



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SORAYA DELMA OLIVEIRA ARAÚJO

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO EM CFD DE UM ENCHIMENTO
ALTERNATIVO PARA TORRES DE RESFRIAMENTO**

Recife
2020

SORAYA DELMA OLIVEIRA ARAÚJO

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO EM CFD DE UM ENCHIMENTO
ALTERNATIVO PARA TORRES DE RESFRIAMENTO**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Doutora em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia.

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra.

Coorientadora: Profª. Dra. Ana Rosa Mendes Primo.

Recife

2020

- A663a Araújo, Soraya Delma Oliveira.
 Análise experimental e simulação em CFD de um enchimento alternativo
 para torres de resfriamento / Soraya Delma Oliveira Araújo. - 2020.
 94 folhas, il., gráfs., tabs.
- Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra.
 Coorientadora: Profa. Dra. Ana Rosa Mendes Primo.
- Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.
 Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2020.
 Inclui Referências e Apêndices.
1. Engenharia mecânica. 2. Torre de resfriamento. 3. Enchimentos. 4.
 Transferência de calor e massa. 5. Turbulência. 6. CFD. 7. Ansys CFX. I.
 Dutra, José Carlos Charamba (Orientador). II. Primo, Ana Rosa Mendes
 (Coorientadora). III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2021-34

SORAYA DELMA OLIVEIRA ARAÚJO

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO EM CFD DE UM ENCHIMENTO
ALTERNATIVO PARA TORRES DE RESFRIAMENTO**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Doutora em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 29/5/2020.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Profa. Dra. Rita de Cássia Fernandes de Lima (Examinadora Interna)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. José Maria Andrade Barbosa (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Carlos Alberto Brayner de Oliveira Lira (Examinador Externo)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Carlos Antonio Cabral dos Santos (Examinador Externo)
Universidade Federal da Paraíba

AGRADECIMENTOS

Agradeço primordialmente este trabalho a Deus, o maior orientador da minha vida.

Ao orientador Professor José Carlos Charamba Dutra e a coorientadora Ana Rosa Mendes Primo, por transmitirem seus conhecimentos, experiências profissionais e de vida com dedicação e guiar para além das teorias. Também expresso o meu agradecimento pela compreensão aos rumos dessa pesquisa e profundo respeito, que sempre será pouco diante do muito que foi oferecido.

Aos meus pais Maria Sônia e Darnival Oliveira (in memoriam) pelo ensinamento de viver com dignidade. Meu pai, grande incentivador e maior exemplo de amor na minha vida.

Dedico essa nova realização aos meus filhos, Lucas e Túlio, que compreenderam os momentos de ausência, à minha enteada Roberta e sobretudo ao meu esposo Roberto, que ofereceu força, apoio e motivação em toda trajetória acadêmica.

Aos meus amigos, Athos Lages e Samir Nunes, pelo apoio no desenvolvimento deste trabalho.

Aos professores do Instituto Federal de Pernambuco, Ângelo Costa, Jacek Michalewicz, Álvaro Ochoa e Andrezza Oliveira que compartilharam comigo estudos e expectativas na vida acadêmica.

Aos professores do PPGEM que me proporcionaram o conhecimento para os estudos dessa tese.

Agradeço à CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pela concessão da bolsa durante todo o período de realização deste doutorado.

RESUMO

O componente de maior relevância no desempenho de uma torre de resfriamento é o seu enchimento. Este é usado para aumentar a superfície de contato, bem como o tempo de contato entre o ar e a água no interior da torre, para proporcionar melhor transferência de calor. O objeto de estudo deste trabalho é um enchimento alternativo construído com arranjos de gargalos de garrafa PET (Poli Tereftalato de Etileno). O gargalo de uma garrafa de PET tem elevada resistência e possui ranhuras em alto relevo na sua superfície externa que aumentam o percurso da água no enchimento, favorecendo sua evaporação. O desempenho deste promissor enchimento alternativo foi avaliado e comparado com o enchimento industrial convencional, através de testes experimentais e simulações numéricas. Foram analisadas experimentalmente combinações de condições para três temperaturas de entrada da água na torre, três vazões de entrada de água e três vazões de ar, totalizando 27 testes experimentais para cada enchimento testado. Foi analisado o desempenho térmico dos enchimentos, quanto aos seus parâmetros de resfriamento e eficiência térmica. As análises numéricas foram realizadas através da modelagem em Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), usando o software Ansys/CFX. Foi adotado o modelo Euler-Lagrange para a solução do escoamento bifásico associado à mistura de ar-água. O modelo numérico foi validado pelos testes experimentais, e teve como objetivo proporcionar uma melhor compreensão dos parâmetros associados aos desempenhos térmicos e hidráulicos dos enchimentos. Como resultado, conclui-se que o enchimento proposto, com gargalos PET em arranjo cruzado, tem um bom potencial, apresentando ótima eficiência comparada ao enchimento industrial, chegando a resfriar a água de entrada da torre em até 8,0 °C, com uma diferença de menos de 1°C, em relação ao enchimento industrial. O modelo em CFD apresentou uma boa correlação com os resultados experimentais, com um erro relativo máximo de 3,1%.

Palavras-chave: Torre de resfriamento. Enchimentos. Transferência de calor e massa. Turbulência. CFD. Ansys CFX.

ABSTRACT

The most relevant component in the performance of a cooling tower is its filling. It is used to increase the contact surface, as well as the contact time between air and water inside the tower, to provide better heat transfer. This work studies an alternative filling, constructed with PET bottle necks (Polyethylene Terephthalate). The neck of a PET bottle has high resistance and has grooves in high relief on its external surface, that increases the path of the water in the filling, improving its evaporation. The performance of this promising alternative filling was evaluated and compared with a conventional industrial filling, through experimental tests and numerical simulations. Combinations of conditions were analyzed experimentally for three water inlet temperatures in the tower, three water inlet flows and three air flows, totaling 27 experimental tests for each tested filling. The thermal performance of the fillers was analyzed, regarding their cooling parameters and thermal efficiency. Numerical analyzes were performed using Computational Fluid Dynamics (CFD) modeling, using the Ansys / CFX software. The Euler-Lagrange model was adopted for the solution of the two-phase flow associated with the air-water mixture. The numerical model was validated by experimental tests and aimed to provide a better understanding of the parameters associated with the thermal and hydraulic performance of the fillers. As a result, it is concluded that the proposed filling, with PET bottlenecks in cross arrangement has a good potential, presenting excellent efficiency compared to the tested industrial filling, cooling the incoming water of the tower up to 8.0 ° C, with a difference of less than 1 ° C, in relation to the industrial filling. The CFD model showed a good correlation with the experimental results, with a maximum relative error of 3.1%.

Keywords: Cooling tower. Fillers. Heat and mass transfer. Turbulence. CFD. Ansys CFX.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema de uma torre de resfriamento.....	16
Figura 2 - Minitorre do experimento – UFPE.	26
Figura 3 - Esquema do equipamento experimental.	27
Figura 4 - Monitoramento com o CLP e o supervisor Elipse Scada.	28
Figura 5 - Aspersão de água na torre.....	28
Figura 6 - Eliminador de gotas.	29
Figura 7 - Reservatório de água quente e a resistência elétrica.....	29
Figura 8 - Válvula proporcional (a) e Medidor de vazão (b).....	30
Figura 9 - Duto de entrada de ar.	31
Figura 10 - Bombas centrífugas.....	31
Figura 11 - Termopar tipo J (a); Forno Ecil (b) e Calibração de termopares no sistema de aquisição de dados (c).....	32
Figura 12 - Sensor de umidade.	33
Figura 13 - Potenciômetro de bancada - GW Instek	33
Figura 14 - Medição de perdas de carga.....	34
Figura 15 - Balde para água de reposição.....	34
Figura 16 - Anemômetro digital VT 200 – KIMO.	35
Figura 17 - Supervisor da ELIPSE SCADA.	35
Figura 18 - Montagem dos enchimentos industrial e com os gargalos PET.	38
Figura 19 - Caracterização do suporte para enchimentos da torre.	38
Figura 20 - Montagem do enchimento industrial (a) e do enchimento com gargalos PET (b)	39
Figura 21 - Esquema de medição do experimento.	40
Figura 22 - Planilha eletrônica com parte das medições realizadas	42
Figura 23 - Esquema da metodologia CFD.	44
Figura 24 - Modelo geométrico da torre de resfriamento analisada.....	45
Figura 25 – Modelo computacional do enchimento industrial.	46
Figura 26 - Modelo computacional do enchimento com gargalos.	46
Figura 27 - Modelo geométrico do enchimento industrial na torre.	47
Figura 28 - Modelo geométrico do enchimento com gargalos na torre.....	48
Figura 29 - Malha gerada sobre o modelo da torre com o enchimento industrial.....	50
Figura 30 - Malha gerada sobre o modelo da torre com enchimento com os gargalos.....	50

Figura 31 - Condições de contorno para as simulações CFD da torre.	51
Figura 32 - Representação de bico aspersor do tipo cone oco (<i>hollow cone</i>).	52
Figura 33 - Forças e velocidades atuantes na gota imersa do fluxo de ar.	55
Figura 34 - Tratamento médio da velocidade no tempo.	59
Figura 35 - Transferência de calor entre um fluido e uma superfície.	62
Figura 36 - Transferência de massa entre um fluido e uma superfície úmida.	63
Figura 37 - Balanço de energia na interface água-ar de uma gota.	65
Figura 38 - Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) para o enchimento industrial - Comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de 0,171 m³/s.	71
Figura 39 - Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) para o enchimento industrial - Comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de 0,296 m³/s.	71
Figura 40 - Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) para o enchimento industrial - Comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de 0,361 m³/s.	72
Figura 41 - Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) para o enchimento industrial - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água fixa de 0,84 m³/h.	72
Figura 42 - Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) para o enchimento com gargalos - Comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de 0,171 m³/s.	73
Figura 43 - Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) para o enchimento com gargalos - Comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de 0,296 m³/s.	74
Figura 44 - Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) para o enchimento com gargalos - Comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de 0,361 m³/s.	74
Figura 45 - Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) para o enchimento com gargalos - Comparação entre uma vazão de água fixa e vazão de ar variável.	75
Figura 46 - Comparação de resfriamento entre o enchimento industrial e com gargalos PET em arranjo cruzado.	76
Figura 47 - Temperaturas e trajetórias das gotas no modelo industrial.	77
Figura 48 - Temperaturas e trajetórias das gotas no modelo com os gargalos.	77
Figura 49 - Coeficientes de transferência de calor e massa.	78
Figura 50 - Relação entre o coeficiente de transferência de calor e a temperatura de entrada da água.	79
Figura 51 - Relação entre o coeficiente de transferência de massa e a temperatura de entrada da água.	80
Figura 52 - Perfis de velocidade nos enchimentos industrial e com os gargalos.	81
Figura 53 - Perfis de pressão na torre com os enchimentos industrial e com os gargalos.	82

Figura 54 - Gráfico de eficiência térmica x temperatura – enchimento industrial.	83
Figura 55 - Gráfico eficiência térmica x temperatura – enchimento com gargalos PET.	84
Figura 56 - Resultados das análises CFD – Enchimentos Industrial x Gargalos PET.	84
Figura 57 - Comparação do resfriamento nas análises CFD e experimentais – enchimento industrial.	85
Figura 58 - Comparação do resfriamento nas análises CFD e experimentais – enchimento gargalos PET.....	85
Figura 59 - Resumo do resfriamento encontrados nas análises CFD e Experimentais.	86

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resultados de convergência de malha para o modelo industrial.....	49
Tabela 2 - Resultados de convergência de malha para o modelo com gargalos.	49
Tabela 3 - Dados estatísticos e métricos das malhas.	51
Tabela 4 - Constantes do modelo de turbulência SST.....	62

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de transferência de calor ou massa, $[m^2]$
A_F	Área da seção transversal efetiva da gota d'água, $[m^2]$
C_D	Coefficiente de arrasto aerodinâmico
c_p	Calor específico do fluido, $[J/kg.K]$
c_{pa}	Calor específico do ar, $[J/kg.K]$
c_{pg}	Calor específico da água, $[J/kg.K]$
D	Coefficiente de difusão de massa, $[m^2/s]$
d_g	Diâmetro da gota, $[m]$
F_B	Força de flutuação, $[N]$
F_D	Força de arrasto aerodinâmico, $[N]$
F_G	Força de gravidade, $[N]$
G	Aceleração da gravidade, $[m/s^2]$
h_a	Entalpia estática do ar, $[J/kg]$
h_g	Entalpia da água líquida, $[J/kg]$
h_{lv}	Calor latente de vaporização, $[J/kg]$
h_v	Entalpia do vapor d'água, $[J/kg]$
L	Comprimento característico, $[m]$
L/G	Razão entre a vazão de água e a vazão de ar
m_a	Massa do ar, $[kg]$
m_g	Massa de uma gota, $[kg]$
M_m	Massa molar aparente da mistura, $[kg/mol]$
m_v	Massa de vapor d'água, $[kg]$
M_v	Massa molar da água, $[kg/mol]$
Nu	Número de Nusselt
p_a	Pressão estática do ar, $[Pa]$
Pr	Número de Prandtl
Q_C	Calor transferido por convecção, $[J]$
Q_M	Calor transferido pela transferência de massa, $[J]$

Re	Número de Reynolds
Sc	Número de Schmidt
S_E	Termo fonte da equação de energia
Sh	Número de Sherwood
S_M	Termo fonte da equação de massa
S_Q	Termo fonte da equação de quantidade de movimento
T_a	Temperatura do fluxo de ar, [°C ou K]
T_g	Temperatura da gota d'água, [°C ou K]
T_s	Temperatura da superfície, [°C ou K]
T_{∞}	Temperatura do fluido em contato com a superfície, [°C ou K]
u_g	Energia interna específica de uma gota, [J/kg]
v_a	Velocidade do fluxo de ar, [m/s]
v_g	Velocidade de uma gota, [m/s]
v_s	Velocidade relativa entre ar e gotas, [m/s]
X	Fração molar de vapor
X_a	Fração molar do vapor no fluxo de ar
X_{sat}	Fração molar de vapor no ar saturado
x_g	Deslocamento de uma gota, [m]
Y	Fração mássica de vapor
Y_a	Fração mássica do vapor no fluxo de ar
Y_{sat}	Fração mássica de vapor no ar saturado
α_c	Coeficiente de transferência de calor convectivo, [W/m ² .K]
α_m	Coeficiente de transferência de massa, [m/s]
Δt	Passo de tempo, [s]
Λ	Condutividade térmica do fluido, [W/m.K]
λ_a	Condutividade térmica do ar, [W/m.K]
M	Viscosidade dinâmica do fluido, [kg/m.s]
μ_a	Viscosidade dinâmica do ar, [kg/m.s]
μ_t	Viscosidade turbulenta, [kg/m.s]
ρ	Densidade do fluido, [kg/m ³]

ρ_a	Densidade do ar, [kg/m ³]
ρ_F	Densidade do fluido seco, [kg/m ³]
ρ_g	Densidade da água, [kg/m ³]

SUMÁRIO

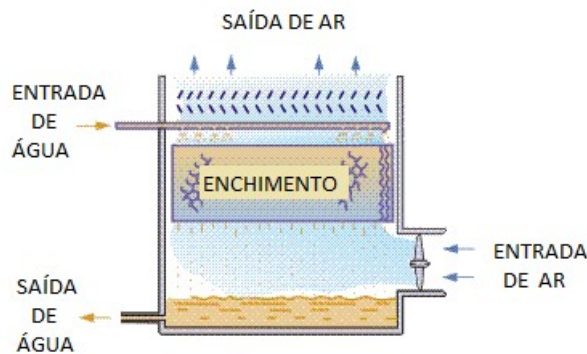
1	INTRODUÇÃO	16
1.1	OBJETIVOS	18
1.1.1	Objetivo Geral.....	18
1.1.2	Objetivos Específicos	18
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	19
2.1	ANÁLISE EXPERIMENTAL.....	19
2.2	SIMULAÇÃO NUMÉRICA EM TORRES DE RESFRIAMENTO	21
3	METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....	26
3.1	DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO DO PROTÓTIPO.....	26
3.2	INSTRUMENTAÇÃO DO PROTÓTIPO.....	31
3.3	TIPOS DE ENCHIMENTOS UTILIZADOS.....	36
3.4	MONTAGEM E CARACTERIZAÇÃO DOS ENCHIMENTOS	38
3.5	DESCRIÇÃO DOS PROCEDIMENTOS UTILIZADOS	40
4	SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO - DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL.....	43
4.1	MODELAGEM DA TORRE DE RESFRIAMENTO	44
4.1.1	Modelo Geométrico	45
4.1.2	Análise da Malha Computacional.....	48
4.1.3	Dados de Entrada do Modelo.....	51
4.2	MODELAGEM MATEMÁTICA.....	52
4.2.1	Escoamentos Multifásicos.....	53
4.2.1.1	Fase Dispersa.....	54
4.2.1.2	Fase Contínua	57
4.2.2	Modelo de Turbulência.....	58
4.2.3	Analogia entre Transferência de Calor e de Massa	62
4.2.4	Transferência de Calor e de Massa.....	64
4.2.5	Parâmetros de Desempenho	68
5	APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....	70
5.1	ANÁLISE DO RESFRIAMENTO	70
5.1.1	Resfriamento para o Enchimento Industrial	70
5.1.2	Resfriamento para o Enchimento com Gargalos	73
5.2	ANÁLISES DAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS	76

5.2.1	Análise de Desempenho Térmico.....	76
5.2.1.1	Temperatura das Gotas	77
5.2.1.2	Coeficientes de Transferência de Calor e de Massa.....	78
5.2.2	Análise de Desempenho Hidráulico	81
5.2.2.1	Pressão.....	81
5.2.2.2	Fator de Fricção.....	82
5.3	RESULTADOS DAS ANÁLISES NUMÉRICAS E DOS EXPERIMENTOS	83
5.3.1	Resultados das Análises Numéricas	83
5.3.2	Resultados das Análises Experimentais.....	84
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHO FUTUROS.....	87
6.1	CONCLUSÕES	87
6.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	88
	REFERÊNCIAS	89
	APÊNDICE A – AFERIÇÃO DE TERMOPARES	92
	APÊNDICE B – DIMENSÕES DA TORRE	94

1 INTRODUÇÃO

Uma torre de resfriamento de água é um equipamento responsável pela remoção de parte do calor gerado dos processos industriais e de condicionamento de ar. Em um breve resumo, o objetivo de uma torre de resfriamento é arrefecer a água que é aquecida por equipamentos e/ou processos industriais. As torres de resfriamento são um tipo especial de trocador de calor de contato direto entre água quente e ar. Durante o processo de trabalho da torre de resfriamento, pequenos volumes de água evaporam, diminuindo a temperatura da água que circula pela torre de refrigeração. A água quente do processo industrial chega à torre de resfriamento e dela sai resfriada. Assim, uma torre de resfriamento é uma instalação para resfriamento de água através do contato com o ar atmosférico, como mostra a Fig. 1.

Figura 1 - Esquema de uma torre de resfriamento



Fonte: A Autora (2020).

O processo de resfriamento envolve a transferência de calor latente devido à vaporização de uma pequena parte da água e, também, a transferência de calor sensível devido à diferença de temperatura entre a água e o ar. Em uma torre, a principal contribuição para o resfriamento da água é fornecida pela evaporação. A evaporação é a transferência de massa da fase líquida (água) para a fase gasosa (ar), provocando a diminuição da temperatura da água que passa pela torre de resfriamento. Este processo acontece porque a água, para evaporar, precisa ganhar calor latente, que é retirado da água que percola pela torre. Este evento ocorre quando a água aquecida é gotejada na parte superior da torre e desce lentamente através do enchimento, em contracorrente com uma corrente de ar (em geral à temperatura ambiente). Nesta relação direta das correntes de água e ar ocorre a evaporação da água, sendo o principal fenômeno que gera seu resfriamento. A evaporação de parte da água é responsável por cerca de

80% do resfriamento, sendo os 20% restantes relativo à diferença de temperatura entre o ar e a água (BUCKMAN, 2014).

Nos sistemas de torre de resfriamento de fluxo cruzado, a água cai verticalmente através do enchimento enquanto o ar flui horizontalmente através da água. É por isso que tais sistemas são chamados de "fluxo cruzado" porque o ar e a água atravessam caminhos que se cruzam. Por causa do cruzamento dos fluxos, o ar não precisa passar pelo sistema de distribuição. Isso permite o uso de fluxo de água quente por gravidade, sendo sua distribuição efetuada no topo da torre, logo acima dos enchimentos. A operação de torres de resfriamento geralmente depende de muitos parâmetros como temperatura da água quente, escoamento de massa de ar, escoamento de água, tipo de enchimento, etc. Assim, os engenheiros podem melhorar o desempenho de torres de resfriamento através da otimização dos fatores mencionados.

Um componente de grande relevância de uma torre de resfriamento é o enchimento. O enchimento é usado para aumentar a superfície de contato entre água e ar, bem como o tempo de contato entre eles, para proporcionar melhor transferência de calor e massa. Esta função se realiza devido ao aumento da área molhada à exposição contínua da superfície da água ao ar e à formação de gotas e filmes de água na torre. Na literatura, encontram-se diversos trabalhos sobre torres de resfriamento. Porém, percebe-se uma carência de estudos sobre enchimentos em geral ou sobre enchimentos alternativos. Além disso, constatou-se que, no Brasil e no mundo, não é encontrada tecnologia para fabricação de enchimentos alternativos, sendo essa pesquisa importante para o desenvolvimento de novos enchimentos.

O material aqui estudado, que se apresentou como promissor para constituir um enchimento alternativo, foi o gargalo de garrafa de um polímero termoplástico, o polietileno tereftalato, o PET. O enchimento é muito importante, não há muitos estudos na literatura e foi proposto um enchimento onde o arranjo se aproximasse do fabricado pela *Munters*, o CELdek®, por motivo do filme da água ser contínuo. O gargalo tem uma elevada resistência e possui ranhuras em alto relevo na sua superfície externa, desenvolvidas para o sistema de rosqueamento da tampa da garrafa. Essas saliências aumentam o percurso da água no enchimento, favorecendo sua evaporação. O sistema proposto para as garrafas PET é de baixo custo, pois o material não é fabricado com a finalidade específica de funcionar como enchimento. Segundo o Compromisso Empresarial para Reciclagem (2019), no informativo de número 136, meses de julho e agosto de 2019, o valor da tonelada prensada e limpa da embalagem vazia da garrafa PET varia de R\$ 1100,00 a R\$ 2200,00 no Brasil. Na sucata, consegue-se a garrafa sem prensagem, a R\$ 0,30 por quilograma.

Necessita-se apenas cortar o gargalo de garrafas PET já utilizadas, as quais seriam descartadas. Essas características fazem do gargalo de garrafas PET um material excelente para sistemas evaporativos em geral, possuindo adicionalmente, a característica de ser facilmente lavável com jato de água.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é construir e avaliar um enchimento com gargalos PET.

1.1.1 Objetivo Geral

A proposta deste trabalho é avaliar numericamente e experimentalmente um novo arranjo de enchimento com gargalos PET para uso em torres de resfriamento.

1.1.2 Objetivos Específicos

- a) Contribuir para o desenvolvimento de enchimentos alternativos;
- b) Ajudar no desenvolvimento de tecnologia nacional que use materiais locais;
- c) Fornecer abordagens de modelagem em Dinâmica dos Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics - CFD), usando o *software* Ansys;
- d) Realizar estudos numéricos na área de novos enchimentos que possibilitem encontrar o melhor arranjo PET ou outra fibra vegetal, economizando recursos financeiros;
- e) Produzir material para uma tese de doutorado;
- f) Publicar o material da tese em periódicos indexados, contribuindo com a divulgação do programa de pós-graduação em engenharia mecânica da UFPE.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Uma torre de resfriamento é um dispositivo de rejeição de calor, o qual extrai o calor do arrefecimento de um fluxo de água a uma temperatura mais alta e lança este calor residual para a atmosfera. As aplicações mais comuns para as torres são fornecer água mais fria para sistemas de ar-condicionado, de produção e de geração de energia elétrica. Uma torre de circuito aberto, ou de resfriamento direto, é uma estrutura fechada, com meios internos de distribuição para a água quente através de enchimentos, ou recheios. O enchimento pode ser constituído de vários materiais dispostos em diversas configurações e tem a função de espalhar a água e facilitar a troca de calor com o ar. O fluido de trabalho é arrefecido quando exposto a uma corrente de ar em contra fluxo ou em fluxo cruzado. Este ar absorve calor, deslocando-se para cima através da torre, passando pelos enchimentos (contato direto) ou pelos tubos (contato indireto).

Atualmente, para as indústrias, a torre de resfriamento está associada a fatores de redução de custos operacionais e a fatores ambientais. Os sistemas de arrefecimento operam, em geral, em circuito fechado visando a reutilização e a redução do desperdício de água. Uma reposição é necessária para suprir as perdas do processo por evaporação, arraste e purgas.

O enchimento da torre, elemento de estudo desta tese, tem a função de acelerar a troca térmica entre a água e a corrente de ar que flui em sentido contrário. Existem enchimentos de diferentes tipos, formatos e tamanhos, cada um com uma característica específica e seguindo critérios de projeto específicos de cada fabricante de torres de resfriamento.

2.1 ANÁLISE EXPERIMENTAL

Rahmati *et al.* (2016) investigaram experimentalmente o desempenho de uma torre de resfriamento de forma paramétrica para entender os efeitos da taxa de fluxo de água, temperatura da água da entrada, tipo e disposição dos enchimentos e taxa de fluxo de massa do ar. Nesta pesquisa, o desempenho do WCT (Water Cooling Tower) foi estudado experimentalmente para considerar as influências da vazão de água, temperatura da água quente, taxa de fluxo de massa de ar e números de camadas de enchimento, com ênfase no papel dos números das camadas de enchimentos. Imagens termográficas foram capturadas para visualizar a distribuição de temperatura dentro da torre de resfriamento estudada e realizar análises adicionais. As principais conclusões desta pesquisa indicam que o coeficiente de eficiência tem uma relação direta com a taxa de fluxo de massa do ar, os números de camadas de enchimentos e da temperatura da água quente.

O enchimento pode ser qualificado como o coração da torre de arrefecimento, e seu desempenho térmico tem uma influência importante sobre a eficiência de transferência de calor da torre de arrefecimento. Kong *et al.* (2018) investigaram experimentalmente fenômenos de transferência de massa e calor, ao mesmo tempo, entre água e ar em uma torre de refrigeração de contrafluxo preenchido com uma nova embalagem chamada 'FCP-08'. Esta investigação centra-se principalmente no efeito da relação de fluxo de massa água-ar nas características de transferência de calor e de massa da torre de arrefecimento, para diferentes temperaturas de água de entrada.

Tomás *et al.* (2018) realizaram um trabalho experimental com o objetivo de comparar o desempenho de materiais alternativos para enchimentos como o coco, a fibra de casca de coco e PET. Os enchimentos alternativos foram comparados entre si e com o enchimento industrial, levando em consideração os seguintes parâmetros: o resfriamento, a abordagem da efetividade e a perda de carga. Os dados experimentais indicaram que os enchimentos alternativos estudados poderiam resfriar água até 8K enquanto o comercial alcançou 10K, sob as mesmas condições. Foi feito um estudo teórico que encontrou o Número de Unidades de Transferência de calor (NTU) para cada enchimento testado. O NTU foi utilizado como o método de verificação para os experimentos, e os resultados mostraram boa concordância entre si. Ficou provado que os enchimentos alternativos estudados são interessantes como enchimentos para torres de resfriamento.

