramento do mecanismo de condensação sobre superfícies, como os de Lalia et al. [20], Thakur, Baji e Ranganath, [21], sugerem que revestir ou tratar a superfície onde ocorre a condensação, alterando as características de molhabilidade da mesma, é um recurso que aumentaria o potencial de condensação de estruturas resfriadas.

2.2 ESTUDOS ANTERIORES – PROJETO HIDRITER

O projeto HIDRITER visa desenvolver tecnologias que reduzam o consumo de recursos hídricos em refinarias de petróleo. Um levantamento realizado na Refinaria de Paulina, estado de São Paulo, REPLAN, revelou que o volume de água consumido por um conjunto de torres de resfriamento chega a ser de 1000 m³/h.

O ponto de partida do projeto foi o trabalho de Zimmermann et al. [22]. Este estudo explorava soluções viáveis para recuperar parte da água que evapora nas torres de resfriamento, sem comprometer a performance do equipamento. O estudo desenvolvido se baseou em dados coletados

experimentalmente durante um ano em uma torre de resfriamento de tamanho real em operação na REPLAN. Estes dados reais foram utilizados como parâmetro de entrada em uma simulação computacional de dinâmica de fluidos (CFD) e em uma análise termodinâmica que simulavam o comportamento e as propriedades da mistura de ar que deixa a torre de resfriamento. Foi certificado que o ar que deixa a torre contém grandes quantidades de água estando sempre próximo a condição saturada. A simulação computacional proporcionou orientação para o desenvolvimento de uma bancada experimental que simulava as condições de saída do ar da torre.

No mesmo ano de 2010, o trabalho Viana et al. [23] realizou uma análise dos meios e processos de desumidificação do ar visando encontrar qual o processo de maior aplicabilidade para o caso. Neste, um aparato experimental que simulava as condições internas de umidade e temperatura da torre foi desenvolvido. A condensação sobre uma placa plana refrigerada exposta a um fluxo ascendente de ar basicamente saturado foi estudado. Diferentes condições de temperatura e umidade combinadas foram testadas em diferentes angulações de placas. Foi observado potencial de recuperação de água de superfícies refrigeradas quando expostas à um fluxo úmido.

Dando sequência ao projeto, a partir da bancada experimental utilizada no estudo anterior, o trabalho Czubinski et al. [24] também estudou o mecanismo e o potencial de condensação de superfícies refrigeradas em diferentes angulações, porém agora em dois materiais diferentes e com ranhuras superficiais. Estas superfícies foram expostas a um fluxo ascendente de vapor puro de água e uma mistura de vapor de água na presença de gases não condensáveis em diferentes concentrações. Foi confirmado o potencial de condensação de água de superfícies refrigeradas, porém não foi notada influência significativa das ranhuras na condensação de vapor de água na presença de gases não condensáveis.

Um estudo realizado nessa mesma bancada experimental no ano de 2014, Costa et al. [25], verificou experimentalmente a influência da utilização de esponjas metálicas não-estruturadas, compostas de fitas metálicas planas retorcidas, como forma de aumentar a taxa de condensação em um feixe de tubos refrigerados quando expostos a uma corrente de ar úmido. Foram testadas configurações de tubos envoltos ou não por esponjas metálicas, e tubos aletados envoltos ou não por esponjas metálicas. A densidade das esponjas também foi levada em consideração. Os resultados mostraram que o feixe de tubos envolto pela estrutura metálica proporciona uma taxa de condensação semelhante à do feixe de tubos aleta-

dos sem esponjas. Apesar da maior área de contato com o ar úmido proporcionada pelas esponjas, a sua taxa de transferência de calor e conseqüentemente sua taxa de condensação, são prejudicadas devido a pequena área de condução de calor (seção transversal das fitas que formam a esponja). A resistência térmica de contato das esponjas com a parede do tubo também é desproporcionalmente maior do que a resistência condutiva proporcionada pela brasagem entre a aleta e o tubo no outro caso. Também foi constatado o aumento da taxa de condensação a medida que se aumenta a diferença de temperatura entre a corrente de ar saturado e a superfície refrigerada.

O trabalho seguinte, publicado em 2015, Pozzobon et al. [26], desenvolveu um estudo experimental em uma torre de resfriamento de tiragem induzida de fluxo cruzado de dupla entrada de ar em escala reduzida de 1:20, para um modelo real instalado em uma refinaria de petróleo. Nela, foi estudado o potencial de condensação de uma estrutura refrigerada inserida no volume vazio (“*plenum*”) da torre, em interferência com a saída de ar da seção úmida. A estrutura refrigerada era composta por um feixe de tubos nos quais circulava um fluxo de água resfriada por um ciclo externo. Também foram testadas as configurações dos tubos envoltos ou não por esponjas metálicas e tubos aletados envoltos ou não por esponjas metálicas. Novamente foi constatado favorável a utilização de estruturas resfriadas para condensar e recuperar água da corrente de ar úmida que deixa as torres de resfriamento.

Por último, no ano de 2016, o artigo de Mantelli [3] apresentou uma revisão completa de todo o trabalho desenvolvido na recuperação de água de torres de resfriamento pela equipe do Labtucal. O artigo relata o processo evolutivo do projeto através das conclusões obtidas nos trabalhos que foram desenvolvidos no decorrer do tempo. Estão descritas as condições favoráveis à recuperação de água na saída das torres de resfriamento, justificadas por simulação numérica e dados reais de operação. Simulações e experimentos que indicam o posicionamento onde a tecnologia teria a menor interferência na performance do equipamento. Estudos experimentais que comprovaram o potencial de condensação de estruturas refrigeradas, tanto em uma célula de controle quanto em uma torre de resfriamento em escala reduzida. O artigo aponta como favorável a aplicação de esponjas metálicas como extensão de área das superfícies refrigeradas. Por fim o trabalho propõe a utilização de um arranjo de termosifões como meio de transportar o calor passivamente da corrente de ar úmido para o ambiente externo a torre.

2.3 TERMOSSIFÕES

De acordo com Mantelli [27], termossifões bifásicos, também conhecidos como tubos de calor assistidos pela gravidade, são dispositivos de alta eficiência utilizados para transferir calor. Eles operam em ciclos fechados de duas fases, utilizando o calor latente de vaporização e condensação do fluido de trabalho para transferir energia em forma de calor. Basicamente, um termossifão consiste em um tubo metálico evacuado, onde um certo volume de fluido de trabalho é inserido. Ele é composto por um evaporador e um condensador, enquanto uma região adiabática pode existir para separar essas duas seções, conforme mostra a Figura 2.12. Na seção do evaporador, calor é fornecido ao tubo vaporizando o fluido de trabalho contido nessa região. O vapor do fluido de trabalho gerado viaja até a seção do condensador, onde calor é removido, condensando esse vapor nas paredes internas do tubo. Por conseguinte, o condensado resultante retorna ao evaporador devido a ação da gravidade, fechando o ciclo. Para funcionar propriamente, o evaporador do termossifão deve estar localizado abaixo do condensador. Esses dispositivos são completamente passivos, ou seja, apenas necessitam da gravidade para operar. Devido a sua simplicidade, baixo custo e robustez, os termossifões são dispositivos altamente aplicáveis a indústria, especialmente aquelas que contém grandes equipamentos.

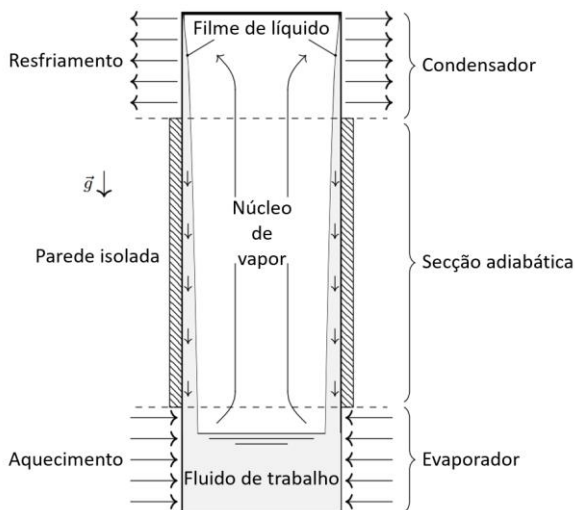


Figura 2.12– Desenho esquemático do funcionamento de um termossifão [28].

2.3.2 Resistência térmica de termossifões bifásicos

A resistência térmica global de um termossifão ($R_{tG} [K/W]$) é definida pela razão entre a diferença de temperatura do evaporador e do condensador e a potência térmica transferida, determinada através da expressão:

$$R_{tG} = \frac{\bar{T}_e - \bar{T}_c}{P_t}. \quad (2.1)$$

Onde o numerador representa a diferença entre as médias das temperaturas ao longo do evaporador e do condensador $[K]$ e o denominador, a taxa de transferência de calor $[W]$.

A resistência quantifica a “dificuldade” do termossifão de transportar calor. Assim, quanto mais próximo de zero, menor é a resistência térmica global e mais eficiente é o dispositivo. No caso da resistência próxima de zero, as temperaturas do evaporador e do condensador se aproximam, tendendo a se igualar.

Mantelli [27] apresenta a resistência térmica global de um termossifão bifásico como sendo composta de dez resistências combinadas em circuitos térmicos. Entre elas estão: as resistências externas ao evaporador e ao condensador; a resistência de condução radial e axial através das paredes do tubo; as resistências de evaporação e condensação, inerentes ao processo de mudança de fase do fluido de trabalho, as resistências associadas as interfaces líquido/vapor; a resistência devido à queda de temperatura de saturação entre o evaporador e o condensador, ocasionada pela queda de pressão ao longo do termossifão.

Apesar de existirem correlações na literatura para todas as resistências anteriormente citadas, apenas as resistências térmicas externas ao evaporador e ao condensador serão abordadas neste trabalho, uma vez que, tendo em vista as condições as quais o termossifão será exposto, todas as demais resistências são desprezíveis quando comparadas as externas superficiais. Assim, a resistência térmica global do termossifão é:

$$R_{tG} \approx \frac{1}{h_{ev}A_{ev}} + \frac{1}{h_{cd}A_{cd}}, \quad (2.2)$$

onde h_{ev} e $h_{cd} [W/m^2K]$ representam os coeficientes convectivos de transferência de calor, externo ao tubo na região do evaporador ou do condensador, e A_{ev} e $A_{cd} [m^2]$ representam as áreas das superfícies externas das respectivas seções.

2.3.3 Fluidos de trabalho e faixas de temperatura de operação

Cada aplicação de termossifão possui uma faixa de temperatura particular na qual o dispositivo deve operar. Desta forma, o fluido de trabalho deve ser apropriado para esta faixa de temperatura. A Tabela 2.1, extraída de Reay. et al. [29] lista alguns dos fluidos de trabalho comumente utilizados em termossifões.

Tabela 2.1– Fluidos de trabalho e faixas de temperatura de operação [29].

Fluido	Ponto de fusão [°C]	Ponto de ebulição [°C]	Faixa de aplicação [°C]
Hélio	-271	-261	-271 à -269
Nitrogênio	-210	-196	-203 à -160
Amônia	-78	-33	-60 à 100
Pentano	-130	28	-20 à 120
Acetona	-95	57	0 à 120
Metanol	-98	64	10 à 130
Flutec PP2	-50	76	10 à 160
Etanol	-112	78	0 à 130
Heptano	-90	98	0 à 150
Água	0	100	30 à 200
Tolueno	-95	110	50 à 200
Flutec PP9	-70	160	0 à 225
Thermex	12	257	150 à 350
Mercurio	-39	361	250 à 650
Césio	29	670	450 à 900
Potássio	62	774	500 à 1000
Sódio	98	892	600 à 1200
Lítio	179	1340	1000 à 1800
Prata	960	2212	1800 à 2300

Além da faixa de operação do termossifão, a toxicidade e a compatibilidade do fluido de trabalho com o material do tubo também devem ser levadas em consideração. A incompatibilidade do fluido e o material por exemplo, pode acarretar em diversos problemas como a formação de gases não condensáveis, corrosão do material e decomposição do fluido de trabalho.

2.3.4 Operação de termossifões em condições adversas

De acordo com Mantelli [27], a operação dos termossifões é sensível a razão de enchimento do fluido de trabalho. A capacidade máxima de transferência de calor de um termossifão carregado com um volume de fluido abaixo do ideal pode ser significativamente reduzida. Por outro

lado, fluido em excesso pode se acumular na seção condensadora, acarretando num aumento da resistência térmica, e conseqüentemente numa redução da capacidade de transportar calor do termossifão.

Ong e Haider-E-Alahi [30] estudaram a performance de um termossifão carregado com o refrigerante R-134a. Diferentes razões de enchimento deste fluido de trabalho foram testadas, com o dispositivo submetido a condições prescritas de temperatura nas seções evaporadora e condensadora. Os resultados obtidos mostraram que uma diferença mínima de temperatura de 3°C é necessária para que o termossifão opere e, no caso de mudanças nas temperaturas prescritas do evaporador e do condensador, o regime permanente é reassumido em menos de um minuto.

Li, Akbarzadeh e Johnson [31], em sua pesquisa verificaram as características de transferência de calor de termossifões sobre condições de baixa diferença de temperatura entre as seções do evaporador e condensador. Estes pesquisadores testaram termossifões na posição vertical, carregados com água ou com outros dois tipos de fluidos refrigerante, concluindo que os fluidos refrigerantes conseguem atingir o *start-up* e manter o regime permanente de operação, mesmo quando sujeitos a baixas diferenças de temperatura entre as seções de evaporador e condensador. Por outro lado, quando carregado com água, o dispositivo só alcançou regime permanente aos 48°C.

2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR E DE MASSA CONVECTIVAS

Para efeito de quantificar a transferência de calor nas superfícies externas das seções do termossifão, correlações consolidadas da literatura foram selecionadas de acordo com as condições a que o termossifão em estudo foi submetido.

2.4.1 Correlação de convecção forçada para um cilindro circular em escoamento externo cruzado

Na literatura existem diversas correlações dedicadas a previsão de trocas de calor por convecção para um cilindro circular em escoamento externo cruzado. Uma revisão detalhada das muitas correlações desenvolvidas para este caso é fornecida por Morgan [32].

Neste trabalho, a correlação envolvendo o número adimensional de Nusselt proposta por Churchill e Bernstein [33] foi selecionada para caracterizar o escoamento externo cruzado em um cilindro circular. A mesma, recomendada para $Re_d Pr > 0,2$, possui a forma de:

$$\overline{Nu}_d = \frac{h_c d}{k_f} = 0,3 + \frac{0,62 Re_d Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_d}{282.000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (2.3)$$

onde k_f é a condutividade térmica do fluido, d o diâmetro externo do tubo, h_c o coeficiente convectivo de transferência de calor previsto por essa correlação, Pr é o número adimensional de Prandtl, e Re_d o número adimensional de Reynolds para escoamento perpendicular a um tubo de diâmetro d , dado por:

$$Re_d = \frac{u_{esc} d}{\nu} \quad (2.4)$$

A velocidade do escoamento que cruza perpendicularmente a superfície externa do tubo é dada por u_{esc} [m/s], e ν é a viscosidade cinemática do fluido [m²/s].

Apesar da literatura reportar que a Eq. (2.3) é comumente utilizada para se prever com razoável precisão os fenômenos convectivos em escoamentos externos sobre tubos, deve-se notar que, em aplicações práticas, não se deve esperar uma precisão melhor do que 20% [34].

2.4.2 Transferência simultânea de calor e massa na presença de um meio gasoso inerte

Esta seção descreve e propõe um equacionamento para o processo de condensação que ocorre nas superfícies dos evaporadores.

No interior da torre de resfriamento, um fluxo úmido gasoso, composto de uma mistura de vapor de água com ar (gás inerte), escoo pelo volume vazio (“*plenum*”) em direção ao ventilador. Note-se que o ar, formado por componentes tais como o nitrogênio, o oxigênio e outros, é dito inerte pois não sofre mudança de fase. Quando esta mistura encontra uma superfície resfriada (evaporador do feixe de termossifões, no presente caso), a diferença de temperatura provoca um fluxo de calor e massa proveniente da mistura de gases em direção a parede resfriada, que, por sua vez, proporciona condensação de vapor, formando um filme líquido.

O ponto de orvalho, ou temperatura de orvalho, é a temperatura na qual o ar deve ser resfriado para ficar saturado com vapor de água. Desta forma, caso será resfriado além deste ponto, o vapor de água contido no ar irá condensar para formar água líquida (orvalho). Considere-se a Figura 2.13 como sendo a representação de uma fração do volume do evaporador, contendo uma região da parede vertical resfriada, um filme de condensado (líquido) e a mistura binária vapor-ar, que escoam perpendicularmente ao desenho. Uma vez que a temperatura da superfície é menor do que a temperatura de orvalho do ar naquelas condições do escoamento, condensação é observada. Considerando-se equilíbrio termodinâmico sobre a superfície da película condensada, a fração mássica do vapor na camada de gás varia entre ω_{Ai} em $x=0$, e $\omega_{A\infty}$, em $x = x_1$. Para que o vapor continue a condensar, vapor deve se dirigir para a parede fria a assim é necessário haver uma diferença $\omega_{A\infty}$ e ω_{Ai} . Como a parede está mais fria, calor difunde-se pelo líquido, atingindo a camada de gás, provocando o surgimento de uma diferença de temperatura na região $0 < x < x_1$, a qual provoca resfriamento sensível do gás. Além disto, o calor absorvido no processo de mudança de fase vapor-líquido também resfria a camada de gás [35].

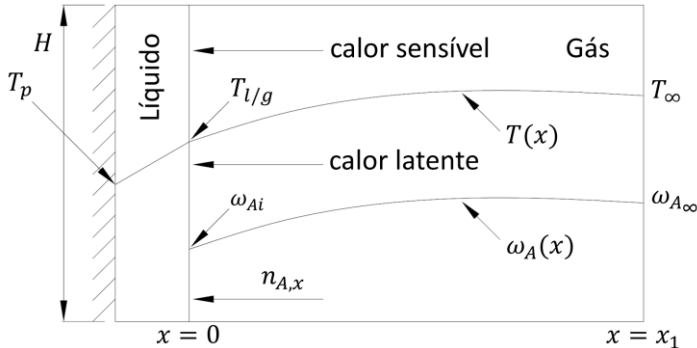


Figura 2.13– Esquema da condensação de vapor (adaptado de [35]).

A energia absorvida neste processo pode ser calculada pela seguinte equação, apresentada por Cremasco. et al. [35], que representa o fluxo de calor global (sensível e latente) que atravessa a fase gasosa:

$$q''_{eG} = \underbrace{h_c(T_{l/g} - T_{int})}_{\text{Sensível}} \frac{\gamma}{(1 - e^{-\gamma})} + \underbrace{k_m \left(\frac{\omega_{Ai} - \omega_{A\infty}}{1 - \omega_{Ai}} \right) \rho_i h_{lv}}_{\text{Latente}} \quad (2.5)$$

A parcela mais à direita representa o fluxo de calor em razão da mudança de fase, onde h_{lv} representa o calor latente de mudança de fase da água. Na parcela devida ao fluxo de calor sensível, $(T_{int} - T_{l/g})$ é a diferença de temperatura entre a temperatura da mistura gasosa e a interface gás-líquido, obtida a partir de uma média entre a temperatura da parede e a temperatura no seio do fluxo da mistura. O termo $\gamma/(1 - e^{-\gamma})$, também conhecido como fator de Arckmann, representa a influência do fluxo mássico no fluxo de calor sensível, sendo γ calculado por:

$$\gamma = \left(\frac{n_{A,i} C p_A}{h_c} \right) \quad (2.6)$$

em que, $C p_A$ é a média das capacidades caloríficas $[kJ/kgK]$ do vapor de água na interface líquida e no infinito. Já $n_{A,i}$ é o fluxo mássico na interface gás-líquido, estimado a partir da equação:

$$n_{A,i} = k_m (\omega_{Ai} - \omega_{A\infty}) \rho_i \quad (2.7)$$

Onde, as frações mássicas ω_{Ai} e ω_{∞} podem ser calculadas por:

$$\omega_{Ai} = y_{Ai} \frac{M_A}{M_i} \quad (2.8)$$

$$\omega_{A\infty} = y_{A\infty} \frac{M_A}{M_{\infty}} \quad (2.9)$$

em que M_A , M_i e M_{∞} são as massas molares da água, da mistura ar/água junto à interface gás-líquido e da mesma mistura no infinito respectivamente. y_{Ai} e $y_{A\infty}$ são as frações molares da espécie A na interface gás-líquido e no infinito, dadas por:

$$y_{Ai} = \frac{p_{Ai}^{vap}}{p} \quad (2.10)$$

$$y_{A\infty} = \frac{p_{A\infty}^{vap}}{p} \quad (2.11)$$

Os termos p_{Ai}^{vap} , $p_{A\infty}^{vap}$ são as pressões parciais de vapor de água na interface e no infinito e p a pressão total.

O termo ρ_i indicado na Eq. (2.7) representa a concentração mássica da mistura na interface gás-líquido, considerada como mistura gasosa ideal pela equação:

$$\rho_i = \frac{pM_i}{RT_i} \quad (2.12)$$

onde o termo R representa a constante universal dos gases perfeitos.

Também na Eq. (2.7), k_m é o coeficiente de convecção forçada de transferência de massa, calculado a partir do número adimensional de Sherwood, dado por:

$$Sh = \frac{k_m d}{D_{AB}} \quad (2.13)$$

O número adimensional de Sherwood, por sua vez, pode ser obtido por meio do fator de Chilton-Colburn (j_M), o qual, para o escoamento ao redor de corpos bojudos [36], é dado por:

$$j_M = \frac{Sh_d}{Re_d Sc^{1/3}} \quad (2.14)$$

Bedingfield e Drew [37] propõem a seguinte expressão, válida para correntes gasosas escoando perpendicularmente a um corpo cilíndrico:

$$j_M = \frac{0,281}{Re_d^{0,5}} Sc^{0,107} \quad (2.15)$$

Na Eq. (2.13), D_{AB} caracteriza o coeficiente de difusão calculado utilizando a correlação de Fuller. et al. [38], a partir de um coeficiente de difusão conhecido para uma outra temperatura e pressão:

$$\frac{D_{AB|T_i,P}}{D_{AB|T_{ref},P_{ref}}} = \left(\frac{p_{ref}}{p}\right) \left(\frac{T_{ref}}{T_i}\right)^{1,75} \quad (2.16)$$

Na equação acima p_{ref} é a pressão atmosférica ao nível do mar, T_{ref} é a temperatura de referência de 25°C, ou 298,15K e $D_{AB|T_{ref},P_{amb}}$ é um coeficiente de difusão do vapor de água no ar, conhecido nessa temperatura e pressão de referência.

2.5 CONTRIBUIÇÃO DO PRESENTE TRABALHO

Na revisão bibliográfica apresentada é mostrado que não existe na literatura nenhum equipamento similar ao proposto no Projeto HIDRITER, e seu desenvolvimento, por si só, representa uma grande contribuição ao estado da arte. No contexto do supracitado projeto, a presente dissertação apresenta contribuições inéditas. Diante do potencial de recuperação de água com a aplicação de termossifões em torres de resfriamento indicado pelos estudos anteriores do projeto HIDRITER, no presente trabalho é proposto um estudo analítico e experimental em uma torre de resfriamento em escala 1:20, que opere em condições que simulem uma torre real em operação na indústria. Neste estudo, dois feixes de termossifões foram instalados na torre em escala reduzida, previamente disponível no laboratório. Primeiramente, foi verificada experimentalmente a capacidade de transporte de calor dos termossifões quando submetidos as condições internas e externas a torre de resfriamento. Depois, foi verificada a capacidade desse dispositivo em proporcionar condensação de parte do vapor de água contido no fluxo de ar descarregado pela torre de resfriamento. Os volumes de água recuperados, que dependem das condições de operação da torre e das condições climáticas do dia, foram avaliados analítica e experimentalmente. Foram realizadas previsões de recuperação de água baseadas em um modelo analítico proposto, cujos resultados foram comparados com os dados experimentais obtidos. Por fim, com os resultados e estimativas obtidos foi levada a efeito em ampliação de escala para uma torre real em operação na indústria, visando avaliar o potencial de recuperação de água da tecnologia proposta.

3 MODELAGEM

Adiante neste trabalho (Capítulo 4) será apresentada com detalhes uma miniatura da torre de resfriamento em escala 1:20 construída no laboratório, com a intenção de se verificar experimentalmente se termossifões instalados na saída de ar de torres de resfriamento são eficazes na recuperação parcial da água perdida para o ambiente. Para que se entenda detalhes do funcionamento do feixe de termossifões, faz-se necessário que, neste capítulo, aspectos teóricos de dimensionamento do feixe e parâmetros analisados na torre experimental sejam abordados. A torre de resfriamento experimental desenvolvida é do tipo de tiragem induzida, de fluxo cruzado, de dupla entrada de ar e opera dentro dos mesmos princípios descritos na Subseção 2.1.3.

Este capítulo foi dividido em duas seções. A primeira se refere ao procedimento adotado para dimensionar o feixe de termossifões. A segunda seção apresenta uma analogia que permite um melhor entendimento da operação de torres de resfriamento, focando nos processos que levam à perda de água para o ambiente. Nesta seção também são apresentados procedimentos de cálculo e modelos adotados para a predição e controle do funcionamento da torre em estudo.

3.1 FEIXE DE TERMOSSIFÕES – ESTUDO ANALÍTICO

Nesta seção está descrito o procedimento adotado para o dimensionamento do feixe de termossifões. Um estudo prévio, realizado no contexto do Projeto HIDRITER, em uma torre real (mais detalhes adiante neste texto), foi possível conhecer os parâmetros de operação de uma torre de resfriamento real, de tiragem induzida, de fluxo cruzado, de dupla entrada de ar. Com isto, foi também possível estimar as condições do escoamento e temperaturas a que estariam sujeitas as duas seções internas e externas de um feixe de termossifões supostamente instalados nesta torre.

Os comprimentos e as áreas das seções do dispositivo foram dimensionados de maneira a atender os seguintes objetivos: absorver a maior quantidade de calor possível, quando da passagem do fluxo de ar quente e úmido pela seção do evaporador e rejeitá-lo no ambiente externo a que está exposto o condensador. Para compensar e equilibrar as trocas térmicas, aletas foram projetadas, visando-se o aumento das áreas de troca de calor e assim, a condensação do maior volume possível de água. Correlações e modelos reportados em referências afins foram utilizados para dimensionar as aletas e determinar o espaçamento ideal entre elas.

3.1.1 Dimensionamento das áreas dos evaporadores e condensadores dos termossifões

A seção evaporadora do feixe de termossifões é sujeita a um regime de convecção forçada de ar basicamente saturado (umidade relativa de 90% ou maior), de velocidade aproximadamente constante, com temperatura inferior à da entrada da água quente na torre ($\sim 45^{\circ}\text{C}$) e acima da temperatura ambiente ($\sim 22^{\circ}\text{C}$). Em outras palavras, a condição externa na parede do evaporador é de convecção forçada de fluxo cruzado em um tubo cilíndrico na posição vertical, onde ocorre mudança de fase, na presença de gases não condensáveis com temperatura da parede prescrita. Nessas condições, o fluxo de calor absorvido no evaporador por um termossifão pode ser descrito pela Eq. (2.5), ou, de acordo com Cremasco [35], da forma simplificada:

$$q_e'' = h_{evG}(\bar{T}_{ev} - T_{int}) \quad (3.1)$$

em que h_{evG} é o coeficiente convectivo global de transferência de calor do evaporador. Para o caso estudado, este coeficiente é função basicamente da velocidade do escoamento. A temperatura, pressão e as condições de saturação do escoamento tem pouca influência em sua magnitude, devido à pequena faixa de variação desses parâmetros nas condições de operação da torre. \bar{T}_{ev} é a média das temperaturas ao longo da seção evaporadora, e T_{int} a média da temperatura do escoamento que passa pela superfície externa da seção evaporadora dos termossifões.

