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

DAFNE LUANA RAMOS RIBEIRO

# DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE REDUÇÃO DE PERDA DE ÁGUA POR EVAPORAÇÃO EM TORRES DE ARREFECIMENTO

Recife
2019

DAFNE LUANA RAMOS RIBEIRO

# DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE REDUÇÃO DE PERDA DE ÁGUA POR EVAPORAÇÃO EM TORRES DE ARREFECIMENTO

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

Área de concentração: Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos.

Orientadores: Prof. Dr. Mohand Benachour.

Prof. Dr. Valdemir Alexandre dos Santos.

Recife

2019

Catalogação na fonte:
Bibliotecária Sandra Maria Neri Santiago, CRB-4 / 1267

R484dRibeiro, Dafne Luana Ramos.
Desenvolvimento de um sistema de redução de perda de água por evaporação em torres de arrefecimento/ Dafne Luana Ramos Ribeiro. – 2019.
144 f.: il., fig., tab., abrev. e siglas.

Orientador: Prof. Dr. MohandBenachour.
Orientador: Prof. Dr. Valdemir Alexandre dos Santos.
Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química. Recife, 2019.
Inclui referências e anexos.

1. Engenharia química. 2. CFD. 3. Condensação. 4. Desumidificação do ar. 5. Gerenciamento de recursos hídricos. 6. Torres de resfriamento. I. Benachour, Mohand(Orientador). II. Santos, Valdemir Alexandre dos (Orientador). III. Título.

UFPE

660.2 CDD (22. ed.) BCTG/2023-138

DAFNE LUANA RAMOS RIBEIRO

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE REDUÇÃO DE PERDA DE ÁGUA POR EVAPORAÇÃO EM TORRES DE ARREFECIMENTO**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, como requisito parcial para a obtenção do título de Doutora em Engenharia Química. Área de concentração: Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos.

Aprovada em: 13/09/2019.

**BANCA EXAMINADORA**

_____
Prof. Dr. Mohand Benachour (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

_____
Prof. Dr. Valdemir Alexandre dos Santos (Orientador)
Universidade Católica de Pernambuco

_____
Prof. Dr. Carlos Costa Dantas (Examinador Externo)
Universidade Federal de Pernambuco

_____
Prof. Dr. Thibério Pinho Costa Souza (Examinador Externo)
Universidade Federal Rural de Pernambuco

_____
Prof. Dr. José Marcos Francisco da Silva (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

_____
Prof. Dr. César Augusto Moraes de Abreu (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

_____
Prof. Dr. Nelson Medeiros de Lima Filho (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

## AGRADECIMENTOS

À Deus, primeiramente, por iluminar todos os meus passos, trazendo tranquilidade para os momentos de adversidade, gratidão pelos êxitos alcançados e sabedoria em reconhecer que as fases difíceis foram fontes de aprendizado.

Aos meus pais (Adecir Silva e Severino Ramos) por serem minha fortaleza e fonte de amor, incentivo e apoio incondicional em todos os momentos da minha vida. Nada disso seria possível sem vocês, vocês foram e são essenciais.

Ao meu irmão (Adriano Ramos) pela cumplicidade compartilhada ao longo de toda uma vida e por ser apoio em momentos difíceis.

Ao meu sobrinho (Igor Ramos) que chegou durante esse período, me ensinando a ser tia e em conjunto o verdadeiro sentido do amor incondicional.

À minha avó, Maria Regina, pelo carinho e cuidado de sempre, e Maria José – *In memorian*, por todo afeto emanado em vida.

Aos meus tios Adeilson Silva, Avany Silva e Geraldo Ribeiro por acreditarem em meu potencial e vibrarem a cada conquista.

Às grandes amigas Regina Alcântara e Cinthya Barbosa por toda paciência nos meus momentos insegurança e angústia, lembrando-me sempre que para tudo existe um propósito e fazendo-me enxergar dias melhores, além de serem fonte de alegria, cumplicidade, estímulo e amizade constante.

Às amigas de longas datas, Gabriela Lima e Larissa Tavares, por estarem presentes nos mais diversos momentos da minha vida, duas décadas baseadas em cumplicidade, torcida e conselhos.

Aos amigos Fernando Sánchez, Shyrlane Veras, Rosileide Fontenele e Monique Souza por estarem presentes mesmo na distância e apoiarem meus passos e escolhas com palavras de estímulo e conforto.

O Álvaro Filho por todo amor doado, incentivo e companheirismo durante todo este longo percurso.

À Brena Monteiro, Izabelle Silva e Letícia Teixeira por todas as conversas e sonhos compartilhados, vocês foram verdadeiros presentes em minha vida. Ao Prof. Dr. Emerson Castelo Branco por inspirar seus alunos a buscarem seus sonhos e serem pessoas melhores a cada dia.

Aos colegas de trabalho Fábio Portella, Gleici Leite e Roberto Albuquerque que tornaram-se parceiros de vida.

A todos os membros do Instituto Avançado de Tecnologia e Inovação (IATI), em especial: Alex Elton, Felipe Cardim, Rosangela Henauth e Robson Vasconcelos por todas as palavras de conforto em meio as minhas reclamações.

Agradeço ao PRH-28 pela contribuição financeira. Se esquecer de toda a família PRH28 por todo o companheirismo vivenciado em congressos, cursos, trabalhos e seminários, sempre agregando conhecimento e muito carinho.Em especial a Coordenadora do PRH-28 Profa. Dra. Celmy Barbosa por todo carinho e apoio aos seus “meninos”, além de pulso e competência na condução deste programa.

Aos funcionários Jean Santos e Vilckma Santana por todo entusiasmo transmitido aos alunos do PRH28.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Valdemir Alexandre pelos ensinamentos, contribuições, liberdade e confiança no desenvolvimento do referido trabalho.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Benachour Mohand a quem sou imensamente grata por toda dedicação, apoio, preocupação e sua incrível capacidade de ler pessoas nos momentos mais diversos, sabendo minimizar as problemáticas e impulsionar o indivíduo.

Ao meu amigo e agora coorientador Danilo Emídio por ter aceito esse desafio, nos auxiliando para a condução e sucesso deste trabalho.

A todos os docentes da Universidade Federal de Pernambuco que contribuíram para meu desenvolvimento intelectual e profissional.

É difícil agradecer a todos que de algum modo, nos momentos serenos e/ou apreensivos, fizeram ou fazem parte da minha vida, então aproveito para agradecer a todos aqueles que de forma direta ou indireta colaboraram com a realização deste trabalho, seja com uma palavra de apoio, um sorriso, ou apenas transmitindo vibrações positivas. Meus sinceros agradecimentos!

A termodinâmica, o bom senso e a experiência mostram que se não melhorarmos o que fazemos no nosso trabalho ou na vida pessoal, a desordem só aumenta. Portanto, deveria ser óbvio para todos a necessidade de melhorar em tudo que fazemos mesmo que só conheçamos a termodinâmica, tenhamos apenas a experiência de vida ou o bom senso nato[...] (CASTRO FILHO, 1992, p. 92).

## RESUMO

Perdas de água por evaporação são comuns em torres de resfriamento devido à influência de ventos e lançamento do vapor gasto na atmosfera. A procura por soluções visando reduzir o consumo de água nos setores industriais é de extrema importância. Assim, o presente trabalho teve como objetivo desenvolver uma metodologia que avalia a expansão de um sistema para auxiliar a recuperação de água evaporada em uma torre de resfriamento, minimizando suas perdas. Para isso, foram realizados estudos com simulação numérica de um sistema para a captura dos vapores por condensação, que foi feito através de adição de uma estrutura metálica que possibilita a desumidificação do vapor saturado na saída da torre. A estrutura deve ser disposta logo acima do ventilador da torre e, para isto, foram consideradas as características psicrométricas de uma região do nordeste do Brasil e as condições de operação da referida torre. Para a quantificação do comportamento do sistema foi utilizado o software ANSYS CFX que permitiu a formulação do perfil de distribuição da fração água /ar segundo a variação de temperatura (20ºC, 25ºC, 30ºC, 35ºC, 40ºC), vazão de água (4000 m³/h, 4366 m³/h, 4700 m³/h), vazão do ar (635,45 Nm³/h, 685,45 Nm³/h, 735,45 Nm³/h) e velocidade de rotação do ventilador (75,9 rpm, 79,9 rpm, 85,9 rpm). Nestes domínios foram verificadas as melhores condições para recuperação da água alimentada. A Via Fluidodinâmica Computacional (CFD) foi avaliada a conformação da manta metálica de estágio simples e composto, em três estágios, caracterizando o nível de condensação e a viabilidade de se usar vários estágios durante o processo. A influência das variações da temperatura, vazão de água, vazão de ar e velocidade de rotação do ventilador, resultam nos seguintes efeitos: (i) ao se aumentar a temperatura do ar de entrada de 20 a 40ºC, promoveu-se diminuição da concentração da fração volumétrica, indicando uma menor taxa de recuperação da água evaporada; (ii) fazendo-se variar a vazão da água na entrada, observou-se o aumento das frações volumétricas de água na região inferior, indicando menor probabilidade de arraste e consequentemente perda por evaporação; (iii) ao aumentar a vazão de ar de entrada foi possível verificar maior dispersão por arraste, aumentando assim a perda por evaporação; e (iv) o efeito da variação da rotação do ventilador provocou menores concentrações da água, o que está ligado ao aumento de arraste.

Palavras-chave: CFD; condensação; desumidificação do ar;gerenciamento de recursos hídricos; torres de resfriamento.

## ABSTRACT

Water losses by evaporation are common in cooling towers due to the winds influence and release of spent steam into the atmosphere. The search for solutions in order to reduce water consumption in industrial sectors is of utmost importance. Thereby, the present work aimed to develop a methodology that evaluates the expansion of a system to assist the evaporated water recovery in a cooling tower, minimizing its losses. For this purpose, studies were performed with numerical simulation of a system for the vapor capture by condensation, which was done by adding a metal structure to allow the dehumidification of the saturated vapor in the tower's output. The structure must be arranged just above the tower fan and, for this, the psychrometric characteristics of a region of northeastern Brazil and the operating conditions of the tower were considered. The ANSYS CFX software was used to quantify the system behavior, which allowed the formulation of the water/air fraction profile distribution according to the temperature variation (20ºC, 25ºC, 30ºC, 35ºC, 40ºC), water flow (4000 m³/h, 4366 m³/h, 4700 m³/h), air flow (635.45 Nm³/h, 685.45 Nm³/h, 735.45 Nm³/h), and fan rotation speed (75.9 rpm, 79.9 rpm, 85.9 rpm). In these domains the best conditions for the fed water recovery were verified. The Computational Fluid dynamic Pathway (CFD) evaluated the metal blanket conformation of the single-stage and composed in three stages, characterizing the condensation level and the feasibility of using various stages during the process. The influence of temperature variations, water flow rate, air flow rate, and fan rotation speed result in the following effects: (i) by increasing the inlet air temperature from 20 to 40ºC decreased the volume fraction concentration, indicating a lower recovery rate of evaporated water; (ii) by changing the water flow at the inlet, it was observed the increase of the volumetric water fractions in the lower region, indicating a lower probability of drag and consequent loss by evaporation; (iii) by increasing of inlet air flow, it was possible to verify greater dispersion by drag, thus increasing the evaporation loss; and (iv) the effect of fan rotation variation caused lower water concentrations, which is linked to increased drag.



Keywords: CFD; condensation;air dehumidification;water resources management; cooling tower.

## LISTA DE FIGURAS


Figura 1 - Esquema de funcionamento da Torre de Resfriamento..... .....33
Figura 2 - Torre de resfriamento tiragem natural..... .....34
Figura 3 - a) Torre om fluxo de ar cruzado; b) Torre com fluxo de ar em contracorrente.....36
Figura 4 - Enchimento tipo respingo..... .....37
Figura 5 - Recheio tipo filme..... .....38
Figura 6 - Carta Psicrométrica..... .....41
Figura 7 - Processo de umidificação..... .....42
Figura 8 - Processo de resfriamento e desumidificação do ar úmido..... .....43
Figura 9 - Processo de desumidificação química na carta psicrométrica..... .....45
Figura 10 - Elementos principais de CFD..... .....50
Figura 11 - Apresentação das etapas percorridas para simulação no ANSYS... .....50
Figura 12 - Descrição das etapas do processo, simulação em CFD..... .....52
Figura 13 - Malha estruturada (a), não estruturada (b) e híbrida(c)..... .....54
Figura 14 - Trocador de calor ar-ar a corrente cruzada..... .....59
Figura 15 - Máquinas utilizadas na simulação numérica..... .....62
Figura 16 - Volume de controle para análise energética da torre de resfriamento da Usina Termelétrica.....63
Figura 17 - Esboço de diferentes condições operacionais (i) para uma torre de resfriamento da UTE sinalizando formas para estimativas de entalpias (hi) e umidades específicas (wi) nas respectivas temperaturas..... .....63
Figura 18 - Representação tanque flash para simular as condições da torre de resfriamento..... .....67
Figura 19 - Estrutura elaborada para recuperação da água evaporada..... .....67
Figura 20 - Representação Geométrica do coletor com apenas um estágio..... .....68
Figura 21 - Representação dos coletores de Água de Arraste Flash-Mesh com 3 estágios..... .....68
Figura 22 - Representação da estrutura com o coletor de um estágio..... .....69
Figura 23 - Figura ilustrativa da dimensão da Torre de Resfriamento..... .....74
Figura 24 - Torres de Resfriamento UTE..... .....75

Figura 25 - Fluxograma Modelagem Numérica..... .....77
Figura 26 - Representação Malha 1 do coletor com apenas um estágio..... .....79
Figura 27 - Representação Malha 2 do coletor com apenas um estágio..... .....80
Figura 28 - Representação Malha 3 do coletor com apenas um estágio..... .....81
Figura 29 - Representação Malha 1do coletor com três estágios..... .....82
Figura 30 - Representação Malha 2 do coletor com três estágios..... .....83
Figura 31 - Representação Malha 3 do coletor com três estágios..... .....84
Figura 32 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 20ºC..... .....88
Figura 33 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 20ºC..... .....88
Figura 34 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 25ºC..... .....89
Figura 35 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 25ºC..... .....90
Figura 36 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 30ºC..... .....91
Figura 37 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 30ºC..... .....91
Figura 38 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 35ºC..... .....92
Figura 39 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 35ºC..... .....93
Figura 40 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com

umidade fixa para temperatura de 40ºC..... .....94
Figura 41 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 40ºC..... .....94
Figura 42 - Imagem comparativa do perfil de distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperaturas de 20ºC, 25ºC, 30ºC, 35ºC e 40ºC..... .....95
Figura 43 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4000 m³/h..... .....96
Figura 44 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4000 m³/h..... .....97
Figura 45 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4366 m³/h..... .....98
Figura 46 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4366 m³/h..... .....98
Figura 47 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4700 m³/h..... .....99
Figura 48 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4700 m³/h..... 100
Figura 49 - Imagem comparativa do perfil de distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4000 m³/h, 4366 m³/h e 4700 m³/h..... 100
Figura 50 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 635,45 Nm³/h..... 102

Figura 51 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 635,45 Nm³/h..... .....102
Figura 52 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 685,45 Nm³/h..... .....103
Figura 53 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 685,45 Nm³/h..... ....103
Figura 54 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 735,45 Nm³/h..... .....104
Figura 55 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 735,45 Nm³/h..... .....104
Figura 56 - Imagem comparativa entre a distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 635,45 Nm³/h, 685,45 Nm³/h e 735,45 Nm³/h..... ....105
Figura 57 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 75,9 rpm..... ....106
Figura 58 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 75,9 rpm..... ....107
Figura 59 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 79,9 rpm..... ....107
Figura 60 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 79,9 rpm..... ....108
Figura 61 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com

umidade fixa para rotação do ventilador em 85,9 rpm..... ....108
Figura 62 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 85,9 rpm..... .....109
Figura 63 - Imagem comparativa entre a distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para velocidade de rotação do ventilador em 75,9 rpm, 79,9 rpm e 85,9rpm..... ....109
Figura 64 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 20ºC..... ....111
Figura 65 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 20ºC..... ....112
Figura 66 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 25ºC..... ....112
Figura 67 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 25ºC..... ....113
Figura 68 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 30ºC..... ....113
Figura 69 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 30ºC..... ....114
Figura 70 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 35ºC..... ....114
Figura 71 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 35ºC..... ....115
Figura 72 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor

de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 40ºC..... ....115
Figura 73 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 40ºC..... ....116
Figura 74 - Imagem comparativa entre a distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para variação da temperatura em 20ºC, 25ºC, 30ºC, 35ºC e 40ºC..... .....116
Figura 75 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4000 m³/h..... ....118
Figura 76 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4000 m³/h..... ....118
Figura 77 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4366 m³/h..... .....119
Figura 78 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4366 m³/h..... ....119
Figura 79 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4700 m³/h..... ....120
Figura 80 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4700 m³/h..... ....120
Figura 81 - Imagem comparativa entre a distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para variação da vazão da água para 4000 m³/h, 4366 m³/h e 4700 m³/h..... ....121
Figura 82 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com

umidade fixa para vazão de ar em 635,45 Nm³/h..... ....122
Figura 83 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 635,45 Nm³/h..... ....123
Figura 84 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 685,45 Nm³/h..... ....123
Figura 85 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 685,45 Nm³/h..... ....124
Figura 86 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 735,45 Nm³/h..... ....124
Figura 87 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 735,45 Nm³/h..... ....125
Figura 88 - Imagem comparativa entre a distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 635,45 m³/h, 685,45 m³/h e 735,45 Nm³/h..... ....125
Figura 89 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 75,9 rpm..... ....127
Figura 90 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 75,9 rpm..... ....127
Figura 91 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 79,9 rpm..... ....128
Figura 92 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 79,9 rpm..... ....128
Figura 93 - Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor

de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 85,9 rpm..... ....129
Figura 94 - Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 85,9 rpm..... ....129
Figura 95 - Imagem comparativa entre a distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para velocidade de rotação do ventilador em 75,9 rpm, 79,9 rpm e 85,9rpm..... .....130

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros para criação da Malha_1 do sistema.....70
Tabela 2 – Dados da água na Torre de Resfriamento.....71
Tabela 3 – Dados do Ar na Torre de Resfriamento.....72
Tabela 4 – Dados do Balanço de Massa.....72
Tabela 5 – Dados estruturais do Ventilador. .....73
Tabela 6 – Dados Dinâmicos do Ventilador .....74
Tabela 7 – Parâmetros da malha numérica com um estágio .....85
Tabela 8 – Parâmetros da malha numérica com três estágios.....85

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

| | |
|---|---|
| CAD | Computer Aided Design |
| CFD | Computational Fluid Dynamics |
| CNI | Confederação Nacional da Indústria |
| DT | Diferença de Temperatura |
| MDF | Método das Diferenças Finitas |
| MEF | Métodos dos Elementos Finitos |
| MVF | Método dos Volumes Finitos |
| PA | Perda de Água |
| UTE | Usina Termelétrica |
| VC | Volume de Controle |
| WRI | World Resources Institute |

## LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|---|---|
| $\eta$ | Eficiência de Recuperação |
| $\dot{Q}$ | Taxa temporal de transferência de energia em forma de calor |
| $\dot{W}$ | Taxa temporal de transferência de energia em forma de trabalho |
| $\dot{m}$ | Vazão mássica |
| $Cp_{as}$ | Calor específico do ar seco |
| g | Aceleração gravitacional |
| $GI_0$ | Perda de água por evaporação |
| GI | Vazão da água em circulação |
| H | Entalpia específica |
| P | Pressão atmosférica |
| V | Velocidade |
| $W_-$ | Umidade do ar |
| $W_R$ | Umidade relativa |
| $W_S$ | Umidade de saturação |
| z | Cota de referência |

**SUMÁRIO**


**1 INTRODUÇÃO ..... 23**
1.1 OBJETIVO GERAL ..... 25
**1.1.1 Objetivos específicos ..... 25**
**2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA ..... 26**
2.1 RECURSOS HÍDRICOS DISPONÍVEIS ..... 26
**2.1.1 Necessidade de água para a Indústria ..... 26**
**2.1.2 Consumo de água na indústria do petróleo ..... 27**
**2.1.3 Perdas de água por evaporação ..... 29**
**2.1.4 Gerenciamento de água ..... 30**
2.2 SISTEMAS DE RESFRIAMENTO ..... 33
**2.2.1 Torres de Resfriamento ..... 33**
**2.2.2 Torre de ventilação natural ou atmosférica ..... 35**
**2.2.3 Torre de tiragem mecânica ..... 36**
**2.2.4 Torre recheada ..... 36**
2.3 PSICROMETRIA ..... 38
**2.3.1 Diagrama psicrométrico ..... 40**
**2.3.2 Umidificação ..... 41**
**2.3.3 Desumidificação ..... 42**
2.4 FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD) ..... 45
**2.4.1 Definições gerais ..... 45**
**2.4.2 Aplicações em CFD ..... 48**
**2.4.3 Etapas do CFD ..... 49**
2.4.3.1Geometria ..... 52
2.4.3.2Malha ..... 52
2.4.3.3Pré-processamento ..... 54
2.4.3.4Solver ..... 55
2.4.3.5Post ..... 56
**3 ESTADO DA ARTE ..... 57**
**4 METODOLOGIA ..... 61**
4.1 HARDWARE E SOFTWARE ..... 61
4.2 AVALIAÇÃO PRELIMINAR DE ESTRATÉGIAS DE RECUPERAÇÃO / CONDENSAÇÃO DE ÁGUA ..... 62

4.3 BALANÇO DE ENERGIA PARA O AR NA TORRE DE REFRIAMENTO ....64
4.4 DOMÍNIO COMPUTACIONAL ....66
4.5 MALHA NUMÉRICA ....69
4.6 DADOS RELEVANTES DE OPERAÇÃO ....71
4.7 MÉTODOS ANALÍTICOS ....75
**4.7.1 Eficiência de recuperação ....75**
4.7.1.1Taxa de calor removido em processo de resfriamento ....76
4.8 MODELAGEM NUMÉRICA VIA CFD ....77
**5 RESULTADOS E DISCUSSÃO ....78**
5.1 ESTRATÉGIAS DE RECUPERAÇÃO DA ÁGUA ....78
5.2 MODELAGEM DO SISTEMA DE RECUPERAÇÃO ....78
**5.2.1 Malha numérica ....78**
**5.2.2 Simulação numérica computacional aparato de recuperação com um estágio ....86**
5.2.2.1Variação da temperatura ....86
5.2.2.2Variação da Vazão de água ....95
5.2.2.3Variação da Vazão de ar ....101
5.2.2.4Variação da Velocidade de Rotação do Ventilador ....105
**5.2.3 Simulação numérica computacional aparato com três estágios ....109**
5.2.3.1Variação de temperatura ....109
5.2.3.2Variação da Vazão de água ....117
5.2.3.3Variação da Vazão de ar ....121
5.2.3.4Variação da velocidade de rotação do ventilador ....125
**6 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS ....131**
6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS ....132
**REFERÊNCIAS ....133**
**ANEXO A – MANUAL DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO: TORRE DE RESFRIAMENTO ....140**
**ANEXO B – CURVAS DE PERFOMANCE DA TORRE DE RESFRIAMENTO ....141**
**ANEXO C – DADOS ESTRUTURAIS DA TORRE DE RESFRIAMENTO. ....142**
**ANEXO D – PLANTA CIRCULAÇÃO DE ÁGUA ....143**
**ANEXO E – PLANTA DA TORRE DE RESFRIAMENTO ....144**

# 1 INTRODUÇÃO

Diversos são os processos industriais em que é imprescindível a retirada de calor ou carga térmica proveniente de equipamentos e/ou correntes de processo. Para efetuar então a remoção desse calor, de forma geral, emprega-se água como fluido de resfriamento. No entanto, sabe-se que uma grande problemática do setor industrial refere-se a buscar soluções que visem a redução no consumo de água associada à otimização do desempenho e vida útil dos equipamentos envolvidos com seu uso (FABRO e AZZOLINI, 2014). No entanto, a água quente resultante destes resfriadores deverá ser reaproveitada, justificando-se isso em base a fatores econômicos e ambientais, para isto, a água deve passar por outro equipamento que efetue o resfriamento, via de regra, usa-se uma torre de resfriamento (CORTINOVIS e SONG, 2005).

De acordo com Trovati (2005), muitas indústrias utilizam-se basicamente de torres de resfriamento como sistema de arrefecimento. Esses equipamentos podem ser divididos em três tipos: por evaporação em ciclo semi-aberto, com uso de torres úmidas e resfriamento a ar, ou em ciclo fechado, com o uso de torres secas e; resfriamento híbrido. No Brasil predomina o uso das torres úmidas, já que a disponibilidade de água é grande, embora as mais eficientes sejam as híbridas.

A água utilizada no resfriamento do calor excedente em uma indústria pode provir de diversas fontes, como mar, rio, lago ou poço, dependendo da localização da planta industrial. Um dos principais problemas recorrentes dessas indústrias é quanto à disposição do calor da água utilizada nesse resfriamento. Quando este efluente líquido atinge um corpo d'água sua temperatura está acima daquela encontrada no curso receptor, apresentando ameaças severas ao equilíbrio dos ecossistemas aquáticos. Os peixes são os mais afetos nessas circunstâncias devido à diminuição de oxigênio dissolvido, resultado desse aquecimento. A vegetação aquática também é afetada, pois essa alteração compromete seu metabolismo, ocasionando muitas vezes a desnaturação de certas proteínas e prejudicando seu crescimento (MORETTI *et al.*, 2006).

No entanto, nos dias atuais, uma vertente amplamente debatida refere-se a escassez e o aumento dos conflitos pelo uso da água, que constituem a iminente emergência da conservação do efluente e reuso, demonstrando assim a importância da gestão dos recursos hídricos (HESPANHOL, 2008).

Um dos requisitos fundamentais para o funcionamento um sistema de resfriamento da usina refere-se à quantidade de água retirada e consumida, onde a água retirada diz respeito à quantidade total de água retirada da fonte, enquanto que a água consumida representa a quantidade que não é devolvida à fonte. A gestão dos recursos hídricos fundamenta-se na disposição limitada destes, na atualidade.

A água que necessita descartar excedentes de calor em uma refinaria é conduzida e distribuída no topo da torre de resfriamento, constituída de um enchimento interno para melhor espalhar a água. A torre é alimentada com essa água e insuflada com ar ambiente, este em contracorrente ou corrente cruzada com a água. Por meio desse contato líquido-gás, parte da água evapora e ocorre o seu resfriamento. Na torre, a principal contribuição para o resfriamento da água é dada por essa evaporação de parte da água que recircula na torre. A evaporação da água – transferência de massa da fase líquida para a fase gasosa – causa a diminuição da sua temperatura, e é um fenômeno responsável por aproximadamente 80% desse resfriamento. A diferença de temperatura entre o ar e a água é responsável pelos outros 20% do resfriamento (MELLO, 2008).

Nas vazões mais altas de ar e de água, para um determinado limite, ocorre uma convecção mais intensa, elevando os coeficientes globais de transferência de calor e massa. Os aumentos das vazões de ar e água causam um aumento da turbulência, o que favorece a transferência de calor e massa. No entanto, a partir desse limite, o contato entre a água e o ar torna-se ineficiente, podendo ocorrer, por exemplo, excessivo arraste de água pela corrente de ar, dando cifras elevadas às perdas de água no sistema por evaporação. Dessa forma, quando o manancial de água vem de uma lagoa ou de um poço, pode ser estabelecida uma competição pouco recomendável pela prioridade de uso dessa água. Com relação aos poços artesianos, mais que uma reserva de água, essas águas subterrâneas devem ser consideradas como um meio de acelerar o desenvolvimento econômico e social de regiões extremamente carentes do Brasil; sem se levar em consideração a própria confiabilidade da usina, comprometida pela redução de potencial da fonte de água existente.

## 1.1 OBJETIVO GERAL

Desenvolver via modelagem computacional, o estudo da redução do percentual de água evaporada de uma torre de resfriamento do excedente de calor de uma etapa de um processo industrial.

### 1.1.1 Objetivos específicos

a) Modelar a evaporação da água em uma torre de arrefecimento;
b) Simular via Computacional Fluid dynamics-CFD os efeitos das condições operacionais de entrada da torre de arrefecimento sobre a taxa de evaporação de água avaliando-se os parâmetros seguintes: temperatura do ar, vazão de água, vazão de ar e velocidade de rotação do ventilador;
c) Simular via CFD, o efeito de uma malha metálica com um e três estágios, colocada à saída do ar quente e úmido de uma torre de arrefecimento, quantificando-se a sua utilização na eficiência de retenção da água evaporada na torre.

# 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nas próximas seções do Capítulo 2, apresenta-se a fundamentação do referido trabalho de pesquisa. É demonstrada uma fundamentação dos principais tópicos relativos a importância do gerenciamento de recursos hídricos disponíveis, funcionamento de uma torre de resfriamento e fluidodinâmica computacional.

## 2.1 RECURSOS HÍDRICOS DISPONÍVEIS

Nesta seção, serão abordadas as temáticas em relação aos fatores mais relevantes em prol dos recursos hídricos, assim como: necessidade para a Indústria, Consumo, Perdas e Gerenciamento.

### 2.1.1 Necessidade de água para a Indústria

Diversos fatores podem ser listados para verificação da quantidade necessária de água para manutenção das atividades industriais. Esse consumo de água na indústria depende de elementos como: Ramo industrial, atividades desenvolvidas, capacidade de produção, condições climáticas da região, disponibilidade de água, método de produção, período de desenvolvimento da planta industrial, práticas operacionais utilizadas e culturas adotadas pela empresa e comunidade local (MIERZWA, 2002).

Ainda, de acordo com o mesmo autor, independente de se considerar indústrias do mesmo ramo de atividades e mesma capacidade de produção, basta que elas sejam instaladas em regiões distintas ou qualquer outro fator listado anteriormente, que a probabilidade do volume de água necessário para manutenção das atividades da indústria não ser equivalente é extremamente alta.

No que se refere ao reaproveitamento da água é possível verificar diversos projetos de reuso nas plantas industriais, independente do ramo, seja alimentício, automotivo, siderúrgicas, sucroalcooleiro dentre outras. Essa ampliação crescente de técnicas de reuso da água é verificada não só pelos apelos ambientais da atualidade, um fator que acaba alavancando esses projetos, mas também pelo custo inerente da água. Em determinadas regiões, por exemplo, o custo médio do metro cúbico de água pode chegar a valores acima de oito reais, enquanto isso o valor

médio das águas de reuso ficam em torno de quatro reais, no entanto, esse valor pode variar devido ao custo e tipo de tratamento efetuado (HESPANHOL, 2006).

Hespanhol (2006) afirma ainda que as principais formas de reuso dentro do setor industrial referem-se ao uso de efluentes tratados das torres de resfriamento. O reuso da água pode variar de acordo com o seguimento e planta, configurando assim um amplo potencial em relação às possibilidades de reuso.

### 2.1.2 Consumo de água na indústria do petróleo

A partir do disposto anteriormente o acesso à água em quantidade e qualidade suficiente para atender as demandas atuais e futuras do setor industrial é uma das premissas mais importantes para a manutenção da sustentabilidade das atividades industriais de forma geral, abrangendo também a cadeia produtiva do setor de petróleo e gás (CNI, 2013).

A partir disto, sabe-se que o setor de petróleo e gás não é diferente. A água aparece então como um recurso indispensável para o setor, pois possui inúmeros empregos e aplicações nas atividades inerentes da industrial, como exploração, produção e segmentos de *downstream*. Estes usos incluem desde aplicação nas atividades de perfuração como componentes de fluidos de perfuração, geração de vapor, suprimento de água potável para as instalações industriais e administrativas, etc.

A partir do exposto, é possível afirmar que a água é empregada em diversas operações de uma refinaria, no entanto, ela pode ser consumida ou não nessas operações. Evaporações, perdas devido à influência de ventos nas torres de resfriamento e lançamento do vapor gasto na atmosfera, contribuem para um maior consumo de água. Água para refrigeração, drenagem das torres de resfriamento e descarga do vapor condensado são exemplos típicos de água não empregadas diretamente nas operações (BRAILE, 1993).

Dentre os fatores de influência para recirculação da agua, pode-se relacionar diretamente a existência de fontes de suprimento satisfatórias quanto à qualidade, quantidade e preço.

Desta forma, as águas usadas em uma refinaria são, basicamente, para abastecer os seguintes usos:

a) Uso Industrial (águas de processo, águas para o sistema de resfriamento e águas para geração de vapor);
b) Uso doméstico (consumo humano potável e água para saneamento básico).

A principal demanda da água em uma refinaria, de acordo com o mesmo autor, é para água de refrigeração. A este uso, somam-se a água para geração de vapor e a água de processo.

Segundo dados da Petrobras (2003), os principais usos da água e seus percentuais relativos, são:

a) Água de Processo e Serviço – 28%
b) Água Potável – 5%
c) Reposição de Caldeira – 30%
d) Reposição de Torre de Resfriamento – 30%
e) Outros usos – 7%

Sabendo-se que em uma indústria petroquímica os dois sistemas que mais consomem água são o sistema de resfriamento de equipamentos e produção de vapor d'água. O uso da água nas torres de resfriamento constitui-se uma fonte significativa de problemas ambientais, dada a magnitude do volume captado, as perdas por evaporação e o descarte de efluentes.

De acordo com Ferreira (2001), existem basicamente quatro tipos de sistemas de resfriamento disponíveis, são eles: resfriamento em circulação aberta, resfriamento em circulação semi-aberta, resfriamento a ar com circulação fechada e resfriamentos com sistemas híbridos.

Nas refinarias, normalmente adota-se o sistema de resfriamento em circulação semi-aberta, que costuma ser chamado de ciclo fechado pelas características de recirculação de água, apesar de não ser propriamente fechado. Neste sistema, a água, depois de utilizada no condensador, é resfriada por uma corrente ascendente de ar em uma torre de resfriamento conhecida como torre úmida, sendo então recirculada. Uma parte da vazão de água de resfriamento – 1,5 a 2,5% - é perdida nas torres por evaporação, arraste na corrente de ar e purga (descarga de fundo).

Este tipo sistema de resfriamento representa um uso consuntivo de água bastante considerável, pois a maior parte do que é captado evapora, necessitando de uma reposição contínua – água de *make-up*.

De acordo com Viana (2010), uma refinaria da região Sudeste utiliza torre de resfriamento úmida com tiragem mecânica induzida. No entanto, na época em que as refinarias foram construídas não havia escassez de recursos hídricos nestas regiões, como na atualidade. Contudo, com o crescimento da população em áreas próximas as refinarias e com a tendência de um maior rigor da legislação ambiental em relação ao uso de recursos naturais, a utilização de água dos rios regionais se tornou um grande problema econômico e ambiental. Tomando-se o exemplo a referida refinaria, a água circulante é de 45.000 a 50.000 $m^3$/h. Deste total, cerca de 900 a 1000 $m^3$/h (1,5 a 2%) são evaporados nas torres de resfriamento, as quais arrefecem a água do nível de cerca de 42ºC para aproximadamente 25ºC. Uma torre típica apresenta uma vazão de 2875 $m^3$/h, ou seja, 798,6 kg/s onde cerca de 15,972 kg/s de água são perdidos e repostos pela bacia hidrográfica local. Esta quantidade de água seria suficiente para abastecer uma cidade de mais de 250.000 habitantes.

### 2.1.3 Perdas de água por evaporação

A constante preocupação com a idealização de novos conceitos e estratégias que aperfeiçoem a eficiência do uso da água tem sido amplamente debatida nos últimos anos (BESKOW, 2008).

As perdas por evaporação estão sujeitas às leis físicas e dependem da carga térmica (Q), da vazão da água em circulação, do diferencial térmico entre as temperaturas da água na entrada e na saída da torre, das condições meteorológicas e da aproximação ao bulbo úmido, conhecido como *approach* (temperatura de saída da água menos a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente). Os cálculos mostram que predomina a influência do diferencial térmico e das condições meteorológicas, enquanto que o *approach* pouca influência tem. No nosso clima (tropical, sub-tropical, temperado) predomina o resfriamento por evaporação (calor latente), enquanto na Europa e Estados Unidos, durante os meses frios de inverno, uma forte influência do resfriamento pela troca de calor sensível, com diminuição acentuada da perda de água por evaporação durante esse período. A perda de água por evaporação pode ser calculada, no seu valor exato, pela seguinte relação (Equação 1):

$$GI_0 = \frac{GI(t_1 - t_2)}{1000\frac{(h_2 - h_1)}{(x_2 - x_1)} - t_2} \quad (1)$$

Sendo:

$Gl_0$ = Perda de água por evaporação ($m^3$/h ou t/h)

Gl = vazão da água em circulação ($m^3$/h ou t/h)

$t_1$ - $t_2$ = Diferencial térmico entre as temperaturas da água na entrada ($t_1$) e na saída da torre ($t_2$)

$h_2$ - $h_1$ = Diferencial de entalpia do ar, na entrada e na saída da torre de resfriamento (kcal/kg ar seco)

$x_2$ - $x_1$ = Diferencial de conteúdo de vapor do ar úmido (umidade específica ou absoluta), na entrada e na saída da torre de resfriamento (g/kg ar seco)

Segundo Viana (2010), perdas por evaporação em torres de resfriamento pode diminuir por formas: a) Condensação e recuperação da água evaporada presente no ar úmido que sai da torre de resfriamento; b) A água é pré-resfriada em trocadores de calor que utilizam apenas a troca de calor sensível com o ar (torre híbrida).

A primeira solução, a qual ocorre a condensação do vapor e a qual envolve a desumidificação do ar, por meio da condensação do vapor e recolhimento do condensado, que envolve a desumidificação do ar úmido, será a principal finalidade do presente trabalho de pesquisa.

Bastante óbvia, a segunda solução, não necessita do desenvolvimento de novas tecnologias, no entanto por mais energético e eficiente que seja o processo de resfriar a água de serviço, ainda haverá o empego de torre de resfriamento, logo, sempre vai haver perda de água.

### 2.1.4 Gerenciamento de água

Durante muito tempo a água era considerada um recurso natural renovável e inesgotável, no entendo, na atualidade verifica-se uma brusca mudança nesse paradigma. Em diversas regiões, pode-se verificar a escassez desse recurso, onde a escassez é basicamente reflexo de fatores climáticos, crescimento elevado da

concentração populacional e econômica, poluição dos mananciais, ocupação desordenada do solo e outros fatores (FATARELLI *et al.,* 2011). Ao se falar de recursos hídricos, estes podem ser relacionados como a porção de água doce disponível e que tem viabilidade para aplicação de diversas atividades, a um custo acessível. Ou seja, de maneira geral pode-se afirmar que o gerenciamento de recursos hídricos é na verdade a adoção de medidas com o objetivo de minimizar os impactos da ação do homem sobre estes recursos.

No Brasil, as secas são fenômenos frequentes que acarretam graves problemas sociais e econômicos. A exploração de águas subterrâneas tem aumentado significativamente, chegando ao nível de suprir instalações industriais. Contudo, esse tipo de exploração está condicionado a três fatores: quantidade (condutividade hidráulica, coeficiente de armazenamento de terrenos); qualidade (composição de rochas, condições climáticas e renovação das águas); econômico (depende da profundidade do aquífero e das condições de bombeamento).

De acordo com Fatarelli *et al.* (2011), mesmo a água sendo um recurso natural infinito, é necessário lembrar que a porção de água que pode ser aproveitada pelo homem é cada vez mais limitada, devido a sua escassez iminente. Essa limitação crescente pode ser atribuída aos efeitos climáticos e poluição da atualidade. Visto isto, é importante compreender que a melhor maneira de resguardar os recursos hídricos é através do correto gerenciamento dos recursos disponíveis.

Uma vez que, sua disponibilidade é limitada, o que por vezes destoa da aparente abundância na superfície da terra: de acordo com World Resources Institute (2015), as reservas de água doce do mundo caracterizam o volume total disponível de aproximadamente 2,5%. Dentre esses 2,5%, cerca de 14% encontram-se no Brasil.

Atualmente, o gerenciamento de água tornou-se uma das principais problemáticas mundiais, inclusive para o pólo industrial. Sabendo disto, diversas ações integradas que combinam conhecimentos técnicos, administrativos, econômicos, gerenciais e legais passaram a ser adotados para um melhor gerenciamento da água. De acordo com Mierzwa (2002), o gerenciamento da água está diretamente ligado à disponibilidade hídrica da região, as problemáticas de poluição existentes, à legislação ambiental e ultimamente, ao conceito de desenvolvimento sustentável.

A aplicação dos princípios básicos da prevenção da poluição em um esquema de gerenciamento de águas de uma indústria deve obedecer a uma hierarquia de atuação. Ainda segundo Mierzwa (2002), dentre os diversos elementos necessários, são pontos de bastante relevância:

a) A questão da disponibilidade hídrica – possibilita a expansão das atividades existentes ou implantação de novas atividades na região;
b) A questão das atividades industriais desenvolvidas;
c) A questão da legislação ambiental;
d) As técnicas de tratamento da água para uso industrial;
e) As técnicas de tratamento de efluentes industriais;
f) A minimização do lançamento de efluentes: caracterização e reuso;
g) A viabilidade econômica.

Esses fatores viabilizam a melhoria das oportunidades e alteração nos processos produtivos, visando à minimização da quantidade e toxidade dos efluentes gerados no processo produtivo.

A importância de se gerenciar a água em uma refinaria de petróleo reside no fato de que as mesmas encontram-se localizadas próximas aos centros consumidores de seus produtos, trazendo consigo outras indústrias que utilizam seus derivados como matéria-prima, possibilitando o desenvolvimento econômico e social da região, porém causando maior uso dos recursos hídricos locais.

Adicionalmente, tem-se outro fator de grande relevância para a atuação ambiental da indústria de petróleo, que é a crescente consciência ambiental mundial, que começa a pressionar as empresas internacionais a criarem esforços para minimizar seus impactos, independentemente do grau de conscientização da população onde atua.

Visto isto, a utilização de um sistema de resfriamento que reduza, consideravelmente, a perda de água por evaporação, poderá permitir a utilização de águas subterrâneas por uma determinada indústria, mantendo desta forma, as condições desse tipo de manancial fora de condições críticas tanto para a indústria, como para o meio ambiente e para o País. Por outro lado, os custos de implantação da metodologia proposta neste trabalho são irrelevantes em comparação com a

adoção de outras metodologias que utilizam outras técnicas de resfriamento como, por exemplo, *Drycooling* (GOODARZI, 2010; HOZHABR *et al.,* 2014).

## 2.2 SISTEMAS DE RESFRIAMENTO

Nesta seção, serão abordadas as temáticas em relação aos Sistemas de resfriamento, assim como: Torres de Resfriamento, tipos de Torres e Processos relacionados.

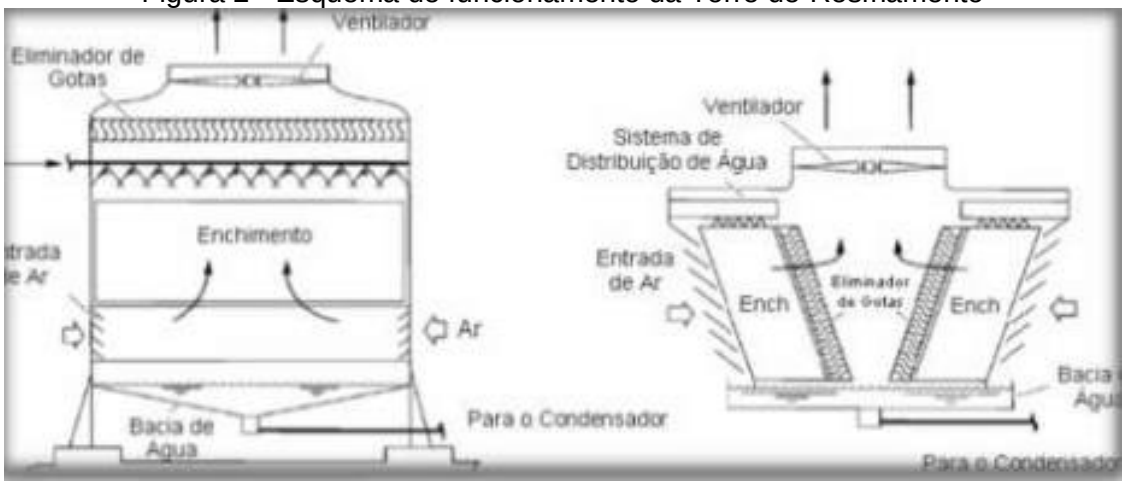
### 2.2.1 Torres de Resfriamento

Decorridos cerca de 90 anos de sua primeira aplicação, as torres de resfriamento (Figura 1) apresentam-se atualmente como um item de suma importância e às vezes até essencial à maioria dos processos industriais, que de um modo ou de outro, apresentam transferências de calor. Só no Brasil, hoje, tem-se quase uma dezena de fabricantes, que atendem aos pedidos que vão desde uma torre de resfriamento de uma refinaria para 120.000 m³/h até os pequenos modelos de 8 m³/h, para pronta entrega. De maneira geral, o funcionado é dado pela representação expressa pela Figura 2. Depreende-se daí a importância efetiva das torres de resfriamento (REIS, SILVEIRA E DOMENI, 2003; OLIVEIRA, 2009).

