



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA



JOÃO GABRIEL AMARAL AGUIAR

Uberlândia
2019

JOÃO GABRIEL AMARAL AGUIAR

ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO TUBO
CARCAÇA

Trabalho de Conclusão de Curso
submetido à Universidade Federal de
Uberlândia como parte dos requisitos
necessários para obtenção do grau de
Bacharel em Engenharia Química. Sob
orientação do Professor Doutor Claudio
Roberto Duarte.

Uberlândia, 2019

JOÃO GABRIEL AMARAL AGUIAR

ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO TUBO
CARCAÇA

Trabalho de Conclusão de Curso
submetido à Universidade Federal de
Uberlândia como parte dos requisitos
necessários para obtenção do grau de
Bacharel em Engenharia Química. Sob
orientação do Professor Doutor Claudio
Roberto Duarte.

Professor Claudio Roberto Duarte, Dr.
Presidente da Banca – Orientador

Rondinelli Moulin Lima, Me.
Membro da Banca

Rodolfo Junqueira Brandão, Me.
Membro da Banca

Uberlândia, 2019

DEDICATÓRIA

*Dedico este trabalho a todos que
contribuíram direta ou indiretamente para
minha formação acadêmica e humana ao
longo desta graduação.*

AGRADECIMENTOS

Este é um dos momentos em que as palavras perdem força diante de um sentimento tão intenso que não é capaz de ser apenas verbalmente explicado. Mas na tentativa de fazê-lo, agradeço primeiramente a Deus por direcionar meu caminho até este momento, provendo grande aprendizados e conquistas durante o percurso que com certeza marcaram esta minha existência terrena.

Agradeço imensamente a minha família por investirem e confiarem em mim para a realização do grande sonho de concluir uma graduação de nível superior. Por todos os momentos de apoio e carinho que sempre me impulsionaram e nunca me permitiram desistir. Agradeço principalmente a minha querida irmã, Franciana Luísa Aguiar por sempre me oferecer seu apoio nos momentos mais difíceis, sendo sempre um porto seguro para conversas e conselhos que ofereciam alento para meu coração nos momentos de desespero.

Tenho um enorme agradecimento para com meu orientador, Prof^o. Dr. Claudio Roberto Duarte, por ter me amparado na concepção deste projeto de conclusão e por nunca ter me permitido desistir do projeto, mesmo quando tudo parecia perdido. E também, estendo meu agradecimento aos doutorandos Rodolfo Brandão e Rondinelli Moulin, por terem aceitado o convite para compor minha banca de avaliação e por toda a paciência durante o período de desenvolvimento do projeto.

Por fim, agradeço aos bons amigos que fiz durante minha trajetória acadêmica, aos membros da República Tatugirando, aos colegas da turma 75 e aos demais diversos companheiros que tive o prazer de conhecer e conviver durante estes anos, sem os quais talvez eu não tivesse chegado até aqui. Coloco como um agradecimento especial aos amigos André Luís e Gabriel Chagas, por todo o amparo psicológico e emocional que me ofereceram e por todos as excelentes conversas e momentos que jamais me esquecerei.

RESUMO

No presente trabalho, foi realizado um estudo básico da Fluidodinâmica Computacional (CFD), de um pequeno trocador de calor de casco e tubo (TCCT), usando o pacote computacional ANSYS-CFD. O objetivo principal do trabalho, é oferecer uma comparação efetiva dos resultados de desempenho térmico obtidos analiticamente e experimentalmente para o trocador em questão. Para tal, foi realizada a montagem de uma unidade experimental para operação do trocador de calor (TC) e foi selecionada a metodologia ϵ -NUT para sua avaliação teórica. Por fim, foi feito uma abordagem introdutória do CFD no estudo do equipamento em questão, permitindo a criação de uma geometria de análise virtual para o TC e sua discretização na forma de uma malha computacional que poderá ser utilizada para viabilização de uma futura simulação fluidodinâmica da operação do equipamento. Foram obtidos certos desvios entre os resultados analíticos e experimentais, oriundos de hipóteses utilizadas para a simplificar a modelagem do fenômeno da transferência térmica, relacionado à operação do trocador de calor, e devido às limitações da unidade experimental projetada. Ainda assim, resultados sólidos foram obtidos na discretização do domínio computacional, obtendo valores de qualidade para as métricas que governam o estudo de malhas computacional voltadas ao CFD. Em suma, o trabalho propiciou uma abordagem abrangente no estudo de trocadores de calor, permitindo um amplo campo de visão das diversas metodologias, desde as mais antigas até as mais modernas, utilizadas para o estudo deste equipamento.

Palavras-chave: ANSYS-CFD; Fluidodinâmica Computacional; Malha Computacional; Trocador de Calor Casco e Tubo; Transferência de Calor; Unidade Experimental.

ABSTRACT

In the presente paper a basic *Computacinal Fluid Dynamics (CFD)* study of a small shell and tube heat exchanger was performed using the ANSYS-CFD computational package. The main objective of the work is to provide an effective comparison of the thermal performance results obtained analytically and experimentally for the heat exchanger in study. To accomplish this goal, the assembly of an experimental unit for the exchanger operation was performed and the ε -NUT methodology was selected for its theoretical evaluation. Finally, an introductory CFD approach was made in the study of the equipment, allowing the creation of a virtual analysis geometry for the heat exchanger and its discretization in the form of a computational mesh that can be used to enable a future fluid dynamics simulation of the equipments operation. Certain deviations were obtained between the analytical and experimental results, derived from hypotheses used to simplify the modeling of the heat transfer phenomenon, related to the heat exchanger, and due to the limitations of the designed experimental unit. Still, solid results were obtained in the discretization of the computational domain, obtaining quality values for the metrics that govern the study of computational mesh focused on CFD. In short, the work provided a comprehensive approach to the study of heat exchangers, allowing a wide field of view of the various methodologies, from the oldest to he most modern, used in the study of this equipment.

Key-words: ANSYS-CFD; *Computational Fluid Dynamics*; Computacional Mesh; Experimental Unit; Heat Transfer; Shell and Tube Heat Exchanger.

LISTA DE ABREVISATURA E SIGLAS

ADM - Adimensional

CFD – *Computacional Fluido Dynamics* (“Fluidodinâmica computacional”).

DTML – Diferença de Temperatura Média Logarítmica.

EPE – Empresa de Pesquisa Energética.

FEQUI – Faculdade de Engenharia Química.

INOX – Inoxidável.

MDF – Método das diferenças finitas.

MEF – Método dos elementos finitos.

MVF – Método dos volumes finitos.

NUT – Número de unidades de transferência.

SI – Sistema Internacional (de unidades).

TC – Trocador de calor.

TCCT – Trocador de Calor Casco e Tubo.

TCTD – Trocador de Calor Tubo Duplo.

TEMA – *Tubular Exchanger Manufacturer Association* (“Associação de fabricantes de permutadores tubulares”).

UFU – Universidade Federal de Uberlândia.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Matriz energética brasileira (EPE), 2016.....	17
Figura 2 – Classificação dos trocadores de calor.....	21
Figura 3 – Ilustração de um TCCT com enfoque a seus aspectos mecânicos gerais.....	23
Figura 4 – Perfil de um TC Tubo Duplo.....	29
Figura 5 – Diagrama de operação co-corrente em um TCTD.....	32
Figura 6 – Diagrama de operação contra-corrente em um TCTD.....	32
Figura 7 – Gráfico para determinação do fator de correção F.....	34
Figura 8 – Apresentando as etapas da simulação.....	40
Figura 9 – Tabela dos limites de qualidade para o fator de <i>skewness</i>	43
Figura 10 – Esquema ilustrativo para caracterização do fator de deformação da malha.....	44
Figura 11 – Esquema ilustrativo para caracterização do teste <i>parallel deviation</i>	44
Figura 12 – Foto tirada do TCCT em estudo.....	45
Figura 13 – Ilustração do arranjo interno dos tubos e projeto da chicana.....	45
Figura 14 – Foto tirada dos detalhes internos do TCCT em estudo.....	45
Figura 15 – Demonstrando a operação de preenchimento automático e a função espelhar no <i>ANSYS-SpaceClaim</i> ®.....	50
Figura 16 – Unidade experimental montada para realização de testes no TCCT estudado.....	50
Figura 17 – Vista da câmara de aquecimento de água.....	51
Figura 18 – Manômetros para medição das vazões de entrada das correntes.....	53
Figura 19 – Vista explodida do design do TCCT.....	61
Figura 20 – Montagem completa da geometria do TCCT.....	61
Figura 21 – Vista frontal do design do cabeçote de alimentação.....	62
Figura 22 – Vista interna do design do cabeçote de alimentação.....	62
Figura 23 – Visão frontal do alinhamento interno entre as peças da geometria do TCCT.....	63
Figura 24 – Visão do alinhamento entre os componentes internos do TCCT.....	63

Figura 25 – Montagem da geometria sem a carcaça, enfoque nas regiões de entrada/saída e nas chicanas.....	64
Figura 26 – Design do espelho do TCCT, demonstrando o arranjo triangular.....	64
Figura 27 – Design da carcaça do TCCT.....	64
Figura 28 – Design das chicanas do TCCT.....	65
Figura 29 – Design dos 26 tubos internos que compõem o TCCT.....	65
Figura 30 – Vista interna do design do cabeçote de recirculação do TCCT.....	65
Figura 31 – Vista frontal do desing do cabeçote de recirculação do TCCT.....	66
Figura 32 – A malha computacional confeccionada.....	67
Figura 33 – Detalhamento interno da malha.....	67
Figura 34 – Resultados obtidos para a distribuição dos fatores de <i>skewness</i> da malha proposta.....	68
Figura 35 – Resultados obtidos para a distribuição dos fatores de deformação (<i>warping fator</i>) da malha proposta.....	69
Figura 36 – Resultados obtidos para o teste de ortogonalidade aplicado à malha proposta.....	69
Figura 37 – Resultados obtidos para o teste <i>parallel deviation</i> aplicado à malha proposta.....	70

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades físicas dos fluidos de trabalho.....	46
Tabela 2 – Informações dos ensaios experimentais realizados.....	51
Tabela 3 – Vazões mássicas de entrada das correntes fluidas.....	55
Tabela 4 – Informações de velocidades em determinadas regiões de interesse do escoamento.....	55
Tabela 5 – Valores de Reynolds, Prandtl e a caracterização do escoamento das correntes.....	56
Tabela 6 – Determinação dos coeficientes de transferência de calor.....	56
Tabela 7 – Determinação das capacidades caloríficas das correntes.....	56
Tabela 8 – Determinação dos parâmetros de alimentação para o método da efetividade..	57
Tabela 9 – Desempenho térmico teórico do TCCT em estudo.....	57
Tabela 10 – Resultados obtidos para o Ensaio 1.....	58
Tabela 11 – Resultados obtidos para o Ensaio 2.....	59
Tabela 12 – Resultados obtidos para o Ensaio 3.....	59
Tabela 13 – Resultados obtidos para o Ensaio 4.....	60
Tabela 14 – Parâmetros básicos da malha proposta.....	67
Tabela 15 – Comparativo entre os resultados analíticos e experimentais.....	70
Tabela 16 – Erros relativos entre os valores teóricos e experimentais.....	71