Na outra extremidade do termossifão, no lado externo do equipamento, localiza-se o condensador, sujeito às condições climáticas do dia. Essa condição pode ser de convecção forçada ou natural, que depende das correntes de ar e dos ventos. Além do tipo de regime, a temperatura da superfície do condensador também sofre variações ao decorrer do dia. O modelo utilizado para estimar este coeficiente de transferência de calor h_c , foi descrito anteriormente conforme a Eq. (2.3). Este coeficiente é função da temperatura da interface líquido/gás e da velocidade e temperatura do escoamento.

A razão entre os coeficientes de transferência de calor do evaporador e condensador são avaliadas no gráfico da Figura 3.1, em função da velocidade dos ventos externos. A velocidade do escoamento que passa pelo evaporador do termossifão foi considerada constante e igual a 1,5m/s. O eixo vertical do gráfico desta figura representa a razão entre os coeficientes convectivos, dados pelas Eqs. (2.3) e (3.1). Os parâmetros de velocidade e temperatura utilizados nestas equações são típicos de uma

torre em funcionamento. Valores acima da unidade no eixo das ordenadas representa predominância do coeficiente interno sobre o externo. Valores abaixo da unidade, significam que o condensador transfere mais calor por unidade de área que o evaporador.

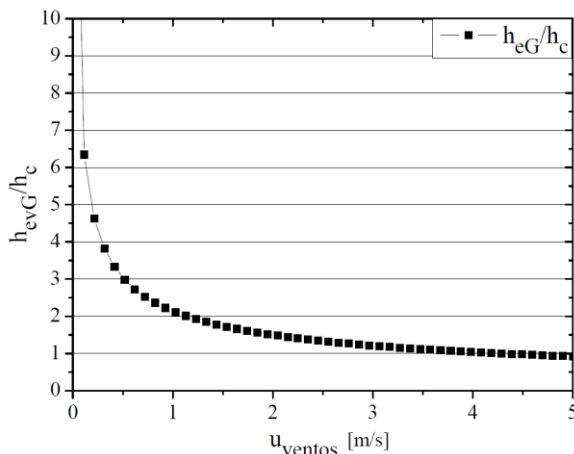


Figura 3.1– Razão entre os coeficientes de transferência de calor em função da velocidade dos ventos externos.

De acordo com a curva gerada, o coeficiente interno é maior que o externo, até a faixa dos 4 m/s de velocidade do vento (que atua no lado externo da torre, no condensador). A velocidade de 4 m/s representa a uma condição de um dia com ventos fortes. Sendo assim, o comprimento do condensador foi dimensionado como sendo o dobro do comprimento do evaporador, para compensar a condição inferior de transferência de calor do lado externo. Esta compensação é importante pois, em situações de condições externas desfavoráveis à troca térmica (calor absorvido no evaporador maior do que a capacidade de rejeição no condensador), o condensador torna-se o fator limitante do processo. Em alguns testes foi observada essa condição, conforme descrito no Capítulo 5.

3.1.2 Dimensionamento das aletas

Uma vez conhecida a proporção entre áreas do evaporador e do condensador, as aletas dimensionadas estão diretamente associadas ao número de termossifões no trocador de calor, que, por sua vez, é limitado pelo volume externo que o equipamento pode ocupar, principalmente pela sua dimensão lateral. Visando um melhor aproveitamento do material da

chapa (ver seções posteriores), as aletas consideradas têm forma retangular. Entretanto, para efeito de simplificação dos cálculos, foram utilizados modelos de aletas anulares. Na realidade, aletas retangulares têm uma área total de troca de calor convectiva um pouco maior que as circulares, resultando em um pequeno acréscimo na massa de água condensada.

3.1.2.1 Geometria das aletas

De acordo com Bergman e Incropera [34] a eficiência de uma única aleta anular com perfil retangular de extremidade adiabática é descrita pelo conjunto de equações:

$$\eta_a = C_2 \frac{K_1(m(d/2))I_1(m(D/2)) - I_1(m(d/2))K_1(m(D/2))}{K_0(m(d/2))I_1(m(D/2)) - I_0(m(d/2))K_1(m(D/2))} \quad (3.2)$$

$$C_2 = \frac{(2(d/2)/m)}{((D_c/2)^2 - (d/2)^2)} \quad (3.3)$$

$$(D_c/2) = (D/2) + (t/2) \quad (3.4)$$

$$m = \left(\frac{2\bar{h}}{k\delta} \right)^{1/2} \quad (3.5)$$

onde $(D/2)$ e $(d/2)$ são, respectivamente, os raios externo e interno das aletas anulares. $(D_c/2)$ é o raio externo corrigido, tendo em vista a condição de extremidade adiabática admitida na solução. I_0 , K_0 , I_1 e K_1 representam funções de Bessel de ordem zero e primeira ordem, de primeiro e segundo tipos, respectivamente, \bar{h} é o coeficiente de transferência de calor médio, δ a espessura da aleta e k a condutividade térmica do material.

O gráfico apresentado na Figura 3.2 ilustra a eficiência em função de seu diâmetro externo, tanto para aletas do evaporador quanto do condensador, onde observa-se uma queda na eficiência à medida que a aleta aumenta seu comprimento. Assim, para manter o trocador com uma alta eficiência sem a necessidade de se colocar muitos termossifões (o que aumentaria muito o custo do equipamento), foi estabelecido que a aleta teria uma eficiência mínima de 80%.

Deve-se considerar que uma alta eficiência nas aletas que se encontram no interior da torre é imprescindível para garantir grandes taxas de condensação de vapor do ar úmido. Conforme a definição de eficiência de uma aleta, quanto mais próxima a temperatura das extremidades da aleta estiver da parede do evaporador do termossifão, maior será a eficiência da aleta. Além disso, a temperatura de toda a superfície da aleta deve se manter abaixo da temperatura de orvalho do fluxo úmido para que a condensação ocorra. Caso a aleta tenha baixa eficiência, esta não é capaz de drenar calor do fluxo cedido pelo escoamento úmido até o termossifão, de forma que a temperatura das extremidades tende a aumentar e se estabilizar acima da temperatura de orvalho, conseqüentemente fazendo com que o processo de condensação não ocorra.

Outro parâmetro geométrico importante é a espessura da aleta. Uma espessura de um milímetro foi selecionada como ideal por manter alto os níveis de eficiência e apresentar custos de fabricação razoáveis. No presente trabalho, foram fabricados trinta termossifões de cobre, com trinta e duas aletas, totalizando novecentos e sessenta aletas. Espessuras de chapas comerciais inferiores a um milímetro resultariam em complicações de soldagem durante o processo de fabricação. Além disso, aletas mais finas apresentam, menor eficiência, o que implicaria na necessidade de utilização de maior número de termossifões. Por outro lado, aletas feitas de chapas de espessuras superiores a um milímetro não se justificam, pois o pequeno ganho de eficiência das aletas não compensa o acréscimo de custo do uso de chapas de maior espessura.

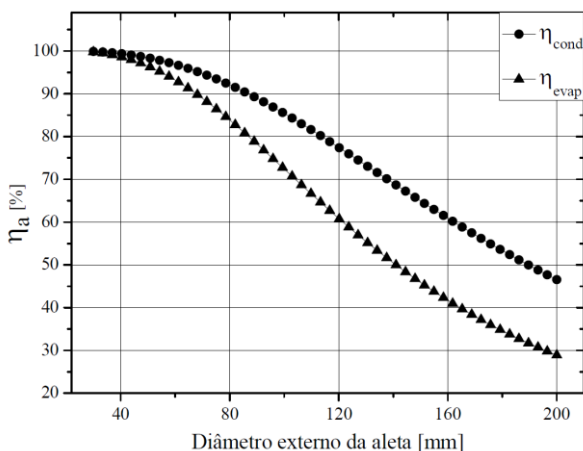


Figura 3.2– Eficiência da aleta em função do diâmetro externo da aleta.

Com a eficiência mínima das aletas definida em 80%, foi estabelecido o diâmetro externo de 80mm para todas as aletas do termosifão. Para este diâmetro, a eficiência das aletas do evaporador e do condensador se situam entre 80 a 90%.

3.1.2.2 Espaçamento axial entre aletas

Também foi dimensionado o espaçamento axial ótimo entre as aletas. Bejan [39], sugere a seguinte expressão para determinar o espaçamento entre aletas, visando a máxima condutância de calor global:

$$\frac{L_{otm}}{D} \cong 2,7 \left(\frac{\Delta p D^2}{\mu \alpha} \right)^{-1/4} \quad (3.6)$$

O termo entre parênteses também é conhecido como o número adimensional de Bejan expresso por:

$$Be = \frac{\Delta p L^2}{\mu \alpha} \quad (3.7)$$

Para utilizar a Eq. (3.6), seria necessário conhecer, ou mesmo ter uma estimativa do termo de diferença de pressão, Δp . Como não se tem domínio sobre essa variável, utilizou-se a expressão da queda de pressão resultante do escoamento de Hagen-Poiseuille [40], que relaciona a velocidade média do escoamento com a diferença de pressão através do canal formado pelo espaçamento entre duas aletas, dada por:

$$u = \frac{L^2}{12\mu} \frac{\Delta p}{D}. \quad (3.8)$$

Isolando o termo Δp e aplicando na Eq. (3.6), o espaçamento ótimo pode ser representado por:

$$L_{otm} \cong 2,01044 \left(\frac{D\alpha}{u_{esc}} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (3.9)$$

em que o termo α corresponde a difusividade térmica do fluido [m^2/s]. Considerando-se o diâmetro externo de oitenta milímetros estabelecido anteriormente, o espaçamento ótimo entre aletas torna-se uma função apenas da velocidade do escoamento que passa pela seção aletada. Como já foi observado anteriormente, as seções evaporadora e condensadora do

feixe de termossifões são sujeitas às condições distintas de escoamento. A velocidade dos ventos externos, que cruzam a seção condensadora, é inconstante e depende das condições climáticas do dia. Entretanto na seção evaporadora, o fluxo imposto pelo ventilador é basicamente constante. Assim, o dimensionamento ideal do espaçamento entre as aletas deveria ser feito separadamente para cada caso. Uma avaliação dos dados meteorológicos, especialmente da velocidade média dos ventos, seria um bom ponto de partida para dimensionar a área do condensador. Por outro lado, o espaçamento das aletas na seção evaporadora deve ser determinado considerando-se a média das velocidades da corrente de ar que percorre a torre devido a ação do ventilador. Para isto empregou-se a Eq. (3.9), considerando-se a faixa de velocidades do escoamento imposta pelo ventilador adotado no experimento, resultando em um espaçamento axial ótimo entre aletas de 2 a 3 mm.

Entretanto, como seriam fabricados manualmente 30 termossifões de cobre, a aplicação do espaçamento ótimo resultaria num total de 249 aletas por termossifão, somando ao todo 7470 aletas, fato que inviabilizaria o projeto por questões de custo e de fabricação do feixe de termossifões. Desta forma, optou-se por adotar um espaçamento axial entre aletas de 48 mm. Por razões de aproveitamento da chapa matriz de onde as aletas foram recortadas. Este novo espaçamento resulta numa quantidade de 11 aletas na seção evaporadora e 21 aletas na seção condensadora em cada termossifão. Ao todo foram fabricados 30 termossifões de cobre contabilizando 960 aletas conforme será descrito adiante neste texto. A área superficial resultante do espaçamento ótimo foi utilizada na estimativa da massa de água condensada no feixe de termossifões. Os resultados estimados foram comparados com dados experimentais no Capítulo 5 onde os resultados são discutidos.

O gráfico apresentado na Figura 3.3 mostra a grande influência das superfícies estendidas na transferência de calor, ou seja, na potência absorvida no evaporador de um termossifão, quando submetido a um fluxo cruzado em diferentes velocidades. Como demonstrado no gráfico, sob as mesmas condições de escoamento, é esperado que um tubo sem aletas absorva entre 5 e 15 W do escoamento. Estima-se que o mesmo tubo, com o aletamento aqui projetado, transfira entre 25 e 50 W, ou seja, cerca de 3 a 5 vezes mais calor do que o tubo nu. Entretanto, com o aletamento ótimo, a potência transferida pelo tubo poderia chegar a valores entre 150 e 300 W, correspondendo a 10 e 20 vezes mais potência que o tubo sem aletas sob as mesmas condições. Como o calor retirado do fluxo quente e úmido é proporcional a massa de água recuperada, a otimização das superfícies de troca térmica é justificada, pois isso proporciona um maior

volume de água recuperada por um mesmo feixe de termossifões. Desta forma, pode-se afirmar que o aletamento dos tubos dos termossifões é uma demanda do Projeto HIDRITER para investigação no futuro.

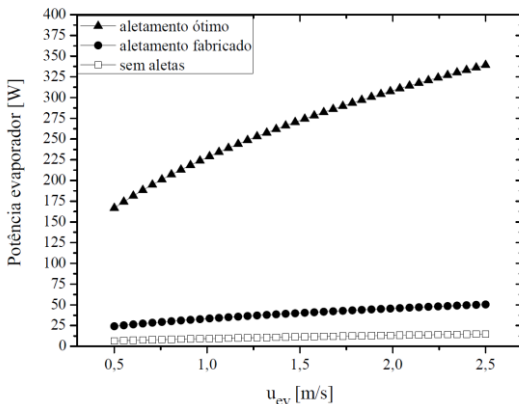


Figura 3.3– Potência absorvida no evaporador em função da velocidade do fluxo e área de troca térmica.

3.2 TORRE DE RESFRIAMENTO – ESTUDO ANALÍTICO

Esta seção se refere ao estudo analítico da torre de resfriamento. A princípio será apresentada uma analogia para melhor entendimento do comportamento psicrométrico do ar durante a sua passagem pela torre de resfriamento. Na verdade, são essas mudanças psicrométricas do ar que provocam o consumo de água no seu processo de resfriamento. Serão avaliadas a influência da temperatura e pressão na capacidade de absorção de água pelo ar.

Na sequência, será apresentada uma metodologia de análise da torre, discutindo-se os parâmetros que devem ser avaliados, tanto para análise do comportamento da torre de resfriamento, quanto do feixe de termossifões. Também será proposto um modelo analítico, no qual os dados experimentais são as variáveis de entrada, que permite avaliar o desempenho da torre de resfriamento e do feixe de termossifões.

3.2.1 Princípios físicos das torres de resfriamento

A presente subseção descreve os fenômenos aos quais o ar está sujeito quando percorre o interior de uma torre de resfriamento. Assim como em uma carta psicrométrica, o estado do ar em um determinado instante,

é determinado a partir do conhecimento de três condições que, no caso em questão, são: pressão, umidade absoluta e umidade relativa.

Para melhor entendimento das condições físicas do ar em uma torre de resfriamento, faz-se uso de uma analogia. De acordo com o sistema internacional de unidades (SI), a umidade absoluta na base volumétrica representa a massa de vapor de água, em quilogramas, contida em um metro cúbico de ar seco. Ainda, no estado de saturação se encontra a quantidade máxima de água que aquele determinado volume de ar seco é capaz de absorver.

Considere-se um copo cujo volume (variável) representa a massa de água que o ar, em um determinado estado, é capaz de absorver, ou seja, o volume do copo representa a condição de umidade absoluta no estado saturado. Um copo “transbordado” representa uma condição onde vapor não pode ser mais absorvido pelo ar. A umidade relativa caracteriza o quanto o copo está cheio. Um copo completamente cheio representa 100% de umidade relativa e um copo pela metade representa 50% de umidade relativa. Dois fatores determinam e influenciam diretamente o volume do copo: a temperatura e a pressão. Quanto maior é a pressão total e menor a temperatura, menor é o volume do copo. Por outro lado, maiores temperaturas e baixas pressões permitem o ar carregar uma maior quantidade de água, portanto o copo apresenta maior tamanho. A Figura 3.4 ilustra o comportamento do ar em uma torre de resfriamento, utilizando esta analogia. Pontos estratégicos do percurso do fluxo de ar através da torre foram escolhidos e o seu estado foi definido por meio de ilustrações de copos de volumes variados com diferentes quantidades de água contidas.

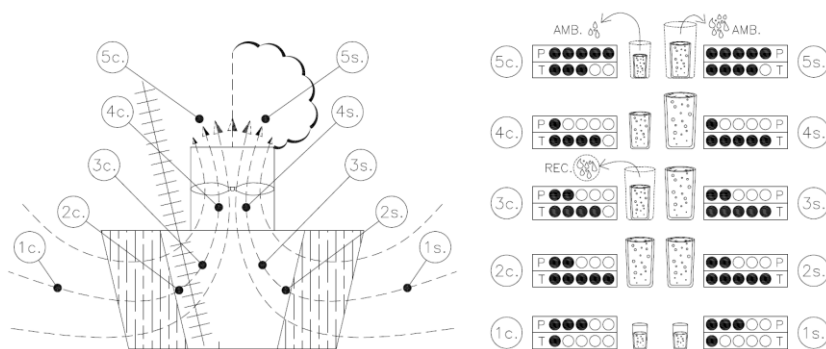


Figura 3.4— Análise psicrométrica do ar passando através da torre de resfriamento.

Assim, na Figura 3.4 temos a representação esquemática de uma torre de resfriamento de tiragem induzida, de fluxo cruzado, de dupla entrada de ar. As linhas tracejadas representam a trajetória do fluxo de ar que percorre a torre. Dez pontos foram escolhidos, os quais se situam em linhas de fluxo simétricas, de ambos os lados da torre. Os estados do ar nestes pontos estão caracterizados utilizando a analogia do copo, conforme mostra o lado direito da figura. Note-se que, no esquema da torre, o lado esquerdo está assistido por um conjunto de termossifões, enquanto que, no lado direito, a torre se encontra na configuração original. Os pontos do lado direito da torre são identificados empregando-se a “s.” (sem termossifões), enquanto aqueles do lado esquerdo são representado por “c.” (com termossifões).

Os círculos cheios no gráfico a direita na Figura 3.4 representam as magnitudes de temperatura e pressão naquele determinado ponto: quanto maior a magnitude da temperatura e/ou pressão, maior o número de círculos preenchidos. Ao lado do gráfico de círculos mostra-se também as condições do ar ilustradas pela analogia do copo contendo água. Todos os copos estão desenhados em escala, proporcionais a umidade relativa e absoluta daquele ponto, obtidas a partir de modelos teóricos. O contorno dos copos desenhado com linhas tracejadas externas presentes nas passagens 3 e 5 auxiliam na visualização da atuação dos termossifões e no fenômeno de formação de pluma, respectivamente.

Considera-se que, no ponto 1 os dois lados estão na mesma condição ambiente de temperatura (um círculo cheio) e pressão atmosférica (três círculos cheios). Este é o ponto de menor temperatura do ciclo, uma vez que o ar será aquecido, ao passar pela torre. Os copos externos e com linhas tracejadas, iguais de ambos os lados no ponto 1c. e 1s., tem o menor volume (a menor capacidade de conter água) quando comparado aos demais pontos analisados e a menor umidade relativa, de 65% (representada pelo volume de água no interior do copo), umidade relativa típica de um dia comum.

Ao passar pela torre o ar também recebe uma carga de umidade, que o torna saturado. O ponto 2, também igual nos dois lados do equipamento, ilustra a condição do fluxo ao passar pela seção onde recebe calor e umidade da água a ser resfriada, atingindo a maior temperatura do ciclo, representada pelos cinco círculos cheios. A pressão cai um ponto na escala devido a pequena influência do ventilador. O copo sofre um aumento considerável de cerca de 100% da sua condição anterior, ou seja, a capacidade de absorver água aumenta nesta condição. O seu volume também é preenchido por completo, o que representa a condição de saturação do ar.

Na altura do ponto 3 as condições entre os lados se diferem devido a presença dos termossifões. No lado direito, sem o trocador, as condições se mantêm basicamente iguais às do ponto anterior (ponto 2s.). Já no lado esquerdo (3c.), o trocador (seção evaporadora dos termossifões) absorve calor do fluxo de ar durante a sua passagem. Isso faz com que a temperatura caia e mudanças psicrométricas ocorram no fluxo. Considerando uma redução de temperatura em torno de 20% (um círculo na escala), a capacidade de carregar água do ar reduziria algo em torno de 35%. O volume de água, que antes preenchia o copo maior no ponto 2c, agora já não cabe no atual copo (3c.). O excedente é recuperado em forma de condensado pela tecnologia proposta.

No ponto 4, exatamente anterior ao ventilador, o fluxo está prestes a deixar a torre. A análise do ponto 4s ilustra bem o fenômeno que ocorre nas torres existentes. Este é o ponto no qual o ar possui sua maior capacidade de carregar água. A baixa pressão obtida pela proximidade do ventilador e a temperatura elevada caracterizam condições de grande capacidade de absorção de água pelo ar, como pode ser observado no tamanho do copo cheio. O excesso de água é arrastado para o ambiente pelo ar que deixa a torre. Por outro lado, ao observar o lado referente ao ponto 4c., sob as mesmas condições de pressão, é perceptível e relevante a menor quantidade de água que o escoamento carrega consigo, tendo em vista a redução de temperatura proporcionada pelos termossifões.

Por fim, a transição entre o patamar 4 e 5 é o momento no qual ocorre a formação da pluma. O escoamento, com maior capacidade de retenção de água de todo o processo (ponto 4) sofre uma mudança abrupta de pressão ao passar pelo ventilador, passando da menor pressão para a maior pressão do ciclo. Além disso, o ar quente que deixa a torre sofre um choque com o ar frio externo, resultando em uma redução de temperatura instantânea. Consequentemente, os copos que estavam com o seu maior volume e repletos de água também reduzem subitamente o seu tamanho, e o volume de água excedente que agora não cabe no novo copo, caracterizado pelo ponto 5, “transborda” em forma de pluma. É perceptível o menor volume excedente de água que é transbordado do lado em que se têm os termossifões. Desta forma, pode-se concluir que, a partir de um projeto adequado do feixe de termossifões, pode-se obter níveis de redução de temperatura do fluxo úmido, de forma a se evitar a formação de pluma.

3.2.1.2 Influência da temperatura e pressão na umidade absoluta do ar na condição de saturação

Conforme foi mencionado anteriormente, sabe-se que a pressão e temperatura influenciam a capacidade máxima de retenção de água pelo ar. O gráfico apresentado na Figura 3.5, apresenta uma simulação do comportamento psicrométrico do ar, a fim de avaliar o grau de influência desses dois fatores na capacidade máxima de retenção de água pelo ar.

A pressão e a temperatura foram avaliadas em vinte patamares de temperatura (em graus Celsius), e pressão (em kPa). As curvas foram plotadas em função da umidade absoluta do ar saturado. Na avaliação da influência da temperatura, a pressão foi mantida em 101 kPa. Já para a obtenção da curva de pressão, a temperatura foi mantida a 32 °C. Estes são valores típicos, encontrados durante a passagem de ar pelo equipamento.

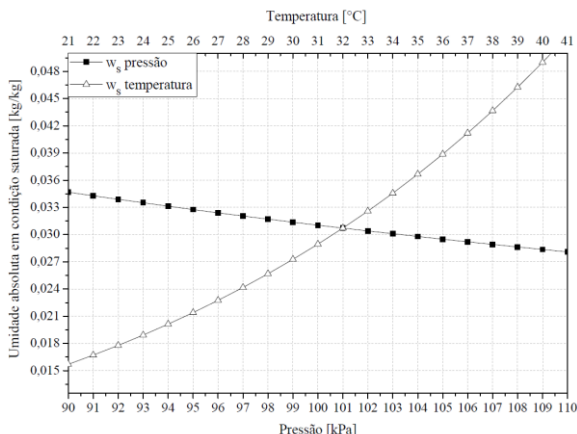


Figura 3.5– Influência da temperatura e pressão na umidade absoluta do ar saturado.

Como pode ser observado na Figura 3.5, a curva que caracteriza a temperatura possui maior inclinação do que a curva de pressão. Isso indica que, para a faixa avaliada, a variação de um grau na temperatura afeta em aproximadamente cinco vezes mais a umidade absoluta do ar do que a variação de uma unidade no nível de pressão. Assim, para se ter a mesma umidade absoluta de saturação, para cada grau Celsius reduzido na temperatura do ar, a pressão deve ser aumentada em aproximadamente 5 kPa.

No presente trabalho, deve-se esperar baixas diferenças de pressão, uma vez que as torres de resfriamento de tiragem induzida operam com ventiladores axiais. Em outras palavras, a presença destes ventiladores

tem pouca influência na umidade absoluta do ar (ou no tamanho do copo conforme analogia mencionada anteriormente). Assim, fica evidente que, neste processo, a desumidificação por resfriamento (redução de temperatura do ar pela remoção de calor) é mais efetiva que a desumidificação, compressiva.

3.2.2 Modelos e parâmetros avaliados no estudo

Nesta seção estão descritos os modelos e correlações utilizados para estimar as condições de operação da torre de resfriamento e do feixe de termostifões. Resultados experimentais obtidos a partir da torre em escala reduzida a ser descrita no Capítulo 4, são utilizados como dados de entrada nos modelos propostos. O diagrama da Figura 3.6 apresenta todos os parâmetros envolvidos na operação da torre experimental, conforme descrição na legenda.

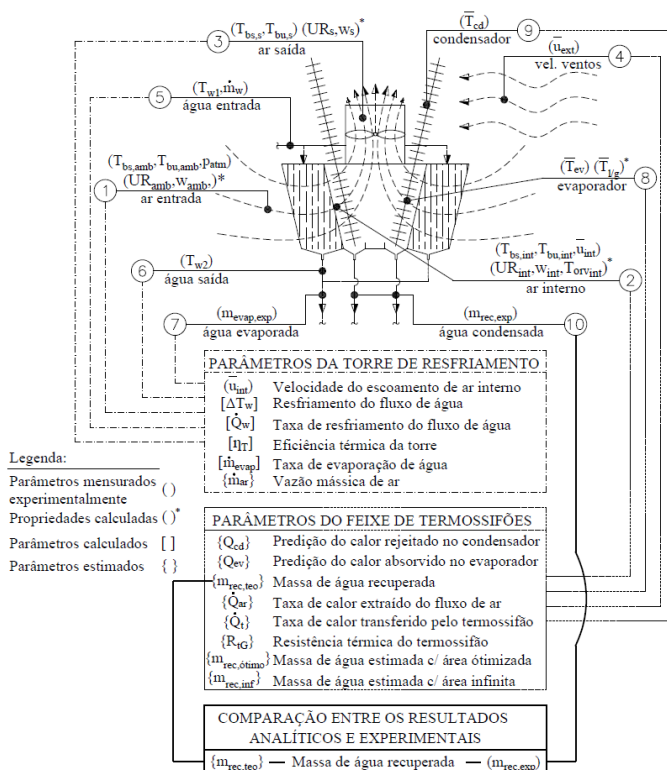


Figura 3.6– Diagrama de parâmetros mensurados, calculados e estimados na torre de resfriamento.

3.2.2.2 Parâmetros de operação da torre em escala

O funcionamento da torre de resfriamento experimental é regido pelo controle dos parâmetros a serem discutidos nesta seção a seguir.