Figura 1 - Torres de Resfriamento de tiragem natural

Fonte: NRC (2018).

Figura 2 - Esquema de funcionamento da Torre de Resfriamento




Fonte: Castagnoli; Paiva (2014).

De acordo com Sampaio (2013), as torres de arrefecimento, também conhecidas como torres de resfriamento, são equipamentos utilizados com a finalidade de resfriamento de água, onde a água utilizada nessa torre seria aquela oriunda do resfriamento de condensadores de usinas de geração de potência, de instalações de refrigeração, trocadores de calor, etc. Isto é, a água que foi empregada no resfriamento destes equipamentos por transferência de calor torna-se quente. É nesse momento que utilizamos as torres de resfriamento, uma vez que a água quente precisa ser resfriada para assim ser reutilizada para os processos.

Ainda no que refere-se ao funcionamento, uma torre de arrefecimento resfria a água fazendo-a entrar em contato com o ar resultando na evaporação de parte dessa água. Na maioria das torres um ou mais propulsores ou ventiladores centrífugos movimentam o ar verticalmente para cima ou horizontalmente, através delas. Proporciona-se uma grande área superficial de água pela pulverização através de ejetores ou fazendo a água descer a torre de prateleira em prateleira (ou chicanas). Num grande número de aplicações industriais, o calor de processo é removido usando torres de arrefecimento, nas quais a água quente da instalação é continuamente recirculada para ser resfriada usando o princípio do resfriamento evaporativo. O tipo mais comum de torre de arrefecimento é aquele em que a temperatura da água circulante é reduzida colocando-a em contato direto com o ar. Tais torres são chamadas torres de arrefecimento úmidas: o arrefecimento é obtido parcialmente pela evaporação de uma fração da água de circulação e parcialmente pela transferência de calor sensível (FISENKO; BRIN E PETRUCHIK, 2004; BILAL E ZUBAIR, 2006).

Essas torres são equipamentos de operação contínua que utilizam-se de transferência de massa e energia para resfriar a água. Como essas transferências se processam através de superfícies, conclui-se que em uma torre de resfriamento deseja-se sempre a formação máxima de superfícies de água expostas ao ar, o que é conseguido através de: (a) borrifamento - para produzir gotículas; (b) enchimento: criam um filme ou gotas devido ao efeito do respingo.

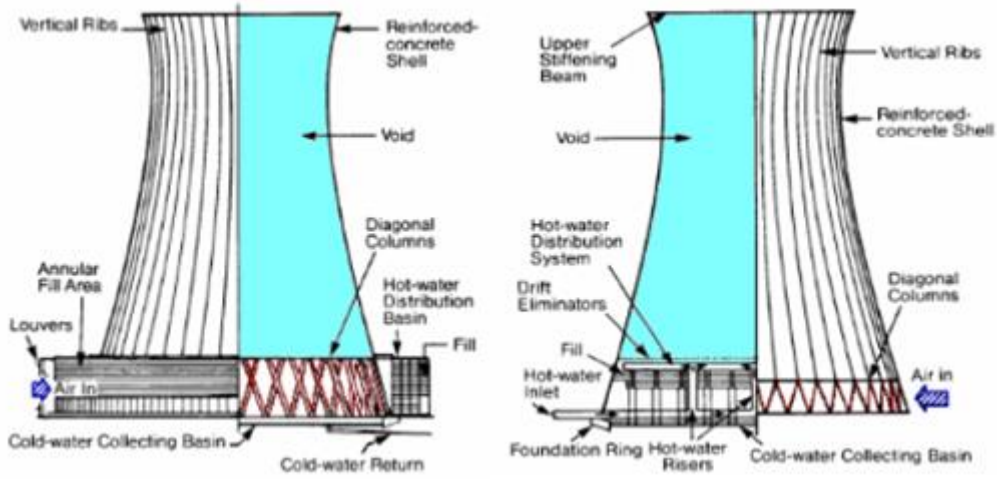
A teoria básica de operação de torres de resfriamento foi primeiro proposto por Walker *et al.* (1923), que desenvolveram as equações básicas para a transferência total de massa e energia e consideram cada processo separadamente. Merkel (1925) combina os coeficientes de transferência de calor sensível e massa num único coeficiente global, baseado no potencial entálpico como força motora. A teoria proposta por Merkel requer algumas hipóteses simplificadoras, que têm sido universalmente adotadas para o cálculo do desempenho de uma torre de arrefecimento.

Visto isso, as torres de resfriamento visam transferir ao ar o calor residual dos processos industriais, evitando inicialmente a poluição térmica e química dos cursos d'água e, em segundo lugar, possibilitando usar a mesma água em um ciclo quase fechado, economizando o líquido, que pode ser convenientemente tratado, a um custo menor.

### 2.2.2 Torre de ventilação natural ou atmosférica

Nesse tipo de torre ocorre o fluxo de ar naturalmente através da torre de resfriamento. Existem dois fatores que são responsáves pela circulação deste ar dentro da torre: a) Quando o ar entra em contato com a água (a qual possui temperatura elevada) dentro da torre faz o ar subir fazendo com que entre ar pela base da torre; b) O processo é acelerado pela velocidade dos ventos na altura da base aumentando sua eficiência. As torres de tiragem natural são de porte maior, na qual pode chegar a 100 metros de diâmetro e a mais de 200 metros de altura. Para construção desse tipo de torre, é necessário locais onde prevaleçam correntes de ventos fortes para que haja eficiência no resfriamento (SAMPAIO, 2013). Na Figura 3, é possível observar um exemplo de torre de ventilação natural com fluxo cruzado e fluxo em contracorrente.

Figura 3 - a)Torre com fluxo de ar cruzado; b) Torre com fluxo de ar em contracorrente




(a)(b)

Fonte: Mulyandasari (2011).

### 2.2.3 Torre de tiragem mecânica

Nas torres de tiragem mecânica a movimentação do ar em seu interior é realizada por ventiladores, podendo ser do tipo tiragem mecânica forçada ou induzida. A torre de tiragem mecânica forçada possui os ventiladores instalados na parte inferior, já o de tiragem induzida possui os ventiladores na parte superior da torre (KRAEMER, 2009). Ainda, segundo Sampaio (2013), essas torres quando comparadas as de tiragem natural, são mais compactas, eficientes, possuem vários modelos, menor altura para bombeamento da água na parte superior da torre, melhor controle de temperatura, não necessita-se a orientação da torre para correntes de ventos dominantes, custo de operação e manutenção mais caros.

### 2.2.4 Torre recheada

O recheio ou enchimento da torre tem como objetivo aumentar a velocidade na dissipação do calor. Ou seja, aumentando o tempo de contato entre o ar e a água, formando uma película fina ou gotas, o que favorece a uma ampla superfície úmida. O recheio deve ser de baixo custo e de fácil instalação, ter pouca resistência a passagem do ar, transmitir bem o calor, favorecer e preservar uma distribuição

uniformede ar e água durante todo tempo de vida da torre. Além de apresentar um material que seja resistente a deterioração.

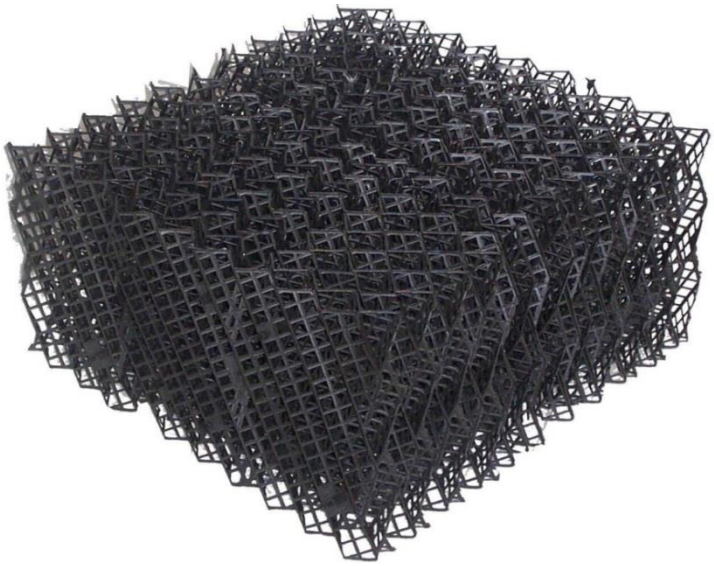
O primeiro tipo de recheio a surgir foi o do tipo respingo (Figura 4), o objetivo desse tipo de recheio é respingar a água de um nível mais alto para o próximo mais baixo, com o ar passando na horizontal (corrente cruzada) ou na direção vertical (contracorrente) (STANFORD III, 2012). A água é exposta ao fluxo de ar de forma constante através da repetição da interrupção da queda de água em pequenas gotículas e distribuindo-se sobre as barras de respingo individuais. Vale ressaltar a diminuição de sua capacidade se não houver a sustentação de correta, pois as barras de respingos devem estar na posição horizontal para que não haja canalização da água e do ar através do enchimento (MARQUES, 2016).

Figura 4 - Enchimento tipo respingo

Fonte: Grupo Hidromar (2019).

Em 1960, foi introduzido o enchimento tipo filme ou colméia (Figura 5), recriando assim, um novo conceito de configuração de torre de resfriamento, seu custo é elevado se comparado ao tipo respingo. A água é dispersada em um filme fino escoando em grandes áreas, ocasionando uma máxima exposição na corrente de ar. Da mesma forma que o tipo respingo, este deve ser corretamente instalado com espaçamento uniforme, para evitar a canalização da água e ar e como consequência diminuir a eficiência da torre no resfriamento (STANFORD III, 2012).

Figura 5 - Recheio tipo filme



Fonte: Mistatic (2019)

## 2.3 PSICROMETRIA

As propriedades termodinâmicas do ar úmido são estudadas pela psicrometria, ciência de fundamental importância projetos de equipamentos de ventilação, condicionamento de ar, aquecimento e de refrigeração (VIANA, 2010). A psicrometria é o ramo da física que relaciona medições das condições do ar atmosférico, principalmente com respeito à mistura de ar seco (aproximadamente 79% de nitrogênio e 21% de oxigênio) e vapor de água (BELL, 2017; JASIULIONIS, 2012). Visto isso, o ar atmosférico se faz presente nas mais diversas utilizações comuns da engenharia.

De acordo com Araújo (2018), a psicrometria é fundamentada no modelo de Dalton para mistura de gases ideais. Um gás ideal configura-se como um composto em que suas moléculas exercem forças desprezíveis entre si e cujos volumes são insignificantes comparados ao volume ocupado pelo gás, Dalton formulou a seguinte lei: “A pressão de uma mistura de gases ideais é igual a soma das pressões que cada componente da mistura exerceria caso existisse sozinho na temperatura e volume da mistura”. Para tanto, a pressão que um gás componente exerceria caso existisse sozinho na temperatura e volume da mistura é conhecida como pressão parcial. Logo, segundo a lei de Dalton, a pressão atmosférica (p) pode ser determinada como sendo a soma das pressões parciais do ar seco (pa) e do vapor d’água (pv), como mostra a Equação (2) a seguir (ÇENGEL e BOLES, 2013):

$$p = p_a + p_v \qquad (2)$$

A psicrometria caracteriza-se então como uma dos ramos de suma importância para compreender melhor torres de resfriamento. A seguir serão apresentadas algumas definições dessa ciência.

Umidade específica (ou absoluta) do ar [W]: A umidade depende apenas da pressão parcial do vapor na mistura, quando a pressão (p) é fixa, W representa a massa de vapor contida em uma unidade de gás isenta de vapor (gás seco) (MCCABE; SMITH; HARRIOT, 2005).

$$W = \frac{M_v \cdot P_a}{M_{a.} \cdot (P - P_a)} \qquad (3)$$

Umidade relativa [$W_R$]: essa propriedade é expressa em porcentagem e representa a relação entre a pressão parcial (Pa) do vapor de água e a sua pressão de vapor (Pva) (MCCABE; SMITH; HARRIOT, 2005).

$$W_R = 100 \cdot \frac{P_a}{P_{va}} \qquad (4)$$

Umidade de saturação [$W_S$]: é quando o vapor do gás está em equilíbrio com o líquido na temperatura do gás. A umidade de saturação é dada pela equação XX.

$$W_S = \frac{M_v \cdot P_{va}}{M_{a.} \cdot (P - P_{va})} \qquad (5)$$

Umidade percentual [$W_P$]: é a razão entre a umidade do ar [W] e a umidade de saturação [Ws].

$$W_P = 100 \cdot \frac{W}{W_S} \qquad (6)$$

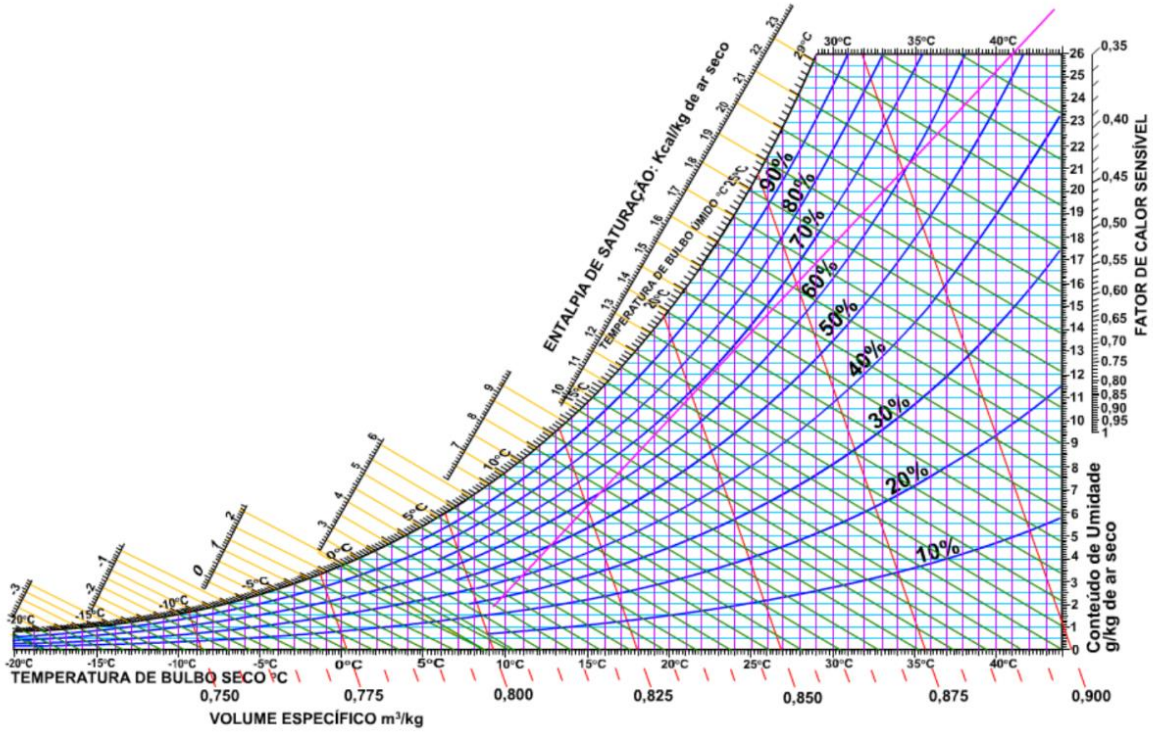
Calor específico do gás úmido: Cs= Cpa +W.Cpv (7)

a) Temperatura de orvalho: é a temperatura em que o vapor de água presente no ar se torna saturada quando ocorre o resfriamento à pressão e umidade constantes.
b) Temperatura de bulbo úmido: essa temperatura indica a saturação do ar e tem fundamental importância em sistemas de resfriamento evaporativo. É a temperatura medida por um termômetro de bulbo úmido.
c) Temperatura de bulbo seco: é a temperatura do ar ambiente medida por meio de um termômetro comum, sem exposição à radiação.
d) Volume específico: é o volume da mistura de vapor de água e ar seco por kg de ar seco.

### 2.3.1 Diagrama psicrométrico

Uma forma de mostrar os parâmetros psicométricos é por meio do Diagrama psicrométrico (Figura 6), nesta as propriedades termodinâmica da mistura do ar seco e vapor de água(que constituem o ar atmosférico) podem ser convenientemente apresentadas na forma de diagramas. Os diagramas psicrométricos são construídos para determinada pressão atmosférica, no entanto existem curvas de correção disponível para outras pressões (JASIULIONIS, 2012).

Figura 6 - Diagrama Psicrométrico




Fonte:Çengel (2017).

O diagrama psicrométrico é formado por diversas linhas indicativas de várias propriedades. Na Figura 6, é possível ver as seguintes propriedades: temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido, entalpia de saturação, umidade absoluta e volume específico. O processo psicrométrico de uma torre de resfriamento pode ser visualizado nesse diagrama, sendo este fundamental para o projeto de torres.

### 2.3.2 Umidificação

No processo de umidificação ocorre o aumento do teor de vapor no ar. Existem várias maneiras para realização da umidificação, como por exemplo por meio de uma cachoeira artificial de água, em que parte da água é evaporadae o vapor é absorvido pelo ar ou por meio da aspersão do vapor de água no ar (VIANA, 2010). Segundo Threlkeld (1970), na umidificação ocorre a passagem do ar úmido por uma câmara, em que há o ganho de umidade e como não existe a adição de energia no ar, o balanço de energia e massa pode ser escrito da seguinte forma:

$$\dot{m}_w h_w = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (8)$$

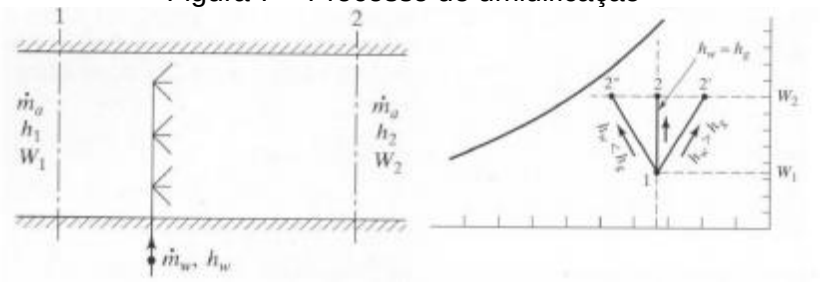
$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (W_2 - W_1) \quad (9)$$

Ao realizar a combinação das Equação 8 e 9, tem-se a Equação 10, que na verdade, apresenta a inclinação e direção da curva de processo na carta psicrométrica e é dependente do vapor de água adicionado no processo.

$$h_w = \frac{(h_2 - h_1)}{(W_2 - W_1)} \quad (10)$$

O processo de umidificação é ilustrado na Figura 7.

Figura 7 – Processo de umidificação




Fonte: Thomas *et al.* (1998).

Na Figura 7 apresenta um processo em que h*w*> h$g$ em um diagrama psicrométrico, isto é, o ar além de aquecido é umidificado. Caso ocorra o processo inverso, h*w*< h$g$, há o resfriamento do ar durante o processo de desumidificação. O h*w* é a entalpia da água inserida para umidificar o ar e $hg$, a entalpia do vapor saturado a uma determinada temperatura (POZZOBON, 2015).

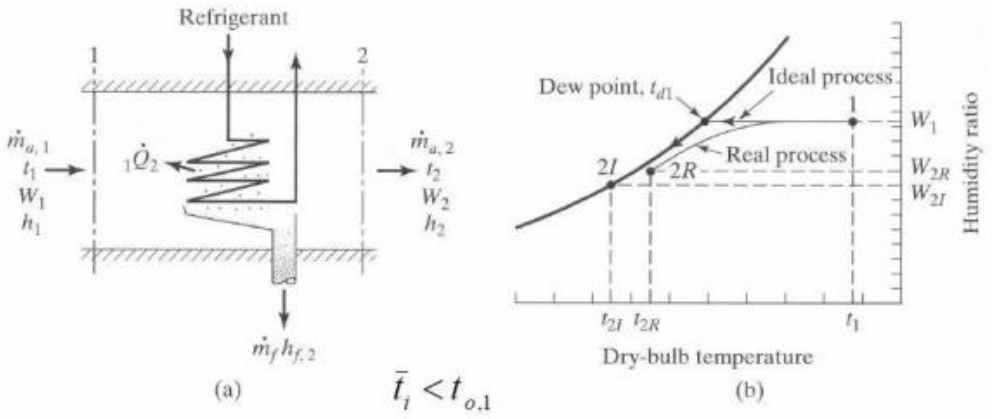
### 2.3.3 Desumidificação

A desumidificação consiste em remover parte do vapor de água do ar úmido. Existem três formas de realizar esse processo: a) Desumidificação por resfriamento; b) Absorção; c) Adsorção (VIANA, 2010).

De acordo com Dossat (2004), um processo típico, em que são aplicados os conceitos de psicrometria, é desumidificação de ar úmido por refrigeração. Nesse

processo ocorre o arrefecimento do ar úmido até que se alcance uma temperatura abaixo da temperatura do ponto de orvalho. A Figura 8 ilustra a desumidificação por meio do ponto 1 (condições iniciais) e 2 (condições finais).

Figura 8 – Processo de resfriamento e desumidificação do ar úmido




Fonte: Kuehn; Threlkeld (1998).

Para um volume de controle pode ser feito um balança de energia e de massa em torno do ar que passa pelo dispositivo de desumidificação. A Equação 11 demonstra o balanço de energia para o volume de controle.

$$_1\dot{Q}_2 + \dot{m}_{a,1} h_1 = \dot{m}_{a,2} h_2 + \dot{m}_f h_{f,2} \quad (11)$$

O ar seco tem massa constante, Equação 12:

$$m_{a,1} = m_{a,2} = m_a \quad (12)$$

Fazendo a substituição da Equação 12 na Equação 11, obtém a Equação 13, o que representa a potência necessária para desumidificar o ar úmido:

$$_1\dot{Q}_2 = \dot{m}_a (h_2 - h_1) + \dot{m}_f h_{f,2} \quad (13)$$

No volume de controle o balanço de energia resulta na Equação 14:

$$\dot{m}_{a,1} W_1 = \dot{m}_{a,2} W_2 + \dot{m}_f \quad (14)$$

Rearranjando a Equação 14 é obtida a vazão mássica de condensado na Equação 15:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a (W_1 - W_2) \quad (15)$$

Realizando a substituição da Equação 15 na Equação 13, tem-se a expressão para a potência necessária para realizar a desumidificação do ar úmido por meio da Equação 16:

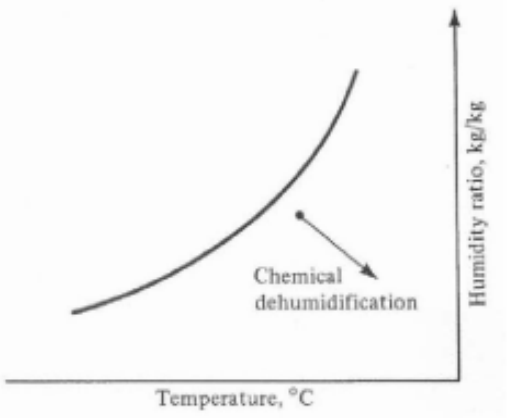
$$_1\dot{Q}_2 = \dot{m}_a (h_2 - h_1) - \dot{m}_a (W_2 - W_1) h_{f,2} \quad (16)$$

Geralmente, a energia representada pelo condensado é pequena, o que pode ser desprezada (Equação 17):

$$_1\dot{Q}_2 = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (17)$$

Segundo Viana (2010), a desumidificação química é representada pela adsorção e absorção, onde uma substância higroscópica absorve ou adsorve o vapor de água. O processo de desumidificação química adiabático é iso-entálpico, em que ocorre a diminuição da umidade absoluta e o aumento da temperatura de bulbo seco. Esse processo é ilustrado na Figura 9.

Figura 9 – Processo de desumidificação química na carta psicrométrica




Fonte: Viana (2010).

O processo de desumidificação química ocorre em regime de batelada, devido à retirada de água substância absorvente ou adsorvente. Desta forma, será aplicado no presente estudo o processo de desumidificação por resfriamento para condensação e recuperação da água evaporada na torre.

## 2.4 FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD)

Nas próximas seções, encontra-se a fundamentação do presente trabalho de pesquisa em torno da fluidodinâmica computacional, e suas principais contribuições acadêmicas.

### 2.4.1 Definições gerais

De acordo com Silva (2016), a fluidodinâmica computacional ou CFD Computacional Fluid Dynamics) permite agregar inúmeras informações sobre determinado problema físico ou equipamento, com menor custo de execução e em um menor espaço de tempo, visto que diminui significativamente o número de protótipos ou experimentos necessários. Além disso, a técnica possibilita ainda a avaliação detalhada do fenômeno, uma vez que permite a simulação de diversos parâmetros.

O atual cenário tecnológico permitiu o aumento substancial na utilização de técnicas de simulação via fluidodinâmica computacional, isso pode ser correlacionado com o avanço na capacidade de processamento dos computadores,

bem como o surgimento de técnicas numéricas modernas, visto que, a complexidade das equações de conservação de quantidade de movimento, energia, massa e outras, tornava, há apenas poucas décadasatrás, inviável a solução de uma série de problemas de engenharia, devido à baixa capacidade computacional (PORCIÚNCULA, 2009).

Segundo Teleken (2012), Potter e Wiggert (2004), esse avanço tornou possível a obtenção de solução de modelos complexos e com poucas simplificações, graças a produção de computadores de alto desempenho – alta capacidade de armazenamento e processamento. Visto isso, os códigos de CFD representam então ferramentas da engenharia, que assim como qualquer outra ferramenta computacional, possuem uma grande velocidade de solução o que proporciona uma alternativa atraente para a solução de problemas (POST, 2013).

De acordo com Cavalcanti (2018), na sociedade contemporânea, os desenvolvedores (engenheiros e projetistas) encarregados de solucionar determinados problemas têm a seu dispor três elementos de análise:

a) Métodos Analíticos;
b) Métodos Experimentais;
c) Métodos Numéricos.

No entanto, todos os métodos são passíveis a erros e/ou de limitações, para tanto temos que:

No que se refere ao método analítico, estes sofrem diversas limitações, atribuídos aos problemas serem desviados do fenômeno físico real com a utilização de hipóteses simplificadoras, como aproximação de geometria complexas para geometrias mais simples. Enquanto que os métodos experimentais retratam a configuração real de problemas, e além de ser a opção mais limitada do ponto de vista financeiro, devido ao seu alto custo, outrossim, em diversos casos, é altamente perigosa, a exemplo os experimentos em reatores nucleares (GONÇALVES, 2007).

Visto isso, pode-se fazer o comparativo entre os métodos mencionados, onde tem-se que, ainda que embora o método experimental possa produzir dados mais confiáveis para análise com testes em protótipos com escala real; sua praticidade e razoabilidade de custos, por outro lado, são habitualmente impeditivos. No que se refere ao método de cálculo teórico, por sua vez, consiste na análise de um modelo matemático do sistema, que habitualmente resulta em um sistema de equações

diferenciais parciais. Apesar de minimizar os custos inerentes ao estudo e eliminar possíveis obstáculos inerentes ao método experimental, a matemática pode, devido à sua própria complexidade, ser uma barreira para uso do método de cálculo teórico em muitos casos de interesse prático (PATANKAR, 1980).

Sarmento (2015) aponta que métodos de simulação também apresentam limitações, dentre elas vale ressaltar o custo computacional, isto é, casos específicos podem requerer um grande tempo de processamento. Além disso, o método pode apresentar erros, uma vez que esses tipos de simulação constam, fundamentalmente, de processos suscetíveis – modelagem, discretização e interação. E estes podem apresentar:

a) Erros no modelo adotado;
b) Erros nos dados do problema (condições de contorno, propriedades dos materiais entre outras físicas do problema.);
c) Erros de descuido (ou fortuito);
d) Erro de arredondamento;
e) Erros de aproximação ou numérico (associado a discretização);
f) Representação de geometrias complexas;
g) Interpretação dos resultados.

Logo, para se estudar um determinado fenômeno físico, é necessário primeiramente modelar a física do problema. Isto é, determinar quais as grandezas físicas que serão atuantes sobre o sistema físico, e como elas o afetam. Elabora-se um modelo, por exemplo, a partir da aplicação dos princípios de conservação adequados ao fenômeno e de equações constitutivas. Dessa forma, os modelos resultantes são expressos por equações que relacionam as grandezas entre si, e frequentemente esses modelos só admitem soluções analíticas se forem feitas simplificações (FORTUNA, 2012).

No que diz respeito as vantagens, é possível listar algumas em relação à utilização do CFD, segundo Tu, Yeoh e Liu (2008):

a) Em determinados casos, no desenvolvimento teórico, muitos termos são desprezados para que a resolução das equações seja viável. É possível resolver as equações diferenciais completas, aplicando algoritmos computacionais, o que torna a análise do escoamento mais próxima da realidade;

b) É mais fácil estudar um dado sistema com inúmeras configurações/parâmetros, o que subentende um custo menor quando compara-se com experimentos laboratoriais;
c) É possível avaliar diversos valores para número adimensionais durante o desenvolvimento do trabalho, o que fornece maior flexibilidade e eficiência nas primeiras etapas do projeto de um sistema de escoamento;
d) A simulação possibilita ainda a obtenção de dados de regiões de difícil acesso para obtenção de resultados experimentais, a exemplo de locais onde ocorreram acidentes nucleares, locais remotos ou geofisicamente impossíveis de chegar.

Em linhas gerais, a fluidodinâmica computacional compreende então a simulação numérica de todos os processos físicos e/ou físico-químicos que são apresentados sem um dado sistema. Para tanto, aplica-se os princípios de conservação - Massa, Quantidade de Movimento e Energia – em função do espaço e do tempo, para obtenção de campos de concentração, velocidades, pressão, temperaturas, propriedades turbulentas e outras. Como dito anteriormente, é necessário ressaltar a importância da compreensão/domínio dos fenômenos de transporte, para que assim os resultados obtidos sejam condizentes com o problema físico real (DECKER, 2003).

Ou seja, a fluidodinâmica computacional demonstra-se como uma metodologia promissora, visto que, apresenta grande viabilidade além de apresentar poucas restrições, propiciando uma completa descrição do processo e de todas as variáveis (CAVALCANTI, 2013).

### 2.4.2 Aplicações em CFD

De acordo com Silva (2009), o CFD é, na atualidade, uma ferramenta de projeto industrial bem estabelecida que auxilia a redução dos tempos de projeto e otimiza diversos processos de engenharia. Além disso, o CFD fornece uma alternativa de custo-benefício e precisão aos testes experimentais aplicados a modelos em escala, com variações entre as simulações sendo realizadas rapidamente.

Ainda de acordo com o mesmo autor, a utilização do CFD não se restringe por áreas, uma vez que é usado por diversos profissionais das mais distintas áreas. Dentre as aplicações típicas, pode-se citar:

a) Indústria de processos: Misturadores, reatores químicos;
b) Construção: Ventilação de edifícios;
c) Saúde e segurança: Investigação dos efeitos do fogo e da fumaça;
d) Indústria automobilística: Modelamento de combustão, aerodinâmica de veículos;
e) Eletrônica: Transferência de calor no interior e ao redor de circuitos eletrônicos;
f) Meio ambiente: Dispersão de poluentes no ar ou na água;
g) Energia: Otimização de processos de combustão;
h) Medicina: Escoamento de sangue através de veias e artérias, etc.

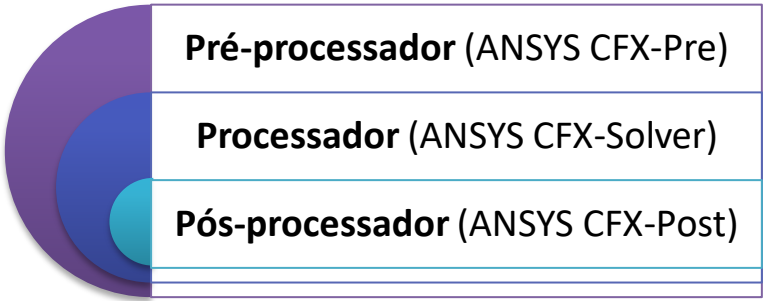
Tendo em consideração os dados expressos anteriormente, é possível relacionar ainda que os métodos computacionais são amplamente utilizados para a predição quantitativa das características de escoamentos (CHAM, 2019), incluindo:

a) Transferência de calor;
b) Transferência de massa (difusão, dissolução);
c) Mudança de fase (fusão, solidificação, ebulição, condensação);
d) Reações químicas (combustão, oxidação);
e) Aspectos mecânicos (movimento de pistões, hélices, palhetas);
f) Tensões e deslocamento de sólidos imersos ou circundantes.

### 2.4.3 Etapas do CFD

Sabendo-se que a técnica descrita - CFD é uma ferramenta computacional para simular o comportamento de um determinado sistema, abrangendo as variáveis físicas e químicas diversas, como: transferência de massa, calor e quantidade de movimento. Os códigos de CFD consistem em três elementos principais, descritos como Pré-processador, processador e pós-processador (Figura 10) (VERSTEEG, MALALASEKERA, 1995).

Figura 10 – Elementos principais do CFD.

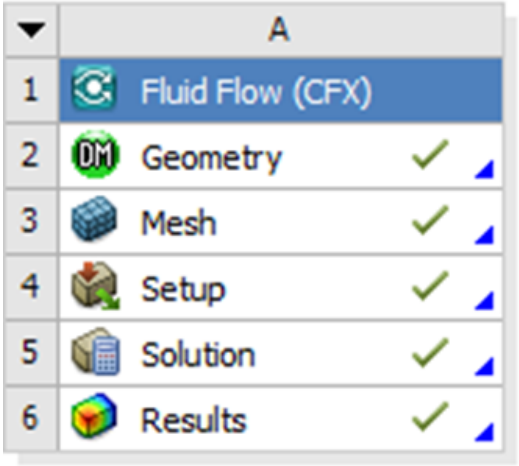



Fonte: A Autora (2019).

De acordo com Bineli (2009), o primeiro elemento, baseia-se na caracterização computacional de um determinado problema físico real por intermédio de uma interface agradável e um ajuste adequado da realidade no plano computacional para que possa ser usado pelo processador. A figura 11 apresenta as etapas percorridas para simulação no ANSYS. Definindo as atividades desse elemento, temos:

a) Definição da geometria da região de interesse: o domínio físico;
b) Geração da malha: subdivisão do domínio em um número de pequenos subdomínios ou volumes finitos que no todo compõem a malha numérica (domíniocomputacional);
c) Seleção do modelo para caracterização dos fenômenos físico-químicos;
d) Definição das propriedades dos fluidos;
e) Especificação das condições de contorno, que coincidem ou fazem fronteira com os limites do domínio espacial.

Figura 11 – Apresentação das etapas percorridas para simulação no ANSYS




Fonte: A Autora (2019).

Ainda pelo mesmo autor, o segundo elementoalinha a técnica de solução numérica implementada nos códigoscomerciais de CFD é a dos volumes finitos. A diferença basica entre as diversas técnicas estão relacionadas com a forma matemática das aproximações e com os processos de discretização das equações diferenciais parciais. Em regram, os métodos numéricos que constituiem a base do solver seguem os passos descritos como:

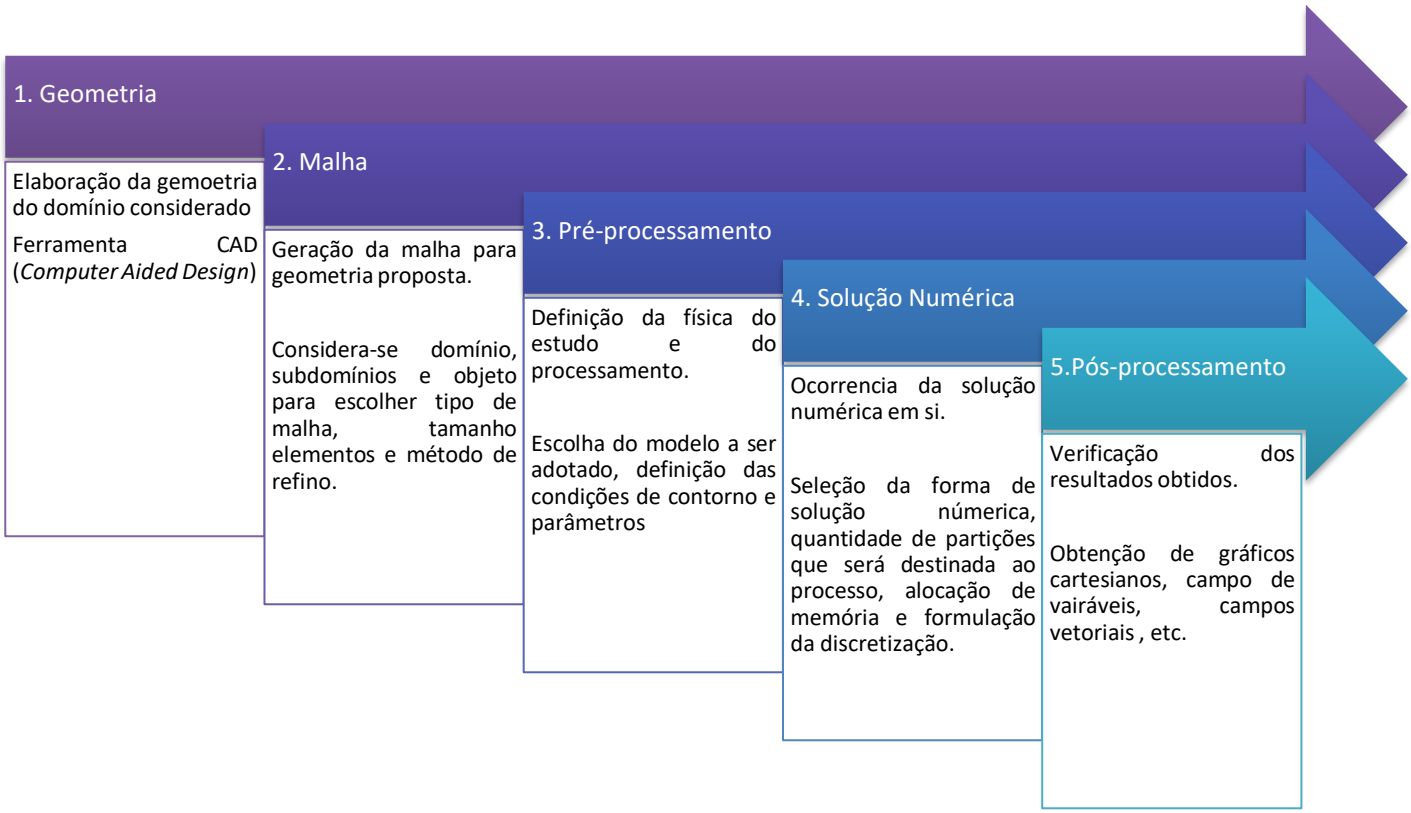
a) Aproximação das variáveis através de métodos de interpolação;
b) Discretização das equações do modelo;
c) Solução das equações algébricas.

Por fim, não menos importante, temos o último elemento. O terceito elemento refere-se as ferramentas para visualização dos resultados numéricos, que compreendem:

a) Visualização da geometria e malha;
b) Gráficos e vetores;
c) Gráficos de contorno (linhas e preenchimento);
d) Trajetórias de partículas e linhas de corrente;
e) Animações.

Esses elementos ainda podem ser subdivididos em 5 etapas, cruciais para a elaboração e visualização da simulação, as etapas estão dispostas de forma ordenada e com a descrição sucinta na Figura 12abaixo.

Figura 12 – Descrição das etapas do processo, simulação em CF




Fonte: A Autora (2019).

### 2.4.3.1 Geometria

Para que a simulação represente fielmente o fenômeno deverá ser formulada uma geometria que represente o dado sistema, possibilitando uma aproximação com o caso real. A solução de problemas pela metodologia CFD deve partir da representação, em escala, do sistema a ser estudado, essa representação é conhecida como geração da geometria. A geometria deve englobar toda a região onde ocorrerá escoamento, determinando assim um volume de controle do sistema (MIGUEZ, 2008).

### 2.4.3.2 Malha

Para realiza a simulação de um processo é necessário proceder à discretização da geometria a ser estudada, pelo método de volumes finitos, que

consiste em um conjunto finito de números com o qual é determinada a distribuição de uma variável dependente em um domínio. Considerando a geometria como o domínio do problema, pode-se compreender cada elemento da malha como uma espécie de subdomínio, onde todas as equações serão resolvidas.

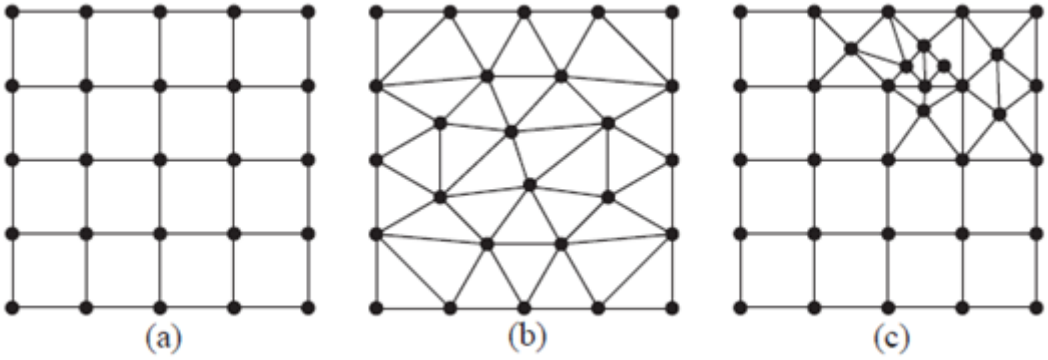
Existem diversas técnicas de discretização, dentre elas as mais utilizadas estão: o Método das Diferenças Finitas (MDF), Método dos Elementos Finitos (MEF) e o Método dos Volumes Finitos (MVF); este último tendo destaque devido a sua larga aplicação em processos que envolvem mecânica dos fluidos e transferência de calor. Sabendo disto, é importante salientar que o Método dos Volumes Finitos consiste em dividir um domínio contínuo em pequenos subdomínios, ou volumes de controle, sem sobreposição. A divisão acontece de modo que exista um destes volumes de controle envolvendo cada ponto da malha, também chamado de nó, com suas faces na distância média entre dois nós adjacentes (PATANKAR, 1980).

Melhor afirmar, o método dos volumes finitos possibilita a conversão de equações diferenciais parciais em sistemas de equações algébricas, sendo essa discretização dada pela geração de malhas estruturadas uniformes ou não uniformes, não estruturadas e híbridas (PATANKAR, 1980; MOURA, 2010; CAVALCANTI, 2013).

De acordo com Vieira (2010), pode-se classificar malhas estruturadas como aquelas que possuem o mesmo número de vizinhos, sendo a malha estruturada formada por elementos de formatos hexaedros, sejam ortogonais ou não tendem a ser mais ordenadas em sua conformação. Essas malhas estruturadas são aquelas em que seus elementos apresentam um determinada lei de construção e mesmo número de vizinhos, em geral, apresentam maior facilidade de geração associada ao alto grau intuitivo dos algoritmos numéricos empregados na solução dos problemas. No que se refere a malha não estruturada, tem-se que essas não obedecem nenhuma lei de construção específicas, apresentam células com números diferentes de vizinhos e seus elementos não se alinham com um determinado sistema de coordenadas, ou seja, apresentam geometrias diversas como: triângulos, tetraedros e prismas. Em geral, é mais aplicada em geometrias com maior complexidade, com presença de curvas e mudanças de direção, devido à variedade de suas células. Enquanto que as malhas híbridas são resultantes da combinação de malhas estruturadas e não estruturadas (MALISKA, 2004; VIEIRA, 2010).

Em outras palavras, as malhas nãoestruturadas são caracterizadas por exibirem uma irregularidade na distribuição dos pontos. Este tipo de malha permite assim a construção de geometrias complexas de maneira mais fácil do que se obteria com malha estruturada. O emprego de domínios com volumes tetraédricos (Figura 13) é útil quando se precisa de uma resposta muito rápida para uma determinada variável, situação normalmente encontrada na indústria (JOAQUIM JUNIOR, 2008).

Figura 13 – Malha estruturada (a), não estruturada (b) e híbrida(c)




Fonte: A Autora (2019).

Vale salientar que a qualidade do resultado de uma situação problema em CFD, está diretamente correlacionada com a quantidade de elementos existentes e como eles estão organizados. Ou seja, a precisão da solução melhora com o aumento do número de elementos da malha. No entanto para malhas mais densas acarreta em um maior custo computacional, que deve ser balanceado com o ‘‘hardware’’ que se encontra disponível (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995).