LISTA DE VÁRIAVEIS E UNIDADES

Simbologia métrica

Símbolo	Descrição	Unidades no SI
d_i ou D_i	Diâmetro interno do tubo	m
d_0	Diâmetro externo do tubo	m
D_{iC}	Diâmetro interno da carcaça	m
D_{0C}	Diâmetro externo da carcaça	m
L_C	Espaçamento das chicanas	m
U_0	Coefficiente Global de Troca Térmica	$\frac{W}{m^2 K}$
Re	Número ou adimensional de Reynolds	adm
v	Velocidade	$\frac{m}{s}$
ρ	Massa específica	$\frac{Kg}{m^3}$
μ	Viscosidade dinâmica	$\frac{Kg}{m s}$
Pr	Número ou adimensional de Prandtl	adm
$c_{p,i}$	Calor específico da espécie i	$\frac{J}{Kg K}$
k	Condutividade térmica	$\frac{W}{m K}$
Nu	Número ou adimensional de Nusselt	adm
h_i	Coefficiente convectivo interno de transferência de calor (para o lado dos tubos)	$\frac{W}{m^2 K}$
h_0	Coefficiente convectivo externo de transferência de calor (para o lado da carcaça)	$\frac{W}{m^2 K}$
Q	Taxa de transferência de calor	W

A_s	Área superficial	m^2
ΔT	Variação de temperatura entre os fluidos	K
T_A	Temperatura do fluido A	K
T_B	Temperatura do fluido B	K
R_{es}	Resistência total à transferência de calor	$\frac{m^2 K}{W}$
A_i	Área interna	m^2
A_0	Área externa	m^2
L	Comprimento	m
r_i	Raio interno	m
r_0	Raio externo	m
T_w	Temperatura na parede do trocador	K
μ_w	Viscosidade dinâmica do fluido à temperatura da parede	$\frac{Kg}{m\ s}$
n	Parâmetro da correlação de <i>Dittus e Boelter</i>	<i>adm</i>
n_T	Número de tubos do trocador	<i>adm</i>
Q_q	Taxa de calor cedida pelo fluido quente	W
m_q	Vazão mássica do fluido quente	$\frac{Kg}{s}$
$c_{p,q}$	Calor específico do fluido quente	$\frac{J}{Kg\ K}$
$T_{q,ent}$ ou T_{q0}	Temperatura de entrada da corrente quente	K
$T_{q,sai}$ ou T_q	Temperatura de saída da corrente quente	K
Q_f	Taxa de calor recebido pelo fluido frio	W

m_f	Vazão mássica do fluido frio	$\frac{Kg}{s}$
$c_{p,f}$	Calor específico do fluido frio	$\frac{J}{Kg K}$
$T_{f,ent}$ ou T_{f0}	Temperatura de entrada da corrente fria	K
$T_{f,sai}$ ou T_f	Temperatura de saída da corrente fria	K
ΔT_{DTML}	Diferença de temperatura média logarítmica	K
F	Fator de correção para configurações de trocadores de calor distintos do tubo duplo	adm
P	Parâmetro para determinação do fator de correção	adm
R	Parâmetro para determinação do fator de correção	adm
ε	Efetividade/Fator de efetividade	adm
NUT	Número de unidades de transferência	adm
C_r	Capacitância relativa	adm
$Q_{m\acute{a}x}$	Taxa máxima (ideal) de transferência de calor	W
C_q	Capacitância da corrente quente	$\frac{W}{K}$
C_f	Capacitância da corrente fria	$\frac{W}{K}$
C_{min}	Capacitância mínima do sistema	$\frac{W}{K}$
A_t	Área transversal de escoamento	m^2
P_T	Distância de centro a centro entre dois tubos internos	m
D_{eq}	Diâmetro equivalente	m
ΔT_q	Variação de temperatura sofrida pelo fluido quente	K
ΔT_f	Variação de temperatura sofrida pelo fluido frio	K
k_m	Condutividade térmica do material	$\frac{W}{m K}$

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	17
1.1. OBJETIVOS	19
1.1.1. OBJETIVO GERAL	19
1.1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	19
1.2. ORGANIZAÇÃO DO TEXTO	20
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	20
2.1. A ANÁLISE ENERGÉTICA TRADICIONAL PARA TROCADORES DE CALOR	21
2.1.1. A CONFIGURAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR – VARIÁVEIS GEOMÉTRICAS IMPORTANTES	23
2.1.2. DIMENSIONAIS RELEVANTES À TRANSFERÊNCIA DE CALOR	26
2.1.2. A DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTMICA (DTML) E A ANÁLISE DO COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA TÉRMICA	28
2.1.3. O FATOR DE CORREÇÃO F	33
2.1.4. O MÉTODO DA EFETIVIDADE ϵ -NUT NO ESTUDO DE PERMUTADORES	35
2.2. A ÓTICA NÚMERICA PARA TROCADORES DE CALOR – A FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD)	37
2.2.1. A MECÂNICA DOS FLUIDOS NO ESTUDO DE TROCADORES	37
2.2.2. APLICAÇÃO DA FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL	40
2.2.3. A MALHA COMPUTACIONAL – ASPECTOS RELEVANTES	41
2.2.4. MENSURANDO O GRAU DE QUALIDADE DA MALHA	42
3. MATERIAIS E MÉTODOS	44
3.1. CARACTERIZAÇÃO DO EQUIPAMENTO	44
3.2. AS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO	45
3.3. O COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA TÉRMICA	46
3.4. APLICAÇÃO DO MÉTODO DA EFETIVIDADE ϵ-NUT	48
3.5. UNIDADE EXPERIMENTAL	49
3.6. O EQUIPAMENTO SOB A ÓTICA DO CFD	51
3.6.1. DESIGN DO TROCADOR	52
3.6.2. A CRIAÇÃO DA MALHA COMPUTACIONAL	53
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	54
4.1. RESPOSTAS ANALÍTICAS DO SISTEMA	54

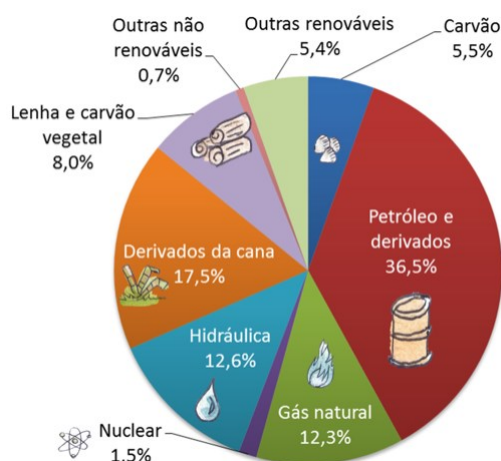
4.2.	TESTES DE BANCADA	58
4.3.	A CONCEPÇÃO DA SIMULAÇÃO FLUIDODINÂMICA	60
4.3.1.	O DESING PROPOSTO	60
4.3.2.	DESCREVENDO A MALHA COMPUTACIONAL PROPOSTA.....	66
4.4.	COMPARAÇÃO DE RESULTADOS: ANALÍTICO X EXPERIMENTAL	70
4.5.	ETAPAS FUTURAS.....	72
5.	CONCLUSÃO.....	72
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	73

1. INTRODUÇÃO

A busca pela otimização de processos tem aumentado exponencialmente nos últimos anos, não apenas devido a demanda crescente por produtos dos mais diversos segmentos produtivos, relacionado ao aumento populacional das últimas décadas, mas também devido ao cenário de escassez energética enfrentado por nossa geração. Esta escassez, principalmente associada a contínua diminuição das fontes de combustíveis fósseis, uma das principais matérias-primas energéticas utilizadas para movimentar a atividade industrial, vem sendo trabalhada através de diversas pesquisas, não apenas relacionadas a busca por novas fontes de energia, mas principalmente objetivando um melhor aproveitamento da energia já produzida.

A matriz energética brasileira, por exemplo, com exceção dos derivados de petróleo, que ainda representam a maior parcela da geração de energia nacional, com a ressalva de que ainda são fortemente importados pelo país, é extremamente dependente da geração hidrelétrica, como evidenciado na Figura 1, divulgada pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE, 2016). Embora a via hidrelétrica seja classificada como fonte renovável, no Brasil, ela é disponibilizada à sociedade com altas taxas de tarifação, sobretudo no que diz respeito ao segmento industrial. Desta forma, torna-se imprescindível a utilização de técnicas e equipamentos que viabilizem uma melhor integração energética nos processos.

Figura 1 - Matriz energética brasileira (EPE), 2016.



Os trocadores de calor (TC) são equipamentos utilizados para viabilizar transferências térmicas eficazes entre dois efluentes fluidos, possibilitando o aproveitamento da carga energética contida em um destes efluentes para etapas posteriores de um processo. O uso de trocadores de calor é muito amplo na sociedade atual, englobando diversas atividades de cunho industrial, como petroquímicas, farmacêuticas e alimentícias, mas também estão inseridos em

muitos serviços domésticos do dia a dia, como refrigeradores para conservação de alimentos, equipamentos de ar-condicionado utilizados para conforto térmico, dentre muitas outras aplicações.

Conforme abordado nos estudos de *Shah e Sekulic (2003)*, existem diversas configurações de trocadores de calor, nas quais modifica-se geralmente a forma da superfície de contato entre os fluidos ou o “caminho” percorrido por eles no interior do aparato. Neste contexto, ganha destaque a configuração do Trocador de Calor Casco e Tubo (TCCT), devido a sua vasta aplicabilidade no setor químico. Nesta configuração os fluidos trafegaram nos tubos internos e na carcaça oca do equipamento, normalmente em escoamento contracorrente, viabilizando o processo de troca térmica geralmente com um trocador compacto e eficiente.

No estudo de trocadores de calor, ficam evidentes as restrições intrínsecas dos métodos analíticos de resolução, os quais tem como base diversas hipóteses simplificadoras que geram resultados relativamente distantes do comportamento físico real observado, além de serem possíveis de serem obtidos apenas para geometrias mais simples. Desta forma, é cada mais comum o emprego de artifícios embasados em metodologias numéricas de resolução e simulações dinâmicas na modelagem e análise dos permutadores de calor, em busca de soluções cada vez mais exatas e precisas.

Os métodos numéricos são técnicas aplicadas às equações constitutivas, por exemplo a equação de Navier-stokes. Um método numérico bastante utilizado na literatura é o método dos volumes finitos utilizado pelo *Fluent®*, responsável por realizar a discretização das equações que regem o fenômeno físico em estudo. Desta forma, os softwares de simulação em Fluidodinâmica Computacional (CFD) contribuem para a formulação de modelos cada vez mais precisos e fiéis a realidade, pois, como dito por *Maliska*, estes softwares possuem capacidades gráficas que permitem que os resultados sejam imediatamente visualizados e interpretados (MALISKA; CLOVIS R., 1995), facilitando enormemente o trabalho na detecção de erros e refino de modelos.

O estudo de problemas físicos via CFD iniciou-se apenas no final da década de 70, com principal enfoque para escoamentos de interesse bélico, como por exemplo o deslocamento do ar através da asa de um avião ou causada pelo lançamento de projéteis (UNICAMP, Laboratório de Fluidodinâmica Computacional). Entretanto, o conhecimento da fluidodinâmica computacional difundiu-se rapidamente para várias outras áreas de interesse das engenharias, pois, ainda que utilizem em sua base de dados metodologias numéricas que fornecem

essencialmente soluções aproximadas, possuem um alto grau de rigor, propiciando uma integração altamente eficiente das equações de conservação que regem os fenômenos de transporte da natureza.

Com a evolução das máquinas, sistemas de processamento de informação, redes lógicas de análise entre outras ferramentas digitais trouxeram consigo a possibilidade de uma visão totalmente diferente em relação aos fenômenos físicos. Apresentando uma alta interdisciplinaridade e alicerçado pelos princípios físicos e matemáticos, os resolvedores numéricos vem permitindo a obtenção de resultados e perfis cada vez mais visuais e precisos, gerando modelos eficientes que conseguem detectar falhas nos projetos de diversos equipamentos afim de buscar a maior eficiência possível em um processo como um todo. É certo que os equacionamentos tradicionais, utilizados para estudos na formação de diversos profissionais, tem seu importante valor, pois eles são a base que permitiu tamanho desenvolvimento das áreas de simulação, engenharia, física e matemática. Todavia, é importante e necessário que os profissionais no atual mercado de trabalho, acompanhem a evolução dos métodos e os utilizem para transformar o ambiente a sua volta da forma mais eficiente possível. Este trabalho tem em como objetivo apresentar discutir esta evolução no caso específico de estudo de trocadores de calor e no processo de transferência térmica.

