



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ARTUR RODRIGUES DE OLIVEIRA LIMA

**ESTUDO DE CASO DE UM SUPERAQUECEDOR COM MUDANÇA DE CARGA
NO FLUIDO SUPERAQUECIDO**

Recife

2019

ARTUR RODRIGUES DE OLIVEIRA LIMA

**ESTUDO DE CASO DE UM SUPERAQUECEDOR COM MUDANÇA DE CARGA
NO FLUIDO SUPERAQUECIDO**

Trabalho de Conclusão de Curso, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para obtenção do grau em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Me. Adson Beserra da Silva.

Recife

2019

Catálogo na fonte
Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

L732e Lima, Artur Rodrigues de Oliveira.
Estudo de caso de um superaquecedor com mudança de carga no fluido superaquecido / Artur Rodrigues de Oliveira Lima. – 2019.
60 folhas, il., tabs.

Orientador: Prof. Me. Adson Beserra da Silva.
TCC (Graduação) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.
Departamento de Engenharia Mecânica, 2019.
Inclui Referências e Anexo.

1. Engenharia Mecânica. 2. Secagem de vapor. 3. Trocadores de calor.
4. Método dos elementos finitos. 5. Fluidodinâmica computacional. I.
Silva, Adson Beserra da. (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2019-247

ARTUR RODRIGUES DE OLIVEIRA LIMA

**ESTUDO DE CASO DE UM SUPERAQUECEDOR COM MUDANÇA DE CARGA
NO FLUIDO SUPERAQUECIDO**

Trabalho de Conclusão de Curso, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para obtenção do grau em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: 03 / 07 / 2019.

Banca Examinadora

Prof. Me. Adson Beserra da Silva (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Francisco Espedito de Lima (Examinador interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Carlos Augusto do N. Oliveira (Examinador interno)
Universidade Federal de Pernambuco

AGRADECIMENTOS

Este trabalho de conclusão de curso foi realizado com a ajuda de minha família, me dando força e motivação para desempenhar meu papel.

Agradeço a meu pai, Nelson Lima da Silva, a minha mãe, Maria Adriana Rodrigues de Oliveira, e as minhas irmãs, Natany e Natália.

Agradeço também a meus amigos que me apoiaram durante minha graduação e contribuíram para o desenvolvimento deste projeto dando opiniões e esclarecendo dúvidas.

Agradeço a meus amigos, Iury Chagas, Renato Araújo, Robélio Cazé, Tammy Lopes, Bono Siqueira, Marcos Morais, Tassio Augusto, Fábio Braz, Athos Lages, André Moz, Marcelo Moz e Wender Santana.

E por fim agradeço ao grupo de docentes da faculdade que me auxiliaram durante meu tempo facultativo, em especial ao meu orientador e professor Adson Silva. Com a ajuda dele, estou finalizando minha graduação no curso de Engenharia Mecânica.

RESUMO

No presente trabalho foi realizado um estudo comparativo através da Fluidodinâmica Computacional (CFD) de secagem de vapor utilizando um super trocador de calor baseado em um superaquecedor helicoidal. Utilizando o pacote do software Ansys, o CFX, o objetivo principal do trabalho foi realizar um estudo de caso através de simulação de um super trocador de calor com a substituição da carga do fluido superaquecido para contribuir no processo de geração de vácuo. Com este fim, foi introduzido o processo de funcionamento do sistema de geração de vácuo por vapor, e a importância do uso de vapor supersaturado no processo. Foram realizadas simulações a partir de um modelo determinado, tendo como base um sistema pré-estabelecido, e averiguado através da literatura e normas vigentes. Foi realizado um estudo de caso com um sistema de troca térmica propondo situações e estudando os resultados. Através de um cenário proposto para o estudo do objetivo principal, foi realizada a simulação com aumento da carga do fluido aquecido. Finalmente, através do estudo realizado foi concluído que o super trocador determinado, modelado e simulado suportou e atendeu o novo cenário proposto.

Palavras-chave: Secagem de vapor. Trocadores de calor. Método dos elementos finitos. Fluidodinâmica computacional.

ABSTRACT

In this project was developed a comparative study through Computer Fluid Dynamics (CFD) of steam drying with a super heat exchanger based on a helix coil superheater. Using the platform from the software Ansys, CFX, the main purpose of this work is to study a case through simulation of a super heat exchanger after switching the heated fluid load to contribute in the vacuum generation. Pointing to that end, it was introduced how the vacuum system generation by vapour works, and the importance of the use of supersaturated vapour into the process. Simulations were run from a determined model after a pre established system basis, also checking through theory and nowadays rules. To confirm the simulation results, it was done a case study of a thermal exchange system relating to proposed situations and checking the results. Over a proposed scenery to attend the main purpose studied, it was simulated an increase in the heated fluid load domain. At last, from the study done was concluded that the super heat exchanger designed supports and attends the new proposed scenery.

Keywords: Steam drying. Heat exchanger. Finite element method. Computational fluid dynamics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Princípio básico do funcionamento de um trocador de calor.....	18
Figura 2 - Trocador de calor tipo de Serpentina.....	18
Figura 3 - Taxa de secagem versus temperatura do gás para ar e vapor	25
Figura 4 - Fluxo da sequência dos modelos para resolução numérica	27
Figura 5 - Super trocador de secagem de vapor	31
Figura 6 - Método Korbogon para design do tampo do superaquecedor.....	36
Figura 7 - Design do Super Trocador	37
Figura 8 - Geometria do Superaquecedor.....	37
Figura 9 - Modelo 3D do Equipamento Trocado de Calor.....	38
Figura 10 - Modelo 3D do vapor interno à serpentina	38
Figura 11 - Modelo 3D do vapor externo à serpentina e interno ao casco	39
Figura 12 - Definição da malha no modelo	39
Figura 13 - Malha sem aperfeiçoamento	40
Figura 14 - Refino da Malha método <i>MultiZone</i> aplicado no Vapor na serpentina	40
Figura 15 - Malha finalizada do sistema	41
Figura 16 - Determinação do domínio de Vapor de Alta	42
Figura 17 - Corte central XY do contorno da temperatura ao longo do trocador Cenário 1....	43
Figura 18 - Variação da temperatura ao longo da superfície do Vapor Aquecido Cenário 1 ..	44
Figura 19 - Variação da energia de turbulência ao longo da superfície do Vapor Aquecido Cenário 1.....	44
Figura 20 - Corte central XY do contorno da temperatura ao longo do trocador Cenário 2....	45
Figura 21 - Corte central XY do contorno da temperatura ao longo do trocador Cenário 2....	46
Figura 22 - Taxa de secagem de ambos os cenários.....	47

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Propriedades do material do Trocador	30
Tabela 2 - Condições de geometria do trocador	32
Tabela 3 - Parâmetros do processo	32
Tabela 4 - Condições de contorno cenário 1	34
Tabela 5 - Condições de contorno cenário 2	35
Tabela 6 - Condições de geometria do tampo	36
Tabela 7 – Parâmetros teóricos.....	41
Tabela 8 – Resoluções teóricas.....	46

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de contato em que é realizado a transferência de calor [m ²]
$A_{externSerpent}$	Área de contato em que é realizado a transferência de calor entre fluido interno à serpentina e serpentina [m ²]
$A_{escoamento}$	Área de escoamento [m ²]
$A_{internSerpent}$	Área de contato em que é realizado a transferência de calor entre fluido externo à serpentina e serpentina [m ²]
c	Calor específico do fluido [J/kgK]
C_{min}	Mínima capacidade térmica entre fluidos do trocador de calor [W/K]
d	Diâmetro interno da serpentina [m]
D	Diâmetro externo da serpentina [m]
D_e	Diâmetro Hidráulico [m]
f	Fator de atrito
G	Vazão mássica pela área de escoamento [kg/m ² s]
H	Entalpia do vapor [kJ/kg]
h	Entalpia total [J]
h_{casco}	Coefficiente de transferência de calor do casco [W/m ² K]
$h_{serpent}$	Coefficiente de transferência de calor da serpentina [W/m ² K]
H_f	Entalpia de vapor saturado [kJ/kg]
H_g	Entalpia de vaporização [kJ/kg]
k	Condutividade térmica do material [W/mK]
L	Distância da serpentina [m]
m	Taxa mássica do fluido [kg/s]
Nu	Número de Nusselt
NTU	Número de Unidades de Transferência
p	Pressão Estática [Pa]
Pr	Número de Prandtl
Q	Taxa de calor transferido [J/s]
Q_{max}	Taxa de transferência de calor máxima possível [J/s]
Q_{real}	Taxa de transferência de calor real [J/s]
r_c	Razão entre capacidades térmicas mín e máx
Re	Número de Reynolds
Re_{casco}	Re referente ao fluido entre o casco e a serpentina

\vec{S}_E	Vetor calor externo [J]
\vec{S}_M	Vetor força por unidade de volume
S_T	Diâmetro helicoidal da serpentina [m]
T	Temperatura [K]
T_s	Temperatura de saturação na pressão de operação [K]
T_{ss}	Temperatura de operação do superaquecedor [K]
$T_{vaporCasco,inlet}$	Temperatura do vapor de entrada no casco [K]
$T_{vaporCasco,outlet}$	Temperatura do vapor de saída do casco [K]
$T_{vaporSerpentina,inlet}$	Temperatura do vapor de entrada na serpentina [K]
$T_{vaporSerpentina,outlet}$	Temperatura do vapor de saída na serpentina [K]
U	Coefficiente de transferência de calor global [W/m ² K]
t	Tempo [s]
\vec{u}	Vetor velocidade de escoamento [m/s]
V	Velocidade de entrada do fluido na seção externa da serpentina [m/s]
V_{max}	Velocidade máxima admitida interna ao casco [m/s]
W	Vazão mássica no tempo [kg/s]
W_D	Taxa de vaporização da água [kg de água/m ² s]
x	Porcentagem de secura do vapor
α	Difusividade térmica [m ² /s]
$\hat{\partial}$	Derivada parcial
ΔH	Calor latente de vaporização [kJ/kg]
ΔT	Varição entre temperatura final e inicial [K]
ΔT_{lm}	Varição entre temperatura média logarítmica (LMTD) [K]
$LMTD$	Varição entre temperatura média logarítmica
∇	Vetor Gradiente
ε	Efetividade NTU
ε^*	Rugosidade equivalente [m]
$\vec{\tau}$	Tensor de tensões viscosas
μ	Viscosidades dinâmica [kg/ms]
ν	Viscosidade Cinemática [m ² /s]
ρ	Densidade específica [kg/m ³]
\otimes	Produto tensorial

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	13
2	JUSTIFICATIVA	15
3	OBJETIVOS	16
3.1	OBJETIVO GERAL.....	16
3.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	16
4	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	17
4.1	A TERMODINÂMICA E SUAS APLICAÇÕES	17
4.2	TROCADORES DE CALOR.....	17
4.2.1	Funcionamento de um trocador de calor	17
4.2.2	Troca térmica entre fluidos no trocador de calor.....	19
4.3	O VAPOR.....	22
4.3.1	Os vapores úmido e seco	22
4.3.2	Vapor saturado transformado em vapor supersaturado	23
4.3.3	O vapor gerado por caldeiras.....	23
4.4	SUPERAQUECEDOR DE SECAGEM.....	24
4.5	EFICIÊNCIA.....	26
4.6	ANÁLISE COMPUTACIONAL	27
4.6.1	Método Computacional	27
4.6.2	Equações Governantes.....	28
5	MATERIAIS E MÉTODOS	30
5.1	MATERIAL	30
5.1.1	Material do Trocador de Calor	30
5.1.2	Fluido.....	30
5.2	PROJETO DO SUPER TROCADOR	31
5.2.1	Tipo do Super Trocador de calor	31
5.2.2	Geometria do Super Trocador de Calor.....	31
5.2.3	Parâmetros do Processo	32
5.2.4	Determinação das condições de projeto	33
5.2.4.1	<i>Trocador de Calor.....</i>	<i>33</i>
5.2.4.2	<i>Vapor.....</i>	<i>33</i>

5.3	MODELAGEM E PRÉ-PROCESSAMENTO	33
5.4	SIMULAÇÃO	34
5.4.1	Cenário 1	34
5.4.2	Cenário 2	34
6	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	36
6.1	PROJETO	36
6.2	MODELAGEM E MALHA	37
6.3	RESULTADO DOS CENÁRIOS.....	42
6.3.1	Cenário 1	43
6.3.2	Cenário 2	45
6.4	COMPARAÇÃO TEÓRICA DOS CENÁRIOS	46
7	CONCLUSÃO.....	48
	REFERÊNCIAS.....	51
	ANEXO A - CADERNO DE CÁLCULO	53

1 INTRODUÇÃO

A tecnologia de geração de vácuo é utilizada em etapas de fabricação e transformação de diversos produtos, em várias indústrias. Os sistemas de vácuo têm inúmeras formas e dimensões devido às diferentes tarefas e quantidades de gases a serem requeridas nestes. Cita-se como exemplo a indústria alimentícia, essa usa em variados processos como embalagem à vácuo de cárneos, secagem de produtos em processos, remoção de umidade de sementes, remoção de impurezas, refino de óleo de soja, etc.

No refino de óleo de soja para consumo a utilização do sistema de vácuo é de fundamental importância, como determina Mandarino e Roessing (2001), quando afirmam que o alto vácuo é essencial, porque sua aplicação reduz o consumo de vapor direto, o tempo de processo e o perigo de oxidação e hidrólise do óleo. Com isso, o vácuo gerado garante a remoção de ácidos graxos, que são substâncias presentes no óleo de soja que precisam ser retiradas para o refino do óleo.

Especificamente na etapa de desodorização no refino do óleo de soja, a pressão de trabalho necessita estar abaixo da pressão atmosférica para garantir a qualidade do produto. “A desodorização é efetuada, dependendo do tipo de óleo, a uma temperatura que vai de 180 até 270°C e pressão residual (vácuo) de 2 a 6 mbar.” (DORSA, 2004). Para manter sistemas de vácuo desta especificidade, 2 a 6 mbar constante, é necessário assegurar que a geração deste vácuo esteja ocorrendo de forma correta, assim como assegurar a condição das instalações onde o vácuo atua.

Para geração do vácuo em questão é utilizado o sistema de injeção de vapor à alta velocidade através de bicos ejetores que são equipamentos com elementos internos para garantir mudanças de velocidade no fluxo do vapor injetado.

Um desses componentes é o bico injetor que, com a mudança da área interna de passagem do vapor, gera uma queda de pressão após o difusor ocasionando diferencial de pressão necessário para a geração do vácuo, e com isso, o ar acumulado no processo de refino é arrastado pela diferença de pressão. O bico ejetor é um equipamento que utiliza a física do bico de Venturi para proporcionar a formação de um sistema com pressão próxima do zero.

Para sistemas de vácuo gerados através da injeção de vapor, como é o caso do sistema em estudo, vários parâmetros de controle são necessários para poder operar de forma ideal. Pode-se citar os parâmetros físicos do vapor utilizado, manutenção dos bicos, da caldeira fornecedora do vapor, entre outros. Logo, o uso de sistemas que não conseguem o controle ideal destes parâmetros, pode induzir a dificuldades e problemas no processo. A teoria segundo Dorsa (2004) apresenta pontos que devem ser observados para uma geração de vácuo ideal, e um dos pontos em destaque trata quanto ao estado físico do vapor motriz “Vapor motriz com umidade provoca flutuações no vácuo e, em alguns casos, pode provocar a queda total do sistema.”

A utilização de vapor úmido impede a ótima geração de vácuo devido a uma maior velocidade comparado com o vapor supersaturado seco. “Vapor superaquecido armazena mais calor que o vapor saturado que se encontra na mesma pressão, e o movimento de suas moléculas são mais rápidos, portanto este tem menor densidade (i.e., seu volume específico é maior)”. (TLV, 2017).