### 2.4.3.3 Pré-processamento

A etapa do Pré-Processamento consiste em criar condições viáveis para que o *solver* possa resolver o problema físico. Nessa etapa, seleciona-se os modelos físicos que serão utilizados durante a simulação, as propriedades do fluido e as condições de contorno do sistema (a exemplo: planos de simetria, paredes isotérmicas e adiabáticas). Além disso, é nessa etapa que deve-se definir as regiões de entrada e saída, locais para a transferência de calor ou em que haja periodicidade e valores iniciais para resolução do sistema de equações em cada

domínio de controle. Nesta fase, deve-se adicionar todas as considerações relativas ao escoamento, isto é, colocar todas as informações corretas para que a simulação possa acontecer sem erros ou sem gerar resultados não esperados (MALISKA, 2004).

Como foi visto anteriormente, pode-se afirmar de forma sintética o Pré-Processamento nada mais é que a caracterização computacional de um determinado problema físico real por meio de uma interface devidamente ajustada a realidade do plano computacional (BINELI, 2009).

#### 2.4.3.4 Solver

O solver é tido como a etapa principal de um pacote de CFD, isto porque ele encarrega-se de implementar as técnicas numéricas de solução e seus parâmetros para resolver os problemas físicos de modo conveniente (CFD.online.com). Resumidamente, os métodos numéricos que formam a base do solver passam pelos seguintes passos:

a) As equações diferenciais parciais são integradas sobre todos os volumes de controle na região de interesse, ou melhor, ele aplica a lei básica de conservação para cada volume de controle;
b) Estas equações que foram integradas são convertidas em um sistema de equações algébricas para gerar um conjunto de aproximações para os termos nas equações integrais;
c) As equações algébricas são resolvidas iterativamente.

De acordo com Reynol (2018), devido à natureza não-linear destas equações é necessária efetuar uma aproximação iterativa, e conforme a solução se aproxima da solução a qual atende um certo critério de convergência, é denominado de convergida. Para cada iteração, um erro, ou resíduo é atribuído como uma medida da conservação global das propriedades do escoamento.

Ainda de acordo com o mesmo autor, a exatidão do resultado, ou seja, o quanto perto a solução final da solução exata, depende de inúmeros fatores, incluindo o tamanho e o formato dos volumes de controle e do tamanho final dos resíduos. Processos físicos complexos são normalmente modelados usando relações empíricas. As aproximações inerentes a estes modelos também colaboram

para as diferenças entre a solução CFD e o escoamento real.

Desta forma, o solver é encarregado de resolver os problemas do sistema, gerando um arquivo de resultados que é utilizado no pós-processador.

#### 2.4.3.5 Post

Por fim, a última etapa tem como finalidade possibilitar a visualização da geometria e volumes de controle do dito sistema, gerar vetores que indicarão a direção e magnitude do escoamento, assim como visualizar o comportamento a partir da mudança de variáveis escalares (variáveis as quais têm apenas magnitude, sem direção, como a temperatura e pressão) em todo o domínio e obter vídeos de casos transientes (MALISKA, 2004).

# 3 ESTADO DA ARTE

No presente tópico, são expostas algumas das mais recentes contribuições com relação à simulação numérica de torres de resfriamento com objetivo de reduzir o percentual de água evaporada, recuperação de condensado, e condições limitantes com trabalhos que apresentam um alto teor de relevância.

Qureshi e Zubair (2006) estudaram, via modelagem, alguns dos parâmetros de uma torre de resfriamento que terão influência direta em seu desempenho, através do estudo verificou-se uma melhoria comparativa entre a previsão de temperatura de bulbo úmido do ar de saída para o modelo estudado.

Teles (2010) construiu um aparato experimental simulando o funcionando térmico de uma torre de resfriamento. Com o aparato experimental, o presente autor testou placas planas resfriadas em contato com um fluxo ascendente de ar úmido. No entanto, o aparato demonstrou uma pequena capacidade de recuperação de água, sendo necessário estudar outros tipos de superfícies refrigerantes que aumentem o volume de água recuperada.

Beskow *et al.* (2011) modelaram as perdas de água por evaporação e arraste em aspersores de média pressão. Os autores elaboraram um modelo comparativo entre resultados de distribuição de água medidos em ensaios de campo e resultados simulados com os modelos propostos por outros autores como: Yazar (1984), Trimmer (1987), Seginer *et al.* (1991), Tarjuelo *et al.* (2000) e Playán *et al.* (2005) e verificando a classificação dos diferentes modelos em relação ao desempenho como: Péssimo, sofrível, bom e muito bom, e possibilitando a verificar que a aplicação de modelos empíricos deve ser limitada às condições operacionais (diâmetro de bocal, pressão de operação, etc.) similares àquelas em que os modelos foram desenvolvidos.

Já em 2011, Czubinski avaliou a influência de ranhuras em placas de cobre eletrolítico e de alumínio, refrigeradas por serpentinas de água fria, em relação à condensação de vapor. Em 2013, o mesmo autor também estudou modelos matemáticos de condensação em placa fria, os quais validaram os dados experimentais. Verificou-se então nesse trabalho que os resultados de recuperação em placas com presença de ranhuras foram melhores do que os com placas planas.

Lejon (2013) investigou diferentes modelos matemáticos incluídos nos solvers ANSYS CFX e FLUENT para simulação da condensação de vapor. Segundo Leon

(2013), os modelos com maior capacidade de simular a condensação de vapor em um escoamento multicomponente (ar seco e vapor) seriam: o Wall Condensation Model, incluso no ANSYS CFX, o Eulerian Multiphase Model e o Mixture Multiphase Model, inclusos no FLUENT.

Ainda sobre estudos de recuperação de água, em 2014 Costa e colaboradores estudaram experimentalmente três estruturas: a primeira contendo apenas tubos de cobre refrigerados com água, a segunda composta de tubos e meio poroso, e a terceira composta por tubos aletados e meio poroso. Os resultados obtidos demonstraram que, nas condições em que foram testadas, a estrutura de tubos aletados com meio poroso apresentou capacidade de recuperar até 35 % do vapor de água contido no ar úmido.

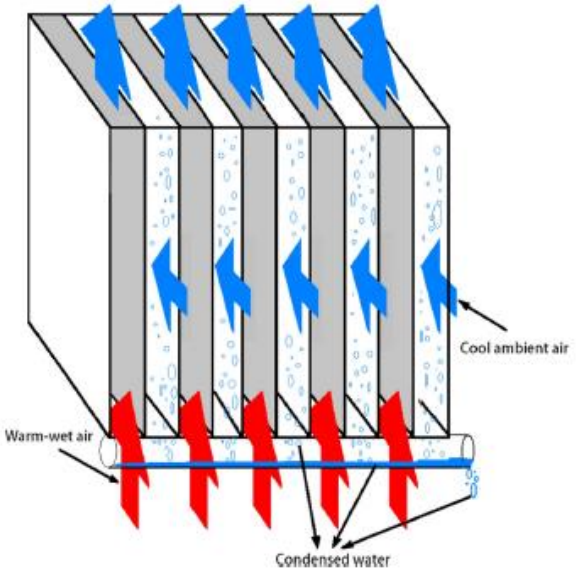
Barak, Fraña e Stiller (2014) contribuíram com o estudo de condensação do ar úmido no trocador de calor utilizando CFD. Tais autores indicam em seu trabalho a análise de diferentes modelos e softwares para este estudo.

Garvin (2014) elaborou um estudo com objetivo de alcançar aquecimento e resfriamento termoelétricos de alta eficiência com trocadores de calor, onde analisou o desempenho e limitações frente aos módulos termoelétricos, assim como meios eficazes para otimizar o processo.

Pakar e Shinde (2015) avaliaram o desempenho de um condensador de Peltier movido a energia solar com o objetivo de extrair água do ar ambiente. Demonstrando então uma alternativa frente a problemática da escassez dos recursos hídricos e como a técnica possibilitaria produtividade máxima e mínima.

Deziani *et al*. (2015), por sua vez, demonstraram resultados bastante promissores, com uma redução da perda evaporativa em torres de resfriamento de até 35% em experimentos de bancada, onde foi inserido um trocador de calor ar-ar a placas, localizado abaixo do ventilador, aproveitando-se de um ar ambiente frio (a partir de 3,4ºC) como mostra a Figura 14:

Figura 14 – Trocador de calor ar-ar a corrente cruzada




Fonte: Deziani *et al*. (2015)

Pozzobon (2015) realizou um estudo de recuperação de água em torres de resfriamento por meio de estruturas de condensação porosas, o mesmo aplicou duas estruturas para promover a condensação, onde a primeira delas era constituida por um conjunto de tubos de cobre aletados em contato com um meio poroso, enquanto que a segunda era semelhante, porém, sem as aletas. Tal estudo apontou um capacidade de cerca de 9,36% de recuperação da água perdida pela torre de resfriamento.

Araújo (2018) estudou uma metodologia para análise de uma tecnologia que tivesse como base o efeito Peltier com a finalidade de condensar vapor d'água do ar atmosférico, para isto, estudou a condensaçao através de simulações numéricas, considerando diferentes condições climáticas, e utilizando o *software* ANSYS CFX para calcular a vazão do condensado e a taxa de transferencia de calor através de uma superfície resfriada por pastilhas Peltier. De acordo com os resultados das simulações numéricas obtidos pelo autor, caso as operações aconteçam com as condições simuladas a vazão de condensado será de até 3,89 L/dia, a depender das condições climáticas do momento. E a eficiência do sistema, de acordo om os resultados obtidos, alcançou o valor máximo de 2,81 kg/kWh sob as condições climáticas consideradas. Segundo o autor, o resultado indica que o sistema analisado é comparável a desumidificadores comerciais, que comumente apresentam eficiência da ordem de 3 a 4 kg/kWh.

Yoon e Corradini (2018) desenvolveram uma modelagem, via CFD, de condensação de vapor no sentido do filme com gás não condensável com condição de contorno modificada. Para tanto, o modelo de condensação foi baseado na difusão das espécies com as seguintes premissas: mistura binária de vapor e ar, interface de condensação plana e restistência térmica desprezível frente a camada de condensado.

Seedighi e Bazargan (2019) efetuaram uma análise, via CFD, da dispersão de poluentes de torres de resfriamento com diversas configurações na região inferior da camada limite atmosférica. Os autores verificaram então a influência dos arranjos, altitudes e distancia dos pontos em relação ao teor de poluentes.

Paz *et al.* (2019) *prop*useram em seu estudo uma nova metodologia para simulações CFD de evaporadores compactos em sistemas de ORC (*organic Rankine cycle)* automotivos. A proposta avaliou as limitações dos cálculos de CFD multifásicos, possibilitando assim a estimativa de fluxo de calor da parede, queda de pressão, desempenho, propriedades termodinâmicas e evaporativa.

# 4 METODOLOGIA

O Capítulo 4 abordará a descrição da metodologia aplicada na simulação de recuperação de água descrita nessa pesquisa, assim como as condições e parâmetros utilizados. Inicialmente, é apresentado o esquema da torre de resfriamento e os dados relevantes de operação. Em seguida, demonstra-se a conformação do domínio geométrico, construção da malha numérica, as configurações da simulação e as condições iniciais e de contorno utilizados no processo de simulação numérica.

## 4.1 HARDWARE E SOFTWARE

Para realização da simulação foram utilizados dois computadores, de configuração:

Máquina 1: AOC – i7-3770k

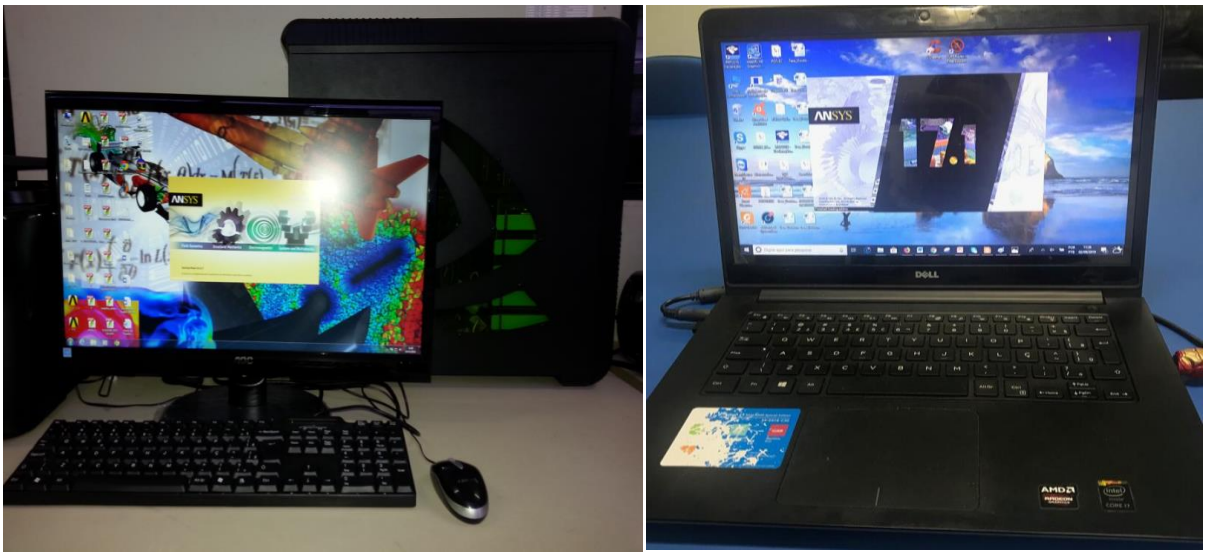
a) Sistema Operacional Windows® – 7 Professional;
b) Processador Intel® Core™ i7 – 3770k;
c) Memória RAM 8GB;
d) HD de 1TB;
e) Placa de Vídeo GTX 560 TI.

Máquina 2 : Dell Inspirion 14 – i14-5448-c30

a) Sistema Operacional Windows® 10 (64bits);
b) Processador Intel® inside Core™ i7 – 5500U;
c) Memória RAM 8GB;
d) HD de 1TB +8GB SSD;
e) Placa de Vídeo AMD Radeon R7 M265.

As máquinas utilizadas para simulação do referido processo estão ilustradas na figura 15 seguinte:

Figura 15 – Máquinas utilizadas na simulação numérica



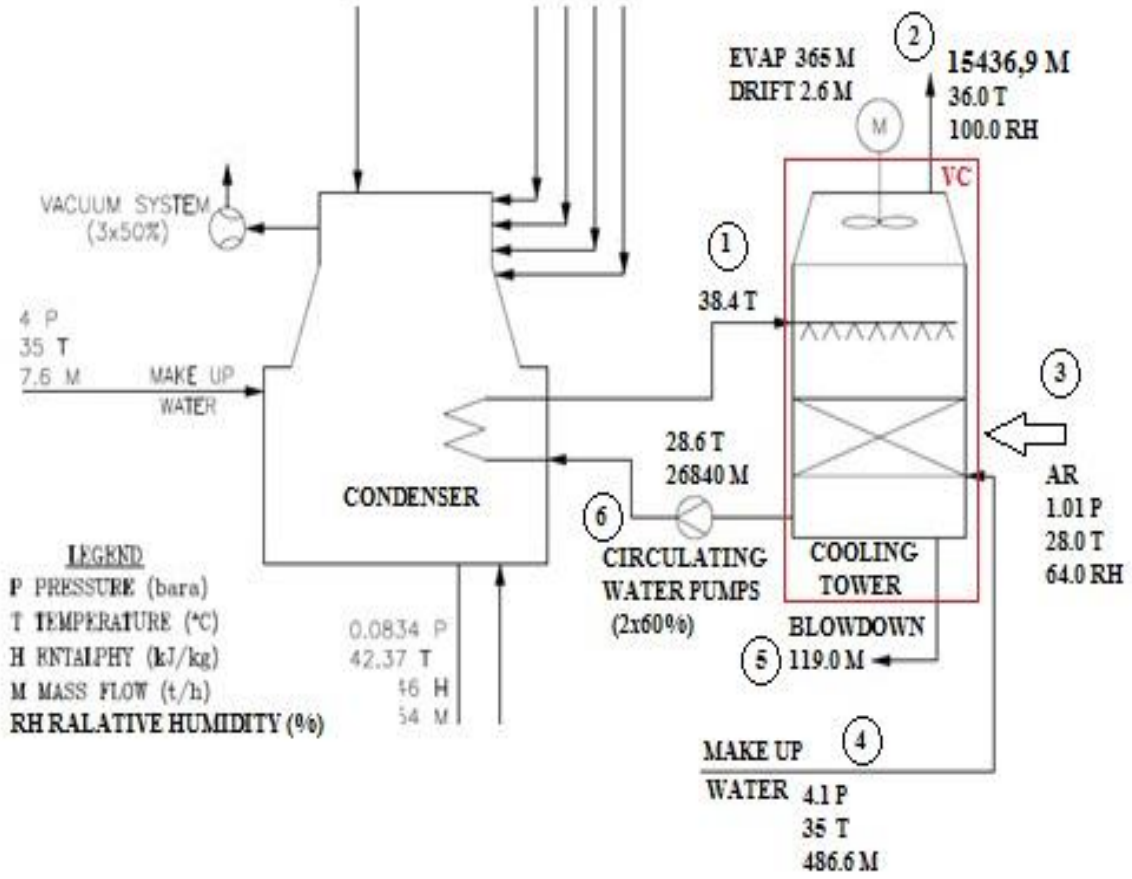

Fonte: A Autora (2019).

O software de fluidodinâmica computacional utilizado nas simulações numéricas conduzidas neste trabalho foi o CFX - ANSYS©17.0.

## 4.2 AVALIAÇÃO PRELIMINAR DE ESTRATÉGIAS DE RECUPERAÇÃO/CONDENSAÇÃO DE ÁGUA

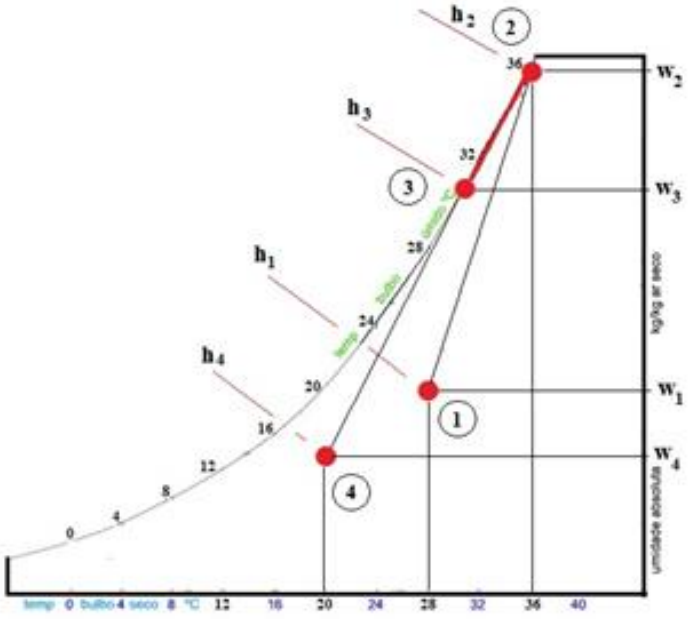
Para avaliar de forma preliminar a estratégia para a recuperação/condensação da água perdida por evaporação e arraste da torre de resfriamento, utilizou-se dados coletados em uma Usina Termelétrica situada na região Nordeste, e a partir de então formulou-se um volume de controle para a análise energética da torre (Figura 16). Para isto, no entanto, foi efetuado um esboço de uma carta psicrométrica (Figura 17) com as diferentes situações em uma torre de arrefecimento, o qual permitirá um melhor entendimento das situações existentes e propostas ao longo do trabalho.

Figura 16 – Volume de controle para a análise energética da torre de resfriamento da Usina Termelétrica




Fonte: A Autora (2019).

Figura 17 – Esboço de diferentes condições operacionais (i) para uma torre de resfriamento da UTE sinalizando formas para estimativas de entalpias ($h_i$) e umidades específicas ($w_i$) nas respectivas temperaturas




Fonte: A Autora (2019).

Sendo, as condições psicrométricas do ar de entrada e saída da torre de arrefecimento da UTE podem ser identificadas na Figura 17 pelos pontos marcados em vermelho. No ponto 1 o ar entra na torre a uma temperatura de bulbo seco de 28ºC e umidade relativa de 64%. O ar sai da torre 36ºC e 100% de umidade relativa, conforme o ponto 2.

Para atingir essa condição 2 partindo-se do ponto 1, o ar úmido recebe energia ($h_2$-$h_1$) /(kg de ar seco) da água que chega à Torre. Este ar deixa a Torre saturado com um aumento de umidade específica de ($w_2$-$w_1$) vapor d'água/kg ar seco.

Entre 36ºC e 30ºC, utilizando-se uma estratégia para trazer as condições psicrométricas do ar do ponto 2 para o ponto 3, respectivamente, promove-se uma desumidificação dessa corrente de ar. A condensação de água que ocorre com essa perda de umidade equivale a quantidade de kg vapor d'água/kg ar seco ($w_2$-$w_3$), ou seja, verifica-se a taxa de recupera-se por condensação da água evaporada.

## 4.3 BALANÇO DE ENERGIA PARA O AR NA TORRE DE REFRIAMENTO

Ainda no que diz respeito a realização das análises preliminares, e de acordo com o volume de controle adotado, apresentado anteriormente pela Figura 15. Neste volume de controle (VC), engloba-se todo o ar na torre e faz-se fronteira com toda a água líquida. Pretende-se com ele encontrar o quanto de energia o ar recebe da água na operação dessa torre.

Aplicando-se a lei da conservação de energia sobre o volume de controle, têm-se:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum_E \dot{m}_E \left( h_E + \frac{V_E^2}{2} + g z_E \right) - \sum_S \dot{m}_S \left( h_S + \frac{V_S^2}{2} + g z_S \right) \qquad (18)$$

Em que:

$\dot{Q}$ - Taxa temporal de transferência de energia em forma de calor, kJ/s

$\dot{W}$ - Taxa temporal de transferência de energia em forma de trabalho, kJ/s

$\dot{m}$ - Vazão mássica, kg/s

h – Entalpia específica, kJ/kg

V – Velocidade, m/s

z – Cota de referência, m

g – aceleração gravitacional, m/s$^2$

$_{VC,\ E,\ S}$ – Subscritos que representam volume de controle, entrada e saída, respectivamente.

Nesta análise energética o sistema é considerado operando em regime permanente. Nenhum equipamento entrega trabalho ao fluido dentro do volume de controle e as variações de energias cinéticas e potencial são desprezadas por já se ter conhecimento, da literatura (ÇENGEL, 2013), de que suas contribuições são muito menores que as das entalpias. Logo, simplificando a equação com estas informações, a Equação 19 transforma-se em:

$$\dot{Q}_{VC} = \sum_{S} \dot{m}_S (h_S) - \sum_{E} \dot{m}_E (h_E) \tag{19}$$

Dessa forma, a Equação 19 aplicada aos fluxos de ar através do volume de controle:

$$\dot{Q}_{VC} = \dot{m}_{as,2} (h_2) - \dot{m}_{as,3} (h_3) \tag{20}$$

Onde o subscrito as significa ar seco. Os fluxos de ar seco são considerados pois a entalpia da mistura, como já mostrado no esboço da carta psicrométrica, é dada em kJ/(kg de ar seco).

Como $\dot{m}_{as,3} = \dot{m}_{as,2} = \dot{m}_{as}$ , a Equação (20) transforma-se em:

$$\frac{\dot{Q}_{VC}}{\dot{m}_{as}} = Cp_a \cdot T_2 + w_2 \cdot (2500 + 1{,}88 \cdot T_2) - Cp_a \cdot T_3 + w_3 \cdot (2500 + 1{,}88 \cdot T_3) \tag{21}$$

Em que:

$h_{ar} = Cp_{as} T_{BS} + w(2500 + 1{,}88 \cdot T_{BS})$, kJ/kg ar seco

$Cp_{as}$ - Calor específico do ar seco, kJ/(kg·K)

$T_{BS}$ - Temperatura de bulbo seco, ºC

$T_3, T_2$ - Temperaturas de bulbo seco nos pontos de Entrada e Saída do VC, ºC

$w_3, w_2$ - Umidades absolutas as entrada e saída do VC em kg de água/ kg de ar seco

## 4.4 DOMÍNIO COMPUTACIONAL

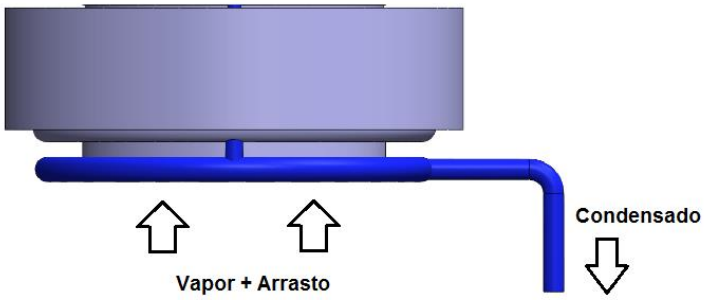
Nesta etapa, efetuou-se a criação do volume de controle estudado, para tanto foi utilizado o SPACECLAIM™ do pacote comercial de CFD da ANSYS.

Gerou-se um volume de controle do sistema estudado, que também pode ser chamado de geometria devido a sua similaridade com a configuração real do equipamento e acessórios físicos envolvidos, sendo assim foi construído um tanque do tipo *flash* para verificar o arraste de água, Figura 18. Para isto, adicionou-se um coletor (um estágio ou três estágios), Figura 19. Tendo m volume de controle contendo a geometria em adição ao coletor, e Figura 20, para que seja possível verificar a eficácia de recuperação de água evaporada deste sistema. Já as figuras 21 e 22 demonstram a representação geométrica dos coletores de água.

Figura 18 – Representação tanque *flash* para simular as condições da torre de resfriamento

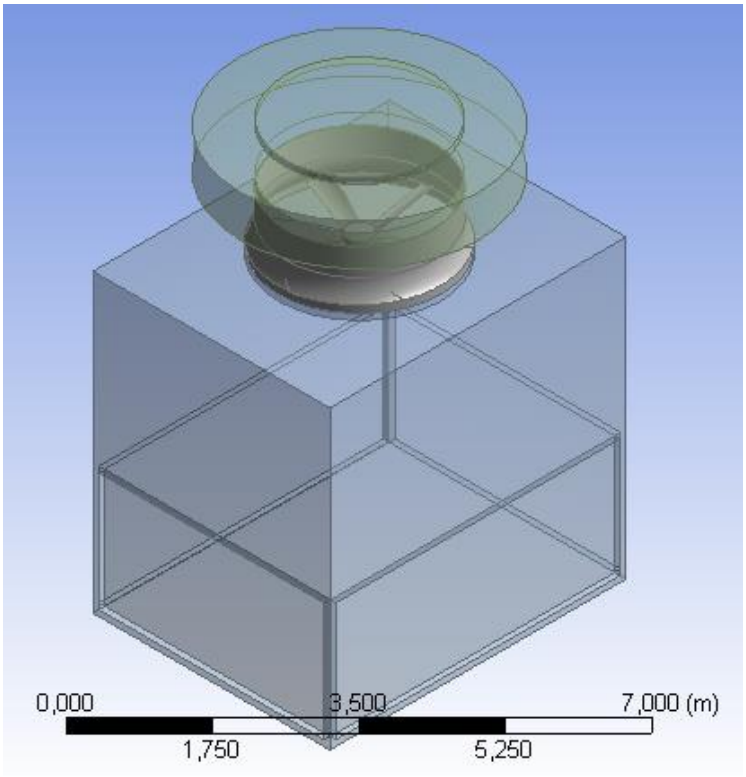
Fonte: A Autora (2019).

Figura 19 – Estrutura elaborada para recuperação da água evaporada



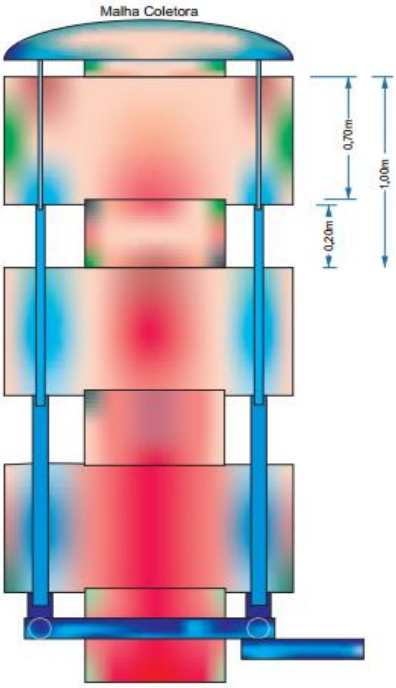

Fonte: A Autora (2019).

Figura 20– Representação Geométrica do coletor com apenas um estágio



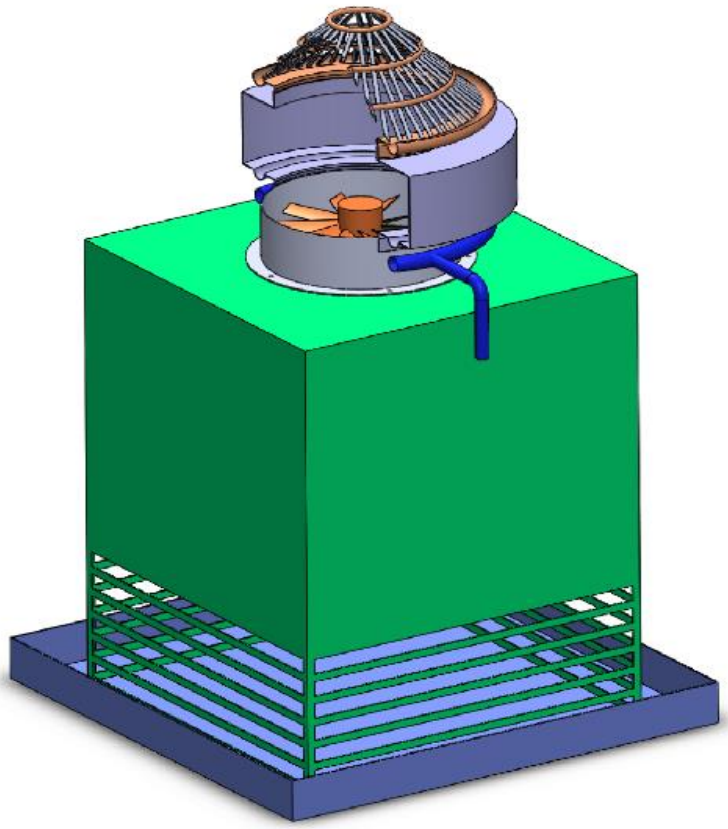

Fonte: A Autora (2019).

Figura 21– Representação dos coletores de Água de Assaste *Flash-Mesh* com 3 estágios




Fonte: A Autora (2019).

Figura 22 - Representação da estrutura com o coletor de um estágio



Fonte: A Autora (2019).

## 4.5 MALHA NUMÉRICA

A geometria do tanque *flash* e coletores foi dividido em elementos, volumes de controle, onde são aplicadas as equações de transporte em cada um deles. Vale ressaltar a importância da malha numérica frente aos resultados obtidos, uma vez que a precisão da solução depende diretamente do refino da malha numérica. No entanto, segundo Cavalcanti (2018) o refino da malha aumenta o número de elementos, aumentando também o esforço computacional. Logo, busca-se determinar uma malha que apresente uma dada qualidade dos resultados aliada a um menor custo computacional.

Desta forma, foram elaboradas três malhas computacionais: malha_1, malha_2 e malha_3. As três malhas foram testadas com relação a alguns parâmetros definidos pela literatura, tais como: *Skewness, Element Quality e Orthogonal Quality*, onde para cada um deles é reportado um valor mínimo (Min), médio (Méd), máximo (Máx.) e o seu desvio padrão (DP) (ANSYS Inc, 2009). Os

testes possibilitam uma análise prévia, rápida e simples para garantir uma qualidade prévia da malha.

De acordo com o mesmo autor, o *elemento quality* determina um fator de qualidade para cada elemento, podendo variar entre 0 e 1. O valor 1 significa um cubo perfeito ou um quadrado, enquanto que o valor 0 indica que o elemento tem um volume zero ou negativo. Enquanto que o *sckewness* indica o quão perto do ideal uma face ou célula de uma malha está, tendo variações de 0 a 1, onde valor 0 indica uma célula equilátera, isto é, de melhor qualidade, e o valor 1 indica uma célula altamente assimétrica, ou seja, célula de pior qualidade.

Então, para tanto foi realizado um teste de malha, onde foram verificadas as três malhas construídas para cada aparato de recuperação de condensado. Ao final do teste, a melhor malha para desenvolvimento do trabalho foi representada na Tabela 1 e 2 como aquela intermediária (Malha_2) de cada sistema.

Tabela 1 – Parâmetros para criação das Malhas do sistema

| Parâmetros | Malha_1 | Malha_2 | Malha_3 |
|---|---|---|---|
| Nº de Elementos | 464.813 | 586.355 | 886.777 |
| Nº de Nós | 86.800 | 109.984 | 165.908 |
| Aspect Radio Min. | 1,1637 | 1,1579 | 1,1583 |
| Aspect Radio Máx. | 53,596 | 38,362 | 38,231 |
| Element Quality Min. | $2{,}7447 \times 10^{-2}$ | $4{,}8173 \times 10^{-2}$ | $4{,}8207 \times 10^{-2}$ |
| Element Quality Máx. | 0,99995 | 1,00000 | 1,00000 |
| Skewness Min. | $8{,}2773 \times 10^{-5}$ | $1{,}6045 \times 10^{-6}$ | $5{,}2464 \times 10^{-6}$ |
| Skewness Máx. | 0,97723 | 0,96415 | 0,96854 |
| Orthogonality Min. | $3{,}6596 \times 10^{-2}$ | $5{,}1657 \times 10^{-2}$ | $5{,}1729 \times 10^{-2}$ |
| Orthogonality Máx. | 0,99587 | 0,99545 | 0,99699 |

Fonte: A Autora (2019).

Ao realizar o teste de malhas, adotou-se a malha 2 como ideal para realização das simulações apresentadas no trabalho.

## 4.6 DADOS RELEVANTES DE OPERAÇÃO

Para desenvolver uma simulação computacional, é essencial especificar algumas informações acerca do processo e da forma como este será tratado, resolvido e analisado. Logo, o modelo matemático e as propriedades dos fluidos propostos no desenvolvimento desta pesquisa apresentam as características obtidas em Manuais de operação.

Ou seja, os Dados utilizados nas simulações foram obtidos no Manual Geral da Torre fornecido pela Usina Termoelétrica, conforme anexo, e confirmados com recente teste de performance da torre na Usina em questão. Outras informações relevantes para a simulação é a não existência sensor de vazão de água no local, logo também não existe controle da mesma. O sistema de circulação de água opera com duas bombas iguais em paralelo de funcionamento *on/off*. Quando a carga térmica é reduzida, desliga-se uma das bombas.

Tabela 2 – Dados da água na Torre de Resfriamento

| Dados da Água | |
|---|---|
| Temperatura de Entrada | 38,6°C |
| Temperatura de Saída | 28,6°C |
| Vazão de Água/Célula | 4366 m³/h |
| Temperatura de Bulbo Úmido | 22,6°C |

Fonte: A Autora (2019).

Nota: Dados extraídos do Manual Geral da Torre.

Tabela 3 – Dados do Ar na Torre de Resfriamento.

| Dados do Ar | |
|---|---|
| Vazão de Ar | 685,45 $Nm^3/s$ (M.V.) |
| **Ar de Entrada** | |
| Temperatura | 28ºC |
| Umidade | 64% |
| Pressão | Atmosférica |
| **Ar de Saída** | |
| Temperatura | 36ºC |
| Umidade | 100% |
| Pressão | - (Entrada+19,03 $mmH_20$) (M.V.) |

Fonte: A Autora (2019).

Nota: Dados extraídos do Manual Geral do Ventilador.

Tabela 4 – Dados do Balanço de Massa

| Dados do Balanço de Massa na Torre | |
|---|---|
| Blowdown | 119 ton/h |
| Evaporação | 365 ton/h |
| Arraste | 2,6 ton/h |
| Make-UP | 486,6 ton/h |

Fonte: A Autora (2019).

Outros dados importantes a serem estudados durante a simulação em CFD é em relação ao *Blowdown*, que é a água descartada para evitar acúmulo de sais, onde é feito na planta de forma ininterrupta através de uma válvula aberta permitindo a vazão de 119 ton/h de água.

O *Make-Up* é feito de forma intermitente, sendo acionado apenas por sensores de nível quando o volume da bacia de água fria chega a um nível crítico. A água de *Make-up* não tem controle de temperatura e é armazenada em tanques depois de ter passado por tratamento.

Tabela 5 – Dados estruturais do Ventilador

| Dados Estruturais | |
|---|---|
| Corte transversal de uma Célula | 16x16 metros |
| Altura da entrada de ar | 4,8 metros acima da base |
| Altura do Cilindro do Ventilador | 2,44 metros |
| Altura total a partir da base | 13,39 metros |
| Diâmetro do Cilindro do Ventilador | 10,36 metros |

Fonte: A Autora (2019).

Nota: Dados extraídos do Manual Geral do Ventilador.

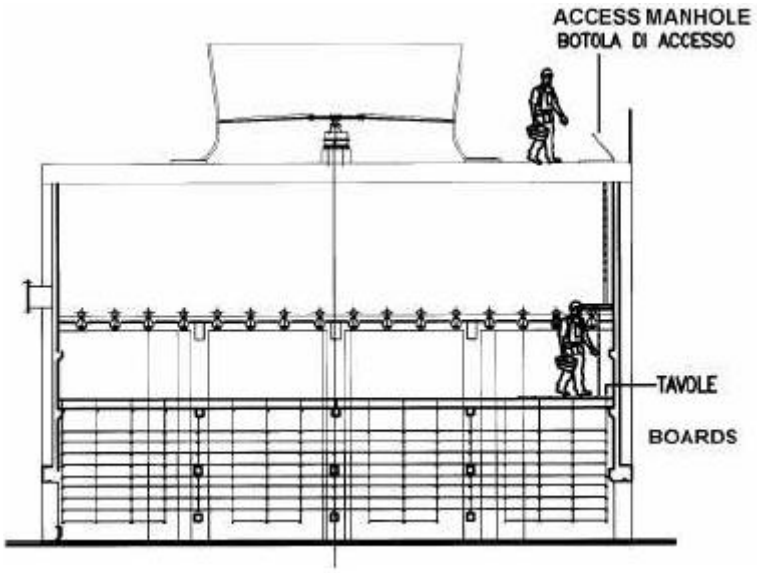
Tabela 6 – Dados Dinâmicos do Ventilador

| Dados Dinâmicos | |
|---|---|
| Número de Pás do Ventilador | 8 |
| rpm | 79,9 |
| Velocidade da Ponta da Lamina | 43,3 m/s |
| Ângulo de Ataque das pás | 12,1 graus |
| Densidade do Ar de Entrada | 1,10 kg/m³ |
| Potência Garantida | 156,20 kW |
| Eficiência total | 81,9% |

Fonte: A Autora (2019).

Nota: Dados extraídos do Manual Geral do Ventilador.

Figura 23 **–** Figura ilustrativa da dimensão da Torre de Resfriamento




Fonte: Manual Geral da Torre (2000).

Figura 24 – Torres de Resfriamento UTE

Fonte: A Autora (2019).

## 4.7 MÉTODOS ANALÍTICOS

Nas próximas seções, encontram-se apresentadas as principais características dos equipamentos, metodologias aplicadas, condições e parâmetros utilizados. Inicialmente, é apresentada a eficiência de recuperação e as referidas taxas de calor removido pelo processo de resfriamento. Logo após, os valores dos parâmetros utilizados no processo de modelagem associado as etapas de malha numérica e pré-processamento.

### 4.7.1 Eficiência de recuperação

O cálculo da Eficiência de Recuperação de Água (kg/kWh) se dá seguindo o seguinte procedimento:

Calcula-se por princípios da Psicrometria a taxa de calor retirado do fluxo de ar úmido em funções das condições de entrada e saída do ar na região de troca térmica do mesmo. Considerando as mesmas condições de entrada e saída do ar úmido usadas no Passo 1, calcula-se também a vazão de condensado.

#### 4.7.1.1 Taxa de calor removido em processo de resfriamento

Em um processo onde uma mistura de ar e vapor d'água é resfriada, ocorrendo a condensação de parte do vapor, o calor retirado desta mistura é dado por (ÇENGEL, 2013):

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ar} \cdot \left[ \left( h_e - h_s \right) + \left( w_e - w_s \right) \cdot h_{liq} \right] \quad (22)$$

Sendo:

$\dot{m}_{ar}$ é a vazão de ar seco.

$h_e$ e $h_s$ são as entalpias de entrada e saída da mistura (ar + vapor) do processo de resfriamento.

$w_e$ e $w_s$ são as umidades específicas de entrada e saída da mistura (ar + vapor) do processo de resfriamento.

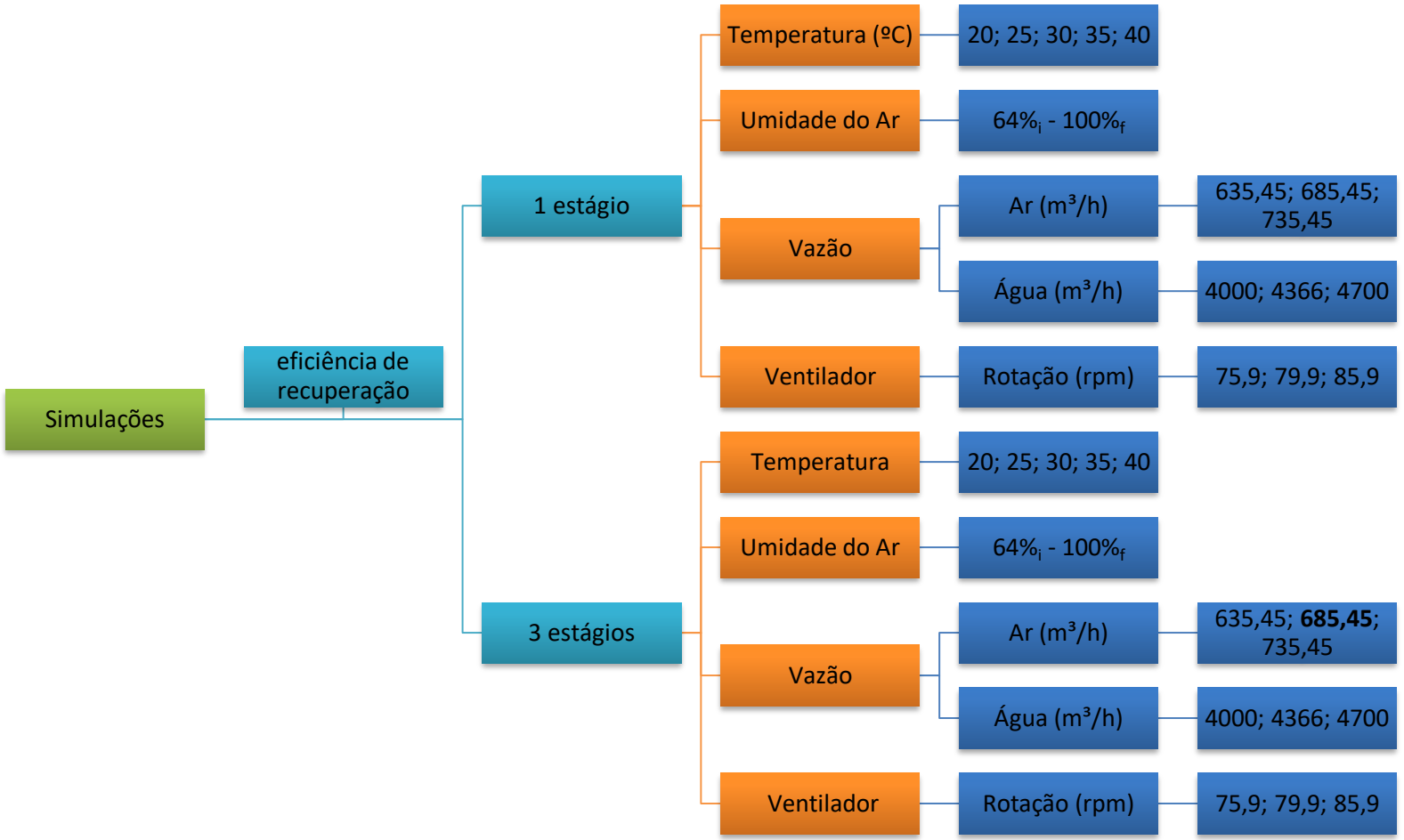
$h_{liq}$ é a entalpia da água líquida, o condensado, resultante do processo de resfriamento.