- a) Velocidade do escoamento de ar no interior da torre, \bar{u}_{int}

A velocidade do escoamento de ar que passa pelo evaporador dos termosifões tem forte influência na taxa de condensação de vapor contido no ar úmido e desta forma deve ser conhecida com a maior precisão possível. Detalhes e dificuldades da medição deste parâmetro são apresentados no Capítulo 4.

- b) Redução da temperatura do fluxo de água, ΔT_w

O objetivo principal de uma torre de resfriamento é reduzir a temperatura da água de processo industrial. Desta forma, este parâmetro é essencial na avaliação das condições de operação de uma torre. A redução de temperatura (°C) da água resfriada, após a sua passagem pela torre, é determinada pela expressão:

$$\Delta T_w = T_{w1} - T_{w2}, \quad (3.10)$$

em que, T_{w1} e T_{w2} são a temperatura do fluxo de água na entrada e na saída da torre, respectivamente (posições 5 e 6 da Figura 3.6). Como diferentes fluxos de água circulam pelos dois lados da torre, adota-se, como medida deste parâmetro, a média entre as diferenças de temperatura de resfriamento dos dois lados da torre.

- c) Taxa de resfriamento do fluxo de água, \dot{Q}_w

A potência dissipada do fluxo de água na torre de resfriamento é um parâmetro calculado através da redução do calor sensível da vazão de água, sendo estimada pela expressão:

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w C p_w (T_{w1} - T_{w2}). \quad (3.11)$$

- d) Eficiência térmica da torre, η_t

Ashrae [8] apresenta a eficiência térmica da torre como a razão entre o nível de resfriamento de água quente obtido e o resfriamento máximo possível dado pela diferença de temperatura entre o fluxo de água quente e a temperatura de bulbo úmido ambiente:

$$\eta_T = \frac{\Delta T_w}{T_{w1} - T_{bu\,amb}} = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{T_{w1} - T_{bu\,amb}}, \quad (3.12)$$

onde $T_{bu\,amb}$ é a temperatura de bulbo úmido do ambiente externo à torre [$^{\circ}\text{C}$] (posição 1 da Figura 3.6).

e) Taxa de evaporação de água, \dot{m}_{evap}

A taxa de evaporação de água é a diferença entre o volume total de água inicial e final em um teste, em um determinado intervalo de tempo, sendo dada por:

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\Delta V_w \rho_w}{t_t} = \frac{(V_{wi} - V_{wf}) \rho_w}{t_t}, \quad (3.13)$$

onde, t_t é o tempo de duração do teste e ΔV_w a diferença entre o volume inicial e final de água contida no tanque de armazenamento.

f) Vazão mássica de ar, \dot{m}_{ar}

A vazão mássica de ar que circula pela torre de resfriamento é controlada pelo ajuste da vazão de ar do ventilador, através do inversor de frequência. Esta variável também depende da configuração da torre: com ou sem os feixes de termossifão. Seu valor é estimado a partir do balanço de massa realizado nas condições psicrométricas de entrada e de saída do ar e no volume de água evaporado, ou seja:

$$\dot{m}_{ar} = \frac{m_{evap}}{t_t(w_{int} - w_{amb})}. \quad (3.14)$$

Onde, m_{evap} é a massa de água evaporada durante o teste. $(w_{int} - w_{amb})$ é a diferença entre as umidades absolutas do ar no interior da torre (antes de passar pelo feixe de termossifões) e no ambiente externo.

3.2.2.3 Parâmetros de operação do feixe de termossifões

Nesta seção, correlações encontradas nas referências afins são apresentadas para a estimativa de parâmetros relevantes ao funcionamento do trocador de calor com termossifões inserido da torre de resfriamento. A escolha das correlações utilizadas baseou-se na observação das condições de operação do experimento. Como se verá no Capítulo 5, estas correlações produziram bons resultados.

Na presente modelagem, o feixe de termossifões foi dividido em duas regiões: evaporador e condensador, que se encontram no lado interno e externo da torre, respectivamente e que apresentam diferentes condições de operação. Conforme mostra a Figura 3.7, o lado externo do feixe de termossifões é submetido às condições ambientais, portanto ao vento, ou seja, a um fluxo intermitente de ar à temperatura ambiente. Já no interior da torre, o fluxo de ar, impulsionado pelo ventilador tem vazão e velocidade constantes, assim como temperatura e umidade elevadas. Em ambas as seções foram utilizadas correlações de transferência de calor para fluxo cruzado com um feixe de cilindros na posição vertical.

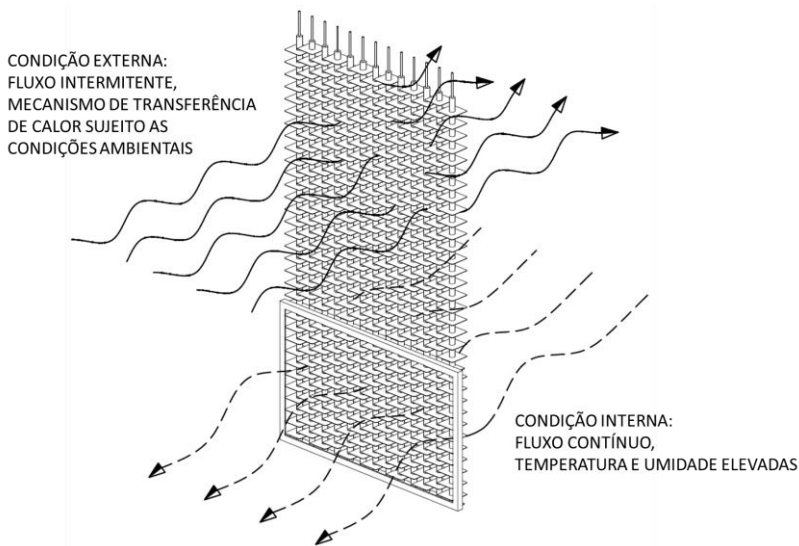


Figura 3.7– Condições de cada seção do trocador.

- g) Predição do calor rejeitado no condensador do termossifão, Q_{cd}

Na seção condensadora localizada no exterior da torre, é utilizada a seguinte correlação para estimar a taxa de transferência de calor na superfície da seção:

$$Q_{cd} = t_t h_c A_{cd} (\bar{T}_{cd} - T_{amb}), \quad (3.15)$$

onde, $(\bar{T}_{cd} - T_{amb})$ é a diferença entre a média das temperaturas ao longo do condensador e a média de temperaturas do ambiente durante o teste. A área da seção condensadora é calculada através da equação:

$$A_{cd} = \pi N_t \left[L_{cd} d + \eta_{cd} \left(\frac{D^2 - d^2}{2} \right) N_{a,cd} \right]. \quad (3.16)$$

Nesta equação, o calor trocado pelas áreas anulares das extremidades das aletas foi desconsiderado. Onde, N_t é o número total de termossifões que compõem o trocador, D e d são os diâmetros externo e interno da aleta anular. O comprimento da seção condensadora exposta ao fluxo de ar (não coberta pelas aletas) está representado pela letra L_{cd} , enquanto $N_{a,cd}$ é o número de aletas do condensador de cada termossifão e η_{cd} é a eficiência de aleta.

h) Predição do calor absorvido no evaporador do termossifão, Q_{ev}

A taxa de calor absorvida do escoamento de ar que cruza a seção evaporadora do feixe de termossifões e que se encontra no interior da torre é determinada a partir da equação que segue, cujos dados de entrada são obtidos no lado interno da torre:

$$Q_{ev} = t_t A_{ev} \left[\underbrace{h_c (\bar{T}_{l/g} - T_{bsint}) \frac{\gamma}{(1 - e^{-\gamma})}}_{sensível} + \underbrace{k_m \left(\frac{\omega_{Ai} - \omega_{A\infty}}{1 - \omega_{Ai}} \right) \rho_i h_{lv}}_{latente} \right], \quad (3.17)$$

onde, h_c é calculada a partir da correlação expressa pela Eq. (2.3) e a área da seção evaporadora é calculada através da equação:

$$A_{ev} = \pi N_t \left[L_{ev} d + \eta_{ev} \left(\frac{D^2 - d^2}{2} \right) N_{a,ev} \right] \quad (3.18)$$

onde L_{ev} é o comprimento da seção evaporadora, η_{ev} é a eficiência da aleta do evaporador e $N_{a,ev}$ é o número de aletas do evaporador do termosifão.

Na Eq. (3.17) k_m é obtido a partir de uma combinação das Equações (2.13), (2.14) e (2.15), resultando no que segue:

$$k_m = \frac{0,281 D_{AB}^{0,56} u_{int}^{1/2}}{d^{1/2} \nu^{0,06}} \quad (3.19)$$

onde, u_{int} é a velocidade do escoamento de ar, ao passar pelo evaporador do trocador.

i) Água recuperada, $m_{rec,teo}$

O máximo de calor que pode ser transferido pelo feixe de termosifões é limitado pelo menor valor entre o calor total teórico que o evaporador e o condensador transferem. Como somente no evaporador se leva em consideração as parcelas de calor sensível e latente a Eq. (3.17) será empregada para a determinação da massa de água recuperada, através de dois procedimentos.

Quando o calor total absorvido no evaporador for menor que o calor rejeitado no condensador, ou seja, $Q_{ev} < Q_{cd}$, utiliza-se a parcela latente da Eq. (3.17) para o cálculo da água recuperada, resultando na expressão:

$$Q_{lat} = m_{rec,teo} h_{lv} = A_{ev} t_t \left[k_m \left(\frac{\omega_{Ai} - \omega_{A\infty}}{1 - \omega_{Ai}} \right) \rho_i h_{lv} \right]. \quad (3.20)$$

Isolando o termo $m_{rec,teo}$ da expressão anterior, se pode obter a estimativa teórica de massa água recuperada durante o teste:

$$m_{rec,teo} = A_{ev} t_t \left[k_m \left(\frac{\omega_{Ai} - \omega_{A\infty}}{1 - \omega_{Ai}} \right) \rho_i \right] \quad (3.21)$$

No caso da estimativa do calor rejeitado no condensador ser menor do que o calor absorvido no evaporador, $Q_{cd} < Q_{ev}$, é proposto um outro

procedimento para estimar a massa de água recuperada. O calor total absorvido na seção evaporadora Q_{ev} é calculado com base nas suas parcelas sensível e latente separadamente. A parcela de calor latente calculada, é transformada em um percentual ψ do valor total do calor absorvido no evaporador (Q_{ev}) pela seguinte equação:

$$\psi = \frac{Q_{lat}}{Q_{ev}}. \quad (3.22)$$

Este percentual é então multiplicado pelo calor total rejeitado no condensador. Calcula-se então a parcela de calor absorvida no evaporador referente à condensação de água. Neste caso, a massa de água condensada é calculada pela equação que segue:

$$m_{rec,teo} = \frac{\psi Q_{cd}}{h_{lv}} = \frac{Q_{lat} Q_{cd}}{Q_{ev} h_{lv}} \quad (3.23)$$

- j) Taxa de calor extraído do fluxo de ar que passa pelo interior da torre, \dot{Q}_{ar}

A estimativa da taxa de calor extraído do fluxo de ar quente e úmido do interior da torre, que representa a menor parcela calculada entre a potência prevista no evaporador e no condensador, é feita através da expressão:

$$\dot{Q}_{ar} = \frac{Q_{ev}}{t_t} \text{ (se } Q_{ev} < Q_{cd}\text{) ou } \frac{Q_{cd}}{t_t} \text{ (se } Q_{ev} > Q_{cd}\text{)} \quad (3.24)$$

- k) Taxa de calor transferido por cada termossifão, \dot{Q}_t ;

Já a potência transportada por cada termossifão que compõe o feixe é calculada como a potência extraída do ar que passa pelo interior da torre, dividida pelo número total de termossifões, ou seja:

$$\dot{Q}_t = \frac{P_{ar}}{N_t}. \quad (3.25)$$

- l) Resistência térmica do termossifão

A resistência térmica do termossifão é calculada por meio da Eq. (2.1).

- m) Massa de água recuperada com as superfícies do trocador otimizadas, $m_{rec,ótimo}$

Na análise de resultados experimentais, será também apresentado resultados que seriam esperados caso fosse possível construir termossifões com aletamento ótimo. Neste caso, a estimativa da massa de água recuperada com as superfícies do feixe de termossifões otimizadas é análoga ao procedimento de cálculo da massa de água apresentada anteriormente. Entretanto, o número de aletas do evaporador ($N_{a,ev}$) e do condensador ($N_{a,cd}$) são os números ideais, conforme discutido na Seção 3.1.2.2.

- n) Estimativa de recuperação de água do trocador com área infinita, $m_{rec,inf}$

De forma semelhante a seção anterior, também é apresentada uma análise teórica da estimativa de água recuperada caso a área superficial do trocador de calor fosse infinita ($m_{rec,inf}$). Neste caso, todo o calor do escoamento quente e úmido que percorre o interior da torre seria dispensado no ambiente externo à torre. Isso faria com que o fluxo de ar deixasse a torre com a mesma temperatura que entrou, ou seja, ambiente. Neste caso, o volume de água consumido seria apenas aquele relativo à água absorvida para que o ar sature, ou seja:

$$m_{rec,inf} = \dot{m}_{ar} t_t (w_{int} - w_{amb,sat}), \quad (3.26)$$

onde, \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar que passa pela torre [kg/s], w_{int} é a umidade absoluta do ar no interior da torre antes de passar pelo feixe de termossifões [$kg_{vap. \text{ água}}/kg_{ar \text{ seco}}$] e $w_{amb,sat}$ é a umidade absoluta saturada do ar em condição de temperatura e pressão ambientes [$kg_{vap. \text{ água}}/kg_{ar \text{ seco}}$].

Pelo exposto, neste capítulo foram apresentados os modelos que serviram de base para o projeto e construção da torre de resfriamento e do trocador de calor composto de um feixe de termossifões, assim como para a análise dos dados obtidos.

4 TESTES EXPERIMENTAIS

Neste capítulo serão descritos os procedimentos e aparatos experimentais utilizados no presente trabalho. Dentre os equipamentos testados estão uma torre de resfriamento em escala reduzida e um trocador de calor constituído por um feixe de termossifões. Para aferição dos parâmetros experimentais foram utilizados instrumentos de medida de temperatura, vazão, consumo interno de água e velocidade externa do vento. Os aparatos experimentais foram construídos no LABTUCAL/LEPTEN na Universidade Federal de Santa Catarina, onde também foram realizados os experimentos.

4.1 FEIXE DE TERMOSSIFÕES – ESTUDO EXPERIMENTAL

4.1.1 Fluido de trabalho e razão de enchimento dos termossifões

Uma vez conhecida as fontes fria e quente com as quais o trocador deve operar em uma torre de resfriamento, pôde-se selecionar o fluido de trabalho e a razão de enchimento do termossifão, de forma que o dispositivo pudesse operar da forma mais eficiente possível. Quando instalados na torre de resfriamento, os termossifões operam sob a condição de temperatura imposta no evaporador, relativa ao fluxo de ar quente e úmido. O calor absorvido no evaporador, igual à soma do calor latente e sensível, depende do regime de convecção forçada e da área proporcionada pelas superfícies estendidas (Figura 3.3). Na seção condensadora a situação é semelhante. Como a superfície está sujeita ao ar ambiente, o fluxo de calor transferido depende da convecção gerada pelos ventos externos, ou da convecção natural para o caso de um dia sem ventos.

Outro fator que influencia na potência transferida pelo termossifão é a temperatura das paredes de suas seções. Quanto maior a diferença entre a temperatura da parede do evaporador e do ar úmido (no caso quanto mais próxima da temperatura ambiente (fonte fria do trocador), maior é a quantidade de energia absorvida pela seção. O mesmo acontece no condensador: quanto mais quente a superfície do condensador (no caso quanto mais próxima for da temperatura do ar úmido), maior é a quantidade de calor transferido. Por isso, é de suma importância que o termossifão consiga transferir calor e, portanto, operar bem mesmo nas condições mais adversas, uma vez que a temperatura do fluxo úmido interno que passa pelos evaporadores pode ser bem próxima à temperatura ambiente, a que a seção condensadora está sujeita. Baixas diferenças de temperatura entre as seções (entre 2 a 5°C) podem ocorrer em dias quentes.

4.1.1.1 Montagem experimental para estudo dos termossifões

Um estudo experimental foi desenvolvido para auxiliar no projeto de termossifões que possam operar quando sujeitos às condições adversas encontradas na presente aplicação. A montagem experimental apresentada na Figura 4.1 foi desenvolvida com o objetivo de analisar o comportamento do termossifão com diferentes fluidos de trabalho e razões de enchimento, operando com diferentes condições de temperatura no evaporador. Estudos conduzidos nesta bancada permitiram a seleção da configuração do termossifão com melhor desempenho para serem aplicados na torre de resfriamento experimental.

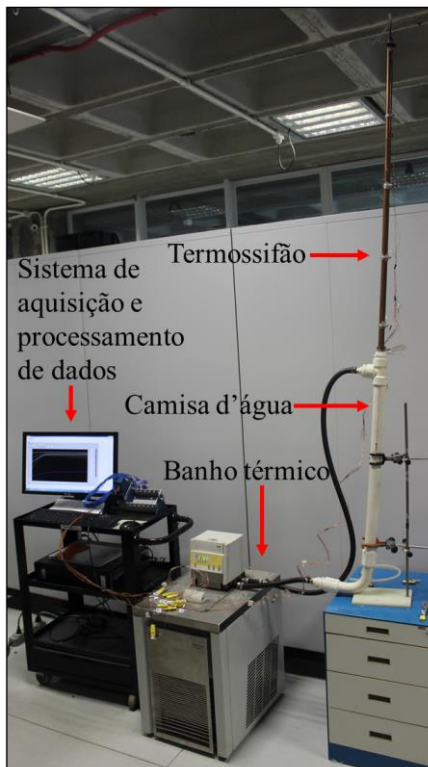


Figura 4.1– Bancada auxiliar para avaliação do funcionamento do termossifão.

Essa montagem é composta por um termossifão de cobre de 22 mm de diâmetro, 0,9 mm de espessura de parede, instrumentado com oito termopares uniformemente distribuídos, três na seção evaporadora e cinco na seção condensadora. Dois termossifões de diferentes comprimentos foram testados, ambos com o mesmo comprimento da seção evaporadora (0,5 m, equivalente ao evaporador dos termossifões a serem instalados na torre experimental) e com comprimentos dos condensadores distintos: 0,5 m e 1,17 m. A seleção do fluido de trabalho a ser empregado foi feita no termossifão com comprimento de 1 m, ou seja, 0,5 m de comprimento em cada seção. Já os testes que definiram a razão de enchimento ideal, empregou-se o termossifão com 1,17 m de comprimento de condensador, ou 1,67 m de comprimento total.

Nesta montagem experimental, a seção evaporadora do termossifão se encontra imersa em uma camisa d'água de PVC, a qual está acoplada à um banho térmico de temperatura ajustável. Água então é circulada a uma temperatura fixa pela camisa proporcionando a condição de temperatura imposta na parede do evaporador do termossifão. O acoplamento entre o termossifão e a camisa d'água permite uma fácil desmontagem do termossifão do conjunto. A remoção do termossifão é necessária para alterar o fluido e as razões de enchimento estudadas nos testes.

Um termossifão bem projetado deve operar mesmo quando sujeito a baixas diferenças de temperatura entre o evaporador e condensador. Durante a operação do termossifão, as temperaturas das seções se ajustam às condições de troca térmica do meio em que estão inseridas. Caso a condição do meio externo esteja desfavorável à troca térmica (dia sem ventos), a temperatura do condensador tenderia a se aproximar da temperatura do evaporador, ou seja, do ar úmido. No caso oposto, em dias de ventos fortes, quando a convecção forçada externa é superior à encontrada no interior da torre, as temperaturas das duas seções tendem à temperatura do ambiente externo. Assim, a pior condição de funcionamento do termossifão corresponde a uma condição onde o evaporador absorve calor a uma condição de temperatura constante, e, ao mesmo tempo, o condensador no lado externo, está exposto ao ambiente quente e sem ventos, condição desfavorável a rejeição do calor para o ambiente. Nessa situação, no interior do termossifão, a fase gasosa do fluido de trabalho na seção condensadora estará na condição de vapor superaquecido, sem conseguir dispensar a quantidade de calor necessária para retornar a fase líquida para retornar ao evaporador por efeitos gravitacionais, o fluido se acumularia na sob a forma de vapor no condensador e o termossifão estaria sujeito a secagem do evaporador.

Partindo desta análise, um aparato experimental foi projetado e construído, de forma a simular esta condição adversa de funcionamento do termossifão.

Na bancada experimental construída, o evaporador do termossifão é imerso em água, sujeito à convecção forçada, proporcionada pela circulação de água imposta por um banho térmico. Essa montagem simula a condição de fluxo máximo de calor no evaporador, pois o coeficiente de transferência de calor convectivo da água é muito superior ao proporcionado pelo escoamento de ar úmido. Desta forma, garantindo que não ocorra a secagem do evaporador no experimento na bancada auxiliar com água pode-se garantir que também não ocorrerá a secagem deste evaporador quando este estiver sujeito ao fluxo de ar quente do interior da torre.

Neste experimento, o condensador estava sujeito à convecção natural do ar de dentro da sala do laboratório, a uma temperatura de 22°C, simulando uma condição de um dia quente e sem ventos.

Ao todo 10 testes foram realizados para a escolha do fluido de trabalho do termossifão. Em cada teste carregou-se o termossifão com um fluido de trabalho em determinada razão de enchimento, e o mesmo foi submetido a 6 diferentes condições de temperatura imposta no evaporador. Cada razão de enchimento, representada em porcentagem, corresponde ao percentual do volume interno do evaporador preenchido com o fluido de trabalho. A Tabela 4.1 apresenta as configurações dos testes realizados para seleção do fluido de trabalho.

Tabela 4.1– Configuração de testes para escolha do fluido de trabalho do termossifão.

Fluido	Razão de enchimento [%]	Temperatura imposta no evaporador [°C]
Água	1, 2, 5, 10, 20, 30, 60	
Ethanol	2	25, 27, 30, 33, 35, 40
Acetona	2	
R141-b	2	

De forma semelhante aos testes que resultaram na escolha do fluido de trabalho, 7 ensaios foram realizados para determinar a razão de enchimento em que o termossifão melhor operava. Nestes 7 testes apenas o fluido que apresentou melhor performance na bateria de testes anterior foi analisado, alterando apenas a razão de enchimento. As configurações

dos ensaios realizados para seleção das razões de enchimento estão apresentadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2– Configuração de testes para seleção da razão de enchimento do termossifão.

Fluido	Razão de enchimento [%]	Temperatura imposta no evaporador [°C]
R141-b	1, 2, 3, 4, 10, 50	25, 27, 30, 33, 35, 40

Os resultados destes experimentos foram expressos em forma de dois gráficos que estão apresentados na Seção 5.1. No primeiro foi analisado o comportamento das temperaturas ao longo do condensador do termossifão, carregado com diferentes tipos de fluido de trabalho em variadas razões de enchimento. A partir desse gráfico foi selecionado o fluido de trabalho que proporcionou maiores níveis de temperaturas ao longo do comprimento do condensador. No segundo gráfico verifica-se a influência de diferentes razões de enchimento na distribuição das temperaturas no condensador. A partir da análise das curvas referentes a cada razão de enchimento pôde-se selecionar a quantidade de fluido ideal para o qual o termossifão era capaz de manter uma distribuição de temperatura homogênea ao longo de todo o seu comprimento, o mais próximo possível da temperatura imposta em seu evaporador.

4.1.2 Projeto do feixe de termossifões

A Figura 4.2 apresenta um esquema do feixe de termossifões projetado para ser instalado na torre experimental, a partir dos resultados obtidos no estudo experimental. Como se pode observar, cada trocador é composto por treze termossifões. Um quadro estrutural, formado por cantoneiras de aço AISI 1020 de uma polegada, suporta estes termossifões. A decisão sobre o número de termossifões foi feita com critérios geométricos: maior número de termossifões possível de forma a não haver interferência entre eles (detalhe 5). Uma guia fixa com treze recortes circulares uniformemente distanciados, localizada na parte inferior do quadro, é utilizada para o posicionamento de termossifões, conforme indicado no detalhe 3. Uma outra guia com recortes circulares abertos, semelhante a um pente, indicada no detalhe 2, faz a fixação dos termossifões no quadro por meio de cinco parafusos identificados com o índice P do detalhe 2.

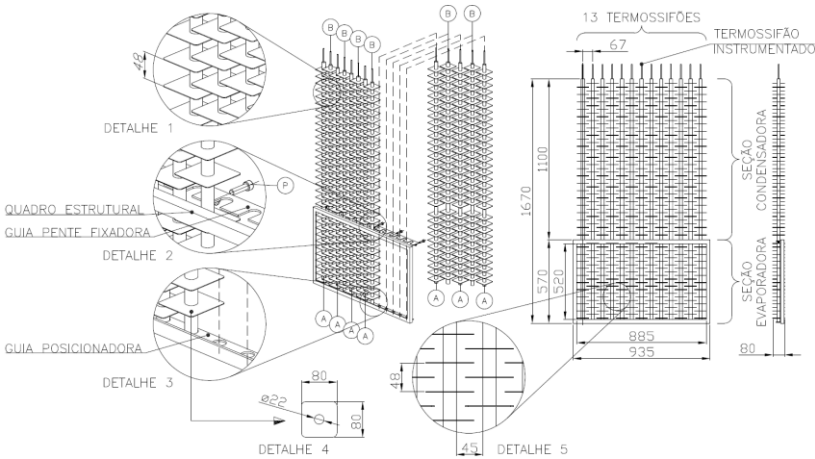


Figura 4.2– Projeto do trocador de calor assistido por termossifões.

A montagem dos termossifões no quadro estrutural assegura o posicionamento e as distâncias entre estes elementos. Além disso, o mesmo facilita montagem e desmontagem do feixe de termossifões na torre de resfriamento. A retirada do conjunto da torre permite a montagem e manutenção do feixe de termossifões no trocador, uma vez que não existe espaço no interior da torre para tal ação. Do lado direito da mesma figura tem-se o desenho do trocador como montado na torre, com suas principais dimensões e com suas duas secções, evaporador (região inferior) e condensador (região superior). Os detalhes 1 e 5 mostram que as distâncias entre aletas são as mesmas tanto no evaporador quanto no condensador. Quando montados no quadro estrutural, os termossifões ficam distanciados em 67 mm entre centros. Este posicionamento garante um vão livre de 45 mm entre os tubos para passagem do ar.

A Figura 4.2 também mostra os dois tipos de termossifão: A e B, sendo que a única diferença entre estes tipos está em uma defasagem axial no posicionamento das aletas, que permite que, quando intercalados, os termossifões se encaixem sem haver interferência entre eles, conforme mostra o detalhe 5. Esta montagem permite que sejam colocados mais termossifões em um mesmo espaço. Todas as aletas são iguais e suas dimensões estão apresentadas no detalhe 4. O conjunto montado possui uma largura de ~80 mm, conforme mostra a vista lateral à direita do desenho. Nos dois trocadores, o termossifão central também identificado na figura, está instrumentado. Ao todo são 8 termopares sendo 3 distribuídos ao longo do evaporador e 5 distribuídos ao longo do condensador.

4.1.3 Fabricação do feixe de termossifões

Nesta subsecção será apresentado o procedimento de fabricação do feixe de termossifões proposto neste estudo, que são idênticos e instalados em cada lado da torre. Cada unidade pronta pesa em torno de 40 kg. Na Figura 4.3 apresenta-se uma fotografia das duas peças fabricadas, instrumentadas e prontas para serem instaladas na torre de resfriamento em escala reduzida.