Com isso, o sistema que necessita de um vácuo estabilizado entre 2 a 6 mbar, quando gerado com vapor úmido, desestabiliza constantemente. Logo, a elevação de pressão no vapor motriz para aumentar o fluxo nos bicos ejetores, e estabilizar o sistema de vácuo, passa a ser frequente e necessária.

Diante disso é necessário analisar uma forma viável de abordar a resolução dos pontos descritos em busca de melhoria na geração do vácuo. A secagem deste vapor úmido utilizado é um dos pontos para contribuir positivamente ao processo, e a preservação das instalações por longos períodos. A partir dessas considerações, surge o seguinte questionamento: como secar o vapor úmido motriz utilizado com as formas de secagem abordadas na teoria e na prática?

Esse questionamento trouxe a realização deste trabalho, que corresponde a um estudo de caso de um super trocador com a mudança de carga no fluido superaquecido para implementação do sistema de geração de vácuo.

2 JUSTIFICATIVA

A melhoria contínua faz parte da cultura das empresas que buscam se posicionar no mercado de forma competitiva e sustentável, e a análise de um equipamento que contribua com a resolução do problema de umidade no vapor motriz para geração do vácuo, no caso, de um processo produtivo, é a principal motivação para este trabalho. Falconi (2014) defende que: “Por melhores que sejam as condições de trabalho, sempre haverá uma parcela de produção que não atenderá as especificações. Do ponto de vista da estatística, o defeito zero é impossível.”.

No processo mais especificamente, a preocupação com a utilização do vapor seco providenciaria um menor desgaste da instalação industrial como afirma Nogueira et al (2005) “Para que qualquer parte de uma instalação a vapor possa trabalhar com a máxima eficiência, é necessário que se forneça a ela o vapor no estado mais seco possível. Se assim não for, a espessura da película de água aumentará sobre a superfície de transferência de calor e o rendimento cairá”.

O uso do vapor seco contribuiria positivamente no custo do consumo de vapor, pois quanto mais perene o vácuo é mantido constante a baixa pressão, menor a necessidade de aumentar a pressão de vapor para corrigir a desestabilização. Menos consumo, menos gasto com energia para alimentar a caldeira, menos gasto com matéria prima utilizada para gerar vapor, conseqüentemente menor o custo do processo.

Com isso, analisar e desenvolver uma possível alternativa, de forma economicamente, viável que proporcionará um sistema de secagem do vapor motriz através de troca térmica, baseado em equipamentos pré-existentes, justifica o interesse por este, do ponto de vista acadêmico.

3 OBJETIVOS

Nesta seção são apresentados os objetivos do trabalho.

3.1 OBJETIVO GERAL

Analisar a capacidade de um sistema de troca térmica através de um super trocador de calor com a mudança da carga do fluido a ser aquecido no trocador, utilizando estudo teórico e simulação computacional.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Apresentar parâmetros de funcionamento do sistema de secagem;
- Definir o projeto do super trocador de calor via literatura;
- Modelar o super trocador de calor definido;
- Simular sistema de troca energética;
- Comparar os resultados obtidos;
- Analisar a eficiência energética das simulações;

4 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção é apresentada a fundamentação teórica.

4.1 A TERMODINÂMICA E SUAS APLICAÇÕES

As leis da termodinâmica regem o funcionamento natural ou forçado das transferências de energia no universo. Segundo Incropera (2011), a transferência de calor, ou o calor, é a energia térmica em trânsito devido à diferença de temperatura entre os corpos ou meios. “Na engenharia, equipamentos de transferência de calor, como trocadores de calor, caldeiras, condensadores, radiadores, aquecedores, fornos, refrigeradores e coletores de energia solar são projetados principalmente com base na análise da transferência de calor” (ÇENGEL, 2011).

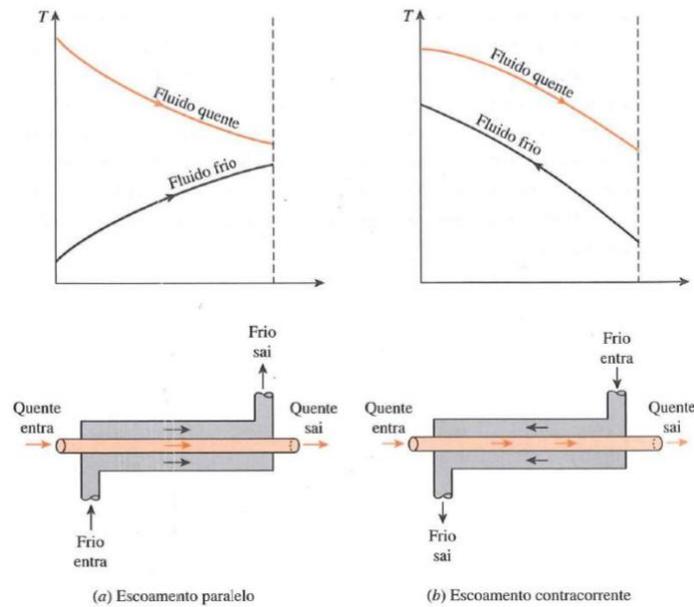
4.2 TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor são equipamentos que realizam transferência de calor de um ou mais fluidos que se encontram a temperaturas diferentes. Estes equipamentos podem ser vistos tanto nas indústrias, como trocadores de calor casco e tubo, quanto na vida cotidiana, como em geladeiras e ar condicionados.

4.2.1 Funcionamento de um trocador de calor

Para trocadores de calor, a transferência de energia é uma característica do equipamento, seja para aquecer ou resfriar, dependendo do processo, que possuem a função de facilitar a troca térmica. Eles utilizam como formas de transferência, condução, convecção, ou ambas ao mesmo tempo. Devido a maioria envolver as duas formas, a teoria indica “A transferência de calor em um trocador de calor geralmente envolve *convecção* em cada fluido e *condução* através da parede que separa os dois fluidos. Na análise de trocadores de calor, é conveniente trabalhar com o *coeficiente global de transferência de calor* (U) que representa a contribuição de todos esses sobre a transferência de calor” (ÇENGEL, 2011). A Figura 1 representa o comportamento da temperatura em trocadores com escoamentos paralelos ou de contracorrente em que o eixo vertical dos gráficos representa as temperaturas e o eixo horizontal representa a posição no trocador de calor no trocador.

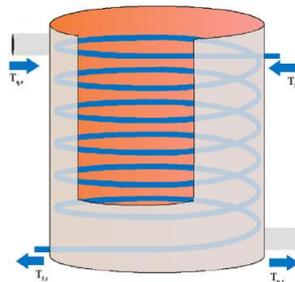
Figura 1 - Princípio básico do funcionamento de um trocador de calor



Fonte: Çengel (2011).

Dos vários tipos de trocadores, alguns se destacam como mais utilizados como, por exemplo, trocadores Casco e Tubo, Placa e Quadro, Regenerativo, Superaquecedor. O trocador de calor do tipo casco e tubo é um dos mais gerais, focando no trabalho representou-se um trocador casco e tubo em serpentina como mostrado na figura 2. Este tipo de consiste-se em uma, ou mais, serpentinas (de tubos circulares helicoidais) ordenadas em uma carcaça.

Figura 2 - Trocador de calor tipo de Serpentina



Fonte: Macuácu (2016).

Este trocador helicoidal é um trocador comum para aquecimento de gases em refinarias pois a transferência de calor associada a um tubo espiral é mais alta que para um tubo duplo. Além disto, uma grande superfície pode ser acomodada em um determinado

espaço equivalente a um casco de um trocador casco e tubo utilizando as serpentinas. Segundo Kern (1950), os tubos em forma de serpentina formam um dispositivo mais barato para se obter área para transmissão de calor.

4.2.2 Troca térmica entre fluidos no trocador de calor

A troca térmica em um trocador de calor entre os fluidos utilizados ocorre através da parede via condução, e entre o fluido e a parede via convecção. Para condições de troca térmica em trocadores de calor, os efeitos da radiação são mínimos comparados com condução e convecção, sendo geralmente incluídos no coeficiente de transferência de calor global (ÇENGEL, 2011).

A equação de balanço de energia apresenta a transferência térmica dos dois fluidos. Enquanto um fluido é aquecido (recebendo calor), o outro libera calor. A equação 1 demonstra o fluxo de calor (Q) quantificado na taxa mássica (m) vezes o calor específico do fluido (c) vezes a variação de temperatura (ΔT). Os símbolos representados nas equações estão identificados na lista de símbolos no início deste trabalho.

$$Q = mc(\Delta T) \quad (1)$$

Para regimes permanentes, propriedades físicas não se alteram com o passar do tempo na posição em análise, um sistema sem perdas de energia para o ambiente, adiabático (trocador de calor com isolamento térmico eficiente), na consideração de ausência de perdas por incrustações, assume-se que o ganho de calor do fluido aquecido é o calor transferido do fluido que aquece, e por isso a correlação da troca de calor torna-se como mostrado na equação 2.

$$Q = UA\Delta T_{lm} \quad (2)$$

Para o cálculo da LMTD, Çengel (2011) demonstra a seguinte relação na equação 3.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{\text{vaporCasco,inlet}} - T_{\text{vaporSerpent,outlet}}) - (T_{\text{vaporCasco,outlet}} - T_{\text{vaporSerpent,inlet}})}{\ln((T_{\text{vaporCasco,inlet}} - T_{\text{vaporSerpent,outlet}}) / (T_{\text{vaporCasco,outlet}} - T_{\text{vaporSerpent,inlet}}))} \quad (3)$$

No cálculo do Coeficiente de transferência de calor global (U), apresentado na equação 2, é necessário entender parâmetros relacionados com o fluido e o material do trocador de calor. Estes materiais determinam as condições para se obter o coeficiente de calor global.

$$\frac{1}{UA_{\text{externSerpent}}} = \frac{1}{h_{\text{serpent}}A_{\text{internSerpent}}} + \frac{\ln(D/d)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{\text{casco}}A_{\text{externSerpent}}} \quad (4)$$

Os parâmetros vinculados com as propriedades dos fluidos e do material do trocador variam de acordo com a situação aplicada. A determinação dos coeficientes de transferência de calor, segundo Çengel (2011), as propriedades para um trocador Casco Tubo seguem a determinação descrita. Inicialmente, é necessário a determinação das propriedades dos fluidos concorrentes no trocador de calor e do material componente do trocador de calor. Estas propriedades foram determinadas empiricamente através dos estudos da transferência de calor, pois alterações na pressão e temperatura modificam as constantes térmicas/físicas de cada material.

As propriedades, por exemplo, do vapor de água estão representadas em tabelas/gráficos de obras de Kern (1950), Çengel (2011), Frank Kreith (1965), etc. Com isso, coleta-se os dados nestas tabelas e gráficos para determinação dos coeficientes de transferência. De forma geral as propriedades são:

- Viscosidades dinâmica (μ), [kg/ms];
- Densidade específica (ρ), [kg/m³];
- Difusividade térmica (α), [m²/s];
- Condutividade térmica (k), [W/mK];
- Calor específico (c), [J/kgK];

Estas propriedades são intrínsecas do material, no entanto, os coeficientes de transferência dependem também do regime de escoamento em que se encontra o fluxo do fluido no trocador assim como as dimensões do trocador de calor.

Segundo Frank (1965), para determinar o regime de escoamento, precisa-se encontrar o valor do Número de Reynolds, (Re), que determinará se o escoamento será laminar,

turbulento ou está na transição entre os dois através da importância relativa entre forças inerciais e viscosas. De acordo com as aplicações para engenharia, o valor para um regime turbulento é acima de 10000, para um regime laminar é abaixo de 2300, e entre eles está o regime de transição.

O Número de Nusselt, (Nu), representa a razão entre transferência de calor de um fluido em movimento e um fluido em repouso. Numericamente, o Nu é determinado com uma combinação das variadas constantes, que dependem tanto do regime laminar ou turbulento como da composição da geometria interna do trocador de calor, além do Re e do Número de Prandtl, (Pr).

O Pr é a correlação entre viscosidade cinemática dividida pela difusividade térmica, $Pr = \nu/\alpha$. O Pr representa a espessura relativa das camadas limite hidrodinâmica e térmica.

Estes parâmetros são calculados de formas individuais, dependendo do local em que se encontra o fluido estudado, da área de atuação durante a troca térmica, e do regime pois a condição do fluido muda de acordo com a vazão, com barreiras físicas, etc.

No caso do trocador casco tubo, os parâmetros para o lado externo da serpentina (entre o casco e a serpentina) são calculados da seguinte forma como mostra o Çengel (2011): um trocador de calor com escoamento turbulento cruzado utilizando convecção forçada na equação 5 descrevendo o cálculo para determinação de Reynolds.

$$Re_{\text{casco}} = \frac{\rho V_{\text{max}} D}{\mu} \quad (5)$$

E a velocidade máxima é determinada através da equação 6.

$$V_{\text{max}} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (6)$$

O Nu determinado contribui para a especificação do coeficiente de transferência de calor (h), seguindo as propriedades do sistema (para um escoamento cruzado entre o fluido quente e o fluido aquecido) como mostra na tabela 7-2 do ÇENGEL (2011) e na equação 7.

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0,27 Re^{0,63} Pr^{0,36} \quad (7)$$

Nos parâmetros relacionados com o fluido internamente à serpentina seguem outras equações de acordo com Çengel (2011). Para o escoamento turbulento forçado internamente

na serpentina, o Re é calculado como mostra na equação 8, a vazão interna pela área de escoamento na serpentina multiplicado pelo diâmetro da serpentina sobre a viscosidade dinâmica do material, e a equação 9 apresenta o cálculo do Nu .

$$Re = \frac{G}{\mu} d = \frac{W/A}{\mu} d \quad (8)$$

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3}-1)} = \frac{hd}{k} \quad (9)$$

O fator de atrito em tubos com superfície comercial é obtido a partir da relação explícita de S. E. Haaland mostrada no Çengel (2011) na equação 10.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log\left(\frac{6,9}{Re} + \frac{(\varepsilon^*/d)^{1,11}}{3,7}\right) \quad (10)$$

4.3 O VAPOR

O vapor é o gás formado quando a água passa do estado líquido para o gasoso. A nível molecular, isto ocorre quando as moléculas de H_2O conseguem se libertar das pontes de hidrogênio mantendo-se juntas. Na água líquida, moléculas de H_2O estão sendo constantemente mantidas juntas e separadas. No entanto, à medida que as moléculas de água são aquecidas, as pontes que conectam as moléculas entre si começam a quebrar mais rapidamente do que elas possam se formar para se manterem juntas. Eventualmente, quando calor suficiente é fornecido, algumas moléculas vão quebrar num estado mais livre. Estas moléculas 'livres' formam o gás transparente que se conhece como vapor, ou mais especificamente vapor seco. (TLV, 2017).

Nas indústrias, o vapor é um elemento comum utilizado nos processos como forma de energia para aquecimento, realização de trabalho para movimentação de produtos, geração de vácuo, etc.