Um estudo experimental foi realizado em laboratório para investigar o desempenho térmico de uma torre de resfriamento úmida com diferentes arranjos de enchimento sob condições de vento. Neste artigo, Gao *et al.* (2016) focaram na comparação de um padrão de enchimento uniforme e um tipo de enchimento não uniforme, quando a velocidade do vento cruzado está entre 0 m/s e 0,4 m/s. Os resultados experimentais provaram que, em condições sem vento, o coeficiente de transferência de calor e a rejeição total de calor da água em circulação para o padrão de modelo não uniforme ideal podem aumentar em aproximadamente 40% e 28%, respectivamente, em comparação com o arranjo padrão uniforme.

Uma investigação experimental de fenômenos de transferência de calor e massa entre água e ar em uma torre de resfriamento úmida de contra-fluxo preenchida com um novo tipo de enchimento chamado “FCP-08” foi analisada por Kong *et al.* (2019). O enchimento consistiu em papelão ondulado de espuma de cerâmica com ondas senoidais e o sulco de retenção de superfície tem 1,0 m de altura e uma área de teste transversal de $0,68 \times 0,68$ m². A investigação foi focada principalmente no efeito da taxa de fluxo mássico água / ar nas características de transferência de calor e massa da torre de resfriamento, para diferentes entradas de temperaturas

da água. Os resultados mostram que a faixa de água de resfriamento e a eficiência da torre de resfriamento diminuem com o aumento da razão água / ar de fluxo mássico L / G . Enquanto isso, o resfriamento diminui levemente com o aumento da razão de fluxo de massa de água / ar e o valor é obviamente maior do que o de outros enchimentos investigados anteriormente. A expressão do coeficiente de característica de resfriamento relacionada à razão de fluxo de massa água / ar e temperatura da água de entrada é obtida por ajuste linear. A comparação entre os resultados obtidos e os encontrados na literatura para outros tipos de enchimento indicaram que o desempenho de resfriamento da torre com enchimento de espuma de cerâmica é melhor.

2.2 SIMULAÇÃO NUMÉRICA EM TORRES DE RESFRIAMENTO

O escoamento de fluidos com transferência de calor e fenômenos associados estão envolvidos em praticamente todos os processos de produção energética e de equipamentos térmicos, além de presentes em muitas outras aplicações. A simulação numérica desses escoamentos desempenha um papel importante na compreensão e quantificação desses fenômenos. Atualmente, as indústrias já utilizam computadores em larga escala para revolucionar a etapa de projetos de engenharia, proporcionando análises detalhadas que não são possíveis por meio de testes experimentais; visto que a simulação numérica permite executar muitas experiências de forma rápida e com menores custos (MALISKA, 2017).

A Dinâmica dos Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics - CFD) é a análise numérica de sistemas que envolvem escoamentos de fluido, transferência de calor e fenômenos associados por meio de simulação baseada em computador. A técnica é muito poderosa e abrange uma ampla gama de áreas de aplicação industrial e não industrial, dentre elas, o auxílio a analistas de projetos de equipamentos de refrigeração. A base fundamental de problemas de dinâmica dos fluidos computacional são as equações de Navier-Stokes, que definem qualquer escoamento de fluido monofásico - gás ou líquido, mas não ambos. Estas são discretizadas, a fim de serem resolvidas por meio de computadores poderosos. Como a física destas simulações pode ser bastante complexa, os resultados que podem ser obtidos são realmente sujeitos ao grau de especialização técnica dos engenheiros ou analistas que executam a análise.

Nos últimos anos, foram publicados diversos trabalhos focados na melhoria do desempenho térmico do refluxo úmido natural das torres. A necessidade de estudos detalhados dos campos dos termofluidos e a crescente resolução dos computadores levaram ao desenvolvimento de muitos modelos numéricos baseados em análises CFD. O calor e a massa,

acoplados a transferência do fluxo multifásico na torre de resfriamento são resolvidos pelo uso de funções internas do código CFD.

A empresa Électricité de France (2016) opera 32 grandes torres de arrefecimento e a divisão de engenharia encomendou o desenvolvimento de um modelo de CFD, baseado em ANSYS Fluent V. 16, descrevendo os fenômenos físicos que ocorrem dentro da torre de resfriamento úmida (NDWCT). As transferências de calor e de massa entre a água e o ar, bem como as equações de arrasto para o sistema de duas fases, são comparadas em zonas específicas como o enchimento, spray e zonas de pulverização. Blain *et al.* (2016) apresentaram modelos de metodologia implementados no software criado em duas etapas para o processo que foi validado graças aos dados experimentais recolhidos na instalação de ensaio Mistral e testes de aceitação efetuados após uma remodelação de enchimento numa grande NDWCT.

Vários fatores afetam o desempenho de uma torre de resfriamento, como a temperatura de entrada e de saída do ar, assim como da água, taxa de fluxo de massa do ar e da água, enchimentos e velocidade do ar. O ângulo de entrada de ar é um parâmetro eficaz sobre o desempenho da torre de resfriamento. Parkhi *et al.* (2013). Estudaram o ângulo de entrada do ar pela análise de CFD da torre de resfriamento e foi otimizado para três ângulos de entrada. Concluíram que o ANSYS é um software importante para fins da análise referida. Os resultados simulados no ANSYS estão de acordo com as análises experimentais. A análise numérica do experimento foi muito importante, reduzindo tempo e custo.

Klimanek *et al.* (2015) estudaram um modelo da torre usando um código de CFD comercial ANSYS Fluent 14.0, previamente desenvolvido e validado de uma torre de resfriamento com injeção de gases de combustão. O gás é injetado verticalmente através de um duto de gás de combustão centralmente colocado. As primeiras previsões do modelo são comparadas com dados experimentais e foi efetuada análise da sensibilidade dos resultados com a malha discretizada. O efeito da velocidade do vento na pluma ascendente e a quantidade de gás injetado também foi estudado. Eles concluíram que o gás de combustão injetado tem uma influência insignificante na temperatura da água resfriada. O modelo foi então usado para estudar a influência da injeção de gás de combustão na temperatura da água refrigerada e na massa de ar através da torre. Demonstrou-se que a injeção tem efeito positivo, mas insignificante na temperatura da água arrefecida devido a um ligeiro aumento da taxa de fluxo de ar através da torre.

Murugaveni e Shameer (2015) analisaram a entrada de ar com diferentes ângulos de entrada de ar, anexando um bico na entrada de ar. A torre de resfriamento analisada por eles é usada especificamente para indústrias de pequeno porte, que é uma torre de resfriamento de

contra fluxo forçado com capacidades de módulo único de 10 a 100 toneladas de refrigeração. Neste projeto, o modelo de capacidade de refrigeração de 50 toneladas foi tomado como modelo de referência. A análise foi feita usando o *software* ANSYS 14.5. As torres de resfriamento foram modeladas usando o *software* SOLIDWORKS (2013) e resolvidas usando o *software* ICEM CFD 14.5. Os modelos em malha foram analisados usando o *software* FLUENT. Os ângulos de entrada de ar variaram na direção horizontal, direção vertical e combinando inclinação horizontal e vertical. Um bocal convergente foi modelado e montado no tubo de entrada. Os contornos de temperatura dos modelos de torre de resfriamento foram retirados da análise. Com base na temperatura de saída de água fria, foi obtido uma melhora na eficácia do modelo da torre de resfriamento.

Na China, a água de arrefecimento entrando nas torres de arrefecimento ainda mantém uma pressão excedente entre 39.240 e 147.150 PA. A fim de utilizar a energia desperdiçada, sugere-se que o excesso de energia da água possa ser aproveitado para conduzir um tipo de turbina instalado na plataforma interna da torre de arrefecimento e fazer o ventilador girar através de seus eixos acoplados. Zhou *et al.* (2015) estudaram um novo tipo de turbina Francis que foi projetada para uma determinada torre de resfriamento com uma velocidade específica ultrabaixa e desenvolvida através de simulação numérica tridimensional turbulenta usando o *software* Fluent 6.2 e métodos experimentais.

Em áreas áridas, a torre de resfriamento seca de projeto natural (NDDCT - *Natural Draft Dry Cooling Tower*) tornou-se a principal escolha na concentração de usinas de energia solar térmica devido às suas vantagens de baixo consumo de água e baixo custo de manutenção. No entanto, NDDCT sofre com o desempenho de refrigeração por deterioração nos dias quentes de verão, causando perda de energia líquida para as usinas de energia. Para resolver este problema, Sun *et al.* (2017) propuseram uma tecnologia de pré-refrigeração, introduzindo um spray de pequenas quantidades de gotículas de água finas controladas para arrefecer o ar de entrada e, assim, melhorar o desempenho da torre de resfriamento quando a temperatura ambiente é alta. O pré-resfriamento efetivo requer o arranjo cuidadoso dos bicos de pulverização. Eles estudaram com base no estudo da dinâmica dos fluidos computacional, a injeção ideal para um bocal de cone oco. Este estudo mostra que o desempenho de pré-refrigeração depende fortemente da direção da injeção do bico. Diferentes arranjos de bicos foram explorados e otimizados com base no campo de velocidade do NDDCT. O desempenho da pré-refrigeração depende fortemente das localizações dos bicos e das instruções de injeção em cada local.

Um modelo analítico da evolução de jatos coaxiais das torres de resfriamento na atmosfera, que inclui os efeitos de uma possível condensação foi otimizado por Li *et al.* (2018)

baseado em modelo de jatos coaxiais já desenvolvido por outros pesquisadores e baseado na teoria das fontes turbulentas. A vantagem desse novo estudo é usar plumas coaxiais no contexto da redução visível das plumas das torres de resfriamento.

Em um sistema de resfriamento seco e indireto, tradicional, os feixes de trocadores de calor estão dispostos circularmente em torno da circunferência de uma torre de resfriamento, que sofre severamente com ventos exteriores. Chen *et al.* (2017) propuseram uma disposição elíptica de feixes de trocadores de calor, que circundam uma torre de resfriamento circular tradicional, para restringir os impactos adversos dos ventos ambientais. Eles utilizaram um modelo computacional, em escala completa, com sistema de resfriamento seco indireto e incorporaram vários arranjos de trocadores de calor dispostos elípticamente com diferentes proporções, desde menores a grandes eixos. Usaram também um modelo de uma torre de resfriamento a seco hiperbólica tradicional com seção transversal circular, com base no qual seus desempenhos de fluxo térmico foram obtidos e analisados. Devido à complexidade dos comportamentos termo-aerodinâmicos do sistema de resfriamento seco indireto, algumas abordagens particulares foram tomadas na simulação numérica. Para os arranjos de trocadores de calor refrigerados a ar, que são tratados como radiadores neste trabalho, a queda de pressão Δp é uma função da velocidade da face, que será usada no modelo do radiador do software Fluent para calcular o termo fonte da equação de fluxos de ar. Essas descobertas contribuem tanto para o design quanto para a operação de sistema de resfriamento seco indireto em usinas de energia; como também para eliminar os impactos adversos de ventos ambientais.

O desempenho de resfriamento de uma torre de resfriamento seca de projeto natural (NDDCT) reduz-se na presença do vento cruzado. Uma abordagem computacional de dinâmica de fluidos com validação é adotada por Wang *et al.* (2016) para investigar o desempenho de refrigeração a várias velocidades do vento de uma torre de resfriamento natural seca. O mecanismo de resistência à força viscosa de primeira ordem é usado na simulação da resistência do fluxo de ar para os radiadores. Os resultados numéricos confirmam conclusões anteriores de que o desempenho de refrigeração da torre de resfriamento seca tradicional degrada-se com o incremento da velocidade do vento quando a velocidade do vento é superior a 4 m/s. Entretanto, a redução do desempenho é relativamente menor. A ventilação circunferencial não uniforme e os vórtices dentro da torre contribuem para a degradação da performance de resfriamento quando o vento cruzado está presente. Para melhorar o desempenho geral de refrigeração, foi proposto por Wang *et al.* (2018) um gabinete com uma abertura no lado do barlavento para aumentar o nível de pressão fora dos radiadores laterais e traseiros. Uma modelagem CFD para um NDDCT em serviço de uma usina de energia de 660 MW foi construída e validada por

dados experimentais e de projeto. Os resultados numéricos mostram que esse gabinete poderia melhorar o desempenho de refrigeração em todas as velocidades de vento investigadas, com 36% de aumento da taxa de ventilação e cerca de 7° C de redução da temperatura da água.

Com base em estudos de Gao *et al.* (2017), o fator de influência de eficiência é principalmente o desempenho térmico da zona de enchimento, porque 70% da capacidade do calor de dissipação depende da zona de enchimento. Eles realizaram estudos sobre os padrões de arranjos de enchimentos dentro de torres de resfriamento, através de experimentos básicos com modelos de estado térmico para revelar o desempenho térmico sob diferentes padrões de *layout* de obturações, para obter o padrão de *layout* ideal. É extremamente importante e necessário estudar o desempenho da transferência de calor e massa na zona do enchimento tanto de um ponto de vista acadêmico, como de um industrial.

O efeito da forma do enchimento ondulado na transferência de massa e características de queda de pressão em torres de resfriamento atmosféricas tem sido estudado experimentalmente por Goshayshi e Missenden (2000). Os resultados mostraram que a transferência de massa diminuiu na parte lisa do enchimento e aumenta na parte áspera e ondulosa.

3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Neste capítulo é descrito como o experimento foi elaborado.

3.1 DESCRIÇÃO DA INSTALAÇÃO DO PROTÓTIPO

Para estudar o comportamento dos enchimentos na torre de resfriamento, foi projetada e construída uma mine torre de tiragem mecânica forçada em contracorrente modelo HTF (Horizontal de Tiragem Forçada) da HPT torres de resfriamento, com capacidade térmica de 8.962 W, nas dependências do Departamento de Engenharia Mecânica da UFPE. A estrutura da torre foi construída em PRFV (poliéster reforçado com fibra de vidro) autoportante e não-corrosivo. No apêndice 2 constam as dimensões da torre.

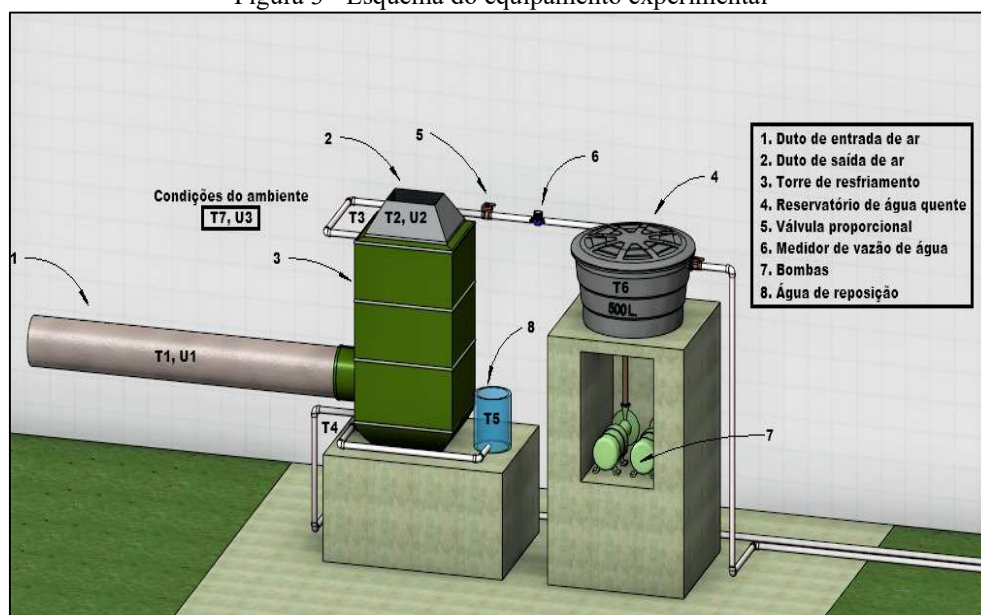
Figura 2 - Minitorre do experimento – UFPE



Fonte: A Autora (2020).

A Figura 2 apresenta a instalação experimental da minitorre de resfriamento desse estudo. A Figura 3 ilustra os equipamentos experimentais usados nesta investigação. Consiste principalmente em uma torre de resfriamento (3) que representa o principal dispositivo usado neste teste, um duto de entrada de ar (1), um duto de saída de ar (2), um reservatório de água quente (4) que contém as resistências elétricas, uma válvula proporcional (5), um medidor de vazão de água (6), duas bombas de água (7) e um pequeno reservatório para água de reposição (8).

Figura 3 - Esquema do equipamento experimental



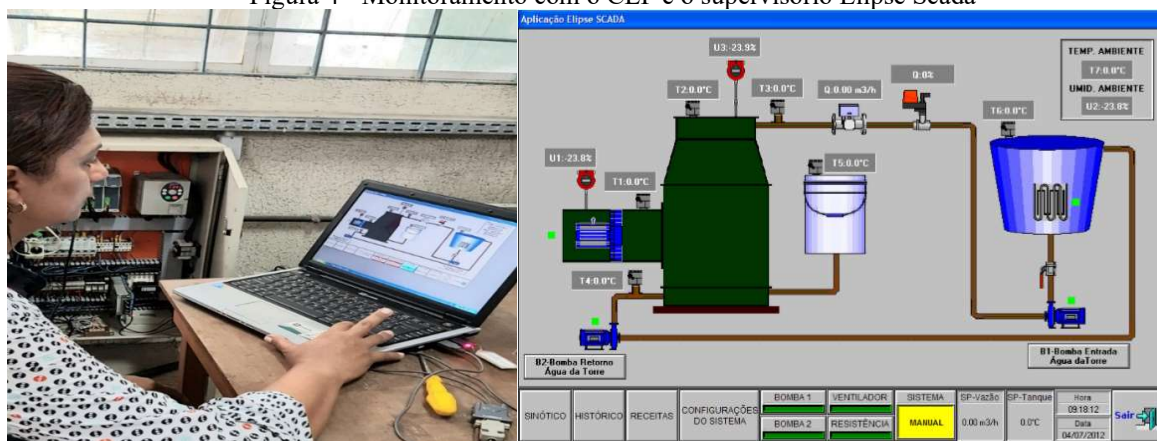
Fonte: A Autora (2020).

Diversos termopares foram introduzidos no circuito da torre, com o intuito de medir a evolução da temperatura do sistema. Toda a tubulação de entrada de água da torre foi isolada exteriormente com lã de rocha revestida com folha de alumínio. A temperatura de entrada de água quente na torre de resfriamento é medida através do termopar T3, que controla o funcionamento da resistência elétrica instalada no reservatório de água quente. Esta temperatura é selecionada a partir de um supervisor e a resistência é controlada por um controlador lógico programável, CLP, conforme a Figura 4.

Foram simuladas vazões de entrada de água quente na torre de resfriamento, obtidas a partir da seleção no supervisor onde o CLP controla o funcionamento de um medidor de vazão e uma válvula proporcional.

Água quente é aspergida através do enchimento, também chamado de colmeia, com vazão e temperatura selecionadas. Essa água escoar através do enchimento, entra em contato com o ar que é admitido através de um duto onde são medidas a umidade relativa e a temperatura de bulbo seco. São simuladas vazões de ar a partir da variação da frequência do ventilador. O ar que sai da torre de resfriamento tem temperatura e umidade medidas. É instalado um termopar T4 para medir a temperatura de saída de água fria e um balde calibrado fornece a reposição de água (*make up*). Uma bomba centrífuga succiona a água do reservatório e envia para a entrada da torre e outra bomba succiona a água da bacia de captação da torre e envia para o reservatório.

Figura 4 - Monitoramento com o CLP e o supervisório Elipse Scada

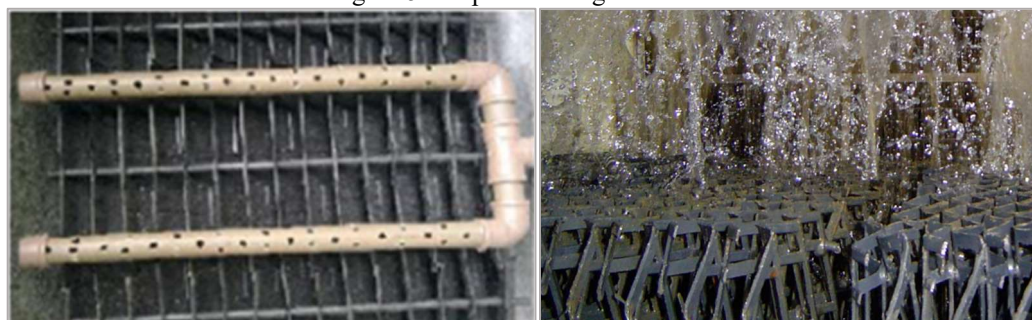


Fonte: A Autora (2020).

O sistema é composto de bacia de captação de água fria, instalada na parte inferior da torre com o objetivo de recolher a água resfriada da torre para posterior retorno para o reservatório de água quente. A bacia de água fria foi fabricada em poliéster reforçado com fibra de vidro, possuindo conexões para tubulações de PVC de 3/4 pol para instalação da boia, “ladirão”, dreno e conexão de 1 ½ polegadas para saída da água fria. A boia de nível controla o nível da água na bacia e a água de reposição (*make up*). A tubulação de água para interligação dos equipamentos é de PVC com 25 mm de diâmetro, no trecho de distribuição de água quente do reservatório para a bomba. Posteriormente, para a entrada da torre de resfriamento, foi utilizado um isolamento térmico para diminuir a perda de calor para o ambiente.

Foram instaladas válvulas de bloqueio tipo esfera em PVC de 25 mm na entrada de água externa para o reservatório, no dreno do reservatório, no retorno de água da torre para a bomba e no dreno da torre. Foi instalado um balde calibrado conectado à boia da bacia de captação de água fria para repor e medir a água perdida por evaporação. Essa perda é denominada água de reposição (*make up*). Os distribuidores de água quente são feitos em tubos de PVC reforçado com PRFV (plástico reforçado com fibra de vidro), com bicos pulverizadores de baixa pressão, conforme mostra a Figura 5.

Figura 5 - Aspersão de água na torre



Fonte: Repositório UFPE/DEMEC (2012).

Os eliminadores de gotas são feitos em polipropileno, com a função de limitar a perda por arraste a 0,15% da vazão de água circulante (WA HPT Torres de Resfriamento, 2010), Figura 6. O eliminador de gotas retém a água carregada pelo ar aspirado. A base do seu funcionamento está na mudança de direção do fluxo de ar de maneira que a força centrífuga separe as gotículas de água do ar, retendo-as na superfície do eliminador. Essas gotículas se acumulam e escorrem para a bacia de água fria. Uma função secundária do eliminador é a capacidade que ele tem de uniformizar o fluxo de ar através do enchimento da torre.

Figura 6 - Eliminador de gotas



Fonte: Repositório UFPE/DEMEC (2012).

Um reservatório de água quente de fibra de vidro com capacidade de 250 l de água, com visor de nível de água, isolado termicamente, foi utilizado, onde se encontra instalada a resistência elétrica. A resistência simula a carga térmica do circuito, como mostra a Figura 7.

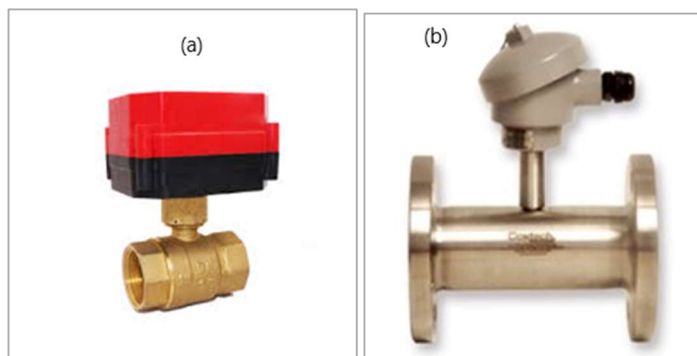
Figura 7 - Reservatório de água quente e a resistência elétrica



Fonte: A Autora (2020).

Foi instalada uma válvula proporcional de duas vias, Figura 8 (a) e um medidor de vazão de água tipo turbina, Figura 8 (b). O conjunto foi utilizado para controlar a vazão de água na entrada da torre, a partir da seleção da vazão pelo supervisor. A válvula proporcional atua junto ao medidor de vazão para manter a vazão selecionada.

Figura 8 - Válvula proporcional (a) e Medidor de vazão (b)



Fonte: Intech (2019).

O motor do ventilador utilizado é a prova de intempéries, blindado, classe IP 55, hélice do tipo axial acoplada, diretamente ao motor, carcaça em alumínio e pás em polipropileno com perfil *air foil*, balanceada eletronicamente. O motor é instalado na lateral, soprando todo o vapor (o vapor de água não passa pelo motor, aumentado sua vida útil). O ventilador é acoplado a um duto de entrada de ar de 40 cm de diâmetro com comprimento de 10 vezes o seu diâmetro; próximo à entrada de ar na torre foi instalada uma tela no duto para uniformizar o fluxo de ar, como mostrado na Figura 9. Na saída do ar da torre também foi instalado um duto de ar para fixação do termopar e do medidor de umidade. Foram utilizadas duas bombas centrífugas de ½ HP, modelo BP500 da Intech, para circulação de água. Foi utilizada uma bomba para succionar água quente do reservatório e enviá-la para os aspersores e outra bomba para succionar a água fria da bacia e enviá-la para o reservatório de água quente, conforme Figura 10.

Figura 9 - Duto de entrada de ar



Fonte: A Autora (2020).

Figura 10 - Bombas centrífugas



Fonte: A Autora (2020).

3.2 INSTRUMENTAÇÃO DO PROTÓTIPO

a) Medição da vazão de água

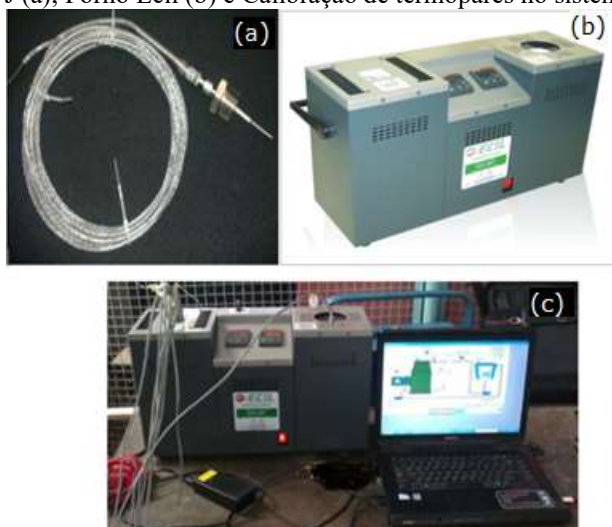
Medições foram realizadas com um medidor de vazão tipo turbina série SVT – L/G, acoplado na tubulação, com uma incerteza de $\pm 0,2$ litros. A água que se desloca no interior na tubulação aciona um rotor montado axialmente dentro do medidor, gerando um campo magnético através de um sensor. A vazão de água foi regulada por uma válvula proporcional tipo esfera motorizada de duas vias $\frac{3}{4}$ pol de 7,4 W. A vazão varia de 0 a $1,4 \text{ m}^3/\text{h}$.

b) Medição das temperaturas da água

As medidas da temperatura da água foram realizadas com termopares tipo J, com isolamento mineral (pó isolante de óxido de magnésio, altamente compactado em uma bainha externa metálica), haste em aço inox 304, diâmetro de 3 mm, comprimento de 90 mm, com rabicho flexível 24 AWG com isolamento em PVC e trança externa em aço galvanizado; com localizações estratégicas indicadas na Figura 3: água quente, T3; água fria, T4; água de reposição (*make up*) que água necessária para repor as perdas por evaporação, desconcentração (*blow down*) e pequenos vazamentos será medida na tubulação conectada à boia, T5; água do reservatório, T6; entrada do ar na torre, T1; saída do ar úmido, T2; e temperatura do ambiente externo, T7.