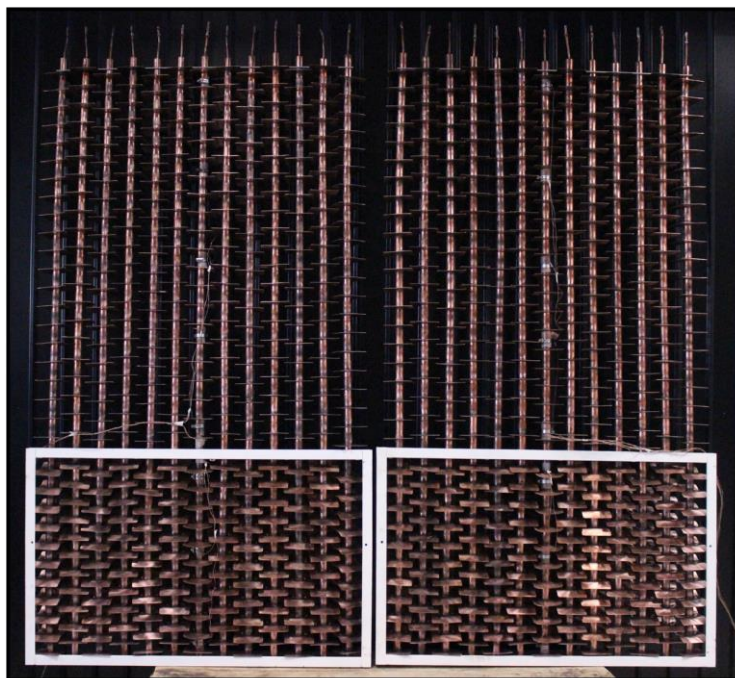


Figura 4.3– Feixes de termossifões fabricados.

Ao todo foram fabricados trinta termossifões, confeccionados com tubos de cobre de 1,67 m de comprimento, 22 mm de diâmetro externo e com 0,9 mm de espessura de parede. Os tubos de cobre são vendidos comercialmente com 5 m de comprimento. Como o comprimento da seção evaporadora é definido pela altura do *plenum* da torre em escala, ou seja, 0,5 m, a seção condensadora foi definida de forma a aproveitar o máximo de material do tubo comercial. Como na subsecção 3.1.1 foi verificada a necessidade de um condensador com o dobro de área que o evaporador, decidiu-se por fazer, de cada tubo de 5 m, 3 termossifões, com evaporador

de 0,5 m e o condensador de 1,17 m. A Figura 4.4 apresenta uma foto de todos termossifões fabricados para esse projeto.

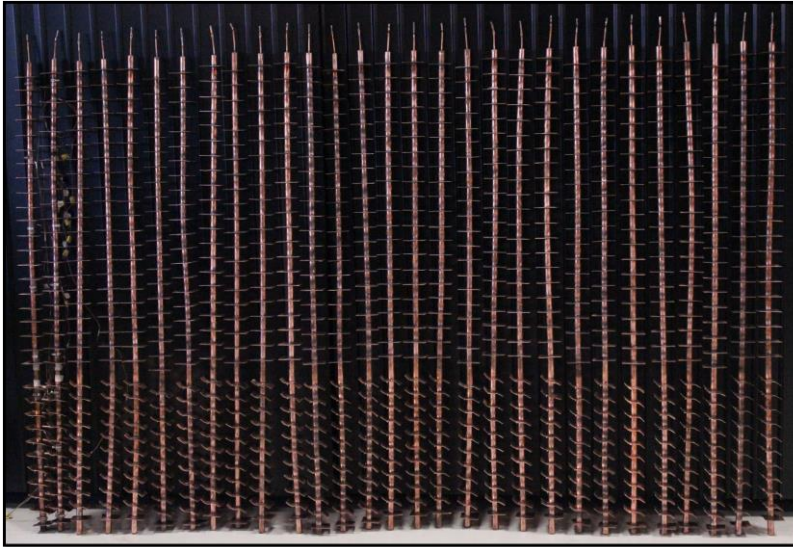


Figura 4.4– Conjunto de termossifões fabricados.

Desta forma, cada um dos 30 termossifões fabricados contém 32 aletas, sendo 11 na seção evaporadora e 21 ao longo do condensador. Todas as 960 aletas são iguais, quadradas com 80 mm de lado, com um furo de 22 mm no centro e 1 mm de espessura. As mesmas foram recortadas de 10 chapas de cobre de 0,72 m² cada, por uma máquina de corte de jato d'água.

As aletas foram brasadas nos tubos utilizando uma liga de cobre e fósforo, também conhecida comercialmente por Foscooper. Uma matriz, ou gabarito foi confeccionado para o posicionar as aletas nos locais corretos durante o procedimento de brasagem. Após a brasagem, houve a formação de uma camada de impurezas sobre a superfície dos termossifões. Para que esta fuligem não interferisse no processo de troca de calor, uma limpeza mecânica, utilizando o escovão de esmeril foi necessária em toda a superfície dos 30 termossifões. Depois de limpas, as aletas foram desamassadas utilizando um alicate do tipo bico de pato.

Durante os testes de validação do funcionamento do feixe de termossifões instalado na torre, verificou-se que a água condensada que se formava sobre as aletas escorria e gotejava fora do reservatório de captação de condensado, devido à angulação e ao posicionamento do trocador.

Para garantir que todas as gotas formadas fossem encaminhadas para o reservatório, todas as aletas da seção evaporadora foram dobradas em uma angulação que favorecia o escoamento de água para este reservatório (Figura 4.5-c). Depois de anguladas, foram também feitos furos para drenagem auxiliar da água, utilizando-se um alicate de dente (Figura 4.5-a), o qual rasga a chapa de cobre criando uma depressão que auxilia na drenagem das gotas (Figura 4.5-b). Esta geometria das aletas faz com que todas as gotas, independente do seu local de formação desçam sob a ação da gravidade, aleta por aleta, como em uma cascata, até o reservatório de coleta de condensado (Figura 4.5-d).

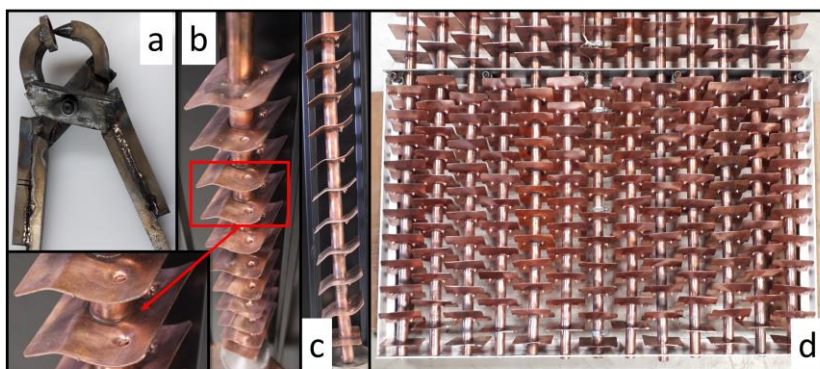


Figura 4.5– Detalhe aletas do evaporador.

O interior dos tubos também passou por um processo de limpeza. Todos os tubos foram lavados internamente com água e detergente, utilizando uma escova de latão rotativa acoplada a uma furadeira. Depois de lavados e secos, uma tampa de cobre na parte inferior do tubo foi brasada e o mesmo procedimento de lavagem foi repetido utilizando uma solução de ácido sulfúrico de 10% de concentração. Outra tampa de cobre de mesmo diâmetro, porém com um tubo de 100 mm de comprimento e 6 mm de diâmetro no centro, chamado de umbilical, faz o selamento do topo dos tubos. Por fim, uma nova limpeza utilizando a solução ácida foi realizada e após a secagem, os tubos estavam prontos para o processo de carregamento.

Para o carregamento, os tubos foram acoplados pelos umbilicais a uma bomba de vácuo mecânica e em seguida a uma bomba do tipo difusora. Depois de evacuados até um nível de pressão da ordem de

1×10^{-7} kPa, os mesmos foram carregados cada um com 6,7 ml de refrigerante R141-b. Depois de carregados, os umbilicais foram selados para evitar a entrada de ar no sistema.

4.2 TORRE DE RESFRIAMENTO – ESTUDO EXPERIMENTAL

Nesta seção serão discutidos aspectos relativos aos experimentos realizados na torre de resfriamento em escala. Em uma primeira abordagem será apresentada a torre de resfriamento real com suas dimensões e variáveis de operação, utilizadas como referência para construção do modelo em escala reduzida. Em seguida, discute-se o aparato experimental composto pela torre de resfriamento em escala reduzida, assim como os componentes necessários para o seu funcionamento. O sistema de medição e controle de variáveis serão descritos detalhadamente. Por fim, será abordada a metodologia de execução de testes e o procedimento de escolha das variáveis de controle.

4.2.1 Torre de resfriamento real

Em diversas plantas industriais, são utilizadas torres de resfriamento como equipamentos para remover, para o ambiente, o calor residual da água empregada no do processo industrial, normalmente em temperaturas por volta de 42°C. Note-se que, neste baixo nível de temperatura, equipamentos mais tradicionais, como trocadores de calor casco-tubo, por exemplo, não são adequados. Estas torres podem ter diferentes comprimentos, o qual está diretamente associado ao número de células que as compõe, onde cada célula se caracteriza pela presença de um ventilador.

No caso específico da REPLAN, refinaria de petróleo de Paulina SP, são empregadas torres de resfriamento de tiragem induzida de fluxo cruzado de dupla entrada de ar, conforme mostra as fotografias da Figura 4.6. Estas torres possuem aproximadamente 100 metros de comprimento e são compostas por 8 células (8 ventiladores) em linha. É possível perceber na imagem de satélite (Figura 4.6. a) a presença de uma névoa branca formada por vapor de água na saída dos ventiladores do equipamento.

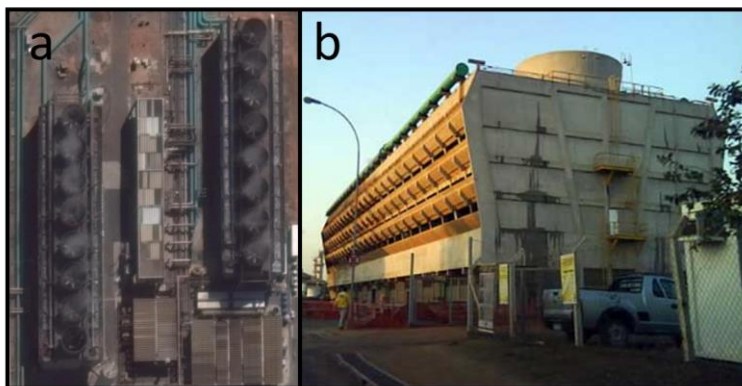


Figura 4.6– Torre de resfriamento em operação na Replan, (a) vista superior e (b) lateral.

A partir do relatório de desempenho da torre de resfriamento TR-6122 da REPLAN fornecido pela Petrobrás, foi gerada a Tabela 4.3. Estes valores representam as condições médias de funcionamento cotidiano de uma célula da torre de resfriamento a partir da coleta de dados reais em campo. Há uma variação ao longo do ano devido às mudanças de estações climáticas, porém observa-se que a proporcionalidade entre estes valores é mantida.

Tabela 4.3– Variáveis de funcionamento da torre real.

Variáveis envolvidas na operação da torre de resfriamento real	
Temperatura da água quente	41,8 °C
Temperatura da água resfriada	26,9 °C
Vazão de água	2875 m ³ /h
Taxa de evaporação de água	57 m ³ /h
Temperatura de bulbo seco do ar ambiente	28,5°C
Temperatura de bulbo úmido do ar ambiente	21,3°C
Média da umidade relativa do ar ambiente	0,53
Média anual da velocidade dos ventos	2,14 m/s
Temperatura de bulbo seco do ar que deixa a torre	29,5°C
Temperatura de bulbo úmido do que deixa a torre	29,5°C
Umidade relativa do que deixa a torre	1
Dimensões	109 x 25 x 7m

O presente estudo se baseia em dados desta torre de resfriamento, cujo funcionamento já foi descrito na Seção 2.1.3. Ou seja, a bancada estudada no LABTUCAL representa um modelo em escala reduzida de 1:20 de uma única célula (com um ventilador) da torre de resfriamento da RE-PLAN.

A Figura 4.7 apresenta esquematicamente a comparação entre as dimensões aproximadas do modelo real e o modelo em escala da bancada experimental desenvolvido no Labtucal.

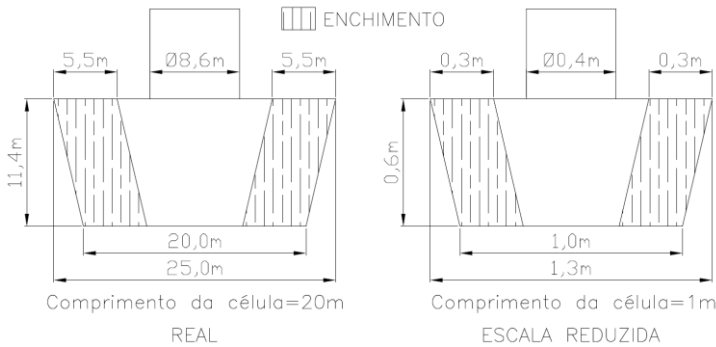


Figura 4.7– Dimensões, torre de resfriamento real e em escala reduzida.

Essa mesma bancada experimental foi utilizada em dois trabalhos anteriores no contexto do projeto HIDRITER, conforme descrito na Seção 2.2. Porém, no presente trabalho, uma série de modificações foram realizadas no aparato experimental, a fim de reduzir as incertezas experimentais e torná-lo compatível ao alojamento do feixe de termossifões, projetado, instalado e testado, pela primeira vez, nesta fase do projeto.

4.2.2 Descrição da torre de resfriamento em escala 1:20

Em termos gerais, a bancada experimental utilizada neste trabalho é composta pelo modelo da torre de resfriamento em escala reduzida, equipamentos auxiliares diversos, necessários ao seu funcionamento, e instrumentos para medição das variáveis envolvidas. A Figura 4.8 apresenta um desenho em perspectiva do modelo em escala 1:20 da torre de resfriamento de fluxo cruzado da refinaria de Paulina construído no Labtucal, com uma vista explodida dos componentes a direita do aparato.

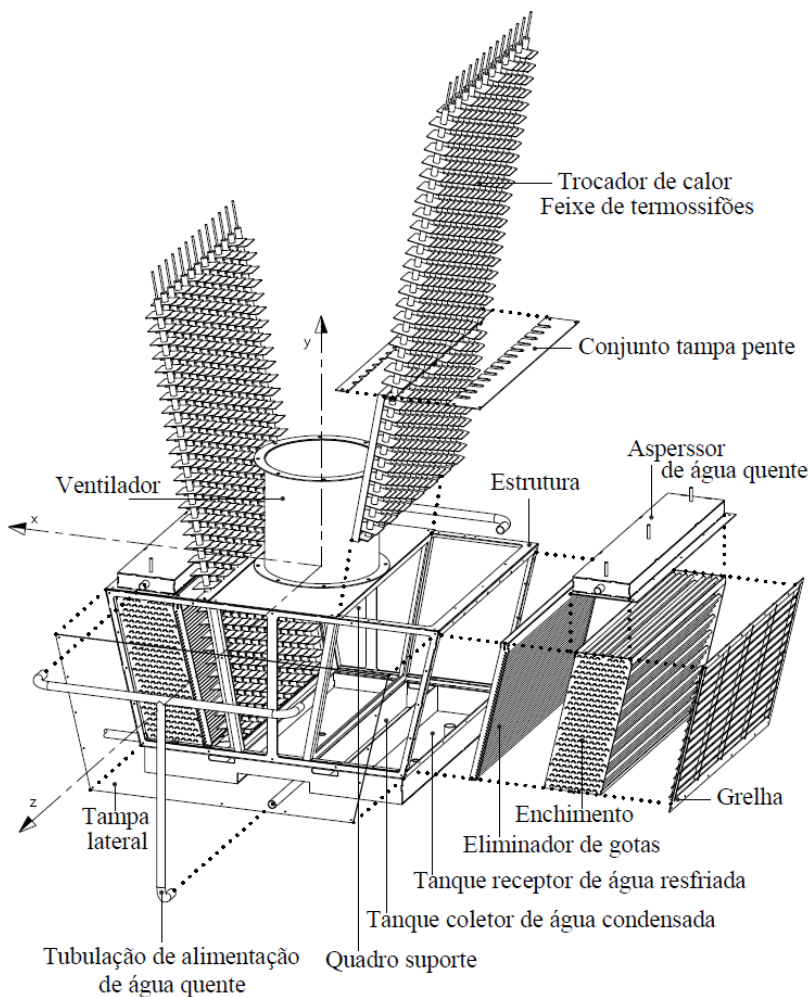


Figura 4.8– Torre de resfriamento experimental.

O modelo em escala, fabricado em aço inoxidável (AISI 304), tem 1080 mm de altura, 970 mm de comprimento e 1270 mm de largura e pesa aproximadamente 375 kg com os dois feixes de termossifões instalados. O mesmo é geometricamente simétrico tanto longitudinalmente (plano zy), quanto frontalmente, (plano xy). A torre em escala possui os mesmos elementos básicos de uma torre real, intrínsecos para o seu funcionamento. Todos os componentes citados nesta subseção estão nomeados na Figura 4.8.

Dois aspersores de água instalados acima dos enchimentos no topo da torre possuem a forma de caixa com a face inferior multiplamente perfurada como em um chuveiro. A água entra em cada um dos aspersores por duas vias de alimentação simétricas ligadas em faces opostas do aspersor. Estas vias, nomeadas como tubulação de alimentação de água quente, dispõem dos mesmos comprimentos e números de curvas. Este arranjo simétrico garante a mesma perda de carga em todas as 4 entradas dos dois aspersores. Conseqüentemente, é obtida a mesma vazão de água nos dois lados do equipamento e garantida a uniformidade da ducha de água, que sai da base das caixas dos aspersores. Cada aspersor possui três pontos de medição de temperatura na superfície superior, monitorados por termopares. A média da leitura das temperaturas destes termopares representa a temperatura média do fluxo de água de entrada na torre.

Os enchimentos se situam logo abaixo dos aspersores de água no interior da torre. Os dois são formados cada um por duas chapas laterais interligadas horizontalmente por 218 cantoneiras de uma polegada, uniformemente espaçadas em seu interior. Este elemento retarda e desmembra em gotas o fluxo de água quente proveniente do aspersor, resultando em um maior tempo e área de exposição da superfície líquida das gotas em relação ao fluxo de ar. Este elemento também pode ser chamado de seção de aquisição de calor ou umidade, ou seja, é nessa seção que o ar ganha calor e umidade.

Bandejas de circulação, nomeadas como tanque receptor de água resfriada, situadas abaixo de cada enchimento, realizam o recolhimento e o retorno do fluxo de água para o tanque de circulação de água existente na bancada. Cada bandeja de circulação possui uma tubulação de drenagem principal, nivelada com o fundo do recipiente, por onde é drenada a piscina de líquido formada em seu interior. Outra saída auxiliar de maior diâmetro instalada com 55 mm de desnível com o fundo da bandeja, funciona como um ladrão para o caso da saída principal não ser suficiente para drenar todo o fluxo de líquido ascendente. Este sistema de drenagem garante uma altura constante da piscina de líquido dentro da bandeja na qual são instalados os termopares, que fazem a tomada de temperatura da saída de líquido da torre.

Os elementos nomeados como grelhas, ficam posicionados de forma a reter a água dentro da torre, redirecionando gotas que poderiam se perder para o ambiente e retificar o fluxo de ar em direção ao enchimento.

À frente dos enchimentos estão, os eliminadores de gotas. Estes têm a forma de uma parede permeável formada por um empilhamento de cantoneiras de uma polegada. Na posição vertical, são estrategicamente

distanciadas, de forma que essas cantoneiras criam um labirinto para o fluxo de ar, e podem interceptar gotículas de água que estejam sendo carregadas pelo fluxo de ar propiciado pelo ventilador para fora da torre, como também indicado na figura.

Dois quadros de dimensões 570 por 940 mm formam um suporte que margeiam toda a seção transversal no interior do *plenum* da torre de resfriamento. Chapas laterais de acrílico (para permitir visualização), aqui nomeadas de tampa lateral, com vedação de poliuretano, obrigam todo o fluxo de ar que passar pelo interior dos quadros suporte antes de deixar a torre.

O feixe de termossifões propostos neste estudo estão indicados na figura com o nome de “trocador de calor feixe de termossifões”. Estes são instalados como gavetas no quadro suporte mencionado anteriormente.

O tanque coletor de água condensada é composto por duas bandejas de recolhimento de água situadas abaixo do quadro de suporte. Este sistema é responsável pelo recolhimento de todo o volume de água líquida condensada pelos feixes de termossifões expostos ao ar úmido.

Todas as superfícies da torre expostas ao ambiente foram isoladas termicamente com isopor e (Espuma Vinílica Acetinada – EVA). Este isolamento foi importante porque, como os testes foram realizados em ambiente externo e tendo em vista que a área total exposta ao ambiente soma aproximadamente 4 m², perdas de calor por estas áreas poderiam influenciar fortemente o balanço térmico do ensaio. Nota-se que, quando em operação, mesmo com a isolação térmica, é possível observar a formação de gotas assim como o embaçamento da tampa lateral de acrílico, indicando perdas de calor das paredes para o ambiente.

4.2.3 Descrição do aparato experimental

A bancada experimental é um conjunto composto pelo protótipo da torre de resfriamento em escala reduzida, demais componentes necessários ao seu funcionamento, chamados de componentes auxiliares e o sistema de controle de variáveis, também chamado de sistema de medição. A bancada completa pesa aproximadamente uma tonelada, quando carregada com água, e apresenta uma altura total de 2,8 m sem o feixe de termossifões instalados e 3,5 m com o feixe. A sua base possui 1,5 m de largura e 1,95 m de comprimento. Todos os componentes auxiliares, o sistema de medição e também o protótipo da torre em escala estão sustentados por uma estrutura em aço, formada por cantoneiras de duas polegadas.

A Figura 4.9 apresenta fotografias do conjunto bancada experimental completo, sendo em “a” sem a instalação do feixe de termossifões e em “b” com o feixe.

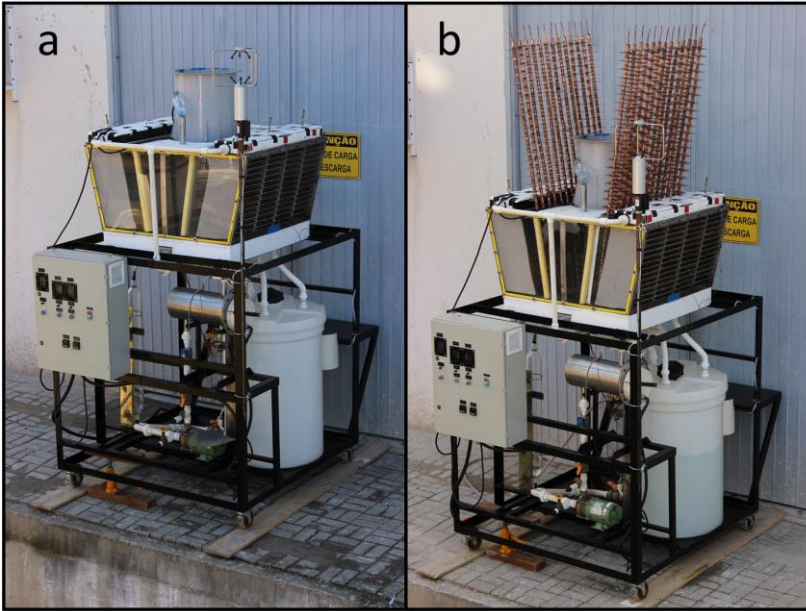


Figura 4.9– Figura bancada experimental sem e com o feixe de termossifões instalado.

Na Figura 4.10 está representado o fluxograma de funcionamento da bancada experimental. Inicialmente a água armazenada no tanque de circulação (1) é bombeada a uma determinada vazão por uma bomba centrífuga (2), com capacidade de bombeamento de 60 l/min, controlada por um inversor de frequência situado no painel de elétrico (3). Este fluxo passa pelo instrumento medidor de vazão (4) e em seguida por um tanque aquecedor (5) que contém um banco de resistências elétricas com potência de 30.000 W, responsáveis por fornecer calor ao fluxo de água. A quantidade de energia cedida ao fluxo é dosada por um controlador digital de temperatura também instalado no painel elétrico. Ao deixar o aquecedor, com uma temperatura controlada e estável, o fluxo de água entra na torre de resfriamento (6), onde perde calor para um fluxo de ar induzido por um ventilador (7) instalado no topo da torre. Este ventilador também tem sua velocidade de rotação controlada por outro inversor de frequência

localizado no painel elétrico. A água resfriada na torre de resfriamento retorna então ao tanque de circulação e o ciclo se mantém.

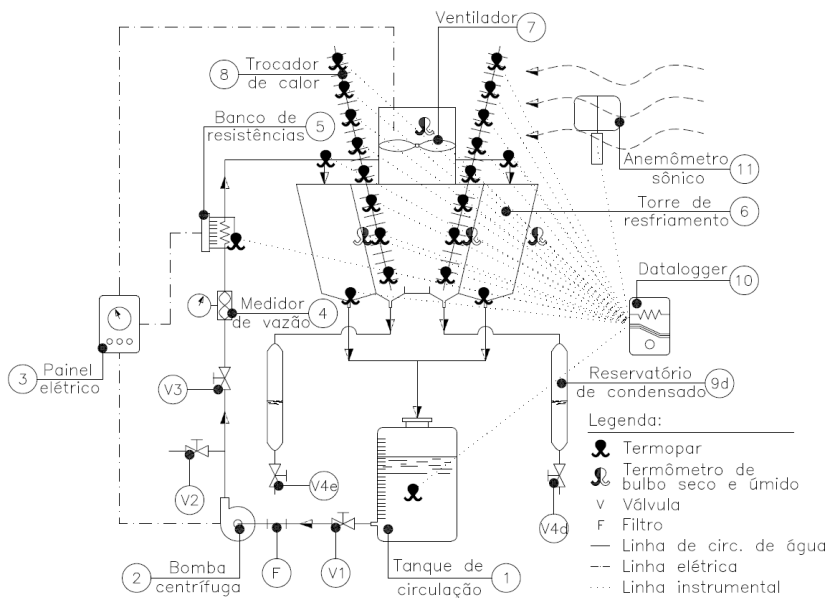


Figura 4.10– Fluxograma de operação da bancada experimental.

Parte da água no estado líquido que passa pelo circuito evapora durante o processo de resfriamento do fluxo de água quente. O ventilador que induz a passagem de ar pela torre também promove o transporte desse vapor de água formado no interior da torre para o ambiente externo. Os feixes de termossifões (8) esquerdo e direito, são posicionados no caminho do escoamento de ar quente e úmido, roubando calor, fazendo com que parte da umidade contida no ar condense. O volume de água condensada é coletado nos reservatórios a direita e esquerda (9). As válvulas V4 (esquerda e direita) permitem drenar os reservatórios de água condensada. O volume de líquido coletado por teste é coletado em um béquer e pesado em uma balança de precisão.

Um sistema de aquisição de dados (Datalogger, 10), faz a leitura e aquisição de dados de um anemômetro sônico (11) e dos 44 termopares distribuídos pela bancada experimental. Depois de coletados, os dados de cada teste são tratados em um computador auxiliar.