4.3.1 Os vapores úmido e seco

Uma classificação do vapor é em função da umidade presente, sendo então designado vapor úmido ou seco (ou supersaturado). Necessário em determinadas etapas dependendo das restrições das atividades no processo, a condição de umidade pode também acarretar

consequências de oxidação no sistema de transporte. Os vapores seco e úmido se diferenciam como mostrado a seguir:

Nas indústrias que utilizam vapor, geralmente são referidos dois tipos de vapor, que são o vapor seco [...] e o vapor úmido. Vapor seco aplica-se ao vapor quando todas as suas moléculas de água se mantêm em estado gasoso. É um gás transparente. Vapor úmido aplica-se ao vapor quando uma porção das suas moléculas de água já deram suas energias (calor latente) e condensam para formar pequenas gotículas de água. Tomemos o exemplo de uma chaleira fervendo água. A água é primeiramente aquecida usando um elemento. À medida em que a água absorve mais e mais calor através do elemento, suas moléculas se tornam mais agitadas e começam a ferver. Uma vez que a energia suficiente é absorvida, parte da água se vaporiza, o que pode representar um aumento em torno de 1600 vezes em volume molecular. De vez em quando, uma névoa pode ser vista saindo do bico. Esta névoa é um exemplo de como é o vapor seco, quando é lançado para uma atmosfera mais fria, perde parte de sua energia transferindo-o para o ar ambiente. Se energia suficiente for perdida até que as ligações moleculares iniciem a sua formação novamente, pequenas gotículas podem ser vistas no ar. Esta mistura de água no estado líquido (pequenas gotículas) e estado gasoso (vapor) é chamado de vapor úmido (TLV, 2017).

4.3.2 Vapor saturado transformado em vapor supersaturado

Para geração de vapor é necessário aplicar certa quantidade de calor à água, calor latente, que a temperatura constante irá provocar a mudança de estado físico da matéria. No entanto, na temperatura de saturação o vapor apresentará vapor seco e gotículas de água em processo de evaporação. Estas gotículas só serão evaporadas completamente adicionando-se calor acima do limite do vapor saturado.

Shapiro (2014) demonstra a formulação para quantificar a porcentagem de vapor superaquecido observando nas temperaturas de saturação o valor das entalpias de evaporação e entalpia de vapor saturado, sendo mostrada na equação 11.

$$x = \frac{H-H_f}{H_g-H_f} \quad (11)$$

4.3.3 O vapor gerado por caldeiras

O equipamento gerador de vapor mais comum nas indústrias é a caldeira, que é, basicamente um trocador de calor que trabalha com pressão superior à pressão atmosférica, produzindo vapor a partir da energia térmica fornecida por uma fonte qualquer. É constituída por diversos equipamentos integrados para permitir a obtenção do maior rendimento térmico

possível e maior segurança. Esta definição abrange todos os tipos de caldeiras, sejam as que vaporizam água, mercúrio ou outros fluídos e que utilizam qualquer tipo de energia: térmica (seja convencional, como combustíveis, ou não convencional, como energia nuclear ou solar) ou, mesmo, elétrica. (NOGUEIRA, 2005).

O vapor gerado através do uso de uma caldeira é fundamentalmente vapor saturado. Ele tem muitas propriedades que o tornam uma excelente fonte de calor, e portanto, é muito usado como uma fonte de calor de 100 °C – 200 °C. (DISPARCO, 2017). No entanto, dependendo do tipo de caldeira, pode-se obter vapor superaquecidos como falam Leite e Militão (2008), citado por Arruda (2009): “As caldeiras aquatubulares têm a circulação de água por dentro dos tubos, envolvidos por gases quentes. Apresentam uma utilização mais ampla, possuindo vasos pressurizados internamente e de menores dimensões relativas, o que viabiliza econômica e tecnicamente a possibilidade de maiores espessuras e assim operar com pressões mais elevadas. São mais utilizadas em instalações de maior porte e para se obter vapor superaquecido. Essas caldeiras podem ser do tipo compactas. Isto é, saem prontas de fábrica. Ou também, do tipo montadas em campo”.

Pela NR13 (atualizada 2014) tem-se que para os propósitos desta NR, as caldeiras são classificadas em 3 (três) categorias, conforme segue:

- a) caldeiras da categoria A, são aquelas cuja pressão de operação é igual ou superior a 1960 kPa (19,98 kgf/cm²);
- b) caldeiras da categoria C, são aquelas cuja pressão de operação é igual ou inferior a 588 kPa (5,99 kgf/cm²) e o volume interno é igual ou inferior a 100 l (cem litros);
- c) caldeiras da categoria B, são todas as caldeiras que não se enquadram nas categorias anteriores.

4.4 SUPERAQUECEDOR DE SECAGEM

São trocadores de calor que trabalham aquecendo vapor a temperaturas mais elevadas do que os trocadores gerais, acima de 100 °C, e trabalham com pressões maiores que a pressão atmosférica, sendo comum passarem de 1 MPa.

“Superaquecedores e reauecedores são compartimentos tubulares que atingem as maiores temperaturas de uma caldeira e conseqüentemente requerem os maiores cuidados no projeto, fabricação, [...]”

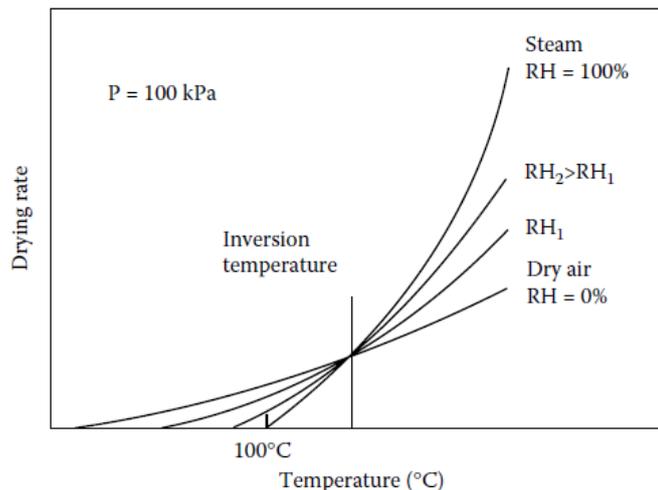
1. Distribuição uniforme dos vapores e gases através de todas as seções para minimizar o fluxo desbalanceado;
2. Vapores a altas velocidades otimizadas em toda tubulação para manter as temperaturas do metal tão baixas quanto possíveis;
3. Perda de pressão de vapor mínima” (RAYAPROLU, 2009).

Mujundar e Kudra (2009) dizem que o superauecedor a vapor possui propriedades de transferência térmica superiores às do ar, na mesma temperatura. Como não há resistência na difusão para a água evaporada em seu próprio vapor, a taxa de secagem depende apenas da taxa de transferência de calor. Negligenciando os efeitos de calor sensível, perdas de calor, e outras formas de perdas, a taxa em que a mistura (água no gás) na superfície evapora em vapor é relacionada com a equação 12.

$$W_D = \frac{Q}{\Delta H} = \frac{h(T_{ss} - T_s)}{\Delta H} \quad (12)$$

A Figura 3 traz o comportamento da taxa de evaporação, W_D , em função do aumento da temperatura mantendo-se a pressão constante. O eixo horizontal representa o valor da taxa de evaporação, e o eixo vertical a temperatura.

Figura 3 - Taxa de secagem versus temperatura do gás para ar e vapor



Fonte: Mujundar (2009).

Efeitos adicionais causados pelo uso de supertrocadores de secagem são evidenciados devido a conservação de energia pois possuem altos coeficientes de transferência de calor e altas taxas de secagem.

4.5 EFICIÊNCIA

A eficiência de um trocador de calor era determinada através da área de transferência de calor até 1955 quando Kays e London sugeriram o método da efetividade – NTU que simplificou a análise de trocadores de calor. O Çengel (2011) apresenta como é realizado a efetividade através da seguinte relação da equação 13.

$$\varepsilon = \frac{Q_{real}}{Q_{max}} \quad (13)$$

Para a taxa de transferência de calor máxima possível, é considerado a variação de temperatura entre a entrada do fluido a ser aquecido, e a temperatura de entrada do fluido que aquecerá. A consideração engloba a possibilidade de o fluido aquecido atingir a máxima temperatura possível para um aquecimento ideal (à temperatura que aquece). A taxa mássica multiplicado pelo calor específico gera uma propriedade chamada taxa de capacidade térmica, C (W/K), que para o cálculo da taxa de transferência de calor é considerado o valor mínimo comparando as taxas de capacidade térmica dos fluidos (aquecedor e aquecido). Logo, a equação para a taxa de transferência de calor máxima equivalente na equação 14.

$$Q_{max} = C_{min}(T_{vaporCasc,inlet} - T_{vaporSerpent,inlet}) \quad (14)$$

A efetividade depende da geometria do trocador de calor, assim como do arranjo de escoamento. No caso de um trocador de calor casco tubo com escoamento contracorrente sem mistura entre os fluidos, e escoamento cruzado, tem-se a seguinte equação para efetividade como mostra Çengel (2011). Utilizando o número de unidade de transferências, NTU , que é a razão entre Coeficiente de Calor global, U , multiplicado por Área de transferência, A , e a capacidade térmica mínima, C_{min} , e a razão $r_c = C_{min} / C_{max}$,

$$\varepsilon = 1 - e^{\left\{ \frac{NTU^{0,22}}{r_c} [e^{(-r_c NTU^{0,78})} - 1] \right\}} \quad , r_c \text{ diferente de } 0 \quad (15)$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad , r_c \text{ igual a } 0 \quad (16)$$

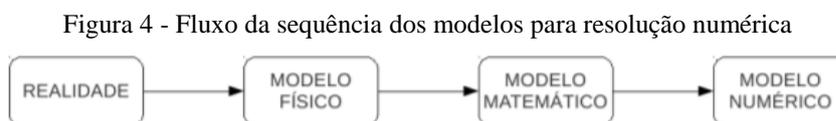
4.6 ANÁLISE COMPUTACIONAL

Nesta seção está apresentado o método computacional.

4.6.1 Método Computacional

O método computacional atua de forma a simular situações no intuito de se realizar estudos sobre uma peça, uma estrutura, um funcionamento de um sistema etc., para análises e desenvolvimento de pesquisas. Versteeg e Malalasekera (2007) defendem que para estudos realizados com fluidos, a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), é uma ferramenta útil para analisar e prever sistemas que envolvem escoamento de fluidos, transferência de calor etc.

Este método trabalha para solucionar situações reais através de aproximações físicas utilizando modelos matemáticos seguindo o fluxo de raciocínio descrito na Figura 4.



Fonte: Apostila MEF UFPR (acesso 2019).

Quando se tenta prever o comportamento da realidade, recorre-se a uma representação dela, que é o modelo físico. Partindo deste modelo representativo, o uso da teoria física disponível é válido para analisar as condições aplicadas ao sistema, empregando-se o modelo matemático através de equações governantes. E por fim, o modelo numérico que resolve as equações pertinentes usando métodos iterativos.

O modelo numérico é solucionado através do procedimento do Método de Elementos Finitos. “Este procedimento consiste em substituir um número infinito de variáveis desconhecidas por um número finito de variáveis conhecidas, separando o ambiente a ser analisado discretizando em elementos finitos, que já têm o desenvolvimento matemático para

uma análise mais simples. Cada elemento é analisado separadamente, e dá os valores iniciais necessários para análise do próximo.” (TECMEC, 2019).

A criação da malha (discretização do domínio computacional) refere-se quanto a divisão daquele domínio em pequenos volumes de controle ou subdomínios não sobrepostos, conhecidos como elemento de malha. Como López (2017) concretiza que desta forma se faz possível que as equações governamentais sejam integradas em cada elemento, de forma que as variáveis relevantes, como massa e energia, sejam conservadas discretamente.

O método se resume na integração das equações governantes do escoamento do fluido sobre os volumes de controle do domínio, discretização ou conversão das equações integrais resultantes em um sistema de equações algébricas, e soluções das equações algébricas por um método iterativo.

Segundo Versteeg e Malalasekera (2007) defendem que a simulação é bem-sucedida quando a convergência das iterações resulta em soluções das propriedades dos fluidos com pequenos valores residuais, e quando a variação das variáveis de interesse apresentadas seja mínima ou nula através do refino da malha.

4.6.2 Equações Governantes

A simulação computacional resolverá o problema utilizando as equações de Navier-Stokes. As equações de Navier-Stokes definem as equações de continuidade, da energia e da quantidade de movimento que representam as variáveis inerentes do escoamento do fluido. A equação de continuidade demonstra a conservação da massa em um sistema fechado ou volume de controle como descrito na equação:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (17)$$

Para o escoamento, quando o regime é permanente, a variação da densidade em função do tempo para cada ponto específico do sistema é nula. Portanto, a equação de continuidade se resume como segue na equação 18:

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (18)$$

A equação de quantidade de movimento parte da segunda lei de Newton “A mudança do momento em todas direções é igual à soma das forças atuando nessas direções. A pressão e forças viscosas são forças superficiais atuantes no fluido, assim como a gravidade atuando no volume completo. Para a equação de quantidade de movimento, López (2017) mostra que Batchelor (em 1967) desenvolveu a equação da quantidade de movimento numa referência inercial como indica na equação 19:

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u} \otimes \vec{u}) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \vec{\tau} + \vec{S}_M \quad (19)$$

Utilizando fluido newtoniano para regime permanente, a equação da quantidade de movimento se reduz de acordo com Versteeg e Malalasekera (2007) como mostrado na equação 20.

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u} \otimes \vec{u}) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} (\mu \vec{\nabla} \cdot \vec{u}) \quad (20)$$

A energia total do sistema é a soma da energia cinética presente na velocidade da massa do fluido, da energia térmica e da energia química representando a primeira lei da termodinâmica. Como o guia teórico do Ansys (2019) descreve na equação 21:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u} h) = \vec{\nabla} \cdot (k \vec{\nabla} T) + \vec{\nabla} \cdot (\vec{u} \cdot \vec{\tau}) + \vec{u} \cdot \vec{S}_M + \vec{S}_E \quad (21)$$

5 MATERIAIS E MÉTODOS

Nesta seção são apresentados os materiais e métodos.

5.1 MATERIAL

Nesta seção são apresentados os materiais do equipamento e dos domínios utilizados.

5.1.1 Material do Trocador de Calor

O material que constituiu o super trocador de calor, baseado em um super trocador de uma empresa X, é o aço ASTM A106 Gr B. De acordo com Gelson Luz, (2019), “Os materiais ASTM A106 são adequados para sistemas pressurizados em altas temperaturas. São utilizados em várias indústrias que lidam com a condução de fluidos”. Os dados do material estão descritos de acordo com a ASME, 2010, Section II na Tabela 1.

Tabela 1- Propriedades do material do Trocador

Propriedade	Dado
Material Casco	ASTM A106 Gr B
Material Serpentina	ASTM A106 Gr B
Composição Química	Aço Carbono (max 0,3% C/0,29 a 1,06% Mn/min 0,1% Si)
Tensão máxima Tração	415 MPa
Tensão Escoamento	240 MPa
Densidade	7750,39104 kg/m ³
Poison	0,3
Massa Molar	55,845 g/mol

Fonte: ASME (Section II, 2010).

5.1.2 Fluido

O fluido estudado é o vapor de água. Como o sistema de secagem via super trocador de calor envolve pressões acima da pressão atmosférica e altas temperaturas, parâmetros como densidade específica, viscosidade, difusividade (entre outros) não são constantes. O simulador computacional atribui para geração dos cálculos as equações de estado IAPWS F97

(“*International Association for the Properties of Water and Steam*” – Associação Internacional das Propriedades da Água e Vapor de 1997) contempladas no guia teórico do Ansys (2019).

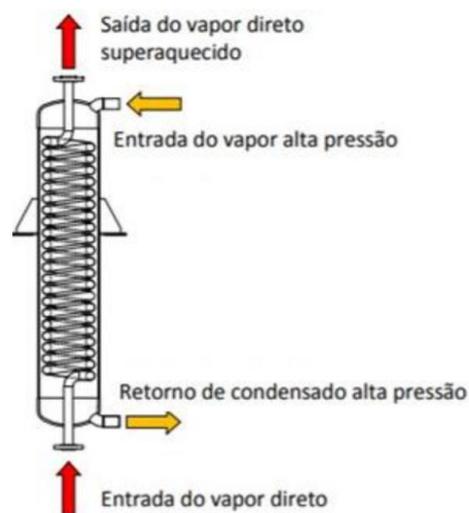
5.2 PROJETO DO SUPER TROCADOR

Nesta seção é apresentado o projeto do super trocador de calor.