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. OBJETIVO GERAL

Avaliar a eficiência energética de um pequeno trocador de calor do tipo casco e tubo, pertencente à Faculdade de Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia (FEQUI-UFU).

1.1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Visando atingir o objetivo principal, alguns objetivos específicos deverão ser satisfeitos, entre eles:

- i)** Avaliar o desempenho térmico do TCCT em estudo através da metodologia ϵ -NUT para determinação dos valores teóricos;
- ii)** Avaliar o desempenho térmico do TCCT em estudo através de testes experimentais com o equipamento em operação;
- iii)** Introduzir a técnica do CFD no estudo do TCCT, confeccionando a geometria virtual de análise do equipamento;

iv) Realizar a discretização do domínio geométrico criado em uma malha computacional que poderá ser utilizada futuramente para viabilizar uma simulação fluidodinâmica do equipamento;

v) Realizar uma comparação efetiva dos resultados analíticos e experimentais, evidenciando possíveis desvios e os fundamentando.

1.2. ORGANIZAÇÃO DO TEXTO

O documento está dividido em cinco capítulos. No primeiro capítulo é apresentado o tema do projeto, expondo uma breve contextualização e apresentando o equipamento que será objeto de estudo de todo o trabalho, o trocador de calor casco e tubo, bem como descreve em linhas gerais os objetivos gerais e específicos do tema proposto.

Já no segundo capítulo é feita uma revisão robusta da literatura ligada à área de estudo de trocadores de calor ao decorrer das décadas, promovendo um amplo detalhamento de pesquisadores, técnicas e estudos já incorporados ao tema de avaliação energética de um trocador, bem como as dificuldades enfrentadas ao decorrer dos anos para a obtenção de soluções confiáveis que representassem bem o fenômeno em estudo.

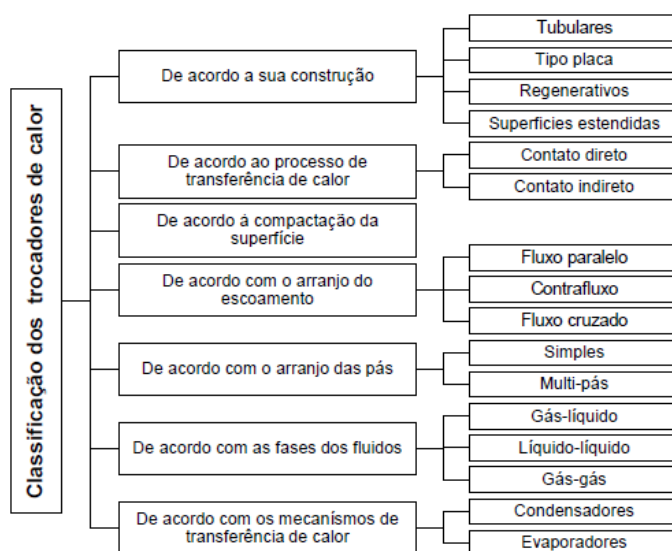
O terceiro capítulo apresentará com grande riqueza de detalhes o equipamento específico de análise deste trabalho, além das metodologias que serão utilizadas em seu estudo, como equacionamentos e conhecimentos teóricos fundamentais a sua compreensão. Finalizada esta etapa, no quarto capítulo serão apresentados os resultados obtidos através da utilização das técnicas descritas no capítulo anterior, realizando ainda uma comparação detalhada entre eles e buscando explicar tais diferenças e como as técnicas se complementam entre si. Por fim, no quinto capítulo será feita uma breve conclusão do trabalho, atentando para os pontos de principal aprendizado do tema, qualidade dos resultados obtidos e possíveis melhorias futuras que poderiam ser realizadas no projeto.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Existem diversos tipos de trocadores de calor comercializados no mercado, explicitados na Figura 2, cada qual específico para uma determinada gama de tarefas. Dentre estas diversas categorias, uma delas ganha grande destaque no que tange aos processos da indústria química, a configuração casco e tubo, ou também chamadas de tubo carcaça, que se enquadram dentro da categoria de trocadores de calor tubulares. Os TCCT são dispositivos formados basicamente por duas regiões de interesse, o conjunto de tubos internos e a carcaça externa. Será através

destas duas regiões que adentrarão os fluidos de trabalho e ocorrerá a transferência de calor. Vale ressaltar que na maioria absoluta dos casos, não há mistura, ou seja, contato direto entre os efluentes em tratamento.

Figura 2 - Classificação dos trocadores de calor.



Fonte: SHAH & SEKULIC, 2003.

2.1. A ANÁLISE ENERGÉTICA TRADICIONAL PARA TROCADORES DE CALOR

Tomando como base as discussões de *Jack P. Holman* na 10ª edição de seu livro *Heat Transfer (2010)*, serão discutidos nesta seção os princípios de operação e alguns métodos de análise energética para trocadores de calor. Entretanto, as metodologias aqui propostas possuem a limitação de levarem em conta apenas os mecanismos de condução e convecção, em sua concepção. Para avaliação de trocadores que utilizem informações provenientes do mecanismo de radiação térmica, outras literaturas específicas devem ser utilizadas, entretanto, na maioria dos casos de estudo, este mecanismo não representa significativa influência na operação, conforme explicitado por *Holman (2010)*.

Nos dias atuais, dentre os diversos métodos de análise e projeto de trocadores de calor disponíveis na literatura, os mais conhecidos são: efetividade-NUT (ϵ -NUT) e a diferença de temperatura média logarítmica (DTML). Cabe ressaltar que estas técnicas estão vinculadas ao conhecimento de parâmetros como o coeficiente global de troca térmica e os coeficientes convectivos de transferência de calor, além de abrangerem desde sua base algumas hipóteses simplificadoras, de modo a facilitar a modelagem matemática do problema.

Em seu trabalho *Process Heat Transfer*, publicada em 1950, *Kern* formulou um método que permite uma rápida estimativa do coeficiente de transferência de calor para o lado do casco em trocadores de calor do tipo casco-tubo. Porém, a metodologia não considera os efeitos de correntes *by-pass* de possíveis vazamentos no equipamento, além de não modelar de forma adequada escoamentos em regime laminar.

Baseando-se nos estudos de *Kern*, *Tinker* (1951) desenvolveu uma metodologia referente a perda de carga e transferência de calor das correntes de fluido, em diversas configurações de trocadores de calor. Contudo, o método de análise de *Tinker* requeria a resolução de um problema iterativo que, devido a limitação computacional da época, acabou sendo considerada de utilização inviável até quase 30 anos à frente de sua publicação.

Em 1963, *Bell* formulou um método de análise trocadores de calor em seus estudos na Universidade de Delaware, porém, buscando se distanciar de um problema de resolução iterativa e ainda respeitando os efeitos das correntes individuais de matéria, vazamentos e correntes *by-pass* presentes no processo. Segundo *Bicca* (2005), a técnica de *Bell-Delaware* ainda é considerada a proposta mais adequada dentre os métodos analíticos disponíveis para a modelagem matemática de trocadores de calor casco e tubo para o lado do casco, pois se encontra amplamente descrito na literatura e apresenta resultados dentro de uma faixa razoável de precisão. Cabe ressaltar que o método de Bell-Delaware se baseia no cálculo de parâmetros que descrevem a transferência térmica e a perda de carga em um feixe de tubos ideais, modificado pela presença de defletores que introduzem distorções no escoamento do fluido, além de vazamentos e caminhos preferenciais através das folgas possivelmente existentes.

Existem também as publicações de *Taborek* (1983) e *Baclic* (1990), que avaliaram as relações de efetividade para trocadores com múltiplos passes, com arranjos diversos como fluxos cruzados ou em paralelo co-corrente ou em contracorrente. Já em 1984, *Willis* e *Johnson* publicaram uma versão alternativa do método das correntes, com algumas simplificações que tornavam o problema passível de solução direta. A possibilidade de comparação das metodologias aqui abordadas é em grande parte devida à contribuição de *Shah* e *Sekulic* (1992). Primeiramente, eles foram capazes de incrementar o método ϵ -NUT para dezoito trocadores de calor, com diversos arranjos de escoamento. E, em 1993, os dois pesquisadores realizaram a análise de arranjos ainda mais complexos, através da dissolução do problema em arranjos mais simples que, por sua vez, possuíam relações exatas ou aproximadas disponíveis na literatura para utilização.

A complexidade na modelagem matemática do escoamento em trocadores de calor casco e tubo, principalmente na região do casco, foi destacada por *Li e Kottke (1998)*. Os autores argumentam que tal complexidade é devido a grande quantidade de parâmetros geométricos deste equipamento, que dificultam a concepção de novos métodos para melhor modelar o fenômeno que ocorre dentro do trocador. E, ainda, os métodos existentes não permitem analisar o escoamento do fluido de forma localizada, fornecendo apenas a perda de carga e o coeficiente de troca térmica globais.

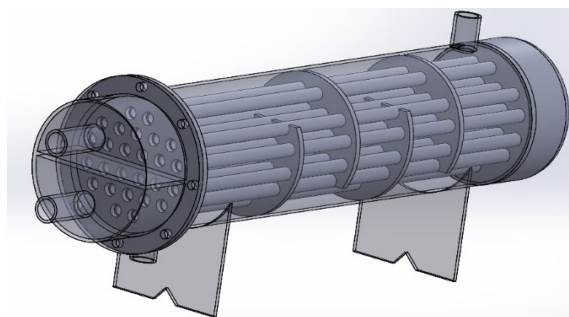
Desta forma, a utilização de ferramentas numéricas de análise para a modelagem matemática do problema em questão vem se tornando uma alternativa viável para realizar o estudo detalhado da fluidodinâmica do trocador de calor. Levando ainda em conta os custos elevados da utilização de experimentos laboratoriais para avaliação de condições locais de escoamento, o uso de ferramentas computacionais para diagnosticar e corrigir problemas em trocadores de calor vêm se tornando cada vez mais recomendados e comuns no cotidiano dos profissionais, conforme destacado por *Pettigrew (1985)*.

Ainda sobre as metodologias ε -NUT e DTML, foi feita uma comparação entre as duas técnicas por *Kays e London (1998)*, que destacaram vários argumentos a favor da metodologia ε -NUT, principalmente pelo fato do método apresentar solução mais rápida e direta para a avaliação energética de trocadores de calor, enquanto o método da diferença de temperatura média logarítmica requer em muitas situações processos iterativos de difícil solução.

2.1.1. A CONFIGURAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR – VARIÁVEIS GEOMÉTRICAS IMPORTANTES

O equipamento em estudo neste trabalho foi um trocador de calor casco e tubo com espelhos fixos, dois passes de fluido nos tubos e um na carcaça, como apresentado no esquema abaixo.

Figura 3 – Ilustração de um TCCT com enfoque aos seus aspectos mecânicos gerais.



Na construção de um trocador de calor existem diversos parâmetros geométricos e mecânicos que devem ser determinados, como por exemplo diâmetro do casco, diâmetro externo, comprimento e material dos tubos, tipo de passo transversal, número de passos nos tubos, espaçamento e fração de corte das chicanas. Para orientar tal projeto existe a conhecida norma TEMA, em inglês chamada *Tubular Exchanger Manufacturers Association*, que buscar nortear de forma geral a construção de trocadores de calor do tipo casco e tubo, uma das configurações mais utilizadas deste aparato. Nesta seção serão apresentadas algumas recomendações fornecidas pela TEMA, bem como alguns detalhes da construção hidráulica do equipamento.