Como a entalpia do líquido é multiplicada pela diferença entre as umidades específicas de entrada e saída, e esta diferença frequentemente tem valores da ordem de $10^{-3}$, o último termo entre colchetes é desprezado para simplificação. Desta forma, a taxa de calor removido do ar úmido é escrita como:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ar} \cdot \left( h_e - h_s \right) \quad (23)$$

## 4.8 MODELAGEM NUMÉRICA VIA CFD

Figura 25 – Fluxograma Modelagem Numérica




Fonte: A Autora (2019).

# 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados e discussões referentes aos resultados obtidos. O capitulo está organizado de acordo com as estratégias de recuperação (sistema coletor com um estágio e três estágios).

## 5.1 ESTRATÉGIAS DE RECUPERAÇÃO DA ÁGUA

Para a recuperação da água evaporada foi efetuada a simulação computacional com duas conformações metálicas, contendo apenas um estágio da malha coletora e com três estágios da malha coletora, que teve por objetivo auxiliar a recuperação da água evaporada e verificar a viabilidade econômica.

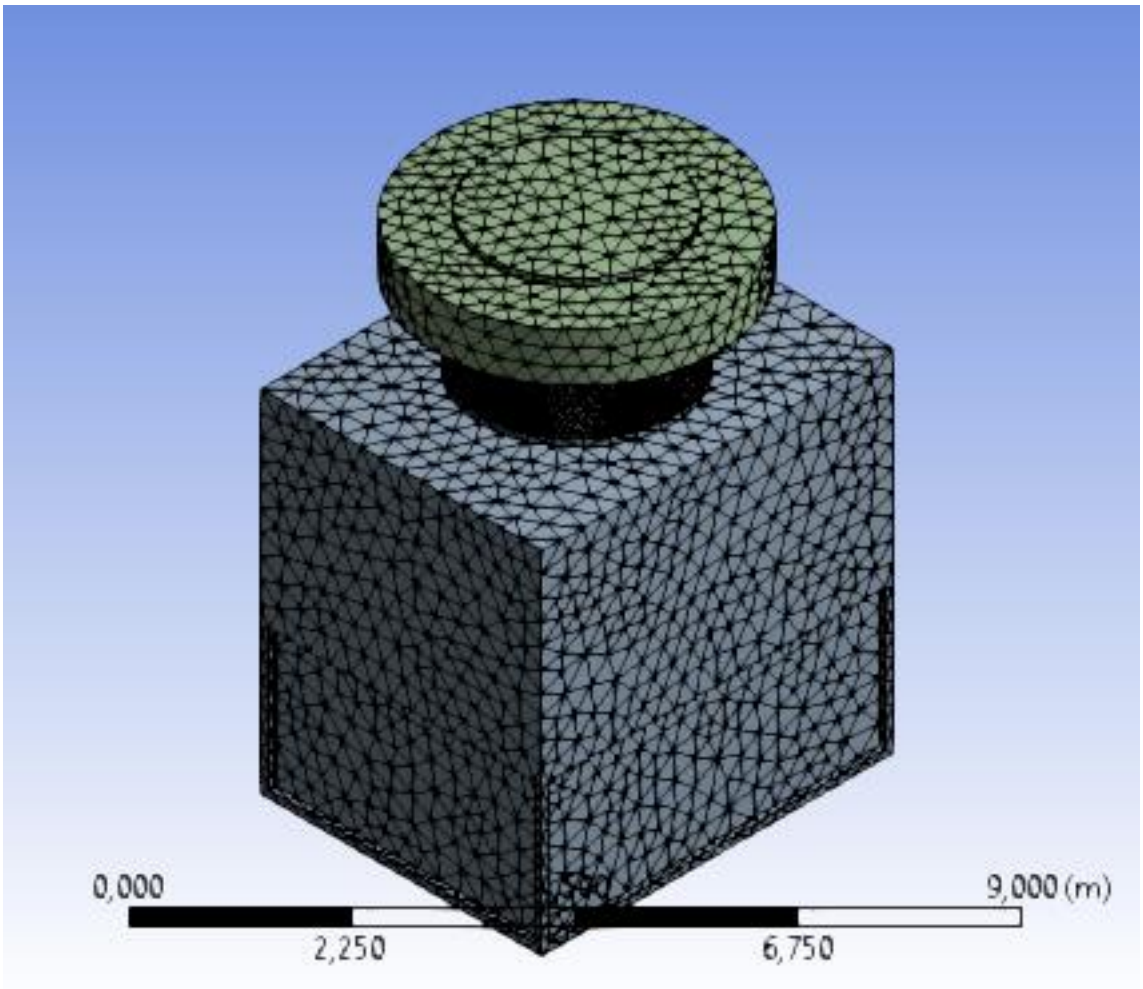
## 5.2 MODELAGEM DO SISTEMA DE RECUPERAÇÃO

Inicialmente, são analisados os resultados referentes as malhas numéricas para a modelagem do Sistema de Recuperação em estudo. A seguir, resultados das simulações numéricas quanto ao aparato de recuperação

### 5.2.1 Malha numérica

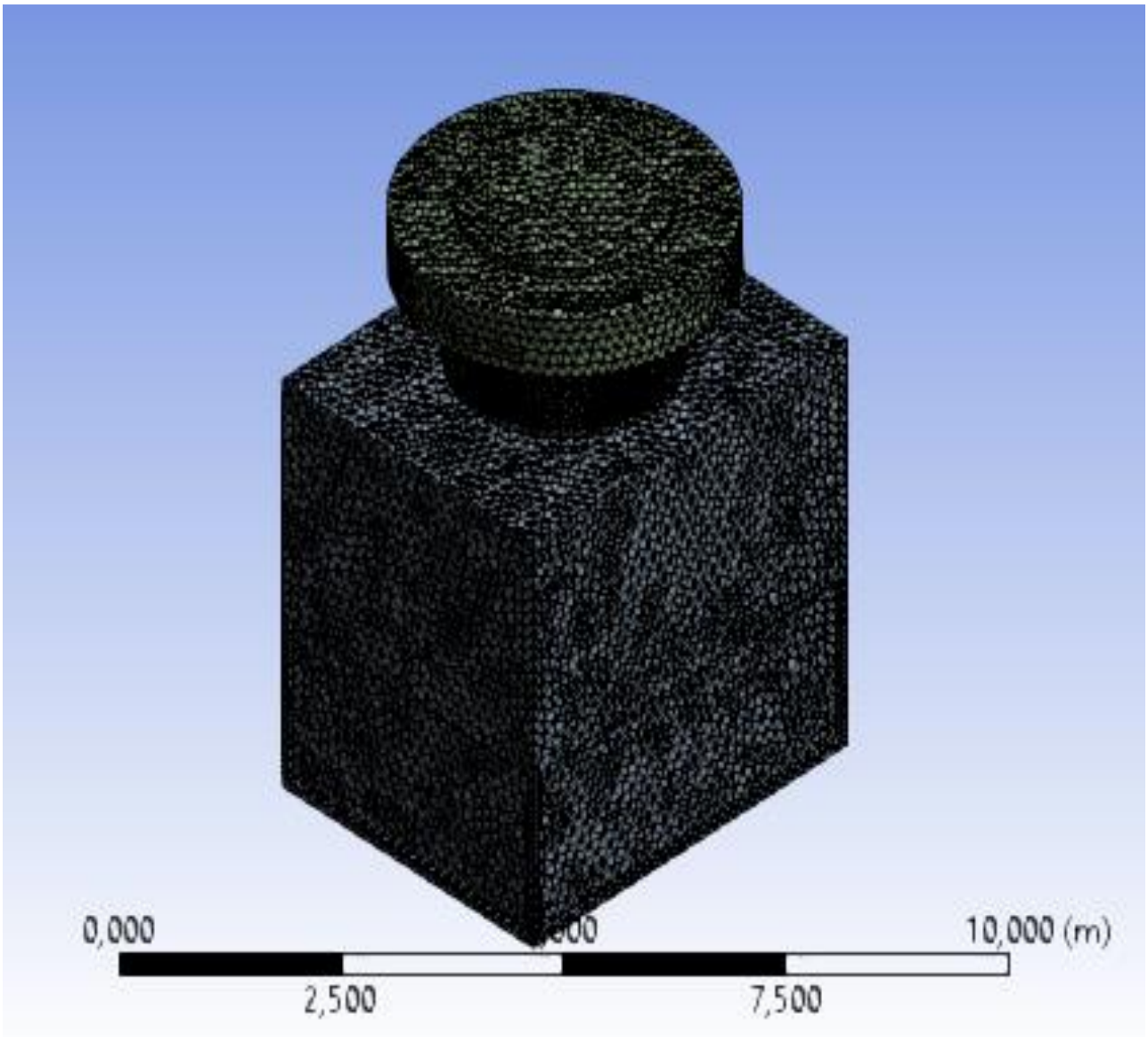
A seguir, são apresentadas as malhas numéricas produzidas para o estudo em questão. A malha_1 produzida para o aparato com 1 estágio e 3 estágios (Figura 27 e Figura 30) foram produzidas de modo padrão (*standard*), sem nenhum tipo de refinamento. Na mesma situação, a malha_2 para os dois aparatos (Figura 28 e 31) foram produzidas pelo modo padrão, porém foi introduzido o método *inflation*, que produz uma camada de prisma na região de parede. A malha_3 para os dois aparatos (Figura 29 e 32) foram produzidas pelo modo padrão, com *inflation*e foi aplicado um refinamento nas regiões de entrada e saída.

Figura 26 – Representação Malha 1 do coletor com apenas um estágio



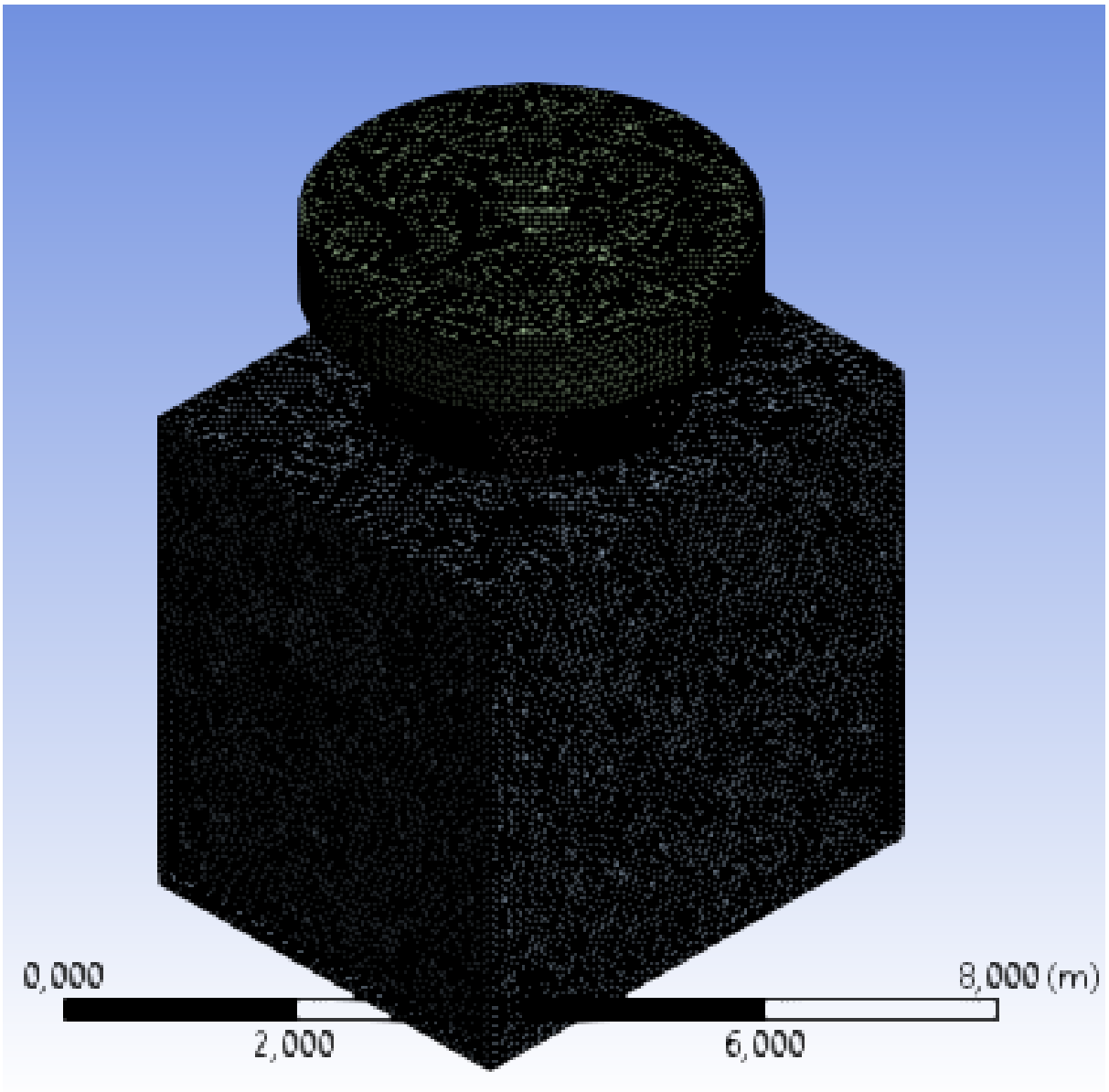

Fonte: A Autora (2019).

Figura 7 – Representação Malha 2 do coletor com apenas um estágio



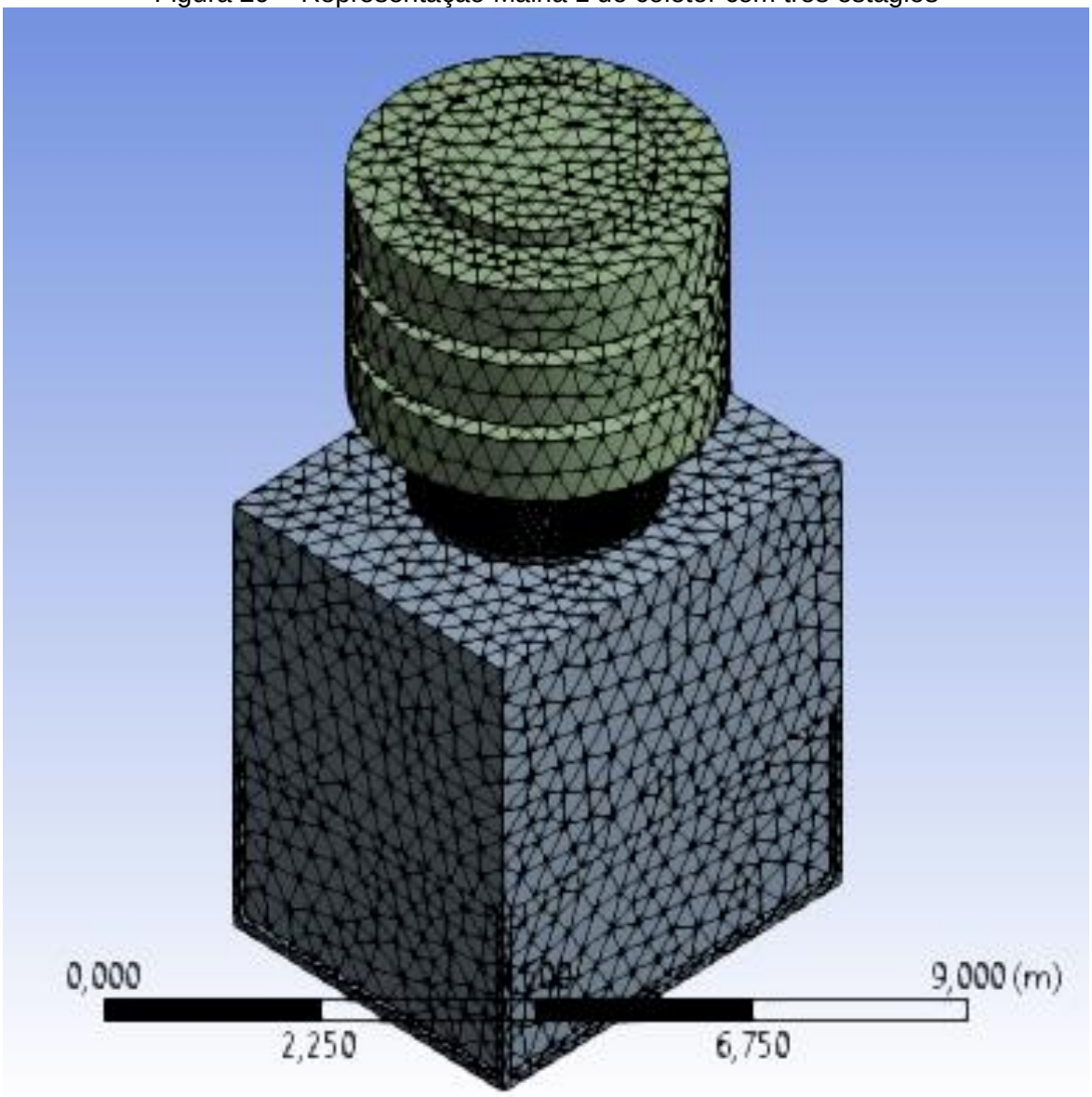

Fonte: A Autora (2019).

Figura 8 – Representação Malha 3 do coletor com apenas um estágio



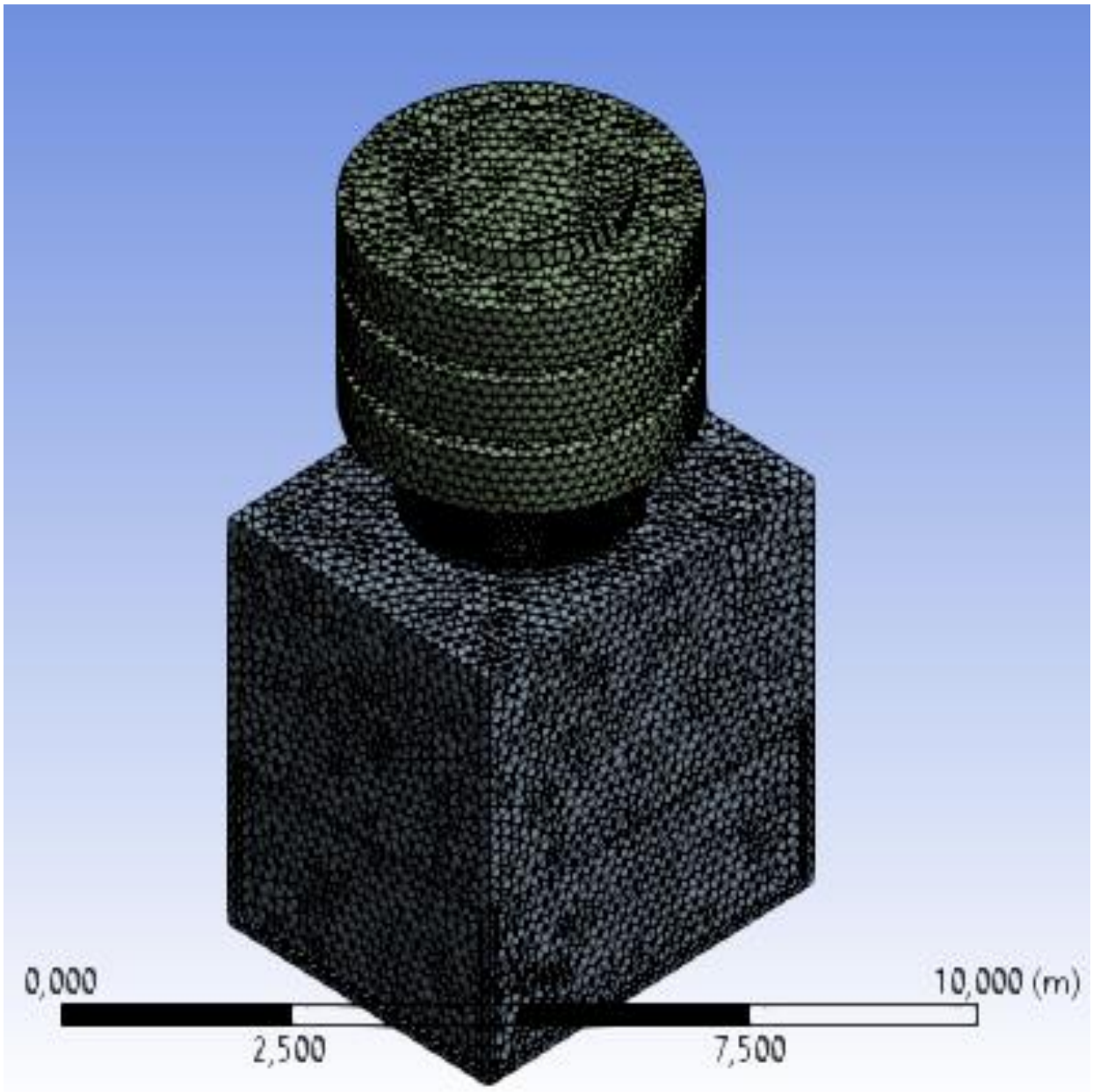

Fonte: A Autora (2019).

Figura 29 – Representação Malha 1 do coletor com três estágios



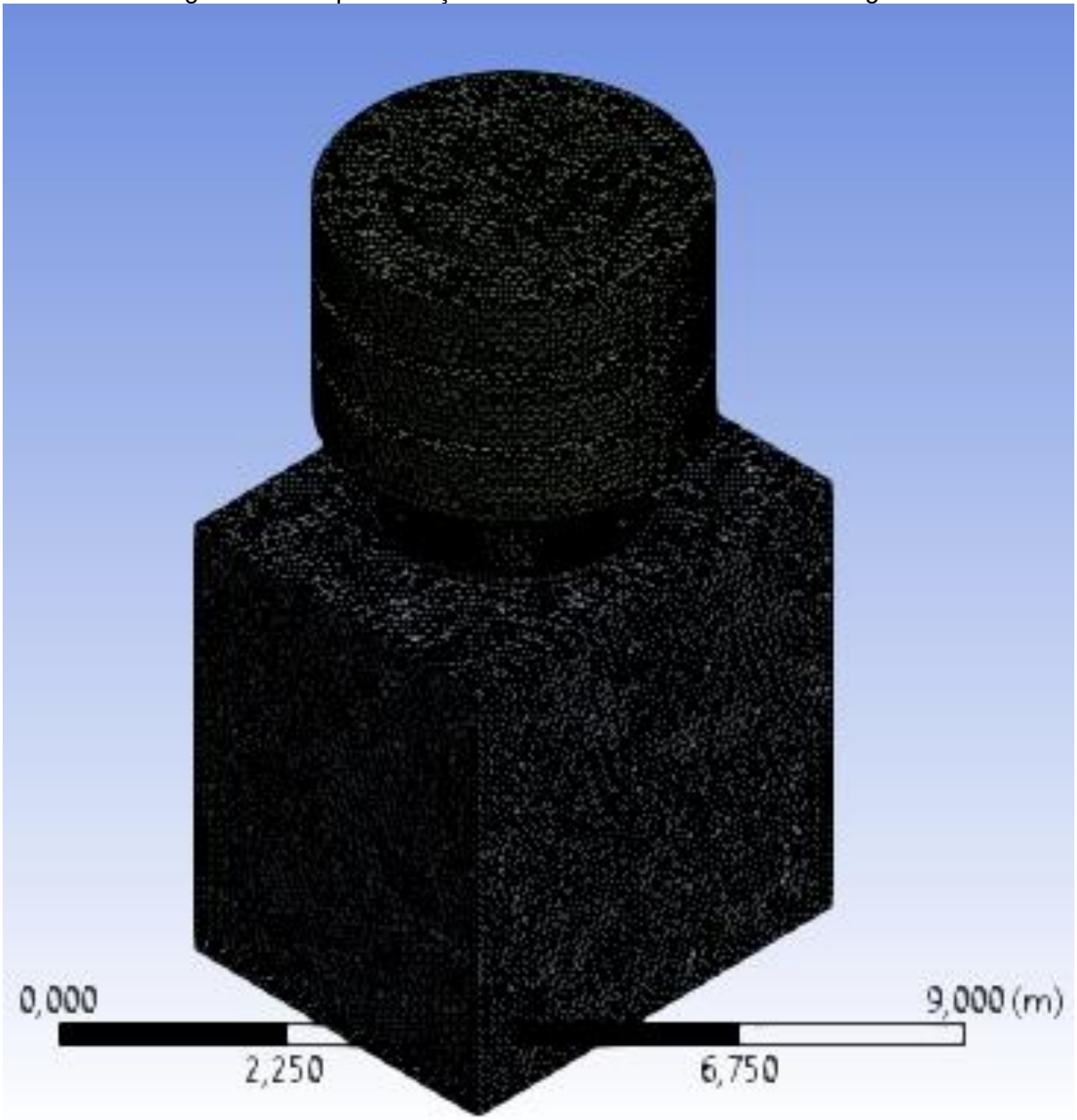

Fonte: A Autora (2019).

Figura 30 – Representação Malha 2 do coletor com três estágios




Fonte: A Autora (2019).

Figura 31 – Representação Malha 3 do coletor com três estágios




Fonte: A Autora (2019).

Para verificação da qualidade da malha, o fabricante do software (ANSYS) indica a investigação de alguns parâmetros em relação a malha, para tanto verificou-se os parâmetros: *Aspect Radio, Element Quality*, *Orthogonal Quality* e *Skewness*. Os resultados desses parâmetros e do quantitativo de elementos e nós são apresentados nas Tabela 7 e 8:

Tabela 7 – Parâmetros da malha numérica com um estágio

| Parâmetros | Malha_1 | Malha_2 | Malha_3 |
|---|---|---|---|
| **Nº de Elementos** | 454.756 | **599.327** | 962.710 |
| **Nº de Nós** | 84.895 | **112.214** | 178.715 |
| **Aspect Radio Min.** | 1,1643 | **1,1586** | 1,1584 |
| **Aspect Radio Máx.** | 57,103 | **38,504** | 38,516 |
| **Element Quality Min.** | 2,678 $x10^{-2}$ | **4,8075 $x10^{-2}$** | 4,7939 $x10^{-2}$ |
| **Element Quality Máx.** | 0,99974 | **1,0000** | 0,99999 |
| **Skewness Min.** | 4,731 $x10^{-4}$ | **6,236 $x10^{-6}$** | 9,3619 $x10^{-6}$ |
| **Skewness Máx.** | 0,98162 | **0,97013** | 0,96878 |
| **Orthogonality Min.** | 4,1446 $x10^{-2}$ | **5,165 $x10^{-2}$** | 5,1443 $x10^{-2}$ |
| **Orthogonality Máx.** | 0,99678 | **0,99681** | 0,99648 |

Fonte: A Autora (2019).

Tabela 8 – Parâmetros da malha numérica com três estágios

| Parâmetros | Malha_1 | Malha_2 | Malha_3 |
|---|---|---|---|
| **Nº de Elementos** | 464.813 | **586.355** | 886.777 |
| **Nº de Nós** | 86.800 | **109.984** | 165.908 |
| **Aspect Radio Min.** | 1,1637 | **1,1579** | 1,1583 |
| **Aspect Radio Máx.** | 53,596 | **38,362** | 38,231 |
| **Element Quality Min.** | 2,7447 $x10^{-2}$ | **4,8173 $x10^{-2}$** | 4,8207 $x10^{-2}$ |
| **Element Quality Máx.** | 0,99995 | **1,00000** | 1,00000 |
| **Skewness Min.** | 8,2773 $x10^{-5}$ | **1,6045 $x10^{-6}$** | 5,2464 $x10^{-6}$ |
| **Skewness Máx.** | 0,97723 | **0,96415** | 0,96854 |
| **Orthogonality Min.** | 3,6596 $x10^{-2}$ | **5,1657 $x10^{-2}$** | 5,1729 $x10^{-2}$ |
| **Orthogonality Máx.** | 0,99587 | **0,99545** | 0,99699 |

Fonte: A Autora (2019).

A partir da análise dos parâmetros apresentados, foi possível identificar a malha ideal de acordo com os parâmetros expressos em literatura, que possibilitam menor custo operacional e resultados mais fidedignos para a malha 2. Por tanto, para as simulações numéricas foram escolhidas as Malhas 2 para as duas conformações de malha metálica.

### 5.2.2 Simulação numérica computacional aparato de recuperação com um estágio

Neste capitulo serão abordadas as simulações numéricas efetuadas para o aparato de um estágio, de acordo com as principais variáveis e condições do estudo. Para tanto, foi efetuado o estudo a partir da variação de temperatura, vazão de água e rotação do ventilador.

#### 5.2.2.1 Variação da temperatura

A seguir, são apresentados os resultados obtidos com o processo de simulação numérica para condensação em torre de resfriamento com variação de temperaturas do ar de alimentação a 20ºC, 25ºC, 30ºC, 35ºC e 40ºC. A simulação demonstra o perfil da distribuição da fração volumétrica ar/água em função da temperatura.

Para este estudo, frente ao comportamento em relação a variação de temperatura, adotou-se os valores de operação (Umidade do ar, Vazão de ar, vazão de água e rotação do ventilador) fixados no Manual Geral da Torre de Resfriamento, cedido pela Usina.

Inicialmente, de acordo com a Figuras que referem-se à distribuição da fração volumétrica da água, conforme Figuras 32, 34, 36, 38 e 40, é possível observar uma maior concentração da fração volumétrica de água, na parede da área próxima ao ventilador e aparato de recuperação, em menores temperaturas. Demonstrando assim, o decrescimento significativo dessa fração a partir da temperatura de 30ºC, a diminuição desta concentração ao longo da variação de temperatura é tão significativa que a fração de água, na temperatura de 40ºC, torna-se desprezível.

Em outras palavras, evidencia-se que conforme aumenta-se a temperatura do ar de entrada, diminui-se a concentração da fração de água, ou seja, aumenta-se então a taxa de água perdida por evaporação.

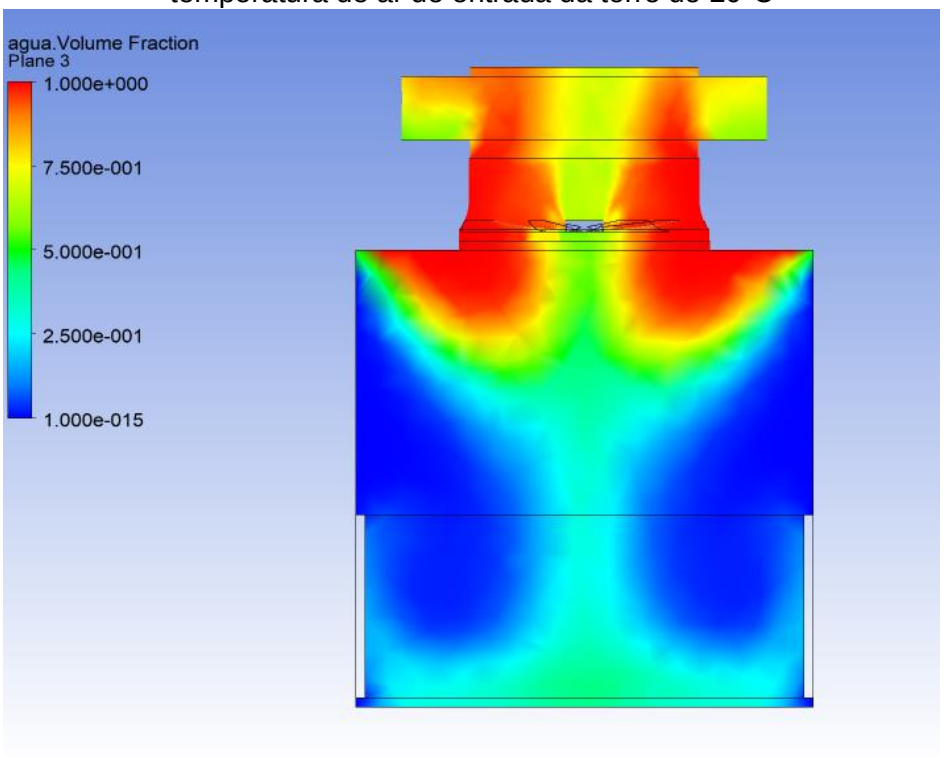
O comportamento pode ser explicado com base no ponto de orvalho, temperatura em que o vapor de água que está em suspensão no ar começa a se condensar, visto que o aumento da temperatura acarretará maior distância em relação ao ponto de orvalho, e consequentemente, menor taxa de recuperação de água (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Para a fração volumétrica de ar, Figura 33, 35, 37, 39 e 41, tem-se o comportamento inverso, sendo verificado então o aumento da fração volumétrica do ar conforme o aumento de temperatura.

De forma geral, os dados obtidos através da simulação numérica, com variação de temperatura, corroboram com Qureshi e Zubair (2006), onde os mesmos, afirmam que diversos fatores terão influência direta no desempenho de torres de resfriamento, dentre eles, destacando-se a temperatura. O mesmo acontece frente ao estudo de Paz *et al* (2019), onde os autores estimam diversas propriedades termodinâmicas que irão interferir no desempenho.

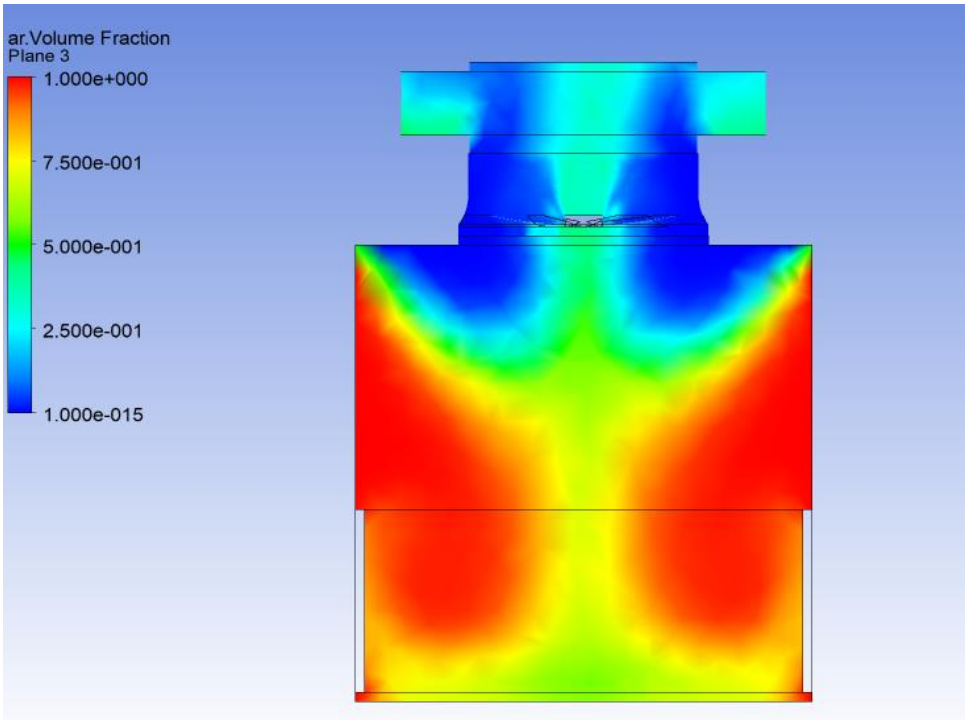
Para tanto, é possível verificar na figura 32 e 33 a distribuição da vazão volumétrica da água e do ar, respectivamente, para as condições normais de operação da torre e variação da temperatura (20ºC), nessa temperatura foi possível verificar a maior eficiência de recuperação de água, uma vez que o perfil demonstra maior concentração da fração volumétrica na região próxima ao aparato coletor.

Figura 32 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa e variação da temperatura de ar de entrada da torre de 20ºC




Fonte: A Autora (2019).

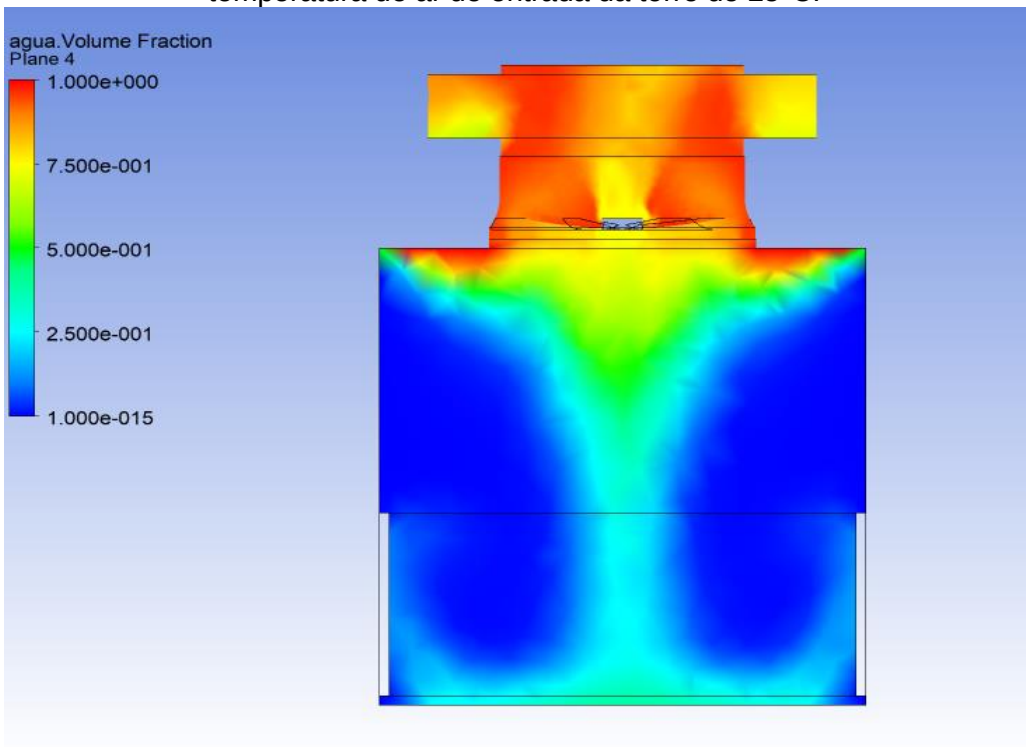
Figura 33 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa e variação da temperatura de ar de entrada da torre de 20ºC




Fonte: A Autora (2019).

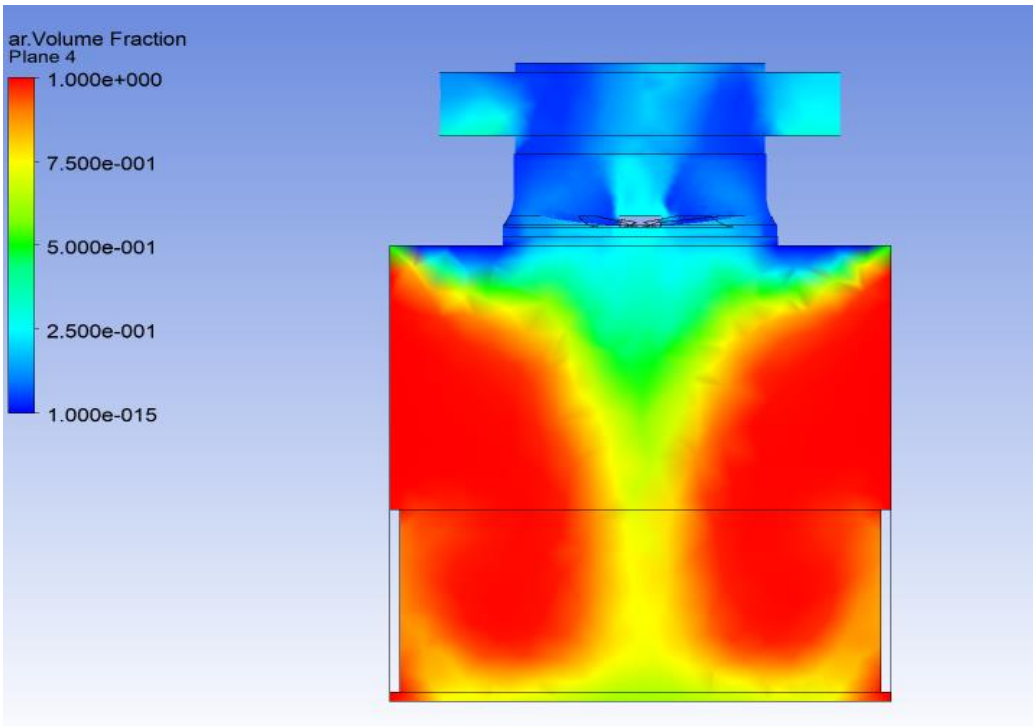
Em relação as figuras 34 e 35 verifica-se a distribuição das vazões volumétricas de água e de ar com as condições normais de operação da torre e variação da temperatura, fixando em 25ºC nesta condição, ao analisar verifica-se que houve uma queda no perfil de fração volumétrica da água, indicando assim que houve uma diminuição da eficácia de recuperação da água pelo aparato com as condições apresentadas, nessa situação percebe-se ainda que a região de maior concentração da fração volumétrica de água está localizada no aparato coletor, mas com possível dispersão de evaporado pelo aumento da temperatura.

Figura 34 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa e variação da temperatura de ar de entrada da torre de 25ºC.




Fonte: A Autora (2019).

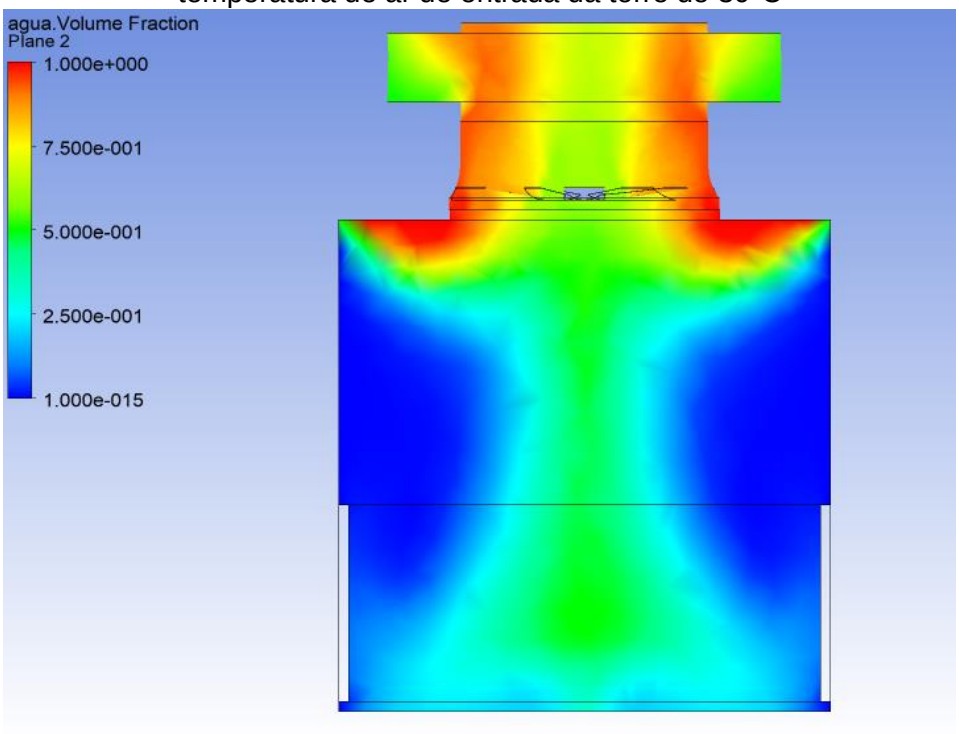
Figura 35 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa e variação da temperatura de ar de entrada da torre de 25ºC.




Fonte: A Autora (2019).