5.2.1 Tipo do Super Trocador de calor

No intuito de viabilizar a secagem do vapor motriz para geração de vácuo de forma prática foi buscado o esboço do super trocador de calor utilizado para secagem de vapor. Este é um trocador de calor helicoidal para troca térmica entre fluidos em estado gasoso. Este vapor, fornecido por uma caldeira de circuito aberto na condição de vapor úmido, é secado para prevenir contato de umidade com o óleo. Dorsa (2017) mostra o tipo de superaquecedor na Figura 5.

Figura 5 - Super trocador de secagem de vapor



Fonte: Dorsa (2017).

5.2.2 Geometria do Super Trocador de Calor

As condições de geometria do super trocador foram baseadas na estrutura do super trocador de uma refinaria em uma empresa X no processo de desodorização de óleo de soja descritas na tabela 2.

Tabela 2 - Condições de geometria do trocador

Dimensões	Dado
Diâmetro Interno Serpentina	0,0254 m
Diâmetro Externo Serpentina	0,0334 m
Diâmetro Interno Casco	0,2428 m
Diâmetro Externo Casco	0,2730 m
Diâmetro Interno Entrada/saída Casco	0,0318 m
Diâmetro Externo Entrada/saída Casco	0,0483 m
Passo helicoidal	0,0500 m
Diâmetro helicoidal	0,1900 m
Número de Espiras	20

Fonte: O Autor (2019).

5.2.3 Parâmetros do Processo

O sistema de secagem do super trocador de calor funciona com os fluidos aquecedor e aquecido. O fluido aquecedor é vapor proveniente de uma caldeira de alta pressão circuito fechado, que seca o fluido aquecido. Portanto, o vapor que aquece está a temperatura acima do vapor aquecido. O fluido aquecido é o vapor fornecido por uma caldeira que gera o vapor motriz (vapor úmido). Portanto, tem-se os parâmetros como descritos na tabela 3.

Tabela 3 - Parâmetros do processo

Parâmetros	Dado
Material dos fluidos	Vapor de água
Composição Química	H ₂ O
Fluido Aquecedor	Vapor Seco
Pressão Fluido Aquecedor	40 bar
Temperatura Entrada Fluido Aquecedor	250 °C
Fluido Aquecido	Vapor Úmido
Pressão Fluido Aquecido	3 bar
Temperatura Entrada Fluido Aquecido	125 °C

Regime do fluxo entre os fluidos

Contracorrente

Fonte: O Autor (2019).

5.2.4 Determinação das condições de projeto

Nesta seção são apresentados as condições do equipamento e do fluido.

5.2.4.1 Trocador de Calor

Para avaliar as condições do super trocador foi necessário comparar suas características com os parâmetros de trabalho do sistema. Com o material do superaquecedor identificado na seção 5.1.1, a ASME seção VIII Div 1, pode-se determinar a espessura mínima de parede que pode ser utilizada.

5.2.4.2 Vapor

Os parâmetros teóricos do vapor variam de acordo com a temperatura e pressão, e são localizados/interpolados das tabelas/gráficos em Kern (1950), Çengel (2011), Frank Kreith (1965). Com isso, coletam-se esses dados nas tabelas e gráficos a partir da pressão e temperatura do fluido.

5.3 MODELAGEM E PRÉ-PROCESSAMENTO

O sistema foi modelado com o auxílio do software computacional *Ansys* com licença liberada pela própria empresa ANSYS INC em seu site. A ferramenta utilizada para criação do modelo 3D foi o *SpaceClaim* (SC) devido sua facilidade para modelagem.

Após modelagem das representações em 3D dos domínios do sistema (equipamento, vapor aquecedor, vapor aquecido), foi realizado a malha através da ferramenta *Meshing* também presente no *Ansys*. A discretização dos elementos de malha foi otimizada de acordo com a complexidade da geometria e do poder computacional utilizado.

Após é inserido os parâmetros de trabalho no sistema computacional através da ferramenta *CFX*, os materiais, e as condições de contorno. A ferramenta *CFX*, também

pertencente ao *Ansys*, é um software de CFD integrado. Foram adicionados os materiais 5.1.1 e 5.2.4.2 a biblioteca de materiais já cadastrados. Após, são definidos os 3 domínios utilizados: ASTMA106GrB, Vapor de Alta (aquecedor), Vapor de Baixa (aquecido).

A determinação do tipo de análise é definida no CFX condicionando para regime permanente pois o sistema atua sob equilíbrio, não se comporta como regime transiente. A convergência foi definida para ser atingida quando o a diferença residual (critério de convergência) da simulação atingir um valor menor que 10^{-4} .

5.4 SIMULAÇÃO

A simulação foi realizada utilizando a ferramenta do CFX do software Ansys na configuração com dobro de precisão. Para realizar a análise foram escolhidos cenários a serem estudados e comparados. A diferença entre os cenários é a carga de vapor utilizada para ser superaquecida.

5.4.1 Cenário 1

A escolha do cenário 1, com relação aos parâmetros de processo e condições de contorno, foi baseada no processo de secagem de vapor direto para desodorização do óleo de soja na empresa X como mostrado na tabela 4.

Tabela 4 - Condições de contorno cenário 1

Propriedade	Dado	(SI)
Pressão Vapor Entrada Fluido Aquecedor	40 bar	4 MPa
Pressão Vapor Entrada Fluido Aquecido 1	03 bar	0,3 MPa
Temperatura Vapor Entrada Fluido Aquecedor	250 °C	523,15 K
Temperatura Vapor Entrada Fluido Aquecido 1	125 °C	398,15 K
Vazão Fluido Aquecedor	2100 kg/h	2100 kg/h
Vazão Fluido Aquecido 1	300 kg/h	300 kg/h
Superfície Externa Super Trocador	Adiabática	Adiabática

Fonte: O Autor (2019).

5.4.2 Cenário 2

Para o cenário 2, foi realizado a mudança na carga do fluido aquecido, nas condições baseadas do vapor motriz utilizado na geração de vácuo na empresa X. O cenário 2 utiliza o vapor motriz de geração de vácuo como fluido a ser superaquecido com as seguintes condições de contorno como apresentado na tabela 5.

Tabela 5 - Condições de contorno cenário 2

Propriedade	Dado	(SI)
Pressão Vapor Entrada Fluido Aquecedor	40 bar	4 MPa
Pressão Vapor Entrada Fluido Aquecido 2	10 bar	1 MPa
Temperatura Vapor Entrada Fluido Aquecedor	250 °C	523,15 K
Temperatura Vapor Entrada Fluido Aquecido 2	150 °C	425,25 K
Vazão Fluido Aquecedor	2100 kg/h	2100 kg/h
Vazão Fluido Aquecido 2	825 kg/h	825 kg/h
Superfície Externa Super Trocador	Adiabática	Adiabática

Fonte: O Autor (2019).

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

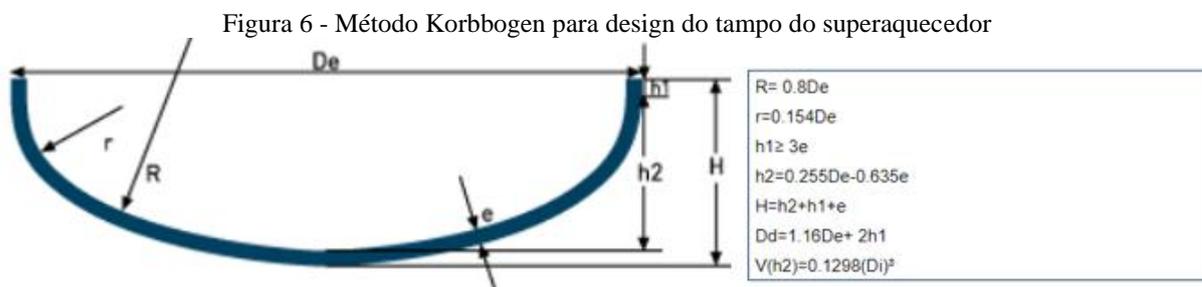
Nesta seção são apresentados os resultados e discussões.

6.1 PROJETO

Com as condições de geometria apresentadas, foi determinado o Super Trocador da empresa X. Seguindo as normas ASME e literatura disponível, foi avaliado a espessura dada e desenhado os tampos do trocador disponível no anexo no caderno de cálculo na seção (i). Para uma pressão de trabalho em 40 bar considerando inspeção de solda em 90% da estrutura e sob espessura de corrosão em 1,5 mm.

Espessura mínima calculada– 0,00377 m

Para determinação dos tampos foi escolhido o método KORBBOGEN (DIN-28013) visto em Fondeyur (2019) mostrado na Figura 6.



Fonte: Fondeyur (2019).

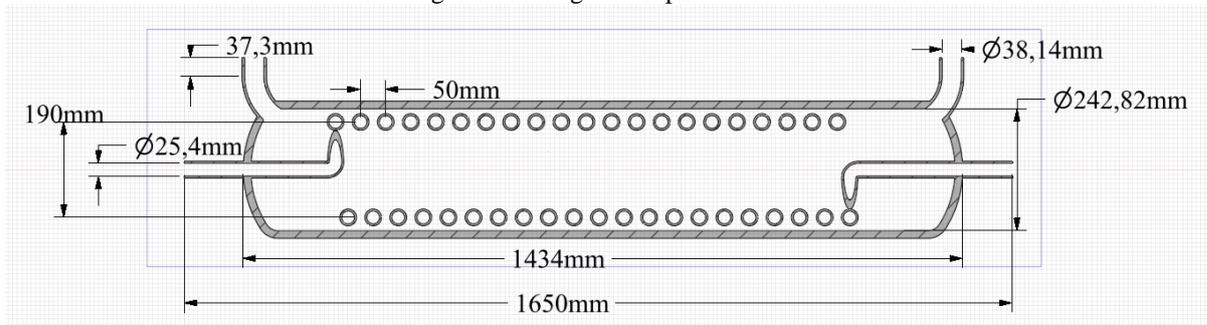
Tabela 6 - Condições de geometria do tampo

Dimensão	Dado
R (tampo)	0,2184 m
r (tampo)	0,0420 m
H ₁ (tampo)	0,0453 m
H ₂ (tampo)	0,0600 m
H (tampo)	0,1204 m

Fonte: O Autor (2019).

O design final ficou como mostrado na Figura 7.

Figura 7 - Design do Super Trocador

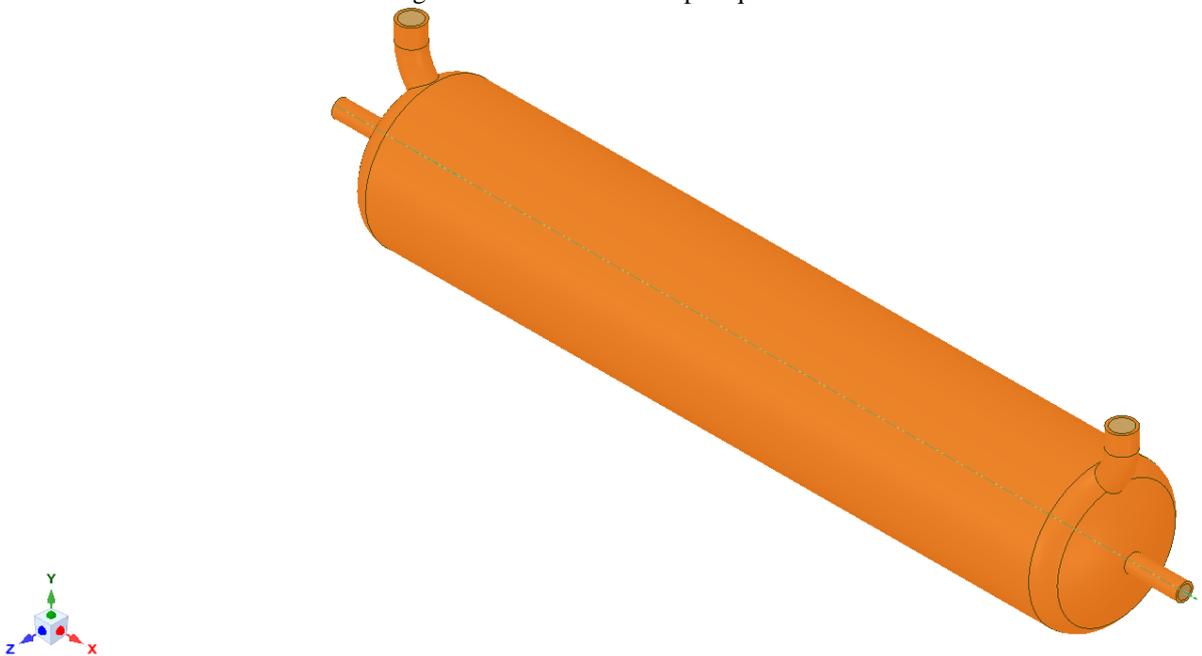


Fonte: O Autor (2019).

6.2 MODELAGEM E MALHA

O modelo 3D foi construído baseado no projeto do super trocador:

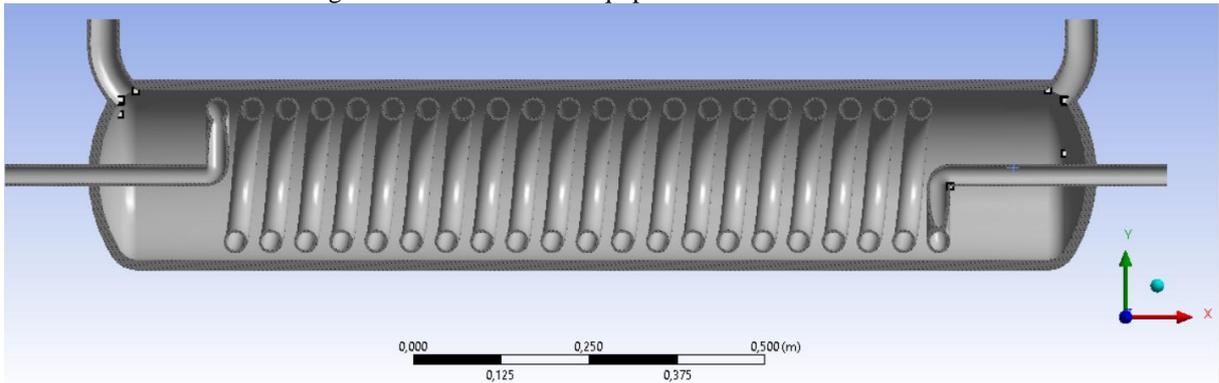
Figura 8 - Geometria do Superaquecedor



Fonte: O Autor (2019).

O modelo dos domínios de acordo com o projeto proposto foi realizado como mostra-se na figura 9.