Abaixo, serão apresentadas algumas recomendações da norma TEMA na construção de trocadores de calor casco e tubo:

i) Diâmetro do casco

Os diâmetros padrão mínimo para casco é 205 mm e o máximo, 1524 mm.

ii) Comprimento dos tubos

Os comprimentos padrão, segundo a norma TEMA, são 2438,4; 3048; 3657,8; 4876,8; 4978,4 e 6096 mm.

iii) Diâmetro dos tubos

Os diâmetros dos tubos recomendados pela norma são 1/4, 3/8, 1/2, 5/8, 3/4, 1, 1 1/4, 1 1/2 e 2 polegadas.

iv) Passo transversal

A razão mínima entre o passo transversal e o diâmetro externo dos tubos é 1,25 e a máxima, 1,5. 16

v) Espaçamento entre as chicanas

Considerando D_i o diâmetro interno do casco e L_C a distância longitudinal entre as chicanas, para uma distribuição uniforme do fluxo e suficiente suporte aos tubos, os espaçamento entre as chicanas deve respeitar o seguinte limite:

$$1,5D_i < L_C < D_i$$

vi) Corte das Chicanas

O corte das chicanas varia entre 15 e 40 % do diâmetro interno do casco.

As propriedades mecânicas específicas de um trocador tipo casco e tubos têm grande impacto em seu desempenho termo hidráulico, uma vez que afetam diretamente o escoamento dos fluidos e consequentemente a transferência de calor. Desta forma, é importante compreender as consequências oriundas das variações destas propriedades, como será visto a seguir.

a) Diâmetro do casco

Aumentar o diâmetro do casco resulta na possibilidade de alocar mais tubos no equipamento. Um equipamento com um maior número de tubos apresenta as seguintes características: maior área de troca térmica, menor perda de carga nos tubos, menor coeficiente de transferência de calor por convecção no lado dos tubos e menor coeficiente global de transferência de calor (U_0) de projeto.

b) Número de passes nos tubos

As principais consequências do aumento do número de passes nos tubos são uma maior perda de carga nos tubos, maior velocidade do fluido nos tubos no interior do equipamento, maior coeficiente de transferência de calor por convecção no lado dos tubos.

c) Comprimento dos tubos

Um maior comprimento dos tubos acarreta um aumento na área de troca térmica, porém com o custo de uma perda de carga mais acentuada no lado do casco e no lado tubos

d) Diâmetro dos tubos

Aumentar o diâmetro dos tubos gera uma menor perda de carga nos tubos, porém acompanhada de um coeficiente de transferência de calor por convecção no lado dos tubos mais baixo.

e) Espaçamento entre chicanas

A distância entre as chicanas influencia diretamente o escoamento do fluido no casco. A função essencial da chicana em um trocador de calor é direcionar o fluxo e aumentar a turbulência do escoamento, intensificando a transferência de calor entre os fluidos. Ao diminuir o espaçamento entre as chicanas centrais as consequências serão uma maior perda de carga no

lado do casco e um aumento no coeficiente de transferência de calor por convecção no lado do casco.

f) Fração de corte da chicana

Aumentar a porcentagem de corte da chicana leva a uma menor perda de carga no casco, bem como uma diminuição no coeficiente de transferência de calor por convecção no casco.

g) Tipo passo transversal

Para um mesmo diâmetro do casco, quanto maior o passo transversal, menor a quantidade de tubos que poderá ser alocado dentro do casco. A consequência é menor perda de carga no casco.

h) Ângulo característico formado pela disposição dos tubos

O arranjo triangular linear é o que permite a alocação do maior número de tubos no casco, apresentando assim, maior coeficiente de transferência de calor e menor perda de carga e O arranjo quadrangular é o que apresenta menor coeficiente de transferência de calor e menor perda de carga.

i) Material dos tubos

O valor do coeficiente global de transferência de calor é função da condutividade térmica do material dos tubos. Quanto maior a condutividade térmica do material, maior será o valor de U_0 e maior o valor do coeficiente de transferência de calor nos tubos.

2.1.2. ADMENSIONAIS RELEVANTES À TRANSFERÊNCIA DE CALOR

No processo de transferência térmica, os coeficientes de transferência de calor dentro dos tubos são calculados normalmente através do uso de correlações que dependem intimamente do regime de escoamento do fluido em seu interior. Desta forma, de acordo com os estudos de *Kern (1950)*, será apresentado nesta seção os principais parâmetros necessários para os cálculos que envolvem o fenômeno em estudo.

O regime de escoamento no interior de qualquer tipo de duto/tubo pode ser caracterizado pela magnitude no famoso número (ou adimensional) de Reynolds (Re), que pode ser calculado pela expressão abaixo apresentada, na qual D_i é o diâmetro do tubo e v, ρ e μ são a velocidade, massa específica e viscosidade do fluido, respectivamente.

$$Re = \frac{D_i \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad (Eq. 1)$$

Para a maioria das condições de uso prático, o escoamento no interior do tubo é dito laminar para valores de Re inferiores a 2300, em turbulência para Re maiores que 4000, e de transição entre esses dois valores. No escoamento laminar o fluido move-se de forma ordenada e bem aderido à superfície do recipiente, fazendo com que as forças viscosas tenham grande influência no retardamento das camadas de fluido adjacentes àquela em contato direto com a parede. Desta forma, para um fluido em escoamento laminar o mecanismo condutivo é o maior responsável pelo processo de transferência de calor. Já na turbulência completa, o fluido escoar em condições caóticas por toda a geometria em que está contido, gerando os vórtices de mistura responsáveis pelo surgimento de componentes de velocidade em todas as direções disponíveis ao escoamento, fazendo com que a componente convectiva de transferência térmica se sobressaia à condutiva. Na maioria dos casos práticos de engenharia, o fluido encontra-se em escoamento turbulento, devido às enormes vazões de processamento requeridas.

Outro grupo adimensional de grande relevância para o estudo da transferência de calor é o número de Prandtl (Pr), que por sua vez relaciona as difusividades de quantidade de movimento e térmica no fluido, sendo uma medida de eficiência destes fenômenos de transporte nas camadas limite hidrodinâmica e térmica do fluido. A expressão do número de Prandtl pode ser visualizada na equação abaixo, na qual C_p , μ e k são respectivamente o calor específico, a viscosidade dinâmica e a condutividade térmica do fluido.

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (Eq. 2)$$

Por fim, relacionando os dois adimensionais já mencionados, o número de Reynolds e de Prandtl, é concebido o terceiro parâmetro necessário ao estudo da transferência de energia térmica, o número de Nusselt (Nu). Levando em consideração que para o projeto de qualquer trocador de calor é de suma importância o conhecimento dos coeficientes convectivos de transferência de calor, ou também chamados de coeficientes de película, o número de Nusselt configura-se como uma alternativa simples para a determinação destes parâmetros, conforme evidencia-se em sua expressão, mostrada abaixo na Equação 3.

$$Nu = \frac{h_i \cdot D_i}{k} \quad (Eq. 3)$$

O número de Nusselt fornece uma relação entre as taxas de calor trocadas por convecção e condução, permitindo assim uma análise de eficiência rápida destes dois mecanismos de

transporte, evidenciando o mecanismo limitante do processo que deve ser explorado para otimizar o processo de transferência térmica.

2.1.2. A DIFERENÇA DE TEMPERATURA MÉDIA LOGARÍTIMICA (DTML) E A ANÁLISE DO COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA TÉRMICA

A transferência de calor é considerada como um processo básico em todas as atividades industriais. Durante este processo, um sistema numa temperatura maior transfere sua energia na forma de calor para outro sistema que está numa temperatura menor. Esse calor pode ser transferido através de vários mecanismos: condução, convecção e radiação (*SHAH; SEKULIÉ, 2003*).

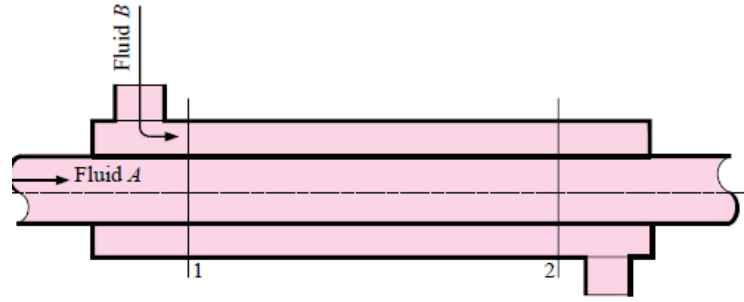
No caso dos trocadores de calor casco e tubo, o calor do fluido quente que passa pelos tubos é transferido para a parede por condução e, a partir da parede, para o fluido frio do casco novamente por convecção. Aqui, os efeitos de radiação são insignificantes comparados com os outros, e geralmente, eles são incluídos no coeficiente de transferência de calor global (*ÇENGEL; GHAJAR, 2011*).

Uma configuração mais simples de trocador de calor é a chamada tubo duplo ou, também conhecida como tubos concêntricos. Toda a base matemática analítica utilizada para modelar a física contida na operação de um trocador de calor tem como base a configuração do trocador de calor tubo duplo (TCTD), sendo assim uma de grande importância para iniciar qualquer estudo do gênero. As demais configurações de TC's normalmente carregam consigo fatores de correção, devido a mudança da geometria de escoamento, porém com cálculos similares aos concebidos para a configuração tubo duplo. Conforme apresentado por *Holman*, segue abaixo a equação de projeto de um trocador de calor, evidenciada na Equação 4, que depende do coeficiente global de troca térmica (U_0), da área superficial de troca (A_s) e da diferença de temperatura entre os fluidos.

$$Q = U_0 \cdot A_s \cdot \Delta T \quad (Eq. 4)$$

Um fluxo é uma grandeza caracterizada pela razão entre uma diferença de potencial energético entre dois pontos, seja ela de qualquer natureza, e as resistências envolvidas no percurso que os separa. Com base nesta proposição e seguindo as instruções especificadas por *Holman* a taxa de transferência de calor entre dois pontos em um perfil básico de um trocador de calor tubo duplo, na Figura 4, pode ser calculado pela expressão representada pela Equação 5.

Figura 4 - Perfil de um TC Tubo Duplo..