A estrutura da bancada se apoia sobre quatro rodízios giratórios. As outras válvulas presentes no circuito (V1, V2 e V3) possibilitam tanto a drenagem quanto o abastecimento do tanque de água. Essa manobra permite reduzir o peso total da bancada em 300 kg facilitando a movimentação do conjunto, uma vez que todos os testes foram realizados no lado externo do galpão expostos ao ambiente. O tanque de armazenamento é abastecido com 300 litros de água no início de todos os testes. Na posição F está representado um filtro que impede que partículas presentes no fluxo água obstruam e danifiquem o medidor de vazão e a bomba centrífuga.

4.2.3.2 Sistemas de medição e controle de variáveis

Nesta seção são descritos os componentes do sistema de medição empregados neste trabalho experimental, para monitoramento de dados, visando a avaliação e compreensão dos fenômenos físicos observados no equipamento. Assim, diversos sensores foram instalados em pontos estratégicos da bancada, sendo os principais: 44 termopares, um medidor de vazão e um anemômetro sônico.

- Armazenamento de dados;

Os dados obtidos a partir das medidas experimentais são armazenados e processados em um computador auxiliar. Neste computador está instalado o *software* de comunicação com o sistema de aquisição de dados de temperatura da Campbell Scientific Loggernet.

- Medidor de vazão de água;

Um medidor de vazão do tipo turbina é utilizado para medir a vazão de água que circula no sistema. De acordo com o fabricante, o modelo Omega TM FTB791-ND, de 1/2" apresentado na Figura 4.11, tem a capacidade de medir vazões entre 0,06 e 0,63 litros por segundo, na faixa de temperatura de -40 °C a +121 °C com a precisão de $\pm 2,0$ % do fundo de escala.



Figura 4.11– Medidor de vazão de água.

- Sistema de aquisição de dados de temperatura;

As temperaturas foram medidas utilizando termopares Omega TM do tipo K (cromoníquel). Estes termopares são capazes de medir temperaturas na faixa de $-270\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $1.372\text{ }^{\circ}\text{C}$, com erros de $\pm 2,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,75\%$ para temperatura acima de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Um procedimento de calibração foi realizado, afim de reduzir o erro da leitura dos termopares. Detalhes do procedimento de calibração são apresentados no Apêndice B. Os 44 termopares são distribuídos de acordo com a Tabela 4.4, os mesmos estão conectados ao sistema de aquisição de dados da Campbell TM Scientific, a partir de um datalogger CR1000 e de dois multiplexadores AM25T, conforme mostra a fotografia da Figura 4.12.

Tabela 4.4– Distribuição de termopares na bancada experimental.

Local	Quantidade
Aquecedor elétrico	1
Aspersor de água	6
Tanque de circulação	2
Termossifões do trocador	16
Temp. de bulbo seco entrada	2
Temp. de bulbo úmido entrada	2
Temp. de bulbo seco interno	6
Temp. de bulbo úmido interno	4
Temp. de bulbo seco saída	3
Temp. de bulbo úmido saída	2
Total	44

A caixa que contém o sistema eletrônico responsável pela aquisição de dados foi posicionada abaixo de uma mesa existente na estrutura metálica da bancada. Como todos os testes foram realizados em ambiente externo, esse posicionamento abriga o sistema eletrônico das possíveis intempéries climáticas. Em alguns casos de dias chuvosos uma cobertura plástica sobre a mesa, sob a qual estavam instalados, auxiliava na proteção do sistema.

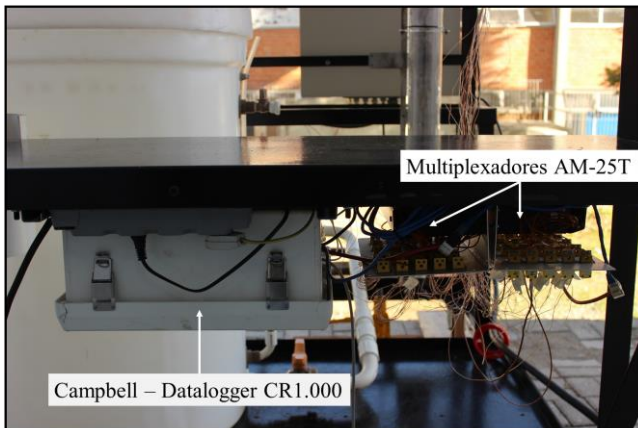


Figura 4.12– Sistema de aquisição de dados.

- Termômetros psicrométricos;

Três termômetros foram instalados visando a medição das temperaturas de bulbo seco, T_{bs} , e bulbo úmido, T_{bu} , em determinados pontos da passagem do ar pela torre. Um deles, situado do lado externo da torre, possibilita definir as condições psicrométricas do ar que ingressa na torre. Outro instalado no interior, no ponto onde o ar deixa a seção úmida da torre, caracteriza as condições do fluxo antes que esse passe pelo feixe de termossifões. Por fim, outro instalado na saída define as condições de umidade e temperatura em que o ar deixa a torre.

- Termômetro de entrada;

O aparato de aquisição das temperaturas do fluxo de ar que ingressa na torre de resfriamento está apresentado na Figura 4.13. O sistema é composto por uma placa estrutural para posicionamento dos termopares de bulbo seco (à direita), e dos termopares de bulbo úmido (à esquerda), os quais, por sua vez estão envolvidos por um pavio imerso em um recipiente que contém água. Os sensores são, desta forma, constantemente umedecidos por capilaridade. Uma proteção em PVC protege o termômetro de rajadas fortes de vento que podem provocar oscilações nas leituras de temperaturas.

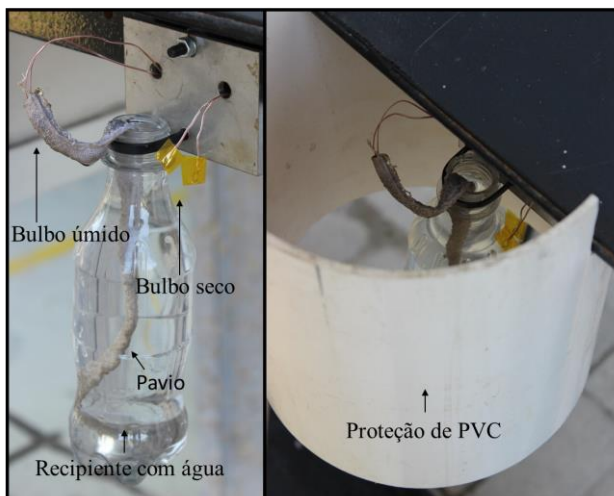


Figura 4.13– Termômetro de bulbo seco úmido da temperatura ambiente.

- Termômetro interno;

O termômetro interno é posicionado de forma a avaliar as condições psicrométricas do escoamento que deixa a seção úmida, antes de sua passagem pelo feixe de termossifões. O mesmo é composto de dois conjuntos idênticos instalados um de cada lado da torre. Cada conjunto é composto por três termopares de bulbo seco e dois de bulbo úmido, posicionados na metade, na parede do eliminador de gotas. Os três termopares de bulbo seco ficam igualmente espaçados no plano yz da Figura 4.8 ao longo do componente. A temperatura de bulbo seco neste ponto é calculada pela média das temperaturas desses três termopares.

Outros dois termopares fazem a leitura de bulbo úmido desse escoamento. Estes se encontram instalados na ponta do tubo umidificador envolvidos por uma flanela com propriedades higroscópicas. Esta flanela preenche todo o comprimento do tubo e parte de um recipiente que contém água. Essa manobra mantém os dois termopares constantemente umedecidos. A partir dessas temperaturas de bulbo seco e úmido e considerando-se a pressão como atmosférica, pode-se caracterizar as condições psicrométricas do fluxo antes de passar pelo trocador. A Figura 4.14 mostra uma fotografia destes sensores de temperatura.

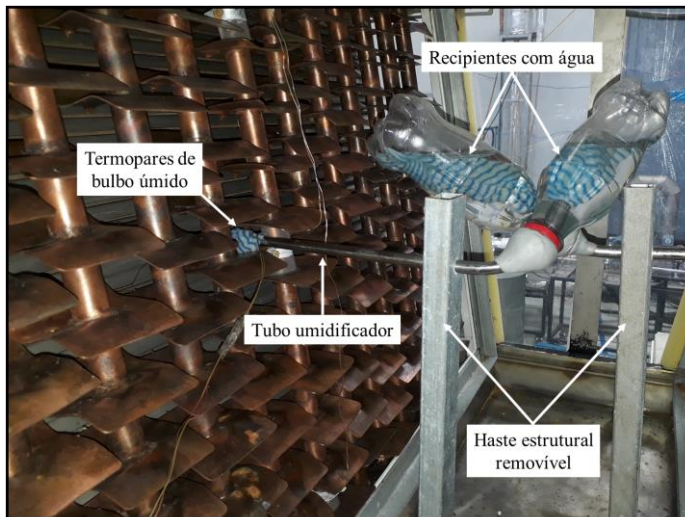


Figura 4.14– Termômetro de bulbo seco e úmido interno.

- Termômetro de saída;

O termômetro de saída é composto por três termopares de bulbo seco distribuídos pela seção do ventilador conforme indicados por setas na Figura 4.15-b, e por dois termopares de bulbo úmido constantemente umedecidos, posicionados no interior do tubo vazado, conforme mostra a imagem da Figura 4.15-a. O tubo vazado contém um material poroso em seu interior, onde estão instalados os dois termopares que, são mantidos constantemente umedecidos por efeito de capilaridade. O bico contém rasgos de forma que o escoamento de ar tenha contato direto com o material umedecedor.

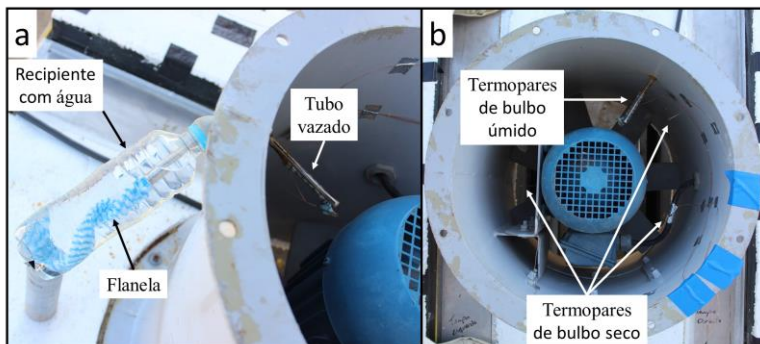


Figura 4.15– Termômetro de bulbo seco e úmido na saída.

- Anemômetro sônico externo;

À meia altura do comprimento dos condensadores do feixe de termossifões instalado na torre, está posicionado um anemômetro sônico, modelo Young 81.000, mostrado na Figura 4.16. Este está fixado sobre uma haste tubular de altura regulável feita sob medida para o instrumento. De acordo com o manual do fabricante, sua precisão de leitura da velocidade dos ventos, na faixa entre 0 e 30m/s, é de $\pm 1,0\%$ do fundo de escala ($\sim 0,05$ m/s). Os dados gerados neste sensor também são coletados pelo *datalogger*.



Figura 4.16– Anemômetro sônico.

- Medição da velocidade do escoamento de ar no interior da torre;

A vazão de ar não pode ser medida experimentalmente devido à influência do sistema de medição na própria vazão de ar da torre (detalhes no Apêndice A). Assim, para se obter uma velocidade média de referência foi utilizado um anemômetro de fio quente, modelo Omega HHF1000 Series (Figura 4.17), com precisão de 1,5% do fundo de escala na faixa de temperatura de -40 a 93°C . O instrumento foi posicionado no *plenum* (interior da torre), nos vãos livres de passagem de ar entre os termossifões. Observou-se uma grande diferença na medição da velocidade dependendo da posição do sensor (próximo ou afastado da superfície do evaporador do termossifão). O valor médio de velocidade obtido durante as medições

foi estabelecido como padrão, quando a torre operava sobre a mesma configuração de teste e mesma condição de perda de carga (com ou sem os feixes de termossifões instalados). Como por exemplo, para o caso da configuração da torre de resfriamento com os feixes de termossifões instalados e com o ventilador ajustado na frequência de 30 Hz, a média das velocidades obtidas com o anemômetro de fio quente foi de 2 m/s. Essa velocidade foi definida como padrão em todos os testes para essa mesma configuração. O mesmo procedimento foi repetido variando em diferentes patamares a vazão de ar do ventilador pelo inversor de frequência. Os resultados obtidos estão apresentados no Capítulo 5. Estes resultados foram utilizados como variáveis de entrada no modelo analítico apresentado na Seção 3.2.2.3 para avaliar e estimar parâmetros da torre e do escoamento sobre o feixe de termossifões.



Figura 4.17– Anemômetro de fio quente.

- Medição do volume de água do sistema;

A variação do volume total de água do sistema corresponde ao volume total de água evaporada durante um teste, que será comparada com a água condensada (recuperada do ar úmido). Este é dado pela diferença entre o volume inicial e o volume final de água no tanque de circulação, com capacidade de armazenamento de 500l, cuja fotografia é apresentada na Figura 4.18. Essa medida é feita por meio de uma fita métrica posicionada em paralelo a um medidor de nível existente na lateral do próprio tanque.



Figura 4.18– Tanque de circulação de água.

A leitura feita na fita métrica em centímetros é introduzida na seguinte equação, que determina o volume em litros de água contida no tanque determinado momento:

$$V_{litros} = 0,000007l_{cm}^3 + 0,0001l_{cm}^2 - 3,766l_{cm} + 313,32 \quad (4.1)$$

Essa equação do volume de líquido contido no tanque foi formulada a partir de calibrações utilizando um béquer de precisão de volume conhecido.

- Sistema de coleta de água condensada;

No final de cada teste da torre de resfriamento assistida pelo feixe de termossifões, a água condensada é armazenada em um recipiente, conforme mostrado na fotografia da Figura 4.19.



Figura 4.19– Reservatório de água condensada.

A bancada conta com dois recipientes iguais, um dedicado para cada feixe de termossifões. Cada recipiente de vidro possui a capacidade de armazenamento de 8 litros de água. Um registro instalado no fundo do recipiente permite a drenagem do líquido coletado no final de cada teste. O volume coletado em um béquer é pesado numa balança de precisão da marca Marte, modelo AS 5500 C. Esta balança possui classe de exatidão II, que corresponde a um erro de $\pm 0,5\text{g}$.

4.2.4 Metodologia de testes

Nos ensaios experimentais, busca-se, dentro do possível, reproduzir na torre em escala reduzida as condições de operação de uma torre de resfriamento em tamanho real descritas anteriormente. Com isto pode-se verificar a capacidade do feixe de termossifões de condensar parte da umidade do ar que deixa a torre e extrapolar estes resultados para uma aplicação real.

Os testes foram realizados na área externa do laboratório, com a bancada sujeita as condições climáticas do dia. Para iniciar os testes, a mesma era abastecida com 300 litros de água e era realizado o procedimento de nivelamento apresentado no Apêndice C, devido à movimentação do aparato experimental para o lado externo do prédio, em todos os dias de teste. O procedimento de nivelamento é de suma importância, pois sem ele foi observada uma disparidade nos níveis de temperatura entre os dois lados da torre, e conseqüentemente, diferentes massas de água eram condensadas.

O local de realização dos testes se situava na sombra, de forma que não havia incidência direta de radiação solar na bancada de testes. Note-se ainda que os reservatórios destinados à coleta de água condensada permaneceram totalmente secos em todos os testes realizados com a torre de resfriamento sem os feixes de termossifões instalados.

4.2.4.1 Determinação da variação dos parâmetros de teste

Três variáveis são controladas pelo painel elétrico de controle da bancada buscando reproduzir as condições reais de operação no modelo em escala. Para definir a faixa das variáveis controláveis em que o modelo em escala se assemelha ao equipamento real, diversos ensaios com a bancada em vazio (sem feixe de termossifões) foram realizados. Testes variando as amplitudes da temperatura da água, da vazão de ar e de água, permitiram a caracterização do funcionamento do modelo em escala.

Cada variável controlável foi analisada separadamente. Uma faixa de condições pré-estabelecidas para cada variável foi definida a fim de reduzir o número de testes a serem realizados. A seguir se apresenta a faixa de valores as quais os parâmetros temperatura da água, vazão de água e velocidade do escoamento de ar foram testados.

- Temperatura da água;

De acordo com o relatório de funcionamento da torre de resfriamento real, a temperatura de entrada da água na torre de resfriamento varia na faixa de 40 a 45°C. Também é conhecido que o fluxo de água tem um grau de resfriamento em torno de 11 a 15°C durante sua passagem pela torre de resfriamento. Com base nesses parâmetros, testes com temperaturas de entrada de água entre 40 e 50°C foram realizados, visando simular as condições de operação de um equipamento real.

- Vazão de água;

A vazão de água que circula na torre de resfriamento é um parâmetro controlado por um inversor de frequência que pode ser ajustado entre

frequência mínima de 20 Hz, referente a vazão de 0,01 l/min, e máxima de 60 Hz, resultando em uma vazão de 50 l/min.

Porém, foi verificado visualmente que somente acima da vazão de 25 litros por minuto, o volume de água era suficiente para formar uma cascata d'água no enchimento da torre. Vazões abaixo destes níveis não completavam toda a seção úmida da torre. Sendo assim, somente vazões acima de 25 litros por minuto foram utilizadas nos testes.

- Vazão de ar;

Os métodos utilizados para estimar a vazão de ar em torres de resfriamento industriais não são aplicáveis no modelo em escala reduzida devido as diferentes características entre os ventiladores. Além disso, métodos experimentais sugeridos por norma para a medição da velocidade de ar interferem nas características funcionais da torre de resfriamento, gerando resultados de vazão incondizentes com a vazão de ar real da torre (Apêndice A).

Desta forma, outros fatores foram levados em consideração para determinar a faixa ideal de vazão de ar que o equipamento deve operar, como o grau de resfriamento de água da torre real e a condição em que o equipamento retira a maior quantidade possível de calor da água.

A vazão mássica de ar que circula pela torre de resfriamento foi estimada por meio da Eq. (3.14), que corresponde a um balanço de massa nas condições psicrométricas do fluxo de ar que passa pela torre e na massa de água evaporada durante o teste. Da mesma forma que foi adotado para o procedimento de medição da velocidade interna do ar, a vazão de ar foi padronizada para determinados patamares ajustados no inversor de frequência. Os patamares de frequência escolhidos (10, 20, 30 e 40 Hz) resultaram respectivamente em uma vazão média aproximada de $\dot{m}_{ar,10} \approx 0,15$, $\dot{m}_{ar,20} \approx 0,30$, $\dot{m}_{ar,30} \approx 0,45$ e $\dot{m}_{ar,40} \approx 1,0$ kg/s.

Foi observado experimentalmente que vazões de ar acima de 1 kg/s faziam com que gotículas de água comesçassem a ser arrastadas pelo escoamento de ar. Com isso, foi estabelecido os testes deveriam ser realizados na faixa de vazão entre 0,15 e 1,00 kg/s.

4.2.4.2 Procedimento de execução de testes.

Uma vez discutidas as características do funcionamento do protótipo da torre de resfriamento e dos equipamentos auxiliares, foi possível propor o seguinte procedimento de execução dos testes.

- I. Liga-se a bomba de circulação e ajusta-se a vazão de água desejada no teste, pelo inversor de frequência.
- II. Liga-se o aquecedor e ajusta-se a temperatura no controlador de temperaturas digital.
- III. Liga-se o sistema de aquisição de dados.
- IV. Espera-se até que as temperaturas do sistema se estabilizem e atinjam o valor informado no controlador.
- V. Liga-se o ventilador e o seu ajuste é feito pelo inversor de frequência.
- VI. É esperada que as temperaturas do circuito se tornem constantes novamente, caracterizando o regime permanente. O regime permanente de temperaturas é definido quando as temperaturas se estabilizam por dez minutos.
- VII. No caso de testes com os feixes de termossifões instalados, é esperado que o fluxo de água que chega ao reservatório de condensado seja constante (gotejamento constante nos dois lados da torre). Geralmente esse regime é alcançado após 4 horas do sistema em circulação.
- VIII. Inicia-se o teste computando o volume inicial de água contido no tanque de circulação e a vazão de água indicada pelo medidor de vazão.
- IX. Depois de decorrido o tempo de duração do teste, finaliza-se a aquisição de dados e anota-se o volume de água final contido no tanque de circulação e a nova vazão de água indicada pelo medidor de vazão.
- X. No caso de testes com a bancada assistida por termossifões, os reservatórios de condensado eram drenados e seus volumes eram coletados separadamente em um béquer e depois pesados em uma balança de precisão.

Deve-se notar que, ao todo, mais de uma centena de testes foram realizados com e sem o feixe de termossifões na torre de resfriamento em escala reduzida. Boa parte deles foram necessários para caracterizar e conhecer o funcionamento da bancada experimental. Mesmo com a experiência adquirida nas repetidas execuções de testes, por se tratar de uma estrutura grande e pesada, que era movimentada e ajustada no ambiente externo do prédio em todos os dias de teste e que envolvia muitas variáveis de difícil domínio, apenas um número seletivo de testes foi agrupado para serem apresentados neste texto.

Dos 24 testes realizados com os feixes de termossifões instalados na torre em escala, 7 foram descartados devido à incerteza nos dados obtidos. Nestes testes a incerteza estava relacionada à uma grande discrepância no volume de água condensada entre os dois lados da torre, fortes rajadas de vento e até mesmo chuva em alguns momentos dos 4 dias em que os 7 testes foram realizados.

17 testes foram selecionados para os resultados finais, os mesmos foram realizados em 10 dias distribuídos em um período de aproximadamente um mês. Em todos, como já mencionado, a bancada experimental se encontrava em ambiente externo, sem exposição direta à radiação solar (sombra). Nos testes foram observadas condições climáticas variadas, como dias nublados ou de céu limpo, com variadas velocidades de ventos. Os testes também foram realizados em diferentes horários e em diferentes períodos do dia e da noite para ampliar o intervalo de abrangência dos ensaios. A sequência dos ensaios foi definida aleatoriamente, e em nenhum caso um mesmo conjunto de condições de testes foi repetido em sequência.

5 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados do presente trabalho, os quais são divididos em três seções principais. Na primeira seção estão apresentados os resultados preliminares dos testes de avaliação do comportamento dos termossifões antes de serem instalados na torre.

Na segunda seção, são apresentados os resultados das medições que permitiram caracterizar os parâmetros a serem adotados nos testes da torre de resfriamento experimental.

Na terceira seção, de resultados dos ensaios realizados na torre de resfriamento com os feixes de termossifões instalados são apresentados e discutidos. Os dados experimentais são comparados com previsões resultantes do modelo analítico proposto.

Por fim, os resultados de recuperação de água alcançados com a torre de resfriamento experimental são projetados para as proporções uma torre de resfriamento em escala industrial. As estimativas de recuperação de água no modelo industrial sugerem a perspectiva do potencial de recuperação de água da tecnologia.

5.1 ESTUDO DOS TERMOSSIFÕES

Conforme discutido no Capítulo 4, foram realizados ensaios preliminares que definiram o fluido de trabalho e a razão de enchimento utilizada nos termossifões, cujos resultados são discutidos nesta seção.

5.1.1 Seleção do fluido de trabalho dos termossifões

Os resultados da primeira série de experimentos, onde um mesmo termossifão foi carregado com diferentes fluidos de trabalho em diferentes razões de enchimento, sob uma condição fixa de temperatura imposta no evaporador são apresentados em um gráfico, apresentado na Figura 5.1. Mais especificamente estão apresentadas curvas do comportamento térmico do termossifão sem carregamento (ou evacuado) e carregado com quatro fluidos distintos.

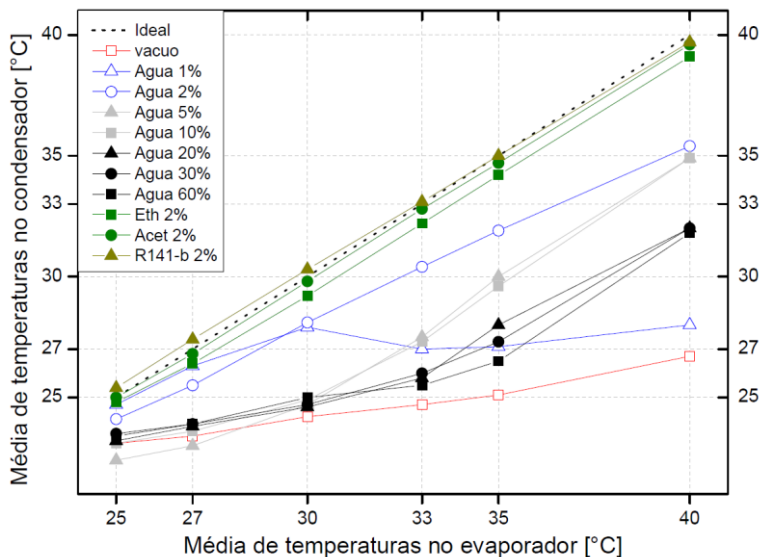


Figura 5.1– Média de temperaturas ao longo do comprimento do condensador de um termossifão carregado com diferentes fluidos de trabalho em diferentes razões de enchimento, sob a condição de temperatura imposta no evaporador.

Neste gráfico, o eixo das abscissas corresponde à média de temperaturas dos termopares instalados na seção evaporadora do termossifão. O eixo das ordenadas apresenta uma média das temperaturas obtidas ao longo do comprimento do condensador, obtidas durante 10 minutos com o sistema em regime permanente.

Uma linha pontilhada nomeada como ideal foi traçada para efeito de referência. Os seus pontos correspondem à condição ideal, em que o termossifão opera com resistência zero, ou seja, as temperaturas do evaporador são iguais a do condensador.

O primeiro teste, com o tubo evacuado, representa a condução de calor pelas paredes de cobre do tubo (ver curva em vermelho). A mesma serve de referência, representando uma situação onde não ocorre mudança de fase do fluido de trabalho no termossifão, ou seja, este não funciona como termossifão.

O primeiro fluido de trabalho a ser testado foi a água, devido as suas características favoráveis como fluido de trabalho. Foram realizados sete testes com este fluido em diferentes razões de enchimento. Com base

no comportamento das curvas obtidas, os sete testes podem ser separados em três grupos.

No primeiro grupo, o termossifão foi carregado com 60, 30 e 20% do volume de seu evaporador com água. As curvas geradas, identificadas com a cor preta, mostram que até os 33 °C o termossifão funciona basicamente como um condutor de cobre. Ao que tudo indica, o pequeno fluxo de calor proporcionado pela temperatura prescrita no evaporador não é suficiente para promover o *start-up* do termossifão com esses volumes de carregamento. Aos 35 e 40 °C observa-se uma pequena reação, mas longe do funcionamento ideal do dispositivo.

O segundo grupo, representado pela cor cinza, estão termossifões carregados com água e com razões de enchimento de 5 e 10%. O comportamento deste se assemelha ao do primeiro grupo. Porém observa-se uma pequena melhora a partir dos 30°C, significando que menores razões de enchimento podem favorecer o *start-up* em condições de baixo fluxo de calor.

Essa condição é confirmada pelo terceiro grupo com razões de enchimento de 1 e 2%. Observa-se que a curva de 2% de razão de enchimento se mantém distante da curva de condução de calor. Além disso, por apresentar uma tendência de se aproximar da curva que descreve o comportamento ideal (curva pontilhada), conclui-se que o termossifão está funcionando. Para o termossifão com 1% de razão de enchimento, a média das temperaturas do condensador se mantiveram em níveis próximos aos da temperatura prescrita do evaporador até os 27 °C. Entretanto, uma queda na distribuição de temperaturas ao longo do condensador é observada a partir dos 30 °C. Assim, o tubo funcionando com uma razão de enchimento de 1% apresentou performance superior ao tubo de 2% até os 27°C. Aos 30°C a performance das duas curvas se equivalem, e acima desta temperatura, a razão de enchimento de 1% passa a se comportar como a curva de condução, caracterizando a secagem do termossifão.