Figura 9 - Modelo 3D do Equipamento Trocado de Calor

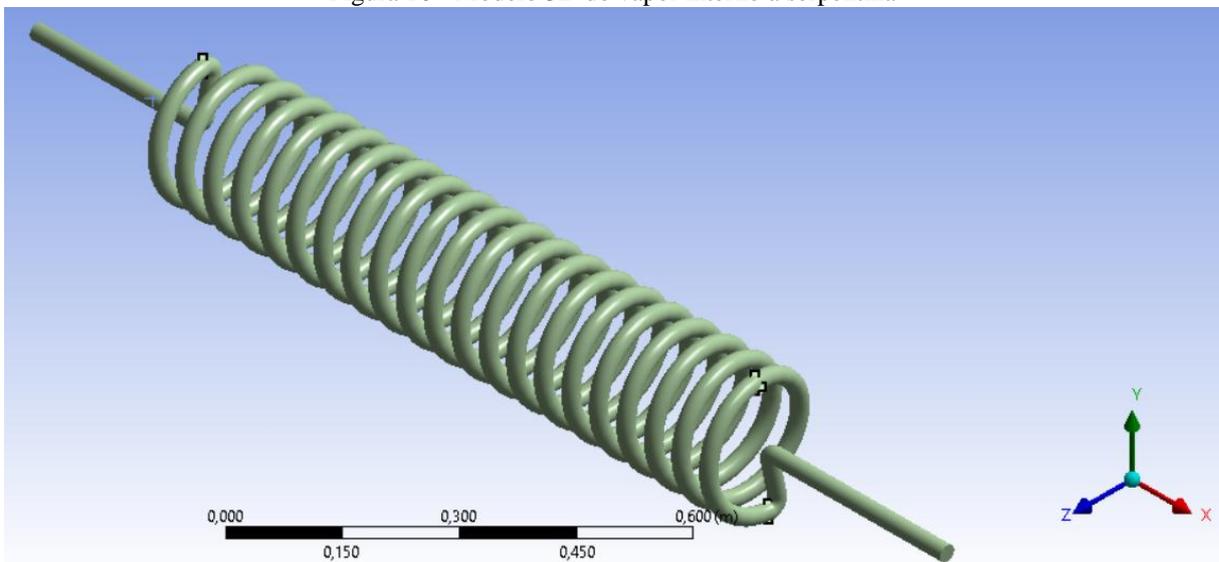


Fonte: O Autor (2019).

A representação dos fluidos que são os corpos que foram construídos a partir do equipamento.

Após o trocador estar pronto, foram extrudadas 2 modelagens internas ao trocador que representam os fluidos. A Figura 10 representa o vapor interno à serpentina.

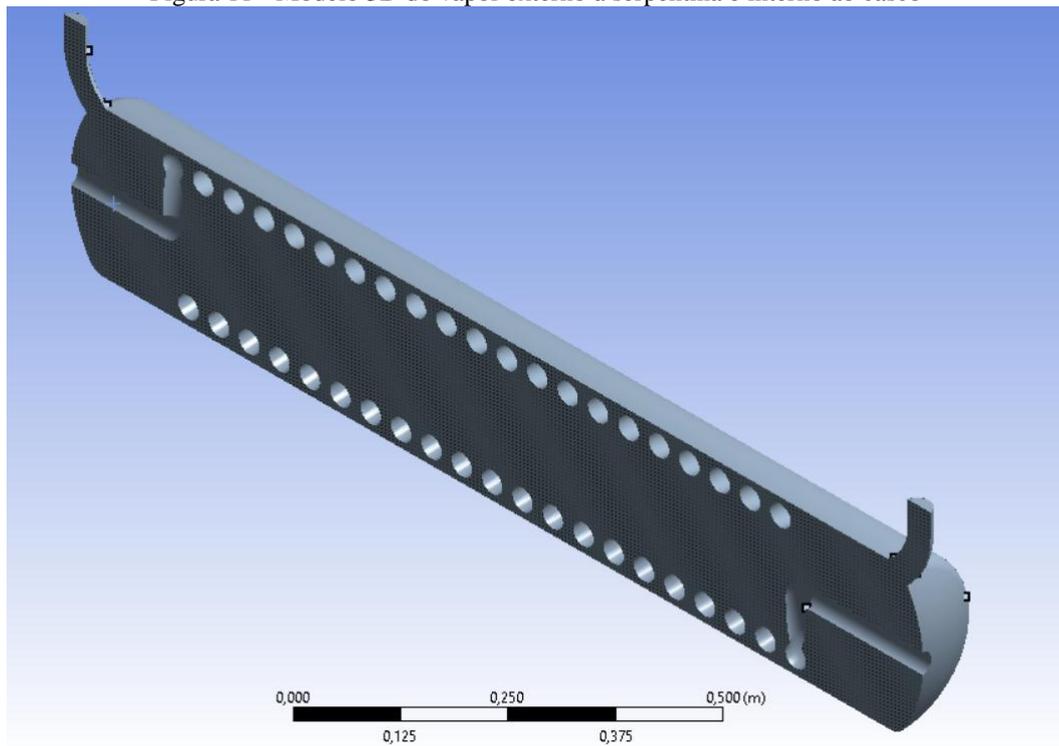
Figura 10 - Modelo 3D do vapor interno à serpentina



Fonte: O Autor (2019).

A Figura 11 representa o vapor externo à serpentina.

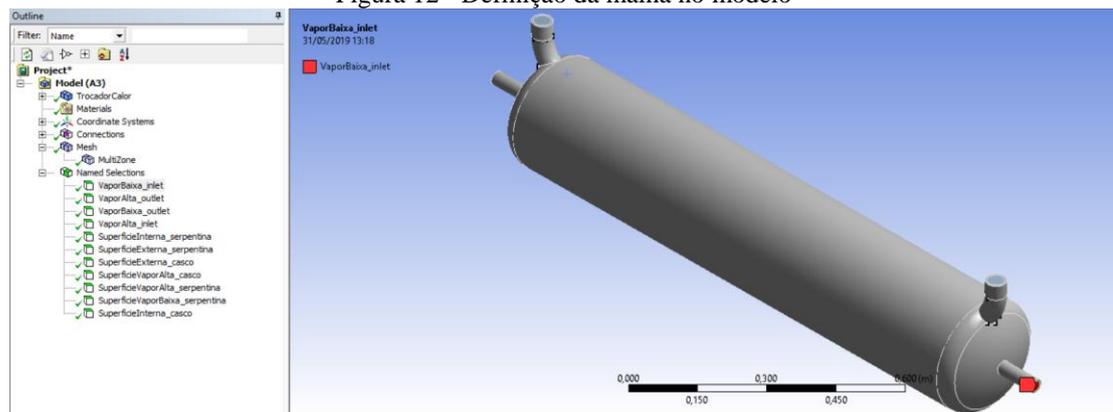
Figura 11 - Modelo 3D do vapor externo à serpentina e interno ao casco



Fonte: O Autor (2019).

Foi definida a geração automática da malha com ordem quadrática dos elementos inicialmente. A Figura 12 apresenta o modelo sendo configurado no sistema *Meshing*.

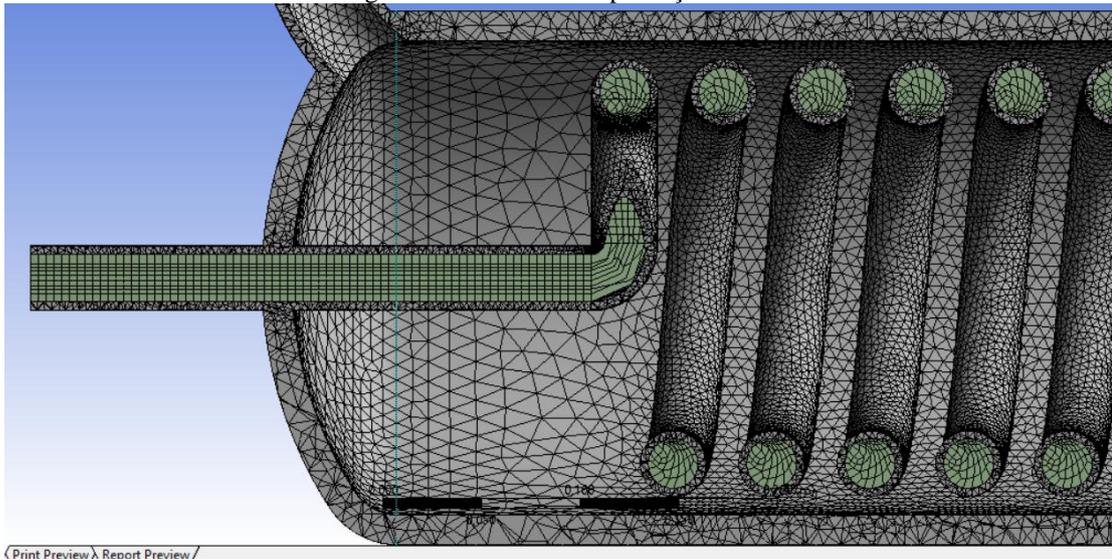
Figura 12 - Definição da malha no modelo



Fonte: O Autor (2019).

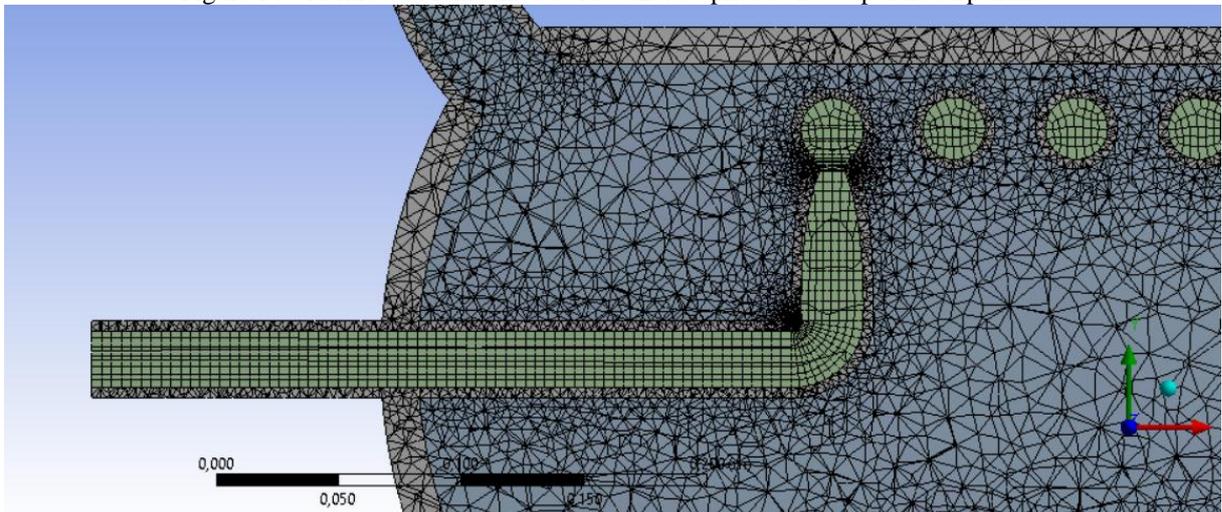
A geração da malha automática na serpentina interna não obteve o resultado com boa cobertura na serpentina, como mostrado abaixo. Observando na curva de 90°, a malha na serpentina gera elementos maiores, com tamanho inadequado para a curva. Como pode ser visto na Figura 13.

Figura 13 – Malha sem aperfeiçoamento



Fonte - O Autor (2019).

Com o intuito de melhorar o resultado da malha do fluido em análise, representação do domínio do vapor interno à serpentina, foi definido o modelo de *MultiZone* para uma melhor discretização dos elementos volumétricos (hexagonais) como pode ser observado na Figura 14.

Figura 14 - Refino da Malha método *MultiZone* aplicado no Vapor na serpentina

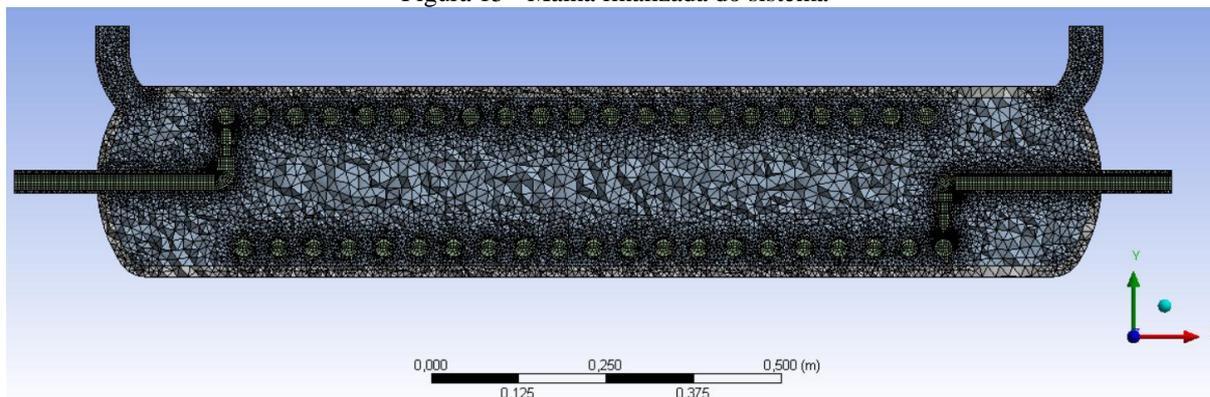
Fonte: O Autor (2019).

A geração da malha final resultou num sistema bem distribuído e refinado para a análise com os seguintes quantitativos:

Nós – 4.257.297

Elementos – 2.378.909

Figura 15 - Malha finalizada do sistema



Fonte - O Autor (2019).

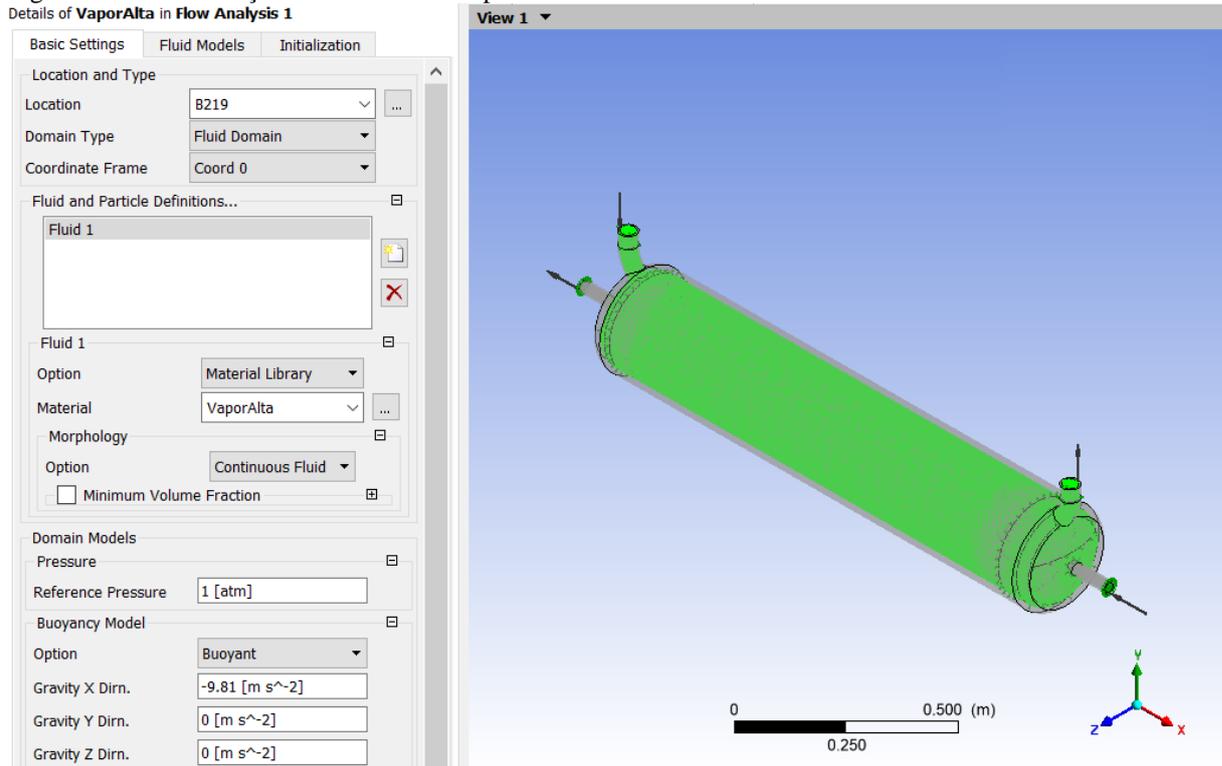
Para cada cenário, foram determinados os domínios de acordo com suas condições de contorno determinadas sendo configurado no programa como mostra a Figura 16. Propriedades de material que dependem de temperatura e pressão foram calculadas e adicionadas nos materiais quando requisitado estão demonstradas na tabela 7. Disponível no anexo em caderno de cálculo.