Fonte: HOLMAN 10ª ED.

$$Q = \frac{T_A - T_B}{R_{es}} \quad (Eq. 5)$$

Na Figura 4 destacam-se as temperaturas de entrada e saída dos fluidos de trabalho, e as paredes que compõem a estrutura do trocador, oferecendo resistências à transmissão de calor. A variável R , apresentada na Equação 6 logo após a apresentação do perfil do TC, representa o somatório das resistências envolvidas na transferência de calor entre os pontos A e B , localizados no seio de cada fluido. A resistência R_{es} pode ser determinada pelo somatório de três parcelas resistivas, duas convectivas, ligadas à transferência de calor no seio dos fluidos às paredes do tubo interno, e uma condutiva, relacionada a transferência de calor no entre as duas superfícies, interna e externa, do tubo central. As parcelas resistivas são evidenciadas a seguir na Equação 6, abaixo.

$$R_{es} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k_m L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (Eq. 6)$$

Os coeficientes h_i e h_o são os coeficientes convectivos de transferência de calor, também conhecidos como coeficientes de película. O fator k_m indica a condutividade térmica do material de construção da estrutura do trocador de calor, que é uma propriedade conhecida para uma vasta quantidade de substâncias, e os raios r_i e r_o são, respectivamente, os raios interno e externo do tubo central. Os coeficientes de película podem ser calculados através de correlações empíricas envolvendo os números de Prandtl, Reynolds e Nusselt, como os exemplos apresentados abaixo. Segundo *Holman*, para um escoamento laminar estabelecido em tubos, a determinação do número de Nusselt pode ser feito pela Equação 7, proposta empiricamente por *Hausen*.

$$Nu = 3,66 + \frac{0,0668 \cdot (D/L) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 0,04 \cdot [(D/L) \cdot Re \cdot Pr]^{2/3}} \quad (Eq. 7)$$

Já para os casos em que os efeitos de turbulência preponderam no sistema, uma maneira tradicional na literatura para estimar o valor de Nusselt é a Equação 8, de *Dittus e Boelter*. Nesta equação, a razão $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$ se trata de um fator de correção devido às diferenças radiais de temperatura no interior do trocador, sendo μ e μ_w as viscosidades dinâmicas do fluido à temperatura da corrente e à temperatura da parede do equipamento, respectivamente. Em suma, o problema é encarado como se houvesse apenas uma diferença de temperatura governante, a diferença de temperatura entre os fluidos. Contudo, existe uma terceira temperatura que ainda pode variar, que é a temperatura da parede, que estará em um valor contido no intervalo de temperatura dos fluidos, devido a seu contato direto com ambos. Cabe ainda ressaltar que no cálculo analítico dos parâmetros do trocador, principalmente em casos de variações de temperatura de pequenas magnitudes, é comum a consideração da hipótese de que a temperatura da parede permanece aproximadamente constante, uma vez que o sistema entrou em regime. Esta mesma hipótese surge como base para a utilização da Equação 7, já mencionada.

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \text{ com } n = \begin{cases} 0,4 \rightarrow \text{para aquecimento do fluido} \\ 0,3 \rightarrow \text{para resfriamento do fluido} \end{cases} \quad (Eq. 8)$$

Ainda que a equação de *Dittus e Boelter* se apresente como uma escolha usual no projeto de trocadores de calor, com desvios máximos normalmente na casa de 15%, segundo contribuição de *Gnielinski*, sugerem-se resultados mais precisos através da utilização das Equação 9-a ou Equação 9-b, contanto que sejam respeitadas as restrições do escoamento do fluido estar na região de turbulência e que os valores de Reynolds e Prandtl estejam dentro do intervalo de confiabilidade experimental.

$$Nu = 0,0214(Re^{0,8} - 100)Pr^{0,4} \quad (Eq. 9 - a)$$

Para $0,5 < Pr < 1,5$ e $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$ ou

$$Nu = 0,012(Re^{0,87} - 280)Pr^{0,4} \quad (Eq. 9 - b)$$

para $1,5 < Pr < 500$ e $3000 < Re < 10^6$

Agora, utilizando novamente a equação de projeto do trocador de calor, exposta anteriormente na Equação 4, e igualando-a a Equação 5, concebe-se a expressão responsável

pela determinação do coeficiente global de troca térmica, escrita considerando a área externa do tubo interno, representada na Equação 10, apresentada abaixo.

$$U_0 = \frac{1}{\frac{A_0}{h_i A_i} + \frac{A_0 \ln(r_0/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_0}} \quad (Eq. 10)$$

O balanço de energia para um trocador de calor pode ser generalizado pelas seguintes Equações 11 e 12, que representam a quantidade de calor cedida pelo fluido quente e aquela recebida pelo fluido frio.

$$Q_q = m_q \cdot C_{p,q} \cdot (T_{q,ent} - T_{q,sai}) \quad (Eq. 11)$$

$$Q_f = m_f \cdot C_{p,f} \cdot (T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (Eq. 12)$$

Nas quais, Q é a quantidade de calor, m a massa fluida, C_p é o calor específico do fluido e T é a temperatura, sendo os subscritos q e f fazendo referência aos fluidos quente e frio, respectivamente. Se desprezarmos as perdas de energia para o ambiente e por incrustações presentes nas paredes da geometria de escoamento, pode-se assumir que o calor ganho pelo fluido frio é igual ao calor perdido pelo fluido quente e, portanto, a igualdade abaixo pode ser escrita.

$$Q_q = Q_f = Q = U_0 \cdot A_s \cdot \Delta T$$

A variação de temperatura abordada na sentença acima, utilizada para o cálculo da taxa de calor transferida entre os fluidos ela não é constante ao longo do trocador de calor, pois as temperaturas dos fluidos de trabalho alteram-se ao longo da passagem dos mesmos pela dimensão do equipamento. Desta forma, existia uma necessidade matemática de tentar mensurar a diferença de temperatura média global entre as correntes fluidas. Para preencher esta lacuna surgiu a definição da diferença de temperatura média logarítmica, que se concebeu através da própria equação de projeto do trocador de calor. Desta forma, diferenciando-se em relação a temperatura as Equações 11 e 12, tem-se a seguinte relação:

$$dQ = -m_q C_{p,q} dT_q = m_f C_{p,f} dT_f$$

É possível então, obter as Equações 13 e 14, abaixo.

$$dT_q = \frac{-dQ}{m_q C_{p,q}} \quad (Eq. 13)$$

$$dT_f = \frac{dQ}{m_f C_{p,f}} \quad (Eq. 14)$$

Por sua vez, diferenciando a equação de projeto do trocador de calor, apresentada na Equação 4, tem-se a Equação 15.

$$dQ = U_0(T_q - T_f)dA_s \quad (Eq. 15)$$

Utilizando as informações contidas nas Equações 13 e 14, é possível escrever a igualdade abaixo.

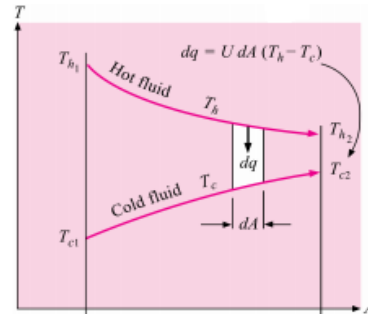
$$dT_q - dT_f = d(T_q - T_f) = -dQ \cdot \left(\frac{1}{m_q C_{p,q}} + \frac{1}{m_f C_{p,f}} \right) \quad (Eq. 16)$$

Substituindo-se a Equação 15 na 16 e rearranjando-a de forma conveniente, é obtida a Equação 17.

$$\frac{d(T_q - T_f)}{T_q - T_f} = -U_0 \left(\frac{1}{m_q C_{p,q}} + \frac{1}{m_f C_{p,f}} \right) dA_s \quad (Eq. 17)$$

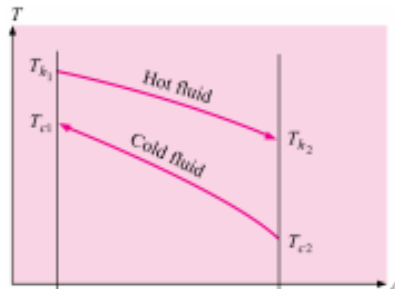
Nas Figuras 5 e 6 abaixo, demonstra-se o processo de troca térmica envolvido entre os dois fluidos em operações co-corrente e contra-corrente, respectivamente

Figura 5 - Diagrama de operação co-corrente em um TCTD.



Fonte: HOLMAN, 2010.

Figura 6 - Diagrama de operação contra-corrente em um TCTD.



Fonte: HOLMAN, 2010.

Tomando como base os diagramas acima e seguindo com as devidas variáveis adotadas neste trabalho, pode-se integrar a Equação 17 entre as posições 1 e 2, resultando na seguinte Equação 18.

$$\ln\left(\frac{T_{q,sai} - T_{f,sai}}{T_{q,ent} - T_{f,ent}}\right) = -U_0A\left(\frac{1}{m_q C_{p,q}} + \frac{1}{m_f C_{p,f}}\right) \quad (Eq. 18)$$

Retornando às equações do balanço de energia, os produtos entre a massa e o calor específico dos dois fluidos pode ser expresso em função da quantidade de calor trocada, da seguinte forma:

$$m_q C_{p,q} = \frac{Q}{T_{q,ent} - T_{q,sai}}$$

$$m_f C_{p,f} = \frac{Q}{T_{f,sai} - T_{f,ent}}$$

Substituindo-se as relações acima na equação 18 e rearranjando-a de maneira conveniente, tem-se que a taxa de transferência de calor pode ser calculada pela Equação 19.

$$Q = U_0A \left\{ \frac{(T_{q,sai} - T_{f,sai}) - (T_{q,ent} - T_{f,ent})}{\ln[(T_{q,sai} - T_{f,sai})/(T_{q,ent} - T_{f,ent})]} \right\} \quad (Eq. 19)$$

Comparando a equação acima com a equação original de projeto, chega-se na expressão adequada para mensurar a diferença global média de temperatura no interior do equipamento, a consagrada diferença de temperatura média logarítmica (ΔT_{DTML}), representada pela Equação 20.

$$\Delta T = \Delta T_{DTML} = \frac{(T_{q,sai} - T_{f,sai}) - (T_{q,ent} - T_{f,ent})}{\ln[(T_{q,sai} - T_{f,sai})/(T_{q,ent} - T_{f,ent})]} \quad (Eq. 20)$$

2.1.3. O FATOR DE CORREÇÃO F

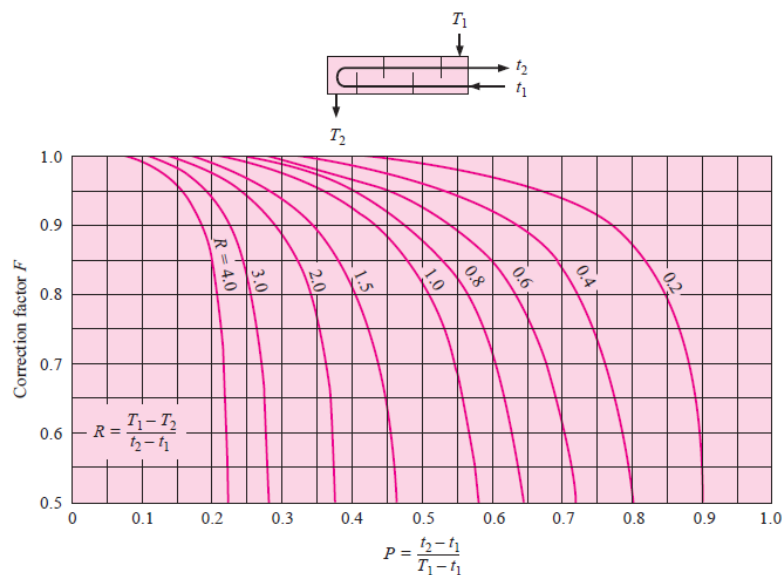
Como já foi visto na seção anterior, para trocadores de calor de configuração tubo-duplo ou tubos concêntricos, o calor transferido de um fluido para o outro pode ser determinado utilizando a Equação 4. Contudo, conforme descrito por *Holman (2010)* supondo a utilização de um equipamento com outra configuração, como o casco e tubo, a equação de projeto sofre uma alteração, justamente para compensar os efeitos térmicos decorrentes da mudança da geometria de escoamento, concebendo a Equação 21, abaixo.

$$Q = U_0 \cdot A_s \cdot (F \Delta T_{DTML}) \quad (Eq. 21)$$

A obtenção da diferença de temperatura média logarítmica se apoia em duas fortes hipóteses para sua validação. A primeira consiste na não interferência da temperatura no valor do calor específico dos fluidos, ou seja, o c_p não será mais uma propriedade dependente da temperatura, adotando um valor constante dado pela temperatura de entrada da corrente. Já a segunda assume que os coeficientes convectivos de transferência de calor dos fluidos não alteram seu valor durante a passagem no equipamento (Holman, 2010), ou seja, que eles não serão mais afetados pelas mudanças de temperatura que ocorrem no interior do trocador de calor. A segunda hipótese é a mais questionada, principalmente devido aos efeitos da entrada, devido a não uniformidade da corrente, variações de viscosidade e condutividade térmica do fluido, entre outras questões. Sendo assim, caso deseje-se utilizar um trocador diferente do tubo duplo, a transferência de calor deve ser calculada supondo um trocador de calor do tipo tubo duplo, operando em contracorrente com as mesmas temperaturas de entrada e saída para os fluidos quente e frio, procedimento que é feito através da utilização do fator corretivo F .