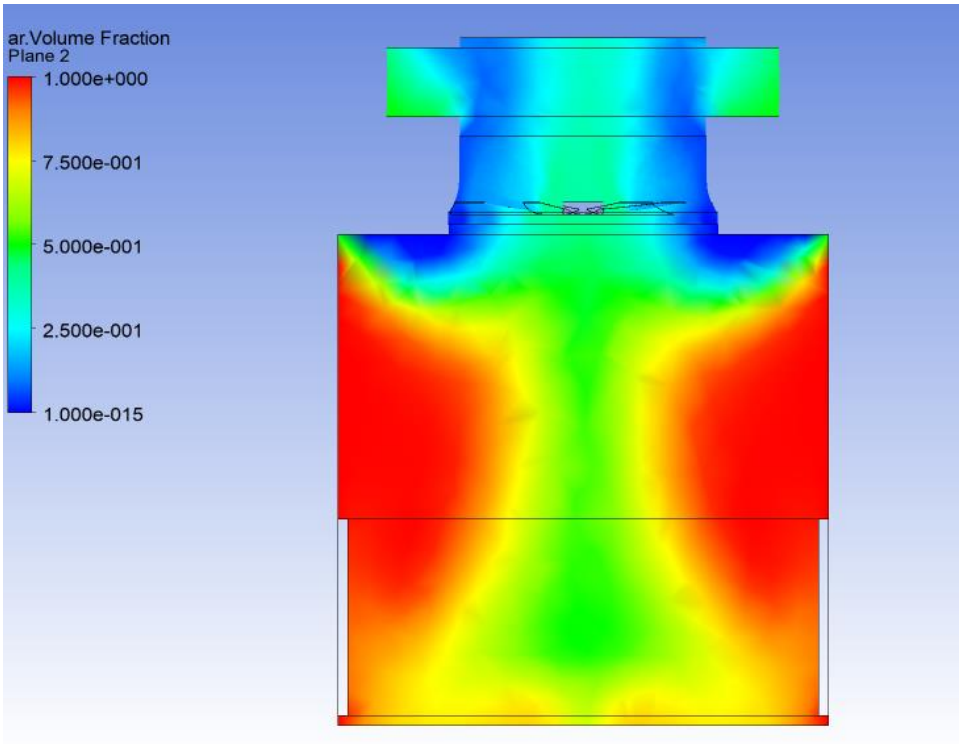
Em relação as figuras 36 e 37 percebe-se que o perfil de distribuição vazões volumétricas de água e de ar, respectivamente, com as condições normais de operação da torre e variação da temperatura, agora fixada em 30ºC nesta condição, ao analisar verifica-se que houve uma queda no perfil de fração volumétrica da água, indicando assim que houve uma diminuição da eficácia de recuperação da água pelo aparato com as condições apresentadas, nessa situação percebe-se ainda que a região de maior concentração da fração volumétrica de água está localizada no aparato coletor, mas com possível dispersão de evaporado pelo aumento da temperatura.

Figura 36 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa e variação da temperatura de ar de entrada da torre de 30ºC




Fonte: A Autora (2019).

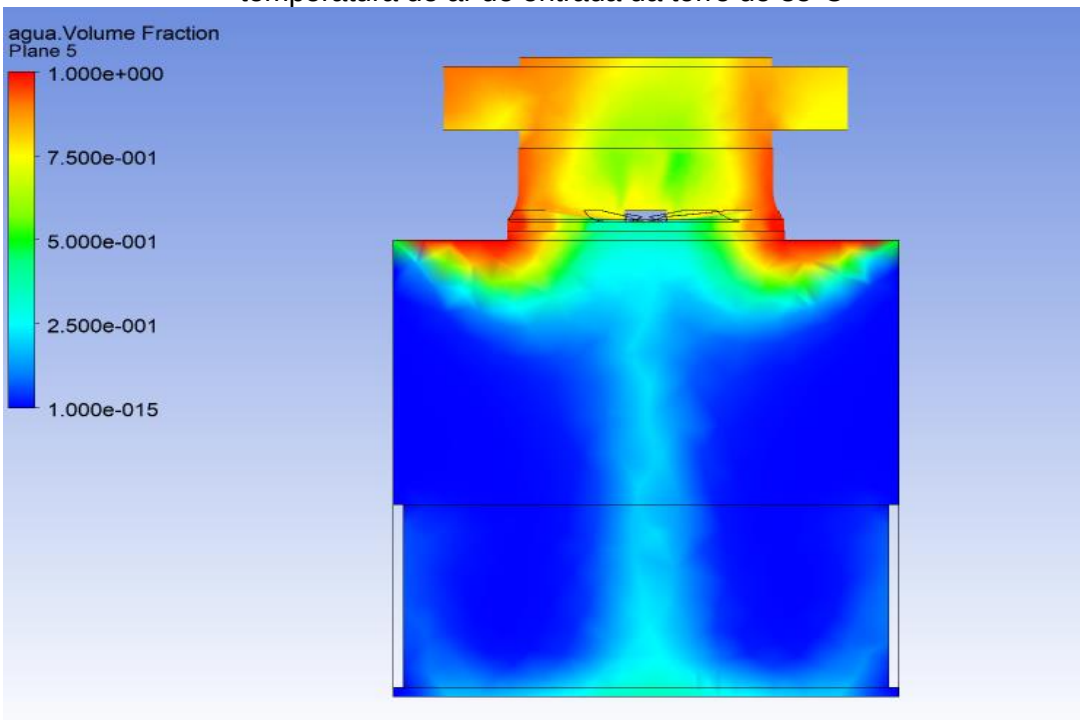
Figura 37 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa e variação da temperatura de ar de entrada da torre de 30ºC




Fonte: A Autora (2019).

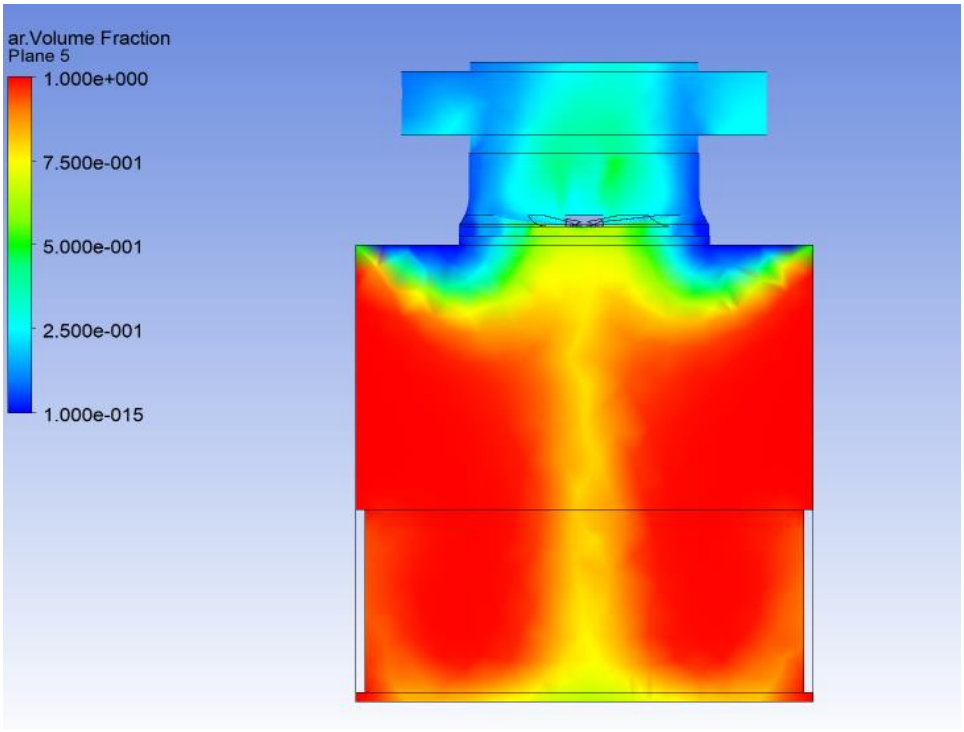
Já nas figuras 38 e 39, temos a representação das vazões volumétricas de água e ar, em função das condições normais de operação da torre e variação da temperatura para 35ºC, e com isso verifica-se uma alteração no perfil de fração volumétrica da água em função da sua concentração no aparato coletor, onde é possível perceber uma menor concentração dessa fração o que significa um maior comprometimento na recuperação da água condensada pelo aparato, resultando assim em menor eficiência de recuperação do condensado.

Figura 38 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa e variação da temperatura de ar de entrada da torre de 35ºC




Fonte: A Autora (2019).

Figura 39– Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa e variação da temperatura de ar de entrada da torre de 35ºC.

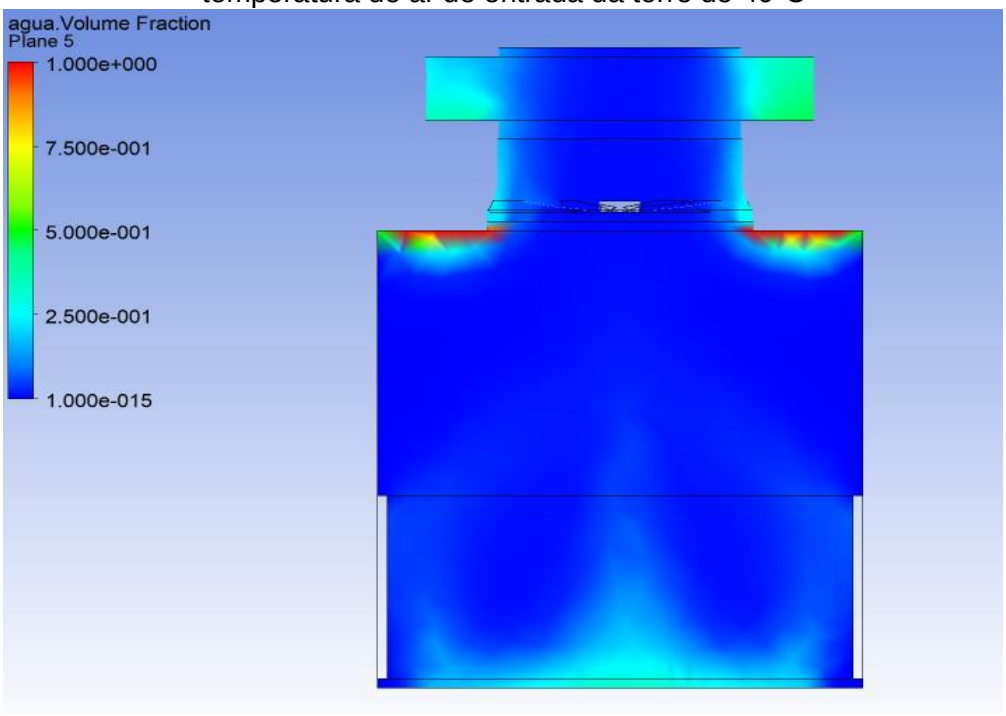



Fonte: A Autora (2019).

Ao efetuar as simulações para a mesma condição e variação da temperatura para 40ºC é verificado que o perfil de distribuição da fração volumétrica da água, figura 40, cai significativamente, sendo considerada desprezível para o processo, visto isso, é verificado então que o aumento da temperatura diminui a eficiência de recuperação, para verificar melhor o perfil apresentado em função do comportamento frente as variações de temperatura, é possível verificar de forma comparativa, na figura 42, o comportamento da fração volumétrica da água sob diferentes temperaturas, sendo possível então concluir que o aumento da temperatura está intimamente ligado a eficiência de recuperação da água condensada. A figura 41 corresponde a fração volumétrica do ar para tais condições.

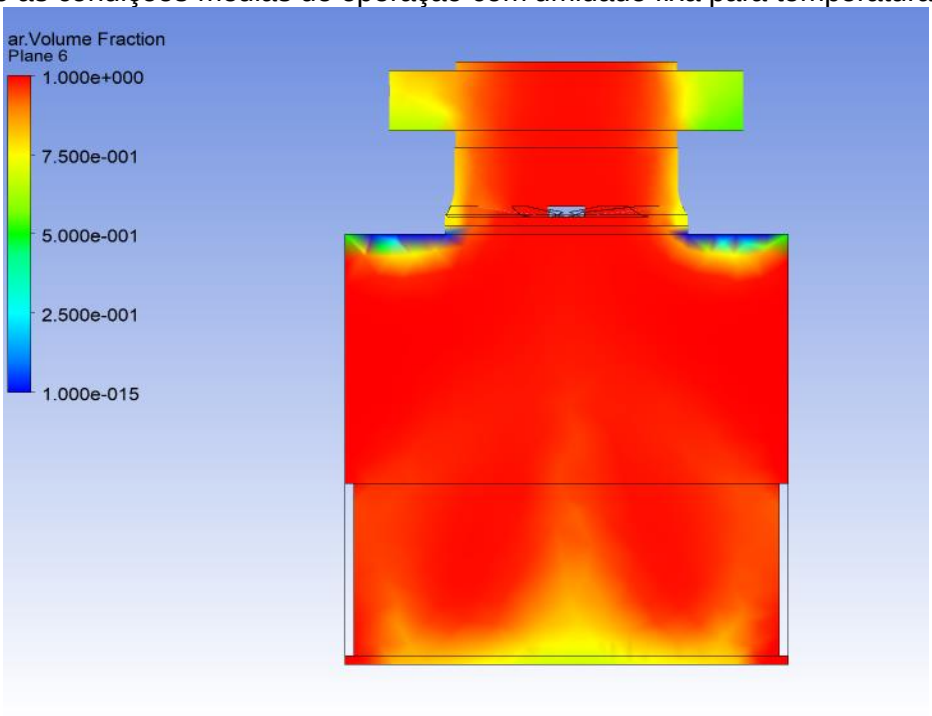
Como dito anteriormente, o comportamento pode ser explicado com função do ponto de orvalho, que corresponde a temperatura em que o vapor de água que está em suspensão no ar começa a se condensar, com o aumento da temperatura existe uma maior distância em relação ao ponto de orvalho, e consequentemente, menor taxa de recuperação de água (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Figura 40 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa e variação da temperatura de ar de entrada da torre de 40ºC



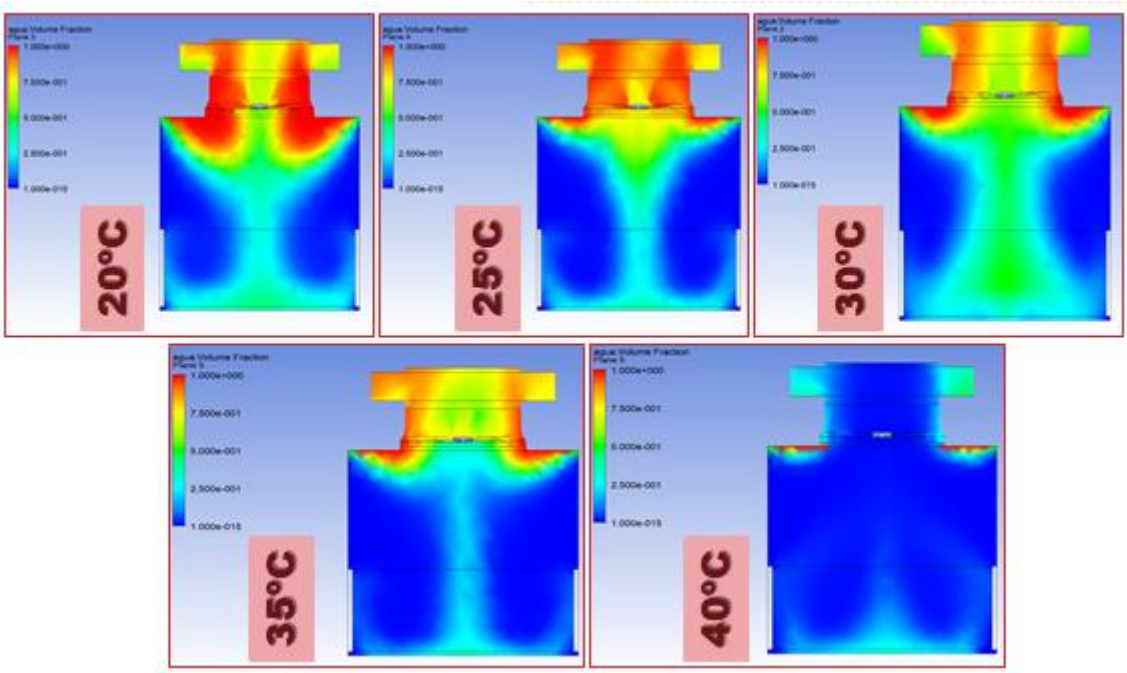

Fonte: A Autora (2019).

Figura 41 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 40ºC




Fonte: A Autora (2019).

Figura 42 – Imagem comparativa do perfil de distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperaturas de 20ºC, 25ºC, 30ºC, 35ºC e 40ºC




Fonte: A Autora (2019).

### 5.2.2.2 Variação da Vazão de água

A seguir, são apresentados os resultados obtidos com o processo de simulação numérica para condensação em torre de resfriamento com variação de vazão de água na entrada a 4000 m³/h, 4366 m³/h (condição normal de operação da referida torre) e 4700 m³/h. A simulação evidencia o perfil da distribuição da fração volumétrica ar/água em função da temperatura para análise do condensado.

Para este estudo, frente ao comportamento em relação a variação da vazão de água, adotou-se os valores de operação (Umidade do ar, Vazão de ar, temperatura e velocidade de rotação do ventilador) fixados no Manual Geral da Torre de Resfriamento, cedido pela Usina.

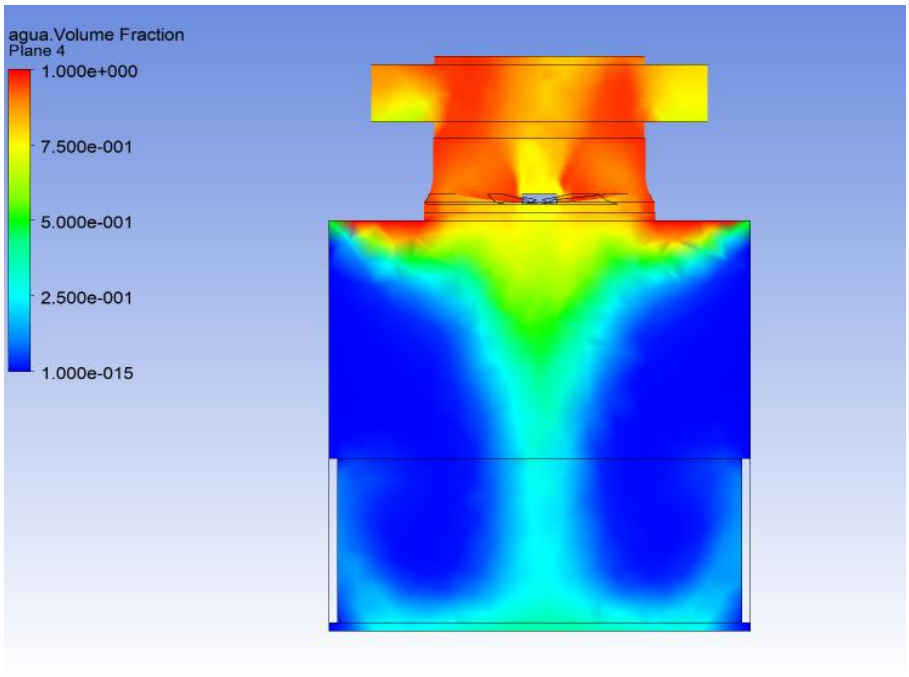
Inicialmente, de acordo com as figuras que referem-se à distribuição da fração volumétrica da água, conforme as Figura 43, 45 e 47, é possível observar que quanto menor a vazão de água, maior será a probabilidade de arraste, uma vez que os perfis demonstraram menor concentração da fração volumétrica de água com menores vazões. Tal comportamento pode ser explicado pelas leis da hidrodinâmica, transferência de massa e calor, uma vez que ao aumenta-se as

vazões de ar e água é possível elevar os coeficientes globais de transferência de calor e massa, isto é, turbulência e convecção mais intensas na mistura (ÇENGEL, 2013).

Tais resultados podem discutidos com os dados de Beskow *et al.* (2011) desenvolveram um estudo em relação a influência dos aspersores de média pressão em relação aos arrastes e as perdas de água por evaporação e por Alves *et al.* (1997) onde os autores estudaram as perdas de água por evaporação e por arraste de um determinado sistema.

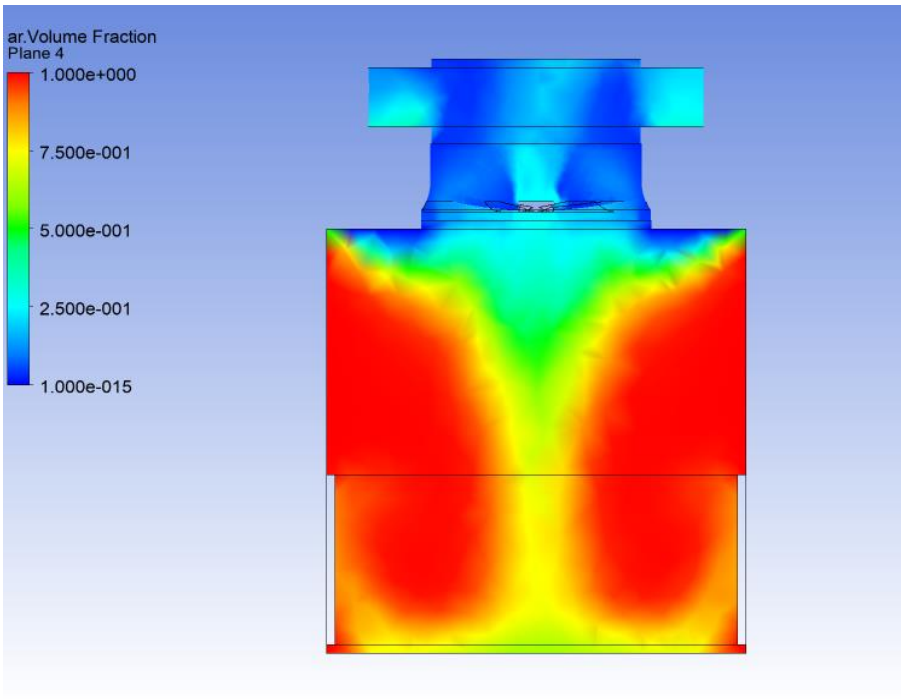
A seguir apresentamos as figuras 43 e 44 demonstrando o perfil de distribuição da fração volumétrica da água e ar, para as condições normais de operação da torre e variação da vazão de água (entrada) para 4000 m³/h. A partir da distribuição apresentada é possível verificar que a maior concentração da fração volumétrica da água encontra-se na região do aparato coletor.

Figura 43 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4000 m³/h




Fonte: A Autora (2019).

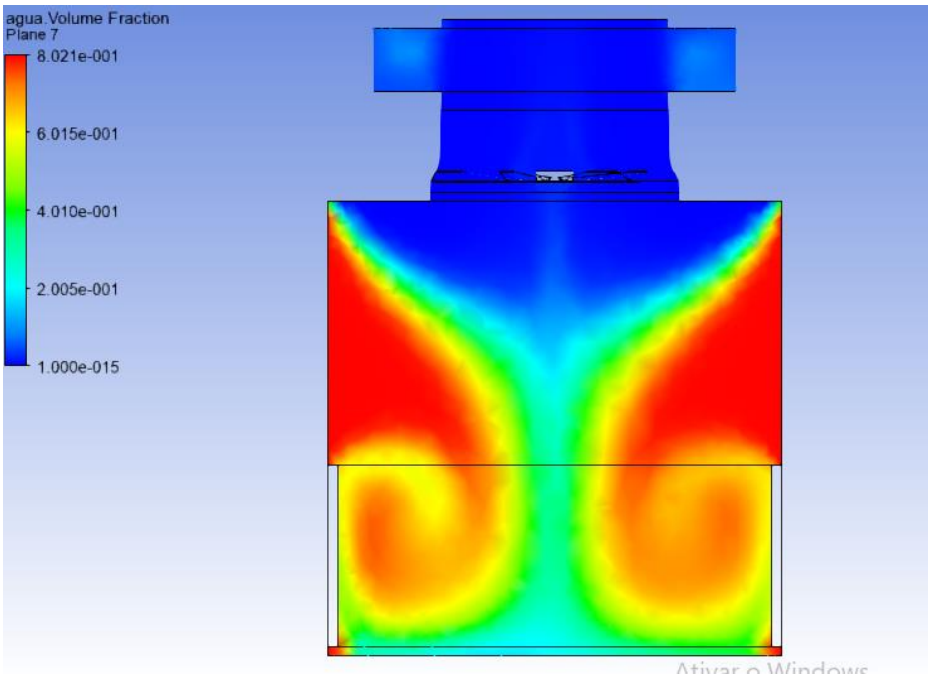
Figura 44 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4000 m³/h




Fonte: A Autora (2019).

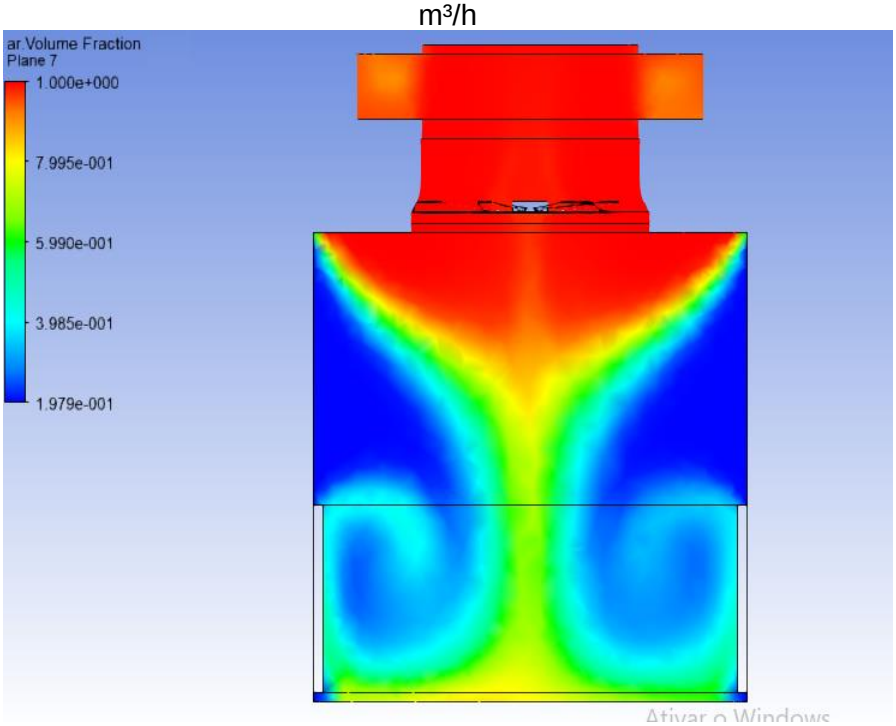
Em relação ao perfil das figuras 45 e 46, que demonstram a distribuição da fração volumétrica da água e do ar, respectivamente, é possível perceber uma alteração no perfil de concentração, onde verifica-se uma maior concentração dessa fração volumétrica no interior do aparato, na região inferior ao ventilador, enquanto que em vazões menor é possível perceber que a concentração fica na região superior.

Figura 45 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4366 m³/h




Fonte: A Autora (2019).

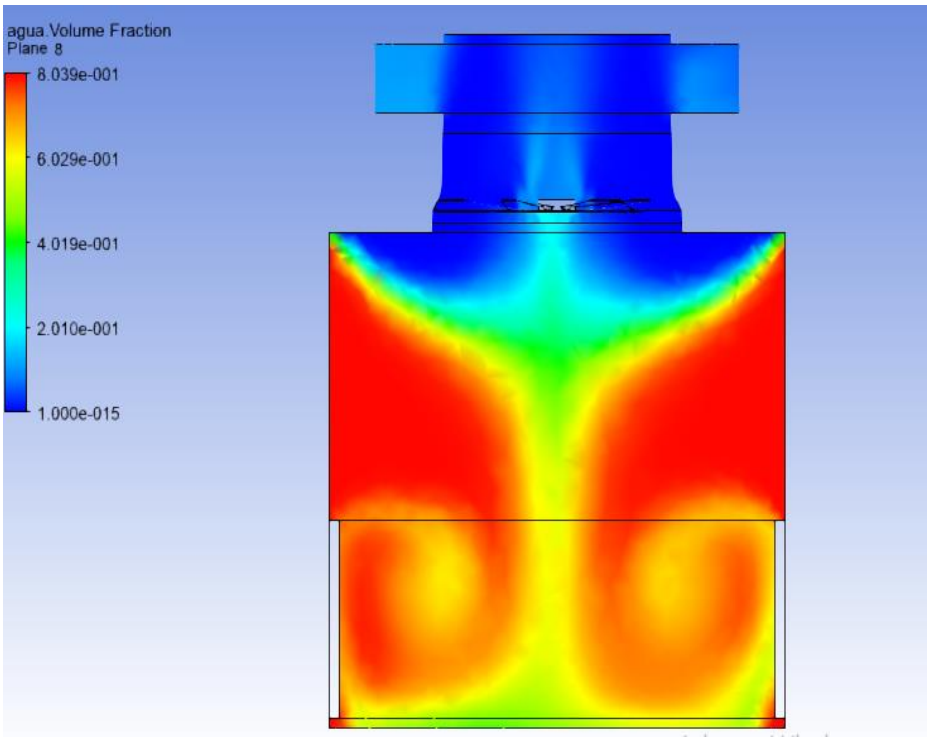
Figura 46 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4366 m³/h




Fonte: A Autora (2019).

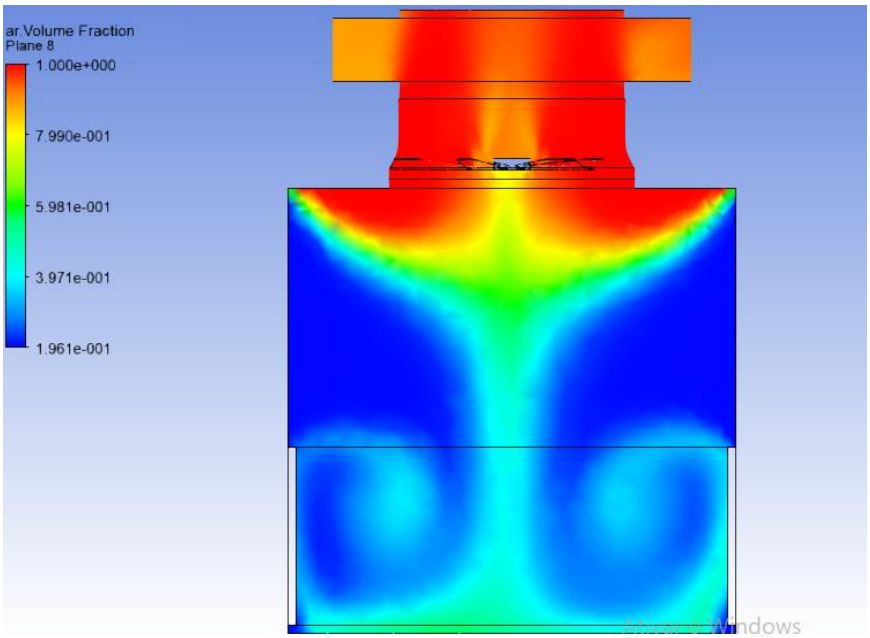
Em perfil semelhante ao apresentado para as condições anteriores, percebe-se na distribuição representada pelas figuras 47 e 48 um maior concentração da fração volumétrica da água na região abaixo do ventilador, ao aumentar a vazão também percebe-se um perfil mais turbulento na região.

Figura 47 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4700 m³/h




Fonte: A Autora (2019).

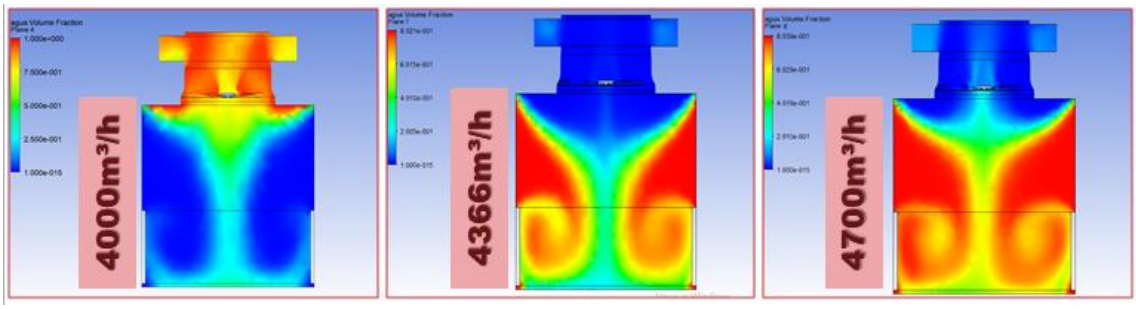
Figura 48 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4700 m³/h




Fonte: A Autora (2019).

Para verificar a influencia de forma comparativa, podemos perceber que ao comparar as vazões volumétricas nas condições apresentadas, o aumento da vazão de água altera o perfil da fração na região, o que pode indicar menor arraste da água nessas situações.

Figura 49 – Imagem comparativa do perfil de distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4000 m³/h, 4366 m³/h e 4700 m³/h.




Fonte: A Autora (2019).

### 5.2.2.3 Variação da Vazão de ar

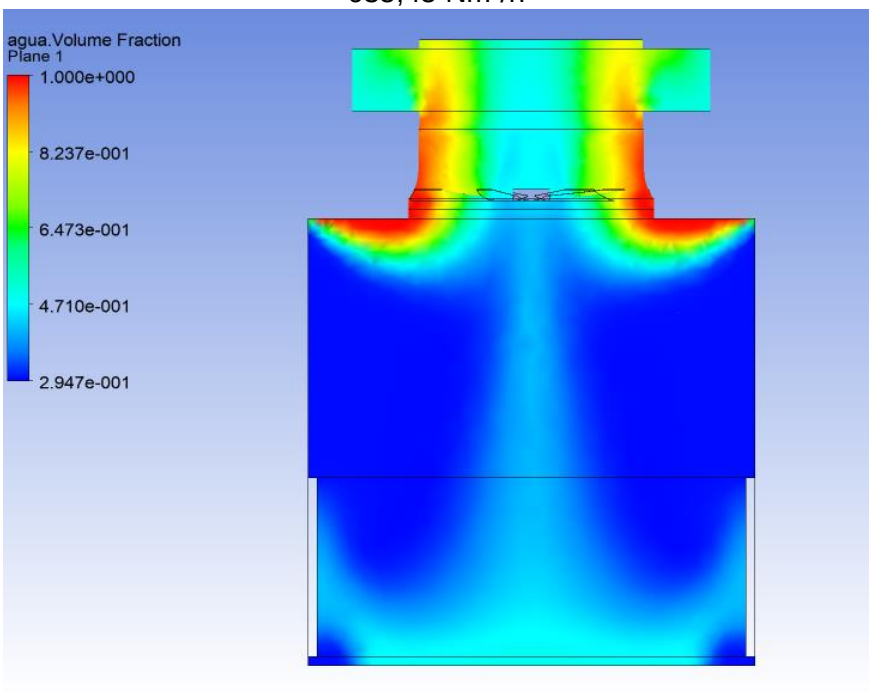
A seguir, são demonstrados os resultados obtidos com o processo de simulação numérica para condensação em torre de resfriamento com variação da vazão de ar em 635,45 $Nm^3/h$, 685,45 $Nm^3/h$ e 735,45 $Nm^3/h$ e condições padrão (Umidade do ar, temperatura, vazão de água e rotação do ventilador) de operação. Desta forma, a simulação exibiu o perfil da distribuição da fração volumétrica ar/água em função da vazão de ar.

Ao analisa-se as figuras, é possível perceber que a vazão de ar influencia diretamente o perfil de distribuição da fração volumétrica água/ar, uma vez que foi verificado que conforme ao aumenta-se a vazão de ar na torre de resfriamento, maior será a concentração de água na proximidade do aparato coletor, o que denota a admissão de um maior percentual de recuperação de evaporado. Enquanto que para a fração volumétrica de ar, Figura 51, 53 e 55, apresenta perfil mais uniformemente concentrado, em toda a região abaixo do ventilador, com o aumento da vazão. Além disso, é possível atribuir os resultados obtidos ao aumento de supercíe de contato entre água /ar, uma vez que tem-se um maior *hold-up* de ar trocando calor.

Yoon e Corradini (2018) explanaram em seu estudo que para um determinado modelo de condensação deve ser correlacionado com diversos parâmetros, dentre eles está tanto a mistura binária de vapor e ar, como também os valores de parâmetros operacionais, a exemplo da vazão.

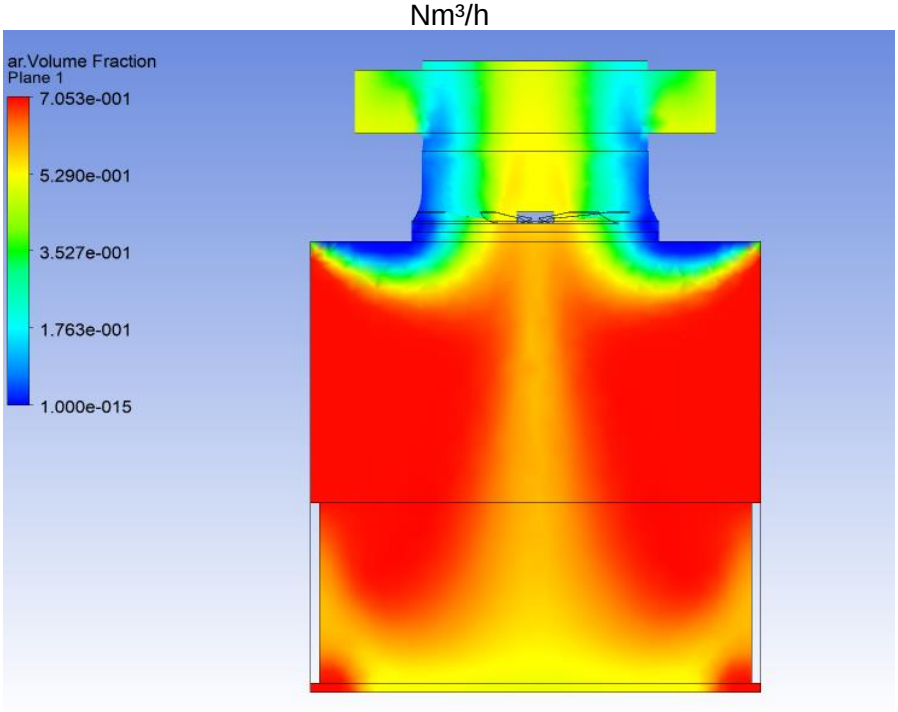
Além disto, sabe-se que nas vazões mais altas de ar e de água, para um determinado limite, apresentam convecções mais intensas, elevando os coeficientes globais de transferência de calor e massa. Os aumentos das vazões de ar e água causam um aumento da turbulência, o que favorece a transferência de calor e massa.

Figura 50 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 635,45 Nm³/h



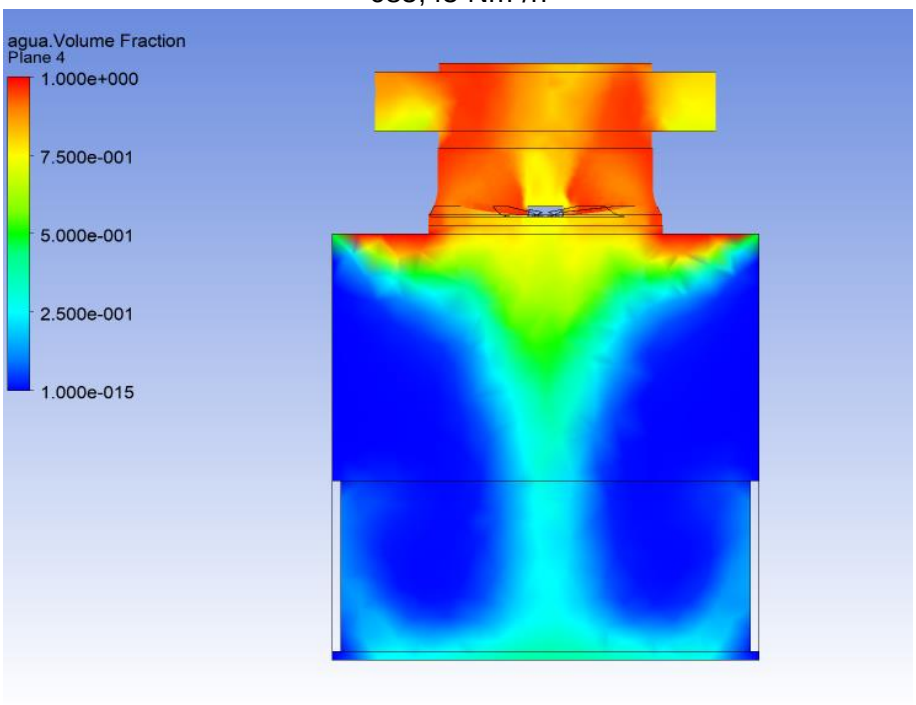

Fonte: A Autora (2019).

Figura 51 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 635,45 Nm³/h



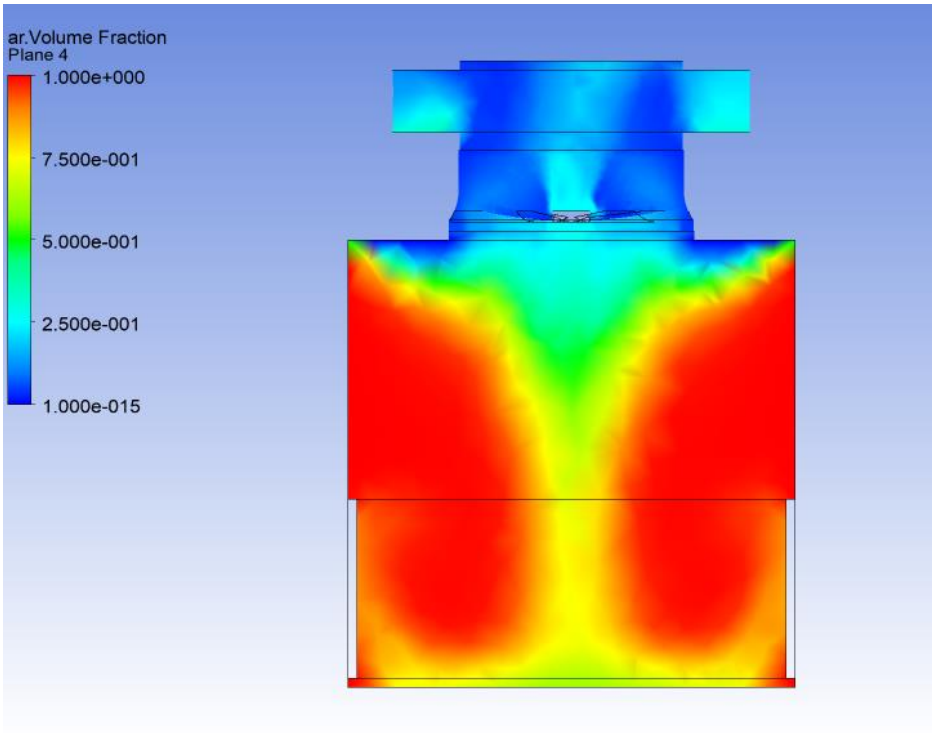

Fonte: A Autora (2019).

Figura 52 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 685,45 Nm³/h



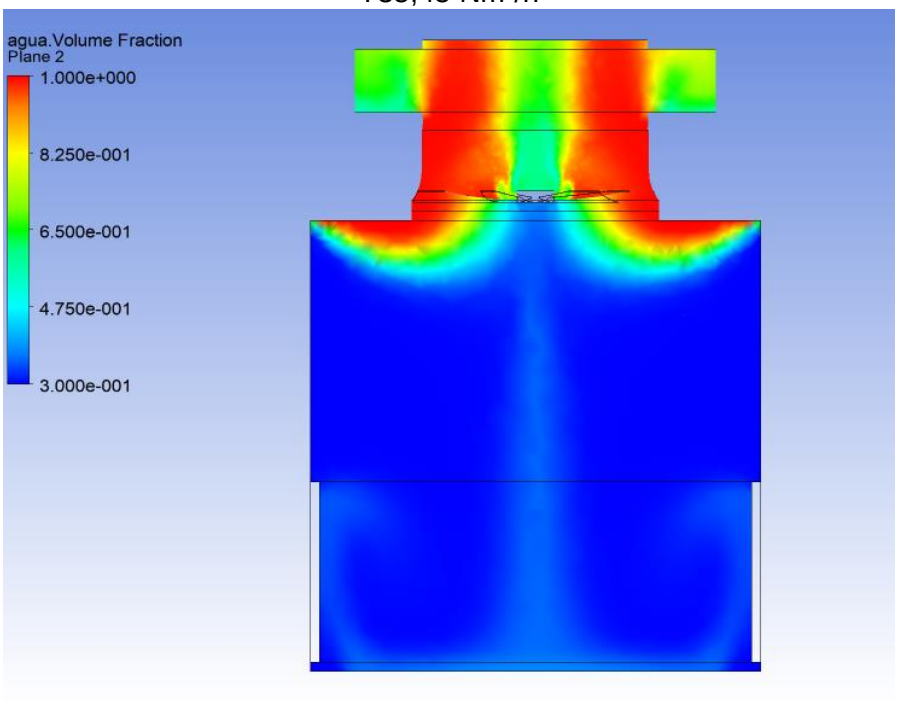

Fonte: A Autora (2019).

Figura 53 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 685,45 Nm³/h.