Tabela 7 – Parâmetros teóricos

Propriedade	Cenário 1	Cenário 2
Densidade Fluido Aquecido, ρ	1,46875 kg/m ³	4,73612 kg/m ³
Densidade Fluido Aquecedor, ρ	16,5777 kg/m ³	16,5777 kg/m ³
Calor Específico Fluido Aquecido, c	1887,54 J/kgK	1912,19 J/kgK
Calor Específico Fluido Aquecedor, c	1963,67 J/kgK	1963,67 J/kgK
Calor Específico do Aço do Trocador, c	553,628 J/kgK	553,628 J/kgK
Viscosidade Dinâmica Fluido Aquecido, μ	0,0000153 kg/ms	0,0000156 kg/ms
Viscosidade Dinâmica Fluido Aquecedor, μ	0,0000178 kg/ms	0,0000178 kg/ms
Condutividade Térmica Fluido Aquecido, μ	0,03105 W/mK	0,03215 W/mK
Condutividade Térmica Fluido Aquecedor, k	0,03821 W/mK	0,03821 W/mK
Condutividade Térmica do Aço do Trocador, k	44,699 W/mK	44,699 W/mK
Difusividade Térmica Fluido Aquecido, α	0,0000112 m ² /s	0,0000355 m ² /s
Difusividade Térmica Fluido Aquecedor, α	0,0000012 m ² /s	0,0000012 m ² /s
Difusividade Térmica do Aço do Trocador	0,0000104 m ² /s	0,0000104 m ² /s

Fonte: O Autor (2019).

Figura 16 - Determinação do domínio de Vapor de Alta



Fonte: O Autor (2019).

Em seguida são configuradas as interfaces de acordo com o sistema para a discretização da troca térmica:

- Interface Vapor de Baixa e parede interna da serpentina
- Interface Vapor de Alta e parede interna do casco mais externa da serpentina

A quantidade de iterações foi incrementada de acordo com os resultados da convergência. No momento em que os resultados residuais convergiram ou para um valor único abaixo de 10^{-4} ou para uma repetição cíclica, foi definido que o resultado convergiu. Este resultado foi obtido com um valor de 2000 iterações.

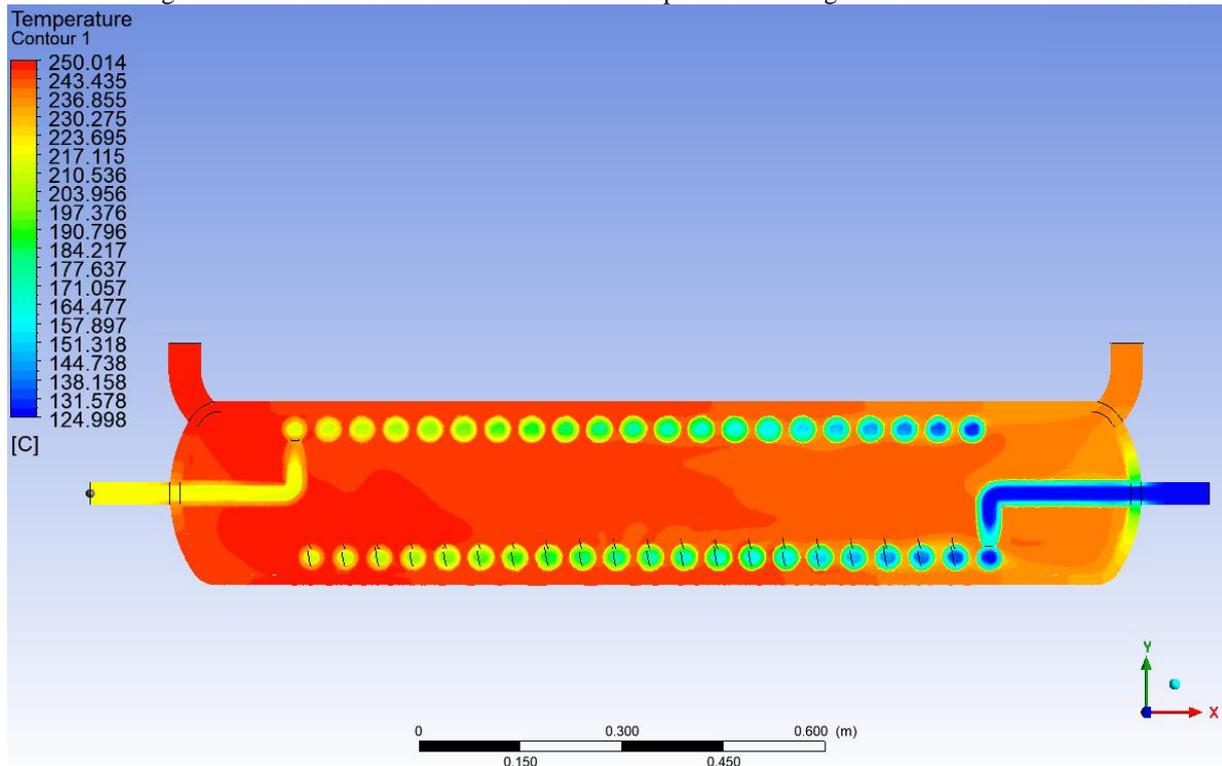
6.3 RESULTADO DOS CENÁRIOS

Nesta seção são demonstrados os resultados e comparação dos cenários.

6.3.1 Cenário 1

A Figura 17 apresentada traz o resultado após simulação demonstrando a temperatura para o cenário 1. Neste caso, foi observado que o fluido teve o aquecimento esperado por possuir os parâmetros baseados em uma situação existente.

Figura 17 - Corte central XY do contorno da temperatura ao longo do trocador Cenário 1

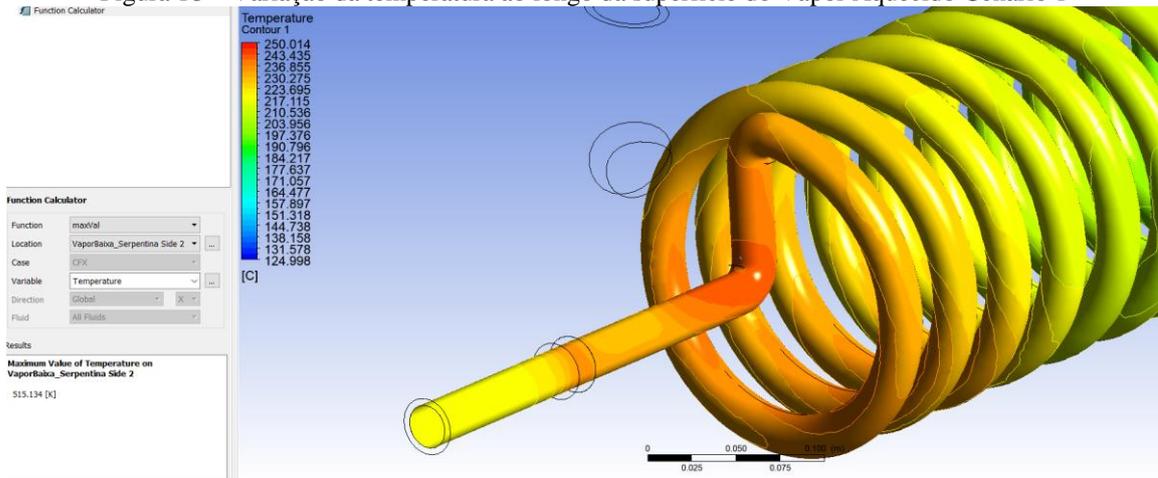


Fonte: O Autor (2019).

Na situação prática, a temperatura de saída do vapor direto chega a 225 °C. Já na simulação desenvolvida, a temperatura de saída do fluido aquecido é de 219 °C. Uma diferença de 2,6 % do valor real.

Outro ponto a ser observado é a temperatura máxima atingida no vapor pela simulação. O contorno variável de temperatura demonstra uma concentração mais quente durante a última curva realizada pela serpentina. A temperatura máxima demonstrada pelo software apresenta um ápice de 495 K (222 °C) observado na superfície próximo à curva final da serpentina na Figura 18.

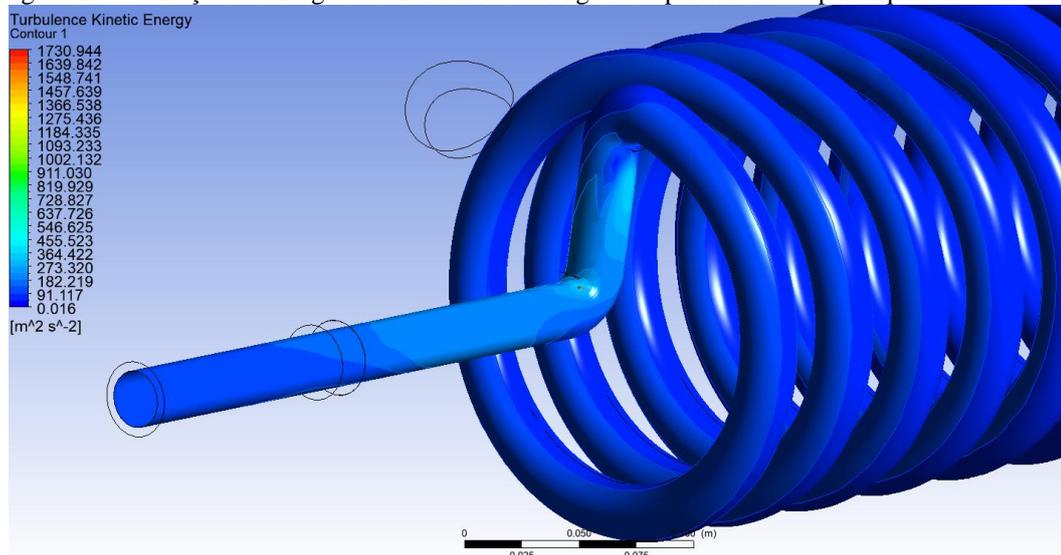
Figura 18 – Variação da temperatura ao longo da superfície do Vapor Aquecido Cenário 1



Fonte: O Autor (2019).

Este aumento pode ser explicado pela geração de maior variação na velocidade das partículas na região devido ao contato mais próximo com o vapor aquecedor de entrada, e a mudança de geometria como pode ser visto na Figura 19. Sua redução da temperatura após esse ápice é resultado da mudança de geometria reduzindo a turbulência, e após, a serpentina se encontra fora do contato com vapor de aquecimento.

Figura 19 – Variação da energia de turbulência ao longo da superfície do Vapor Aquecido Cenário 1

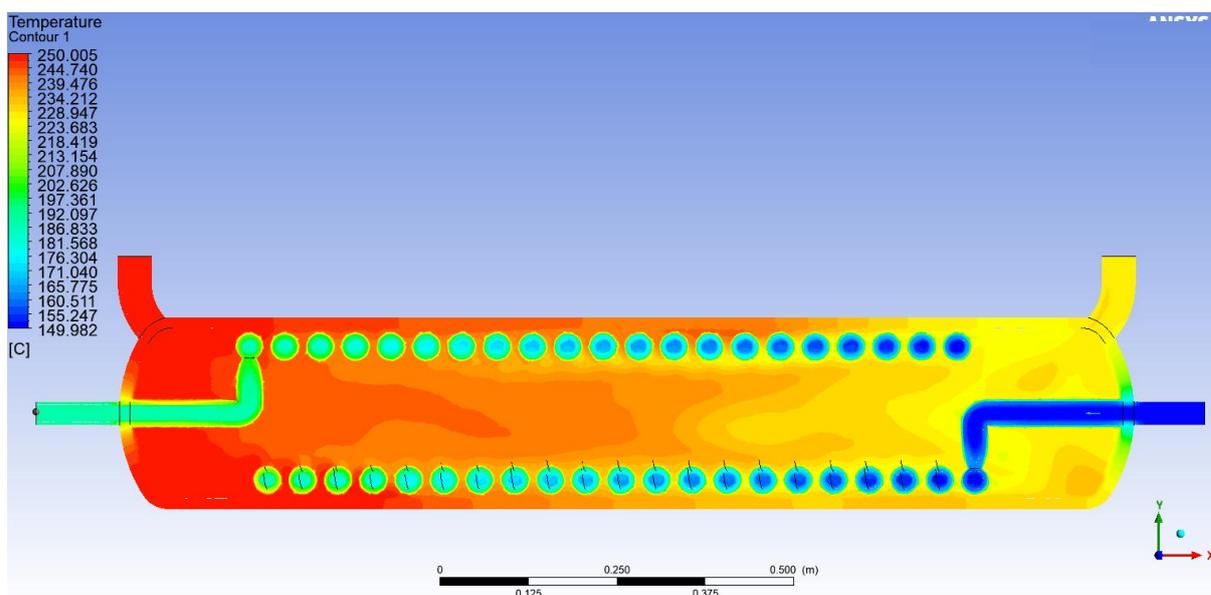


Fonte: O Autor (2019).

6.3.2 Cenário 2

A Figura 20 apresenta o resultado após simulação demonstrando a temperatura para o cenário 2. Neste caso, foi observado que o fluido teve aquecimento com uma temperatura final abaixo da temperatura final do cenário 1. A temperatura final do Cenário 2 é 191 °C de acordo com a simulação.

Figura 20 – Corte central XY do contorno da temperatura ao longo do trocador Cenário 2



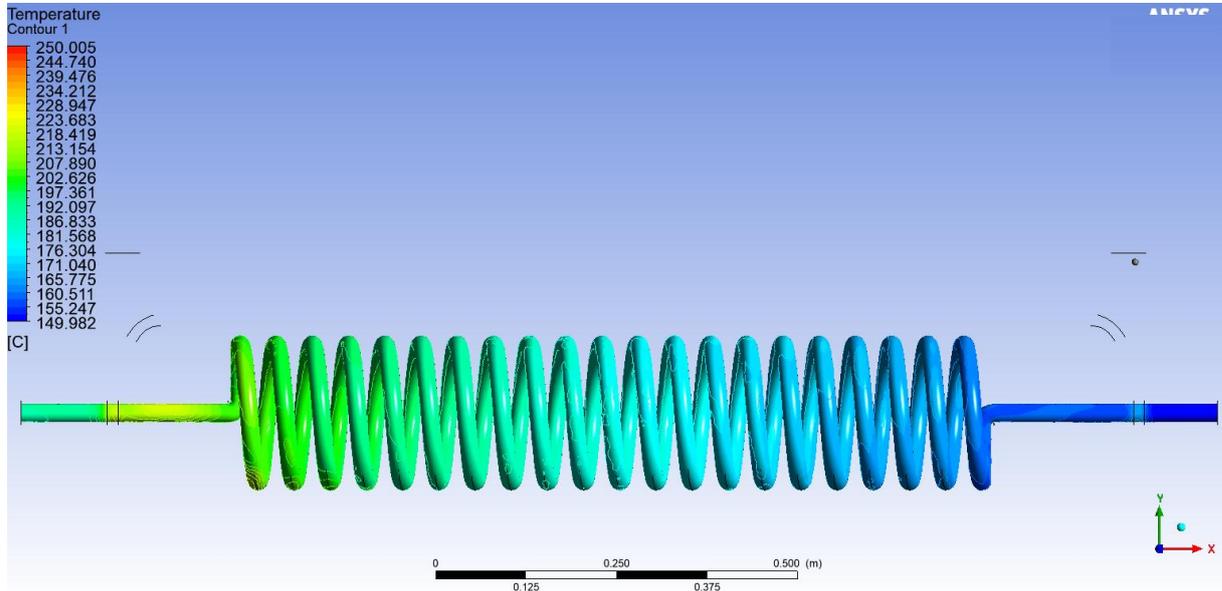
Fonte: O Autor (2019).