Os termopares utilizados foram calibrados através do sistema de aquisição de dados, onde as temperaturas de referências foram simuladas para temperaturas na faixa de utilização dos experimentos. O equipamento utilizado para simulação foi o forno de calibração da Ecil, um calibrador portátil de sensores duplo de temperatura, onde através de um bloco equalizador, diversos sensores de teste e um termômetro padrão são inseridos para a calibração por comparação. O bloco de baixa temperatura trabalha na faixa de -50 °C a 140°C; o bloco de alta temperatura trabalha na faixa de 150 °C a 1200°C. Na Figura 11 estão apresentados o termopar tipo J (a), o forno Ecil (b) e a forma de calibração dos termopares (c). No Apêndice 1 é apresentado o procedimento de calibração dos termopares.

Figura 11 - Termopar tipo J (a); Forno Ecil (b) e Calibração de termopares no sistema de aquisição de dados (c)

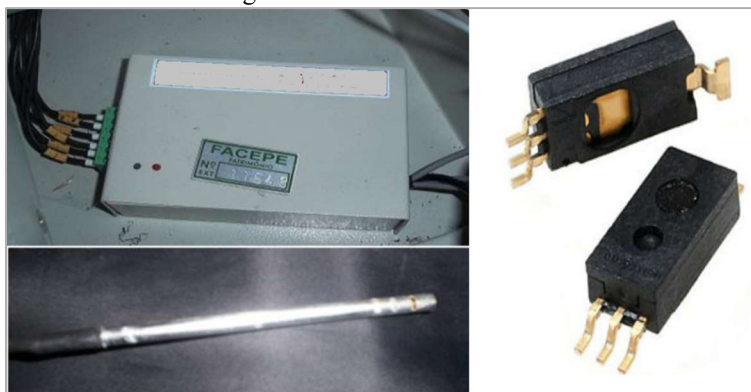


Fonte: Repositório UFPE/DEMEC (2012).

c) Umidades relativas

As umidades relativas foram obtidas através de três sensores de umidade, montados pela Climus Refrigeração, com precisão de $\pm 2\%$, calibrados pelo fabricante, instalados na saída do ar da torre, U3; na entrada de ar, U1; e no ambiente externo, U2, Figura 12.

Figura 12 - Sensor de umidade



Fonte: Repositório UFPE/DEMEC (2012).

d) Potência consumida pelo ventilador

A potência consumida pelo ventilador foi determinada a partir da instalação de dois medidores de potência de bancada, monofásicos, modelo AC Power Meter GPM – 8212 da GW Instek, com precisão de $\pm 0,2\%$, para medição do consumo de energia do ventilador de 60Hz/380V/trifásico, para cada enchimento testado, Figura 13.

Figura 13 - Potenciômetro de bancada - GW Instek



Fonte: GW Instek (2019).

e) Perda de carga dos enchimentos

A perda de carga dos enchimentos foi determinada a partir da instalação de um tubo de Pitot modelo MP100 da KIMO com precisão de $\pm 5\%$. Foram medidas as pressões estáticas na entrada e saída dos enchimentos, e determinadas as perdas de carga ao longo de cada enchimento, Figura 14.

Figura 14 - Medição de perdas de carga.



Fonte: Repositório UFPE/DEMEC (2012).

f) Água de reposição

Um balde calibrado foi instalado na entrada de água de reposição da torre para garantir o regime permanente e repor a água perdida por evaporação, como mostrado na Figura 15 .

Figura 15 - Balde para água de reposição



Fonte: Repositório UFPE/DEMEC (2012).

g) Medição da vazão do ar

A vazão de ar foi controlada através da variação da frequência do moto-ventilador, utilizando um inversor de frequência modelo Telemecanique Altivar 31 da Schneider. A vazão de ar foi obtida a partir da velocidade do ar medida com o anemômetro digital modelo VT 200 da KIMO, precisão $\pm 3\%$, como mostrado na figura 15. A velocidade do ar foi medida em vários pontos do cilindro do ventilador, calculando-se a área da seção transversal e assim calculando-se a vazão. A frequência do ventilador varia de 0 a 60 Hz. Foram escolhidas as frequências de 30 Hz, 45Hz e 60Hz e medidas para essas frequências respectivamente, as vazões de ar 0,170 m³/s, 0,290 m³/s e 0,360 m³/s.

Figura 16 - Anemômetro digital VT 200 – KIMO



Fonte: Kimo Instrumentação (2019).

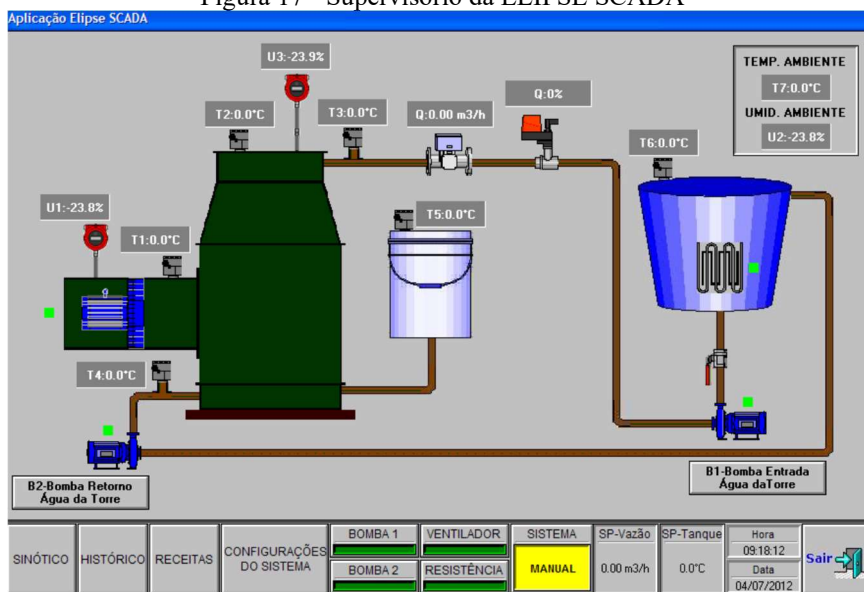
h) Simulação da carga térmica

Foi utilizada uma resistência elétrica tipo mergulhão de 10.000W, instalada no reservatório de água, Figura 17, onde, juntamente com um controle eletrônico, CLP – Controlador Lógico Programável, foram simuladas as diferentes temperaturas de entrada de água na torre de resfriamento.

i) Aquisição de dados

Foi utilizado um sistema de aquisição de dados através de um CLP ATOS e do programa Elipse SCADA, através do software Elipse. A partir do supervisório, apresentado na Figura 17, é feita a supervisão, controle do processo e automatização. As variáveis são monitoradas em tempo real com um Notebook processador Intel – Core 2 Duo, memória RAM 3GB, disco rígido 320GB e os dados são gravados no formato Excel.

Figura 17 - Supervisório da ELIPSE SCADA



Fonte: A Autora (2020).

3.3 TIPOS DE ENCHIMENTOS UTILIZADOS

Neste estudo, foram utilizados como material de enchimento os gargalos de garrafa PET, por ser um material com uma grande área superficial e reciclado, e outro, um industrial, comumente utilizado na indústria.

No início dos anos 1970, o PET começou a ser utilizado pela indústria de embalagens. O PET chegou ao Brasil em 1988 e seguiu uma trajetória semelhante ao resto do mundo, sendo utilizado primeiramente na indústria têxtil. Apenas a partir de 1993, o material passou a ter forte expressão no mercado de embalagens, notadamente para os refrigerantes. Atualmente o PET está presente nos mais diversos produtos. O PET (Poli Tereftalato de Etileno) é um poliéster, polímero termoplástico. Simplificando, PET é o melhor e mais resistente plástico para fabricação de garrafas e embalagens para refrigerantes, águas, sucos, óleos comestíveis, medicamentos, cosméticos, produtos de higiene e limpeza, destilados, isotônicos, cervejas, entre vários outros como embalagens termo-formadas, chapas e cabos para escovas de dente. O PET proporciona alta resistência mecânica (impacto) e química, além de ter excelente barreira para gases e odores.

A Reciclagem de PET no Brasil é uma das mais desenvolvidas no mundo. Conta com alto índice de reciclagem e uma enorme gama de aplicações para o material reciclado, criando uma demanda constante e garantida.

Desde 1994, a Associação Brasileira para Indústria do PET - ABIPET procura mensurar este mercado e informar ao público sua atividade e desempenho. Também é tarefa da ABIPET estimular a reciclagem e o descarte adequado das embalagens pós-consumo, bem como oferecer as informações necessárias para que a indústria de embalagens possa produzir com a questão ambiental em foco, direcionada pela reciclabilidade das garrafas, frascos e outras embalagens de PET. Atualmente, a indústria recicladora está estabelecida por todo território nacional, o que demandou uma nova atividade: O Censo da Reciclagem de PET no Brasil. A Nova Edição do Censo confirma a Reciclagem de PET como uma atividade em crescimento. Foram coletadas em 2019, 331 mil toneladas de embalagens de PET, segundo a ABIPET. A correta destinação de cada uma dessas garrafas foi garantida, sendo totalmente recicladas e utilizadas em novos produtos aqui mesmo, no Brasil.

As embalagens PET são 100% recicláveis e a sua composição química não libera nenhum produto tóxico. Existe uma grande importância na reciclagem: Com o uso em grande escala das garrafas PET, principalmente a partir da década de 1990, surgiu um problema ambiental sério. Muitas destas garrafas são descartadas e acabam parando em terrenos, rios,

esgotos, mares e matas. Como este material pode se manter até 750 anos na natureza, tornou-se de fundamental importância a sua coleta e reciclagem. Uma grande alternativa de investimento, geração de trabalho e renda.

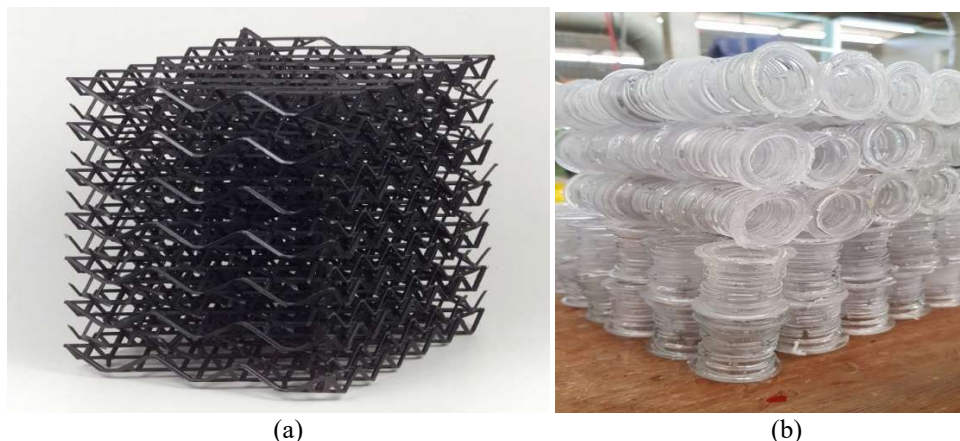
Os polímeros têm sido usados extensivamente em torres de resfriamento, seja na estrutura como fibra de vidro, seja na fabricação de enchimentos. Os polímeros mais utilizados em enchimentos são o PVC (Policloreto de Vinila) e o Polipropileno. As características citadas indicam que o PET pode ser utilizado em enchimentos para torres de resfriamento, pois sua temperatura de amolecimento, 80°C, é igual à temperatura de amolecimento do PVC. Este é o material utilizado pela ALPINA, fabricante nacional de torres de resfriamento, para enchimentos tanto de respingos como de filme.

Após o processo de reciclagem dos materiais de PET, é possível fazer o enchimento com os gargalos da garrafa. O PET que se encontra nas resinas poliméricas é obtido de garrafas plásticas de refrigerantes e água que são descartadas após o uso. O PET, depois da coleta, passa por duas lavagens, sendo a primeira lavagem para a retirada de rótulos, tampas e outras impurezas, para em seguida receber uma nova lavagem.

Para a montagem dos enchimentos com gargalos de garrafa PET, a garrafa foi cortada para retirada dos gargalos. O gargalo utilizado tem diâmetro externo de 25 mm e distância de 3,5 mm entre as ranhuras. O modelo foi criado com arranjo de gargalos cruzados para ter uma distribuição inicial uniforme da lâmina d'água e por estudos na literatura científica, tal como Goshayshi e Missenden (2000), investigaram o desempenho de torres em vários arranjos de enchimento.

Neste experimento foram usados dois enchimentos para os testes no protótipo da torre, um com gargalos de garrafa PET em arranjo cruzado e outro industrial, fabricante Alpina, largamente utilizado em torres de resfriamento, para comparar com os resultados obtidos com os enchimentos com gargalos PET. A Figura 18 mostra os enchimentos industrial (a) e com os gargalos (b).

Figura 18 - Montagem dos enchimentos industrial e com os gargalos PET

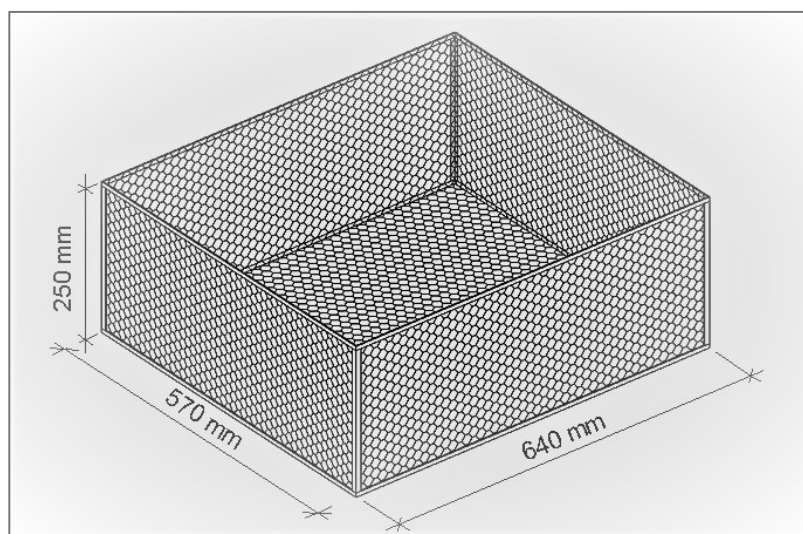


Fonte: A Autora (2020).

3.4 MONTAGEM E CARACTERIZAÇÃO DOS ENCHIMENTOS

Todos os enchimentos foram organizados em dois suportes cada um com dimensão total de 57 cm x 64 cm x 25cm, construídos por perfis “L” de 1/2”x 1/16” de alumínio, com tela de arame de aço com baixo teor de carbono, zincado, com malha hexagonal conforme NBR 10122, instalada nas laterais e fundo do suporte para fixação do enchimento, como indica sua caracterização na Figura 19. Foram utilizados dois suportes na torre com uma média de 5000 gargalos em arranjos cruzados em cada suporte.

Figura 19 - Caracterização do suporte para enchimentos da torre



Fonte: A Autora (2020).

Foram testados os enchimentos com arranjos cruzados com gargalos PET e outro com um enchimento industrial, normalmente utilizado em torres comerciais. O enchimento industrial usado foi de tipo grade trapezoidal em polipropileno montado em blocos compactos de alta resistência mecânica e de fácil manuseio e lavagem. Este enchimento foi usado como padrão comparativo de desempenho para o enchimento com gargalos.

O enchimento evoluiu significativamente a partir de um design rudimentar de preenchimento por respingo. A maioria das torres de resfriamento agora utiliza enchimento tipo filme para aprimorar o contato ar / água. O enchimento tipo filme, como o nome indica, induz a água de resfriamento a formar um filme na superfície do material. O mecanismo de filmagem maximiza a área da superfície do líquido. Um princípio do projeto e seleção do enchimento é aumentar o contato ar-água, elevar a convecção e o resfriamento evaporativo, reduzindo a queda de pressão no sistema

O enchimento tipo filme, vem sendo muito utilizado à medida que novos materiais vão sendo lançados no mercado e novas configurações de arranjo vêm sendo testadas. Sua capacidade de troca térmica está baseada basicamente na capacidade em espalhar a água em um fino filme que escorre por grandes áreas, ocasionando a máxima exposição da água à corrente de ar.

As Figuras 20 (a) e 20 (b) mostram a montagem dos enchimentos industrial e em gargalos PET, respectivamente, nos cestos que foram colocados dentro da torre de teste.

Figura 20 - Montagem do enchimento industrial (a) e do enchimento com gargalos PET (b)



Fonte: A Autora (2020).

3.5 DESCRIÇÃO DOS PROCEDIMENTOS UTILIZADOS

Para análise do desempenho dos enchimentos descritos no Item 3.4, foram variadas três temperaturas de entrada de água da torre de resfriamento, três vazões de água e três vazões de ar, conforme mostrado na Figura 21. Foram feitas 27 (vinte e sete) medições para cada tipo de enchimento. A partir destas medições foi possível calcular a faixa de resfriamento, a efetividade e a relação vazão de água/vazão de ar (razão L/G) da torre de resfriamento, sendo estes dados necessários para avaliar o desempenho de cada enchimento a ser testado. As temperaturas de entrada e saída do ar e da água e a do ambiente foram medidas através de termopares e adquiridas pelo sistema de aquisição de dados da Elipse. Os dados receberam tratamento estatístico adequado. Foi calculada a média de todos os valores obtidos e a incerteza de cada medição. As medições foram salvas em arquivo .xls pelo supervisor, conforme planilha da Figura 22.

Figura 21 - Esquema de medição do experimento

VAZÃO DE ÁGUA (m³/h)		VAZÃO DE AR (m³/s)	
TEMPERATURA 34 °C	1,2	{	0,17
			0,29
			0,36
	1,0	{	0,17
			0,29
			0,36
	0,84	{	0,17
			0,29
			0,36

VAZÃO DE ÁGUA (m³/h)		VAZÃO DE AR (m³/s)	
TEMPERATURA 37 °C	1,2	{	0,17
			0,29
			0,36
	1,0	{	0,17
			0,29
			0,36
	0,84	{	0,17
			0,29
			0,36

VAZÃO DE ÁGUA (m³/h)		VAZÃO DE AR (m³/s)	
TEMPERATURA 40 °C	1,2	{	0,17
			0,29
			0,36
	1,0	{	0,17
			0,29
			0,36
	0,84	{	0,17
			0,29
			0,36

Fonte: A Autora (2020).

As temperaturas de entrada e saída do ar, da água e a do ambiente foram medidas através de termopares e adquiridas pelo sistema de aquisição de dados da Elipse. Foi calculada a média de todos os valores obtidos e a incerteza de cada medição. A umidade relativa foi obtida através dos sensores, posteriormente, pelo sistema de aquisição de dados. A partir dos dados psicrométricos e da utilização do *software* para cálculo das propriedades psicrométricas, *AgaisPsicro* (SILVA, 2018), disponível na página da Universidade Federal do Espírito Santo, foi determinada a temperatura de bulbo úmido. As vazões do ar e da água foram medidas pelos métodos já descritos e “capturadas” pelo sistema de aquisição de dados. Para calcular a eficiência, tomou-se a variação das temperaturas de entrada e saída da água e dividiu-se pela variação da temperatura de entrada da água e de bulbo úmido.

Figura 22 - Planilha eletrônica com parte das medições realizadas

Data/Hora	T1-Ar de Entrada	T2-Ar de Saída	T3-Água de Entrada	T4-Água de Saída	T5-Make Up	T6-Tanque	T7-Ambiente	Vazão de Água(m3/h)	U1-Umididade Entrada	U3-Umididade Saída	Vazão de Ar(m3/s)
16/05/2019 14:51:23	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 14:52:24	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 14:53:25	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 14:54:26	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 14:55:27	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,7	0,296
16/05/2019 14:56:28	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 14:57:28	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,9	82,9	0,296
16/05/2019 14:58:29	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 14:59:30	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 15:00:31	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 15:01:32	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,9	0,296
16/05/2019 15:02:33	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 15:03:34	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 15:04:34	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 15:05:35	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 15:13:10	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,9	82,9	0,296
16/05/2019 15:14:11	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 15:15:12	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,9	82,9	0,296
16/05/2019 15:16:13	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,7	82,7	0,296
16/05/2019 15:17:14	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 15:18:15	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 15:19:16	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 15:20:19	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 15:21:21	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 15:22:23	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 15:23:25	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 15:24:26	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296
16/05/2019 15:25:28	29,3	28,3	33,9	30	28	32	29,7	1,18	60,8	82,8	0,296

*T1, T2, T3, T4, T5, T6 e T7 (°C)

Fonte: A Autora (2020).

4 SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UMA TORRE DE RESFRIAMENTO - DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

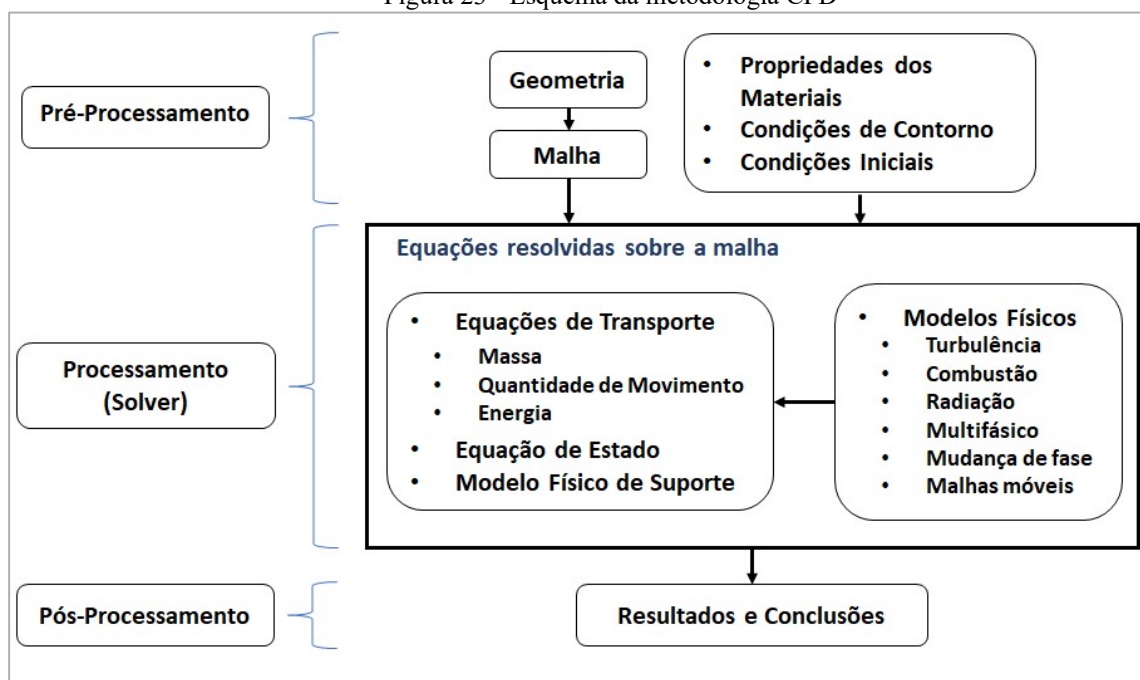
A Dinâmica dos Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics* – CFD) é uma técnica para simular numericamente o comportamento de sistemas que envolvem escoamentos de fluidos, transferência de calor, transferência de massa, e outros processos associados. Esses fenômenos físicos são resolvidos através da solução numérica das equações diferenciais parciais que os descrevem sobre um domínio espacial e temporal de interesse.

A técnica mais aplicada nos programas CFD é o Método dos Volumes Finitos. Nesse método numérico, a solução do problema é encontrada através da discretização das equações governantes e do domínio do problema. Desta forma, o domínio é dividido em várias pequenas sub-regiões, denominadas de volumes de controle, onde serão efetuados os cálculos das variáveis de interesse. O Método dos Elementos Finitos realiza um balanço de conservação de cada variável em cada volume de controle (célula da malha) para obter a correspondente equação aproximada (Maliska, 2017).

Os problemas resolvidos pelo Método de Volumes Finitos consistem de problemas de valores de contorno (*boundary-value problems*), que exigem a especificação de valores de variáveis nos contornos do domínio (denominadas condições de contorno) para que se encontre a solução dessas variáveis sobre todo o domínio. Assim, as equações governantes são discretizadas e, juntamente com as condições de contorno, são resolvidas iterativamente para cada volume de controle. Como resultado, podem-se obter aproximações dos valores de cada variável em pontos específicos do domínio, de modo a poder se realizar análises do comportamento dos fenômenos físicos simulados.

A metodologia da dinâmica dos fluidos computacional é dividida em três etapas principais: o pré-processamento, o processamento (*solver*), e o pós-processamento. O pré-processamento consiste na modelagem computacional do problema físico a ser simulado. Nesta etapa, é construído um modelo geométrico do domínio e a malha é gerada sobre ele. Além disso, são fornecidas as propriedades dos materiais e as condições de contorno, e são realizadas todas as configurações de entrada do *solver*. A etapa de processamento consiste na realização dos cálculos dentro do *solver* para a solução do problema. Por fim, o pós-processamento consiste na visualização e interpretação dos resultados encontrados. A Figura 23 apresenta um esquema contendo todas as etapas da metodologia da dinâmica dos fluidos computacional.

Figura 23 - Esquema da metodologia CFD



Fonte: A Autora (2020).

4.1 MODELAGEM DA TORRE DE RESFRIAMENTO

As etapas que compõem a modelagem completa para uma análise CFD de uma torre de resfriamento consistem em:

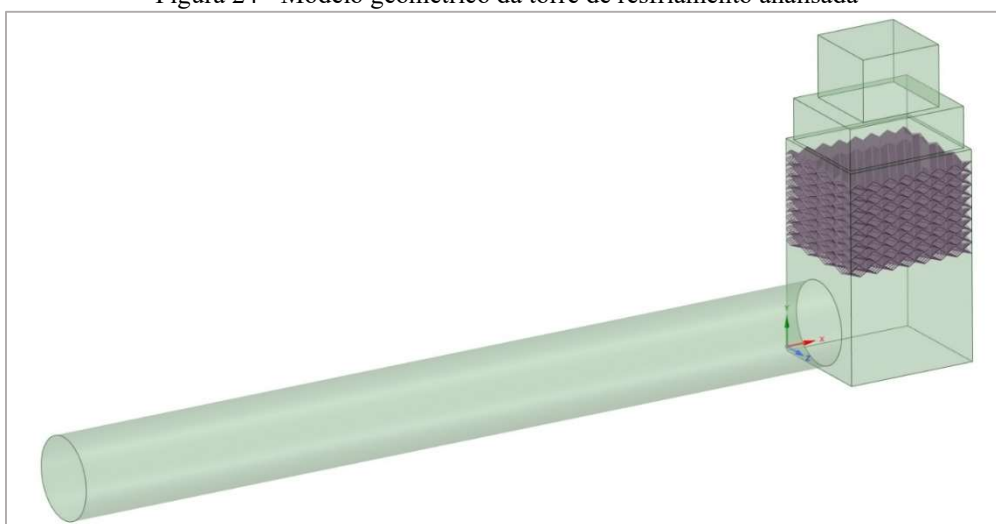
- Construção de um modelo geométrico da torre de resfriamento a ser analisada;
- Criação de um domínio computacional, com a geração de malha sobre o modelo geométrico;
- Especificação dos dados de entrada do modelo relacionados às propriedades nas entradas e saídas do ar e da água na torre de resfriamento;
- Configurações do *solver* associadas à modelagem matemática dos fenômenos físicos que estão envolvidos em uma torre de resfriamento.