Sendo assim, a razão de enchimento de 2%, foi definida como a que melhor distribui a temperatura prescrita do evaporador ao longo do condensador.

Outros três fluidos de trabalho foram testados: etanol, acetona e refrigerante R141-b. Estes possuem temperatura de saturação inferior à da água e possivelmente poderiam mostrar melhor comportamento sob as mesmas condições.

Conforme esperado, os três fluidos alternativos testados tiveram desempenho superior à da água. As médias das temperaturas ao longo do condensador se mantiveram próximas a curva ideal. Mesmo nas menores temperaturas, as temperaturas ao longo do comprimento do condensador

se mantiveram próximas a temperatura prescrita na seção evaporadora. Dentre os três fluidos alternativos, o refrigerante R141-b apresentou o melhor desempenho. Um pequeno desvio acima da curva ideal deste fluido pode ter relação com o erro de medição dos termopares ou a uma oscilação do sistema de regulação de temperatura do próprio banho.

5.1.2 Escolha da razão de enchimento dos termosifões

Tendo em vista o bom desempenho obtido com o refrigerante R141-b, decidiu-se aumentar o comprimento da seção condensadora. Assim, um novo termosifão com uma seção condensadora de 1,17 m, 233% maior do que a seção condensadora anterior, perfazendo um termosifão de comprimento total de 1,67 m, foi fabricado e testado. A distribuição de temperaturas no condensador foi avaliada em relação a razão de enchimento do termosifão com o refrigerante.

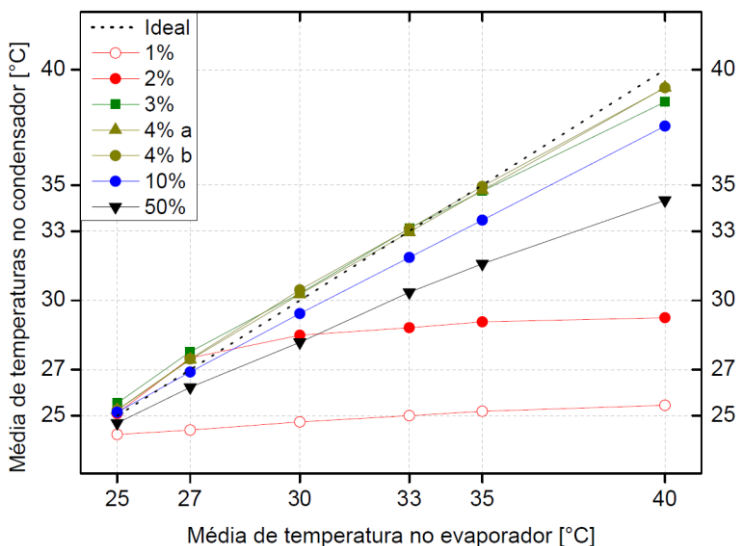


Figura 5.2– Média de temperaturas ao longo do comprimento do condensador de um termosifão carregado com diferentes razões de enchimento de R141-b, sob a condição de temperatura imposta no evaporador.

Os resultados do presente estudo estão apresentados graficamente na Figura 5.2. Neste gráfico todas as curvas foram geradas com o termos-

sifão carregado com refrigerante R141-b. Da mesma maneira que o gráfico apresentado na Figura 5.1, os eixos x e y representam a média das temperaturas no evaporador e condensador, respectivamente. A linha tracejada, denominada ideal, representa o funcionamento de um termossifão com resistência zero, em que a temperatura no evaporador é idêntica à do condensador.

A razão de enchimento de 1% se mostrou insuficiente para o funcionamento do termossifão. A curva obtida claramente representa secagem do tubo, em que o mesmo transfere calor axialmente por condução através da parede do seu corpo, caracterizada por uma curva basicamente reta.

Com 2% de razão de enchimento a característica de secagem (dryout) ocorre nas temperaturas acima de 27°C. Acima desta temperatura a inclinação da curva se assemelha a da curva de 1%, caracterizando volume de fluido de trabalho insuficiente.

Com 3% de razão de enchimento as temperaturas se aproximam muito da curva ideal. Apenas aos 40°C foi observada uma pequena queda de rendimento, possivelmente causada pelo início de secagem do evaporador. Assim, mais um por cento na razão de enchimento foi adicionado e testado.

Com 4% o comportamento se manteve próximo ao ideal e uma melhora aos 40°C foi observada, em relação ao teste com 3% de razão de enchimento. Como o experimento simula a condição crítica de operação do termossifão na torre, os 4% de razão de enchimento foram considerados como suficientes para o dispositivo funcione próximo a condição ideal (curva pontilhada). O teste com esse volume foi repetido (curva 4% a e b) para confirmar o comportamento do termossifão.

Para confirmar a importância da razão de enchimento adequada no desempenho do termossifão em condições adversas de funcionamento, outras duas curvas foram geradas.

Com 10% é notável a redução das temperaturas no condensador do termossifão. Redução que é ainda maior com o aumento da razão de enchimento para 50%. A notável queda da média das temperaturas no comprimento do condensador comprova que o sobre-enchimento dificulta o funcionamento do dispositivo.

Com isso, 4% de razão de enchimento foi definido como a razão de enchimento ideal para o condensador com comprimento de 1,166 metro. Note que o volume ideal de fluido de trabalho dobrou na proporção em que o comprimento do condensador também dobrou. Conclui-se que para uma determinada faixa de temperatura prescrita no evaporador e um volume fixo de condensador imerso em um meio de baixa transferência

de calor, existe uma quantidade definida de fluido de trabalho que proporciona uma condição ideal de funcionamento do termossifão. Razões de enchimento abaixo deste volume estão sujeitas a secagem do evaporador. E volumes acima sobrecarregam o dispositivo, causando um desempenho inferior do dispositivo.

5.1.3 Comportamento dos termossifões em situação real

Apesar dos resultados apresentados na seção anterior demonstrarem que os termossifões escolhidos podem operar em ambientes adversos semelhantes aos observados em torres de resfriamento, decidiu-se testá-los em aplicações práticas e assim quatro termossifões foram montados no quadro estrutural e o conjunto foi instalado na torre de resfriamento em escala reduzida. Dos quatro termossifões, três foram carregados com fluido refrigerante R141-b, com 4% de razão de enchimento conforme resultados dos estudos apresentados na seção anterior. Um deles não foi carregado para servir de referência como um tubo oco de cobre que transfere calor apenas por condução. A Figura 5.3 apresenta imagens dos tubos testados onde o tubo sem carregamento (identificado como tubo evacuado) se situa à esquerda.

O termossifão sem carregamento e um dos termossifões carregados foram instrumentados com termopares ao longo de sua extensão. Ao todo foram instalados oito termopares em cada dispositivo para medição da temperatura da parede externa, sendo três situados no evaporador e cinco no condensador. As abraçadeiras que aparecem na imagem da Figura 5.3 pressionam os termopares contra a parede dos tubos. As tiras de silicone isolam os sensores do fluxo de ar, fazendo com que apenas a temperatura da parede seja mensurada. Nestas fotografias é possível visualizar a formação de gotas apenas nas paredes dos tubos que contém fluido de trabalho, fato que não ocorre no tubo evacuado. Este se mantém basicamente seco durante todo o teste. Nos termossifões a condensação foi observada ao longo de toda a extensão do evaporador. Em regime permanente foi observado uma taxa constante de condensação e, conseqüentemente, um gotejamento com frequência constante foi observado na seção evaporadora de cada termossifão da montagem.

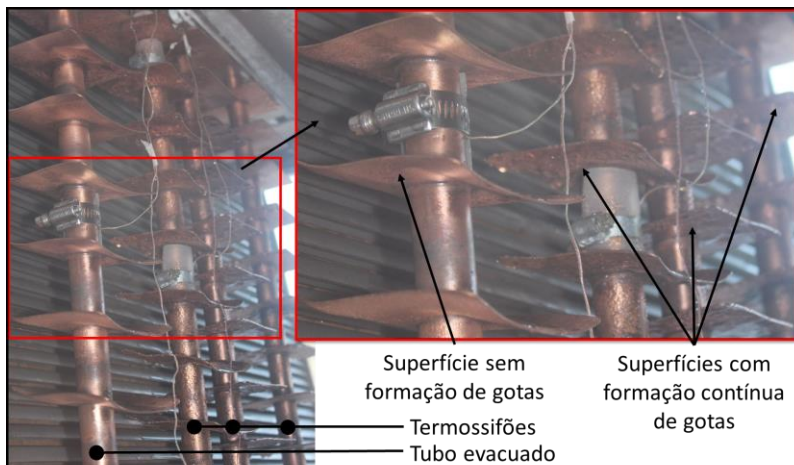


Figura 5.3– Condensação no tubo e no termossifão.

No gráfico da Figura 5.4 é apresentada a média no tempo das temperaturas medidas ao longo do tubo evacuado e do termossifão. Definiu-se como o início do teste o instante em que o regime permanente foi atingido, durante uma hora e trinta minutos. Abaixo do eixo x do gráfico está um desenho esquemático de um termossifão com pontos circulares pretos que identificam as posições dos termopares. As abreviações Ev e Cd correspondem aos pontos de medição de temperatura no evaporador e no condensador, respectivamente.

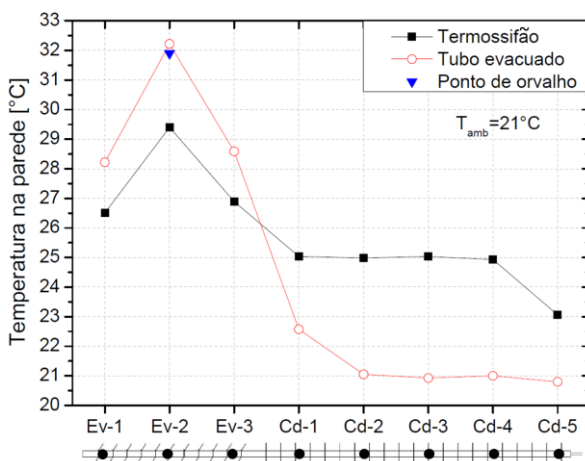


Figura 5.4– Temperaturas ao longo do termossifão e do tubo evacuado.

A temperatura média do ambiente externo durante o teste foi de 21°C. No interior da torre a temperatura de orvalho do fluxo de ar foi medida próximo ao centro da seção evaporadora (Ev-2) e sua média foi de 31,9 °C, representada pelo triângulo azul no gráfico.

Foi observado um pico de temperatura no centro do evaporador em ambos dispositivos. Este pico pode estar relacionado a uma região em que o ar possui uma melhor troca térmica durante a sua passagem pela cascata d'água, sofrendo um aquecimento pontual, refletido na maior temperatura da parede.

No tubo evacuado a transferência de calor ocorre apenas por condução axial nas paredes do tubo. Como a difusão de calor não é muito eficiente, o calor não consegue se difundir do evaporador para o condensador e as temperaturas das seções se mantém próximas à temperatura do meio em que estão expostas. No evaporador é observado que a temperatura da parede do tubo se mantém próxima a temperatura de orvalho do fluxo. Isso prejudica o processo de condensação, uma vez que é necessária uma superfície com temperatura abaixo do ponto de orvalho para que a mudança de fase vapor-líquido ocorra.

Já no termosifão preenchido com fluido de trabalho, há mudança de fase interna, que favorece o processo de transferência de calor. Assim, o calor admitido no evaporador é distribuído ao longo do comprimento do condensador e as temperaturas em toda a sua extensão tendem a se uniformizar. Isso também faz com que a seção evaporadora se mantenha a uma temperatura inferior à temperatura de orvalho, favorecendo a condensação.

5.2 TORRE DE RESFRIAMENTO OPERANDO EM VAZIO

Ensaio preliminares na torre de resfriamento experimental foram realizados para definir os parâmetros de teste que seriam aplicados quando os feixes de termosifões estivessem instalados. Foram selecionadas as configurações de parâmetros em que a torre operava próxima de sua capacidade máxima de resfriamento, procurando-se reduzir o número total de ensaios de forma a se focar nas condições em que o modelo em escala mais se assemelha ao modelo real.

5.2.1 Análise e seleção dos parâmetros de teste

Foram realizados quarenta e um ensaios com a torre de resfriamento em vazio, ou seja, sem os feixes de termossifões instalados. Os parâmetros de teste da torre foram selecionados combinando as vazões de ar e de água e a temperatura de entrada da água a partir dos intervalos previamente estabelecidos na Seção 4.2.4.1. A Tabela 5.1 apresenta as três configurações de teste utilizadas para avaliar o funcionamento da torre, cada configuração foi testada em quatro níveis vazão de ar, totalizando 12 diferentes condições de teste.

Tabela 5.1– Configurações de teste utilizadas para caracterizar o funcionamento da torre de resfriamento experimental em vazio.

Configuração 1	$\dot{m}_w=25$ [l/min]	$T_{w1}=50$ [°C]	$\dot{m}_{ar;10} \sim 0,15$ [kg/s]
			$\dot{m}_{ar;20} \sim 0,30$ [kg/s]
			$\dot{m}_{ar;30} \sim 0,45$ [kg/s]
			$\dot{m}_{ar;40} \sim 1,00$ [kg/s]
Configuração 2	$\dot{m}_w=50$ [l/min]	$T_{w1}=40$ [°C]	$\dot{m}_{ar;10} \sim 0,15$ [kg/s]
			$\dot{m}_{ar;20} \sim 0,30$ [kg/s]
			$\dot{m}_{ar;30} \sim 0,45$ [kg/s]
			$\dot{m}_{ar;40} \sim 1,00$ [kg/s]
Configuração 3	$\dot{m}_w=50$ [l/min]	$T_{w1}=50$ [°C]	$\dot{m}_{ar;10} \sim 0,15$ [kg/s]
			$\dot{m}_{ar;20} \sim 0,30$ [kg/s]
			$\dot{m}_{ar;30} \sim 0,45$ [kg/s]
			$\dot{m}_{ar;40} \sim 1,00$ [kg/s]

Os 12 tipos de configurações abrangem o intervalo de temperatura de entrada da água na torre (T_{w1}) entre 40 e 50°C, vazão de água fornecida pela da bomba (\dot{m}_w) entre 25 e 50 l/min e vazão de ar no ventilador (\dot{m}_{ar}) entre 0,15 e 1,00 kg/s. Os resultados destes testes são apresentados nos gráficos das Figura 5.5 e Figura 5.6, que permitem definir os parâmetros em que a torre em escala opera com maior capacidade de resfriamento.

O gráfico da Figura 5.5 mostra o calor dissipado pela torre em função da vazão de ar do ventilador, em diferentes combinações de temperatura e vazão de água. Observa-se que os resultados obtidos a partir de ensaios repetidos (representados por dados com o mesmo símbolo para uma mesma vazão de ar) não são coincidentes. Tendo em vista que as condições climáticas do dia variam bastante, diferentes temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido e diferentes umidades relativas do ar ambiente influenciam fortemente o comportamento do equipamento.

Nesta figura também se observa que, comparando os pontos circulares com os quadrados (resultantes de testes cuja configuração difere apenas na temperatura de entrada da água), para uma vazão de água constante, menores temperaturas de entrada de água na torre proporcionam menor dissipação de calor. Porém, o calor dissipado na torre pouco se altera para condições de operação onde a temperatura da entrada de água é fixa e as vazões da água que circula pela torre diferentes (círculos e triângulos). Verifica-se que, para todas as configurações, que a taxa de dissipação de calor máxima é alcançada a partir da vazão de ar de 0,45 kg/s. Esse efeito pode ser justificado devido à limitada potência do aquecedor elétrico (30kW), alcançada nesta configuração e assim, acima dessa faixa, as temperaturas da água não conseguem se manter nos patamares desejados e a energia dissipada na torre é prejudicada.

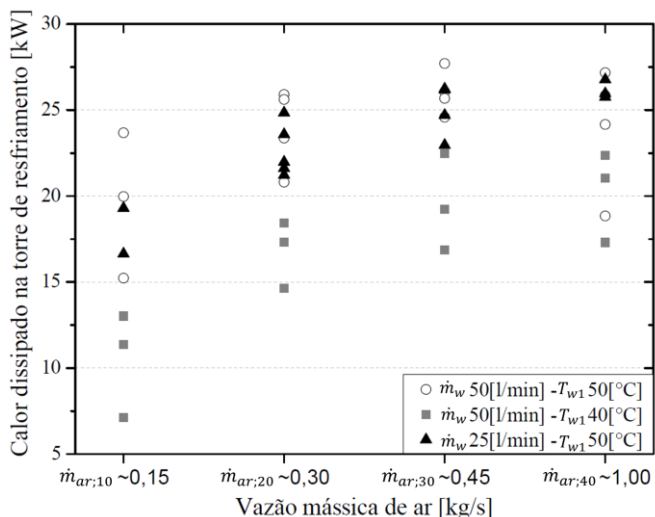


Figura 5.5– Calor dissipado do fluxo de água na torre de resfriamento.

O gráfico da Figura 5.6 é semelhante ao apresentado na Figura 5.5, porém, neste caso, no eixo vertical apresenta-se o nível de resfriamento de água obtido na torre para as mesmas condições de operação. Observa-se que as maiores vazões de água circulando pela torre apresentam menores diferenças de temperatura e, desta forma, nesta configuração deve-se ajustar uma maior vazão de ar para se garantir a troca de calor necessária, ou seja, se atingir níveis maiores de resfriamento da água. Em outras palavras, as curvas geradas com vazões de 50 l/min tiveram um menor resfriamento do que as curvas com 25 l/min. Também é possível notar uma

tendência de estabilização na diferença de temperatura a partir da vazão mássica de 0,45 kg/s proporcionada pelo ventilador, verificado pela tendência de manter em um mesmo patamar horizontal assumida pelos pontos a partir dessa vazão de ar.

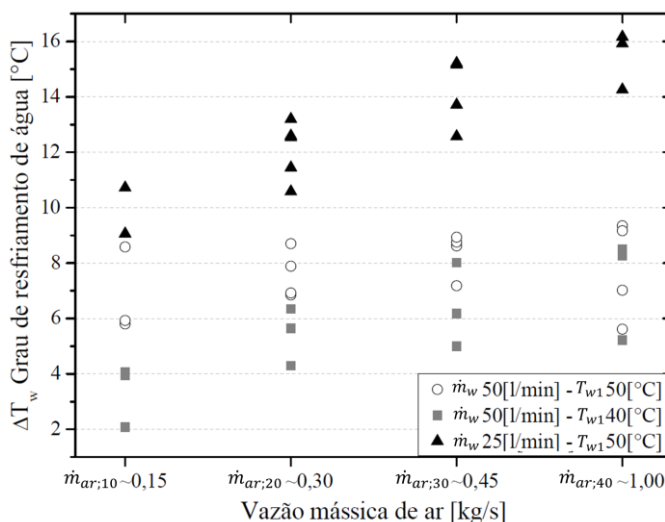


Figura 5.6– Grau de resfriamento do fluxo de água na torre.

Partindo-se da análise dos resultados obtidos nestes gráficos foram definidas as combinações de parâmetros padrão adotados para os testes da torre assistida pelo feixe de termossifões. É desejado que o modelo em escala (protótipo) proporcione uma redução de temperatura no fluxo de água semelhante à observada no modelo real. Ainda, é desejado que o protótipo opere em seu ponto ótimo, ou seja, que consiga extrair a maior quantidade de calor possível do fluxo de água que circula pela torre, e que o volume de água evaporada na torre em miniatura seja proporcional à do modelo real.

Sendo assim, a configuração adotada com o controlador de temperatura ajustado para 50° C, vazão de circulação de água de 25 l/min e vazão mássica de ar entre $\dot{m}_{ar;10} \sim 0,15$ a $\dot{m}_{ar;30} \sim 0,45$ kg/s, atendem aos requisitos desejados para a avaliação do potencial de recuperação de água do feixe de termossifões proposto no estudo. A realização dos testes nessa faixa ótima de operação permite reduzir o número total de testes a serem realizados, possibilitando o foco nas repetições de cada teste. A Tabela

5.2 apresenta a configuração selecionada para avaliar o comportamento dos feixes de termossifões.

Tabela 5.2– Configuração de teste que corresponde a carga máxima de resfriamento da torre de resfriamento experimental, selecionada para avaliar o potencial de condensação do feixe de termossifões.

Configuração selecionada para testes da torre de resfriamento assistida por termossifões	$\dot{m}_w=25$ [l/min]	$T_{w1}=50$ [°C]	$\dot{m}_{ar;10}\sim 0,15$ [kg/s]
			$\dot{m}_{ar;20}\sim 0,30$ [kg/s]
			$\dot{m}_{ar;30}\sim 0,45$ [kg/s]

5.3 TORRE DE RESFRAMENTO ASSISTIDA POR TERMOSSIFÕES

Nesta seção os resultados dos ensaios realizados na torre de resfriamento com os feixes de termossifões instalados estão organizados em quatro tabelas que permitem quantificar o desempenho da torre de resfriamento e dos feixes de termossifões quando sujeitos condições ambientais variadas.

5.3.1 Parâmetros de teste

Na Tabela 5.3, estão apresentados os parâmetros controláveis dos testes realizados na bancada experimental. Os mesmos foram separados em três grupos, referente as três velocidades de ventilador proporcionadas pelas três diferentes frequências ajustadas no inversor ($\dot{m}_{ar;10}$, $\dot{m}_{ar;20}$ e $\dot{m}_{ar;30}$).

Todos os ensaios tiveram a duração de 4 horas. Este “longo” tempo de duração, (t_t), foi escolhido porque, em média, era evaporado um volume de aproximadamente 100 litros de água neste intervalo de tempo. Um maior tempo de duração propicia um maior volume de água condensada, reduzindo as incertezas do ensaio.

Na Tabela 5.3, a temperatura de entrada da água na torre (T_{w1}), corresponde à média das temperaturas nas quais o sistema se estabilizou sob aquelas condições climáticas durante o teste. As temperaturas do fluxo de entrada de água foram mantidas entre 50°C e 40°C, faixa de temperatura condizente com a temperatura de entrada de água nas torres em tamanho real, como definido anteriormente. Todos os testes foram realizados com a vazão mássica inicial de circulação de água na torre (\dot{m}_w) de 0,5 kg/s. A velocidade média do escoamento de ar que passa pelo interior da torre (\bar{u}_{int}) foi obtida conforme mencionado na Seção 4.2.3.2.

Tabela 5.3– Parâmetros de testes.

	Teste n°:	Data [dd/mm/aa]	t_t [h:m]	f [Hz]	T_{w1} [°C]	\bar{u}_{int} [m/s]
$\dot{m}_{ar;10}$ $\approx 0,15$ [kg/s]	81	11/09/17	04:04	10	44,2	0,8
	87	14/09/17	04:00	10	50,3	0,8
	89	15/09/17	04:00	10	42,9	0,8
	97	03/10/17	04:00	10	45,7	0,8
	99	04/10/17	04:00	10	49,0	0,8
$\dot{m}_{ar;20}$ $\approx 0,30$ [kg/s]	76	04/09/17	04:02	20	48,4	1,3
	86	14/09/17	04:00	20	45,6	1,3
	88	15/09/17	04:00	20	42,9	1,3
	91	20/09/17	04:00	20	46,6	1,3
	92	26/09/17	04:00	20	48,7	1,2
	96	03/10/17	04:00	20	48,6	1,3
$\dot{m}_{ar;30}$ $\approx 0,45$ [kg/s]	75	01/09/17	04:00	30	41,8	2,0
	77	04/09/17	04:00	30	48,6	2,0
	80	06/09/17	04:00	30	40,0	2,0
	83	12/09/17	04:00	30	48,0	2,0
	93	26/09/17	04:00	30	46,7	2,0
	98	03/10/17	04:00	30	41,5	2,0

Na Tabela 5.4 estão apresentadas as condições ambientais do momento que foram realizados os testes. Na primeira coluna é informado se o teste foi realizado durante o dia ou noite, e como estava o tempo, céu limpo ou nublado. A coluna seguinte apresenta a média das velocidades dos ventos externos (\bar{u}_{ext}) durante o teste, medidas com o anemômetro sônico citado na Subseção 4.2.3.2. Por último estão as médias das temperaturas de bulbo seco e úmido do ambiente ($T_{bs,amb}$ e $T_{bu,amb}$), e a umidade relativa média calculada durante o teste (UR_{amb}).

O funcionamento da torre de resfriamento, bem como dos feixes de termossifões sofrem grande influência das condições ambientais do momento em que os testes são realizados. As condições ambientais influenciam diretamente a taxa de evaporação de água, a transferência de calor envolvida em todos os processos e consequentemente na capacidade de recuperação de água do trocador.

Tabela 5.4– Condições ambientais do período de realização dos testes.

Teste n°:		Período e condições climáticas	\bar{u}_{ext} [m/s]	$T_{bs_{amb}}$ [°C]	$T_{bu_{amb}}$ [°C]	UR_{amb} [%]
$\dot{m}_{ar;10}$ $\approx 0,15$ [kg/s]	81	Dia; Nublado	0,7	26,3	21,4	65%
	87	Dia; Sem nuvens	1,1	25,0	21,5	74%
	89	Dia; Nublado	2,2	25,2	20,3	64%
	97	Dia; Sem nuvens	1,2	22,2	16,4	55%
	99	Noite; Sem nuvens	0,6	17,2	15,1	80%
$\dot{m}_{ar;20}$ $\approx 0,30$ [kg/s]	76	Dia; Sem nuvens	1,0	24,6	20,2	67%
	86	Dia; Sem nuvens	0,8	26,4	21,6	68%
	88	Dia; Nublado	1,7	25,2	20,4	65%
	91	Dia; Sem nuvens	1,4	26,2	20,8	62%
	92	Dia; Sem nuvens	1,0	25,2	20,0	62%
96	Noite; Sem nuvens	0,4	17,1	15,6	86%	
$\dot{m}_{ar;30}$ $\approx 0,45$ [kg/s]	75	Dia; Nublado	0,8	22,1	17,4	63%
	77	Noite; Sem nuvens	1,7	21,1	19,0	83%
	80	Dia; Nublado	1,8	22,2	18,6	71%
	83	Dia; Sem nuvens	2,4	23,1	19,8	75%
	93	Dia; Sem nuvens	1,7	22,8	19,8	76%
98	Noite; Sem nuvens	1,3	19,2	16,4	75%	

5.3.2 Análise térmica da torre de resfriamento com os feixes de termossifões

Os parâmetros térmicos que caracterizam o funcionamento da torre de resfriamento estão apresentados na Tabela 5.5. Estes parâmetros foram calculados a partir de medições do fluxo de água, por meio das equações apresentadas na Seção 3.2.2.2.

É possível observar uma tendência de maior resfriamento (ΔT_w) à medida que se aumenta a vazão de ar que circula pela torre, conforme os testes de número 97, 76 e 77. Nestes mesmos testes, o aumento do grau de resfriamento é acompanhado pela maior eficiência da torre (η_T) e consequentemente pela maior quantidade de calor transferido do fluxo de água para o ambiente (P_w). Houve casos em que mesmo em maiores vazões de ar ($\dot{m}_{ar;30}$), o comportamento térmico da torre se assemelha aos resultados obtidos com menor vazão de ar ($\dot{m}_{ar;10}$), como nos testes 97 e 98. A diferença de umidade relativa entre esses dois testes mostra que as condições ambientais podem ter influência no funcionamento do equipamento, uma vez que, em determinados dias, o ambiente se encontra mais ou menos favorável à rejeição de calor.