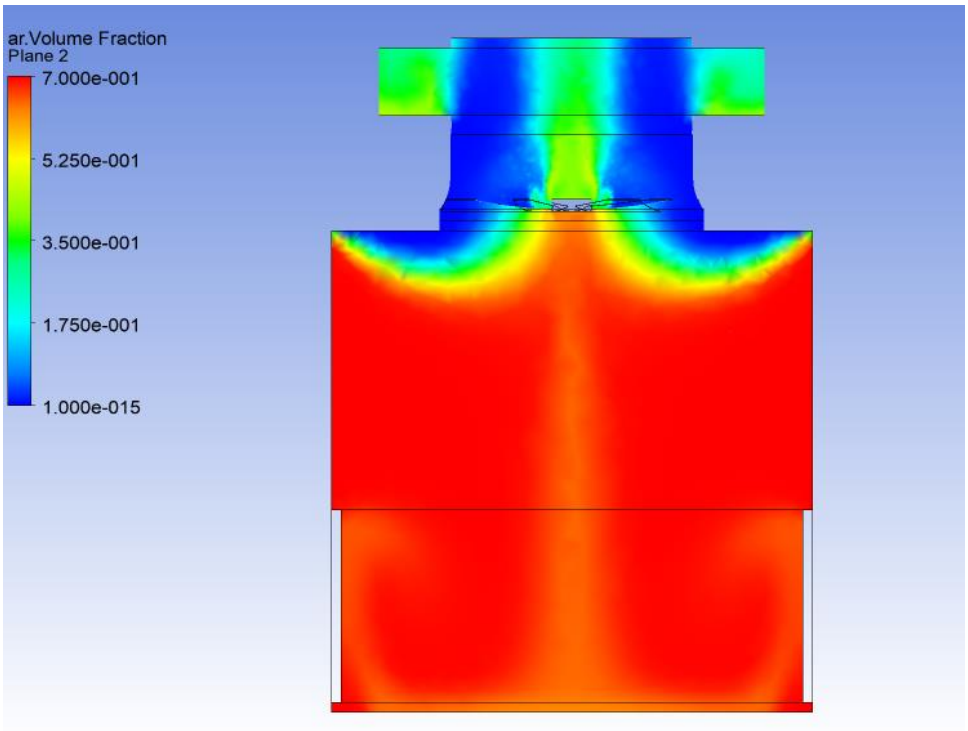

Fonte: A Autora (2019).

Figura 54 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 735,45 Nm³/h




Fonte: A Autora (2019).

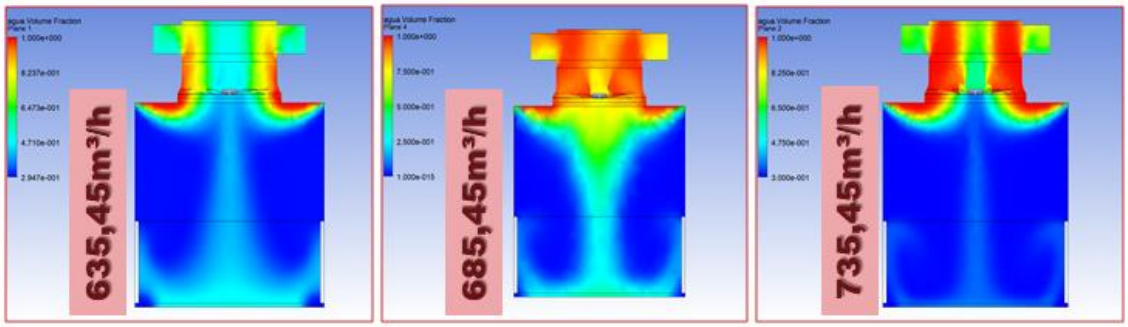
Figura 55 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 735,45 Nm³/h.




Fonte: A Autora (2019).

Em relação ao comparativo pode-se perceber na figura 56 como o aumento da vazão de ar altera o comportamento no referido sistema.

Figura 56 – Imagem comparativa entre a distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 635,45 Nm³/h, 685,45 Nm³/h e 735,45 Nm³/h




Fonte: A Autora (2019).

### 5.2.2.4 Variação da Velocidade de Rotação do Ventilador

Em relação ao quarto parâmetro de variação, buscou-se verificar como a distribuição da fração volumétrica água /ar irá se comportar, frente à variação da rotação do ventilador em rpm, para tanto, foi fixado os valores de condições padrão, descritos anteriormente. Visto isso, a simulação com variação dessa rotação possibilitou a verificação do perfil da distribuição da fração volumétrica ar/água.

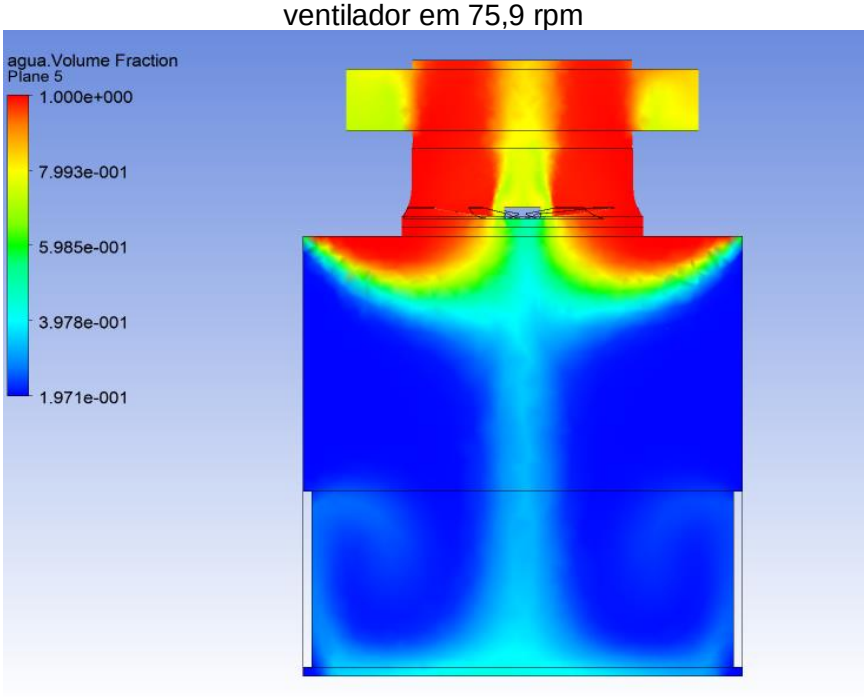
Ao analisa-se as Figura 57, 59 e 61, nas quais é possível constatar que à concentração de água próximo ao sistema coletor evolui de modo inverso á velocidade de rotação do ventilador, ou seja, quanto maior a velocidade de rotação, menor será a concentração da fração volumétrica de água existente na região de estudo. Ou seja, comportamento frente ao aumento da velocidade de rotação do ventilador, haverá diminuição da eficiência de recuperação de água do aparato.

Tal comportamento pode ser explicado, visto que, a maior velocidade de rotação do ventilador acaba por proporcionar maior turbulência e maior perda de fração da água, pois a velocidade causará maior arraste desta fração e consequentemente maior perda de água (ÇENGEL, 2012).

Os dados obtidos através desta variação agregam outro fator de relevância a ser avaliado em relação a propostas de diminuição da perda de água. Em diversas

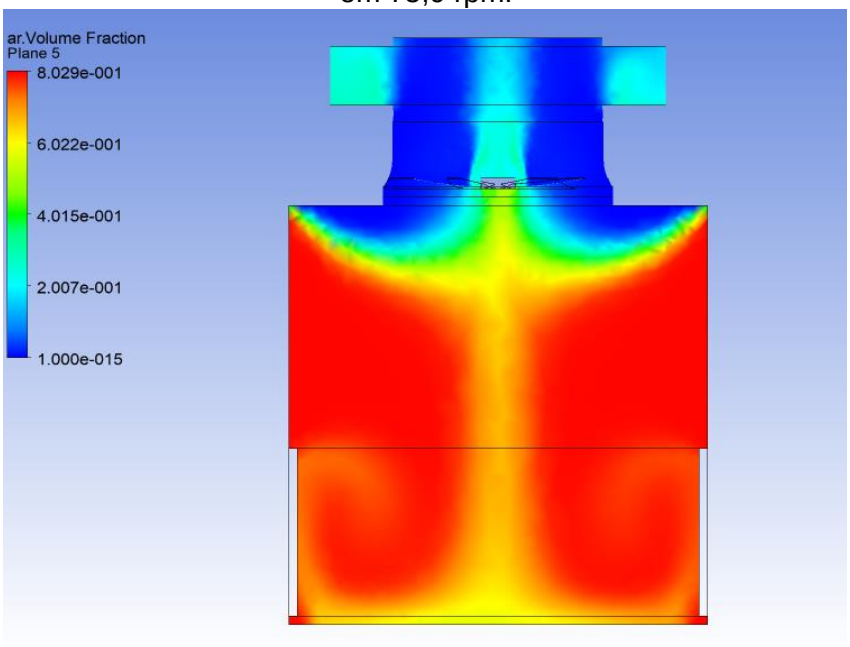
literaturas, pode-se verificar a influência de outros fatores frente ao problema, tais como: Carvin (2014), Barak, Fraña e Stiller (2014) e Deziani *et al.* (2015), que apresentaram estudos de eficiência de aquecimento e resfriamento termoelétricos de alta eficiência com trocadores de calor; eficácia de condensação do ar úmido no trocador de calor, via CFD; e percentual redutor de perda evaporativa, respectivamente. Outrossim, a ser considerado, é que a velocidade de rotação do ventilador não pode ser muito baixa, pois poderia diminuir a efetividade da troca de calor.

Figura 57 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 75,9 rpm



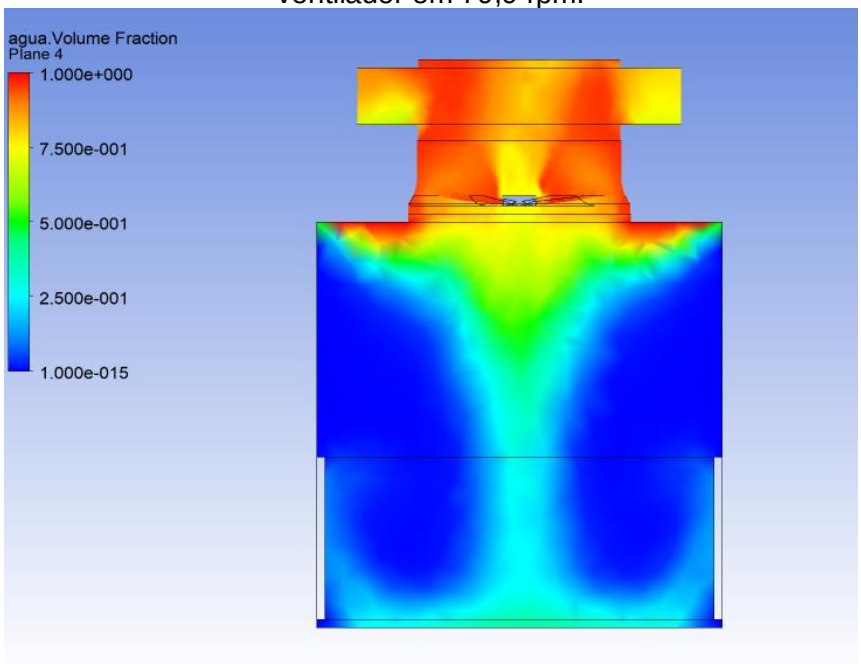

Fonte: A Autora (2019).

Figura 58 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 75,9 rpm.



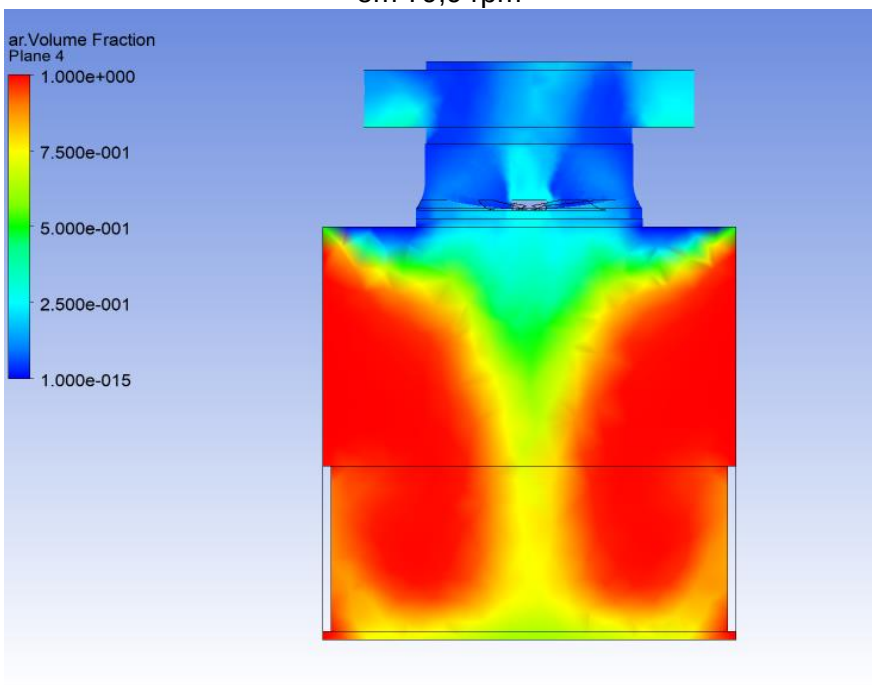

Fonte: A Autora (2019).

Figura 59 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 79,9 rpm.



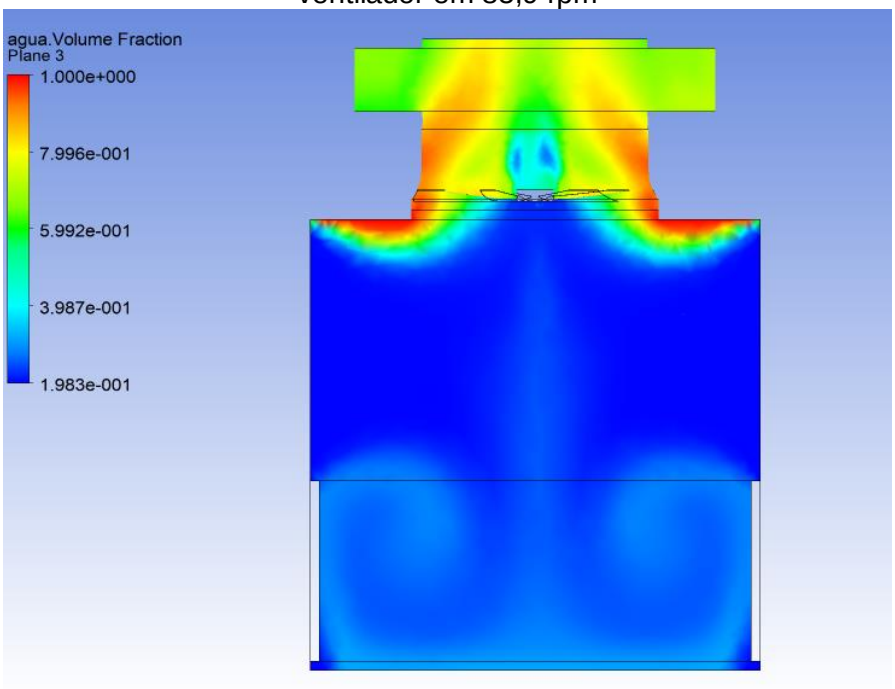

Fonte: A Autora (2019).

Figura 60 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 79,9 rpm



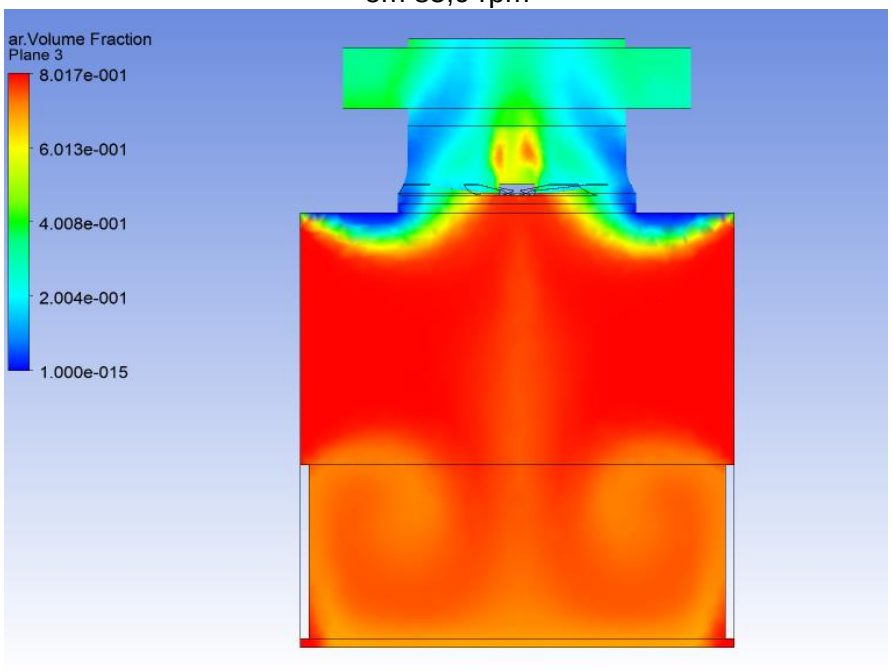

Fonte: A Autora (2019).

Figura 61 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 85,9 rpm



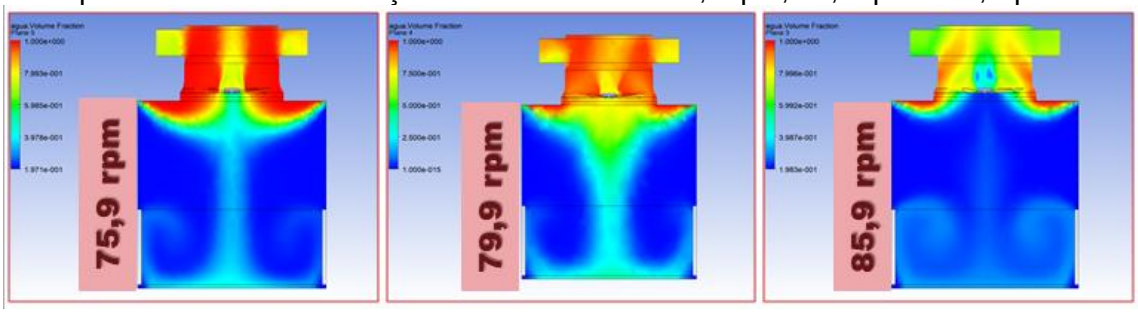

Fonte: A Autora (2019).

Figura 62 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 85,9 rpm




Fonte: A Autora (2019).

Figura 63 – Imagem comparativa entre a distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para velocidade de rotação do ventilador em 75,9 rpm, 79,9 rpm e 85,9rpm.




Fonte: A Autora (2019).

### 5.2.3 Simulação numérica computacional aparato com três estágios

Neste capitulo serão abordadas as simulações numéricas efetuadas para o aparato de três estágio, de acordo com as principais variáveis e condições do estudo. Para tanto, foi efetuado o estudo a partir da variação de temperatura, vazão de água e rotação do ventilador.

#### 5.2.3.1 Variação de temperatura

A seguir, são apresentados os resultados obtidos com o processo de simulação numérica para condensação em torre de resfriamento com variação de temperaturas do ar de alimentação a 20ºC, 25ºC, 30ºC, 35ºC e 40ºC, com aparato de recuperação com 3 estágios. A simulação demonstra o perfil da distribuição da fração volumétrica ar/água em função da temperatura.

Para este estudo, frente ao comportamento em relação a variação de temperatura, adotou-se os valores de operação (Umidade do ar, Vazão de ar, vazão de água e rotação do ventilador) fixados no Manual Geral da Torre de Resfriamento, cedido pela Usina.

Assim como na simulação de um estágio, temos inicialmente o perfil de distribuição da fração volumétrica da água, conforme Figuras 64, 66, 68, 70 e 72, sendo possível observar uma maior concentração da fração de água, na parede da torre de resfriamento, em menores temperaturas. Demonstrando assim, que conforme aumenta-se a temperatura, menor a concentração da fração volumétrica de água. É possível perceber também o redução significativa dessa fração a partir da temperatura de 35ºC.

Isto é, a distribuição apresentada pelas variação da temperatura demonstra que conforme aumenta-se a temperatura do ar de entrada, diminui-se a concentração da fração de água, ou seja, diminuindo assim a taxa de condensação da água e consequentemente, recuperação. O comportamento apresentado também pode ser relacionado com base na distância do ponto de orvalho, temperatura em que o vapor de água que está em suspensão no ar começa a se condensar, visto que o aumento da temperatura acarretará maior distância em relação ao ponto de orvalho, e consequentemente, menor taxa de recuperação de água (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

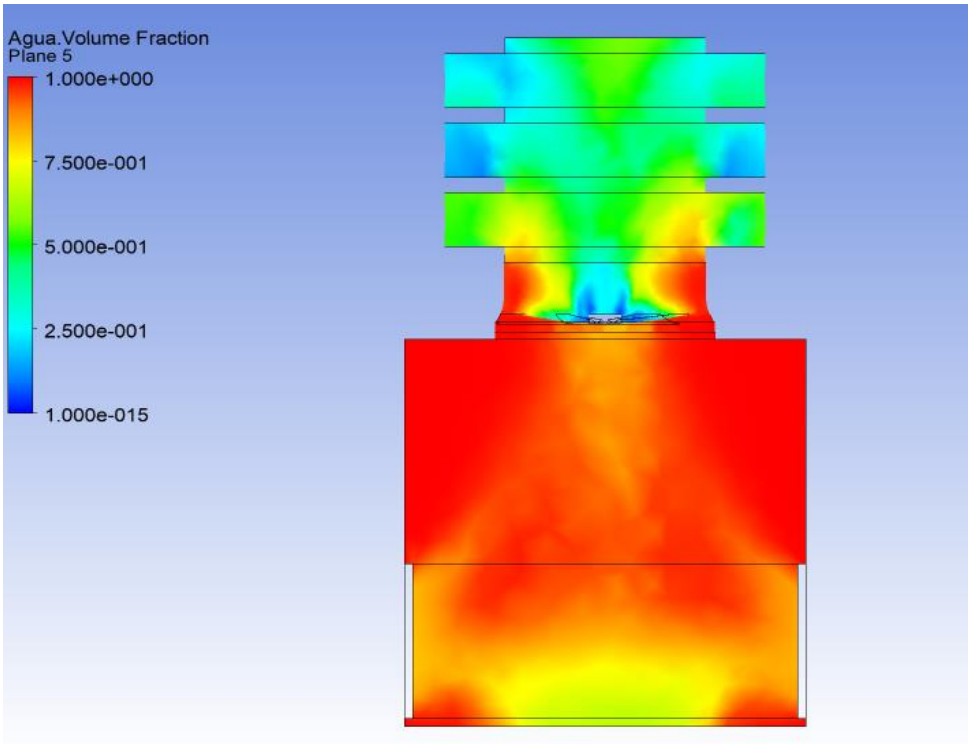
Para a fração volumétrica de ar, Figura 65, 67, 69, 71 e 73, tem-se o comportamento inverso, sendo verificado então o aumento da fração volumétrica do ar conforme o aumento de temperatura.

Assim como descrito na simulação para um estágio, os dados obtidos através da simulação numérica, com variação de temperatura, corroboram com Qureshi e Zubair (2006), onde os mesmos, afirmam que diversos fatores terão influência direta no desempenho de torres de resfriamento, dentre eles, destacando-se a

temperatura. O mesmo acontece frente ao estudo de Paz *et al.* (2019), onde os investigadores estimam diversas propriedades termodinâmicas que irão interferir no desempenho.

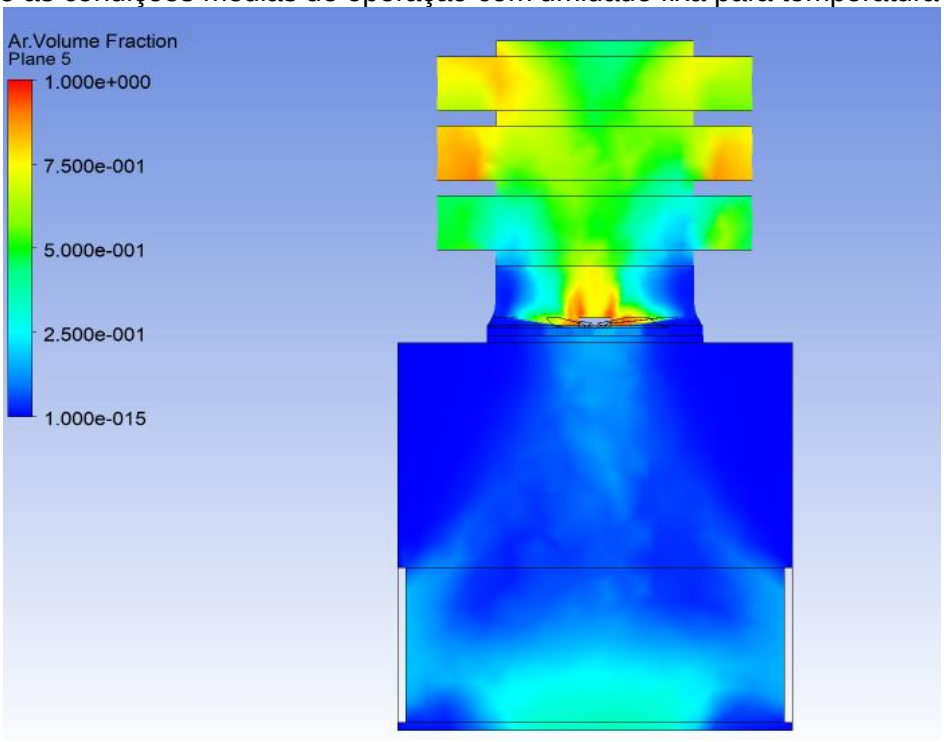
Do mesmo modo, ao fazer o comparativo com o aparato de apenas um estágio é possível perceber que a condensação acontece de forma mais efetiva no aparato contendo os três estágios, pois percebe-se a maior concentração da fração volumétrica da água encontra-se nas paredes da torre de resfriamento, região anterior ao ventilador.

Figura 64 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 20ºC



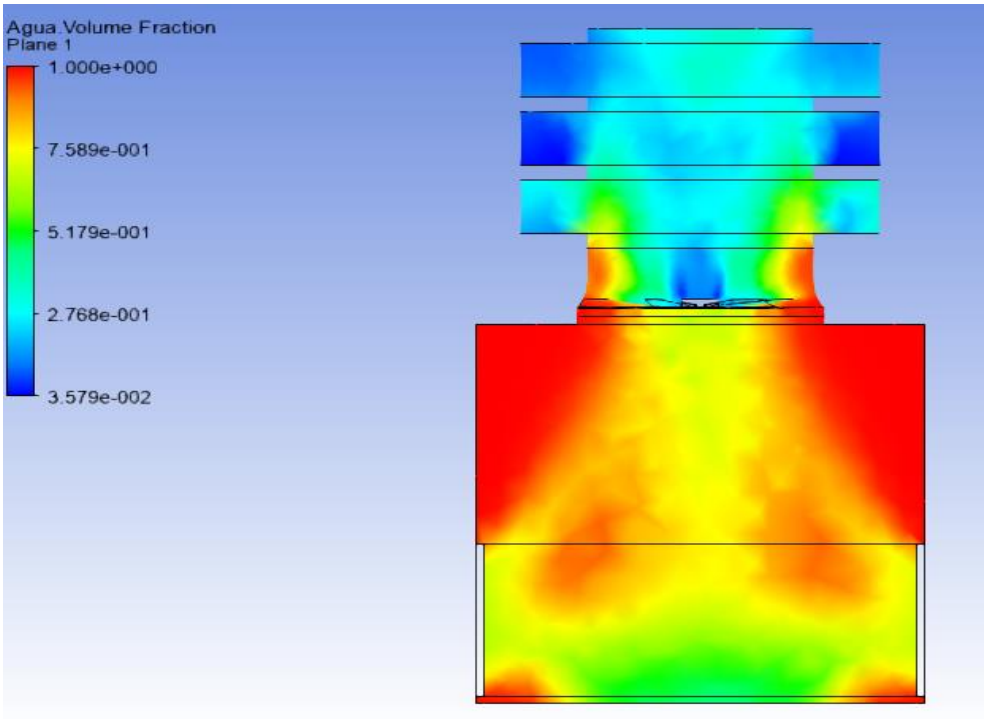

Fonte: A Autora (2019).

Figura 65 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 20ºC



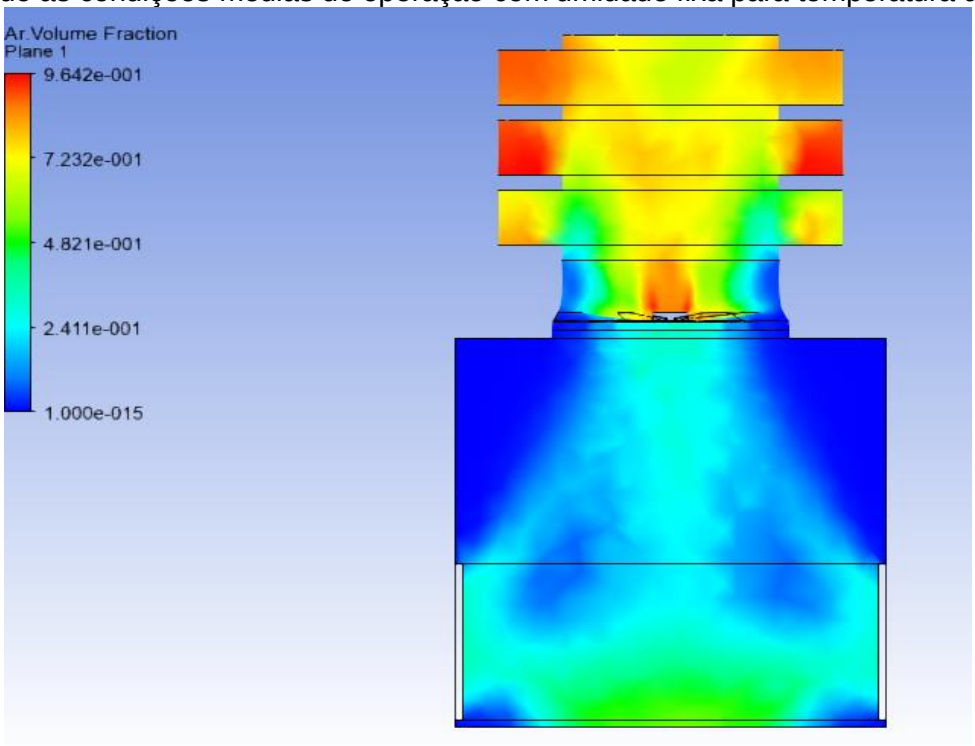

Fonte: A Autora (2019).

Figura 66 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 25ºC



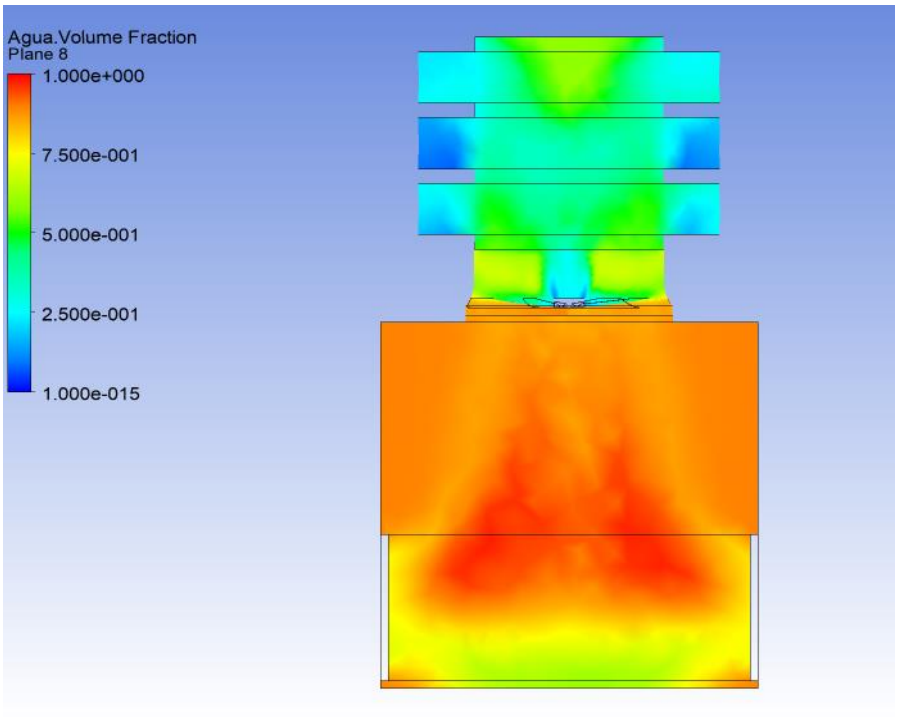

Fonte: A Autora (2019).

Figura 67 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 25ºC



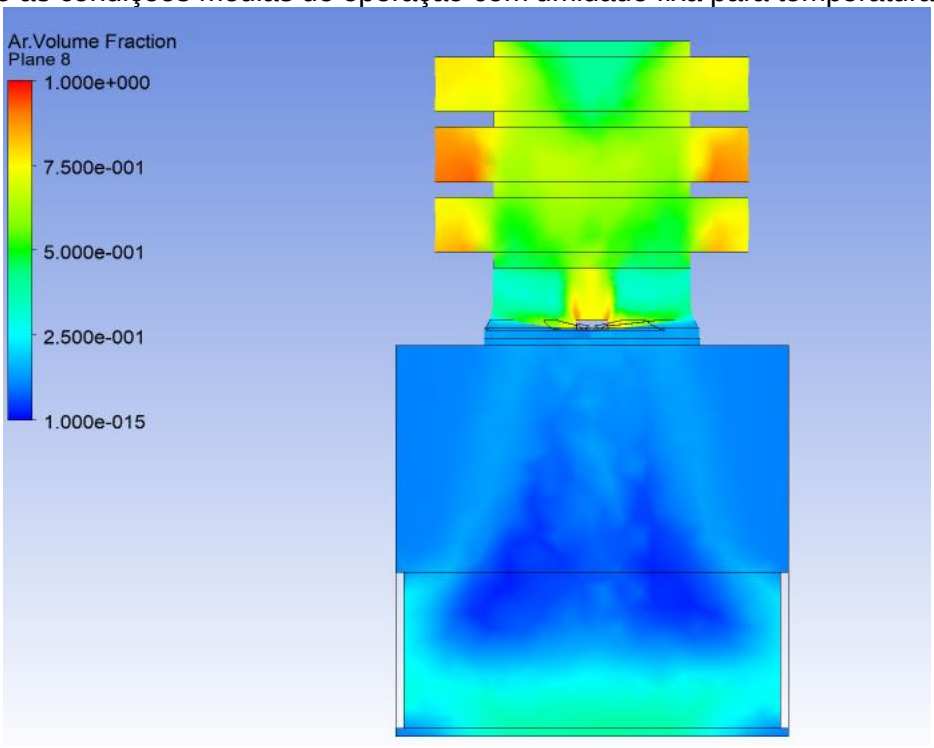

Fonte: A Autora (2019).

Figura 68 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 30ºC



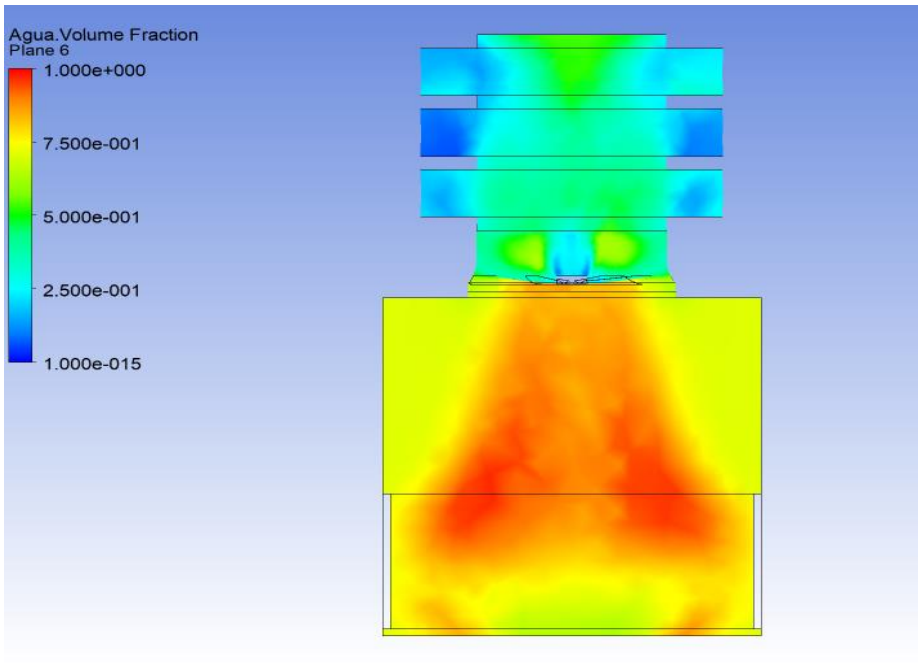

Fonte: A Autora (2019).

Figura 69 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 30ºC



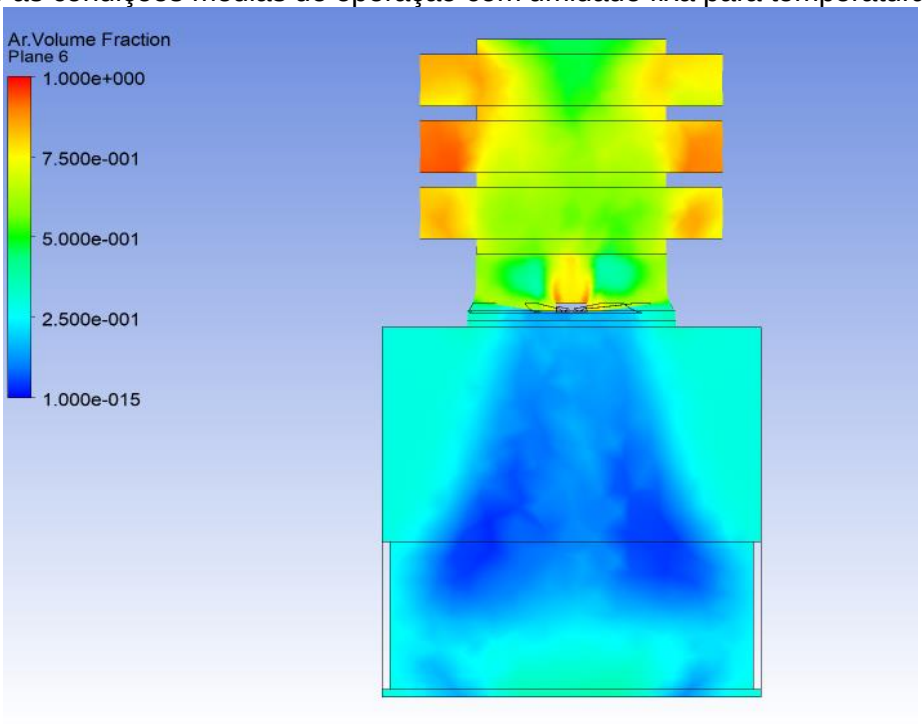

Fonte: A Autora (2019).

Figura 70 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 35ºC



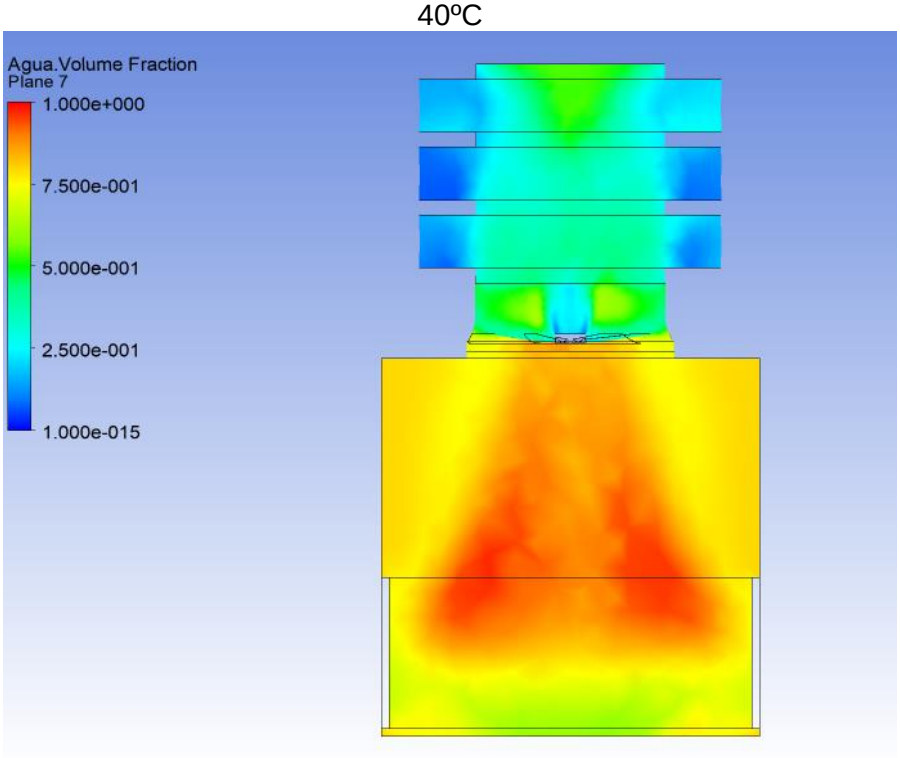

Fonte: A Autora (2019).

Figura 71 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 35ºC



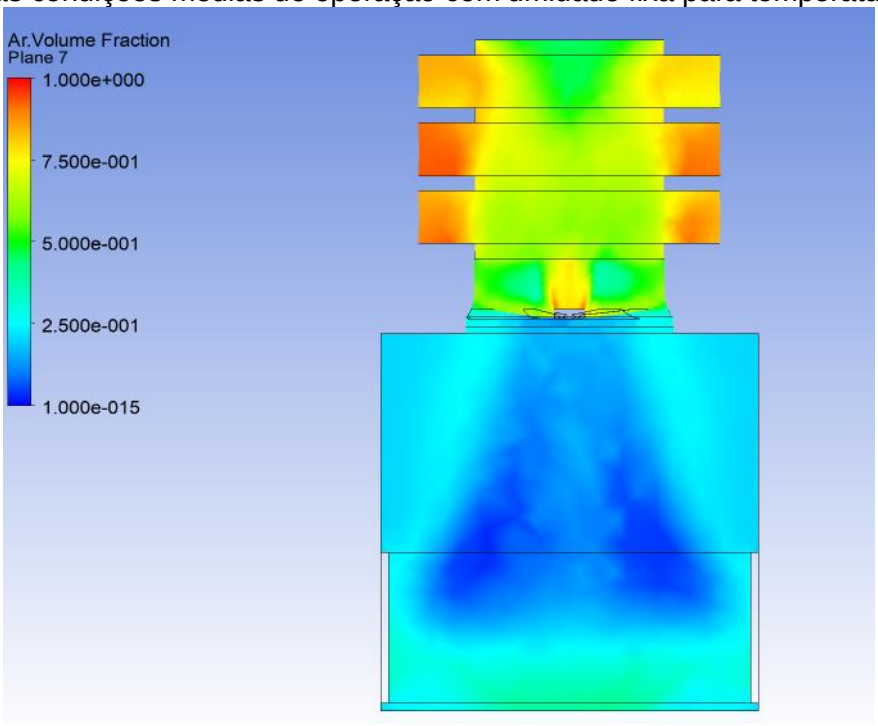

Fonte: A Autora (2019).

Figura 72 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 40ºC



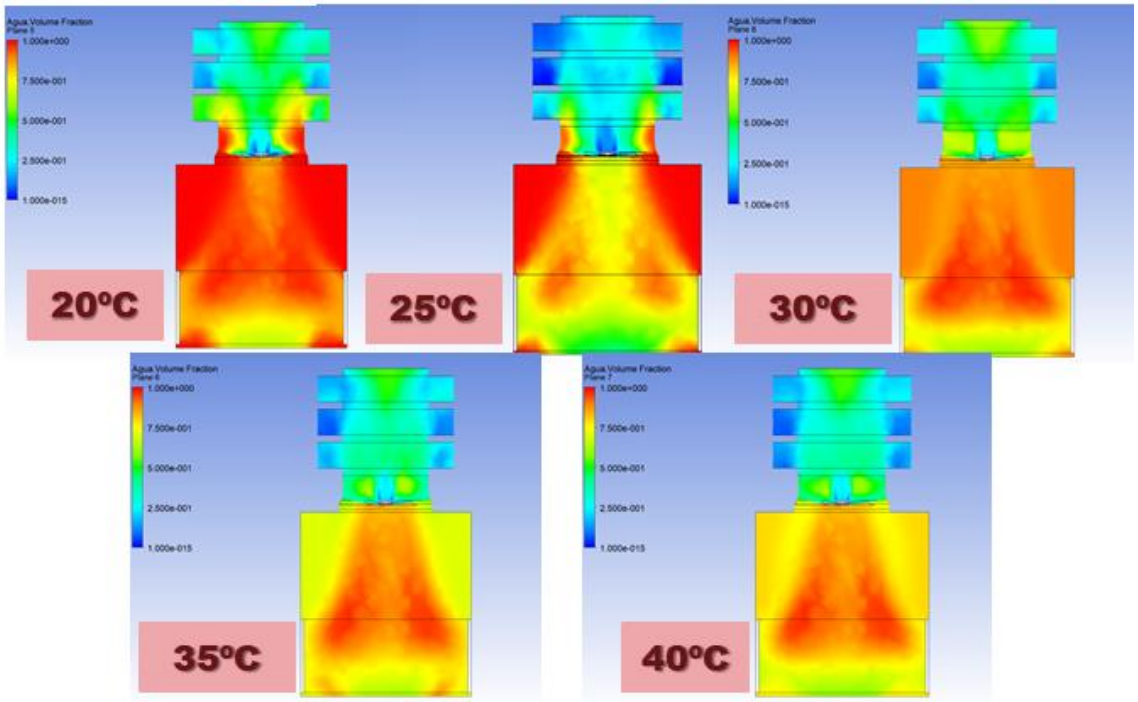

Fonte: A Autora (2019).