Aqui, o *solver* utilizado para a solução numérica da análise da dinâmica dos fluidos computacional do desempenho da torre de resfriamento foi o ANSYS CFX versão 18.2, que tem como base o Método dos Volumes Finitos, licença disponibilizada por nossos parceiros, pesquisadores do Instituto Federal de Pernambuco

4.1.1 Modelo Geométrico

A modelagem geométrica consiste na representação do domínio computacional do problema físico a ser simulado. Neste trabalho, a modelagem foi feita utilizando o software SOLIDWORKS versão 2016, e o software SPACE CLAIM versão 18.2 para pequenos ajustes dos modelos para as simulações. O domínio considerado foi a torre de resfriamento juntamente com os dutos de entrada e saída de ar, formando um corpo único. A Figura 24 apresenta o modelo geométrico da torre de resfriamento (com enchimento industrial) utilizado nas simulações numéricas.

Figura 24 - Modelo geométrico da torre de resfriamento analisada



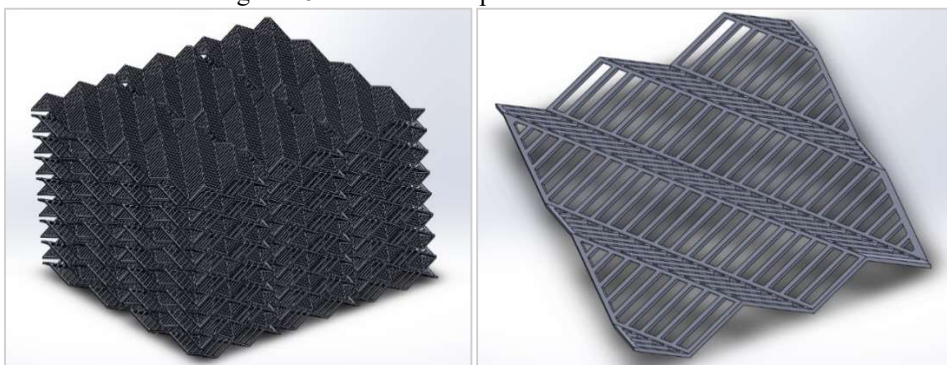
Fonte: A Autora (2020).

Em geral, nos trabalhos de análises de torres de resfriamento, devido à complexidade da geometria dos enchimentos, estes são representados por regiões de domínio poroso, cuja porosidade é dada com base nas características do enchimento. Utilizando essa metodologia, todas as características de desempenho do enchimento são obtidas por meio de experimentos, e são atribuídas no *software* de simulação para a realização da análise numérica da torre.

Neste trabalho, entretanto, como o principal objetivo é obter, através da simulação numérica, um resultado prévio do desempenho dos enchimentos, a geometria destes foi incluída na modelagem geométrica da torre. Desta forma, pretendeu-se promover uma melhor representação da zona de contato entre o ar e a água, obter uma análise mais precisa do desempenho de cada enchimento aplicado na torre. A importância da representação da geometria do enchimento é ainda mais significativa para o enchimento dos gargalos, já que este consiste de um novo tipo de enchimento que está sendo proposto neste trabalho.

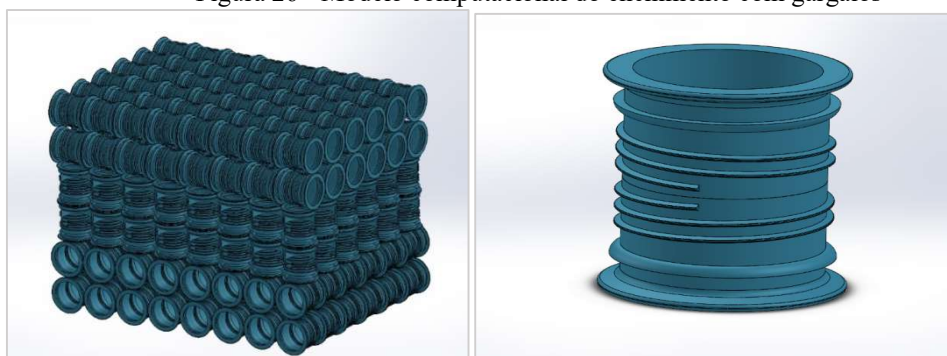
Inicialmente, foi modelada uma representação fidedigna dos enchimentos industrial e dos gargalos. As Figuras 25 e 26 apresentam a modelagem real dos enchimentos, e os elementos individuais utilizados nas suas montagens.

Figura 25 – Modelo computacional do enchimento industrial



Fonte: A Autora (2020).

Figura 26 - Modelo computacional do enchimento com gargalos



Fonte: A Autora (2020).

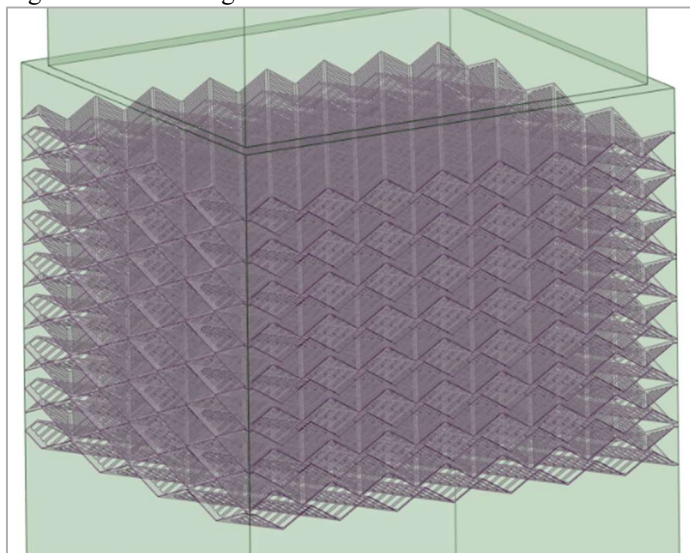
Esses modelos dos enchimentos, entretanto, não são ideias para fins de simulação, pois contêm um nível de detalhamento que requer um grande refinamento da malha, e um consequente alto custo computacional. Desta forma, foi realizada uma modelagem dos enchimentos, considerando simplificações em suas geometrias, a fim de otimizar a malha computacional gerada sobre o modelo. As simplificações na geometria foram realizadas de modo a não efetuar mudanças significativas no domínio que pudessem influenciar nos resultados das análises.

O enchimento industrial foi remodelado de forma que cada camada horizontal fosse tratada como contínua na torre de resfriamento. Isso evita o refinamento de malha nas regiões de descontinuidades das camadas horizontais do enchimento. O enchimento dos gargalos, por sua vez, foi simplificado retirando-se a representação das roscas dos gargalos. Apesar de essas

estrias dos gargalos terem uma influência no contato entre o ar e a água, e consequentemente na transferência de calor e massa entre as duas fases, assumiu-se que para os fins de uma análise prévia do desempenho do enchimento, que essa simplificação seria válida. Isso evita o alto refinamento requerido para que a malha se conforme adequadamente à geometria das pequenas roscas dos gargalos.

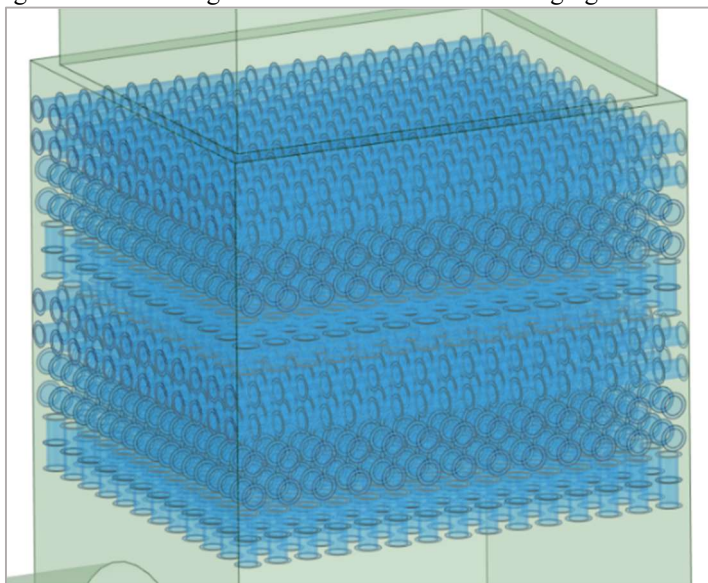
Além disso, como pode ser observado das Figuras 25 e 26, os dois enchimentos têm espessuras muito pequenas em relação às suas outras dimensões. As camadas do enchimento industrial têm a espessura (na direção vertical) muito menor que suas dimensões longitudinais, enquanto que os gargalos colados têm uma espessura radial muito menor que a sua dimensão axial. Foi realizada uma simplificação nas geometrias dos enchimentos, desconsiderando suas espessuras e, deste modo, foram representados por modelos geométricos tridimensionais de superfície. Assim, esses modelos, após serem introduzidos na geometria da torre, representam paredes internas ao corpo da torre, de modo a desempenhar um papel de direcionadores do fluxo de ar e anteparos às trajetórias das gotas de água. As Figuras 27 e 28 apresentam os modelos geométricos representativos dos enchimentos no interior da torre de resfriamento, compondo o domínio computacional para as simulações.

Figura 27 - Modelo geométrico do enchimento industrial na torre



Fonte: A Autora (2020).

Figura 28 - Modelo geométrico do enchimento com gargalos na torre



Fonte: A Autora (2020).

4.1.2 Análise da Malha Computacional

As malhas geradas sobre os modelos geométricos da torre de resfriamento, com os enchimentos industriais e com os gargalos, foram analisadas quanto a qualidade de seus elementos e à convergência dos resultados.

A qualidade dos elementos da malha foi avaliada através de uma métrica de malha presente no *ANSYS MESHING*. Essas métricas são ferramentas que avaliam o quanto os elementos da malha estão distorcidos em relação a um elemento referência ideal. Sendo que quanto mais os elementos estão distorcidos, a interpolação dos cálculos de uma variável de um elemento ao outro geram maiores erros e a análise fica comprometida.

A métrica utilizada neste trabalho foi a do tipo *Skewness*. Esta é uma métrica muito utilizada em análises de programas em CFD, e indica o quanto cada elemento da malha tem seus lados e ângulos iguais. Desta forma, ela adota uma faixa de 0 a 1 para classificar a qualidade dos elementos, onde 0 corresponde a elementos perfeitamente equiláterais, e 1 corresponde a elementos degenerados.

A malha gerada em cada um dos modelos foi ainda avaliada quanto à convergência dos resultados. As variáveis utilizadas para esse critério foram a temperatura (K) e a velocidade (m/s) média na saída da torre de resfriamento. Sendo calculadas taxas de convergência, definidas como a variação de temperatura ou da velocidade de uma malha em relação ao resultado encontrado na malha anterior (mais grosseira) dividida pela diferença do número de nós dessas malhas. As condições de contorno utilizadas nessas análises foram: entrada de ar a

29°C com uma vazão de 0,361 m³/s e água aspergida a 40°C com uma vazão de 0,84m³/h. Todas as simulações numéricas foram realizadas com critério de parada de 150 iterações. As Tabelas 1 e 2 apresentam os resultados de convergência das malhas para os modelos industrial e com os gargalos, respectivamente.

Tabela 1 - Resultados de convergência de malha para o modelo industrial

Malhas (núm. nós)	Temperatura (K)	$\frac{ T_i - T_{i-1} }{\Delta \text{nós}}$	Velocidade (m/s)	$\frac{ v_i - v_{i-1} }{\Delta \text{nós}}$	Tempo (s)
679.013	307,589	-	2,37809	-	8,80E+03
762.882	308,862	1,52E-05	2,34931	3,43E-07	9,79E+03
968.377	307,031	8,91E-06	2,30139	2,33E-07	1,32E+04
1.289.485	307,852	2,56E-06	2,2544	1,46E-07	1,67E+04
1.622.126	308,927	2,93E-06	2,24024	7,12E-08	2,40E+04

Fonte: A Autora (2020).

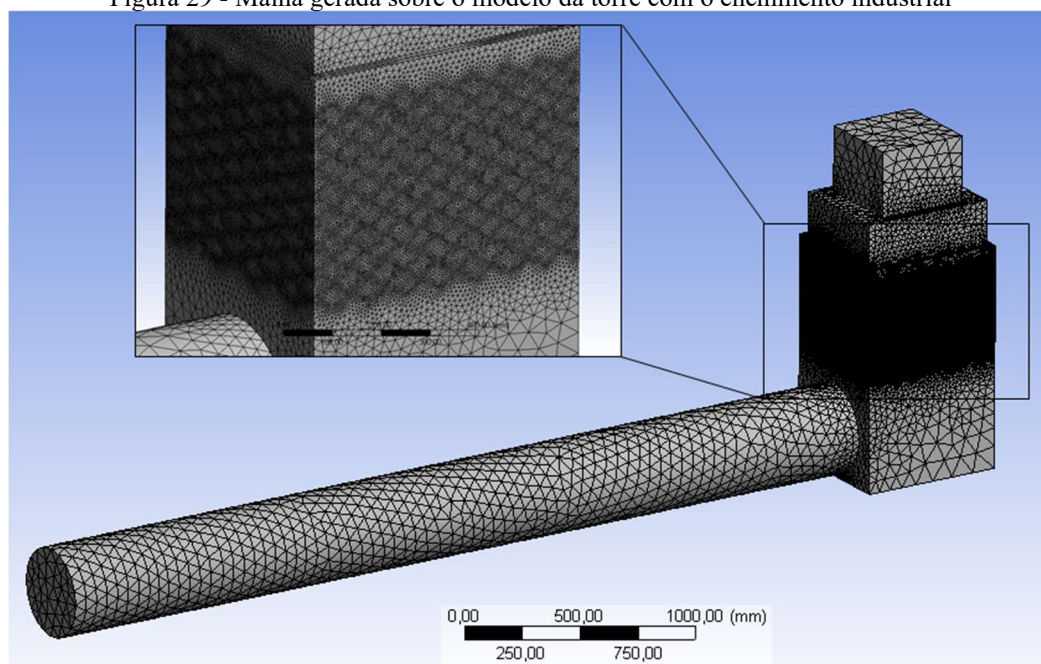
Tabela 2 - Resultados de convergência de malha para o modelo com gargalos

Malhas (núm. nós)	Temperatura (K)	$\frac{ T_i - T_{i-1} }{\Delta \text{nós}}$ (K)	Velocidade (m/s)	$\frac{ v_i - v_{i-1} }{\Delta \text{nós}}$ (m/s)	Tempo (s)
762.882	306,052	-	2,34965	-	8,13E+03
810.813	306,949	1,87E-05	2,24191	2,25E-06	1,26E+04
946.918	305,424	1,12E-05	2,29497	3,90E-07	1,35E+04
1.124.848	306,763	6,50E-06	2,33107	9,89E-08	1,97E+04
1.752.153	306,822	1,10E-07	2,35575	4,59E-08	2,66E+04

Fonte: A Autora (2020).

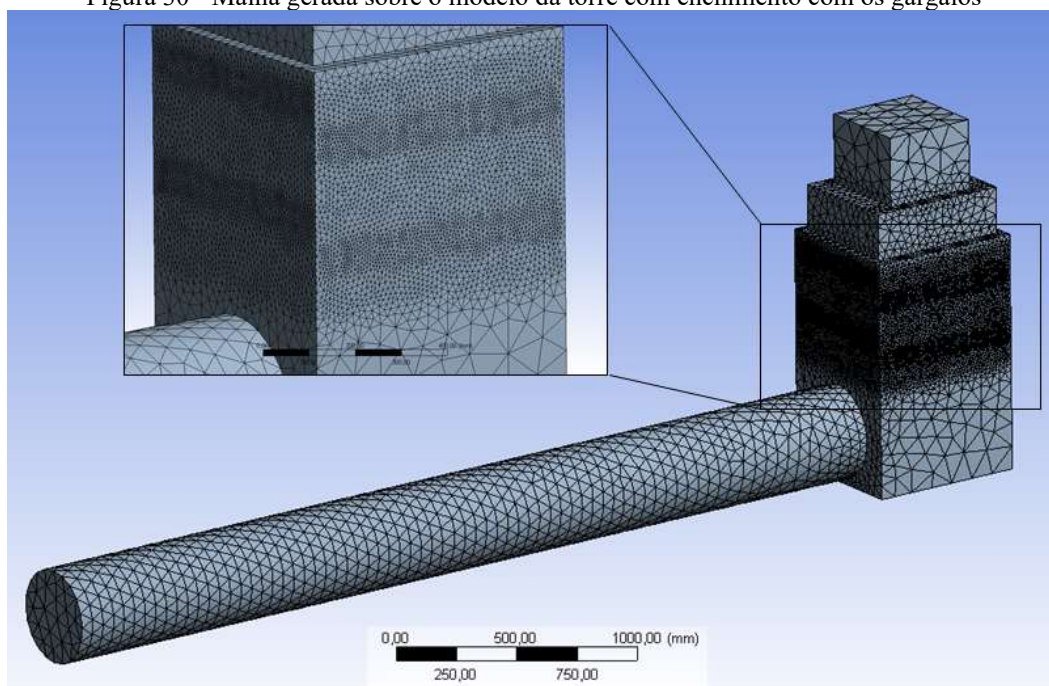
As malhas definitivas geradas para a torre de resfriamento com enchimento industrial e com os gargalos estão apresentadas nas Figuras 29 e 30, respectivamente.

Figura 29 - Malha gerada sobre o modelo da torre com o enchimento industrial



Fonte: A Autora (2020).

Figura 30 - Malha gerada sobre o modelo da torre com enchimento com os gargalos



Fonte: A Autora (2020).

A Tabela 3 apresenta as estatísticas e os resultados da métrica *Skewness* das malhas para o modelo dos enchimentos industriais e com os gargalos.

Tabela 3 - Dados estatísticos e métricos das malhas

Dados e Métrica (*Skewness*) da Malha

Modelo	Elementos	Nós	Mínimo	Máximo	Média	Desvio Padrão
Industrial	9.582.195	1.622.126	1,08E-04	0,87068	0,22812	0,12092
Gargalos	10.436.765	1.752.765	4,72E-06	0,85442	0,24217	0,12842

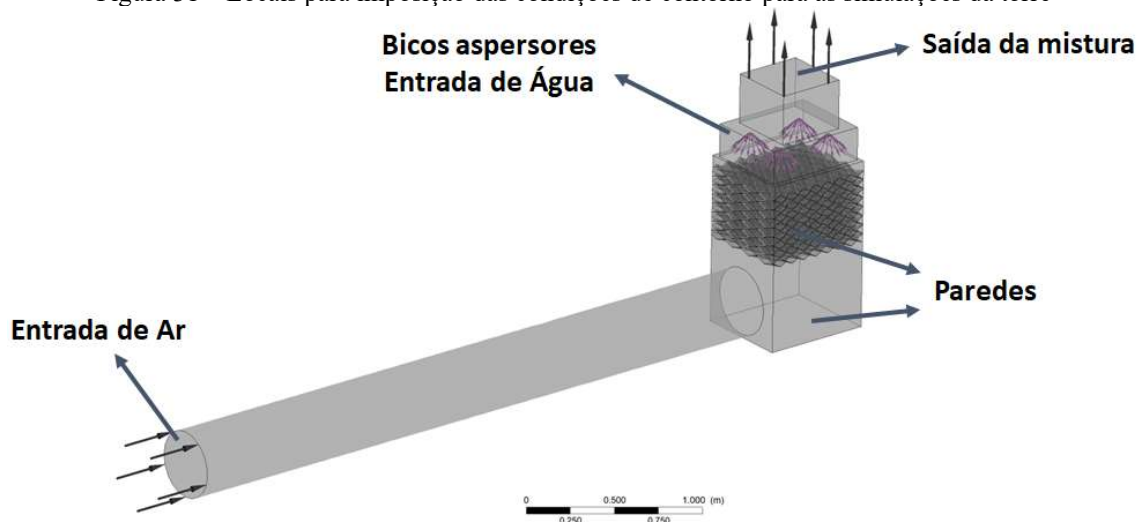
Fonte: A Autora (2020).

4.1.3 Dados de Entrada do Modelo

O problema do escoamento ar-água no interior da torre de resfriamento foi simulado em regime permanente. O escoamento turbulento do ar foi tratado utilizando o modelo de turbulência SST (*Shear Stress Transport*), e a transferência de calor e massa entre o ar e a água foi tratada pelo Modelo de Evaporação Líquida (*Liquid Evaporation Model*).

A Figura 31 apresenta as condições de contorno impostas sobre regiões de superfície da torre de resfriamento para a solução das simulações numéricas realizadas.

Figura 31 – Locais para imposição das condições de contorno para as simulações da torre



Fonte: A Autora (2020).

Na superfície definida como entrada de ar, foi estabelecida uma condição de vazão de fluxo de ar igual a $0,361 \text{ m}^3/\text{s}$ a 29°C . Além disso, foi considerada a entrada de ar seco, ou seja, com a prescrição de fração mássica líquida nula.

A entrada de água foi modelada pela inclusão de quatro bicos aspersores a uma altura de 1,15m da base da torre, espaçados entre si a uma distância de 30cm, e de modo que o conjunto

deles estivesse centralizado em relação à seção horizontal da torre. Sabe-se que nos experimentos foi usada uma árvore de molhamento. Foi considerado que quatro bicos aspersores produziriam o mesmo número de gotas que a árvore de molhamento usada nos testes experimentais. O bico aspersor (ilustrado na Figura 32) é do tipo cone oco de 45° (com o plano horizontal) e velocidade de injeção de 1m/s. Na modelagem desses bicos, ainda foi especificada o tamanho das gotas d'água aspergidas, como sendo de 0,1mm de diâmetro, e a quantidade de gotas que seriam rastreadas e levadas em consideração para os cálculos da simulação, sendo definidas 500 gotas para cada bico aspersor. A condição de entrada de água foi a uma vazão de $0,84 \text{ m}^3/\text{h}$, para três casos de temperatura: 40°C , 37°C e 34°C .

Figura 32 - Representação de bico aspersor do tipo cone oco (*hollow cone*).



Fonte: Sun (2017).

Na superfície definida como saída da mistura ar-água, foi prescrita uma condição de pressão de 0 Pa, servindo como um referencial para os resultados encontrados para o campo da pressão.

As superfícies internas da torre e as que representam os enchimentos foram definidas como contorno de parede (ou *wall*). Neste contorno, foram estabelecidas condições de não deslizamento do escoamento às paredes (*no slip condition*) e adiabática (sem transferência de calor entre as superfícies e o escoamento).

4.2 MODELAGEM MATEMÁTICA

Um modelo matemático é um modelo abstrato que usa linguagem matemática para descrever o comportamento de um sistema.

4.2.1 Escoamentos Multifásicos

Um escoamento multifásico consiste em duas ou mais fases escoando dentro de uma mistura que possui algum nível de separação entre as fases em uma escala de comprimento muito maior que a molecular. O conceito de fase em uma análise CFD consiste de um fluido em um determinado estado termodinâmico. Desta forma, a modelagem de escoamentos multifásicos está associada a uma mistura de fluidos com diferentes estados termodinâmicos, e não necessariamente com diferentes fases termodinâmicas. Apesar disso, os escoamentos bifásicos podem ser classificados de acordo com as fases termodinâmicas envolvidas: gás-líquido, gás-sólido, líquido-sólido, e mistura de líquidos imiscíveis.

O escoamento bifásico gás-líquido é geralmente classificado em três categorias: escoamentos estratificados, escoamentos mistos e escoamentos dispersos. Em um escoamento estratificado, as duas fases estão separadas por uma simples superfície de contato. Um escoamento misto é transitório ou intermitente. Em um escoamento disperso, uma das fases é assumida com sendo diluída e é tratada por inclusões discretas (como gotículas, partículas ou bolhas) dispersas no escoamento da outra fase, chamada de fase contínua (MICHAELIDES *et al.*, 2017). Deste modo, o escoamento de ar-água associado às torres de resfriamento é um escoamento bifásico gás-líquido disperso, onde as gotas de água compõem a fase dispersa e o ar é a fase contínua.

Existem duas abordagens para a modelagem de escoamentos bifásicos dispersos: a abordagem Euler-Euler e a abordagem Euler-Lagrange. Na abordagem Euler-Euler, cada uma das fases é resolvida utilizando-se as equações de transporte eulerianas. Na abordagem Euler-Lagrange, somente a fase contínua é resolvida através das equações de transporte eulerianas, enquanto que a fase dispersa é resolvida utilizando o modelo de fase discreta lagrangeano. Entre os trabalhos de análises de torres de resfriamento, o modelo Euler-Lagrange é o mais utilizado e, segundo Reuter (2010), este modelo é preferido principalmente devido a seu menor custo computacional em relação ao modelo Euler-Euler. Assim, neste trabalho foi adotado o modelo de Euler-Lagrange para a solução do escoamento bifásico, onde cada gota de água é tratada como um sistema aberto e o ar é considerado como contínuo, cujo volume de controle corresponde ao corpo de toda a torre de resfriamento.

Na modelagem de escoamentos multifásicos, as fases interagem entre si por meio de forças, transferência de calor e transferência de massa, ou por combinações desses efeitos, através de suas interfaces. Na análise de uma torre de resfriamento úmida, os três efeitos ocorrem entre as fases. As gotas de água quente, ao serem injetadas na corrente de ar, mais fria,

que flui rapidamente dentro da torre, são aceleradas pelas forças de arrasto e flutuação, enquanto o ar é aquecido por transferência de calor e torna-se úmido devido à evaporação da água (transferência de massa da fase líquida para a fase gasosa).

De acordo com Elgobashi (2006), existem duas abordagens para modelar os efeitos de influência entre gotas de água e fluxo turbulento de ar. A primeira é o “acoplamento em uma via” (*one-way coupling*) onde somente a influência do ar nas gotas é considerada, enquanto que as propriedades do ar não são impactadas pela aspersão das gotas. Essa opção pode ser adotada quando a fase dispersa está muito diluída na fase contínua, de modo a não promover uma influência significativa. A segunda é o “acoplamento de duas vias” (*two-way coupling*) ou “completamente acoplado” (*fully coupled*), onde a influência das gotas nas características do fluxo de ar é significativa o suficiente para afetar o fluxo do ar. Desta forma, as equações governantes do fluxo de ar são modificadas para se levar em consideração o efeito das gotas. A escolha entre os diferentes mecanismos de acoplamento depende da fração mássica da fase dispersa em relação à fase contínua. Neste trabalho, como a fração mássica da água é considerável (maior que 50%) em relação ao fluxo de ar, a influência das gotas no fluxo de ar foi levada em consideração utilizando-se a abordagem de acoplamento de duas vias. É importante mencionar que este tipo de acoplamento não leva em consideração a interação entre gotas, já que a fração volumétrica das gotas de água não é densa o suficiente para tornar esse efeito significativo.

4.2.1.1 Fase Dispersa

As gotas de água que são aspergidas pelos bicos da torre de resfriamento foram modeladas utilizando o modelo de Transporte de Partículas, que consiste de um método de rastreamento lagrangeano para partículas que fluem em um fluxo contínuo. Este modelo parte de uma análise de fluxo separado (*separated flow analysis*), que consiste de um rastreamento de um grupo de partículas amostrais. Neste grupo, cada partícula representa uma amostra de partículas que têm as mesmas propriedades e seguem por um caminho idêntico dentro do campo do fluxo. O rastreamento deste grupo é utilizado para descrever o comportamento médio da fase dispersa. Desta forma, esta fase é modelada pelo grupo amostral, e não pelo rastreamento de todas as partículas envolvidas na simulação.

Cada partícula amostral é injetada por vez no domínio da fase contínua e é rastreada do seu ponto de entrada até que saia do domínio ou algum critério limite seja alcançado, com o intuito de se obter a média de rastreamento das partículas e gerar os termos fonte associados às

equações de massa, quantidade de movimento e energia da fase contínua. O rastreamento é realizado utilizando um conjunto de equações diferenciais ordinárias no tempo para cada partícula amostral, consistindo de equações de posição, velocidade, temperatura, e espécies mássicas. Essas equações são então integradas usando um simples método de integração para calcular o comportamento das partículas ao atravessarem o domínio do fluxo.