Outro fator importante no cenário 2 a ser analisado é a temperatura de saída do vapor aquecedor, 227 °C, pois este vapor pertence a uma caldeira de alta pressão de circuito fechado. Diferentemente da temperatura de saída no cenário 1, 237 °C, o cenário 2 apresenta uma queda de 23 °C. Houve um aumento na variação térmica de 77 % do resultado no cenário 1. Como o cenário 1 é baseado em uma situação corrente, este aumento para uma situação proposta, cenário 2, pode acarretar consequências nos parâmetros da caldeira de alta pressão aquatubular para retornar a temperatura do vapor aquecedor para 250 °C.

Diferentemente do aumento de temperatura visto na superfície visto no cenário 1 próximo da curva final da serpentina, o cenário 2 não apresenta este aumento brusco de temperatura nesta região como pode ser observado na Figura 21. Isso se deve ao fato da vazão do vapor aquecido do cenário 2 ser 275 % maior que no cenário 1. Ocasionalmente ocasionando uma redução

do tempo de contato do vapor na parede da serpentina, que é também a principal causa da temperatura final do cenário 2 ser abaixo da temperatura final do cenário 1.

Figura 21 – Corte central XY do contorno da temperatura ao longo do trocador Cenário 2



Fonte: O Autor (2019).

6.4 COMPARAÇÃO TEÓRICA DOS CENÁRIOS

Os resultados dos valores obtidos de forma teórica através dos dados do sistema com temperatura entre inicial e final, definidas através das simulações, estão na tabela 8 e também disponíveis no anexo em caderno de cálculo na seção (vi, xii, xiii, xiv, xv).

Tabela 8 – Resoluções teóricas

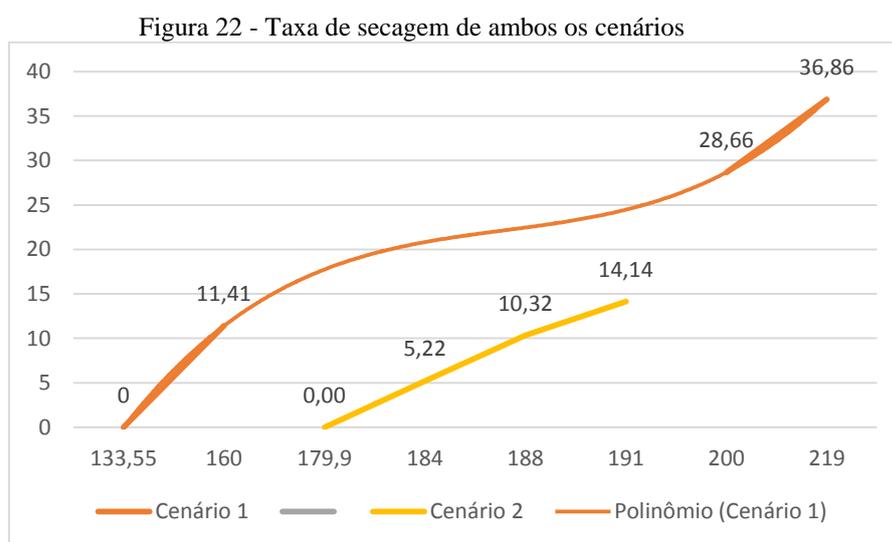
Propriedade	Serpentina Cenário 1	Serpentina Cenário 2	Casco
Número de Reynolds	273025	736388	29249
Número de Nusselt	763,456	2028,887	170,252
Coef. Transferência	933	2568	194,77
(W/m ² K)	108,275	101,365	-
Secura do Vapor (%)	72,19	37,68	-
Efetividade (%)			

Fonte: O Autor (2019).

De acordo com os resultados teóricos apresentados na tabela 8 quanto a porcentagem de Secura do Vapor, ambos os cenários apresentam mais que 100% de vapor supersaturado. Isso significa que apesar do vapor ter evaporado toda a umidade, ainda houve acréscimo de energia térmica ao vapor elevando ainda sua temperatura. Com isso, o sistema fornece uma vantagem de vapor seco. Este vapor ainda pode, durante seu percurso após o trocador de calor, perder energia, mas continuar sendo seco. No cenário 1, o vapor possui 8,275 % a mais de energia após secar completamente a umidade. Já no cenário 2, há 1,365 % de energia sobressalente.

Com relação ao resultado de efetividade do super trocador, há uma queda bastante significativa do cenário 1 para o cenário 2. Este ponto está relacionado principalmente com a temperatura de saída do fluido aquecido ser maior no cenário 1 que no cenário 2, devido à alta vazão no fluido aquecido do segundo cenário. Com isso, a eficiência energética do trocador de calor no cenário 1 é maior que do cenário 2, ainda que o vapor supersaturado seja atingido em ambos os cenários.

A taxa de secagem, W_D (kg de água/m²s), pode ser visualizada na Figura 22 e disponível no anexo em caderno de cálculo na seção (xvi).



Fonte: O Autor (2019).

Observa-se neste gráfico que a taxa de secagem no cenário 1 apresenta valores bem maiores que no cenário 2. Isto é válido também devido a condição da maior vazão do vapor aquecido no cenário 2.

7 CONCLUSÃO

O presente trabalho desenvolveu um estudo com CFD em um Super Trocador de Calor analisando as consequências da mudança de carga do fluido aquecido. Os resultados obtidos no desenvolvimento do projeto e na simulação foram comparados e checados utilizando material teórico e prático. Com isso, são descritas as conclusões e recomendações do trabalho a seguir:

- Para a apresentação dos parâmetros para o funcionamento do sistema de secagem foi demonstrado nos pontos 5.2.1, 5.2.2 e 5.2.3 os parâmetros principais baseados em um sistema pré-existente. No entanto, a checagem nas normas e na literatura para o aproveitamento destes parâmetros levou mais criticidade no momento do desenvolvimento pois qualquer erro nos dados iniciais levaria a um resultado inadequado. Com isso, os parâmetros do sistema de secagem foram apresentados e checados para que não houvesse divergências durante os resultados.
- O projeto foi definido seguindo um modelo de superaquecedor da empresa X. A definição do projeto para construção e modelagem do sistema de troca térmica trouxe dúvidas devido ao tipo de trocador em que o design foi baseado. O trocador helicoidal assemelhasse em vários aspectos a um trocador Casco Tubo, e não possui uma literatura específica para suas características. Apesar disso, a simulação do cenário 1 que validaria o projeto definido e os parâmetros de funcionamento do sistema resultou em um valor razoável comparando com o pré-existente obteve um resultado satisfatório, desviando apenas 2,6 % da prática validando o projeto definido.
- Ao final foi modelado um super trocador adequado as simulações e aos objetivos do trabalho, os domínios de fluido interno e externo à serpentina e gerada a malha atendendo ao estudo. A modelagem da geometria requer grande atenção e paciência durante o seu desenvolvimento. Para este trabalho, o modelo representativo inicialmente obteve várias falhas devido a malha gerada automaticamente não percorrer de forma adequada os sólidos. Problemas de convergência iniciais também indicavam que havia defeitos de malha a serem observados como foi confirmado no progresso do projeto. A aprendizagem foi sendo

aprimorada com as tentativas e reuniões com orientador chegando a um resultado eficaz com quantidade de nós e elementos razoável para o estudo.

- Foram simulados os dois cenários propostos nos sistemas de troca térmica como pretendido obtendo-se os resultados de acordo com as configurações de contorno. A simulação durante a pesquisa restringe de certa forma devido ao tempo requisitado de acordo com o poder de processamento adquirido. Com isso, é ressaltado que o maior tempo gasto para o estudo deste trabalho foi dedicado a estas simulações. A escolha de parâmetros com operações para filtrar a necessidade do poder de processamento, como reduzir o range inutilizável de alguns parâmetros, focar bancos de dados que as equações governantes irão utilizar para resolução da simulação, entre outros, foram caminhos aprendidos durante o estudo.
- Ao final das simulações, o objetivo de comparação dos resultados pode ser atendido de acordo com as análises de temperatura final entre os dois cenários considerando a vazão, energia cinética nas curvas, discrepância entre a efetividade térmica entre os cenários. A comparação entre os resultados dos cenários projetados contribui para o entendimento do comportamento dos sistemas em funcionamento. Ao comparar o cenário 1 com o resultado prático, observando-se que houve coerência nos pontos de temperatura, o projeto mostrou-se que estava convergindo de forma correta. A utilização do cenário comparativo baseado no real (1) para correlacionar com o cenário proposto (2) como o resultado de busca para idealização do projeto trouxe um caminho bem definido a ser seguido, pois a situação estando coerente no primeiro cenário deu base para o estudo do segundo cenário.
- Evidenciou-se que a eficiência do ponto de vista teórico é maior no cenário 1 dos pontos levantados: porcentagem de secura do vapor no fluido, efetividade *NTU* e taxa de Secagem do Vapor. Apesar de o vapor seco ter sido atingido em ambos os cenários, a eficiência entre os cenários é bem discrepante. De acordo com os resultados obtidos, o trabalho demonstra que o cenário 2 é apto para a secagem do vapor motriz para geração de vácuo. Apesar da efetividade ser baixa, e a taxa de secagem ser menor que as analisadas no cenário 1, a finalidade da secagem do vapor foi atendida na saída do super trocador de calor. No entanto, os resultados obtidos neste projeto não garantem o funcionamento do sistema por 2 motivos observados.

O primeiro é a queda de temperatura no vapor aquecedor, e com isso a queda na eficiência da caldeira de alta pressão de circuito fechado que necessitará otimizar seu funcionamento para garantir a temperatura de entrada no sistema. Segundamente, a garantia do vapor seco após o trocador é desnecessária caso o fluxo gere perda de carga suficiente para reduzir a energia acumulada após o superaquecedor até o ponto de geração do vácuo, trazendo o vapor de supersaturado para saturado.

Com isso, para trabalhos futuros sugere-se analisar o impacto dos pontos que não garantem o funcionamento do sistema. Realizar um estudo da perda de carga após o super trocador até o ponto de geração de vácuo para indicar a permanência do estado supersaturado do vapor. E a viabilidade energética da caldeira de alta pressão devido a redução na temperatura de saída do vapor aquecedor.

REFERÊNCIAS

- ANSYS. **Ansys CFX-solver theory guide**. New York, NY, 2009.
- ARRUDA, Mateus Zart. **Análise de combustíveis de caldeiras**. 2009. TCC (Graduação de Engenharia Ambiental) – Faculdade de Engenharia e Arquitetura, Universidade de Passo Fundo. Rio Grande do Sul. 2009. p. 24.
- BRASIL. Ministério do Trabalho e do Emprego. **NR-13 - Caldeiras, vasos de pressão e tubulações**. Norma regulamentadora. Portaria MTE 594/2014. Brasília, 2014.
- CAMPOS, Vicente Falconi. **Gerenciamento da rotina do trabalho do dia-a-dia**. 9.ed. Nova Lima: Falconi, 2013.
- ÇENGEL, Yunus A. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4.ed. São Paulo: AMGH, 2011.
- DISPARCO. **Os vários estados do vapor**. São José dos Campos – SP, 2017. Disponível em: <http://www.disparco.com.br/>. Acesso em: 20 jun. 2017.
- DORSA, Renato. **Economia de vapor direto na desodorização**. p. 1-2. Disponível em: <http://dorsa-caranti.com.br/> Acesso em: 25 jun. 2017. (Artigo Técnico).
- DORSA, Renato. **Tecnologia de óleos vegetais**. 1.ed. Campinas: Ideal, 2004. p.122.
- FONDEYUR. **Types of dished heads**. Espanha, 2019. Disponível em: <http://www.fondayur.com/korboggen-heads.aspx>. Acesso em: 10 maio 2019.
- INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. **Fundamentos de calor e massa**. 6.ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2011.
- KERN, Donald Q. **Processos de transmissão de calor**. São Paulo: McGraw-Hill Book, 1950. p. 645.
- KREITH, Frank. **Princípios da transmissão de calor**. São Paulo: Edgard Blucher, 1965. p. 383-385.
- LEITE, Nilson Ribeiro; MILITÃO, Renato de Abreu. **Tipos e Aplicações de caldeiras**. 2008. Curso (Fabricação e Montagem de Caldeiras e Trocadores de Calor) – Especialização de Engenheiro de Suprimentos – Construção e Montagem - Departamento de Engenharia Mecânica. Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, SP, 2008.
- LÓPEZ, Dennis Paul Paz. **Simulação Computacional de CFD de um Pequeno Trocador de calor de casco e tubo**. TCC (Graduação de Engenharia de Energias) – Universidade Federal da Integração Latino-americana. Foz do Iguaçu, UNILA, 2017.
- MACUÁCUA, Donélia Filomena Francisco. **Programa para Dimensionamento de Trocadores de Calor**. p. 9. Disponível em: <https://docplayer.com.br/596147-Programa-para-dimensionamento-de-trocadores-de-calor-sumario.html>. Acesso em: 20 jun. 2017.

MANDARINO, José Marcos Gontijo; ROESSING, Antônio Carlos. **Tecnologia para produção do óleo de soja**: descrição das etapas, equipamentos, produtos e subprodutos. Londrina: Embrapa, 2001. p. 28.

MORAN, Michael J; SHAPIRO, Howard N; BOETTNER, Daisie D; BAILEY, Margaret B. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. 8 ed. New Jersey: Wiley, 2014. p. 929.

MUJUNDAR, Arun S.; KUDRA, Tadeusz. **Advanced drying technologies**. Abingdon, UK: Taylor & Francis Group, 2009. p. 92.

NOGUEIRA, Luiz Augusto Horta *et al.* **Eficiência energética no uso de vapor**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005. p. 58, 122.

RAYAPROLU, Kumar. **Boilers for power and process**. Abingdon, UK: Taylor & Francis Group. 2009. p. 228.

ROSA, Marcos da Costa. **Correlação entre características da biomassa para geração de vapor em uma caldeira**. Faculdade de Ciências Sociais e Agrárias de Itapeva, SP, 2012.

TEMEC, Empresa Jr Engenharia Mecânica. **O método dos elementos finitos**. Brasil, 2018. Disponível em: <https://tecmec.org.br/o-metodo-dos-elementos-finitos/>. Acesso em: 21 abr. 2019.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **Norma de caldeiras e vasos de pressão**. New York, NY: ASME, 2010.

TLV. **Uma empresa especializada em vapor**. Japão, 2017. Disponível em: <http://www.tlv.com/global/BR/>. Acesso em: 12 jun. 2017.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ. **O método dos elementos finitos**. Curitiba, PR, UFPR, 2019. Disponível em: <http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM266/Apostila/Introdu%C3%A7%C3%A3o%20ao%20MEF.pdf> . Acesso em: 20 abr. 2019.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. Na. **Introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. 2 ed. England: Pearson Education, 2007.

ANEXO A - CADERNO DE CÁLCULO

Para os valores buscados nas tabelas para temperaturas/pressões que não estão evidenciados, foi utilizado o método de interpolação.