Figura 73 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para temperatura de 40ºC




Fonte: A Autora (2019).

Figura 74 – Imagem comparativa entre a distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para variação da temperatura em 20ºC, 25ºC, 30ºC, 35ºC e 40ºC




Fonte: A Autora (2019).

### 5.2.3.2 Variação da Vazão de água

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos com o processo de simulação numérica para condensação em torre de resfriamento com variação de vazão de água na entrada: 4000 m³/h, 4366 m³/h (condição normal de operação da referida torre) e 4700 m³/h. A simulação evidencia o perfil da distribuição da fração volumétrica ar/água em função da vazão de água para análise do condensado em estrutura contendo 3 estágios.

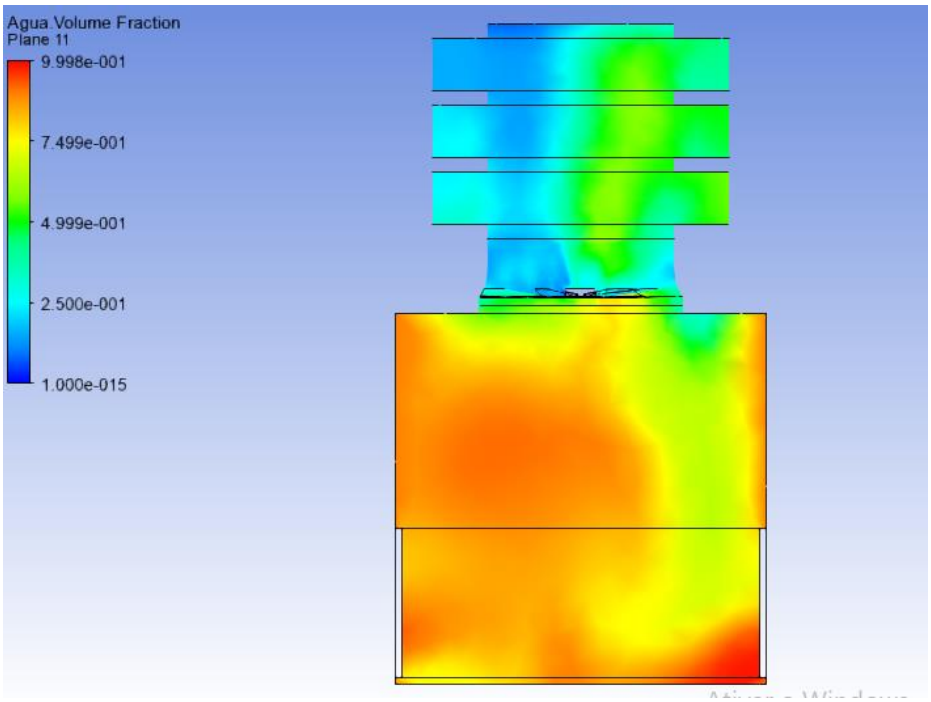
Para este estudo, frente ao comportamento em relação a variação da vazão de água, adotou-se os valores de operação (Umidade do ar, Vazão de ar, temperatura e velocidade de rotação do ventilador) fixados no Manual Geral da Torre de Resfriamento, cedido pela Usina.

Inicialmente, de acordo com as figuras que referem-se à distribuição da fração volumétrica da água, conforme as Figura 75, 77 e 79, é possível observar que quanto menor a vazão de água, maior será a probabilidade de arraste, uma vez que os perfis demonstraram menor concentração da fração volumétrica de água com menores vazões. Tal comportamento pode ser explicado pelas leis da hidrodinâmica, transferência de massa e calor, uma vez que ao aumenta-se as vazões de ar e água é possível elevar os coeficientes globais de transferência de calor e massa, isto é, convecção e turbulência mais intensas na mistura (ÇENGEL, 2013).

Tais resultados podem discutidos com os dados de Beskow *et al.* (2011) desenvolveram um estudo em relação a influência dos aspersores de média pressão em relação aos arrastes e as perdas de água por evaporação e por Alves *et al.* (1997) no qual os autores estudaram as perdas de água por evaporação e por arraste de um determinado sistema.

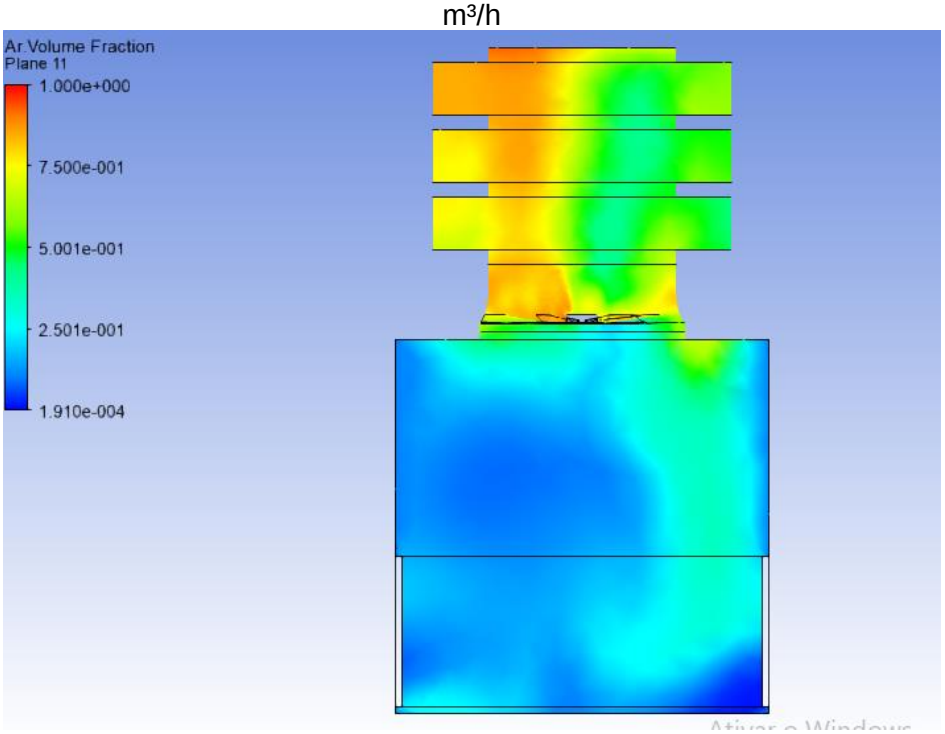
Assim como na situação descrita anteriormente, ao fazer o comparativo com o aparato de apenas um estágio é possível perceber que a condensação acontece de forma mais efetiva no aparato contendo os três estágios, pois percebe-se a maior concentração da fração volumétrica da água próxima as paredes da torre de resfriamento, região anterior ao ventilador.

Figura 75 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4000 m³/h



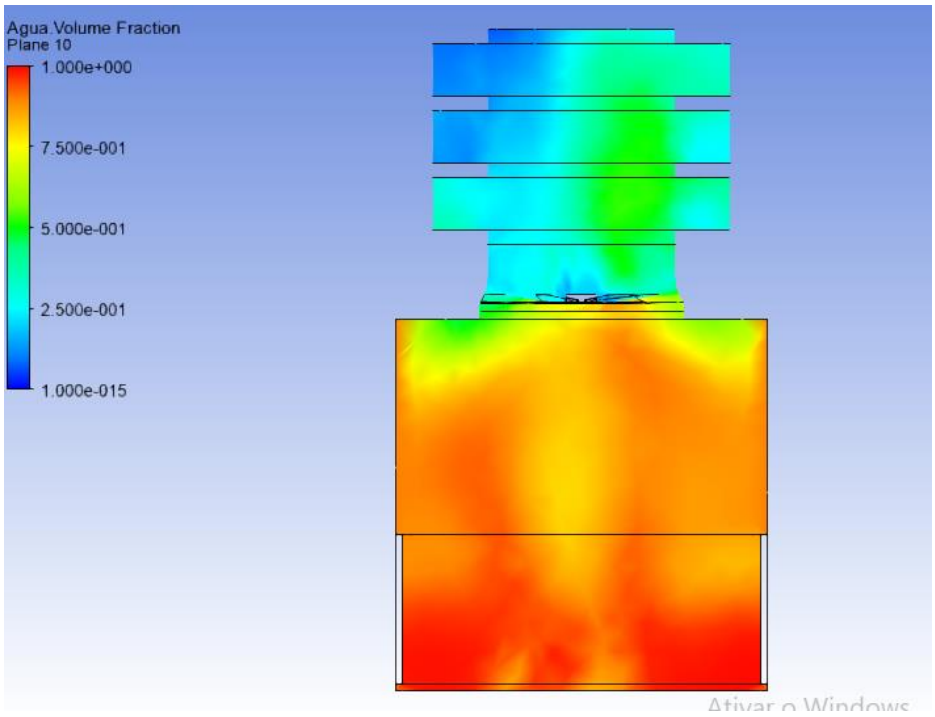

Fonte: A Autora (2019).

Figura 76 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4000 m³/h



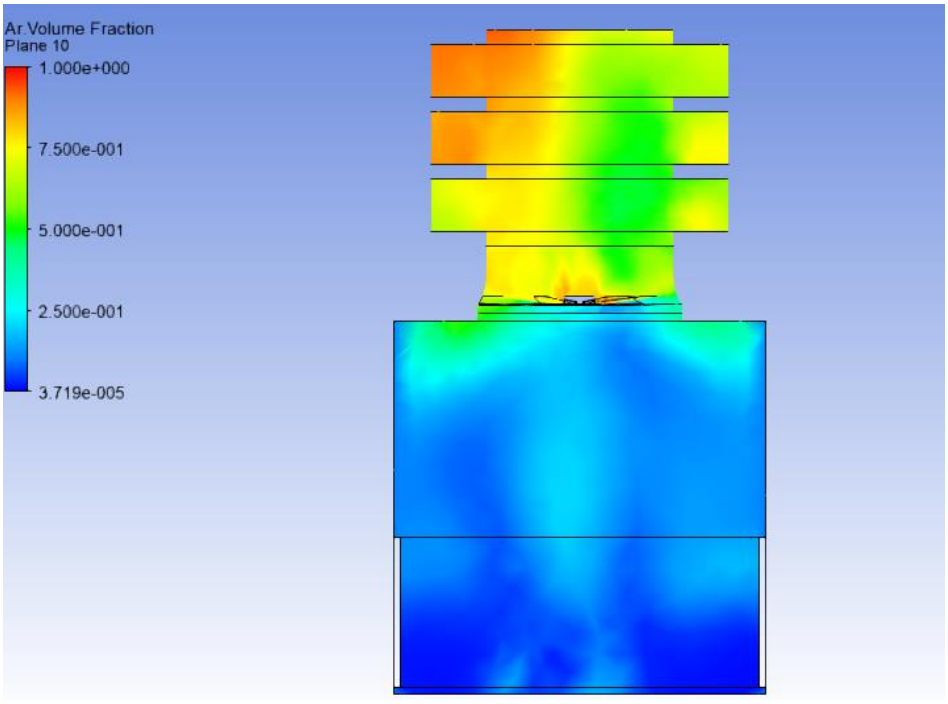

Fonte: A Autora (2019).

Figura 77 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4366 m³/h



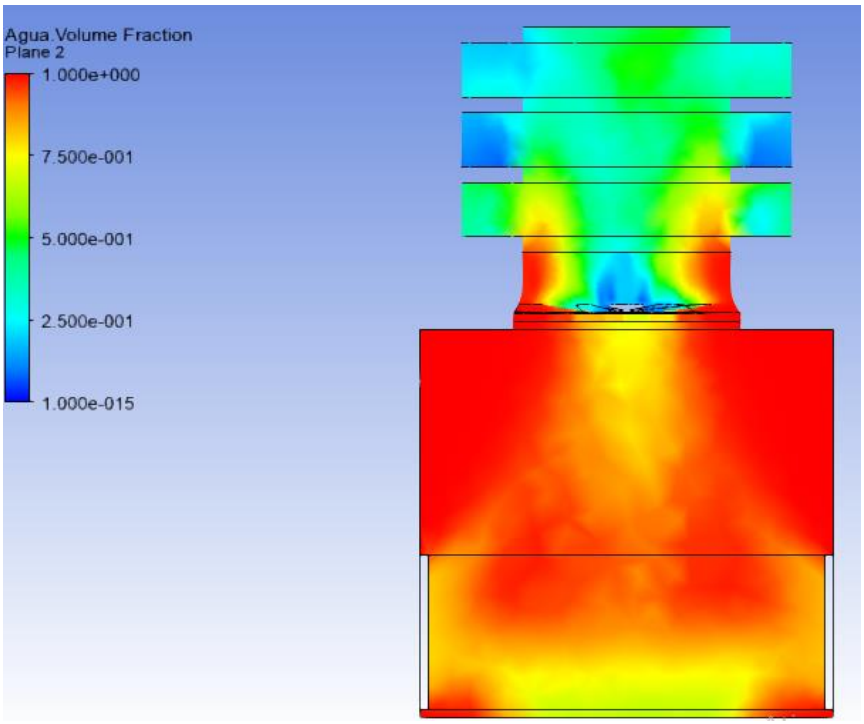

Fonte: A Autora (2019).

Figura 78– Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4366 m³/h.



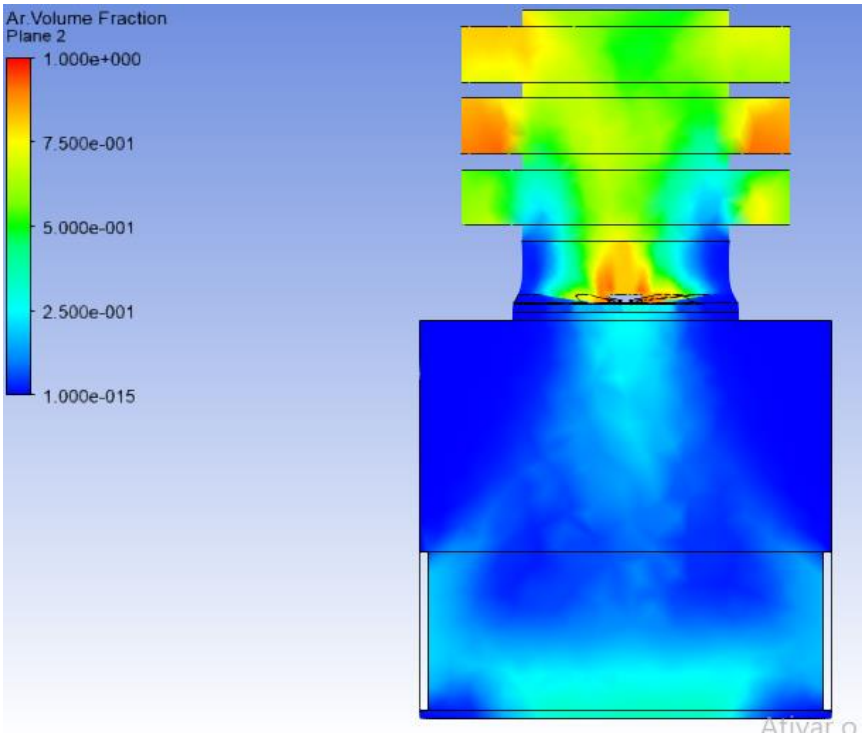

Fonte: A Autora (2019).

Figura 79 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4700 m³/h



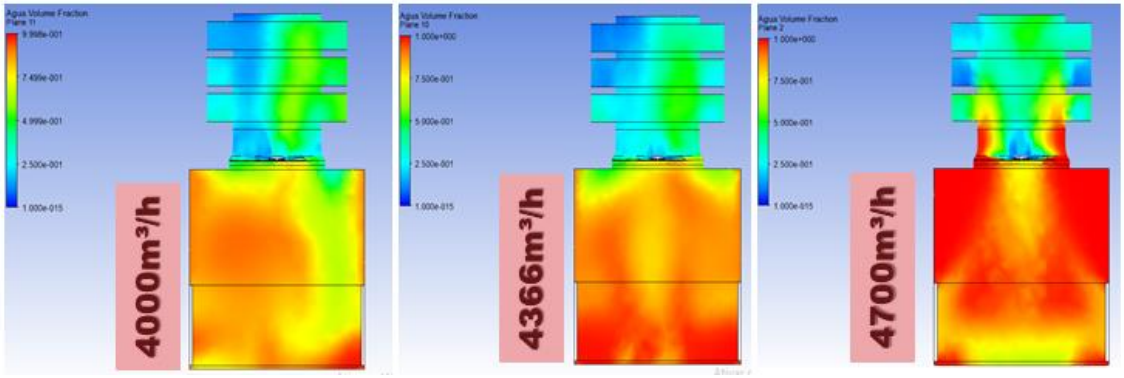

Fonte: A Autora (2019).

Figura 80 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de água em 4700 m³/h.




Fonte: A Autora (2019).

Figura 81 – Imagem comparativa entre a distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de um estágio aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para variação da vazão da água para 4000 m³/h, 4366 m³/h e 4700 m³/h




Fonte: A Autora (2019).

### 5.2.3.3 Variação da Vazão de ar

A seguir, são demonstrados os resultados obtidos com o processo de simulação numérica para condensação em torre de resfriamento com variação da vazão de ar em 635,45 Nm³/h, 685,45 Nm³/h e 735,45 Nm³/h e condições padrão (Umidade do ar, temperatura, vazão de água e rotação do ventilador) de operação. Desta forma, a simulação exibiu o perfil da distribuição da fração volumétrica ar/água em função da vazão de ar.

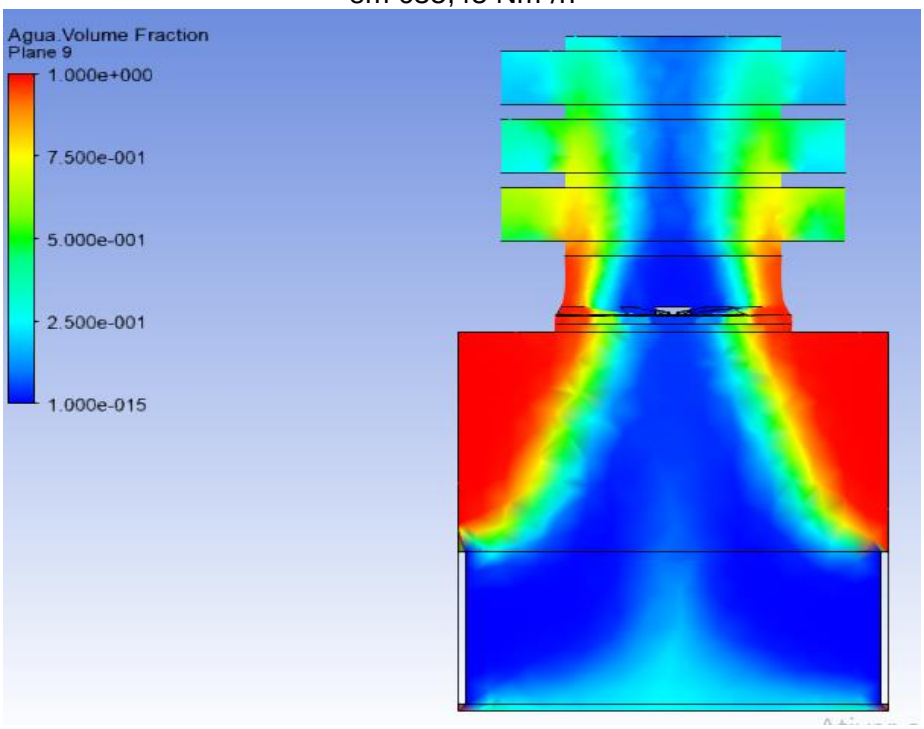
Ao verifica-se as Figura 82, 84 e 86, é possível perceber que a vazão de ar influencia diretamente o perfil de distribuição da fração volumétrica água/ar, uma vez que foi verificado que conforme aumenta-se a vazão de ar na torre de resfriamento, maior será a concentração da fração volumétrica da água na torre de resfriamento, o perfil demonstra então que nas condições trabalhas é possível diminuir a taxa de perda por evaporação. Além disso, é possível atribuir os resultados obtidos ao aumento de supercíe de contato entre água /ar, uma vez que tem-se um maior *hold-up* de ar trocando calor.

Yoon e Corradini (2018) explanaram em seu estudo que para um determinado modelo de condensação deve ser correlacionado com diversos parâmetros, dentre eles está tanto a mistura binária de vapor e ar, como também os valores de operação, a exemplo da vazão.

Além disto, sabe-se que nas vazões mais altas de ar e de água, para um determinado limite, apresentam fenômenos de convecção e turbulência mais

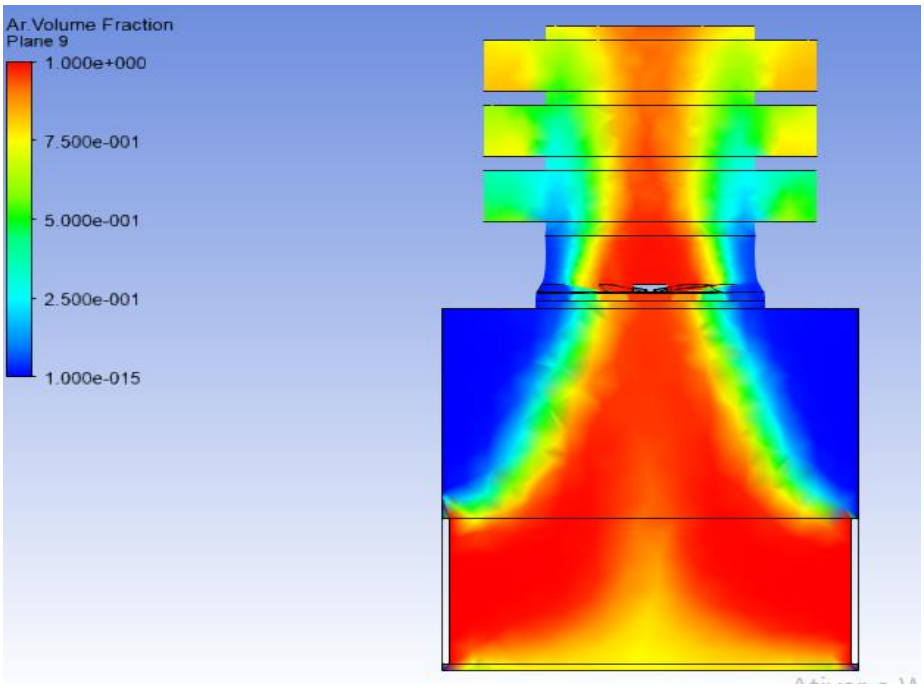
intensas, elevando os coeficientes globais de transferência de calor e massa. Os aumentos das vazões de ar e água favorecem um aumento da convecção e turbulência, o que torna a transferência de calor e massa mais intensa entre fases (MELLO, 2008).

Figura 82 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 635,45 Nm³/h



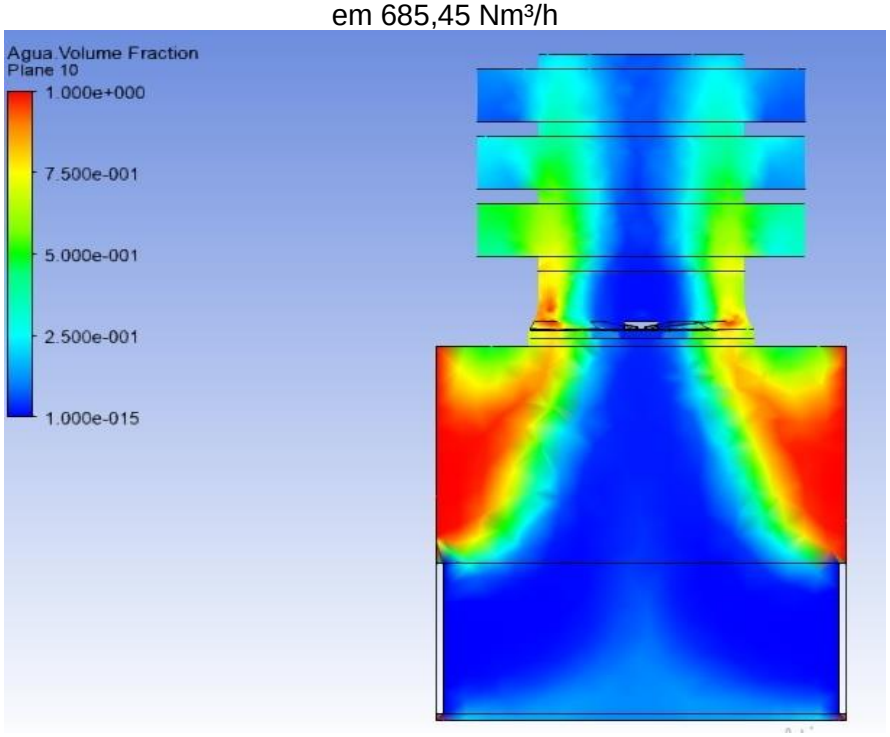

Fonte: A Autora (2019).

Figura 83 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 635,45 Nm³/h



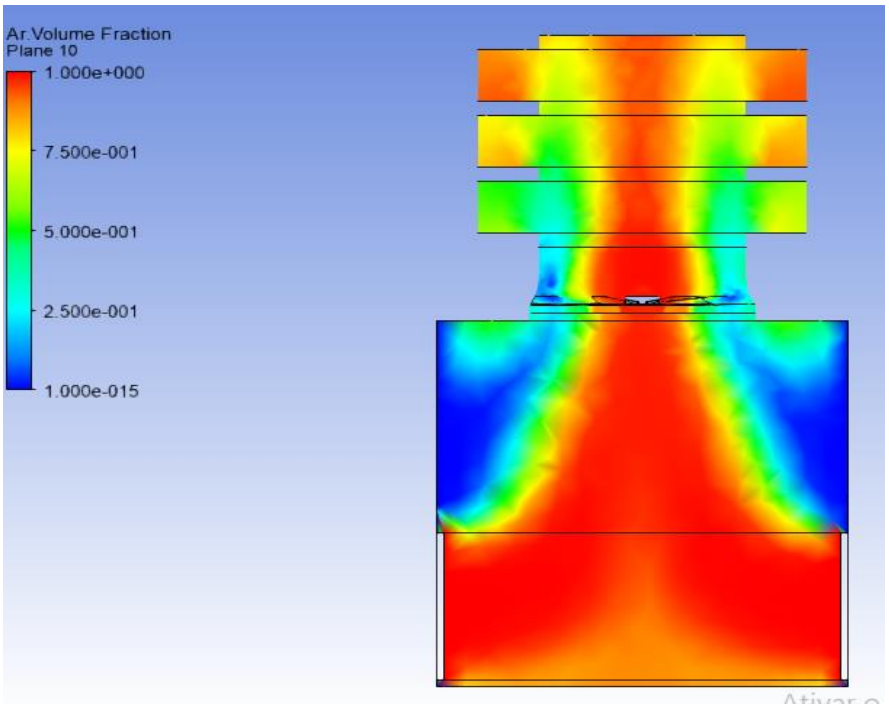

Fonte: A Autora (2019).

Figura 84 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 685,45 Nm³/h



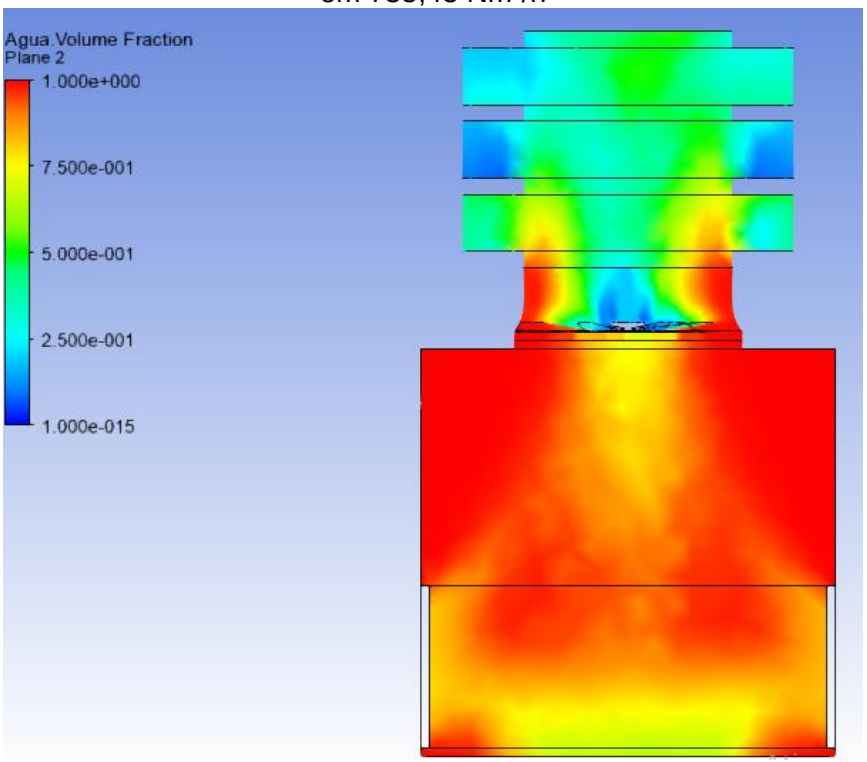

Fonte: A Autora (2019).

Figura 85 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 685,45 Nm³/h



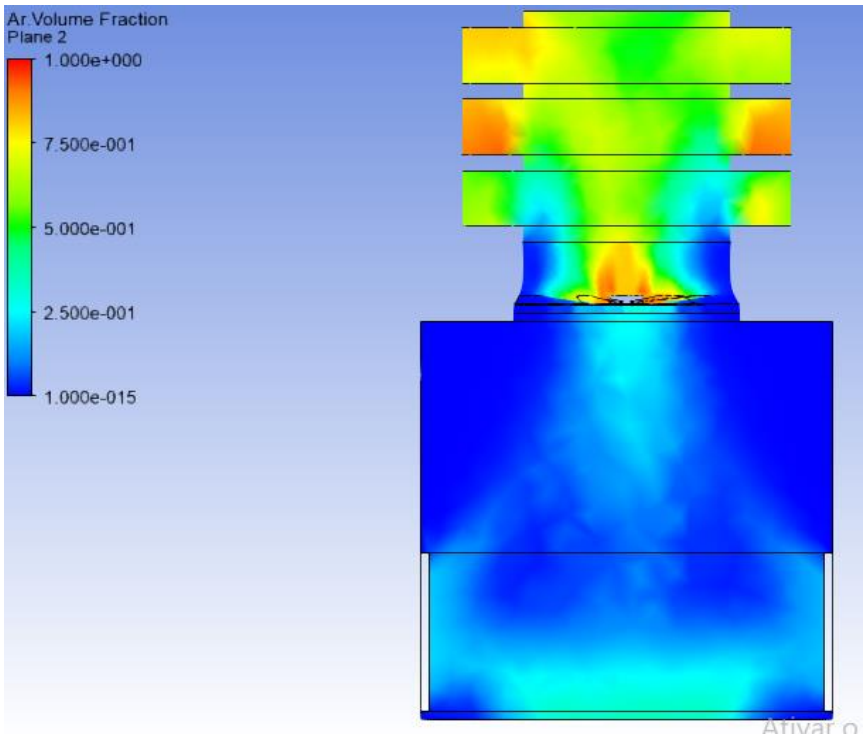

Fonte: A Autora (2019).

Figura 86 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 735,45 Nm³/h



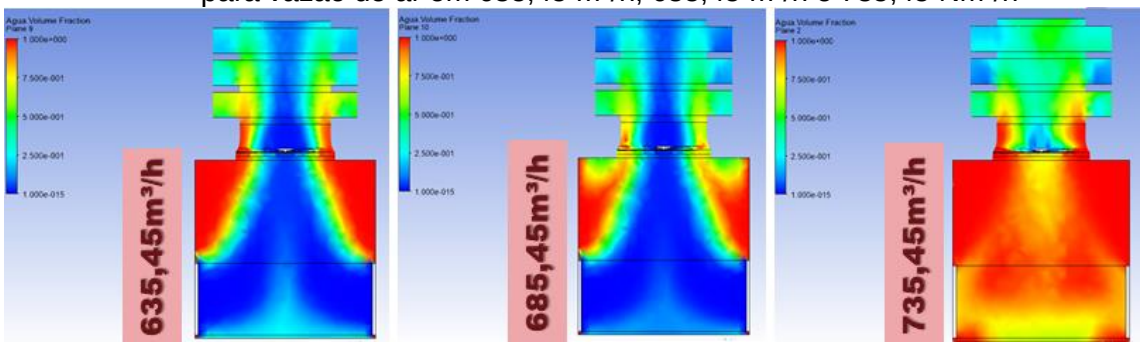

Fonte: A Autora (2019).

Figura 87 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 735,45 Nm³/h




Fonte: A Autora (2019).

Figura 88– Imagem comparativa entre a distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para vazão de ar em 635,45 m³/h, 685,45 m³/h e 735,45 Nm³/h




Fonte: A Autora (2019).

### 5.2.3.4 Variação da velocidade de rotação do ventilador

Em relação ao quarto parâmetro de variação, buscou-se verificar como a distribuição da fração volumétrica água /ar irá se comportar, frente à variação da rotação do ventilador em rpm, para tanto, foi fixado os valores de condições padrão,

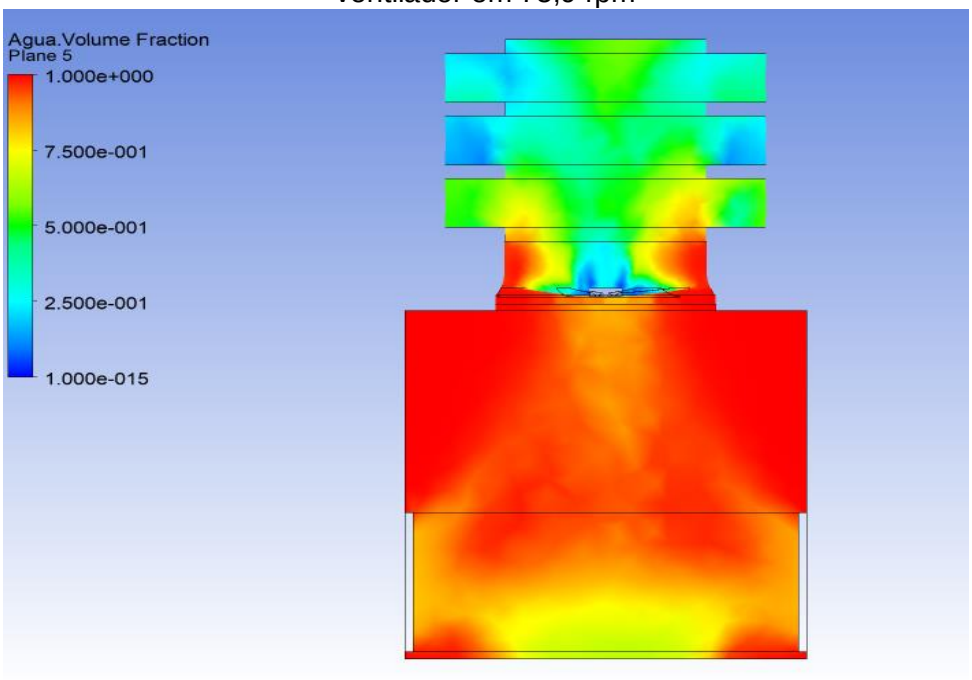
descritos anteriormente. Visto isso, a simulação com variação dessa rotação possibilitou a verificação do perfil da distribuição da fração volumétrica ar/água.

Ao analisa--se as Figura 89, 91 e 93, onde é possível constatar que a concentração de água próximo ao sistema coletor tem um comportamento inverso a velocidade de rotação do ventilador, ou seja, quanto maior a velocidade de rotação, menor será a concentração da fração volumétrica de água existente na região de estudo. Ou seja, comportamento frente ao aumento deverá diminuir a eficiência de recuperação de água do aparato.

Tal comportamento pode ser explicado, visto que, a maior velocidade de rotação do ventilador acaba por proporcionar maior turbulência e maior perda de fração da água, pois a velocidade causará maior arraste desta fração e consequentemente maior perda de água (ÇENGEL, 2012).

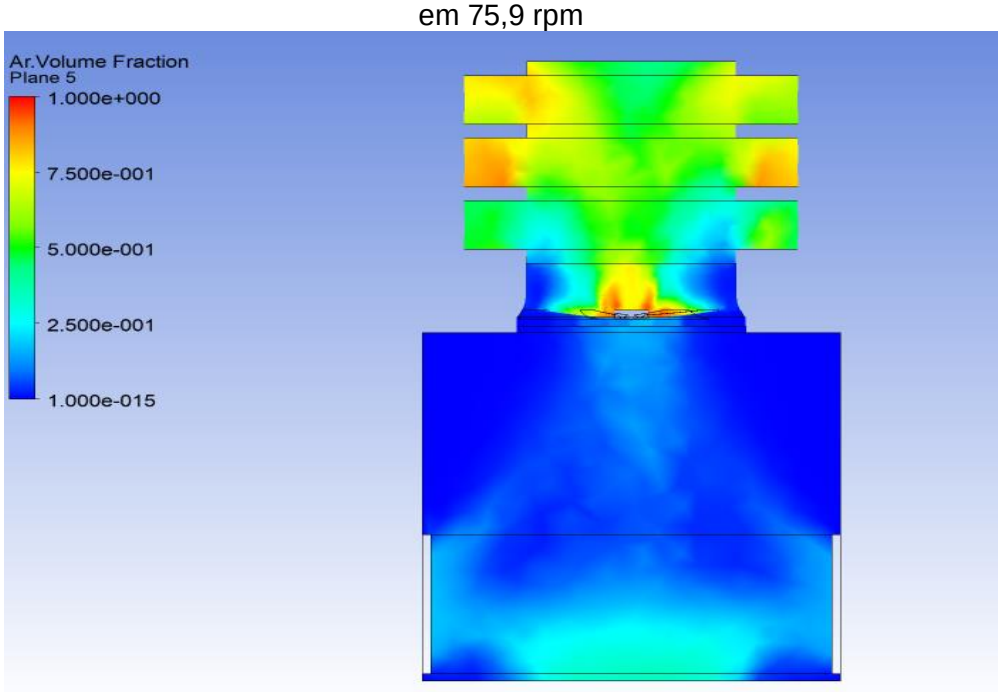
Os dados obtidos através desta variação agregam outro fator de relevância a ser avaliado em relação a propostas de diminuição da perda de água. Em diversas literaturas, pode-se verificar a influência de outros fatores frente ao problema, tais como: Carvin (2014), Barak, Fraña e Stiller (2014) e Deziani *et al.* (2015), que apresentaram estudos de eficiência de aquecimento e resfriamento termoelétricos de alta eficiência com trocadores de calor; eficácia de condensação do ar úmido no trocador de calor, via CFD; e percentual redutor de perda evaporativa, respectivamente. Outrossim, a ser considerado, é que a velocidade de rotação do ventilador não pode ser muito baixa, pois poderia diminuir a eficiência da troca de calor.

Figura 89 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 75,9 rpm



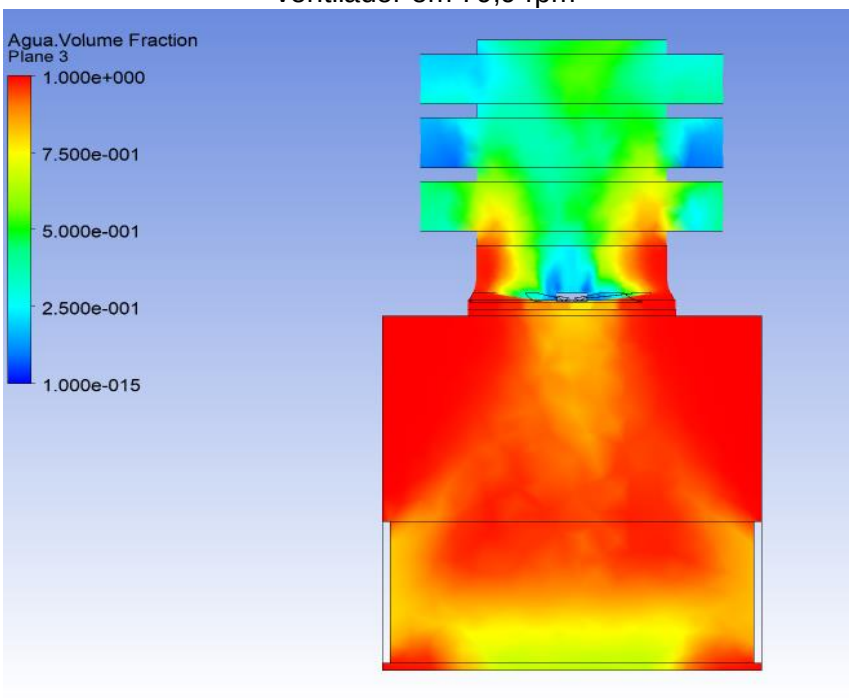

Fonte: A Autora (2019).

Figura 90 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 75,9 rpm



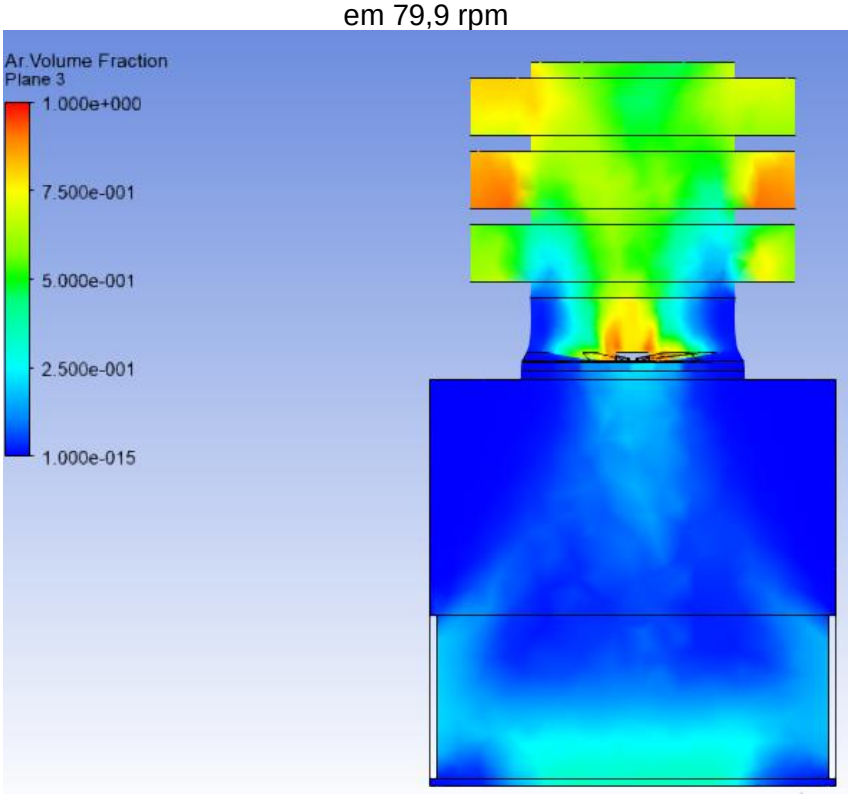

Fonte: A Autora (2019).