As gotas de água são modeladas como partículas esféricas isoladas. As suas trajetórias podem ser determinadas pelo cálculo dos seus deslocamentos e velocidades. O deslocamento pode ser computado em cada passo de tempo, δt , por:

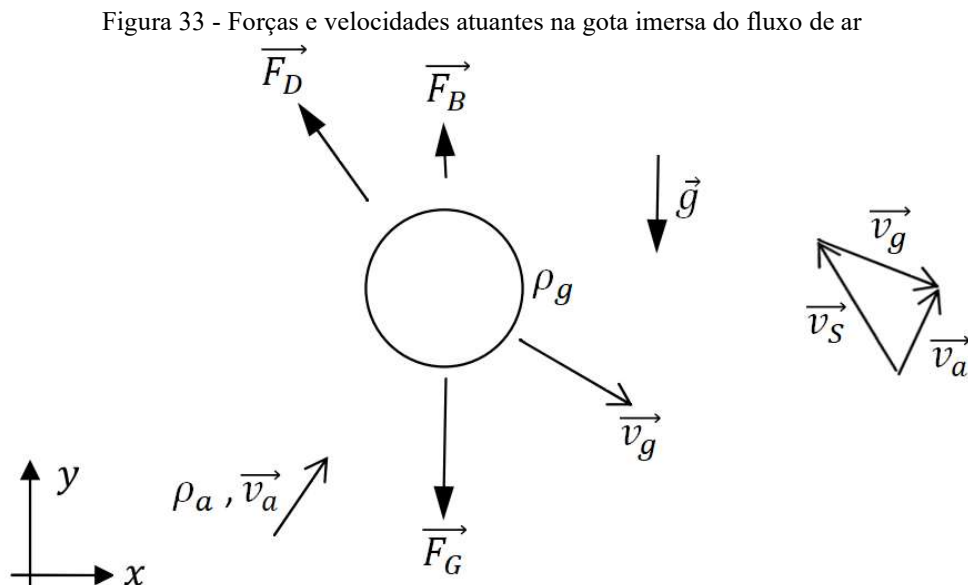
$$\frac{d\vec{x}_g}{dt} = \vec{v}_g \Rightarrow \vec{x}_g^n = \vec{x}_g^o + \vec{v}_g^o \delta t \quad (4.1)$$

onde os sobrescritos o e n estão associados aos valores das variáveis calculados no passo de tempo anterior e atual, respectivamente. A velocidade utilizada nos cálculos é considerada constante durante todo o passo de tempo. No final do passo, computa-se a nova velocidade que servirá de referência para os cálculos no passo de tempo posterior, através da solução analítica da equação de quantidade de movimento (ANSYS INC, 2016).

O balanço de forças que atuam em uma gota d'água está esquematizado na Figura 33, e a equação de quantidade de movimento é dada por:

$$m_g \frac{d\vec{v}_g}{dt} = \vec{F}_G + \vec{F}_B + \vec{F}_D \quad (4.2)$$

as forças que atuam em uma gota são a força de gravidade $\vec{F}_G$, a força de flutuação $\vec{F}_B$ e a força de arrasto aerodinâmico $\vec{F}_D$.



Fonte: Adaptada de Reuter (2010).

A força de gravidade é expressa por:

$$\vec{F}_G = m_g \vec{g} = \frac{\pi}{6} d_g^3 \rho_g \vec{g} \quad (4.3)$$

onde d_g é o diâmetro da gota, ρ_g é a densidade da água e $\vec{g}$ é a aceleração da gravidade.

A força de flutuação surge em uma partícula imersa em um fluido, devido à diferença de densidade entre as duas fases. A modelagem da força de flutuação no fluxo multifásico foi realizada pela opção “*Density Difference*” do ANSYS CFX, que simplesmente leva em consideração a diferença das densidades, e é dada por:

$$\vec{F}_B = (m_g - m_a) \vec{g} = \frac{\pi}{6} d_g^3 (\rho_g - \rho_a) \vec{g} \quad (4.4)$$

a densidade de referência de flutuação considerada é a da fase contínua.

A força de arrasto aerodinâmico atuante na gota é proporcional à velocidade de escorregamento entre a gota e o fluxo de ar, sendo dada por:

$$\vec{F}_D = \frac{1}{2} C_D \rho_a A_F |\vec{v}_S| \vec{v}_S \quad (4.5)$$

onde C_D é o coeficiente de arrasto, A_F é a seção transversal efetiva da gota d’água e $\vec{v}_S = \vec{v}_a - \vec{v}_g$ é a velocidade relativa entre as fases.

Para uma partícula de formato simples, imersa em um fluido Newtoniano e que não está realizando movimentos de rotação em relação ao fluxo de ar, o coeficiente de arrasto é uma função dependente somente do número de Reynolds (Re) da gota. Esta função, que representa o coeficiente de arrasto, pode ser determinada experimentalmente e é conhecida como curva de arrasto. Como as gotas aspergidas pelos bicos são suficientemente pequenas, a ponto de serem consideradas esféricas, a correlação empírica utilizada foi o modelo de arrasto de Schiller Naumann (*Schiller Naumann Drag Model*), onde o coeficiente de arrasto é dado no ANSYS CFX pela expressão (ANSYS INC, 2016):

$$C_D = \max \left(\frac{24}{Re} (1 + 0,15 Re^{0,687}) 0,44 \right) \quad (4.6)$$

A influência do fluxo de ar nas gotas, em relação a sua quantidade de movimento, ocorre através das forças de flutuação e de arrasto atuantes nas gotas. Já a influência das gotas no fluxo de ar é dada pela fonte de quantidade de movimento das gotas, S_Q , devido a força de arrasto, que é calculada pela seguinte expressão:

$$\vec{S}_Q = -\frac{1}{V_{cel}} \sum_n \vec{F}_D \quad (4.7)$$

onde V_{cel} é o volume de uma célula na malha computacional, e $\vec{F}_D$ é a força de arrasto atuante em cada gota (partícula).

No ANSYS CFX, a força de flutuação não tem contribuição na fonte de quantidade de movimento das gotas no fluxo do ar.

4.2.1.2 Fase Contínua

O fluxo de ar foi modelado como estático, ideal e turbulento. O campo de fluxo de ar foi descrito pelas equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, conhecidas como as equações de Navier-Stokes.

As propriedades foram definidas para simulação de transporte de espécies, ou seja, as propriedades do ar são baseadas na mistura do ar seco com o vapor d'água. Além disso, a influência das gotas no fluxo de ar foi realizada através da introdução de termos fonte das partículas, de massa, da quantidade de movimento e da energia, dentro das equações governantes do ar.

A equação da continuidade que descreve a conservação de massa do fluxo de ar, S_M , é dada por:

$$\nabla \cdot (\rho_a \vec{v}_a) = S_M \quad (4.8)$$

onde ρ_a é densidade e $\vec{v}_a$ é a velocidade do fluxo de ar.

A segunda Lei de Newton, que rege a mudança de quantidade de movimento do fluxo de ar, é dada por:

$$\nabla \cdot (\rho_a \vec{v}_a \times \vec{v}_a) = -\nabla p_a + \nabla \cdot \tau + \vec{S}_Q \quad (4.9)$$

onde p_a é a pressão estática, e τ é o tensor de tensões viscosas, que pode ser dado por:

$$\tau = \mu_a (\nabla \vec{v}_a + (\nabla \vec{v}_a)^T - (2/3) \delta \nabla \cdot \vec{v}_a) \quad (4.10)$$

onde μ_a é a viscosidade dinâmica do ar e δ é o tensor taxa de deformação.

A equação de energia utilizada para o fluxo de ar foi dada por uma forma alternativa, denominada Equação de Energia Térmica (*Thermal Energy Equation*). Esta forma não considera a variação da energia mecânica do fluido, o que a torna adequada para o tratamento de escoamentos com baixa velocidade. A equação de energia térmica é derivada da equação de energia total subtraída da equação de energia mecânica, sendo dada por:

$$\nabla \cdot (\rho_a \vec{v}_a h_a) = \nabla \cdot (\lambda_a \nabla T_a) + \vec{v}_a \cdot \nabla p_a + \tau : \nabla \vec{v}_a + \vec{S}_E \quad (4.11)$$

onde h_a é entalpia estática (dependente da temperatura e pressão), λ_a é a condutividade térmica e T_a é a temperatura do fluxo de ar. O termo $\tau : \nabla \vec{v}_a$, denominado dissipação viscosa, modela o aquecimento interno por viscosidade do fluido e é desprezível na maioria dos escoamentos (ANSYS INC, 2016).

Os termos adicionais S_M , $\overrightarrow{S_Q}$, $\overrightarrow{S_E}$ são os termos fontes de massa, quantidade de movimento e energia, respectivamente, associados ao efeito da fase dispersa (gotas d'água) na fase contínua (fluxo de ar).

4.2.2 Modelo de Turbulência

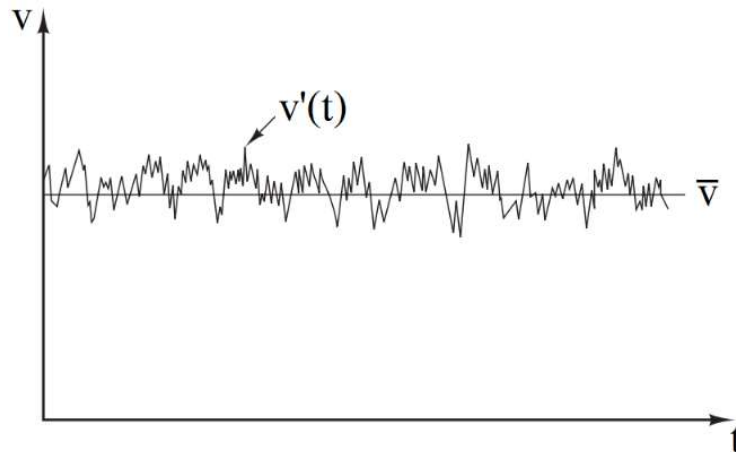
A turbulência consiste de flutuações espaciais e temporais no escoamento de fluidos, quando as forças de inércia no fluido se tornam significantes em relação às forças viscosas. É um processo complexo, que pode gerar efeitos consideráveis nas características do escoamento, principalmente devido a se tratar de um fenômeno tridimensional, instável e que abrange múltiplas escalas no espaço e no tempo (ANSYS INC, 2016).

Em princípio, tanto os escoamentos laminares quanto os turbulentos podem ser bem descritos pelas equações de *Navier-Stokes*, sem a necessidade de informações adicionais. Entretanto, a resolução de um escoamento turbulento realista, exige que as flutuações em todas as escalas no espaço e no tempo sejam resolvidas por Simulações Numéricas Diretas (*Direct Numerical Simulation – DNS*). Essa abordagem é conhecida como um método determinístico. Já que a turbulência pode abranger escalas microscópicas, as DNS requerem um alto refinamento de malha, e consequentemente demandam grandes recursos computacionais. Assim, apenas alguns simples problemas podem ser resolvidos com seu uso, não sendo possível abordar problemas práticos da engenharia (CHUNG, 2002).

Modelos de turbulência têm sido especificamente desenvolvidos e largamente aplicados em análises CFD para considerar os efeitos turbulentos nos escoamentos, sem recorrer a uma malha proibitivamente refinada e à utilização de simulações numéricas determinísticas.

Como a turbulência é caracterizada por flutuações aleatórias, estas podem ser vistas como sendo constituídas de um conjunto de valores médios e variantes, em uma escala de tempo maior que as escalas das flutuações turbulentas. A Figura 34 ilustra essa ideia para a intensidade da velocidade v .

Figura 34 - Tratamento médio da velocidade no tempo



Fonte: Adaptada de Versteeg; Malalasekera (2007).

Desta forma, a maioria dos modelos de turbulência são baseados em procedimentos estatísticos, onde uma média no tempo das variáveis é realizada para ser introduzida nas equações de Navier-Stokes, obtendo as equações de Navier-Stokes por decomposição média de Reynolds (*Reynolds Averaged Navier-Stokes – RANS*). Essas equações representam os efeitos de turbulência apenas através das componentes médias do escoamento, sem a necessidade da resolução das flutuações turbulentas. Esses modelos, baseados nas equações RANS, são denominados Modelos de Turbulência Estatísticos, onde todas as escalas de turbulência são modeladas estatisticamente e têm viabilizado a previsão dos efeitos turbulentos para fins de problemas práticos da engenharia (Chung, 2002).

Para a obtenção das equações RANS, a decomposição da velocidade do fluxo de ar v_{ai} (componente da velocidade na direção i) em componentes médias $\bar{v}_{ai}$ e variantes no tempo v_{ai}' , é dada por:

$$v_{ai} = \bar{v}_{ai} + v_{ai}' \quad (4.12)$$

A componente média é dada por:

$$\bar{v}_{ai} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} v_{ai} dt \quad (4.13)$$

onde Δt é a escala de tempo que é maior que as flutuações de turbulência, mas é menor que a escala de tempo para a qual a equação é resolvida.

Substituindo as variáveis médias dentro das equações de Navier-Stokes originais (Equações 4.8, 4.9 e 4.11), obtém-se as equações RANS, que são dadas por (a barra que denota a componente média foi retirada, já que esta componente corresponde a nova variável do sistema):

$$\frac{\partial(\rho_a v_{aj})}{\partial x_j} = S_M \quad (4.14.a)$$

$$\frac{\partial(\rho_a v_{ai} v_{aj})}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\tau_{ij} - \rho_a v_{ai}' v_{aj}') + S_Q \quad (4.14.b)$$

$$\frac{\partial(\rho_a v_{aj} h_a)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda_a \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho_a v_{aj}' h_a' \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} [v_{ai}(\tau_{ij} - \rho_a v_{ai}' v_{aj}')] + S_E \quad (4.14.c)$$

onde v_{aj} é a variável velocidade (a ser calculada) do fluxo de ar, e τ_{ij} é o tensor de tensão molecular (incluindo as componentes normais e cisalhantes da tensão). Os termos adicionais S_M , S_Q , S_E são os termos fonte de massa, quantidade de movimento e energia, respectivamente, decorrentes do efeito das gotas d'água no fluxo de ar.

Na equação RANS da quantidade de movimento (Equação 4.14.b), surge um termo adicional $\rho_a v_{ai}' v_{aj}'$, que consiste de produtos de variáveis flutuantes da velocidade. Esse termo é denominado Tensões de Reynolds (*Reynolds Stresses*), e atua como tensões adicionais para os fluxos moleculares difusivos. Esse tensor de tensões também está presente no termo $\frac{\partial}{\partial x_j} [v_{ai}(\tau_{ij} - \rho_a v_{ai}' v_{aj}')]$ da equação de energia (Equação 4.14.c), que corresponde ao trabalho viscoso do escoamento. Além disso, na equação RANS da energia surge um outro termo adicional, $\rho_a v_{aj}' h_a'$, conhecido como Fluxo de Calor Turbulento ou Fluxos de Reynolds (*Reynolds Fluxes*), e descreve as flutuações turbulentas na equação da energia (Vetsteeg e Malalasekera, 2007).

As Tensões e os Fluxos de Reynolds são difíceis de determinar diretamente e, portanto, se tornam variáveis desconhecidas ao sistema das equações governantes. Esses termos são resolvidos pela introdução de equações adicionais com variáveis conhecidas para garantir o “fechamento” do sistema. Os modelos de turbulência estão associados às equações adicionais utilizadas para o fechamento da modelagem RANS (ANSYS INC, 2016), e são essenciais para se considerar o efeito de turbulência no fluxo de ar.

Os modelos de turbulência podem ser divididos em duas categorias gerais: Modelos de Viscosidade Turbulenta (*Eddy Viscosity Models*) e Modelos de Tensão de Reynolds (*Reynolds Stress Models*). Dentre eles, os primeiros são os mais comuns de serem adotados em análises CFD devido ao menor custo computacional associado.

Os Modelos de Viscosidade Turbulenta “por turbilhão” (*Eddy Viscosity Models*) sugerem que a turbulência consiste de pequenos turbilhões que se formam e dissipam continuamente, de modo que as tensões de Reynolds podem ser consideradas proporcionais aos gradientes médios de velocidade, através de um parâmetro denominado viscosidade turbulenta.

Análoga a essa hipótese, estes modelos consideram que os fluxos de Reynolds de um escalar (como a entalpia) são linearmente proporcionais ao seu gradiente escalar médio, por meio de um parâmetro denominado difusividade turbulenta. Os modelos de viscosidade turbulenta são diferenciados pela maneira como prescrevem a viscosidade e difusividade turbulenta (ANSYS INC, 2016).

Neste trabalho, dentre os modelos de viscosidade turbulenta, o modelo SST (*Shear Stress Transport*) foi selecionado para o fechamento do efeito de turbulência no fluxo do ar. Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), o modelo SST desenvolvido por Menter (1992a,b, 1994, 1997) é um híbrido entre o modelo k-ε e o modelo k-ω, apresentando uma transição suave entre eles. Ele promove um tratamento robusto e funciona bem para escoamentos de camadas limites (característica do modelo k-ω) como também apresenta bons resultados para escoamentos livres (característica do modelo k-ε). Este modelo mostra-se ideal para este estudo, pois considera bem tanto os efeitos próximo ao enchimento (“a parede”), quanto nas demais regiões da torre de resfriamento distantes do enchimento.

O modelo SST consta de duas equações extras para o fechamento do sistema, modelando a energia cinética turbulenta k e a taxa de dissipação específica ω. Estas duas variáveis podem ser obtidas como (ANSYS INC, 2016):

$$\frac{\partial(\rho_a u_{aj} k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho_a k \omega + P_{kb} \quad (4.15.a)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho_a u_{aj} \omega)}{\partial x_j} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha_2 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_2 \rho_a \omega^2 + (1 \\ & - F_1) \frac{2\rho_a}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + P_{\omega b} \end{aligned} \quad (4.15.b)$$

onde β^* , σ_{k1} , $\sigma_{\omega 1}$, $\sigma_{\omega 2}$, α_2 , β_2 são as constantes adimensionais do modelo apresentadas na Tabela 4; P_{kb} e $P_{\omega b}$ representam as forças de empuxo; F_1 é uma função denominada *blending function*; e μ_t é a viscosidade turbulenta modificada para incluir os efeitos de tensões cisalhantes, e é dada por:

$$\mu_t = \frac{\alpha_1 \rho_a k}{\max(\alpha_1 \omega, SF_2)} \quad (4.16)$$

onde α_1 é outra constante adimensional do modelo, S é uma medida invariante do tensor taxa de deformação e F_2 é outra *blending function*.

O valor das *blending function* do modelo SST é dependente da distância das paredes. Próximo das paredes, na subcamada viscosa, essa função é igual a 1, e somente o modelo k- ω

é aplicado, enquanto nas regiões distantes da parede a função assume o valor nulo, e somente o modelo k- ϵ é aplicado.

Tabela 4 - Constantes do modelo de turbulência SST

Constante	β^*	σ_k	$\sigma_{\omega 1}$	$\sigma_{\omega 2}$	α_1	α_2	β_2
Valor	0,09	1,0	2,0	1,17	0,555	0,44	0,083

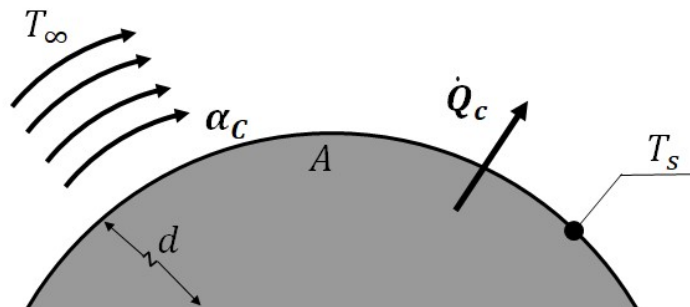
Fonte: Adaptada de Versteeg e Malalasekera (2007).

A combinação das Equações (4.14) e (4.15) corresponde às equações governantes para o fluxo do ar (fase contínua).

4.2.3 Analogia entre Transferência de Calor e de Massa

A transferência de calor entre um fluido e uma superfície dá-se por convecção, conforme esquematizado na Figura 35.

Figura 35 - Transferência de calor entre um fluido e uma superfície



Fonte: A Autora (2020).

A Lei de resfriamento de Newton rege esse fenômeno, estabelecendo a taxa de transferência de calor trocada, como sendo:

$$\dot{Q}_c = \alpha_c A (T_s - T_\infty) \quad (4.17)$$

onde α_c é o coeficiente de transferência de calor convectivo, A é a área de transferência de calor e T_s e T_∞ são as temperaturas da superfície e do fluido, respectivamente. O coeficiente de transferência de calor pode ser encontrado através de experimentos.

A análise dimensional das equações que regem a transferência de calor por convecção relaciona o coeficiente de transferência de calor com um parâmetro adimensional, chamado número de Nusselt, Nu . Esta relação é apresentada na Equação:

$$\alpha_C = \frac{\lambda \text{Nu}}{L} \quad (4.18)$$

onde λ é a condutividade térmica do fluido e L é o comprimento característico. Para superfícies esféricas, o comprimento característico L pode ser associado com ao seu diâmetro d .

O Número de Nusselt está relacionado à camada limite térmica, e pode ser correlacionado com outros números adimensionais, como o número de Reynolds, Re , que caracteriza o escoamento, e o Número de Prandtl, Pr , que relaciona as espessuras relativas das camadas limites hidrodinâmica e térmica.

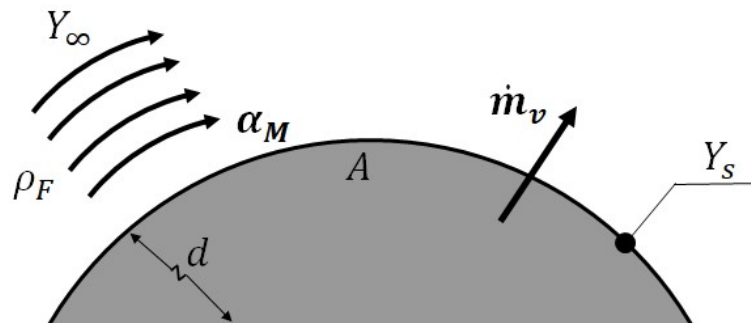
O número de Prandtl fornece a efetividade relativa dos transportes difusivos da quantidade de movimento e energia no interior das camadas-limites de escoamento e térmica, respectivamente (INCROPERA, 2011). Este número é dado por:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (4.19)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica e c_p é o calor específico do fluido e λ é a condutividade térmica do fluido.

Analogamente à transferência de calor, pode-se determinar a transferência de massa entre uma parede úmida ou molhada e um fluxo de ar (ilustrada na Figura 36).

Figura 36 - Transferência de massa entre um fluido e uma superfície úmida.



Fonte: A Autora (2020).

A taxa de transferência de massa trocada é dada através de uma analogia com a Lei de resfriamento de Newton, conforme a equação (Michaelides *et al.*, 2017):

$$\dot{m}_v = \alpha_m A \rho_F (Y_s - Y_\infty) \quad (4.20)$$

onde α_m é o coeficiente de transferência de massa, A é a área normal por onde a massa é transferida, ρ_F é a densidade do fluido seco, e Y_s e Y_∞ são as frações mássicas do vapor d'água na mistura junto e longe à superfície molhada, respectivamente.

A fração mássica de vapor Y pode ser dada em termos da fração molar de vapor X na mistura do fluido úmido, conforme:

$$Y = \frac{X M_v}{M_m} \quad (4.21)$$

onde M_v é a massa molecular da água e M_m é a massa molecular aparente da mistura do fluido com o vapor d'água.

O coeficiente de transferência de massa pode ser encontrado por correlações análogas ao coeficiente de transferência de calor por convecção, através da sua relação com número de Sherwood, Sh , que é dada por:

$$\alpha_m = \frac{D Sh}{L} \quad (4.22)$$

onde D é o coeficiente de difusão de massa e L é o comprimento característico, que, para superfícies esféricas, pode ser dado pelo valor do seu diâmetro d .

Assim como o número de Nusselt está associado à camada limite térmica, o número de Sherwood está relacionado à camada limite de concentração. Desta forma, este número também está relacionado com o número de Reynolds Re , e um outro adimensional, denominado número de Schmidt, Sc . Sendo este último o análogo ao número de Prandtl.

O número de Schmidt fornece a velocidade relativa dos transportes difusivos da quantidade de movimento e massa no interior das camadas-limites de escoamento e de massa, respectivamente (INCROPERA, 2011). Este número é dado por:

$$Sc = \frac{\mu}{\rho D} \quad (4.23)$$

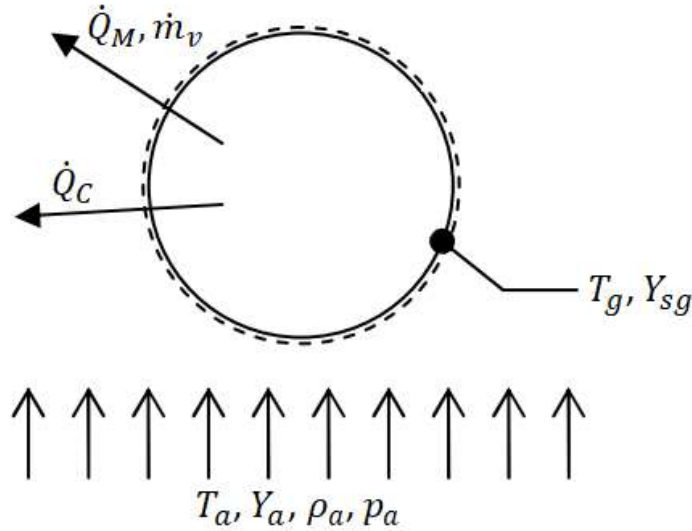
onde μ é a viscosidade dinâmica e ρ é a densidade do fluido.

4.2.4 Transferência de Calor e de Massa

O contato entre as gotas d'água aspergidas dos bicos e o ar que entra na torre de resfriamento caracteriza uma transferência simultânea de calor e massa na interface água-ar. Nesta interface, parte da massa de água evapora e gera uma mistura de ar úmido. A transferência de calor entre o ar e as gotas d'água dá-se de duas formas: calor sensível por convecção devido à diferença de temperatura entre o ar e a água; e calor latente associado à transferência de massa devido a diferença de concentração de vapor d'água entre a superfície molhada e o ar circundante.

Uma superfície de controle para o balanço de energia é definida na interface água-ar de uma gota esférica, conforme esquematizado na Figura 37.

Figura 37 - Balanço de energia na interface água-ar de uma gota



Fonte: Adaptada de Reuter (2010).

Da primeira Lei da Termodinâmica, o balanço de energia para uma gota de água é dado por:

$$\frac{d(m_g u_g)}{dt} = -\dot{Q}_c - \dot{m}_v h_v \quad (4.24)$$

onde m_g é a massa da gota d'água, u_g é a energia interna específica da gota, $\dot{m}_v$ é a taxa da massa de vapor d'água transferida, e h_v é a entalpia do vapor d'água. Além disso, $\dot{Q}_c$ é a taxa de calor transferido por convecção.

O lado esquerdo da Equação 4.24 é dado por:

$$\frac{d(m_g u_g)}{dt} = \frac{dm_g}{dt} u_g + m_g \frac{du_g}{dt} \quad (4.25)$$

A variação de massa da gota d'água é igual à quantidade de água vaporizada:

$$\frac{dm_g}{dt} = -\dot{m}_v \quad (4.26)$$

A variação de energia interna específica da gota no tempo pode ser definida como:

$$\frac{du_g}{dt} = c_{pg} \frac{dT_g}{dt} \quad (4.27)$$

onde c_{pg} é o calor específico e T_g é a temperatura da gota de água.

Assim, a taxa de transferência de calor associada a transferência de massa pode ser vista como:

$$\dot{Q}_M = \dot{m}_v h_v + \frac{dm_g}{dt} u_g \cong \dot{m}_v h_v - \dot{m}_v h_g = \dot{m}_v h_{lv} \quad (4.28)$$

O calor latente de vaporização h_{lv} depende da temperatura e é obtido diretamente das propriedades da água.