O Fator F é determinado através da análise de gráficos específicos para cada configuração de trocador de calor. Para um equipamento tubo carcaça operando com um passe na carcaça e dois passes nos tubos, um dos arranjos mais comumente utilizados, o gráfico pode ser observado na Figura 7. A partir da análise o gráfico é possível observar que para se obter o valor do fator de correção é necessário o conhecimento prévio de duas variáveis, R e P , que serão melhor descritas ao decorrer do texto.

Figura 7 - Gráfico para determinação do fator de correção F .



Fonte: HOLMAN, 2010.

A variável P , evidenciada no eixo das abscissas do gráfico acima, é conhecida como “eficiência térmica”, podendo ter ser valor determinado através da utilização da Equação 22. Já as curvas no interior do gráfico referem-se aos diversos valores da variável R , a qual pode ser calculada pela Equação 23. As temperaturas envolvidas no cálculo dos parâmetros P e R foram escritas de acordo com a linguagem utilizada para este trabalho, adaptando a partir das relações presentes na Figura 7, retirada de *HOLMAN (2010)*.

$$P = \frac{T_{f,sai} - T_{f,ent}}{T_{q,ent} - T_{f,ent}} \quad (Eq. 22)$$

$$R = \frac{T_{q,ent} - T_{q,sai}}{T_{f,sai} - T_{f,ent}} \quad (Eq. 23)$$

Apresentando a fundamentação do fator F no estudo de trocadores de calor, algumas informações valem ser ressaltadas. Primeiramente, não se recomenda, por razões econômicas, a utilização de trocadores de calor com F menor que 0,75, pois teriam uma eficiência de troca energética muito baixa. Além disso, uma vez que não puder ser determinado o fator corretivo, devido aos valores terminais de temperatura dos fluidos, é recomendado o uso de outro arranjo de trocador. Por fim, cabe ressaltar que para um fluido isotérmico, as variáveis R e P assumem o valor 0 (zero) e, conseqüentemente, F adquire o valor 1(um).

2.1.4. O MÉTODO DA EFETIVIDADE ϵ -NUT NO ESTUDO DE PERMUTADORES

De acordo com os estudos de *Holman: Heat Transfer (2010)*, a DTML é uma técnica recomendada para análise de trocadores de calor quando as temperaturas de entrada e saída do equipamento são conhecidas ou de fácil determinação, possibilitando assim o cálculo do fluxo de calor, da área de troca térmica e do coeficiente global de troca térmica. Porém, nos casos em que as temperaturas de saída dos fluidos de trabalho devem ser encontradas, o uso da DTML normalmente leva a processos iterativos de difícil resolução, devido a função logarítmica presente na expressão. Nesses casos, a análise do trocador de calor é mais facilmente realizada através do uso do método baseado na efetividade com a qual o equipamento é capaz de transferir uma certa quantidade de calor, o famoso método da efetividade ϵ -NUT. Nesta seção será comentado a aplicação do método para um trocador de calor tubo-carcaça, escopo deste trabalho.

O fator de efetividade (ϵ) pode ser expresso como a razão entre a quantidade de calor real transferida com a quantidade máxima de calor possível de ser transferida, ditada pelas

temperaturas de entrada dos fluidos de trabalho. Desta forma, para um sistema de permutador operacional em sentido contracorrente, pode-se escrever a sequência de igualdades abaixo mostradas.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{C_q(T_{q,ent} - T_{q,sai})}{C_{\min}(T_{q,ent} - T_{f,ent})} = \frac{C_f(T_{f,sai} - T_{f,ent})}{C_{\min}(T_{q,ent} - T_{f,ent})} \quad (Eq. 24)$$

Na qual, C_q e C_f são a capacidade calorífica do fluido a resfriar (fluido quente) e a aquecer (fluido frio) respectivamente e, C_{\min} , a capacidade mínima disponível no sistema em estudo. Já em relação as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio, elas são representadas pelas variáveis $T_{q,ent}$, $T_{q,sai}$, $T_{f,ent}$ e $T_{f,sai}$. Cabe ressaltar que a capacidade calorífica é uma grande obtida pelo produto da vazão mássica com o calor específico da corrente i , expresso na Equação 25. E, a taxa máxima de transferência de calor pode ser determinada pela Equação 26.

$$C_i = m_i c_{p,i} \quad (Eq. 25)$$

$$Q_{\max} = (mc_p)_{\min} (T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (Eq. 26)$$

A sentença mostrada abaixo ilustra o fator de efetividade de forma genérica, podendo ser escrito para qualquer configuração de trocador de calor como uma função dos parâmetros NUT, C_{\min} e C_{\max} .

$$\varepsilon = f(NUT, C_r)$$

Em que a razão C_{\min}/C_{\max} é igual em valor a C_f/C_q ou C_q/C_f , dependendo das magnitudes das capacidades caloríficas dos fluidos quente e frio. O parâmetro NUT, também conhecido como número de unidades de transferência, é um adimensional amplamente utilizado no estudo de trocadores de calor e outras operações unitárias de interesse da engenharia química. No caso de estudo de trocadores, os parâmetros C_r e NUT pode ser calculados segundo as Equações 27 e 28, abaixo.

$$C_r = \frac{(mc_p)_{\min}}{(mc_p)_{\max}} \quad (Eq. 27)$$

$$NUT = \frac{U_0 A_s}{C_{\min}} \quad (Eq. 28)$$

Na equação 28 tem-se o coeficiente global de troca térmica a área de troca térmica do trocador de calor envolvida efetivamente no fenômeno, que no caso será a somatória da área superficial externa dos tubos internos, o que é representada também pela equação 29 abaixo.

$$A_t = n_T(\pi D_0 L) \quad (Eq. 29)$$

Sendo n_T o número de tubos no feixe, D_0 , o diâmetro externo dos tubos internos e, L , o comprimento dos mesmos.

A forma específica da relação ε -NUT em um trocador de calor do tipo casco e tubo com proporção de passes de 1:2, ou seja, uma passe no casco e 2 (ou seus múltiplos, 4, 6...) nos tubos, é mostrada na Equação 30 abaixo, seguindo a notação de Incropera (2008).

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \cdot \frac{\left[1 + e^{-(NUT)(1+C_r^2)^{1/2}} \right]}{\left[1 - e^{-(NUT)(1+C_r^2)^{1/2}} \right]} \right\}^{-1} \quad (Eq. 30)$$

Cabe ressaltar que os métodos da DTML e da efetividade-NUT abordam a análise de trocadores de calor em uma perspectiva global, não fornecendo informações sobre as distribuições de velocidade, temperatura e pressão no seu interior. Tais estimativas pontuais do campo de escoamento e de temperatura no interior do trocador podem ser estimadas através da utilização de códigos computacionais comerciais de CFD.

2.2. A ÓTICA NÚMERICA PARA TROCADORES DE CALOR – A FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD)

2.2.1. A MECÂNICA DOS FLUIDOS NO ESTUDO DE TROCADORES

Com a crescente necessidade por metodologias mais eficazes para a modelagem dos diversos fenômenos físicos presentes nas operações industriais, assim como a transferência térmica que é o principal objeto de estudo deste trabalho, passaram a serem desenvolvidas novas ferramentas para auxiliar engenheiros em suas tarefas, tais como os simuladores de processos, hoje imprescindíveis no cenário industrial.

Conforme descrito por *Bird (2004)*, as primeiras tentativas para descrever o comportamento dinâmico de fluidos remontam aos séculos XVIII e XIX. Nesta época existiam dois principais grupos que estudavam a fluidodinâmica, os matemáticos que buscavam

descrições analíticas e equacionamentos que melhor modelavam o processo, e os hidráulicos, que concentravam seus esforços na observação empírica do fenômeno. Em 1738, o matemático holandês Daniel Bernoulli publicou o princípio que descreve o comportamento de um fluido que se move ao longo de um tubo. Na mesma época o suíço Leonhard Euler desenvolveu as equações que demonstraram a conservação do “momentum” para um fluido invíscido (fluido que não possui resistência viscosa ao escoamento) e a equação da conservação de massa. Já os pesquisadores Claude Louis Marie Henry Navier e George Gabriel Stokes introduziram o conceito de viscosidade às equações de Euler, resultando nas famosas equações de Navier-Stokes que, mesmo após tantos anos, ainda são a base da dinâmica dos fluidos ou mesmo da moderna fluidodinâmica computacional (CFD).

Contudo, a evolução deste processo foi gradual ao decorrer das décadas. Com o surgimento de pesquisadores como Froude, Reynolds e Prandtl, que acreditavam que o estudo de fluidos deveria ser uma união entre a teoria com a experiência empírica, começou-se a formar a ciência mecânica dos fluidos, como se conhece hoje em dia. Uma das grandes contribuições destes últimos pesquisadores foi a ampliação da gama de casos de estudo com soluções analíticas passíveis de obtenção, pois, a obtenção de tais soluções apenas com a utilização das equações de Navier-Stokes eram inviáveis na maioria esmagadora dos casos, devido a sua complexidade matemática. Um dos grandes divisores de águas foi o surgimento da teoria da camada limite, proposta por Prandtl, contudo inviável de ser utilizada em vários problemas práticos de engenharia que envolvem em sua configuração escoamentos na zona de turbulência e não apenas em fase laminar.

Na busca por soluções de problemas que não eram passíveis de soluções analíticas, ótica numérica ganhou ainda mais força a partir do ano de 1946, com o surgimento do computador digital, ano em que se começaram os desenvolvimentos dos métodos numéricos para solução das equações de Navier-Stokes (*FILHO, 2015*). O computador abriu um novo horizonte de possibilidades de abordagem para problemas de escoamento. Hoje em dia, com as grandes melhorias na velocidade de processamento e armazenamento de dados das máquinas, problemas de escoamentos extremamente complexos já são estudados sob domínio dos softwares de CFD comerciais, que contém em seu banco de dados uma vasta gama de metodologias numéricas, equações conservativas e outras relações matemáticas para a resolução de equações diferenciais parciais relativas, discretização do domínio em malhas computacionais, acompanhamento do processo de concepção da solução através de cada iteração e uma visualização detalhada, porém

ao mesmo tempo de fácil entendimento, dos perfis térmicos, mássicos e mecânicos do escoamento.

Cabe aqui ressaltar que um dos objetivos primordiais do CFD é reduzir o número de experimentos necessários para estudo de um caso e/ou explorar fenômenos que não poderiam ser devidamente simulados em laboratório (*FILHO, 2015*). Utilizando a técnica da fluidodinâmica computacional, os parâmetros relativos ao escoamento, tais como geometria de escoamento, temperatura, pressão e velocidade, podem ser facilmente alterados até que o modelo em estudo atenda às exigências necessárias, aproximando-se o máximo possível do fenômeno observado na realidade física. No que tange ao desenvolvimento do código que fundamenta a técnica do CFD, existem três principais abordagens utilizadas para a solução numérica das equações governantes, o método das diferenças finitas (MDF), o método dos elementos finitos (MEF) e o método dos volumes finitos (MVF).

Nos métodos descritos anteriormente, as variáveis de escoamento contínuas passam a ser descritas em função de um conjunto de valores discretos e relativos a determinadas posições. Estas técnicas, cada qual com suas peculiaridades, buscam substituir um conjunto de equações diferenciais que devem ser resolvidas simultaneamente por um conjunto de equações algébricas, de bem mais simples solução.