- i. Definição da espessura mínima admissível para o Vaso/Serpentina utilizado no trocador (ASME, DIV VIII, 2010)

$$t = \frac{P \times \text{Raio}}{(SE-0,6P)} = \frac{4 \text{ MPa} \times 121,4 \text{ mm}}{(240 \text{ MPa} \times 0,9-0,6 \times 4 \text{ MPa})} = 2,27 \text{ mm}$$

- ii. Definição das Viscosidades Dinâmicas do Vapor de Água determinado através do gráfico de régua (KERN, Fig. 15).

$$\mu_{(P 2,96 \text{ atm}, T 125 \text{ }^\circ\text{C})} = 1,35 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$$

$$\mu_{(P 2,96 \text{ atm}, T 175 \text{ }^\circ\text{C})} = 1,53 \times 10^{-5} \text{ kg/ms (temperature média do sistema pré estabelecido)}$$

$$\mu_{(P 2,96 \text{ atm}, T 225 \text{ }^\circ\text{C})} = 1,71 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$$

$$\mu_{(P 9,87 \text{ atm}, T 187,5 \text{ }^\circ\text{C})} = 1,56 \times 10^{-5} \text{ kg/ms (temperature média do sistema proposto)}$$

$$\mu_{(P 9,87 \text{ atm}, T 150 \text{ }^\circ\text{C})} = 1,42 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$$

$$\mu_{(P 39,48 \text{ atm}, T 250 \text{ }^\circ\text{C})} = 1,78 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$$

- iii. Definição das Densidades específicas Vapor de Água determinadas através da tabela (Çengel, Tabela A-16, *Nota rodapé explica que para diferentes pressões é necessário multiplicar o ρ pela pressão em atm)

Cenário 1, 3 bar (2,96 atm)

Cenário 2, 10 bar (9,87 atm)

Casco, 40 bar (39,48 atm)

$$\rho_{(T 125 \text{ }^\circ\text{C})} = 1,63274 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{(T 150 \text{ }^\circ\text{C})} = 5,12154 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{(T 250 \text{ }^\circ\text{C})} = 16,5777 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{(T 175 \text{ }^\circ\text{C})} = 1,46875 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{(T 187,5 \text{ }^\circ\text{C})} = 4,73612 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{(T 225 \text{ }^\circ\text{C})} = 1,30477 \text{ kg/m}^3$$

- iv. Definição das Difusividades térmicas do Vapor de Água determinadas através da tabela (Çengel, Tabela A-16, *Nota rodapé explica que para diferentes pressões é necessário dividir a α pela pressão em atm)

Cenário 1, 3 bar (2,96 atm)
atm)

$$\alpha_{(T 125\text{ }^{\circ}\text{C})} = 8,5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha_{(T 175\text{ }^{\circ}\text{C})} = 1,12 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha_{(T 225\text{ }^{\circ}\text{C})} = 1,4 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

Cenário 2, 10 bar (9,87 atm)

$$\alpha_{(T 150\text{ }^{\circ}\text{C})} = 2,9 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha_{(T 187,5\text{ }^{\circ}\text{C})} = 3,55 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Casco, 40 bar (39,48

$$\alpha_{(T 250\text{ }^{\circ}\text{C})} = 1,2 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

v. Definições das Vazões Mássicas pela área do fluxo (G) e Velocidade Máx no do fluido na região helicoidal.

$$\text{A. Vazão na Serpentina Cenário 1} \begin{cases} W = 300 \text{ kg/h} \\ P = 3 \text{ bar} \\ d_i = 0,0254 \text{ m} \end{cases}$$

$$\text{Área de Escoamento, } A_{\text{escoamento}} = \pi * d_i^2 / 4 = 5,067 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$G = \frac{W}{A_{\text{escoamento}}} = 300 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times 1 \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} \times \frac{1}{5,067 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 164,46 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$\text{B. Vazão na Serpentina no cenário 2} \begin{cases} W = 825 \text{ kg/h} \\ P = 10 \text{ bar} \\ d_i = 0,0254 \text{ m} \end{cases}$$

$$G = \frac{W}{A_{\text{escoamento}}} = 825 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times 1 \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} \times \frac{1}{5,067 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 452,27 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$\text{C. Vazão na Entrada e Saída do Casco} \begin{cases} W = 2100 \text{ kg/h} \\ P = 40 \text{ bar} \\ d_i = 0,0381 \text{ m} \end{cases}$$

$$G = \frac{W}{A_{\text{escoamento}}} = 2100 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times 1 \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} \times \frac{1}{12,39 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 511,67 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

D. Vazão no Casco Intersecção Tubular

$$\begin{cases} W = 2100 \frac{kg}{h} , & d_{icasco} = 0,24288 m \\ P = 40 bar , & d_{oserpentina} = 0,0334 m \end{cases}$$

$$\text{Área de Escoamento, } A_{escoamento} = \frac{\pi}{4} (d_{icasco}^2 - d_{oserpentina}^2) = 0,0454 m^2$$

$$G = \frac{W}{A_{escoamento}} = 2100 \frac{kg}{h} \times 1 \frac{h}{3600 s} \times \frac{1}{454 \times 10^{-4} m^2} = 12,83 \frac{kg}{m^2 s}$$

E. Velocidade Máxima no Casco Intersecção Helicoidal $\begin{cases} W = 2100 \frac{kg}{h} \\ P = 40 bar \end{cases}$

(Çengel, Fig 7-26) para definição da velocidade máxima.

$$V_{max} = \frac{S_T}{(S_T - D)} V_{entrada},$$

e a velocidade de entrada calculada da seguinte maneira,

$$V_{entrada} = \frac{W}{A_{entrada} \times \rho_{250}}, \text{ podendo-se calcular a Velocidade máxima na região helicoidal.}$$

$$V_{max} = \frac{0,19}{(0,19 - 0,0334)} \times \frac{2100/3600}{0,0454 \times 16,5777} = 0,94 \frac{m}{s}$$

vi. Definição dos Números de Reynolds (Frank)

A. Cenário 1 Interno à Serpentina

$$T (125^\circ C) - Re_{(T_{125})} = \frac{G}{\mu} D = 309428 \quad \text{Regime Turbulento}$$

$$T (175^\circ C) - Re_{(T_{175})} = \frac{G}{\mu} D = 273025 \quad \text{Regime Turbulento}$$

$$T (225^\circ C) - Re_{(T_{225})} = \frac{G}{\mu} D = 244285 \quad \text{Regime Turbulento}$$

B. Cenário 2 Interno à Serpentina

$$T (150^\circ C) - Re_{(T_{150})} = \frac{G}{\mu} D = 808990 \quad \text{Regime Turbulento}$$

$$T (187,5^\circ C) - Re_{(T_{150})} = \frac{G}{\mu} D = 736388 \quad \text{Regime Turbulento}$$

C. Externo à Serpentina e Interno ao Casco

Entrada e Saída do casco: $Re_{(T_{250})} = \frac{G}{\mu} D = 1095203$ Regime Turbulento

Intersecção Serpentina Reta: $Re_{(T_{250})} = \frac{G}{\mu} D_e = 150644$ Regime Turbulento

* D_e – Diâmetro equivalente, ou hidráulico (FRANK): $D_e = 4 \frac{A_{escoamento}}{PerímetroMolhado}$

Para área da seção em que o fluido interno ao casco passa pela serpentina reta, tem-se que

$$D_e = 4 \frac{\frac{\pi}{4}(D_{internocasco}^2 - D_{externoserpentina}^2)}{\pi(D_{internocasco} + D_{externoserpentina})} = D_{internocasco} - D_{externoserpentina} = 0,209m$$

Intersecção Serpentina Helicoidal: $Re_{casco} = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} = 29249$ Regime Turbulento

vii. Definição Condutividade Térmica do Vapor de Água (ÇENGEL, Tabela A-16)

A. Cenário 1 Interno à Serpentina

$$k_{(T_{125^\circ C})} = 0,0264 \frac{W}{mK}$$

$$k_{(T_{175^\circ C})} = 0,03105 \frac{W}{mK}$$

$$k_{(T_{225^\circ C})} = 0,03570 \frac{W}{mK}$$

B. Cenário 2 Interno à Serpentina

$$k_{(T_{150^\circ C})} = 0,02861 \frac{W}{mK}$$

$$k_{(T_{187,5^\circ C})} = 0,03215 \frac{W}{mK}$$

C. Externo à Serpentina e Interno ao Casco

$$k_{(T_{250^\circ C})} = 0,03821 \frac{W}{mK}$$

viii. Propriedades para o material do equipamento ASTM A106 GrB (ASME, 2010, Section II)

$$k_{(T250^{\circ}\text{C})} = 44,699 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

$$\alpha_{(T250^{\circ}\text{C})} = 1,04 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$c = 553,63 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$$

ix. Definição das Viscosidades Cinemáticas do Vapor de Água determinadas através da tabela (Çengel, Tabela A-16, *Nota rodapé explica que para diferentes pressões é necessário dividir a ν pela pressão em atm)

Cenário 1, 3 bar (2,96 atm)

Cenário 2, 10 bar (9,87 atm)

Casco, 40 bar (39,48 atm)

$$\nu_{(T125^{\circ}\text{C})} = 8,27 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu_{(T150^{\circ}\text{C})} = 2,77 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu_{(T250^{\circ}\text{C})} = 1,07 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu_{(T175^{\circ}\text{C})} = 1,04 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu_{(T187,5^{\circ}\text{C})} = 3,29 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu_{(T225^{\circ}\text{C})} = 1,31 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

x. Definição de Pr usando a equação $Pr = \nu/\alpha$ (ÇENGEL, 2011)

Cenário 1, 3 bar (2,96 atm)

Cenário 2, 10 bar (9,87 atm)

Casco, 40 bar (39,48 atm)

$$Pr_{(T125^{\circ}\text{C})} = 96,97 \%$$

$$Pr_{(T150^{\circ}\text{C})} = 94,69 \%$$

$$Pr_{(T250^{\circ}\text{C})} = 91,48 \%$$

$$Pr_{(T175^{\circ}\text{C})} = 93,01 \%$$

$$Pr_{(T187,5^{\circ}\text{C})} = 92,78 \%$$

$$Pr_{(T225^{\circ}\text{C})} = 93,36 \%$$

xi. Definição do Calor Específico $c = (Pr \times k) / \mu$ (ÇENGEL, 2011)

Cenário 1, 3 bar (2,96 atm)

Cenário 2, 10 bar (9,87 atm)

Casco, 40 bar (39,48 atm)

$$c_{(T125^{\circ}\text{C})} = 1896,227 \text{ J/kgK}$$

$$c_{(T150^{\circ}\text{C})} = 1907,815 \text{ J/kgK}$$

$$c_{(T250^{\circ}\text{C})} = 1963,700$$

$$c_{(T175^{\circ}\text{C})} = 1887,538 \text{ J/kgK}$$

$$c_{(T187,5^{\circ}\text{C})} = 1912,185 \text{ J/kgK}$$

$$c_{(T225^{\circ}\text{C})} = 1949,196 \text{ J/kgK}$$

xii. Definição de Nu . O ε^* para o material usado vale $0,045 \times 10^{-3}$ m (ÇENGEL)

A. Cenário 1 Interno à Serpentina medido na temperatura média (175 °C)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log \left(\frac{6,9}{Re} + \frac{(\varepsilon^*/d)^{1,11}}{3,7} \right) = -1,8 \log \left(\frac{6,9}{273025} + \frac{(0,000045/0,0254)^{1,11}}{3,7} \right)$$

$$f = 0,02336$$

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3}-1)} = 763,456$$

B. Cenário 2 Interno à Serpentina medido na temperatura proposta (187,5 °C)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log \left(\frac{6,9}{Re} + \frac{(\varepsilon^*/d)^{1,11}}{3,7} \right) = -1,8 \log \left(\frac{6,9}{736388} + \frac{(0,000045/0,0254)^{1,11}}{3,7} \right)$$

$$f = 0,02297$$

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3}-1)} = 2028,887$$

C. Externo à Serpentina e Interno ao Casco medido na temperatura (250 °C)

$$Nu = 0,27Re^{0,63}Pr^{0,36} = 0,27(29249)^{0,63}(0,9148)^{0,36} = 170,252$$

xiii. Definição do Coeficiente de Transferência de Calor h .

A. Cenário 1 Interno a Serpentina

$$Nu = \frac{hd}{k} = 763,456 = \frac{hx0,0254}{0,03105}$$

$$h = 933,28 \text{ W/m}^2\text{K}$$

B. Cenário 2 Interno a Serpentina

$$Nu = \frac{hd}{k} = 2028,887 = \frac{hx0,0254}{0,03215}$$

$$h = 2568,04 \text{ W/m}^2\text{K}$$

C. Externo à Serpentina e Interno ao Casco

$$Nu = \frac{hd}{k} = 170,252 = \frac{hx0,0334}{0,03821}$$

$$h = 194,77 \text{ W/m}^2\text{K}$$

xiv. Definição da Secura do Vapor (SHAPIRO, 2014) dos cenários

A. Cenário 1 Interno a Serpentina

$$x = \frac{H-H_f}{H_g-H_f} = \frac{2904,355-561,47}{2725,3-561,47} = 1,0827$$

B. Cenário 2 Interno a Serpentina

$$x = \frac{H-H_f}{H_g-H_f} = \frac{2805,60-762,81}{2778,1-762,81} = 1,0136$$

xv. Definição da Efetividade NTU dos cenários (ÇENGEL, 2011).

A. Cenário 1 Interno a Serpentina

$$r_c = C_{min}/C_{max} = (mc)_{min} / (mc)_{max} = (300 \times 1887,538) / (2100 \times 1963,700) = 0,137$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{UA_{externSerpent}} &= \frac{1}{h_{serpent}A_{internSerpent}} + \frac{\ln(D/d)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{casco}A_{externSerpent}} \\ &= \frac{1}{933,28 \times 1,03858} + \frac{\ln(1,31496)}{6,28 \times 44,699 \times 12,363} + \frac{1}{194,77 \times 1,3443} \end{aligned}$$

$$UA_{externSerpent} = 201,28 \text{ W/K}$$

$$NTU = \frac{UA_{externSerpent}}{C_{min}} = 1,28$$

A equação da efetividade para r_c diferente de 0 deu resultado incoerente. Devido a proximidade de r_c a 0, utilizou-se a equação como $r_c = 0$ obtendo um valor plausível.

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} = 0,7219$$

B. Cenário 2 Interno a Serpentina

$$r_c = C_{min}/C_{max} = (mc)_{min} / (mc)_{max} = (825 \times 1887,538) / (2100 \times 1963,700) = 0,382$$

$$\frac{1}{UA_{\text{externSerpent}}} = \frac{1}{h_{\text{serpent}} A_{\text{internSerpent}}} + \frac{\ln(D/d)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{\text{casco}} A_{\text{externSerpent}}}$$

$$= \frac{1}{2568,04 \times 1,03858} + \frac{\ln(1,31496)}{6,28 \times 44,699 \times 12,363} + \frac{1}{194,77 \times 1,3443}$$

$$UA_{\text{externSerpent}} = 231,96 \text{ W/K}$$

$$NTU = \frac{UA_{\text{externSerpent}}}{C_{\text{min}}} = 0,53$$

A equação da efetividade para r_c diferente de 0 deu resultado.

$$\varepsilon = 1 - e^{\left\{ \frac{NTU^{0,22}}{r_c} [e^{(-r_c NTU^{0,78})} - 1] \right\}} = 0,3768$$

xvi. Definição da taxa de secagem do vapor de água, W_D .

A. Cenário 1 Interno a Serpentina

$$WD = \frac{Q}{\Delta H} = \frac{h(T_{\text{ss}} - T_s)}{\Delta H} = \frac{933,64 \times \left\{ \begin{pmatrix} 133,55 \\ 160 \\ 200 \\ 219 \end{pmatrix} - 133,55 \right\}}{2163,83} = \begin{pmatrix} 0 \\ 11,41 \\ 28,66 \\ 36,86 \end{pmatrix} \text{ kg de água/m}^2$$

B. Cenário 2 Interno a Serpentina

$$WD = \frac{Q}{\Delta H} = \frac{h(T_{\text{ss}} - T_s)}{\Delta H} = \frac{2568,04 \times \left\{ \begin{pmatrix} 179,9 \\ 184 \\ 188 \\ 191 \end{pmatrix} - 133,55 \right\}}{2015,29} = \begin{pmatrix} 0 \\ 5,22 \\ 10,32 \\ 14,14 \end{pmatrix} \text{ kg de água/m}^2$$