O mesmo efeito é observado para a taxa de evaporação de água (\dot{m}_{evap}). A maior circulação de ar pela torre favorece o aumento da taxa de evaporação, conforme indicado pelos testes 87, 86 e 93. As condições

ambientais também apresentam forte influência na determinação deste parâmetro, sendo que a temperatura e a umidade relativa determinam a capacidade de absorção de água pelo ar ambiente, como apresentado pela analogia do copo na Seção 3.2, onde foi explicado que um determinado volume de ar tende a absorver uma maior quantidade de água se estiver com temperatura elevada e umidade relativa baixa. Isso explica as taxas de evaporação semelhantes que foram obtidas com as vazões de $\dot{m}_{ar;30}$ (teste 98) e $\dot{m}_{ar;10}$ (teste 97).

Também pode ser observada uma tendência em alcançar uma taxa de evaporação de água máxima a partir do controle da vazão $\dot{m}_{ar;20}$, como pode ser observado a partir dos resultados dos testes 92 e 93, que apresentaram taxas de evaporação semelhantes. Observa-se também taxas de evaporação semelhantes para o grupo de testes cujas vazões de ar eram de $\dot{m}_{ar;20}$ e $\dot{m}_{ar;30}$.

Tabela 5.5 – Parâmetros térmicos calculados para avaliação da performance da torre de resfriamento.

Teste n°:		ΔT_w [°C]	η_T [%]	\dot{Q}_w [W]	\dot{m}_{evap} [l/min]
$\dot{m}_{ar;10}$ $\approx 0,15$ [kg/s]	81	5,6	25%	11460	0,29
	87	5,3	19%	11034	0,26
	89	6,9	30%	13984	0,29
	97	7,4	25%	15522	0,36
	99	5,0	15%	10321	0,23
$\dot{m}_{ar;20}$ $\approx 0,30$ [kg/s]	76	12,7	45%	24407	0,56
	86	7,7	32%	15747	0,41
	88	6,9	30%	14214	0,35
	91	8,4	32%	17330	0,52
	92	12,5	43%	24554	0,57
96	4,3	13%	8357	0,22	
$\dot{m}_{ar;30}$ $\approx 0,45$ [kg/s]	75	13,6	56%	26785	0,51
	77	15,8	53%	31427	0,52
	80	9,1	43%	18188	0,41
	83	11,7	42%	24380	0,55
	93	11,8	44%	22758	0,56
98	9,5	38%	19440	0,28	

5.3.3 Análise térmica do feixe de termossifões

Na Tabela 5.6 estão apresentados os resultados dos testes térmicos que permitem avaliar o funcionamento do feixe de termossifões. Observa-se que, em todos os testes, a temperatura média do evaporador do trocador \bar{T}_{ev} manteve-se abaixo da temperatura de orvalho do fluxo de ar úmido $T_{orv_{int}}$. Esta condição é indispensável para que a condensação ocorra. Quanto maior é a diferença entre a temperatura da parede do evaporador \bar{T}_{ev} e a temperatura do fluxo úmido no interior da torre, que nesse ponto são aproximadamente equivalentes, $T_{orv_{int}} \approx T_{bs_{int}} \approx T_{bu_{int}}$, devido ao estado de saturação do ar, mais intensa é a transferência de calor e conseqüentemente maior é a taxa de condensação. Esse fenômeno foi observado nos testes 99, 96 e 77. Esses mesmos testes apresentam baixos níveis de resistência térmica dos termossifões R_{tG} em seus respectivos grupos de vazão de ar \dot{m}_{ar} , fato que caracteriza um bom funcionamento dos termossifões.

Situações em que os termossifões apresentaram as maiores resistências térmicas estão acompanhadas de condições adversas de rejeição de calor para o ambiente. É o caso dos testes 81, 92 e 75 que correspondem a dias quentes e com baixa intensidade de ventos. Este resultado justifica o dimensionamento dos termossifões avaliado na Seção 3.1, e a escolha do fluido de trabalho e da razão de enchimento realizados na e Seção 5.1.

Pode-se fazer uma comparação entre as colunas $(\bar{T}_{ev} - \bar{T}_{cd})$ e $(T_{bs_{int}} - T_{amb})$ da Tabela 5.6 com as respectivas curvas termossifão e tubo evacuado da Figura 5.4. A coluna $(\bar{T}_{ev} - \bar{T}_{cd})$ representa o termossifão, enquanto a coluna $(T_{bs_{int}} - T_{amb})$ o tubo evacuado. A comparação direta entre essas duas colunas ilustra o funcionamento dos termossifões uma vez que o seu bom funcionamento proporciona baixas diferenças de temperatura entre evaporadores e condensadores, quando comparadas às temperaturas observadas em seções equivalentes no tubo evacuado.

Tabela 5.6 – Parâmetros térmicos medidos e calculados para avaliação da performance do feixe de termossifões.

Teste n°:	T_{orvint} [°C]	$(T_{orvint} - \bar{T}_{ev})$ [°C]	$(\bar{T}_{ev} - \bar{T}_{cd})$ [°C]	$(T_{bsint} - T_{amb})$ [°C]	R_{TG} [K/W]	
$\dot{m}_{ar,10}$ $\approx 0,15$ [kg/s]	81	36,6	1,9	2,6	10,2	0,20
	87	41,6	4,3	4,8	16,6	0,13
	89	32,9	1,9	2,5	7,7	0,19
	97	37,0	4,6	3,8	14,7	0,12
	99	40,4	6,3	5,7	23,2	0,11
$\dot{m}_{ar,20}$ $\approx 0,30$ [kg/s]	76	34,7	2,5	3,2	10,1	0,15
	86	35,2	2,2	2,3	8,8	0,12
	88	32,9	1,9	2,5	7,7	0,16
	91	35,0	2,9	2,3	8,8	0,09
	92	35,4	2,3	3,8	10,2	0,19
	96	35,3	4,0	5,1	18,2	0,14
$\dot{m}_{ar,30}$ $\approx 0,45$ [kg/s]	75	29,2	2,2	3	7,1	0,29
	77	34,0	3,9	3,4	12,9	0,08
	80	28,5	2,0	2,1	6,3	0,12
	83	33,8	3,5	3,2	10,7	0,09
	93	33,7	3,3	3,4	10,9	0,16
	98	29,2	3,3	3	10,7	0,12

A Tabela 5.7 apresenta as estimativas teóricas das taxas de calor transferidas pelos feixes de termossifões. O calor Q_{ev} e Q_{cd} foram estimados a partir dos parâmetros medidos experimentalmente aplicados nas Equações (3.17) e (3.15), respectivamente. Estes valores representam a predição da quantidade de calor que o evaporador e o condensador poderiam transportar em função das condições a que estão submetidos em cada teste. Entretanto, o máximo de calor que pode ser retirado do fluxo de ar que percorre o interior da torre é a menor parcela destes, conforme já foi discutido anteriormente. Os resultados são apresentados na coluna \dot{Q}_{ar} da tabela. Os menores valores das taxas de transferência de calor foram marcados para facilitar a visualização. Nota-se que, para uma baixa vazão de ar ($\dot{m}_{ar,10}$), o evaporador é o limitante na retirada de calor do fluxo de ar. Porém, a medida em que se aumenta a vazão de ar na torre, o condensador se torna o limitante e passa a controlar o processo de transferência de calor (testes 91, 96, 75, 80, 93 e 98). Condições ambientais favoráveis à rejeição de calor (testes 99, 96 e 77) levam a predição de maior quantidade de calor dispensado pelo condensador Q_{cd} , que consequentemente, proporciona menores temperaturas na seção evaporadora, causando uma maior retirada de calor do fluxo de ar pelos feixes de termossifões (\dot{Q}_{ar}). Ob-

serva-se que cada termossifão dependendo das condições de testes, transporta teoricamente calor a uma taxa entre 10 e 50 W, taxa relativamente baixa, que indica que a área de troca térmica nas superfícies de suas seções é possível de ser aumentada.

Tabela 5.7-Análise térmica do feixe de termossifões.

Teste n°:	Q_{ev} [W]	Q_{cd} [W]	\dot{Q}_{ar} [W]	\dot{Q}_t [W]	
$\dot{m}_{ar;10}$ $\approx 0,15$ [kg/s]	81	<u>344</u>	730	344	13,2
	87	<u>924</u>	1193	924	35,5
	89	<u>335</u>	767	335	12,9
	97	<u>847</u>	1064	847	32,6
	99	<u>1301</u>	1371	1301	50,0
$\dot{m}_{ar;20}$ $\approx 0,30$ [kg/s]	76	<u>569</u>	668	569	21,9
	86	<u>508</u>	609	508	19,5
	88	<u>408</u>	668	408	15,7
	91	657	<u>639</u>	639	24,6
	92	<u>520</u>	636	520	20,0
96	915	<u>914</u>	914	35,2	
$\dot{m}_{ar;30}$ $\approx 0,45$ [kg/s]	75	529	<u>271</u>	271	10,4
	77	<u>1067</u>	1131	1067	41,0
	80	454	<u>449</u>	449	17,3
	83	<u>921</u>	955	921	35,4
	93	902	<u>541</u>	541	20,8
98	971	<u>638</u>	638	24,5	

5.3.4 Estimativas de recuperação de água

A Tabela 5.8 apresenta os resultados analíticos e experimentais da perda e recuperação de água da torre de resfriamento em escala. A perda de água (m_{evap}) é um dado experimental obtido a partir da diferença de volume de água contida no tanque no início e no fim de cada teste. A massa de água recuperada ($m_{rec;exp}$) também foi medida experimentalmente, conforme procedimento descrito na Seção 4.2.4. Já a massa de água teórica ($m_{rec;teo}$) é estimada pelo modelo analítico proposto na Seção 3.2.2.3 para aquelas condições do teste. Este parâmetro é calculado utilizando a área superficial dos termossifões fabricados. Através do mesmo modelo analítico e da modificação das áreas das superfícies dos termossifões, estima-se $m_{rec;\acute{o}timo}$, que representa a massa de água recuperada no caso otimizado. Este termo prediz a massa de água que seria recuperada caso os termossifões tivessem sido fabricados com o aletamento dimensionado na Seção 3.1. Por fim, ($m_{rec;inf}$) é a estimativa de

qual seria a massa de água recuperada caso o trocador tivesse área infinita de troca térmica, conforme foi explicado na Seção 3.2.2.3. A área infinita, ou comportamento ideal, representa a rejeição no ambiente de todo o calor possível de ser transportado, fazendo com que o fluxo de ar deixe a torre com a mesma temperatura que entrou, ou à temperatura ambiente. Neste caso o volume de água consumido seria apenas aquele relativo a saturação do ar que passa pela torre. Utilizando a analogia citada na Seção 3.2, o copo relativo a umidade absoluta do fluxo de ar que circula pela torre entraria e sairia do equipamento com o mesmo volume. E a água consumida seria apenas a parcela necessária para preencher o volume vazio referente a condição de umidade relativa que completou o volume vazio do copo. A Figura 5.7 ilustra um esquema das três configurações mencionadas. A configuração com área infinita está representada com 3 conjuntos, porém, teoricamente essa configuração contém infinitos feixes de termosifões.

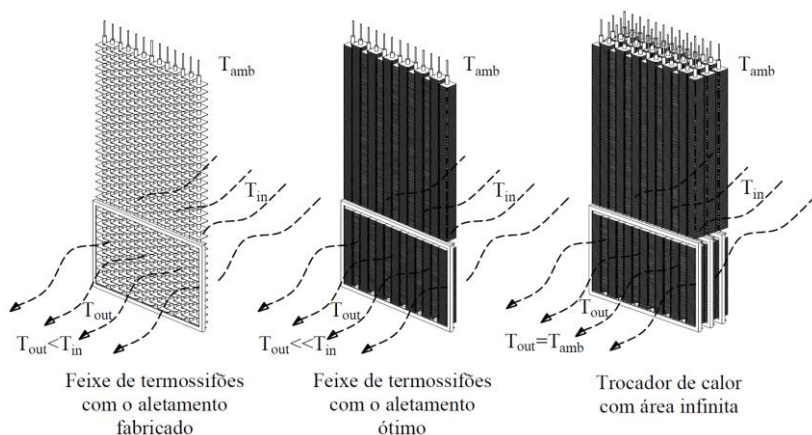


Figura 5.7– Ilustração das áreas referentes as configurações de feixe de termosifões.

Os percentuais ao lado das massas correspondem a percentagem de água recuperada em relação a massa total de água que evaporou durante o teste.

O desvio médio em todos os testes entre a massa de água recuperada experimentalmente e a prevista pelo modelo analítico para o feixe de termosifões fabricado é de 19%. A comparação entre estas duas massas de água será apresentada com mais detalhes na Seção 5.3.5.1.

Tal como foi comentado sobre as tabelas anteriores, os testes 99, 96 e 77 representam os melhores casos, enquanto os testes 81, 92 e 75 representam os piores desempenhos na recuperação de água, para as três vazões de ar consideradas. A diferença na recuperação de água observada entre os melhores e piores casos está vinculada principalmente às condições climáticas do dia. Note-se que água foi recuperada em todos os testes realizados, quando os feixes de termossifões estavam instalados na torre de resfriamento em escala.

As predições de recuperação de água obtidas pelo modelo matemático proposto, incentivam a otimização das superfícies do trocador (aletamento ótimo), uma vez que foi estimado um aumento de recuperação médio de aproximadamente 450%, quando comparado ao aletamento fabricado.

Visto que o potencial máximo de recuperação de água estimado para cada teste, caso o trocador tivesse área infinita, a continuidade do desenvolvimento dessa tecnologia torna-se interessante, uma vez que foi estimado um potencial de recuperação de água superior a 50% em todos os testes analisados.

Tabela 5.8– Comparação entre os resultados experimentais e teóricos de consumo e recuperação de água na torre de resfriamento em escala reduzida.

Teste n°:		Experimental			Teórico				
		m_{evap} [kg]	$m_{rec,exp}$ [kg]	[%]	$m_{rec,teo}$ [kg]	$m_{rec,ótimo}$ [kg]	[%]	$m_{rec,inf}$ [kg] [%]	
$\dot{m}_{ar,10}$ $\approx 0,15$ [kg/s]	81	70,6	1,9	3%	1,4	7,9	11%	49,6	70%
	87	63,5	4,0	6%	3,9	22,5	35%	54,7	86%
	89	68,8	4,6	7%	1,2	7,2	10%	39,9	58%
	97	86,7	3,3	4%	3,3	19,8	23%	65,8	76%
	99	55,6	5,5	10%	5,4	30,9	56%	52,3	94%
$\dot{m}_{ar,20}$ $\approx 0,30$ [kg/s]	76	135	2,0	2%	2,2	12,5	9%	96,4	71%
	86	98,6	3,7	4%	2,0	10,8	11%	66,9	68%
	88	84,4	1,7	2%	1,5	8,7	10%	52,7	63%
	91	123,8	2,9	2%	2,5	14,4	12%	79,2	64%
	92	137,4	1,6	1%	2,0	11,5	8%	94,2	69%
	96	53,0	5,7	11%	3,5	20,0	38%	49,6	94%
$\dot{m}_{ar,30}$ $\approx 0,45$ [kg/s]	75	122,4	1,0	1%	0,9	10,3	8%	72,7	59%
	77	125,7	4,7	4%	4,0	22,5	18%	109,9	87%
	80	98,3	1,5	2%	1,5	8,7	9%	60,5	62%
	83	131,5	3,8	3%	3,4	19,4	15%	102,4	78%
	93	134,4	4,4	3%	3,2	19,1	14%	106,7	79%
	98	67,9	2,5	4%	2,2	18,9	28%	52,6	78%

5.3.5 Comparação entre previsões teóricas e dados experimentais

Nesta seção está apresentada uma análise gráfica dos resultados experimentais comparando-os com as estimativas do consumo e recuperação de água na torre de resfriamento experimental. Por fim, os resultados obtidos no modelo em escala são reproduzidos para torre em tamanho real proporcionando uma visão do potencial de recuperação de água da tecnologia.

5.3.5.1 Análise de incerteza da estimativa teórica da massa de água recuperada

A estimativa da massa de água recuperada prevista pelo modelo analítico $m_{rec,teo}$, é função de n variáveis independentes envolvidas no processo de condensação, medidas nos arredores e na superfície onde ocorre a mudança de fase. Dentre elas pode-se citar: área efetiva de troca térmica, o tempo de duração do teste, as pressões e temperaturas (interface e região próxima), a velocidade do escoamento de ar úmido e demais parâmetros calculados a partir das variáveis medidas, utilizando-se a Eq. (3.21) e demais equações que compõem o modelo.

Deve-se notar que a variável velocidade é muito difícil de se medir devido a sua forte dependência da posição do sensor no escoamento, conforme discutido na Seção 4.2.3.2. Assim propõe-se um procedimento especial para o estudo da incerteza da estimativa da massa de água recuperada descrito a seguir.

Primeiramente foi realizada uma análise estatística da incerteza, segundo a metodologia apresentada por Montgomery et. al [41], onde a influência de cada parâmetro na estimativa de massa de água condensada foi avaliada separadamente. Verificou-se que a temperatura e principalmente a velocidade são os fatores de maior influência na previsão de massa de água condensada, podendo-se desprezar a influência dos demais fatores, com um erro máximo $U_{m_{rec,teo}} \leq 10^{-2} kg$. Assim, a incerteza associada a previsão da massa de água condensada pode ser descrita simplificada por:

$$U_{m_{rec,teo}} = \sqrt{\underbrace{\left(\frac{\partial m}{\partial u_{int}} U_{u_{int}}\right)^2}_{Posição} + \underbrace{\left(\frac{\partial m}{\partial u_{int}} U_{u_{int}}\right)^2}_{Instrumento} + \underbrace{\left(\frac{\partial m}{\partial T_{l/g}} U_{T_{l/g}}\right)^2}_{Temperatura}}, \quad (5.1)$$

onde, a primeira parcela é referente a incerteza da posição onde foi medida a velocidade do escoamento com o anemômetro de fio quente, a segunda parcela relativa a incerteza do anemômetro, e a terceira parcela correspondente à incerteza de medição da temperatura, conforme Apêndice B. Entretanto, como não se tem conhecimento da incerteza relacionada ao posicionamento do anemômetro, foi adotado o seguinte procedimento para avaliar a faixa em que a velocidade pode se alterar dependendo da posição. A velocidade do escoamento (u_{int}) estabelecida como padrão para cada patamar de vazão de ar apresentada na Tabela 5.3 foi alterada no modelo analítico de forma a coincidir a massa de água estimada teoricamente com a massa de água recuperada experimentalmente. A diferença entre a velocidade previamente estabelecida e a velocidade ajustada foi estabelecida como o erro relacionado ao procedimento de medição (primeira parcela da Eq. (5.1)).

Para cada grupo de vazão de ar, o teste com maior discrepância entre os resultados teóricos e experimentais foi tomado como referência para análise das incertezas e esta incerteza obtida foi aplicada para os demais testes do mesmo grupo. O teste 89 foi desconsiderado como representante do primeiro grupo seguindo o critério para rejeição de pontos ruins (Critério de Chauvenet, Montgomery et. al [41]) e assim, a incerteza do relativa ao teste 81 foi adotada para este grupo. A incerteza expandida $U_{m_{rec,teo}}$ calculada para o primeiro grupo correspondente a vazão $\dot{m}_{ar;10}$ foi de $\pm 0,4$ kg e a do segundo grupo $\dot{m}_{ar;20}$ foi para o teste 96, sendo de $\pm 0,9$ kg. Por fim, a incerteza calculada para o terceiro grupo, correspondente a vazão de ar $\dot{m}_{ar;30}$ foi de $\pm 0,9$ kg sendo o teste 93 o representante.

Assim, pode-se afirmar que a complexidade do escoamento que cruza o evaporador dos termossifões requer métodos mais adequados, que são propostos como trabalhos a serem realizados futuramente.

5.3.5.2 Comparação entre a recuperação de água experimental e a estimada pela modelagem

O gráfico de barras da Figura 5.8 apresenta, para cada ensaio realizado, a comparação entre a massa de água condensada coletada experimentalmente e a predita pelo modelo analítico. Em cada dado experimental apresentado estão também mostradas as respectivas barras de erro, plotadas a partir do procedimento mencionado na seção anterior.

Na maioria dos testes, foi constatada boa concordância entre os resultados analíticos e os experimentais. Apenas nos testes 89, 86, 96 e 93

apresentaram uma disparidade significativa, com a predição fora da margem de erro. Esta discrepância nos resultados pode estar atribuída à fortes rajadas de vento momentâneas, às diferentes condições de operação entre os termossifões instrumentados e não instrumentados e a erros de leitura dos termômetros e do anemômetro, devido a não uniformidade no escoamento no interior da torre. Desta forma pode-se afirmar que o modelo analítico pode ser utilizado para se fazer estimativas do potencial de recuperação de água na concepção de torre aqui analisada.

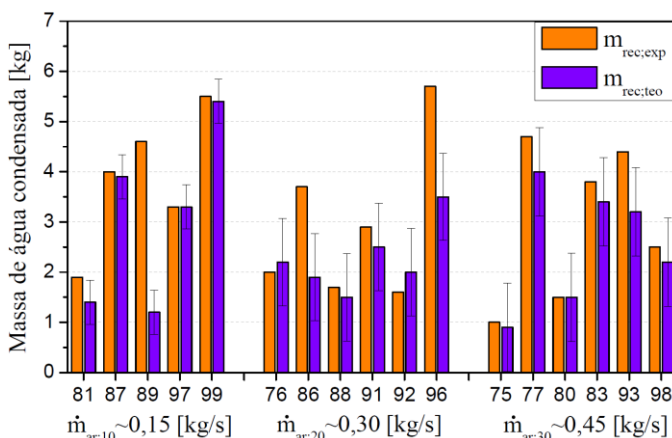


Figura 5.8– Comparação da massa de água condensada obtida experimentalmente e prevista pelo modelo analítico.

5.3.5.3 Análise geral do consumo e recuperação de água

A Figura 5.9 mostra o gráfico de barras comparativo entre as estimativas através de modelos analíticos da recuperação de água e os resultados experimentais obtidos nos testes. Estes resultados também são mostrados na Tabela 5.8. Os resultados dos testes são separados em três grupos, relativos às três vazões ar proporcionadas pelo ventilador, conforme mostra o eixo x deste gráfico. O volume total em litros de água evaporada em cada teste medido experimentalmente é representado pelo comprimento total de cada barra no eixo vertical.

A fração inferior representada pela cor laranja informa o volume de água recuperado experimentalmente em cada teste. A porção verde somada à laranja representa uma estimativa de qual seria o volume de água recuperado no teste caso os termossifões tivessem sido fabricados com o aletamento ótimo.

A fração azul somada a verde e a laranja representa a o potencial máximo de recuperação de água baseada nos trocadores com área infinita. E por fim, a fração vazia de cada barra representa a parcela de água não recuperável devido a absorção proporcionada pela saturação do ar.

Observa-se que o primeiro grupo de barras apresentou, em média, menor evaporação de água do que os outros dois grupos. Isso se justifica pela menor vazão de ar aplicada nesses testes. O mesmo pode ser observado entre o segundo e terceiro grupo, porém em menores proporções. Tal comportamento se assemelha ao gráfico da Figura 5.5, em que o calor dissipado na torre não apresenta aumento significativo a partir de determinada vazão de ar. Esse efeito pode estar vinculado a limitação de área de contato entre o ar e a água proporcionado pelo enchimento da torre.

O volume de água evaporado, as estimativas de recuperação de água e o volume recuperado experimentalmente são diferentes em todos os testes. Essa diferença pode estar vinculada aos efeitos climáticos do dia e o momento em que os testes foram realizados. Como pode ser observado, o teste 92 evaporou mais que o dobro do volume de água que o teste 96. Mesmo com menor evaporação, o teste 96 recuperou experimentalmente um maior volume de água do que o teste 92. As condições ambientais no momento do teste 96 estavam propícias à dissipação de calor e conseqüentemente à recuperação de água.

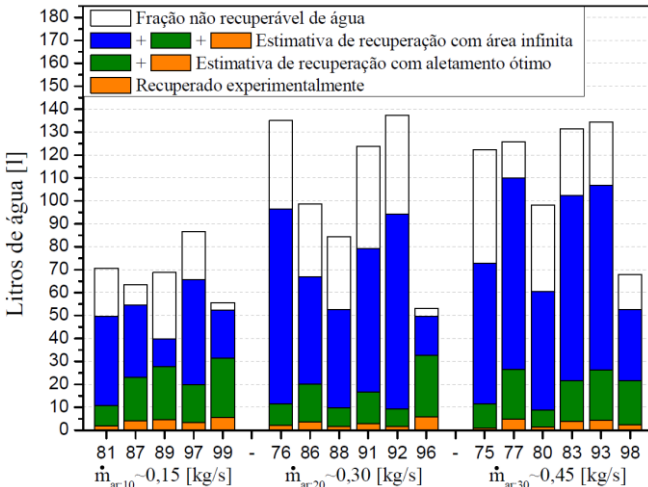


Figura 5.9– Volume de água evaporada, recuperada e estimativas de recuperação de água na torre de resfriamento assistida por termossifões.

5.3.5.4 Avaliação geral do potencial de recuperação de água da tecnologia

O gráfico da Figura 5.10 representa as proporções das massas de água recuperadas experimentalmente e das massas estimadas com a aplicação da tecnologia, ambas em relação a massa total de água consumida em cada teste. O primeiro e o segundo gráfico avaliam os testes de pior e melhor resultado com relação a recuperação e a estimativa de recuperação de água, respectivamente. Já o terceiro gráfico representa uma média geral de recuperação de água dos resultados de todos os testes avaliados.

Em alguns testes como os de número 75, 92 e 76 a recuperação de água foi escassa. O teste 75 foi escolhido para análise como representante deste grupo. Neste teste foi evaporado um dos maiores volumes de água dentre todos os testes realizados. Além disso, tanto o volume recuperado experimentalmente, quanto o volume de água recuperada estimado são relativamente baixos quando comparados em proporção com os demais testes. As condições ambientais no momento em que o teste foi realizado estavam propícias a evaporação de água (dia de baixa umidade relativa), e desfavoráveis a rejeição de calor para o ambiente (dia quente e sem ventos). Estes fatores influenciam diretamente no consumo de água da torre e na performance do feixe de termossifões proposto.

O teste 99 foi selecionado como representante do grupo de melhor desempenho de recuperação de água. Assim como ocorreu anteriormente, os testes 96 e o 89 também apresentaram resultados positivos de recuperação de água. No teste 99 foi recuperado experimentalmente 10% de toda a água que normalmente se perderia sob a forma de vapor. Neste teste, estima-se a recuperação de 56% caso o trocador contasse com as superfícies otimizadas. No caso do trocador com área infinita, 94% seria o potencial de recuperação. Neste teste, as condições externas estavam favoráveis a rejeição de calor pelo trocador (noite fria) e desfavoráveis a evaporação de água (umidade relativa alta).

Por fim, em uma média geral de todos os testes, foi recuperado 4% de toda a água evaporada. Com a área das superfícies do trocador otimizadas estima-se 19% de recuperação, sendo que 74% seria o potencial máximo de recuperação de água, caso o trocador tivesse área infinita. Da mesma forma, é presumido que em média, 26% de toda a água que a torre de resfriamento evapora não pode ser recuperada com a aplicação desta tecnologia em questão, devido ao processo de saturação do ar.