Entretanto, é importante compreender as diferenças e limitações das três abordagens. Como descrito por *Maliska (1995)*, o MDF é método capaz de compreender e modelar a gigantesca não linearidade dos termos convectivos da Equação de Navier-Stokes, sendo extremamente utilizados para a solução de problemas de mecânica dos fluidos que envolvem, além da equação já citada, princípios de Transferência de Calor e Massa. A restrição do MDF conta na complexidade de geometria que ele é capaz de convergir a uma solução, sendo utilizável apenas para casos com geometrias mais simples para os problemas anteriormente citados. Já o MEF é método altamente utilizável para problemas em geometrias arbitrárias e complexas, porém com grande restrição para modelar a não linearidades dos termos convectivos das equações de conservação, sendo, portando, mais utilizado para problemas puramente difusivos de transferência de Calor e Massa (*MALISKA; CLOVIS R., 1995*).

Vê-se, portanto, que os dois métodos descritos por si só apresentam limitações intrínsecas a eles, não sendo plenamente capazes de predizer o tema de transferência de calor multidimensional dinâmica em geometria complexa. Assim, cabe a utilização do Método dos

Volumes Finitos, no qual as equações numéricas aproximadas são determinadas a partir de balanços de conservação de uma propriedade de interesse em um volume elementar.

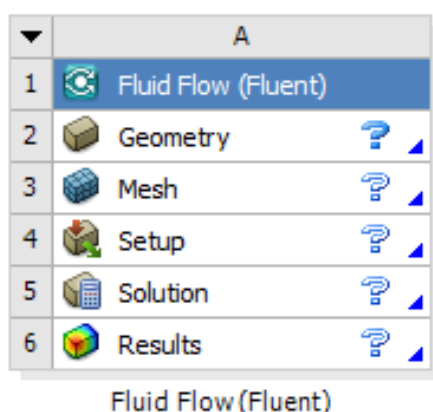
Como se pode observar, os métodos numéricos são de grande importância no meio científico, porém, muitas vezes não é possível realizar uma comparação efetiva entre os resultados das simulações com resultados experimentais, devido sobretudo ao custo elevado de experiências em escala piloto. Desta forma, a utilização de correlações empíricas para a comparação dos resultados é indispensável para validação dos mesmos, como demonstrado por *Ozden e Tari* (2010) em seu estudo caso de um trocador de calor casco e tubo.

2.2.2. APLICAÇÃO DA FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL

A Fluidodinâmica Computacional é sem dúvidas uma ferramenta poderosa tanto no meio científico quanto no industrial no que tange a modelagem de equipamentos e processos. No entanto, operar esta técnica não é uma tarefa simples. Pois, ela exige certo grau de conhecimento acerca das metodologias numéricas e equacionamentos físicos e matemáticos que fundamentam a lógica do CFD, além de uma boa noção espacial para

No pacote de dados *ANSYS-CFD®* que será utilizado para viabilizar o estudo da fluidodinâmica computacional do trocador de calor, existe um acessório chamado *Workbench*, que basicamente se configura como um gerenciador de passos para a concepção da simulação, apresentando de forma resumida as etapas já concluídas e as ainda pendentes do projeto. Na figura abaixo são mostradas as etapas fundamentais da simulação, mostradas no *Workbench*.

Figura 8 – Apresentando as etapas da simulação.



A primeira e uma das principais tarefas que devem ser cumpridas para a utilização do CFD é a construção de uma geometria espacial que contemple os aspectos físicos e dimensionais do equipamento/processo que se deseja simular. Para tal, o aprendizado e utilização de um software de criação de geometrias, a exemplo do contemplado *SolidWorks*, será um dos primeiros requisitos para a continuidade do trabalho, todavia, de modo a facilitar a

comunicação entre os diversos arquivos que são gerados com a prospecção do projeto, serão utilizados os softwares embutidos no próprio pacote *ANSYS®*. Vale ressaltar aqui a importância de já ter um projeto detalhado do equipamento antes de iniciar os passos para a utilização do CFD, pois a simulação deve representar com exatidão em medidas e materiais o resultado que se espera na realidade física para que os resultados sejam coerentes e confiáveis.

Além das competências já comentadas, será necessário um conhecimento computacional prévio que permita que o usuário reconheça as chamadas células e malhas computacionais, além de como ajustá-las e refina-las de acordo com uma necessidade específica. A segunda etapa da simulação, intitulada *Mesh*, será justamente o momento da confecção da malha que melhor se adapte à geometria criada na etapa inicial do projeto, de acordo com as métricas e técnicas apropriadas para tal. Cabe ressaltar que a criação da malha computacional é fundamentalmente uma aplicação da metodologia dos volumes finitos, seccionando a geometria criada em um número finito de pequenos volumes, nos quais serão resolvidas as equações de balanço apropriadas para o estudo em questão.

A terceira etapa da simulação baseia-se na definição das condições de operação do sistema. Será neste passo em que serão colocados os dados e propriedades referentes aos materiais de confecção do equipamento e dos fluidos de trabalho, além dos efeitos de gravidade e quais equações e métodos de resolução que serão utilizados para a obtenção dos resultados. É importante compreender neste ponto que a escolha do método de resolução terá efeito direto na dificuldade de convergência do resultado e em sua qualidade, sendo assim uma etapa de suma importância na simulação como um todo.

Por fim, após a obtenção e interpretação dos resultados obtidos pela simulação, é interessante sempre que possível que sejam realizados testes com o equipamento em planta laboratorial/piloto para que os resultados obtidos via simulação tenham maior confiabilidade ou que possam ser trabalhados e refinados através do que se observa no processo real.

2.2.3. A MALHA COMPUTACIONAL – ASPECTOS RELEVANTES

Como já foi comentado na seção anterior, a segunda etapa para execução da simulação em CFD é a definição da malha computacional de análise, que recobrirá toda a superfície da geometria criada na etapa anterior. Além disso, é também neste passo do projeto em que são atribuídas as condições de contorno apropriadas, como por exemplo a delimitação de “entrada”, “saída” e “parede”, que necessariamente implica no conhecimento no valor da propriedade de interesse naquele ponto. As condições de contorno são informações importantes que devem ser

conhecidas para delimitar o sistema e fechar o grau de liberdade, tornando o problema passível de solução matemática.

Um resultado esperado para este tipo de simulação é um perfil próximo ao que se poderia chamar de “resultado ponto a ponto”, como se fosse possível dividir um volume de estudo em infinitos elementos menores e, desta forma, observar as mudanças de comportamento fluidodinâmico em cada ponto da geometria utilizada. É justamente seguindo esta premissa que surge a importância desta segunda etapa da simulação. Será definida uma malha computacional que recortará o volume de estudo, em milhares de pequenos volumes de controle, as chamadas células computacionais, ligadas entre si através dos nós. Em cada uma das células aqui criadas serão aplicados os modelos numéricos de resolução, de modo a obter-se um perfil pontual do comportamento mecânico, térmico e mássico no interior do equipamento.

Cabe ressaltar que, como a inclusão de mais células necessariamente acarretam o aumento do número de equações a serem resolvidas e, assim, a complexidade do problema, deseja-se aqui uma quantidade de células suficientemente grande para expressar a mudança de comportamento pontual das propriedades em estudo, mas não exacerbadamente grande, que acarretaria um gigantesco esforço computacional para realizar a simulação em troca muitas vezes de um ganho pequeno em detalhes e precisão, o que normalmente não é justificado, ou seja, deve haver um equilíbrio entre o grau de refino da malha, os resultados esperados e o esforço computacional necessário para a execução da tarefa.

2.2.4. MENSURANDO O GRAU DE QUALIDADE DA MALHA

A malha computacional proposta para este trabalho, como será visto mais a frente, será confeccionada utilizando o software *Meshing*®, outro software embutido no pacote *ANSYS*® 2019 R2 utilizado para criação e refino de malhas computacionais, permitindo não apenas a criação da malha mas também a realização dos testes de qualidade, que buscam mensurar e avaliar o grau de qualidade dos parâmetros de importância para a aplicabilidade da malha ao problema de interesse. Existem dezenas de testes utilizados para esta finalidade, porém para o escopo deste trabalho serão apresentados os cinco mais utilizados: o teste de ortogonalidade (*orthogonal quality*), de assimetria (*skewness*), do fator de deformação (*warping factor*) e de desvio paralelo (*parallel deviation*).

Antes de comentar sobre os testes propriamente ditos, neste ponto é importante compreender o significado da expressão “célula perfeita”. As células perfeitas são as que tomam as formas das figuras canônicas perfeitas, como por exemplo, para células trilaterais, um

triângulo equilátero se formaria, assim como para quadriláterais um quadrado. Tendo essa teoria em mente, evidencia-se a fundamentação dos testes de qualidade de malha. Eles serão responsáveis por mensurar o quão distante estão as células da malha proposta da condição de células perfeitas.

A abordagem dos testes de qualidade de malha utilizados terá início com o teste de assimetria, ou também conhecido como *skewness*. O fator de skewness mede o quanto as células da malha aproximam-se de figuras equilaterais/equiângulas, e tem seu valor quantificado no intervalo entre 0 (zero) e 1 (um). Fatores de *skewness* com valores próximos de 1 indicam células degeneradas, distantes da condição de células perfeitas. Já valores próximos a 0 indicam células praticamente similares às perfeitas. Os intervalos de qualidade das células da malha relativo ao fator de assimetria pode ser observado na Figura.

Figura 9 - Tabela ilustrativa dos limites de qualidade para o fator de *skewness*.

Value of Skewness	Cell Quality
1	degenerate
0.9 — <1	bad (sliver)
0.75 — 0.9	poor
0.5 — 0.75	fair
0.25 — 0.5	good
>0 — 0.25	excellent
0	equilateral

O teste de ortogonalidade relaciona-se com o fator de ortogonalidade, também calculado para cada célula da malha, que mede a ortogonalidade entre a célula centroide, suas vizinhas adjacentes e as faces da malha, ou seja, quão próximo de 90° está o ângulo formado por um vetor normal partindo da célula centroide em relação as suas vizinhas adjacentes e as faces da malha. O fator de ortogonalidade também é medido entre 0 e 1, sendo que estes valores indicam células com péssima e ótimo ortogonalidade, respectivamente.

Os próximos teste de qualidade a serem abordados serão o do fator de deformação das células, também conhecido como *warping fator*, que assim como o teste *parallel deviation*, são testes especificamente aplicáveis à células quadriláterais e bases de pirâmides quadriláterais. Os fatores de deformação e de desvio paralelo tem seu valor medido iniciando por 0, que em ambos os casos é a condição desejada às células da malha proposta, pois é o valor zero destes dois testes que garante a similaridade com as células perfeitas, enquanto valores muito elevados

geralmente indicam falhas na geração da malha. O fator de deformação mede o ângulo de desvio entre o plano que contém uma célula e o que contém sua vizinha adjacente, exibido na Figura 10. Já o desvio paralelo mede o quão distante um par de lados opostos da célula estão da condição de paralelos, o que pode ser observado na Figura 11.

Figura 10 - Esquema ilustrativo para caracterização do fator de deformação da malha.