Desta forma, a relação entre a taxa de mudança de temperatura da gota d'água com a taxa de transferência de calor total pode ser dada pela substituição das Equações 4.25, 4.26, 4.27 e 4.28 na Equação 4.24:

$$m_g c_{pg} \frac{dT_g}{dt} = -\dot{Q}_c - \dot{Q}_M \quad (4.29)$$

A taxa de transferência de calor convectivo é dada pela Equação 4.17, que combinada com a relação do coeficiente de transferência de calor α_c e o Número de Nusselt Nu (Equação 4.18), na área superficial da gota ($A = \pi d_g^2$), pode ser reescrita como:

$$\dot{Q}_c = \pi d_g \lambda_a Nu (T_g - T_a) \quad (4.30)$$

onde λ_a é a condutividade térmica do ar, e T_a e T_g são as temperaturas do ar e da gota, respectivamente.

Em casos em que a temperatura da superfície da gota d'água é especificada, pode-se mostrar que o número de Nusselt depende somente dos Números de Reynolds e de Prandtl. As análises qualitativas para problemas com grandes valores de Reynolds, na região de camada limite laminar, mostra que Nu é proporcional a $Re^{1/2} Pr^{1/3}$, de modo que sua fórmula geral pode ser escrita por (Sazhin, 2006):

$$Nu = 2 + \beta_c Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (4.31)$$

onde o coeficiente β_c não pode ser derivado por análises simplificadas. Desta forma, o Número de Nusselt é determinado através de correlações empíricas. No ANSYS CFX, foi escolhida a correlação de *Ranz-Marshall*, sendo esta, a mais bem testada para partículas esféricas. Esta correlação utiliza o valor de $\beta_c = 0,6$ e, com a substituição do número de Prandtl (Equação 4.19) na Equação 4.31, pode ser dada por:

$$Nu = 2 + 0,6 Re^{1/2} \left(\frac{\mu_a c_{pa}}{\lambda_a} \right)^{1/3} \quad (4.32)$$

onde μ_a é a viscosidade dinâmica, c_{pa} é o calor específico e λ_a é a condutividade térmica do ar; e Re é o número de Reynolds relativo entre a gota e o fluxo de ar, sendo dado por:

$$Re = \frac{\rho_a |\vec{v}_S| d_g}{\mu_a} \quad (4.33)$$

onde ρ_a é a densidade do ar, d_g é o diâmetro da gota e $\vec{v}_S = \vec{v}_a - \vec{v}_g$ é a velocidade relativa entre a gota d'água e o fluxo de ar.

O modelo de transferência de calor e massa para escoamentos multifásicos que envolvem fases dispersas presente no ANSYS CFX é o Modelo de Evaporação Líquida (*Liquid Evaporation Model*). Este modelo utiliza duas correlações de transferência de massa associada a duas formas de vaporização: evaporação e ebulição (Ragab e Wang, 2012). A escolha de uma dessas correlações para uma gota de água é estabelecida pela sua pressão de vapor em relação ao ponto de ebulição.

O ponto de ebulição é determinado por meio de uma equação de Antoine, que consiste de uma equação que descreve a relação entre a pressão de vapor e a temperatura para componentes puros. A gota está em ebulição se a pressão de vapor, p_v , for maior que a pressão do ar ambiente, p_a (ANSYS INC, 2016).

Durante a evaporação, ou seja, quando a pressão de vapor p_v for menor que a pressão do ar p_a , a massa evaporada é afetada pela umidade do ar. Desta forma, a transferência de massa ocorre devido a diferença de concentração de vapor entre a superfície da gota d'água e o fluxo de ar. Esse processo ocorre da mesma maneira que a transferência de massa entre um fluxo de ar e uma parede molhada (Equação 4.20, acrescida da Equação 4.22, com $A = \pi d_g^2$):

$$\dot{m}_v = \pi d_g \rho_a D \text{Sh} (Y_{\text{sat}} - Y_a) \quad (4.34)$$

onde D é o coeficiente de difusão da água no fluxo de ar, ρ_a é a densidade do ar seco, Sh é o número de Sherwood, e Y_{sat} e Y_a são as frações mássicas do vapor d'água no ar saturado e no fluxo de ar, respectivamente. A fração mássica do vapor junto à superfície da gota é $Y_{\text{sg}} = Y_{\text{sat}}$.

Durante a ebulição, quando a pressão de vapor estiver abaixo do ponto de ebulição, a transferência de massa pode ser determinada da seguinte forma (ANSYS INC, 2016 e Sazhin, 2006):

$$\dot{m}_v = \pi d_g \rho_a D \text{Sh} \frac{M_v}{M_{m,a}} \ln \left(\frac{1 - X_{\text{sat}}}{1 - X_a} \right) \quad (4.35)$$

onde M_v e $M_{m,a}$ são as massas moleculares do vapor e da mistura no fluxo contínuo, X_{sat} é a fração molar do vapor d'água na superfície da gota, e X_a é a fração molar do vapor no fluxo de ar.

O número de Sherwood também é dado pela correlação de *Ranz-Marshall*, através da analogia do número de Schmidt (Equação 4.23) com o número de Prandtl, sendo expresso por:

$$\text{Sh} = 2 + 0,6 \text{Re}^{1/2} \left(\frac{\mu_a}{\rho_a D} \right)^{1/3} \quad (4.36)$$

O coeficiente D de difusão da água no fluxo de ar é dado por uma correlação apresentada em Reuter (2010):

$$D = D_{\text{ref}} \left(\frac{T}{T_{\text{ref}}} \right)^{1,75} \frac{p_{\text{ref}}}{p} \quad (4.37)$$

onde $D_{\text{ref}} = 2,6 \cdot 10^{-5}$, é a difusividade dinâmica de referência; $T_{\text{ref}} = 298 \text{ K}$, é a temperatura de referência; e $p_{\text{ref}} = 101325 \text{ Pa}$, é a pressão de referência

Os termos fonte de massa e energia para a fase contínua são obtidos por:

$$S_M = -\frac{1}{V_{\text{cel}}} \sum_n \frac{dm_g}{dt} \quad (4.38.a)$$

$$S_E = -\frac{1}{V_{\text{cel}}} \sum_n \frac{d(m_g u_g)}{dt} \quad (4.38.b)$$

onde V_{cel} é o volume de uma célula da malha computacional.

4.2.5 Parâmetros de Desempenho

Para fins de validação das simulações numéricas foram obtidos resultados para o resfriamento, aproximação da diferença de temperatura e eficiência térmica em cada análise realizada, e estes parâmetros foram comparados com os resultados encontrados pelas análises experimentais. A validação do modelo computacional foi realizada com a fixação das vazões de entrada do ar e da água, nos valores de $0,36 \text{ m}^3/\text{s}$ e $0,84 \text{ m}^3/\text{h}$, respectivamente. Essas vazões corresponderam aos melhores resultados encontrados nas análises experimentais e consistiram nas condições de contorno das simulações.

Para obtenção dos parâmetros de aproximação de diferença de temperatura e eficiência térmica foi necessário calcular as temperaturas de saída da água e a temperatura de bulbo úmido do ar.

A temperatura de saída da água foi calculada a partir de um gráfico de temperatura expressa sobre as linhas de trajetórias das gotas d'água pela altura no interior da torre. Com isso, foi calculada uma média das temperaturas das gotas em uma altura logo abaixo da zona do enchimento ($0,4 \text{ m}$ da base da torre).

A temperatura de bulbo úmido do ar foi obtida através de um cálculo de propriedades psicrométricas, AgaisPsicro, fornecido por Silva (2018), utilizando a temperatura do bulbo seco do ar de 30°C , a umidade relativa do ar de 66% e uma altitude de 7 m .

Para analisar os desempenhos térmicos e hidráulico dos enchimentos na torre de resfriamento, e compreender melhor os resultados obtidos pelas análises experimentais, foram obtidos resultados de diferentes parâmetros de desempenho.

Os parâmetros de desempenho dependem da geometria e do escoamento na torre de resfriamento. O desempenho térmico da torre pode ser descrito pelos coeficientes de transferências de calor e massa e a eficiência térmica. Enquanto que o desempenho hidráulico da torre pode ser analisado pelas perdas de carga e pelo fator de fricção.

O coeficiente de transferência de calor pode ser visto como uma medida da condutividade de transferência de calor entre as gotas d'água e o fluxo de ar, podendo ser calculado pelo número de Nusselt dado pela correlação de Ranz-Marshall:

$$\alpha_c = \frac{2\lambda_a}{d_g} + 0,6 \text{ Re}^{1/2} \frac{\lambda_a^{2/3}}{d_g} (\mu_a \lambda_a)^{1/3} \quad (4.39)$$

O coeficiente de transferência de massa pode ser visto como uma medida da condutividade de transferência de massa entre as gotas d'água e o fluxo de ar. Este coeficiente pode ser calculado através da correlação de Ranz-Marshall:

$$\alpha_m = \frac{2D}{d_g} + 0,6 \text{ Re}^{1/2} \frac{D^{2/3}}{d_g} \left(\frac{\mu_a}{\rho_a} \right)^{1/3} \quad (4.40)$$

Os coeficientes de transferência foram obtidos através da implementação destas fórmulas no ANSYS CFD-Post, permitindo seus cálculos para qualquer ponto no interior da torre de resfriamento.

A resistência de escoamento do ar na torre de resfriamento pode ser medida por um manômetro diferencial, e calculada, em função da vazão e do fator de fricção, como pode ser visto na Equação 4.41.

$$f = \frac{\Delta p}{0,5 \rho v_{\max}^2} \quad (4.41)$$

A diferença de pressão foi obtida através da diferença da pressão média em dois planos horizontais no interior da torre, acima (altura de 1m) e abaixo (altura de 0,45m) da zona de enchimento. Para a velocidade foi considerada a velocidade máxima do escoamento encontrada na zona de enchimento.

5 APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

O comportamento dos enchimentos testados foi expresso pelo resfriamento alcançado em relação a temperatura de entrada da água na torre.

5.1 ANÁLISE DO RESFRIAMENTO

Abaixo são apresentados e discutidos os resultados das medições dos enchimentos testados no experimento da torre de resfriamento. Os dados foram obtidos para uma umidade relativa do ar de entrada na torre de resfriamento de aproximadamente 61% e temperatura de bulbo seco de aproximadamente 29°C.

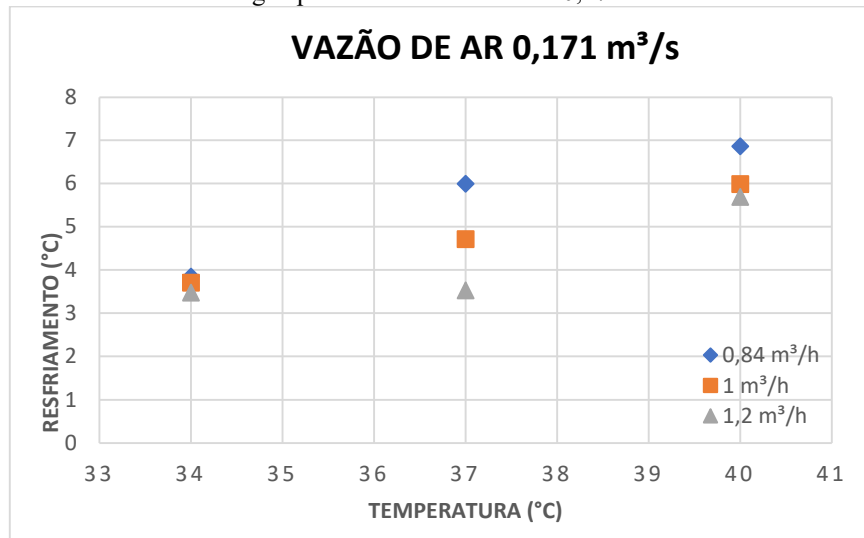
Os gráficos mostram o resfriamento versus a temperatura de entrada da água na torre fixando as vazões de água de entrada e as vazões de ar para cada enchimento testado, além da relação resfriamento versus vazão de ar. Os resultados obtidos para o enchimento industrial servirão como parâmetro de comparação para enchimento com o arranjo com gargalos PET. Será considerada a proposta de enchimento com gargalos PET promissor se este arranjo se aproximar do arranjo industrial. As figuras seguintes mostram o resfriamento obtido pelos enchimentos para variações da vazão de ar e água, fixando ora vazão de ar, ora vazão de água em diferentes temperaturas da água de entrada.

5.1.1 Resfriamento para o Enchimento Industrial

As Figuras 38, 39 e 40 mostram gráficos do resfriamento (°C) em função da temperatura de entrada da água, com uma vazão de ar fixa e variações nas vazões de água para uma condição específica do enchimento industrial.

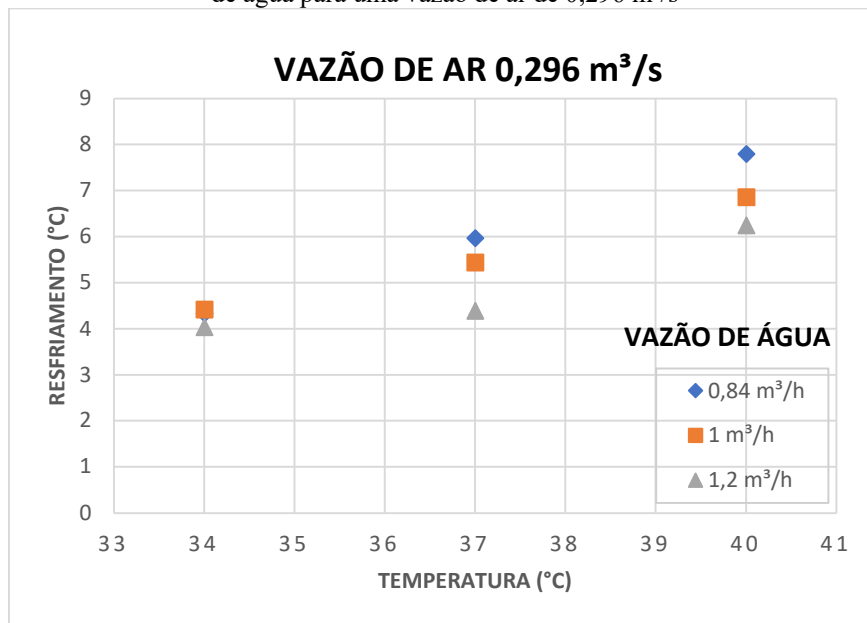
Os resultados mostrados nos gráficos obtidos para o enchimento industrial servirão como parâmetro de comparação para o enchimento com o arranjo cruzado dos gargalos PET. O arranjo com gargalos será considerado satisfatório caso os resultados para este enchimento se aproximem dos resultados para o arranjo industrial.

Figura 38 - Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) para o enchimento industrial - Comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de 0,171 m³/s



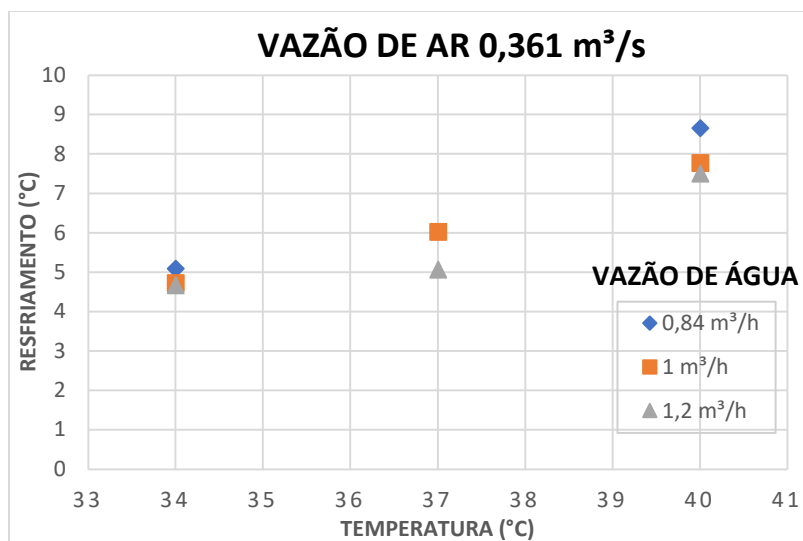
Fonte: A Autora (2020).

Figura 39 - Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) para o enchimento industrial - Comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de 0,296 m³/s



Fonte: A Autora (2020).

Figura 40 - Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) para o enchimento industrial - Comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de 0,361 m³/s

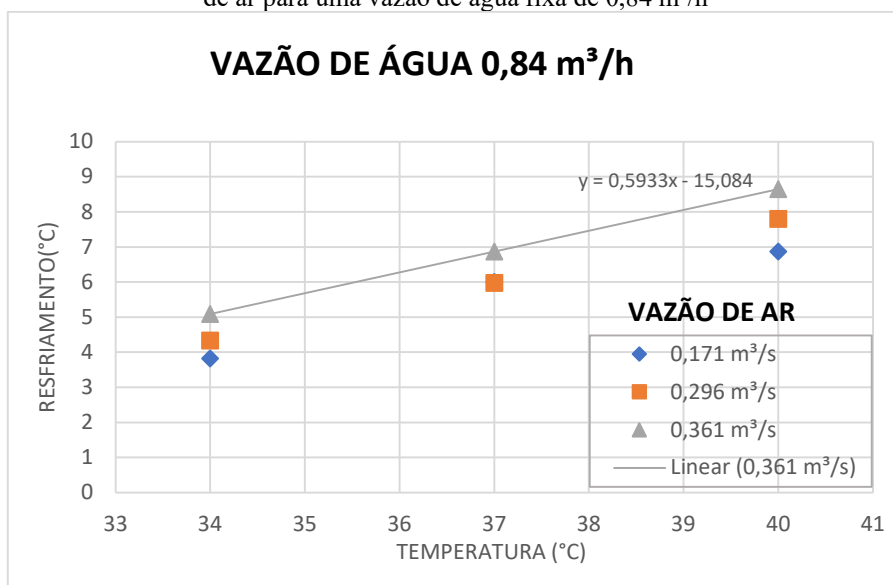


Fonte: A Autora (2020).

O aumento da vazão de água provoca uma diminuição do desempenho da torre. Essa diminuição é pequena devido à proximidade nos valores das vazões de água. Esse fenômeno pode ser explicado pelo fato de que o crescimento da vazão de água aumentou a carga térmica do sistema, para uma mesma vazão de ar, enquanto que, ao mesmo tempo, diminuiu o tempo de contato entre a água e o ar.

A Figura 41 mostra o gráfico para uma vazão de água fixa na entrada da torre.

Figura 41 - Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) para o enchimento industrial - Comparação entre vazões de ar para uma vazão de água fixa de 0,84 m³/h



Fonte: A Autora (2020).

Nota-se que, aumentando-se a vazão de ar, obtém-se um maior resfriamento, comportamento que vem do aumento da troca de calor e massa entre o ar e a água, que são diretamente influenciados pela vazão de ar; também se observa que o resfriamento é aumentado com o aumento da temperatura de entrada da água na torre. Isto se deve ao fato de que, com uma temperatura elevada na água de entrada, aumenta-se a diferença de temperatura entre o ar de entrada e a água, o que leva a um aumento no desempenho, havendo maior troca de calor sensível.

5.1.2 Resfriamento para o Enchimento com Gargalos

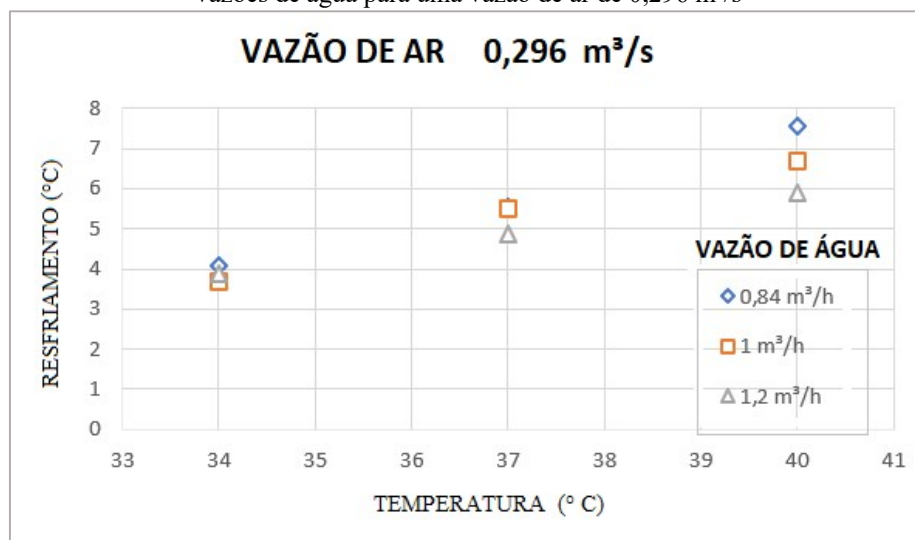
As Figura 42, 43 e 44 mostram gráficos do resfriamento ($^{\circ}\text{C}$) em função da temperatura de entrada da água, com uma vazão de ar fixa e variações nas vazões de água para uma condição específica do enchimento com os gargalos.

Figura 42 - Resfriamento ($^{\circ}\text{C}$) versus temperatura ($^{\circ}\text{C}$) para o enchimento com gargalos - Comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de $0,171 \text{ m}^3/\text{s}$



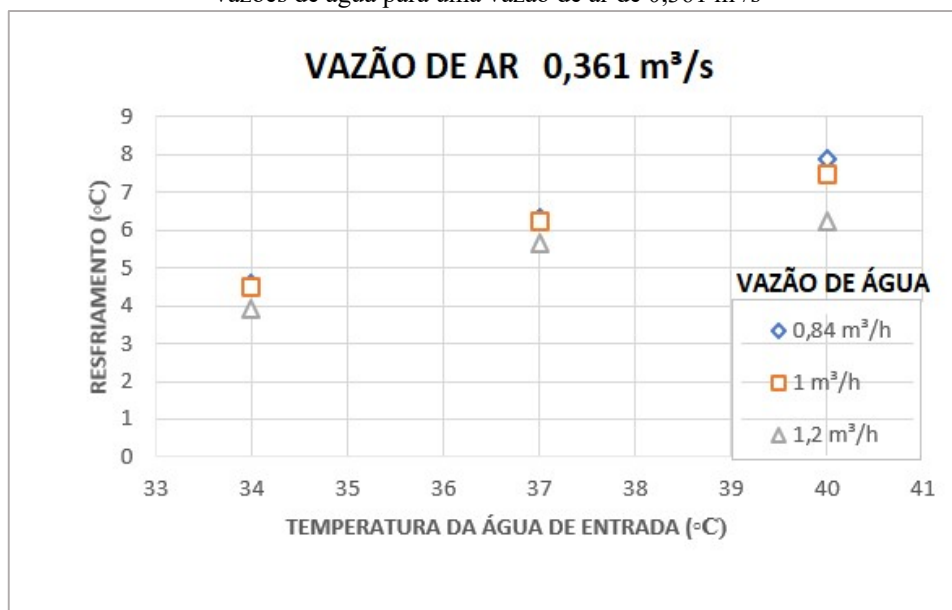
Fonte: A Autora (2020).

Figura 43 - Resfriamento ($^{\circ}\text{C}$) versus temperatura ($^{\circ}\text{C}$) para o enchimento com gargalos - Comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de $0,296 \text{ m}^3/\text{s}$



Fonte: A Autora (2020).

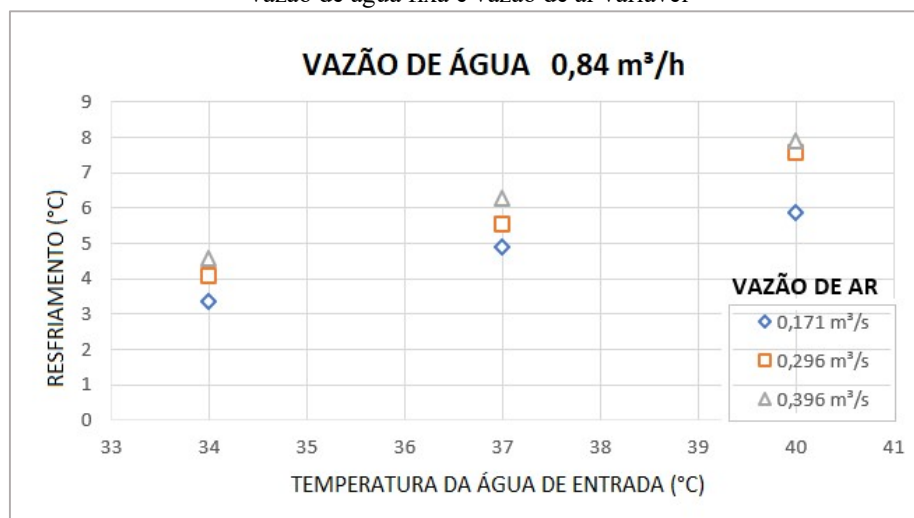
Figura 44 - Resfriamento ($^{\circ}\text{C}$) versus temperatura ($^{\circ}\text{C}$) para o enchimento com gargalos - Comparação entre vazões de água para uma vazão de ar de $0,361 \text{ m}^3/\text{s}$



Fonte: A Autora (2020).

O mesmo comportamento obtido com o enchimento industrial aconteceu para o enchimento com gargalos: O aumento da vazão de água provocou uma diminuição do desempenho da torre. Essa diminuição é pequena devido à proximidade nos valores das vazões de água. Da mesma forma, esse fenômeno pode ser explicado pelo fato de que o crescimento da vazão de água aumentou a carga térmica do sistema, para uma mesma vazão de ar, enquanto que, ao mesmo tempo, diminuiu o tempo de contato entre a água e o ar. A Figura 45 mostra o gráfico para uma vazão de água fixa na entrada da torre.

Figura 45 - Resfriamento (°C) versus temperatura (°C) para o enchimento com gargalos - Comparação entre uma vazão de água fixa e vazão de ar variável



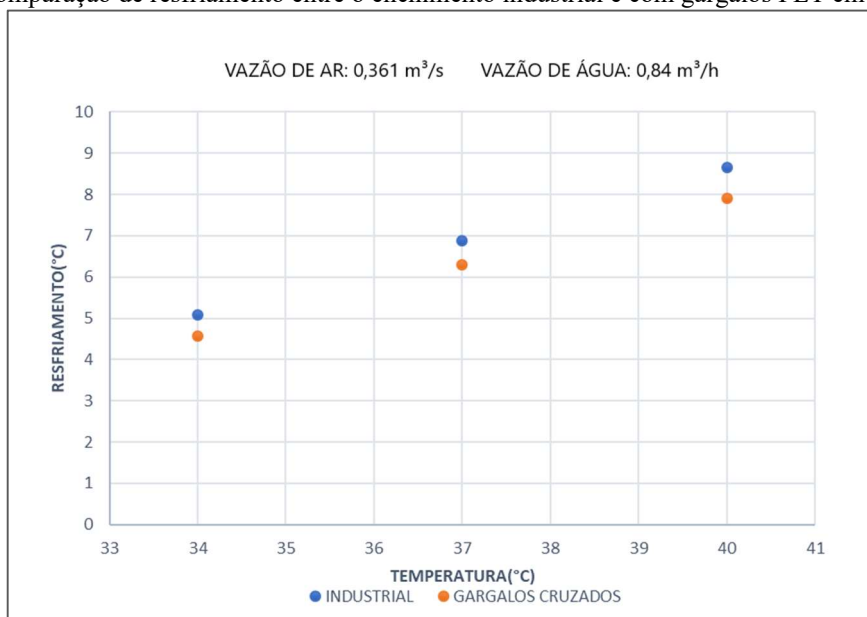
Fonte: A Autora (2020).