Figura 91 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 79,9 rpm



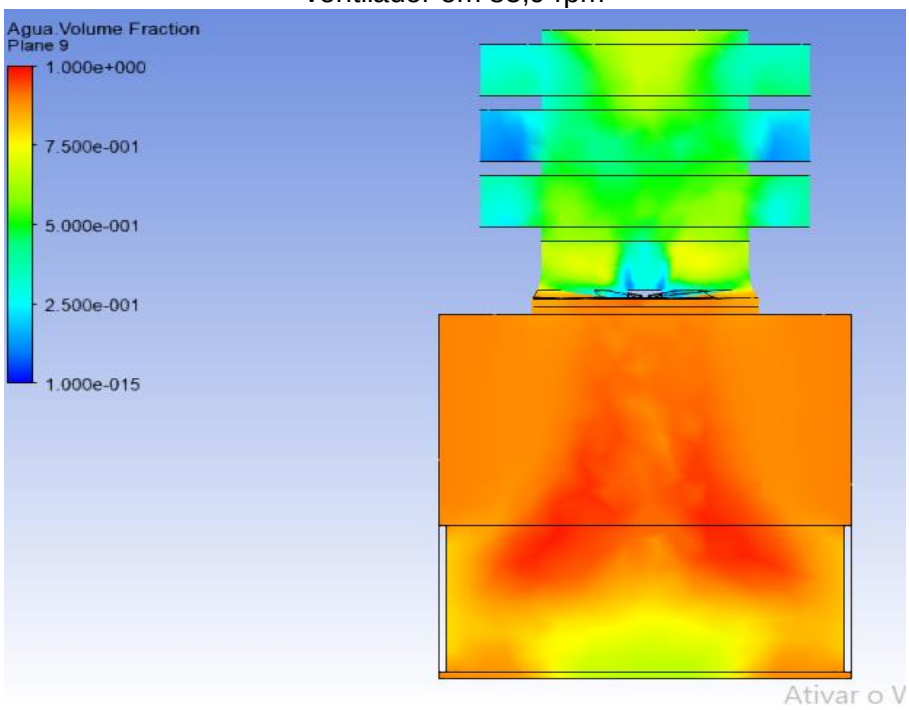

Fonte: A Autora (2019).

Figura 92 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 79,9 rpm



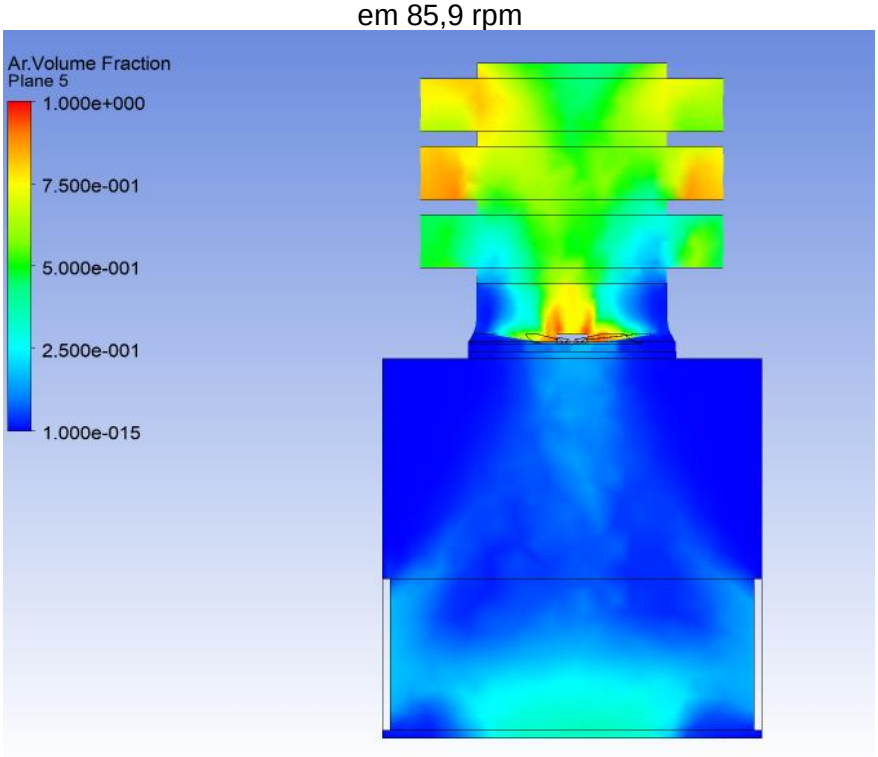

Fonte: A Autora (2019).

Figura 93 – Distribuição da fração volumétrica de água em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 85,9 rpm



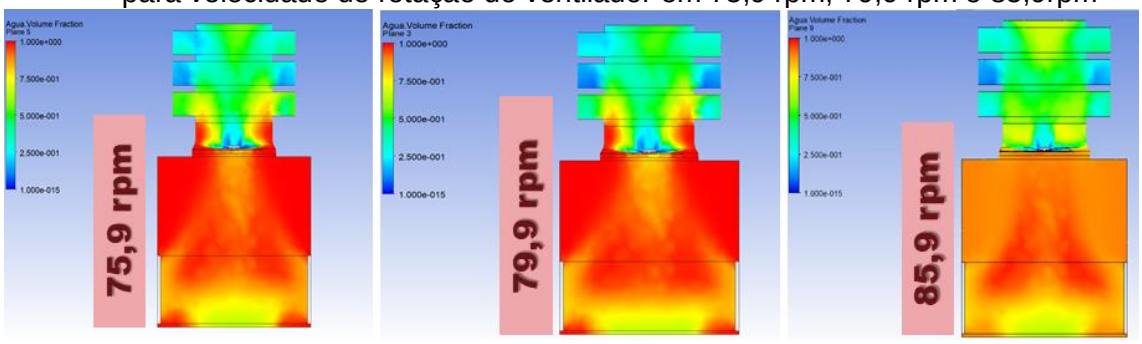

Fonte: A Autora (2019).

Figura 94 – Distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para rotação do ventilador em 85,9 rpm




Fonte: A Autora (2019).

Figura 95 – Imagem comparativa entre a distribuição da fração volumétrica de ar em aparato com coletor de três estágios aplicando as condições médias de operação com umidade fixa para velocidade de rotação do ventilador em 75,9 rpm, 79,9 rpm e 85,9rpm




Fonte: A Autora (2019).

# 6 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

O desenvolvimento do presente trabalho de pesquisa permitiu a avaliação do comportamento de uma torre de resfriamento, com foco na sua operacionalização como sistema de redução de perda de água por evaporações. A metodologia de fluidodinâmica aplicada (CFD) para torres de resfriamento gerou via simulação numérica perfis de concentração de água no sistema, verificadas às influências dos parâmetros de operação e o efeito da estrutura do sistema. Os resultados obtidos permitiram a formulação de uma proposta de expansão do sistema na direção de sua otimização.

Através do método utilizado durante as simulações foi caracterizado a influência da variação dos seguintes parâmetros de operação: temperatura, vazão de água, vazão de ar e velocidade de rotação do ventilador.

Ao se aumentar a temperatura do ar de entrada de 20 a 40ºC, com vazão de ar de 685,45 m³/h. e velocidade de rotação do ventilador de79,9 rpm foi observado aumento da taxa de água perdida por evaporação, promovendo diminuição da fração volumétrica da água.

Fazendo-se variar a vazão da água na entrada a 4000 m³/h, 4366 m³/h (condição normal de operação da referida torre) e 4700 m³/h, observa-se que para menores vazões da água, na faixa de 4000 m³/h, maior é o arraste desta umidade, com os perfis indicando menores concentrações de água, em frações volumétrica e com menores vazões.

O efeito da variação da rotação do ventilador foi no sentido diminuição da eficiência de recuperação da água, de modo que a concentração de água próximo ao sistema coletor evolui com maiores velocidade de rotação de 75,9 rpm a 85,9 rpm, provocando menores concentrações das frações volumétricas da água.

A recuperação de água dor ar úmido tende a melhorar com a diminuição da temperatura de entrada e aumento da vazão de ar / água da entrada, no entanto, para o aumento da velocidade de rotação do ventilador, tem-se uma eficiência de recuperação de água reduzida.

As tendências de recuperação de água com análise dos diferentes parâmetros operacionais: temperatura, vazão de ar, vazão de água e velocidade de rotação do ventilador, se acentuam a medida que se passa a operar com o sistema coletor de 3 estágios em vez de um único estágio acoplado a torre de arrefecimento.

Avaliados os efeitos desses fatores no funcionamento da torre de resfriamento, viabilizou-se a verificação de uma conformação metálica de modo a diminuir as perdas por evaporação.

## 6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões para trabalhos futuros recomenda-se:

a) Realizar as simulações com configuração intermediária do aparato (2 estágios) e analisar a viabilidade de uso de recheios na torre;
b) Avaliar a eficiência de recuperação de água através da utilização de malha metálica combinada com pastilhas de efeito Peltier;
c) Testar superfície metálica contendo ranhuras para potencializar a troca térmica e o recolhimento do condensado.
d) Avaliar o impacto em termos de esforços mecânico da adição de aparatos sobre a estrutura base da torre (software SolidWorks);
e) Avaliar outras opções de estratégias que possam reduzir os esforços mecânicos da instalação de aparatos sobre a estrutura base da torre.

# REFERÊNCIAS


ANDERSON, J. D. **Computational Fluid Dynamics: the basics with applications**. McGraw-Hill, 1995.

ANSYS COMPANY. **CFX Solver Theory Manual**. Oxfordshire: CFX, 2013.

BELLOCH, S.P El **Análisis Biomecánico en Natación**. Facultad de Ciencias de la Actividad Física y el Deporte. Universitat de Valencia. 31p., 2013.

ARAÚJO, F. C. **Estudo via CFD de um sistema de condenação de vapor do ar atmosférico por efeito Peltier**. Universidade Federal de Pernambuco. Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.

BÁRAK, J.; FRAŇA, K.; STILLER, J. Condensation of Moist Air in Heat Exchanger Using CFD. **International Journal of Mathematical, Physical, Electrical and Computer Engineering**, v. 8, n. 1, 2014.

BESKOW, S.; COLOMBRO, A.; RIBEIRO, M. S.; FERREIRA, L.S.; ROSSI, R. Simulação das Perdas de Água por evaporação e arraste, no Aspersor NY-7 (4,6mm x 4,0mm), em Sistemas de Aspersão Convencional. **Eng. Agric.,** Jaboticabal, v.28, n. 3, p. 427-437, julho/setembro, 2008.

BESKOW, S.; FARIA, L. C.; COLOMBO, A.; MOURA, D. C. M. de. Modelagem das perdas de água por evaporação e arraste em aspersores de média pressão. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental.** v. 15, n. 3., p. 221-228., 2011.

BILAL, A.Q.; ZUBAIR, S.M. A Complete Model of Wet Cooling Towers with Fouling in Fills. **Applied Thermal Engineering**., v. 26, n. 16, p. 1982-1989, 2006.

BRAILE, P.M.; CAVALCANTI, J.E. **Manual de tratamento de águas residuárias industriais**. São Paulo: CESTEB, 1993.

CASTRO FILHO, P. F. **Modelagem de Processos Químicos**. Dissertação (Fundação Coordenação de Projetos, Pesquisas e Estudos Tecnológicos, COPPETEC). Universidade Federal do Rio de Janeiro. 1992.

CAVALCANTI, D. E. S. **Simulação em CFD de um reator de membrana para a produção de Hidrogênio a partir de processo combinado desidroaromatização / reforma seca do metano**. 96f. Tese (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química). Universidade Federal de Pernambuco. Recife, 2018.

CHAM. Experts in CFD Software and Consultancy. **PHOENICS Applications Album**. Disponível em: http://www.cham.co.uk/phoenics/d_polis/d_applic/applic.htm. Acesso em: 15 jul. 2019

CONFEDERAÇÃO NACIONAL DA INDÚSTRIA. **Água, Indústria e Sustentabilidade**. Brasília: CNI, 2013.

CORTINOVIS, G.F.; SONG, T.W. Funcionamento de uma torre de resfriamento de água. **Revista de graduação da engenharia química**, São Paulo, ano VI, n. 14, jul-dez, 2005.

ÇENGEL, Y.A.; BOLES, M.A. **Termodinâmica**. 7. ed. Local: Porto Alegre.Mc Graw Hill, 2013.

ÇENGEL, Y.A.; GHAJAR, A.J.; **Transferência de Calor e Massa**: uma abordagem prática. 4. ed. Local: Porto Alegre. Mc Graw Hill. 2012.
.
DEZIANI, M.; RAHMANI, K.H.; MIRREZAEI ROUDAKI, S.J; KORDLOO, M. **Feasibility study for reduce water evaporative loss in a power plant cooling tower by using air to Air heat exchanger with auxiliary Fan**, Desalination, 2015, In Press.

DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração**. 1. ed. São Paulo: 2004. IN PRESS.

FABRO, L. F.; AZZOLINI, J. C. Estudo da viabilidade Econômica para o Condicionamento de um Sistema de Tratamento de Água de Reposição em Condensadores Evaporativos de uma Agroindústria. **Unoesc & Ciência** – ACSA Joaçaba, v. 5, n. 2, p. 163-176. 2014.

FATARELLI, D. P.; SILVA, A. C.; SILVA, A. C.; JUNIOR, O. M. Gerenciamento de Recursos Hídricos na Indústria Canavieira no Setor de Fermentação e Destilação. **Revista Científica do Unisalesiano**, Lins – SP, Edição Especial, n. 5, p. 659 – 668, Outubro 2011.

FERREIRA, A.L. Estimativas das Influências Ambientais Decorrentes de Instalação de Usinas Termelétricas na Bacia Hidrográfica do Rio Piracicaba. **Revista de Ciência e Tecnologia**, v. 8, n.17, p. 43-47, 2001.

FERROTEC. **Thermoelectric Thecnical Reference**. Disponível em: https://thermal.ferrotec.com/technology/thermoelectric-reference-guide/thermalref09/. Acesso em: 13 jan. 2019.

FISENKO, S.P.; BRIN, A.A.; PETRUCHIK, A.I. Evaporative cooling of water in a mechanical draft cooling tower. **International Journal of Heat and Mass Transfer**., v. 47, p. 165-177, 2004.

FORTUNA, A. O. **Técnicas computacionais para dinâmicas dos fluidos**: conceitos básicos e aplicações. 2. ed. São Paulo: Edusp, 2012. 426 p.

FRADEN, J. **Handbook of modern sensors:** physics, designs and applications. 3. ed. NewYork: Springer, 2004.

GARVIN, C**. Achieveing high efficiency thermoeletric heating and cooling with metal foam heat exchangers**. Master of Applied Science in Automotive Engineering Thesis. University of Ontario Institute of Technology. Oshawa, Canada. 2014.

GONÇALVES, N. D. F. **Métodos dos volumes finitos em malhas não-estruturadas.** 2007. 71f. Dissertação (Pós-Graduação em Engenharia Matemática) – Faculdade de Ciências da Universidade do Porto, Porto, 2007.

GOODARZI, M. A proposed stack configuration for dry cooling tower improve cooling efficiency under crosswind. **Journal f Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**. v. 98, p. 585-863, 2010.

GRUPO HIDROMAR- CUBATÃO. **Produtos**. Disponível em: http://www.grupohidromar.com.br/proutos/. Acesso em: 3 set. 2019.

HENDRICKS, T.; CHOATE, W. T. **Engineering scoping study of thermoelectric generator systems for industrial waste heat recovery**. 2006. 74f.

HESPANHOL, I. **Manual de conservação e reuso de água na indústria**. Rio de Janeiro: DIM, 2006.

HESPANHOL, I. Um novo paradigm para a gestão de recursos hídricos. **Estud. av**., v. 22, n. 63, p.131-158. 2008.

HOZHABR, A.; RADI, R.; CHENARI, H.; CHOGANI, A.; ESMAEELIPOUR, M. Study of Heat Rejection in Triple Natural Draft Dry Cooling Tower under Crosswind Using Radiator-type Wind breakers. **Applied Mechanics and Materials**, v. 598, p. 265-270, 2014.

JASIULIONIS, J. A. E. **Projeto e avaliação de desempenho de torres de resfriamento de água utilizando redes neurais artificiais**. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2012.

MARQUES, G. I. **Avaliação de torres de resfriamento de tiragem mecânica forçada e induzida em um sistema industrial**. Dissertação de mestrado. Universidade de Santa Cecília. São Paulo, 2016.

MARTINS, J.; BRITO, F. P.; GONÇALVES, L. M.; ANTUNES, J. Thermo electric Exhaust Energy Recovery with Temperature Control through Heat Pipes. **SAE International,** p. 1-23, 2011.

MCCABE, W. L.; SMITH, J. C.; HARRIOT, P. **Unit operations of chemical engineering**. 7 ed. New York: McGraw Hill, 2005.

MELLO, L.C. **Influência de variáveis de processo no desempenho de Torre de Resfriamento.** Dissertação de Mestrado. 138 p., Departamento de Engenharia Química. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. 2002.

MERKEL, F., VERDUNSTUNGSKÜHLUNG VDI, FORSCHUNGSARBEITTEN. No.275, *In*: KERN, D. Q. **Process Heat Transfer**.McGraw-Hill Book Company,Inc., 1925

MIERZWA, J.C. **O uso racional e o reuso como ferramentas para o gerenciamento de Águas e efluentes na Indústria** – estudo de caso da KODAK

brasileira. Tese de Doutorado. 367 p. Departamento de Engenharia Hidráulica e Sanitária. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. 2002.

MIGUEZ, M.F. **Estudo em CFD do escoamento de liquido e da geração de área efetiva de recheios estruturados**. Projeto Final de Curso. Rio de Janeiro, RJ: UFRJ/EQ, 2008.

MORETTI, J.P.; CORAZZINI, L.; PAGAN, R.; CAMARGO, S.; RODRIGUES, W. **Transmissão de calor e meio ambiente**: Torres de Resfriamento e suas decorrências. Ed Gama e Filho, 2006.

MOURA, J. A. S. **Filmes manométricos de FeN e AIN crescidos por Sputtering e aplicações do Efeito Peltier**. Tese de Doutorado. Departamento de Física Teórica e Experimental. Universidade Federal do Rio Grande do Norte. 2010.

MOURA, P. R.; ALMEIDA, D. **Refrigerador termoelétrico de Peltier usado para estabilizar um feixe laser em experimentos didáticos**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2013.

MOURA, P. R.; ALMEIDA, D. Refrigerador termoelétrico de Peltier usado para estabilizar um feixe laser em experimentos didáticos. **Revista Brasileira de Ensino de Física**, v.36, n. 1, p.1308, 2014.

OLIVEIRA, A.C.C.T. **Análise da utilização de gargalos e fios de garrafa pet como enchimento de torres de resfriamento**. Dissertação de Mestrado. 122 p. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco. 2009.

ONOROH, F.; CHUKUNEKE, J. L.; ITOJE, H. J. Performance Evaluation of a Thermoelectric Refrigerator. **International Journal of Engineering and Innovative Technology**, v. 2, n. 7, Jan. 2013.

PATANKAR, S.V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1980.

PAWAR, K; SHINDER, V. S. Performance Evaluation of Solar Powered Peltier Condenser to Extract Water from Ambient Air. **International Engineering Research Journal**, v. 2, p. 607-612, 2015.

PAZ, C.; SUÁREZ, E.; PORTEIRO, J.; DÍAZ, A. New methodology for CFD simulations of compact evaporators used in automative ORC systems. **Internation Journal of Thermal Scinces**, v.143, p. 14-26. 2019.

PLAYÁN, E.; SALVADOR, R.; FACI, J.; ZAPATA, N.; MARTÍNEZ-COB, A.; SÁNCHEZ, I. Day and night wind drift and evaporation losses in sprinkler solid-sets and moving laterals. **Agricultural Water Management**, p. 139-159. 2005.

PORCIÚNCULA, C. B. da; MARCÍCLIO, N. R.; GODINHO, M.; SECCHI, A. R. Fluid Dynamics Simulation for Design of a Biomass Gasifier. **Computer-Aided Chemical Engineering**, v. 27, p. 1071-1076, 2009.

POST, S. **Mecânica dos fluidos aplicada e computacional**. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

POTTER, M.C., WIGGERT, D.C. **Mecânica dos fluidos**. Local: Rio de Janeiro.Ed Pioneira Thomson Learning. 2004.

POZZOBON, J. C. **Recuperação de Água em Torres de Resfriamento por meio de estruturas de condensação porosas**. 130f. Tese (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2015.

REIS, J. A.; SILVEIRA, J. L.; DOMENI, P. E. Economia de Energia Elétrica em Torres de Resfriamento. *In*: LATIN-AMERICAN CONGRESS- ELECTRICITY GENERATION AND TRANSMISSION, 5., 2003, São Pedro. **Proceedings of 5th Latin American Congress**.v.1, n. 2, 2003.

REYNOL, A. **Análise de micromisturadores utilizando cfd: modelagem e simulação de micromisturadores**. Local: São Paulo. Novas Edições Acadêmicas, 2018. 216f.

RIFFAT, S. B.; XIAOLI, M. Thermoelectrics: a reviewofpresentandpotentialapplications. **Applied Thermal Engineering**, v. 23, n. 8, p. 913-935, 2003.

ROWE, D. M. **CRC handbook of thermoelectrics.** Local:Washington.CRC Press, 1995.

SAMPAIO, F. S. **Torre de resfriamento modelagem, simulação e testes experimentais para apoio ao ensino de engenharia mecânica**.2013.171f.Monografia - Universidade de Brasília, Brasília, 2013.

SARMENTO, C. V. S.**Estimativa de parâmetros aerodinâmicos em estruturas com a utilização da dinâmica dos fluidos computacional**. 200 f. Dissertação (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil), Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2015.

SEDIGHI, A. A.; BAZARGAN, M. A CFD analysis of the pollutant dispersion from cooling towers with varius configurations in the lower region of atmospheric boundary layer. **Science of the Total Environment.,** v. 696, p. 1-10. 2019.

SILVA, F.S.A. **Avaliação do processo de reforma seca do metano em reator de membrana**. 2009. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2009.

STAGER, J. M.; TANNER, D. A. **Natação: manual de medicina e ciência do esporte**. 2. ed. Barueri: Manole, 2008.

STANFORD III, H. W. **HVAC water chillers and cooling towers**:fundamentals, application and operation. 2 ed. New York: Taylor&Francis, 2012.

TARJUELO, J.; ORTEGA, J.; MONTERO, J.; J. A, J. Modelling evaporation and drift losses in irrigation with medium size impact sprinklers under semi-arid conditions.**Agricultural Water Management**, p. 263-284, 2000.

TELEKEN, J. G.; WERLE, L. O.; PARISOTTO, I. G. B.; MENEGUELO, A. P.; MQARANGONI, C.; BOLZAN, A.; MACHADO, R. A. F. Computational fluid dynamics simulation of the feed distribution system of a falling film distillation device. **Computer-Aided Chemical Engineering**, v. 31, p. 845 – 848, 2012.

THERLKELD, J. L. **Thermal environmental engineering**. 2. ed. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1970.

THOMAS, H., KUEHN J. W. R., THRELKELD, J. L. **Thermal environmental engineering**. New Jersey: Prentice-Hall Inc., 1998.

TRIMMER, W. L. 1987. Sprinkler evaporation loss equation**. Journal of Irrigation and Drainage Engineering**, p. 616-620, 1987.

TROVATI, J. **Tratamento de águas industriais**: sistemas de resfriamento. São Paulo: Indústrias Corona, 2005. 60p.

VERSTEEG, K. H.; MALALASEKERA, W. **Computational Fluid Dynamics**. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2009. v. 27.

VIANA, S. T. **Análise de viabilidade técnica para recuperação de água em torres de resfriamento**. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2010.

WALKER, W.H., LEWIS, W.K., MCADAMS, W.H., GILLILAND, E.R. Principles of Chemical Engineering. *In*: KERN, D. Q. **Process Heat Transfer**.3. ed. New York: McGraw-Hill, 1923.

WEBB, R. L. **A Critical Evaluation of Cooling Tower Design Methodology**, Heat Transfer Equipment Design, Ed., R. K. Shah, E. C. Subbarao and R. A. Mashelkar, Hemisphere Pub.Corp., Washington, D.C., p. 547-558. 1998.

WRI – World Resources Institute. **World Resources 2016-2017**. Disponível em: http:www.wri.org/our-work/topics/water (2016). Acesso em 19/12/2017 às 21:16.

WU, D.W.; WANG, R.Z. Combined cooling, heating and power: a review. **Progress in Energy and Combustion Science**. v. 32, p. 459-495, 2006.

YAZAR, A. Evaporation and drift losses from sprinkler irrigation systems under various operating conditions. **Agricultural Water Management**, p. 439-449. 1984.

YOON, D. S.; JO, H.; CORRADINI, M. L. CFD modeling of filmwise steam condensation with noncondensable gas with modified boundary condition. **Internation Journal of Heat and Mass Transfer.,** v. 125., p. 485-493. 2018.

YU, J.; WANG, B. Enhancing the maximum coefficient of performance of thermoelectric cooling modules using internally cascaded thermoelectric couples. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, p. 32-39, 2009.

# ANEXO A – MANUAL DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO: TORRE DE RESFRIAMENTO

| MPX Status Information (*) | |
|---|---|
| Status | Situation |
| C | - |

C C = Checked with comments

C - = Checked without comments

R - = Rejected

- - = Not to be checked/commented by MPX

(*) Owner's review shall not relieve the Contractor of his obligation to comply with the contract.

| Rev. | Reason of issue | Description | Date | [illegible] | [illegible] | [illegible] | QA | Approv. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 5 | REVISED ISSUE | | [illegible] | [illegible] | [illegible] | | | [illegible] |
| 4 | REVISED ISSUE | | [illegible] | [illegible] | [illegible] | | | [illegible] |
| 3 | REVISED ISSUE | | [illegible] | [illegible] | [illegible] | | | [illegible] |
| 2 | REVISED ISSUE | | [illegible] | [illegible] | [illegible] | | | [illegible] |
| 1 | REVISED ISSUE | | [illegible] | [illegible] | [illegible] | | | [illegible] |
| 0 | FIRST ISSUE | | [illegible] | [illegible] | [illegible] | | | [illegible] |

OWNER/CLIENT: [redacted]

CONTRACTOR: [redacted]

PROJECT: [redacted]

SUB UNIT DESCRIPTION:

COOLING TOWER

DOCUMENT TITLE:

MAINTENANCE AND OPERATING MANUAL

DOCUMENT NUMBER:

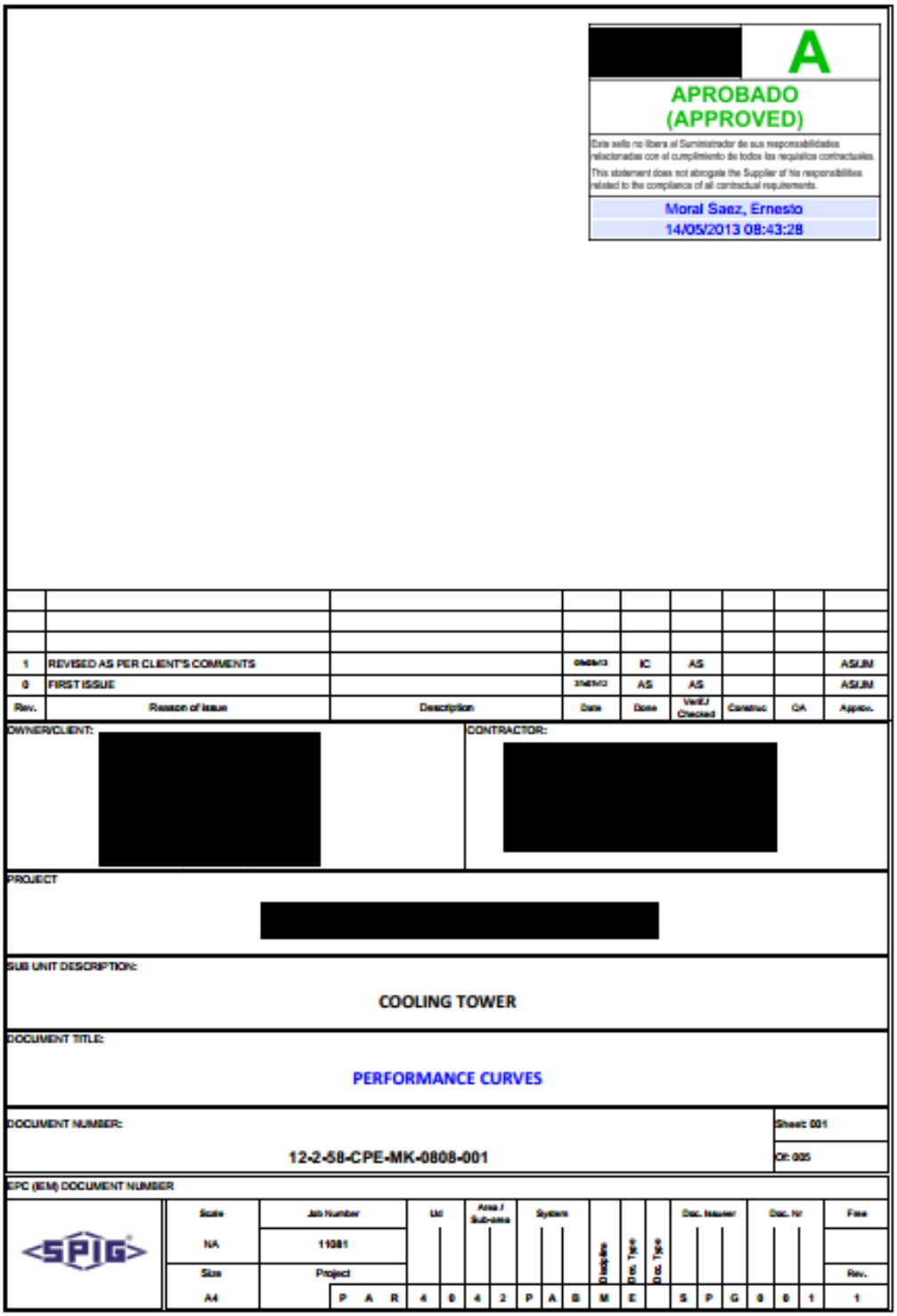
12-2-58-MMA-MK-0808-001

EPC (BM) DOCUMENT NUMBER

SPIG

This Document is property of [illegible] Energia, and cannot be duplicated or disclosed for any use other than this project and the purpose for which it is issued for without the written consent of [illegible] Energia.

# ANEXO B – CURVAS DE PERFOMANCE DA TORRE DE RESFRIAMENTO



[redacted] A

APROBADO
(APPROVED)

Este sello no libera al Suministrador de sus responsabilidades relacionadas con el cumplimiento de todos los requisitos contractuales.
This statement does not abrogate the Supplier of his responsibilities related to the compliance of all contractual requirements.

Moral Saez, Ernesto
14/05/2013 08:43:28

| Rev. | Reason of issue | Description | Date | Done | Verif./ Checked | Construc | QA | Approv. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | REVISED AS PER CLIENT'S COMMENTS | | 09/05/13 | IC | AS | | | ASUM |
| 0 | FIRST ISSUE | | 31/01/13 | AS | AS | | | ASUM |

OWNER/CLIENT: [redacted]

CONTRACTOR: [redacted]

PROJECT: [redacted]

SUB UNIT DESCRIPTION:

COOLING TOWER

DOCUMENT TITLE:

PERFORMANCE CURVES

DOCUMENT NUMBER: 12-2-58-CPE-MK-0808-001

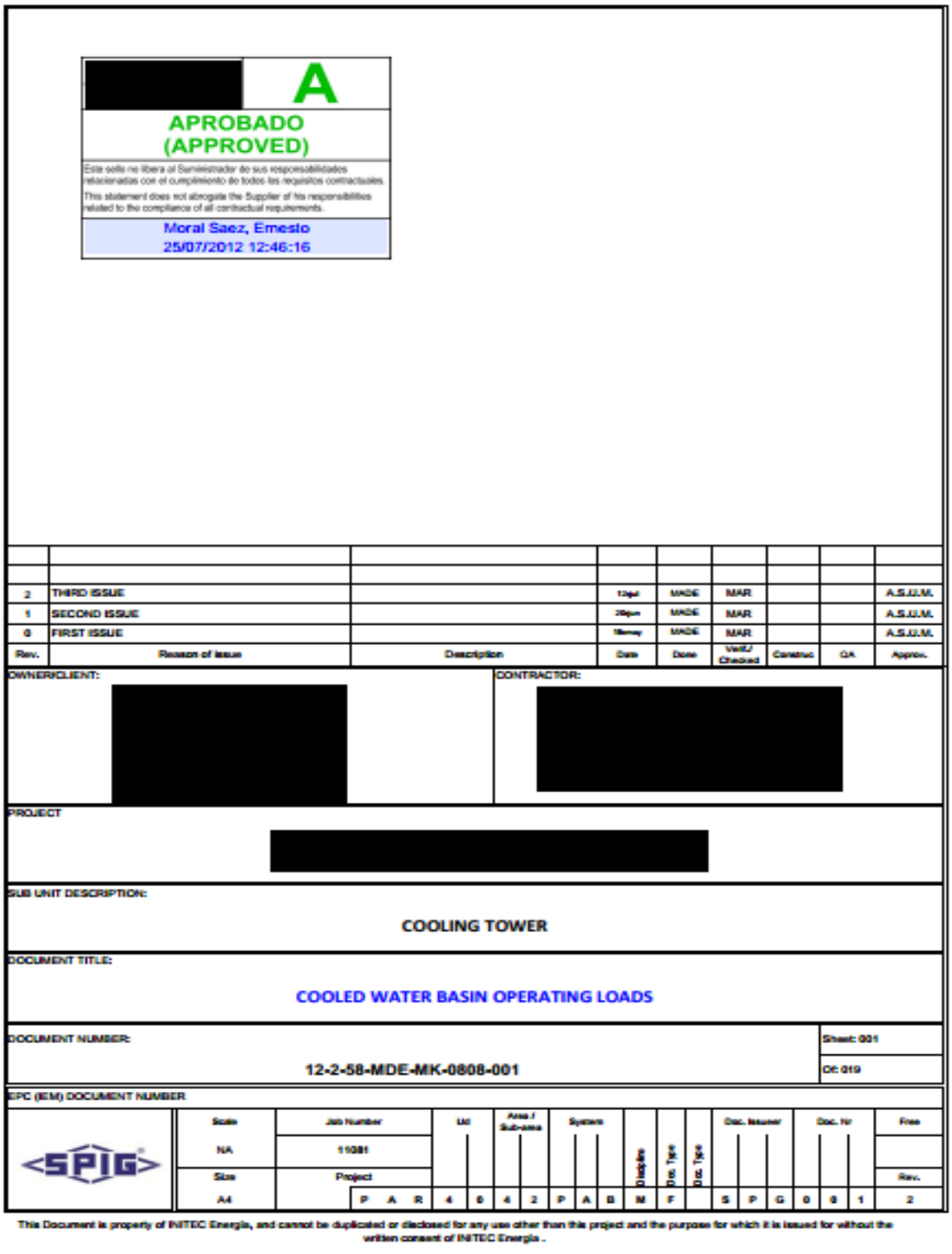
Sheet: 001
OF: 005

EPC (EM) DOCUMENT NUMBER

| Scale | Job Number | Ud | Area / Sub-area | System | Discipline | Doc. Type | Doc. Type | Doc. Issuer | Doc. Nr | Free |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| NA | 11381 | | | | | | | | | |
| Size | Project | | | | | | | | | Rev. |
| A4 | P A R | 4 0 | 4 2 | P A B | M | E | | S P G | 0 0 1 | 1 |

This Document is property of INITEC Energía, and cannot be duplicated or disclosed for any use other than this project and the purpose for which it is issued for without the written consent of INITEC Energía .

# ANEXO C – DADOS ESTRUTURAIS DA TORRE DE RESFRIAMENTO



[redacted] A

APROBADO
(APPROVED)

Este sello no libera al Suministrador de sus responsabilidades relacionadas con el cumplimiento de todos los requisitos contractuales.
This statement does not abrogate the Supplier of his responsibilities related to the compliance of all contractual requirements.

Moral Saez, Ernesto
25/07/2012 12:46:16

| Rev. | Reason of issue | Description | Date | Done | Verif./ Checked | Construc | QA | Approv. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 2 | THIRD ISSUE | | 12jul | MADE | MAR | | | A.S.U.U.M. |
| 1 | SECOND ISSUE | | 28jun | MADE | MAR | | | A.S.U.U.M. |
| 0 | FIRST ISSUE | | 18may | MADE | MAR | | | A.S.U.U.M. |

OWNER/CLIENT: [redacted]

CONTRACTOR: [redacted]

PROJECT: [redacted]

SUB UNIT DESCRIPTION:

COOLING TOWER

DOCUMENT TITLE:

COOLED WATER BASIN OPERATING LOADS

DOCUMENT NUMBER: 12-2-58-MDE-MK-0808-001

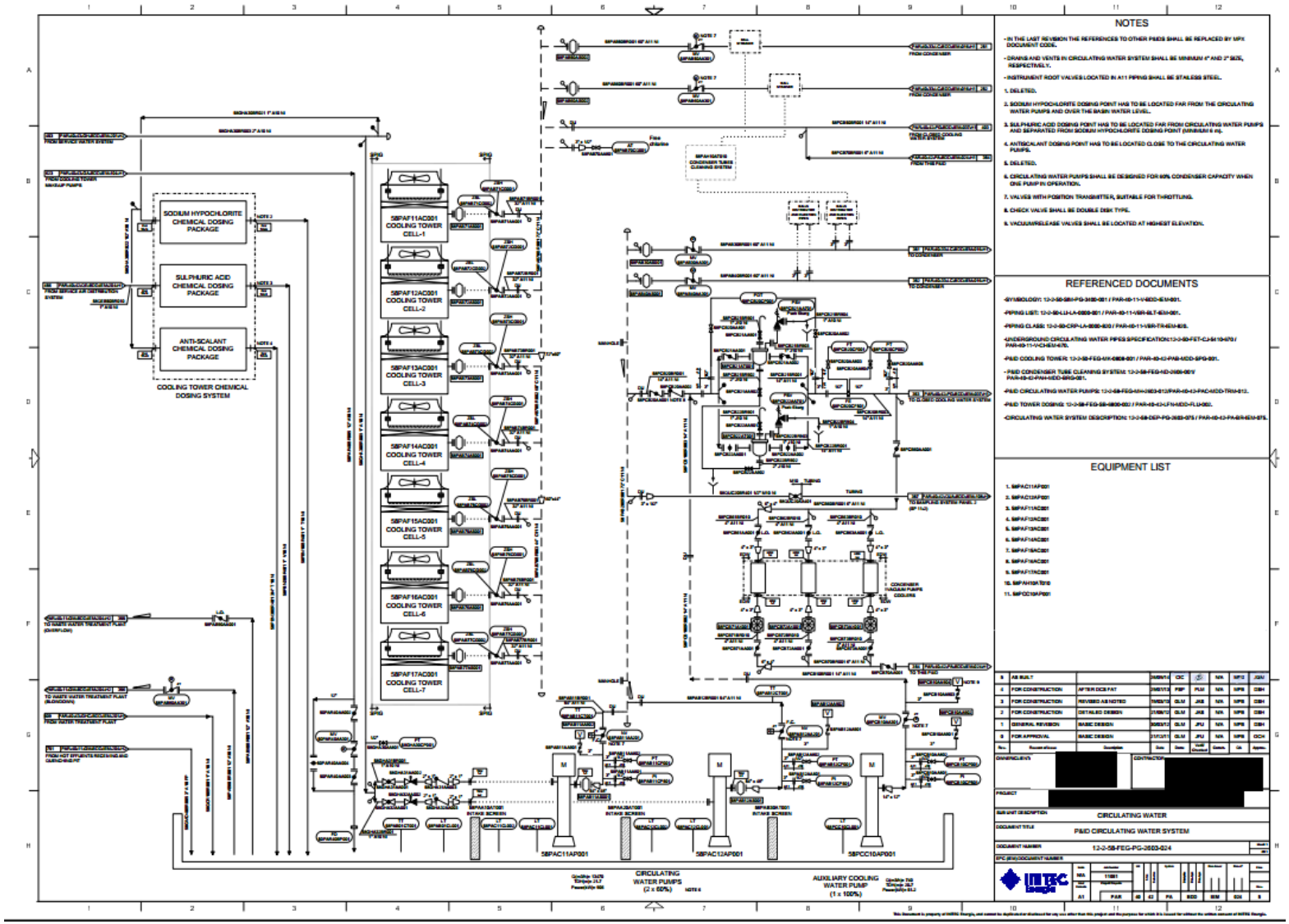
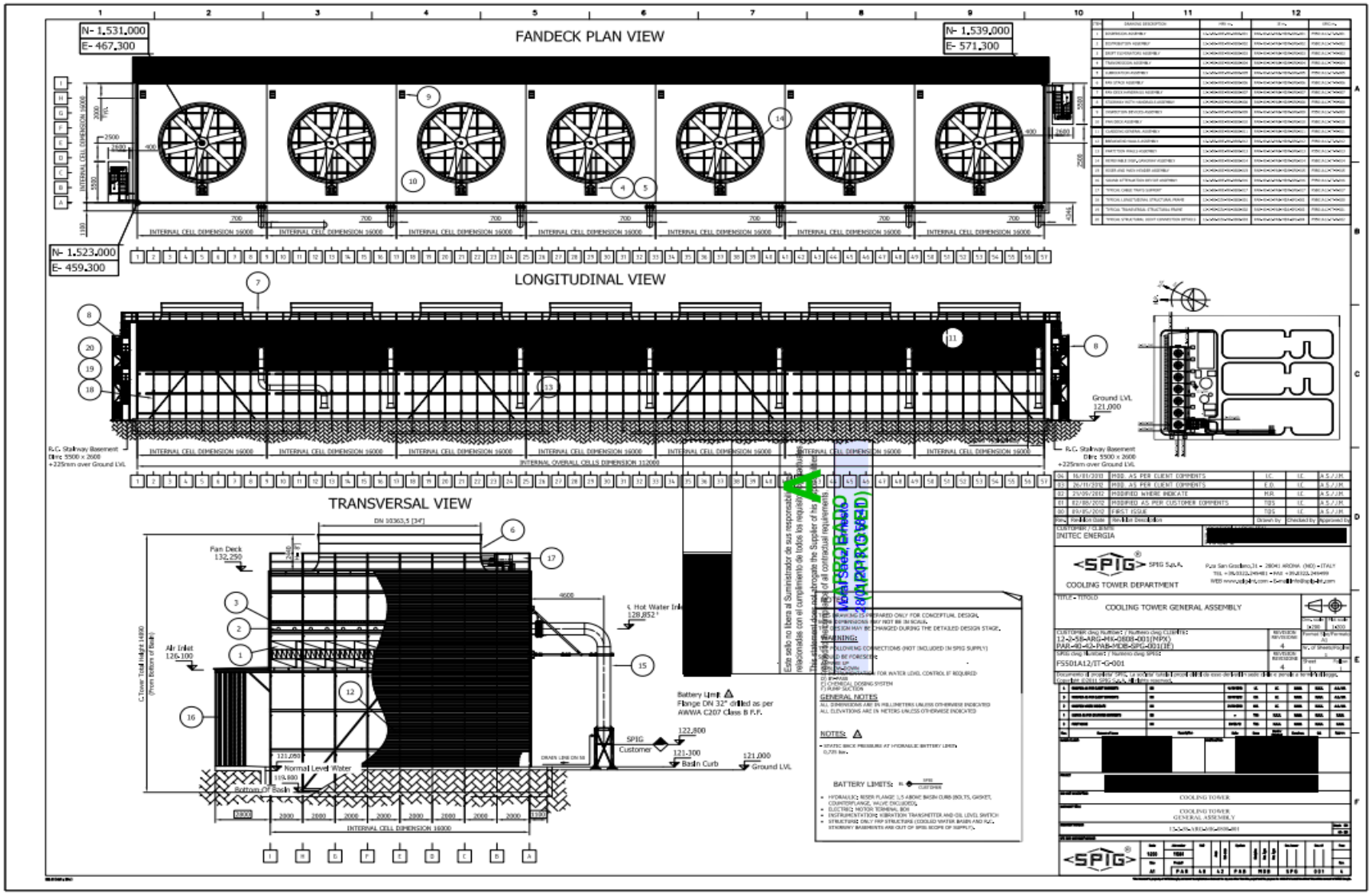
Sheet: 001
Of: 019

EPC (IEM) DOCUMENT NUMBER

| Scale | Job Number | Unit | Area / Sub-area | System | Discipline | Doc. Type | Doc. Type | Doc. Issuer | Doc. Nr | Free |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| NA | 11081 | | | | | | | | | |
| Size | Project | | | | | | | | | Rev. |
| A4 | P A R | 4 0 | 4 2 | P A B | M | F | | S P G | 0 0 1 | 2 |

This Document is property of INITEC Energía, and cannot be duplicated or disclosed for any use other than this project and the purpose for which it is issued for without the written consent of INITEC Energía .

# ANEXO D – PLANTA CIRCULAÇÃO DE ÁGUA



# ANEXO E – PLANTA DA TORRE DE RESFRIAMENTO