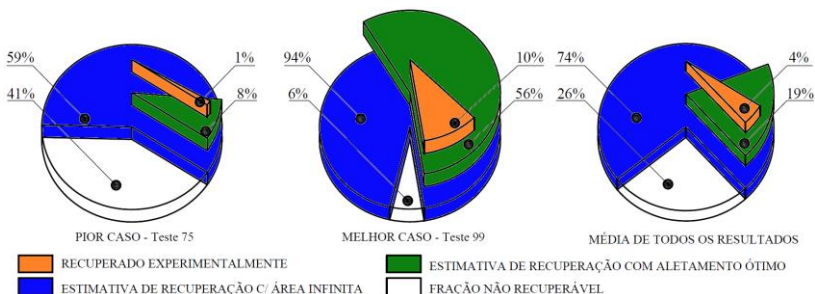


Figura 5.10– Pior, melhor e média dos resultados e estimativas de recuperação de água.

Com o propósito de se formar um conceito e quantificar o volume de água recuperada caso a tecnologia fosse aplicada em uma torre de tamanho real, a média geral dos resultados e estimativas obtidos no modelo em escala foram proporcionalmente escalonadas para uma torre de resfriamento em operação na indústria.

Um relatório do projeto HIDRITER informa o consumo de água da torre de resfriamento TR-6122 em operação na refinaria de petróleo Replan. A mesma é do tipo de tiragem induzida de dupla entrada de fluxo cruzado e é composta por 8 células. Cada célula atua da mesma forma que o modelo em escala 1/20 ensaiado no laboratório. A capacidade de resfriamento total do equipamento é de 23.000 m³/h, sendo que cada célula é responsável pelo resfriamento de 2.875m³/h. O consumo de água depende das condições climáticas do dia e se mantém em torno de 1,5 a 2% do volume de água que circula pela torre. Assim, o consumo de água estimado em cada célula é de cerca de 57,5 m³/h ou 16 litros de água por segundo. Em um dia esse consumo equivale a 11.000 m³ de água, considerando o funcionamento das 8 células do equipamento.

Reproduzindo proporcionalmente a média de todos os resultados e estimativas da recuperação do modelo em escala para o tamanho real seriam recuperadas, em cada célula da torre real (referente à quantia recuperada em reais R\$, considerando a tarifa do setor industrial de 13R\$/m³):

- 0,6 litros de água por segundo, caso fosse instalado um feixe de termossifões com área superficial proporcional ao feixe ensaiado em laboratório ;
- 3 litros por segundo se este feixe estivesse com o aletamento ótimo dimensionado na Seção 3.1;
- 11,8 litros por segundo seria o máximo de recuperação caso o trocador tivesse área infinita;

Considerando-se as oito células da torre real, estima-se uma recuperação diária de:

- 414,7 m³ de água por dia, caso fosse instalado um feixe de área superficial proporcional ao feixe ensaiado em laboratório;
- 2.073,6 m³ de água por dia, se o trocador estivesse com o aletamento ótimo dimensionado na Seção 3.1;
- 8.156,2 m³ de água por dia seria o máximo de recuperação caso o trocador tivesse área infinita;

Anualmente é estimado o gasto de aproximadamente cinquenta e dois milhões de reais em água nas oito células da torre real, com base em uma tarifa de água do setor industrial de 13R\$/m³ (tarifa industrial Sabesp-2018). Desta forma, com a introdução dos feixes de termossifões estima-se uma economia em reais de:

- R\$2.000,00 por ano, caso fosse instalado um feixe de área superficial proporcional ao feixe ensaiado em laboratório;
- R\$10.000.000,00 por ano, se o trocador estivesse com o aletamento ótimo dimensionado na Seção 3.1;
- R\$40.000.000,00 por ano seria a economia máxima caso o trocador tivesse área infinita;

6 CONCLUSÃO

Este trabalho apresenta um estudo teórico e experimental do potencial de recuperação de água de um feixe de termossifões assistido por termossifões instalado na saída de ar de uma torre de resfriamento em escala reduzida.

Verificou-se experimentalmente que o consumo de água em torres de resfriamento depende das condições de operação do equipamento, como temperatura e vazão de entrada da água quente e a vazão de ar proporcionada pelo ventilador, bem como das condições climáticas do dia, como a temperatura e a umidade relativa.

Pode-se concluir a partir dos ensaios realizados na bancada auxiliar que o fluido de trabalho e a razão de enchimento determinam a condição em que o dispositivo irá começar a transportar calor (condição de *start-up* do termossifão). Sob condições adversas de funcionamento, de baixa diferença de temperatura entre as seções, o fluido de trabalho e sua razão de enchimento podem ser determinantes para que o dispositivo opere ou não transportando calor. No caso do presente estudo o melhor fluido de trabalho selecionado para operar nos termossifões sob as condições impostas da torre de resfriamento foi o refrigerante R141-b, com a razão de enchimento de 4%.

Também, experimentalmente, foi verificado que termossifões conseguem operar transportando calor de forma passiva, utilizando-se, como fonte quente, o ar quente e úmido que deixa a torre de resfriamento e, como fonte fria, o ambiente externo, sujeito às condições climáticas do dia. Foi verificado que quando instalados na torre de resfriamento, o transporte de calor proporcionado pelos mesmos é capaz de recuperar a água contida no ar sob forma de umidade através da condensação do vapor.

Os resultados de massa de água condensada estimados através do conjunto de correlações do modelo analítico proposto são condizentes com os resultados obtidos experimentalmente dentro de uma diferença de 19%. Este índice de erro entre análise experimental e analítica permite concluir que os modelos analíticos empregados podem servir como ferramenta para análise prévia do potencial de recuperação de água com o uso da presente tecnologia em torres reais.

O dimensionamento das superfícies do feixe de termossifões é essencial para o funcionamento da tecnologia proposta. Uma superfície adequada garante que o calor seja absorvido no evaporador e que seja rejeitado por completo no condensador do trocador, levando-se em consideração as condições externas para rejeição de calor. Além disso, a escolha

adequada da geometria das aletas possibilita manter a temperatura da superfície onde ocorre a condensação abaixo da temperatura de orvalho, fato este essencial para a condensação de água.

As práticas experimentais desenvolvidas no laboratório baseadas no projeto dos feixes de termossifões não otimizados, mas que fossem possíveis de serem fabricados, mostraram uma recuperação de água de até 11%. O modelo analítico mostra que, caso o espaçamento e número de aletas da parede externa do tubo termossifão sejam otimizados, esta recuperação pode chegar a 20% em média. Prognósticos empregando o modelo desenvolvido são promissores, onde verificou-se um potencial de recuperação de água de acima de 50%, em todos os casos analisados.

O eliminador de gotas, componente da torre de resfriamento, se mostrou um local ideal para a instalação dos evaporadores do termossifões. O posicionamento estratégico dos mesmos na saída da seção úmida da torre, a grande área superficial e o caminho sinuoso para a passagem do ar proporcionado pelos mesmos provocam um ambiente turbulento favorável à transferência de calor e conseqüentemente à condensação de água.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Nesta seção são apresentadas sugestões para o desenvolvimento de trabalhos futuros. Propõe-se:

- Estudar e caracterizar criteriosamente as condições físicas de temperatura, umidade, pressão e velocidade do escoamento de ar em toda a área da seção transversal do *plenum* de uma torre de resfriamento real. Este estudo pode ser realizado na região do componente eliminador de gotas.
- Estudar o comportamento dos ventos na região onde a torre de resfriamento está instalada. A velocidade e temperatura dos ventos externos à torre é um dado importante para o dimensionamento correto do condensador dos termossifões.
- Reproduzir a bancada auxiliar desenvolvida nesse estudo para teste do fluido de trabalho e razão de enchimento em proporções reais, em que o termossifão terá aproximadamente 30m de comprimento.
- Avaliar o comportamento do fluido de trabalho e da razão de enchimento neste termossifão de grandes dimensões através de analogia hidrodinâmicas e modelagem CFD. Verificar se o diâmetro do termossifão influencia no funcionamento do dispositivo e se

materiais de menor custo como o alumínio ou o aço poderiam ser aplicados no termossifão de grandes proporções.

- Estudar a forma, o modo de posicionamento e fixação do eliminador de gotas no interior das torres. Avaliar a possibilidade de introduzir o evaporador do termossifão em seu interior. Verificar o método de fabricação e se o mesmo causaria dificuldades na instalação e manutenção do componente.
- Caso o funcionamento do termossifão de grandes proporções seja bem sucedido, a introdução de uma unidade do termossifão em uma torre de resfriamento de tamanho real nos permitiria validar o funcionamento da tecnologia de recuperação de água.

REFERÊNCIAS

- [1] VÖRÖSMARTY, C. J., GREEN, P., SALISBURY, J., & LAMMERS, R. B. (2000). Global water resources: vulnerability from climate change and population growth. *science*, American Association for the Advancement of Science, v. 289, n. 5477, p.284–288, 2000.
- [2] FEELEY III, T. J., SKONE, T. J., STIEGEL JR, G. J., MCNEMAR, A., NEMETH, M., SCHIMMOLLER, B., & MANFREDO, L. (2008). Water: A critical resource in the thermoelectric power industry. *Energy*, Elsevier, v. 33, n. 1, p. 1–11, 2008.
- [3] MANTELLI, M. H. Development of porous media thermosyphon technology for vapor recovering in cross-current cooling towers. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 108, p. 398–413, 2016.
- [4] CHEREMISINOFF, N. P.; CHEREMISINOFF, P. N. Cooling towers selection, design and practice. Ann Arbor Science, Ann Arbor, MI,1981.
- [5] MORRISON, F. T. What's up with cooling towers. *ASHRAE Journal*, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc., v. 46, n. 7, p. 16, 2004.
- [6] HANDBOOK, A. S. H. R. A. E. (2001). Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 111.
- [7] HENSLEY, J. C. Cooling tower fundamentals. [S.l.]: Marley Cooling Tower Company, 1983.
- [8] HANDBOOK, A. et al. Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, v. 111, 2001.
- [9] HENSLEY, J. C. Cooling tower fundamentals. compiled from the knowledge and experience of the entire spx cooling technologies staff.spx cooling technologies. Inc. Overland Park, Kansas USA, 2009.
- [10] 2H DRIFT ELIMINATORS. Reducing Water Loss and Emissions. Outubro 2017. < <http://2hwatertechnologies.co.uk/products/drift-eliminators>> [acessado em 27/02/2017].
- [11] CORY, W. Fans and ventilation: a practical guide. [S.l.]: Elsevier,2010.

- [12] LINDAHL, P. Plume abatement. Power Engineering, Penn Well-Publishing Corp., v. 113, n. 11, p. 28–30, 2009.
- [13] BALTIMORE AIRCOIL COMPANY. Plume abatement coil. <<https://www.baltimoreaircoil.eu/products/VFL-plume-abatement-coil>> [Acessado em 27/02/2018]>.
- [14] PARK, K. C., CHHATRE, S. S., SRINIVASAN, S., COHEN, R. E., & MCKINLEY, G. H. (2013). Optimal design of permeable fiber network structures for fog harvesting. *Langmuir*, ACS Publications, v. 29, n. 43, p. 13269–13277, 2013.
- [15] GHOSH, R.; RAY, T. K.; GANGULY, R. Cooling tower fog harvesting in power plants—a pilot study. *Energy*, Elsevier, v. 89, p. 1018–1028, 2015.
- [16] CUTILLAS, C. G.; RAMÍREZ, J. R.; MIRALLES, M. L. (2017) Optimum design and operation of an hvac cooling tower for energy and water conservation. *Energies*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 10, n. 3, p. 299, 2017.
- [17] DEZIANI, M., RAHMANI, K., ROUDAKI, S. M., & KORDLOO, M. (2017). Feasibility study for reduce water evaporative loss in a power plant cooling tower by using air to Air heat exchanger with auxiliary Fan. *Desalination*, 406, 119-124.
- [18] DEHAGHANI, S. T.; AHMADIKIA, H. Retrofit of a wet cooling tower in order to reduce water and fan power consumption using a wet/dry approach. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 125, p.1002–1014, 2017.
- [19] VARANASI, K. et al. Infinite-cooling - Novel water capture technology. < <https://www.infinite-cooling.com/>> [Acessado em 25/12/2017].
- [20] LALIA, B. S., ANAND, S., VARANASI, K. K., & HASHAIKEH, R. (2013). Fog-harvesting potential of lubricant-impregnated electrospun nanomats. *Langmuir*, ACS Publications, v. 29, n. 42, p.13081–13088, 2013.
- [21] THAKUR, N.; BAJI, A.; RANGANATH, A. S. Thermo responsive electrospun fibers for water harvesting applications. *Applied Surface Science*, Elsevier, v. 433, p. 1018–1024, 2018.
- [22] ZIMMERMANN, R., MANTELLI, M. B., BORGES, T. P., & COSTA, C. A. (2010, January). Viability study of retrieving the

- evaporated water in a mechanical draft cross flow cooling tower. In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. 2010 14th International Heat Transfer Conference. [S.l.], 2010. p. 751–760.
- [23] VIANA, S. T. (2010). Análise de viabilidade técnica para a recuperação de água em torres de resfriamento. 2010.
- [24] CZUBINSKI, F. F.; MANTELLI, M. B.; PASSOS, J. C. Condensation on downward-facing surfaces subjected to upstream flow of air–vapor mixture. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier, v. 47, p.90–97, 2013.
- [25] COSTA, C. A. S., MIRANDA, V., MANTELLI, M. B. H., DA SILVA, A. K., MODENESI, C. R., & FURLAN, L. T. (2014). Experimental study of flexible, unstructured metal foams as condensation structures. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier, v. 57, p. 102–110, 2014.
- [26] POZZOBON, J. C.; MANTELLI, M. B.; SILVA, A. K. da. Experimental study of unstructured porous media inserts for water recovery in a reduced scale, crossflow cooling tower. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 96, p. 632–639, 2016.
- [27] MANTELLI, M. B. Thermosyphon technology for industrial applications. *Heat Pipes and Solid Sorption Transformations*, p.411–464, 2013.
- [28] TECCHIO, C. (2017). Desenvolvimento de sistemas de refrigeração passivos para aeronaves.
- [29] REAY, D.; MCGLLEN, R.; KEW, P. Heat pipes: theory, design and applications. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2013.
- [30] ONG, K.; HAIDER-E-ALAH, M. Performance of a r-134a-filled thermosyphon. *Applied thermal engineering*, Elsevier, v. 23, n. 18, p.2373–2381, 2003.
- [31] LI, H.; AKBARZADEH, A.; JOHNSON, P. The thermal characteristics of a closed two-phase thermosyphon at low temperature difference. *Heat Recovery Systems and CHP*, Elsevier, v. 11, n. 6, p.533–540, 1991.
- [32] MORGAN, V. T. The overall convective heat transfer from smooth circular cylinders. *Advances in heat transfer*, Elsevier, v. 11, p.199–264, 1975.

- [33] CHURCHILL, S.; BERNSTEIN, M. A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow. *ASME, Transactions, Series C-Journal of Heat Transfer*, v. 99, p.300–306, 1977.
- [34] BERGMAN, T. L.; INCROPERA, F. P. *Fundamentals of heat and mass transfer*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2011.
- [35] CREMASCO, M. A. *Fundamentos de transferência de massa*. [S.l.]:Editora da UNICAMP, 1998.
- [36] SUNDARARAJAN, T., & AYYASWAMY, P. S. (1984). Hydrodynamics and heat transfer associated with condensation on a moving drop: solutions for intermediate Reynolds numbers. *Journal of Fluid Mechanics*, 149, 33-58.
- [37] BEDINGFIELD, C. H.; DREW, T. B. Analogy between heat transfer and mass transfer. *Industrial & Engineering Chemistry, ACS Publications*, v. 42, n. 6, p. 1164–1173, 1950.
- [38] FULLER, E. N.; SCHETTLER, P. D.; GIDDINGS, J. C. New method for prediction of binary gas-phase diffusion coefficients. *Industrial & Engineering Chemistry, ACS Publications*, v. 58, n. 5, p. 18–27, 1966.
- [39] BEJAN, A. *Shape and structure, from engineering to nature*. [S.l.]: Cambridge university press, 2000.
- [40] BEJAN, A. *Convection heat transfer*. [S.l.]: John Wiley & sons, 2013.
- [41] MONTGOMERY, D. C., & RUNGER, G. C. (2010). *Applied statistics and probability for engineers*. John Wiley & Sons.

APÊNDICE A - MEDIÇÃO DA VAZÃO DE AR

Medição experimental da vazão de ar que passa pela torre

Um procedimento experimental foi realizado para medir a vazão de ar induzida pelo ventilador da torre de resfriamento. O procedimento foi baseado na norma ISO-5802-2001, *Industrial fans - Performance testing in situ*, que descreve o método para medir a vazão de ventiladores axiais operando de forma induzida na saída de equipamentos. Para tal a norma sugere a necessidade de se acoplar um tubo liso de no mínimo 6 vezes o diâmetro do bocal da saída de ar. Isso faz com que o escoamento turbulento se desenvolva e o perfil de velocidades possa ser medido com precisão por meio de um procedimento utilizando um tubo de Pitot. A medição das pressões com um manômetro é realizada com o tubo de Pitot por meio de uma varredura nas posições conforme indicado na Figura A.1-C. As pressões estáticas e dinâmicas obtidas são introduzidas em correlações contidas na norma e a velocidade naquele ponto é calculada.

Essa montagem foi reproduzida na torre de resfriamento em escala reduzida. Na saída do ventilador da torre que contém 0,4 metros de diâmetro foi acoplada uma tubulação de PVC de 4 metros de comprimento, conforme indicado na Figura A.1 “A” e “B”. A montagem com o tubo de Pitot apresentada na Figura A.1-D, encaixada na saída da tubulação permitia realizar a varredura do perfil de velocidades com o instrumento posicionado nas angulações corretas. As pressões medidas com um micro manômetro de álcool permitiam o cálculo das velocidades pontuais. A partir dessas velocidades foi calculada a vazão de ar do ventilador para aquela determinada frequência ajustada no ventilador e aquela determinada configuração de perda de carga (torre com e sem o feixe de termosifões instalado). Entretanto, suspeitou-se que a montagem influenciava na vazão de ar do equipamento de forma que a vazão obtida era incondição com a vazão real do ventilador sem o tubo acoplado. Este fato foi verificado pela não concordância dos resultados deste procedimento e a vazão obtida através de um balanço de massa na quantia de água evaporada no teste em conjunto com as umidades absolutas na entrada e na saída da torre. Por tanto, devido à suspeita da precisão desse procedimento esses resultados foram deixados como parâmetros qualitativos de referência. Os parâmetros calculados da torre e do trocador que dependiam diretamente da vazão de ar foram retirados dos resultados. A velocidade do escoamento de ar interno foi medida com um anemômetro de fio quente em um procedimento apresentado na Seção 4.2.3.2.

O gráfico da Figura A.2 e a Tabela A.1 apresentam os resultados das vazões de ar obtidas através desse procedimento experimental.

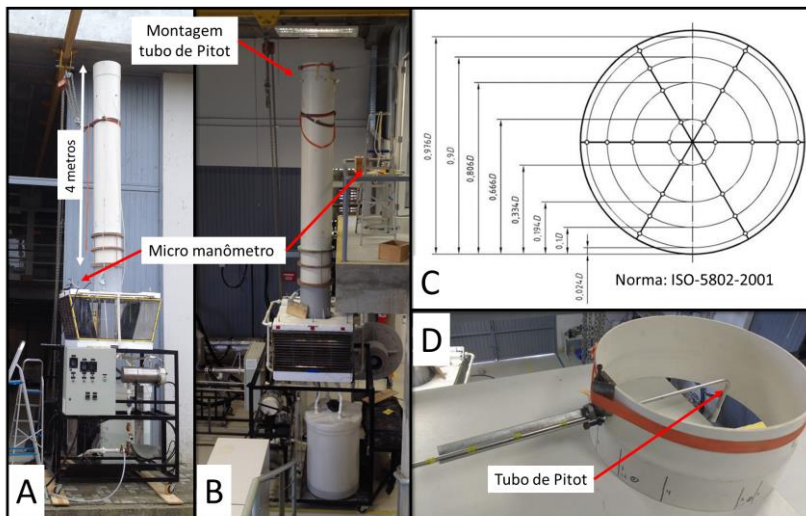


Figura A.1 – Montagem experimental para medição da vazão de ar da torre de resfriamento.

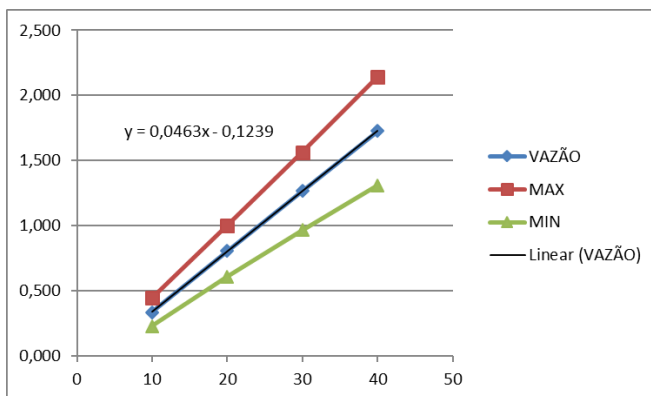


Figura A.2 – Vazão de ar medida experimentalmente em função da frequência do ventilador em Hertz.

Tabela A.1 – Vazões de ar e incertezas medidas experimentalmente com o ventilador ajustado em quatro frequências diferentes.

Frequência do ventilador [Hz]	Vazão de ar [kg/s]	Incerteza
10	0,337	0,109
20	0,805	0,198
30	1,265	0,299
40	1,727	0,416

APÊNDICE B - ANÁLISE DE INCERTEZAS

B.1 – Incerteza das temperaturas

As incertezas foram calculadas segundo a metodologia apresentada pelo ISO GUM (2008). A análise de incertezas da temperatura engloba a calibração do sistema de medição e uma análise de incerteza da medição de temperaturas durante o período de testes. A calibração do sistema de medição foi realizada de maneira indireta em um banho térmico de temperatura ajustável tendo como referência um termômetro de mercúrio calibrado. As leituras das temperaturas foram realizadas com o sistema de medição apresentado na Seção 4.2.3.2 composto por um multiplexador AM25T junto ao datalogger CR1000 conectados a um computador. As fontes de incerteza avaliadas nesse procedimento estão apresentadas na Tabela B.1. Como o experimento contou com um grande número de termopares, optou-se por não corrigir os erros sistemáticos, considerando a incerteza padrão como o erro máximo de $\pm 0,657^\circ\text{C}$.

Durante os testes na torre de resfriamento assistida por termossifões, as temperaturas foram avaliadas durante um longo período de tempo (4h), e o experimento estava exposto ao ambiente externo sujeito a mudanças de temperatura, o erro atribuído ao sistema de medição foi grande devido a interferências externas no experimento. Assim, a maior incerteza expandida calculada para os termopares foi de $\pm 3,357^\circ\text{C}$.

Tabela B.1 -Análise de incertezas da temperatura.

Calibração do sistema de medição				
Símbolo	Fontes de incerteza		Distribuição de probabilidade	Incerteza padrão ui(±)
	Nome	Valor [°C]		
Ter	Termômetro mercúrio	0,2	normal	0,1
Rter	Resolução do termômetro	0,1	Retangular	0,029
Pla	Placa de aquisição	0,2	normal	0,1
Dgg	Datalogger	0,3	normal	0,15
Rep	Repetibilidade	0,026	normal	0,013
uc	Incerteza padrão combinada (68%)		normal	0,209
Ut	Incerteza expandida (95,45%)		normal	0,417
Ermx		0,24		
Incerteza final do sistema de medição				$\pm 0,657^\circ\text{C}$

Incerteza da medição				
Rep	Repetibilidade	2,7	normal	1,35
Rda	Resolução do datalogger	0,00058	retangular	0,00029
uc	Incerteza padrão combinada (68%)		normal	1,35
Ut	Incerteza expandida (95,45%)		normal	2,70
Incerteza final da medição				$\pm 3,357^\circ\text{C}$

APÊNDICE C - PROCEDIMENTO DE NIVELAMENTO DA BANCADA EXPERIMENTAL

Em todos os dias de realização de testes o aparato experimental era movimentado e posicionado no lado externo do galpão. Devido a irregularidade do piso no ambiente externo, dois trilhos de madeira eram posicionados no local por onde a bancada era movimentada, de forma a criar uma superfície mais regular para a rolagem dos rodízios.

Já posicionada no local onde eram realizados os testes, um cabo de aquisição de dados ligado a um computador era conectado ao *datalogger*. Outro cabo, conectado a uma linha de alimentação elétrica trifásica existente no prédio, era conectado ao painel de controle elétrico.

Com o sistema elétrico alimentado, uma mangueira era conectada ao tanque de circulação até que o mesmo fosse abastecido com 300 litros de água. Essa água tinha origem de outro tanque, existente no interior do edifício, onde a água remanescente do tanque de circulação no final dos testes era armazenada. A água perdida durante os testes era repostada com água do sistema de distribuição do prédio. Essa manobra evitava que aproximadamente 200 litros de água fossem desperdiçados em cada dia de teste.

Após o abastecimento de água, macacos hidráulicos eram montados entre o piso e a estrutura metálica da bancada fazendo o ajuste de nivelamento da torre de resfriamento Figura C.1. O nivelamento da torre é imprescindível para a distribuição uniforme da cortina de água no enchimento da torre. Esse ajuste também é responsável por homogeneizar as condições do escoamento de ar que deixa o enchimento em direção ao feixe de termossifões.



Figura C.1– Posicionamento e nivelamento da bancada experimental.

A qualidade do nivelamento era checada adotando-se alguns procedimentos. Primeiro, era feita uma verificação visual, pelas grelhas, da cortina de água que escorre pelo enchimento. Com a manipulação dos macacos alcançava-se um ponto em que a cortina de água se distribuía uniformemente por todo o enchimento, nos dois lados da torre. Um nível de bolha também era utilizado para auxiliar nesse ajuste.

Outro indicador de que o nivelamento correto da bancada tinha sido alcançado era através da verificação da vazão de água: se as vazões de água nos dois lados da bancada eram visualmente proporcionais, então a bancada estava bem nivelada. Para essa visualização, a tubulação de drenagem do reservatório de circulação era desconectada do tanque de circulação e conectada nos reservatórios de captação de condensado e o registros então eram totalmente abertos. Estes reservatórios de condensado, que são de vidro, permitem a visualização e a comparação da proporcionalidade da vazão entre os lados da bancada. Ajustando a vazão da bomba pelo painel de controle, é possível determinar uma vazão que corresponde a vazão de drenagem obtida com os registros totalmente abertos. Isso faz com que se forme uma coluna de água de altura constante em cada um dos reservatórios de captação de água condensada. A comparação entre as alturas da coluna de líquido é o principal parâmetro de nivelamento. Caso fosse verificada alguma diferença, os macacos hidráulicos eram acionados visando um melhor nivelamento.

Além disto, e depois deste procedimento, observava-se as temperaturas de cada lado da torre, que deveriam confirmar a qualidade do nivelamento. Caso a bancada não estivesse equilibrada, os níveis de resfriamento obtidos em cada lado não seriam iguais. Dificilmente depois de realizados os passos anteriores, as temperaturas se diferenciavam em mais de 2°C. Por fim, o último indicativo de nivelamento era o volume de condensado obtido em cada lado da torre. Assim como no procedimento de vazão, a altura de coluna d'água no final de cada teste mostrava o volume de condensado recolhido. Um nivelamento ideal proporcionava volumes semelhantes de água condensada em cada lado da torre de resfriamento.