Os gráficos apresentados são referentes às três vazões de água: 0,84 m³/h, 1,0 m³/h e 1,2 m³/h e três vazões de ar: 0,171 m³/s, 0,361 m³/s e 0,296 m³/s, para cada enchimento testado. Os gráficos apresentam o comportamento do enchimento para uma relação de resfriamento e temperatura, fixando-se a vazão de água e variando-se a vazão de ar, depois, fixando a vazão de ar e variando a vazão de água.

Observa-se, pelos gráficos acima que, para uma vazão de água fixa na entrada da torre, aumentando-se a vazão de ar, obtém-se um maior resfriamento, comportamento este advindo do aumento da troca de calor e massa entre o ar e a água, que são diretamente influenciados pela vazão de ar. Também se observa que o resfriamento é aumentado com o aumento da temperatura de entrada da água na torre. Isto se deve ao fato de que, com uma temperatura elevada na água de entrada, aumenta-se a diferença de temperatura entre o ar de entrada e a água, o que leva a um aumento no desempenho, havendo maior troca de calor sensível.

A Figura 46 mostra um comparativo entre os enchimentos industrial e o alternativo com arranjo cruzado de gargalos.

Figura 46 - Comparação de resfriamento entre o enchimento industrial e com gargalos PET em arranjo cruzado



Fonte: A Autora (2020).

Como se observa no gráfico comparativo de resultados cruzado, o industrial apresentou, como esperado, um maior resfriamento, em relação aos enchimentos com arranjo cruzado de gargalos PET. Os resultados experimentais mostram que o arranjo cruzado de gargalos PET é muito promissor como enchimento em torres de resfriamento, apresentando boa eficiência comparada com o enchimento industrial, chegando a resfriar a água de entrada da torre em até 8 °C, com uma diferença com menos de 1 °C que o enchimento industrial.

5.2 ANÁLISES DAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

Nesta seção são apresentados e discutidos os resultados obtidos nas simulações numéricas, a fim de analisar o desempenho térmico e hidráulico dos modelos da torre de resfriamento com os enchimentos industrial e dos gargalos.

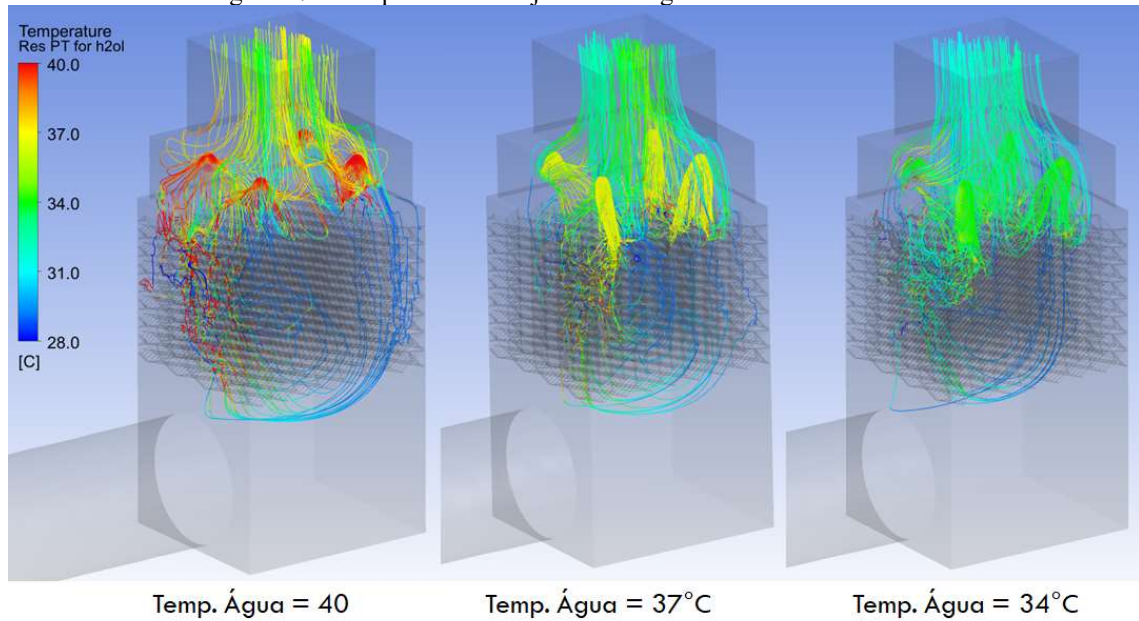
5.2.1 Análise de Desempenho Térmico

O desempenho térmico é avaliado quanto a eficiência térmica e os coeficientes de transferência de calor e massa dos modelos da torre de resfriamento.

5.2.1.1 Temperatura das Gotas

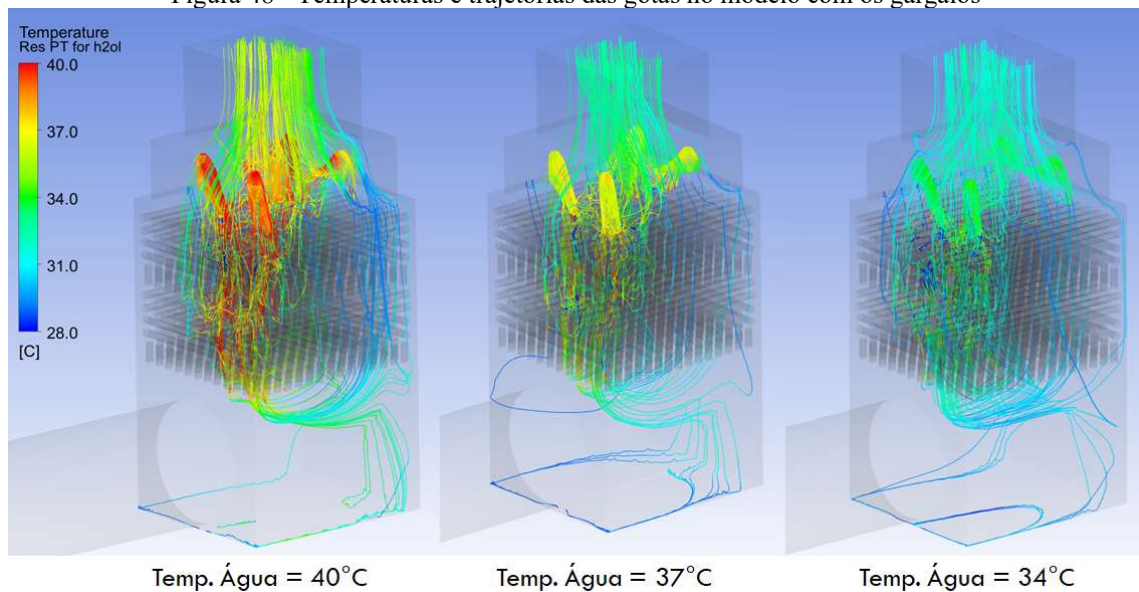
As Figuras 47 e 48 apresentam o perfil de temperatura da água e a trajetória de 200 gotas que foram aspergidas nos bicos da torre, para os modelos da torre com o enchimento industrial e com os gargalos, respectivamente.

Figura 47 - Temperaturas e trajetórias das gotas no modelo industrial



Fonte: A Autora (2020).

Figura 48 - Temperaturas e trajetórias das gotas no modelo com os gargalos



Fonte: A Autora (2020).

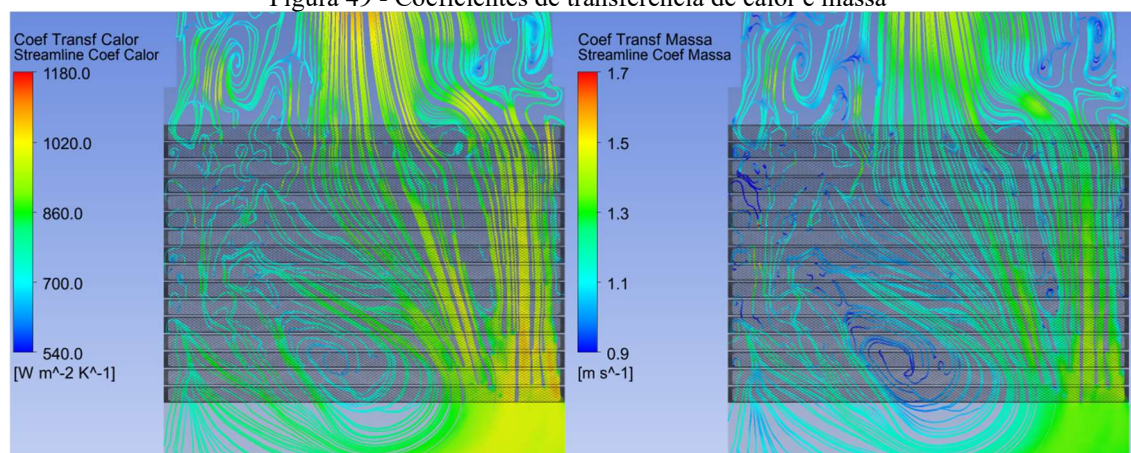
Como pode ser observado, existe uma circulação das gotas d'água dentro da torre. As gotas descendem mais na região de aspersão dos dois bicos mais próximos do duto de entrada (frontais) da torre, e após atravessarem a zona de enchimento são arrastadas pelo fluxo de entrada do ar, ascendendo para a região de saída da torre. As gotas aspergidas pelos bicos mais distantes do duto de entrada (posteriores) praticamente são arrastadas pelo fluxo de ar diretamente para a saída da torre. Essa circulação também pode fornecer uma noção do escoamento do ar na torre: o ar que entra na torre ascende em maior concentração nas regiões posteriores da torre. Na Figura 48, pode-se perceber que uma parcela das gotas d'água consegue descender até a bacia da torre. Isso não é visto nos resultados do modelo do enchimento industrial. Essa diferença pode ser considerada como uma característica específica diferente entre os dois enchimentos.

As Figuras 47 e 48 ainda mostram um perfil de temperatura mais heterogêneo na região mais frontal da torre, apresentando gotas com resfriamento relativamente baixo ao longo do seu deslocamento sobre o enchimento. Isso ocorre devido ao menor contato da água com o ar, que é mais rarefeito nessa região do que nas regiões próximas à parede posterior da torre.

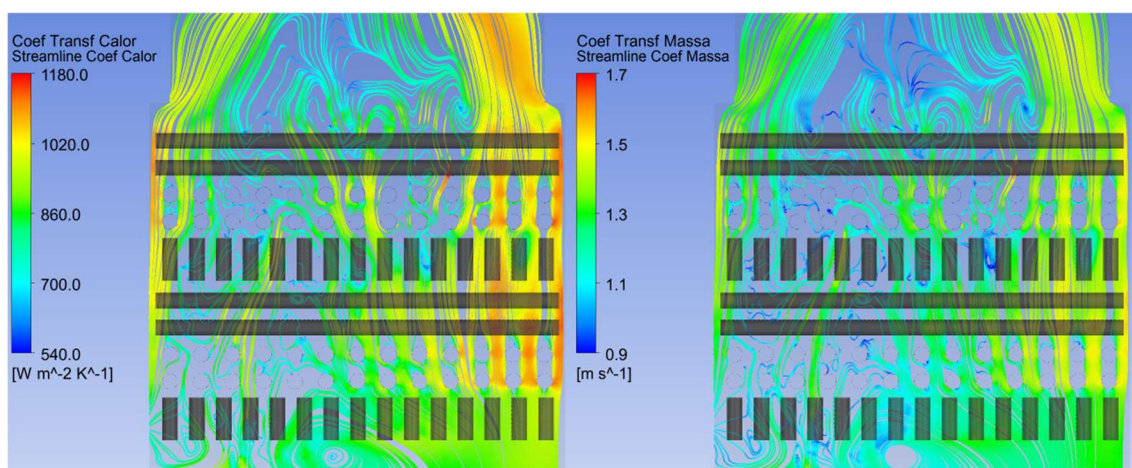
5.2.1.2 Coeficientes de Transferência de Calor e de Massa

As Figuras 49 (a) e (b) apresentam os perfis dos coeficientes de transferência de calor e massa para a condição de temperatura de entrada das gotas a 40°C, para ambos os enchimentos, em uma vista lateral da torre. Estes resultados evidenciam a forte influência do fluxo do ar dentro da torre de resfriamento na intensidade desses coeficientes.

Figura 49 - Coeficientes de transferência de calor e massa



(a) Enchimento Industrial



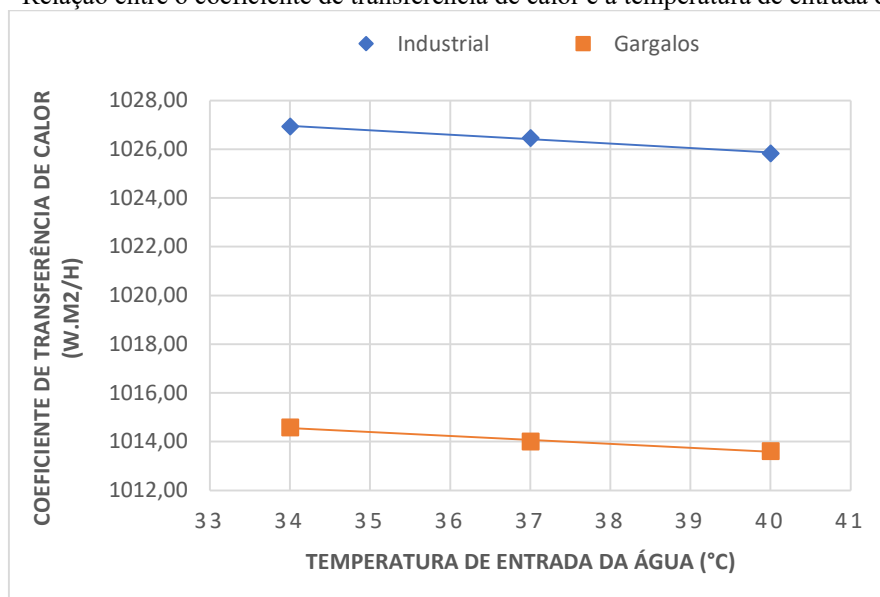
(b) Enchimento com os Gargalos

Fonte: A Autora (2020).

O coeficiente de transferência de calor convectivo se manteve constante em relação às três condições analisadas, para cada enchimento da torre, conforme apresentado na Figura 50. Isso implica que a diferença na temperatura da entrada de água não tem uma influência significativa no coeficiente de transferência de calor. Este coeficiente está relacionado com o número de Reynolds relativo das gotas, que por sua vez está associado à velocidade do escoamento dos fluidos dentro da torre.

Desta forma, como a temperatura não tem uma influência direta no perfil de velocidade, isso justifica a sua insignificativa influência nos resultados para o coeficiente de transferência de calor.

Figura 50 - Relação entre o coeficiente de transferência de calor e a temperatura de entrada da água



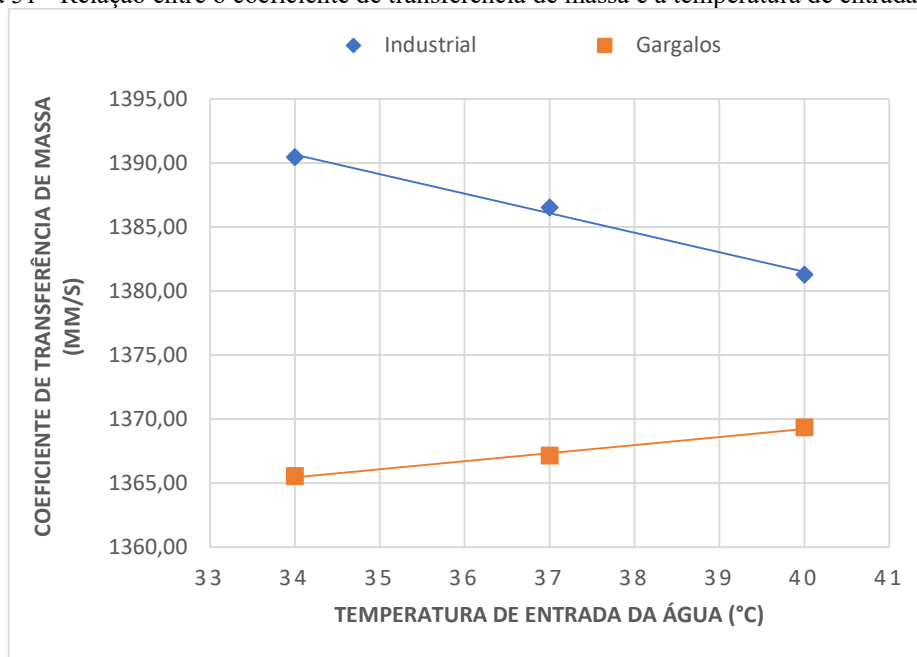
Fonte: A Autora (2020).

Este coeficiente é proporcional ao Número de Unidades de Transferência (NUT), que segundo Oliveira (2012), tem um valor praticamente constante ao longo de uma dada torre de resfriamento. Isso condiz com o resultado constante do coeficiente de transferência de calor para cada tipo de enchimento utilizado.

O coeficiente de transferência de massa também se manteve constante em relação às três condições analisadas, para cada enchimento da torre, conforme apresentado na Figura 51. Assim como o coeficiente de transferência de calor, o coeficiente de transferência de massa tem forte influência do campo de velocidade do escoamento no interior da torre, permanecendo praticamente constante com a variação da temperatura de entrada das gotas de água.

Assim, o maior resfriamento da condição de temperatura de entrada da água a 40°C, possivelmente está associado ao maior potencial térmico entre o fluxo de ar e a água, ou seja, devido a maior diferença de temperatura de entrada entre eles.

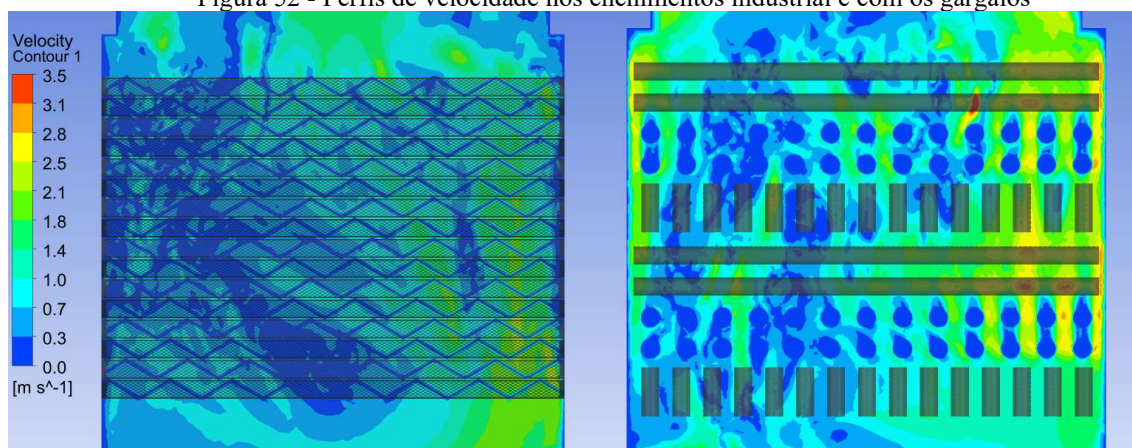
Figura 51 - Relação entre o coeficiente de transferência de massa e a temperatura de entrada da água



Fonte: A Autora (2020).

A Figura 52 apresenta os perfis de velocidade para os dois tipos de enchimento.

Figura 52 - Perfis de velocidade nos enchimentos industrial e com os gargalos



Fonte: A Autora (2020).

É ainda importante observar que como na região frontal da torre de resfriamento o fluxo de ar é mais rarefeito e consequentemente predominam velocidades mais baixas do escoamento. Desta forma, os coeficientes de transferência de calor e massa têm uma menor média nessa região.

Entre os enchimentos, percebe-se maiores valores dos coeficientes de transferência para o enchimento industrial, o que justifica sua maior eficiência térmica em relação ao enchimento com os gargalos.

5.2.2 Análise de Desempenho Hidráulico

O desempenho hidráulico foi avaliado quanto ao fator de fricção para os dois enchimentos utilizados na torre de resfriamento.

5.2.2.1 Pressão

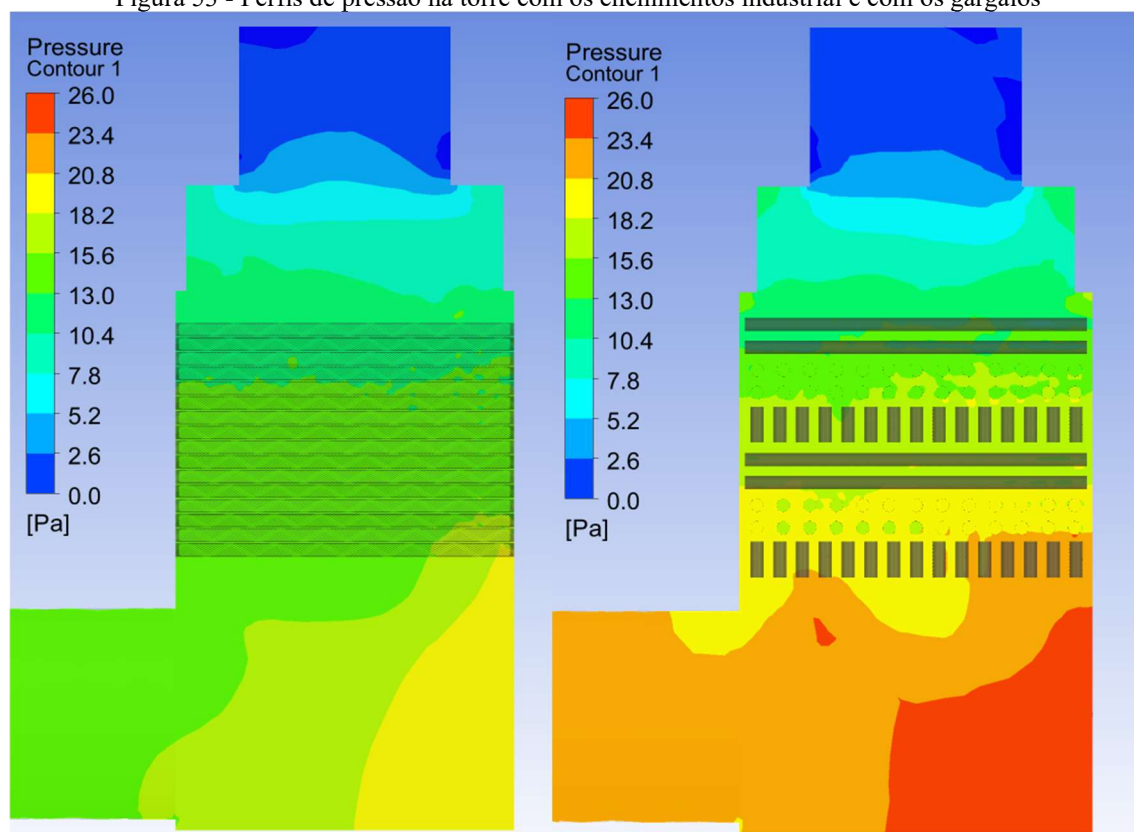
A queda de pressão em uma torre de resfriamento tem uma grande influência da vazão de entrada do ar, não apresentando uma grande alteração entre as condições de temperatura de entrada da água. Quanto maior a vazão de entrada de ar na torre, maiores são as turbulências do escoamento em seu interior, maiores são as inevitáveis perdas de energia cinética, e consequentemente, maiores são as quedas de pressão.

Os enchimentos não só dificultam o movimento do fluxo de ar dentro das torres, como também aumentam a área de contato e fricção entre o escoamento e as superfícies dos enchimentos. Desta forma, na zona de enchimento se encontra a maior perda de carga de uma

torre de resfriamento, e por isso, os enchimentos devem ser avaliados quanto a seu desempenho hidráulico.

A Figura 53 apresenta os perfis de pressão em uma seção lateral da torre com os enchimentos industrial e com os gargalos, na condição de temperatura de entrada da água a 40°C.

Figura 53 - Perfis de pressão na torre com os enchimentos industrial e com os gargalos



Fonte: A Autora (2020).

As quedas de pressão nas zonas dos enchimentos industrial e com os gargalos foram de 3,86 Pa e 8,81 Pa, respectivamente. A maior queda de pressão no enchimento com os gargalos possivelmente está atrelada a maior área de contato do fluxo de ar com as superfícies do enchimento. Enquanto que, a área superficial do enchimento com os gargalos é de aproximadamente 22,4 m², a do enchimento industrial é de 14,7 m².

5.2.2.2 Fator de Fricção

O fator de fricção pode mensurar a resistência de escoamento do ar no interior da torre de resfriamento, que depende tanto da queda de pressão, quanto da velocidade máxima encontrada na zona do enchimento.

Na Figura 52 já foram apresentados os perfis de velocidades para os dois modelos de enchimento. Pode ser observado que devido ao arranjo dos gargalos, este enchimento proporciona zonas onde prevalece uma maior velocidade do fluxo de ar. Por isso, neste enchimento foi encontrado uma maior velocidade máxima em relação ao enchimento industrial. As velocidades máximas foram de 3,62 m/s para o modelo industrial e 5,21 m/s para o modelo com os gargalos.

Desta forma, apesar do enchimento com os gargalos apresentar uma maior perda de pressão, ele também proporciona zonas com maiores velocidades do escoamento no interior da torre. Assim, os resultados para os fatores de fricção foram de 0,507 para o enchimento industrial e de 0,562 para o enchimento com os gargalos. Isso implica em um aumento de resistência ao escoamento de 10,8% do enchimento com os gargalos em relação ao industrial.

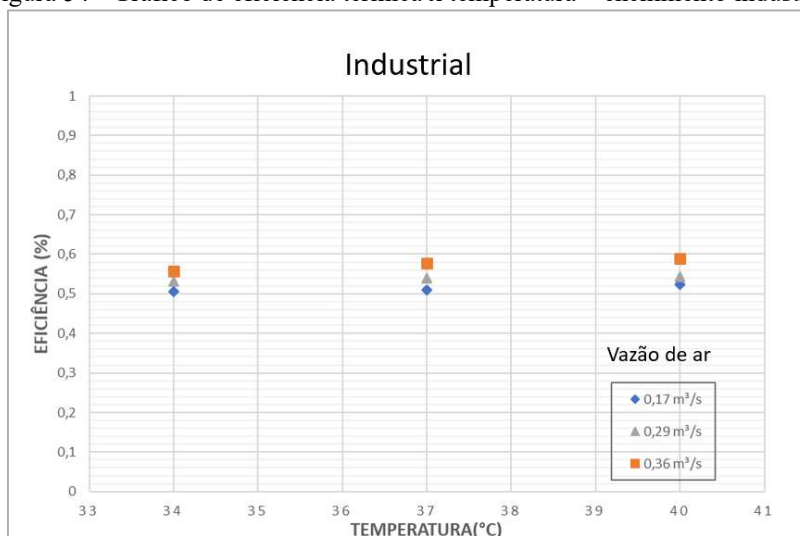
5.3 RESULTADOS DAS ANÁLISES NUMÉRICAS E DOS EXPERIMENTOS

O comportamento de uma torre de resfriamento é expresso pela eficiência térmica, definida de forma idêntica aos trocadores de calor.

5.3.1 Resultados das Análises Numéricas

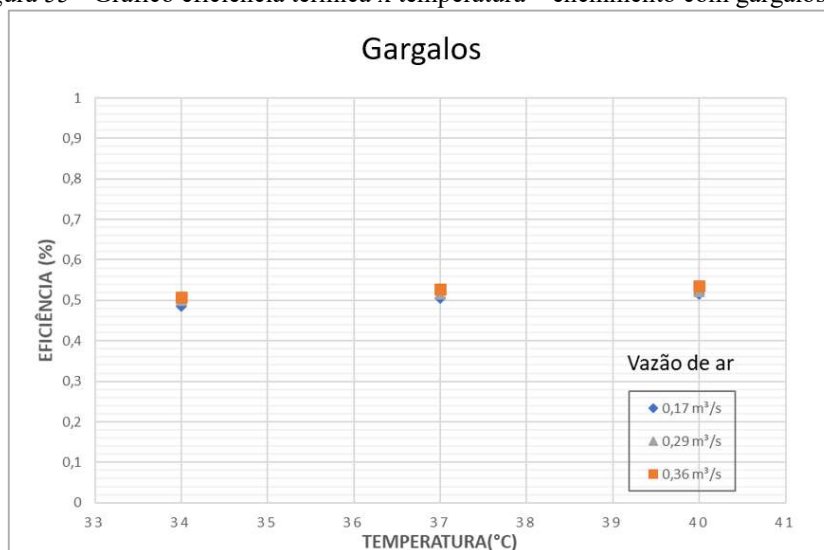
As Figuras 54 e 55, mostram os gráficos resultantes das análises numéricas com os enchimentos, para a vazão de água de 0,84 m³/h e 0,361 m³/s.

Figura 54 - Gráfico de eficiência térmica x temperatura – enchimento industrial



Fonte: A Autora (2020).

Figura 55 - Gráfico eficiência térmica x temperatura – enchimento com gargalos PET



Fonte: A Autora (2020).

Comparando as figuras 54 e 55 percebe-se que a eficiência do arranjo alternativo proposto ficou bem perto da eficiência do enchimento industrial.

A Figura 56 mostra um quadro com o resultado do resfriamento dos dois enchimentos.

Figura 56 - Resultados das análises numéricas – Enchimentos Industrial x Gargalos PET

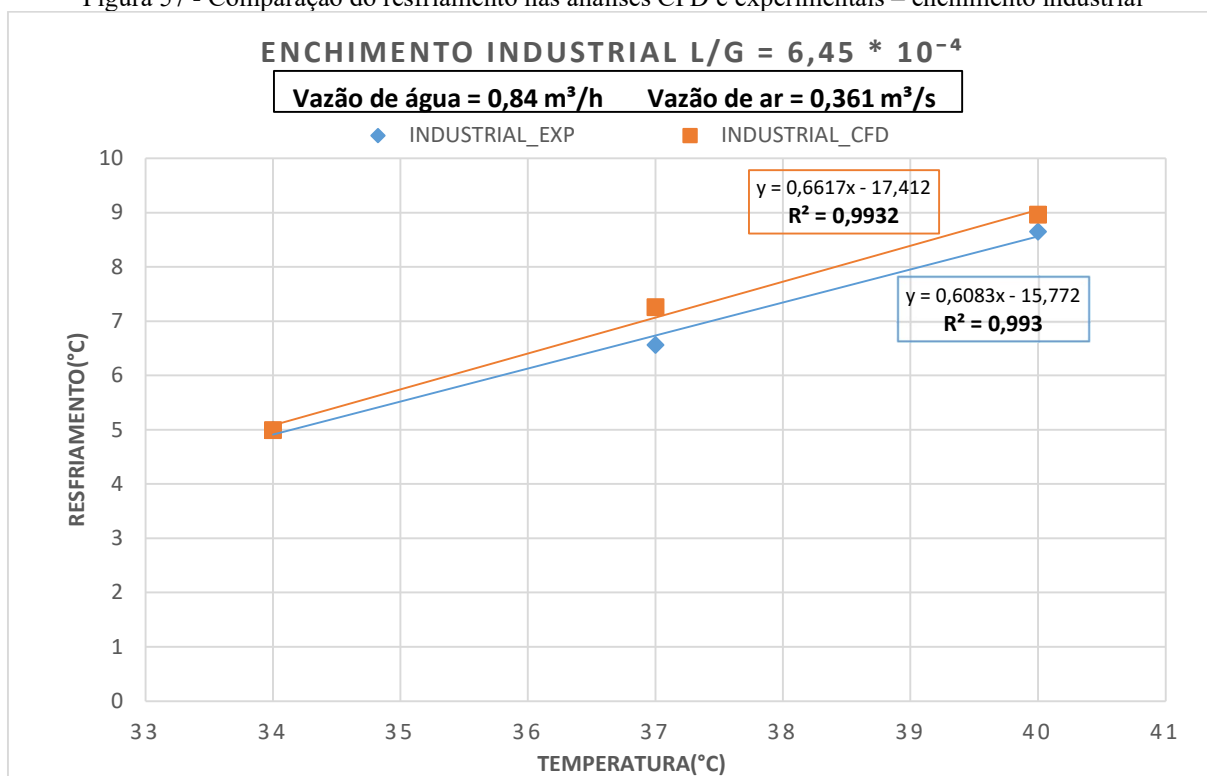
RESUMO DO RESULTADO DA SIMULAÇÃO - CFD		
	Temperatura (°C)	Resfriamento (°C)
ENCHIMENTO INDUSTRIAL	34	4,99
	37	7,26
	40	8,96
ENCHIMENTO ARRANJO COM GARGALOS	34	4,64
	37	6,41
	40	8,09

Fonte: A Autora (2020).

5.3.2 Resultados das Análises Experimentais

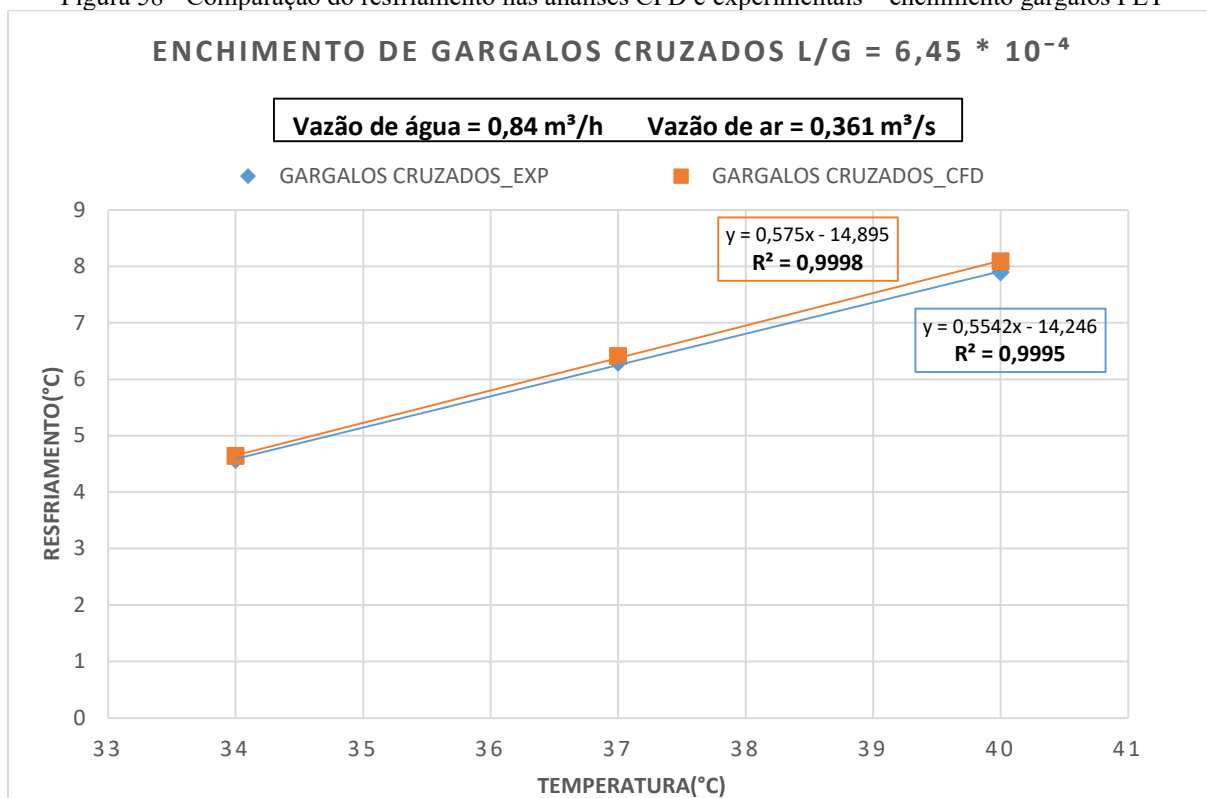
As Figuras 57 e 58 mostram uma comparação entre a simulação numérica e a experimental. Para uma relação $L/G = 6,45 \times 10^{-4}$, onde se tem a menor vazão de água ensaiada e a maior vazão de ar testada, pode ser avaliados uma concordância entre os resultados do resfriamento entre os enchimentos. A Figura 59 mostra uma tabela com o resumo do resfriamento.

Figura 57 - Comparação do resfriamento nas análises CFD e experimentais – enchimento industrial



Fonte: A Autora (2020).

Figura 58 - Comparação do resfriamento nas análises CFD e experimentais – enchimento gargalos PET



Fonte: A Autora (2020).

Figura 59 - Resumo do resfriamento encontrados nas análises numéricas e Experimentais

		SIMULAÇÃO CFD		EXPERIMENTO	Diferença percentual entre os resultados (%)
		Temperatura (°C)	Resfriamento (°C)	Resfriamento (°C)	
ENCHIMENTO INDUSTRIAL	34		5,09	5,08	0,196
	37		7,014	6,87	2,053
	40		8,92	8,65	3,027
ENCHIMENTO ARRANJO COM GARGALOS	34		4,64	4,58	1,293
	37		6,41	6,30	1,716
	40		8,09	7,90	2,348

Fonte: A Autora (2020).

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHO FUTUROS

Neste capítulo resumem-se as principais conclusões do trabalho desenvolvido, sendo ainda propostos possíveis trabalhos a serem trabalhados na sua sequência.

6.1 CONCLUSÕES

Os dados experimentais obtidos no protótipo da torre de resfriamento do laboratório do Departamento de Engenharia Mecânica da UFPE apresentaram boa consistência comparados com os dados da literatura e mais precisamente aos dados de um experimento anterior nesta mesma torre. Observou-se que, a temperatura da água de entrada da torre influenciou em todas as medições: quanto maior a temperatura da água de entrada, maior o resfriamento; que a vazão de ar tem influência direta sobre a temperatura da água de entrada na torre; que, quanto maior a vazão de água, menor a faixa de resfriamento. Portanto, a metodologia experimental apresentada pode ser aplicada para torres de resfriamento industriais.

Em relação ao custo para a obtenção dos gargalos, o valor ainda se apresenta acima do valor do enchimento industrial, pois o material desse enchimento já pertence a uma linha de produção sólida. Os gargalos dependem da coleta do material para reciclagem.

A simulação numérica desenvolvida no Ansys/CFX mostrou-se uma ferramenta valiosa no projeto e simulação de torres de resfriamento contracorrente, utilizando os materiais de enchimentos deste projeto. A simulação teve como base, os dados do experimento. Os resultados obtidos no Ansys/CFX foram similares aos experimentais. Isto mostra uma boa concordância entre os resultados do experimento e da simulação.

A análise do modelo de turbulência mais adequado também foi considerada, tendo em vista a importância da escolha do modelo que melhor prediz este fenômeno. A conclusão à qual se chegou, foi que a modelagem SST é mais adequada para dispersão quando se utiliza malhas não uniformes. O resultado confirmou com o que é encontrado na literatura.

A maior conclusão deste trabalho refere-se ao uso de enchimentos alternativos ao enchimento industrial. Foram obtidos bons resultados para o enchimento projetado, que esfriou a água quase tão bem quanto o classicamente usado em indústrias. Baseado no estudo realizado por este trabalho prova-se que existem possibilidades técnicas reais para que o enchimento industrial possa um dia ser substituído por um enchimento alternativo.

6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Considerando a quantidade de variáveis que podem ser exploradas na análise de uma torre de resfriamento propõem-se as seguintes sugestões para os trabalhos futuros, no sentido de aprimorar e desenvolver simulação numérica de problemas de engenharia para dar subsídios para solução de problemas de engenharia por meio de CFD utilizando o Ansys/CFX:

- a) Testar a simulação com outros tipos de enchimentos;
- b) Variar o número de bocais na torre;
- c) Simular geometrias variadas para o enchimento;
- d) Estudar a influência da não uniformidade dos enchimentos;
- e) Estudar outros materiais reciclados para uso em enchimentos;
- f) Desenvolver mais pesquisas para avaliar diferentes configurações de malhas e otimização de geometrias para torres de resfriamento.

REFERÊNCIAS

ANSYS INC. **ANSYS CFX-Solver Theory Guide**: Release 17.2. Canonsburg, 2016.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DA INDÚSTRIA DO PET. **ABIPET**, 2012. Página inicial. Disponível em: <http://www.abipet.org.br/index.html>. Acesso em: 30 de jan. de 2020.

BLAIN, N., BELAUD, A., MIOLANE, M. Development and validation of a CFD model for numerical simulation of a large natural draft wet cooling tower. **Applied Thermal Engineering**, 105, 953-960, 2016. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.020>.

BUCKMAN. **The Cooling Tower Handbook**: Cooling Tower Efficiency Guide Property. 2014.

COMPROMISSO EMPRESARIAL PARA RECICLAGEM. **Review 2019**. São Paulo, 2019.

COMPROMISSO EMPRESARIAL PARA RECICLAGEM. **CEMPRE**, 2020. Página inicial. Disponível em: <http://www.cempre.org.br>. Acesso em: 30 de jan. de 2020.

CHEN, L., LIAO, H.-T., HUANG, X.-W., YANG, L.-J., DU, X.-Z., YANG, Y.-P. Thermo-flow characteristics of indirect dry cooling system with elliptically arranged heat exchanger bundles around a traditional circular cooling tower. **Applied Thermal Engineering**, 121, 419-430, 2017. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.093>.

CHUNG, T. J. **Computational Fluid Dynamics**. 1.ed. United Kingdom: Cambridge University Press, 2002.

ELGOBASHI, S. An Updated Classification Map of Particle-Laden Turbulent Flows. **IUTAM Symposium on Computational Approaches to Multiphase Flow**. In: Balachandar S, Prosperetti A, editors. vol. 81, Springer Netherlands, 3-10, 2006.

GAO, M., ZHANG, L., WANG, N., SHI, Y., SUN, F. Influence of non-uniform layout fillings on thermal performance for wet cooling tower. **Applied Thermal Engineering**, 93, 549-555, 2016. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.054>.

GAO, M., GUO, C., MA, C., SHI, Y., SUN, F. Thermal Performance for Wet Cooling Tower with Different Layout Patterns of Fillings under Typical Crosswind Conditions. **School of Energy Source and Power Engineering**, Shandong University, Jinan 250061, China; *Energies*, 10(1), 65, 2017. Doi: <https://doi.org/10.3390/en10010065>.

GOSHAYSHI, H. R., MISSENDEN, J. F. The investigation of cooling tower packing in various arrangements. **Applied Thermal Engineering**, 20(1), 69-80, 2000. Doi: [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(99\)00011-3](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(99)00011-3).

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011.

KLIMANEK, A., CEDZICH, M., BIALECKI, R. 3D CFD modeling of natural draft wet-cooling tower with flue gas injection. **Applied Thermal Engineering**, 91, 824-833, 2015. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.095>.

KONG, Q. J., ZHAO, X. Y., XIE, D. Q., ZHANG, B., WANG, P. Experimental investigation of the heat and mass transfer phenomena in a counterflow wet cooling tower with foam ceramic packing. **Advances in Mechanical Engineering**, 10(1), 1–11, 2018. Doi: <https://doi.org/10.1177/1687814017752579>.

KONG, Q. J., LIU, D. Y., WANG, P., XIE, D. Q., WU, Q., ZHAO, X. Y. Experimental study on the heat and mass transfer characteristics of a counter-flow wet cooling tower with foam ceramic packing. **Thermophysics and Aeromechanics**, 26(2), 267–279, 2019. Doi: <https://doi.org/10.1134/S0869864319020100>.

LI, S., MORADI, A., VICKERS, B., FLYNN, M.R. Cooling tower plume abatement using a coaxial plume structure. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 120, 178–193, 2018. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.12.040>.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2.ed. rev. e ampl. Rio de Janeiro: LTC, 2017.

MENTER, F. R. Performance of Popular Turbulence Models for Attached and Separated Adverse Pressure Gradient Flow. **AIAA Journal**, Vol. 30, pp. 2066-2072, 1992a. Doi: <https://doi.org/10.2514/3.11180>.

MENTER, F. R. Improved Two-equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamics Flows. **NASA Technical Memorandum TM-103975**, NASA Ames, CA, 1992b.

MENTER, F. Two-equation Eddy-viscosity Turbulence Model for Engineering Applications. **AIAA Journal**, Vol. 32, pp. 1598-1605, 1994. Doi: <https://doi.org/10.2514/3.12149>.

MENTER, F. R. Eddy-viscosity Transport Equations and their Relation to the $k-\varepsilon$ Model. **J. Fluids Eng.**, 119(4), pp. 876-884, 1997. Doi: <https://doi.org/10.1115/1.2819511>.

MICHAELIDES, E. E., CROWE, C. T., SCHWARZKOPF, J. D. **Multiphase Flow Handbook**. 2.ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group, LLC, 2017.

MURUGAVENI, S. P., SHAMEER, P. M. Analysis of forced draft cooling tower performance using Ansys Fluent Software. **International Journal of Research in Engineering and Technology**, 4(4), 217-229, 2015.

OLIVEIRA, Andrezza Carolina Carneiro Tomás. **Estudos de Materiais Alternativos para Enchimento de Torres de Resfriamento**. 2012. 127f. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Pernambuco (UFPE). Pernambuco.

PARKHI, Y., VAGHELA, D., PRAJAPATI, J. CFD Analysis of Induced Draught Cross Flow Cooling Tower. **International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering**, Volume 3, Issue 3, March 2013.

RAGAB, R., WANG, T. An investigation of liquid droplet evaporation model used in multiphase flow simulation. **ASME 2012 Int. Mech. Eng. Congr. Expo.** 2012. Doi: <https://doi.org/10.1115/IMECE2012-87392>.

RAHMATI, M., ALAVI, S. R., TAVAKOLI, M. R. Experimental investigation on performance enhancement of forced draft wet cooling towers with special emphasis on the role of stage numbers. **Energy Conversion and Management**, 126, 971-981, 2016. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.08.059>.

REUTER, Hanno Carl Rudolf. **Performance Evaluation of Natural Draught Cooling Towers with Anisotropic Fills**. 2010. Thesis PhD in Engineering. University of Stellenbosch.

SAZHIN, S. S. Advanced models of fuel droplet heating and evaporation. **Progress in Energy and Combustion Science**, 32(2), 162-214, 2006. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2005.11.001>.

SILVA, Luís César da. **AgaisPsicro - Cálculo das propriedades psicométricas do ar**. 2018. Disponível em: <http://agais.com/toolbox/psicrometria3.php>. Acesso em: 14 jan. 2020.

SUN, Y., GUAN, Z., GURGENCI, H., HOOMAN, K., LI, X., XIA, L. Investigation on the influence of injection direction on the spray cooling performance in natural draft dry cooling tower. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 110, 113–131, 2017. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.02.069>.

TOMÁS, A. C. C., ARAÚJO, S. D. O., PAES, M. D., PRIMO, A. R. M., COSTA J. A. P. D., OCHOA, A. A. Experimental Analysis of the Performance of New Alternative Materials for Cooling Tower Fill. **Applied Thermal Engineering**, 144, 444-456, 2018. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.08.076>.

VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The finite volume method**. 2.ed. England: Pearson Education Limited, 2007.

WANG, W., ZHANG, H., LIU, P., LI, Z., LV, J., NI, W. The cooling performance of a natural draft dry cooling tower under crosswind and an enclosure approach to cooling efficiency enhancement. **Applied Energy**, 186, 336-346, 2016. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.007>.

WANG, W., ZHANG, H., LYU, J., LIU, Q., YUE, G., NI, W. Ventilation Enhancement for a Natural Draft Dry Cooling Tower in Crosswind via Windbox Installation. **Applied Thermal Engineering**, 137, 93-100, 2018. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.059>.

ZHOU, D., CHEN, H., YANG C. A highly efficient Francis turbine designed for energy recovery in cooling towers. **Advances in Mechanical Engineering**, 1–8, 2015. Doi: <https://doi.org/10.1177/1687814015575976>.

APÊNDICE A – AFERIÇÃO DE TERMOPARES

As medições das temperaturas foram realizadas por meio de termopares tipo J, com haste em inox 304, com isolamento mineral, diâmetro de 3 mm, comprimento de 90 mm, com rabicho flexível de 24 AWG com isolamento em PVC/PVC com trança externa em aço galvanizado.

Para a calibração dos termopares, foi utilizado o sistema de aquisição de dados nas temperaturas de referência, as quais foram devidamente escolhidas levando em conta a faixa de operação dos experimentos. O equipamento utilizado para criar as condições deste processo foi o forno de calibração Ecil com faixa de operação entre -50°C da temperatura ambiente a 1200°C .

Na realização da calibração foi utilizado o método comparativo, onde os termopares foram inseridos em meios uniformes até o sistema alcançar o regime permanente.

Foram definidas cinco temperaturas para calibração dos termopares. As temperaturas foram: 5°C , 10°C , 15°C , 20°C e 25°C ; a aquisição dos dados dos termopares foi realizado por meio do CLP da ATOS, e lida pelo software ELIPSE.

Após a colocação dos sensores, numa temperatura de referência escolhida, esperava-se que o sistema alcançasse o regime permanente, para que depois os valores fossem anotados. Está descrito na tabela A1.1 a leitura dos sensores na temperatura de referência em 10°C .

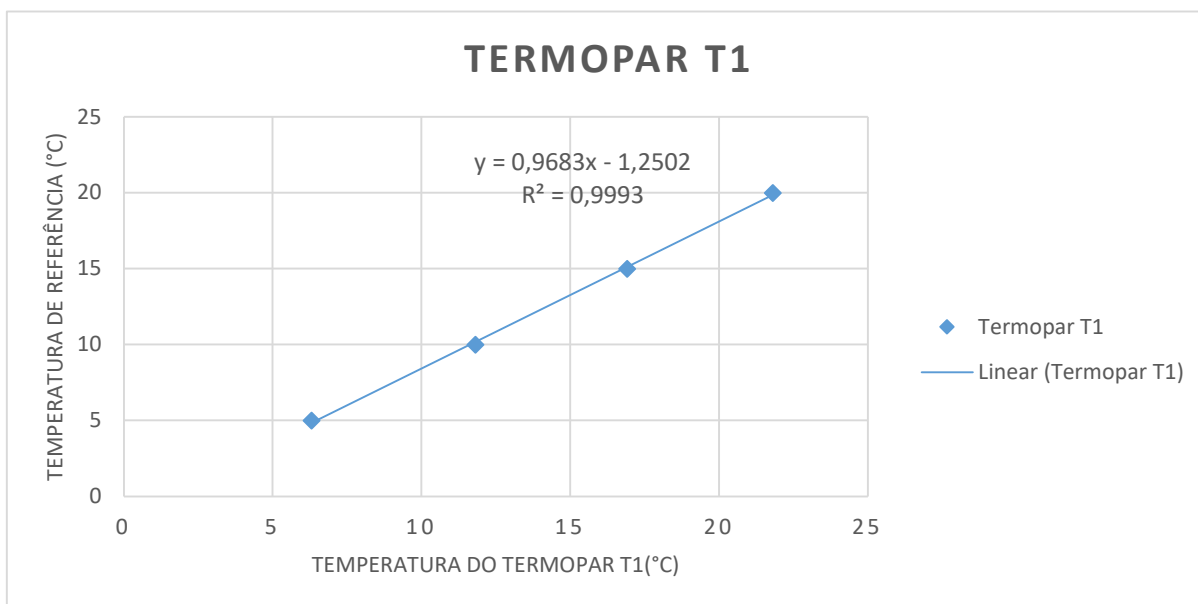
Tabela A1.1 – Aferição de temperatura dos termopares para referência de 10°C

10°C								
Nº da Amostra	Referência (°C)	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7
1	10,2	11,9	10,4	12,7	11,4	11,6	10,0	14,1
2	10,1	11,8	10,4	12,6	11,3	11,7	9,9	14,1
3	10,1	11,8	10,3	12,5	11,3	11,6	10,0	14,0
4	10,0	11,8	10,4	12,5	11,3	11,6	9,9	14,0
5	10,0	11,8	10,3	12,5	11,3	11,6	9,9	14,0
Média	10,08	11,82	10,36	12,56	11,32	11,62	9,9	14,04

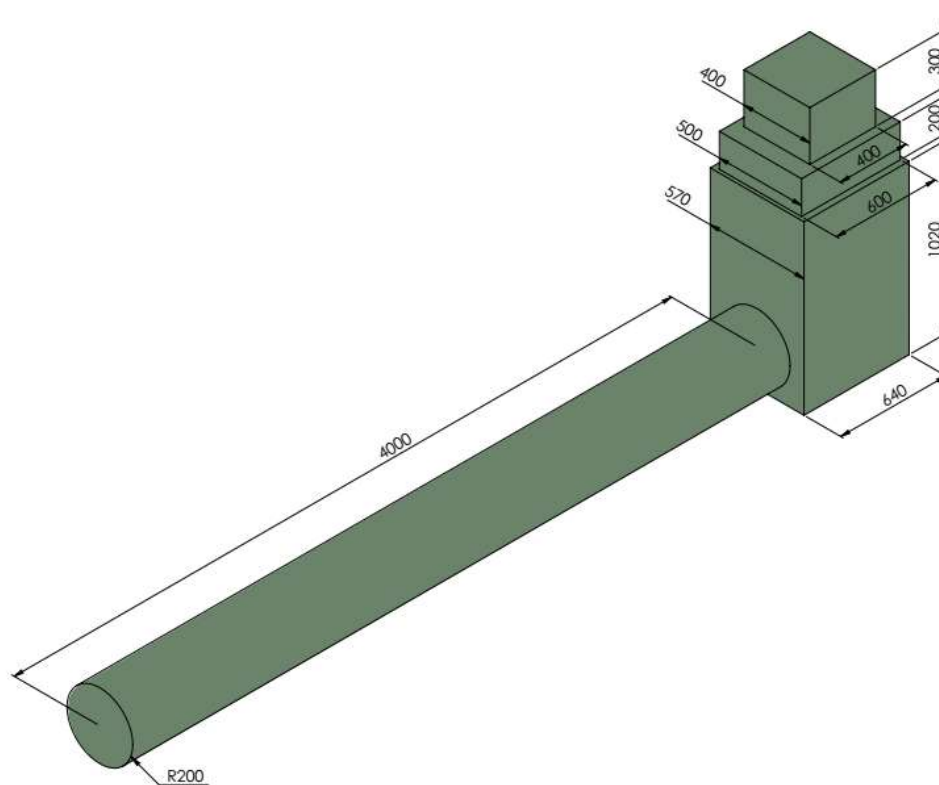
O processo foi repetido para todas temperaturas de referência, gerando assim 5 conjuntos de leituras para cada um dos termopares. Com isso, os dados foram postos em um gráfico de dispersão, para a realização da linearização dos dados e obter, assim, a equação

aproximada para o respectivo termopar. Na figura A1.1 pode-se observar o gráfico de dispersão do termopar T1 e sua respectiva equação linear de aproximação.

Figura A1.1 Gráfico para linearização da leitura do termopar T1



Esta linearização foi feita da mesma forma nos outros termopares, a leitura advinda do termopar por meio de tensão é enviada ao CLP que, por sua vez, envia ao computador e esta, é corrigida no software ELIPSE através das equações lineares encontradas. Assim, a leitura que se lê no supervisório é o valor corrigido das temperaturas.

APÊNDICE B – DIMENSÕES DA TORRE

As dimensões estão na unidade de medida de milímetros.