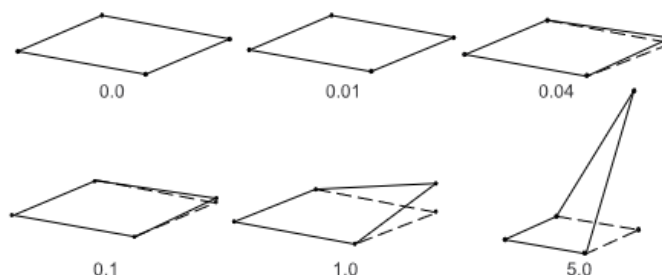
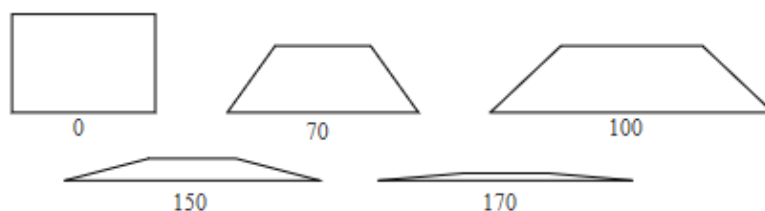


Figura 11 - Esquema ilustrativo para caracterização do teste *parallel deviation*.



3. MATERIAIS E METÓDOS

No capítulo 2 foram discutidos de maneira geral os diferentes tipos e configurações de trocadores de calor, bem como as metodologias de análise e as equações básicas para descrever o fenômeno da transferência de calor. Neste capítulo será vista a aplicação dos métodos analíticos para o trocador de calor em estudo, além de apresentar a operação de unidade experimental utilizando o equipamento e o estudo da fluidodinâmica interna do trocador através do banco de dados *ANSYS-Fluent®*, de modo a avaliar o desempenho energético do equipamento e realizar as comparações pertinentes entre estas metodologias.

3.1. CARACTERIZAÇÃO DO EQUIPAMENTO

Neste estudo, foi utilizado um trocador de calor pertencente à FEQUI-UFU. O equipamento é confeccionado em aço INOX, com diâmetros nominais de 97,6 mm e 9,525 mm para a carcaça e os tubos internos, e espessuras de 2 mm e 1,2 mm, respectivamente. O trocador de calor pode ser observado na Figura 12.

Figura 12 - Foto tirada do TCCT em estudo.



Na construção do equipamento o cabeçote de recirculação e os espelhos foram soldados à estrutura, enquanto o cabeçote de alimentação foi parafusado. No interior da carcaça, devidamente soldados e apoiados com o auxílio de quatro chicanas situadas 80 mm uma da outra, percorrem vinte e seis tubos internos, arranjados em passo triangular, conforme demonstra-se na Figura 13. Para uma melhor noção da constituição interna do aparato, é mostrada também a Figura 14.

Figura 13 – Ilustração do arranjo interno dos tubos e projeto das chicanas.

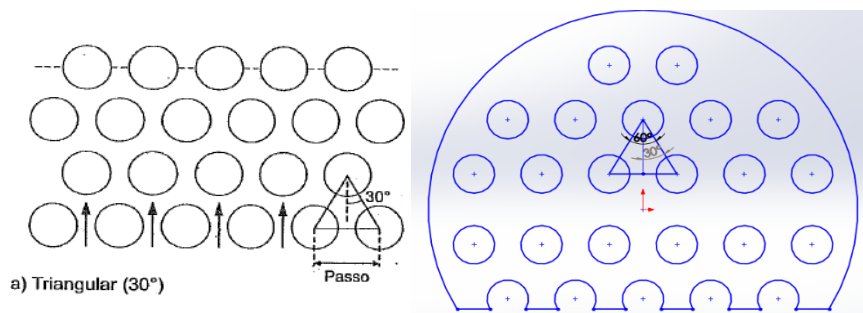


Figura 14 - Foto tirada dos detalhes internos do TCCT em estudo.



3.2. AS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO

De modo a promover um exemplo simples de aplicação de trocadores de calor, o mesmo fluido foi utilizado tanto como fluido frio como fluido quente para a operação do trocador.

Neste caso em específico, a água foi escolhida, por se tratar de uma substância com amplo acesso de propriedades na literatura e devido a sua facilidade operacional.

Para garantir que haja fluxo de calor entre os dois fluidos de trabalho, as alimentações de água serão feitas à temperaturas distintas, sendo a da alimentação quente, na região dos tubos internos, feita ao redor de 60 °C e, a alimentação fria na carcaça, aproximadamente à 25 °C. Outra informação importante que foi admitida para o fechamento do grau de liberdade do problema foram as vazões mássicas de alimentação, sendo a do fluido quente de $1 \frac{l}{min}$ e, do fluido frio, de $2,5 \frac{l}{min}$. Como o sistema está operando com substâncias líquidas, os valores de c_p praticamente não são afetados pelas mudanças de temperatura, ainda mais da ordem abordada neste caso de análise. Desta forma, foi adotado que os calores específicos terão seu valor constante em cada corrente de análise. Os valores das propriedades da água nas temperaturas de análise são mostrados na Tabela 1.

Tabela 1 - Propriedades físicas dos fluidos de trabalho.

Substância	$\rho \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$	$\mu \left[\frac{Kg}{m.s} \right]$	$k \left[\frac{W}{m.K} \right]$	$c_p \left[\frac{J}{Kg.K} \right]$
Água _(l) à 25°C	997,13	$0,891.10^{-3}$	0,617	4.181,4
Água _(l) à 60°C	983,13	$0,467.10^{-3}$	0,660	4.184,3

3.3. O COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA TÉRMICA

O primeiro passo para a caracterização da eficiência do equipamento em estudo é a determinação do coeficiente global de transferência de calor, o que foi feito seguindo o procedimento descrito nesta seção.

Primeiramente, foi necessário determinar o regime de escoamento dos fluidos da carcaça e dos tubos, pois, foi esta informação que induziu a escolha das correlações para o número de Nusselt e, conseqüentemente, o cálculo dos coeficientes convectivos de transferência de calor. Para guiar este procedimento, é mostrado novamente a Equação 1, que representa o cálculo do número de Reynolds. Assim, vemos que o diâmetro das regiões de escoamento e as propriedades dos fluidos, no caso a água, são conhecidos, porém ainda é necessária a determinação da velocidade de entrada da água, que além de ser utilizada para o cálculo manual de Reynolds, é um dos parâmetros de entrada para a realização da simulação no *ANSYS-Fluent*®.

$$Re = \frac{Dv\rho}{\mu} \quad (Eq\ 1)$$

Para a determinação da velocidade do fluido a partir das vazões mássicas de entrada, foram utilizados como fatores de correção de unidade a massa específica do fluido e a área transversal de escoamento dos mesmos. Vale ressaltar que a área de seções circulares pode ser calculada pela Equação 31.

$$A_t = \frac{\pi D^2}{4} \quad (Eq. 31)$$

Assim, utilizando a Equação 31, foi possível calcular a área de entrada nos tubos internos que, multiplicada pelo total de 13 tubos presentes na seção superior de escoamento, representará a área transversal total disponível na região dos tubos internos, que será utilizada para correção do valor da velocidade. Tal correção foi necessária devido a mudança de diâmetro das tubulações, tendo como base o princípio da continuidade do fluido, segundo a Equação 32. Em relação à área de escoamento da carcaça, o primeiro passo foi o cálculo do chamado *diâmetro equivalente* (D_{eq}) de escoamento, que se trata de um diâmetro teórico que é utilizado para mensurar o espaço disponível para escoamento no casco do trocador. O cálculo de D_{eq} para trocadores de calor do tipo tubo-carcaça com arranjo de tubos em passo triangular, como no caso do equipamento de estudo, pode ser feito através da Equação 33.

$$v_2 = \frac{A_1}{A_2} v_1 \quad (Eq. 32)$$

$$D_{eq} = \frac{4P_T^2 - \pi D_e^2}{\pi D_e} \quad (Eq. 33)$$

Na equação acima, P_T é uma variável geométrica do trocador de calor, que representa a distância entre dois centros dos tubos internos, e D_e se trata do diâmetro externo dos tubos, considerando sua espessura. Uma vez conhecidos os diâmetros de escoamento necessários e realizar a conversão apropriada da vazão mássica à velocidade de entrada, é então possível utilizar a Equação 1 para a determinação dos valores de Reynolds para o escoamento nos tubos e na carcaça.

Uma vez determinados os valores de Reynolds, é então necessário calcular o número de Prandtl referente aos sistemas. Para tal, três informações são necessárias, o calor específico dos fluidos, suas viscosidades dinâmicas e seus valores de condutividade térmica. Sabe-se que o calor específico de líquidos é pouco alterado pela mudança de temperatura do sistema, ainda

mais considerando uma faixa de pequena magnitude entre 25 °C e 60 °C, tais efeitos são praticamente inexistentes. Já a condutividade térmica é uma propriedade intrínseca do material que mensura o grau de resistência da substância à transferência de calor, tendo seu valor tabelado para uma vasta gama de metais, líquidos e gases. Os valores de k também não sofrem variações consideráveis devido a mudanças de temperatura da ordem de grande de que se trata o caso em análise, podendo serem admitidos seus valores constantes em cada corrente, em suas temperaturas de entrada.

Com os dados contidos na Tabela 1 em conjunto com a já passada Equação 2, é então calculado o valor do número de Prandtl para os tubos e para a carcaça. Com tais valores em mãos é possível calcular os coeficientes convectivos de transferência de calor de cada fluido em escoamento através da utilização da correlação adequada e da definição do número de Nusselt, abordada nas Equações 8 e 9. Por sua vez, com os valores das áreas superficiais de escoamento, calculadas pela Equação 28, e dos coeficientes de película h_i e h_o , é finalmente possível a determinação do coeficiente global de transferência de calor (U_0) do equipamento em estudo.

Uma vez conhecido o valor real do coeficiente global de troca térmica, pode-se contornar a falta das informações de temperaturas de saída, o que levaria a um processo iterativo devido a função logarítmica presente na ΔT_{DMLT} , utilizando o método da efetividade para determinação do calor trocado pelos fluidos e, conseqüentemente, das temperaturas de saída dos fluidos. Na próxima seção serão apresentados os detalhes do algoritmo proposto pelo método ϵ -NUT para fechamento da avaliação térmica do trocador de calor.

3.4. APLICAÇÃO DO MÉTODO DA EFETIVIDADE ϵ -NUT

Como já foi relatado na seção 2.1.4, o método da efetividade é uma rota alternativa para a determinação da eficiência energética de um trocador de calor, extremamente útil em casos em que não se conhece alguma das temperaturas de entrada ou saída dos fluidos de trabalho, pois, desta forma a utilização da DTML envolveria um procedimento iterativo de difícil convergência. Nestes casos, a análise é efetuada mais facilmente pela utilização de método baseado na efetividade do equipamento em transferir uma determinada quantidade de calor. Além disso, o método da efetividade também oferece muitas vantagens no que tange à análise de problemas onde deve ser realizada uma comparação entre várias configurações de trocadores de calor, com o objetivo de selecionar o tipo mais adequado para uma determinada função.

Já exposto ao decorrer do trabalho, a efetividade de um trocador é a razão entre a quantidade de calor realmente transferida e a máxima troca de calor possível no sistema, considerando que um dos fluidos sofresse uma variação de temperatura igual à máxima diferença de temperatura presente no trocador, que é a diferença entre as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio. A máxima troca possível, também chamada de quantidade de calor ideal, pode ser facilmente determinada através da utilização da Equação 26. Neste ponto cabe ressaltar que a máxima diferença de temperatura ocorre no fluido que possui o mínimo valor do produto (mc_p), pois, pelo balanço de energia, o calor recebido por um fluido deve ser igual ao calor perdido pelo outro.

Após determinado o valor da máxima troca de calor possível no sistema, é necessário determinar os valores dos parâmetros C_r e NUT , calculados pelas Equações 27 e 28, respectivamente. Com estes valores em mãos, é possível determinar o valor da efetividade do TCCT com dois passes nos tubos e um na carcaça, utilizando a Equação 30.

Uma vez conhecido o valor de ε , é possível determinar a taxa de transferência de calor real entre os fluidos, permitindo assim estimar as temperaturas finais de cada corrente e analisar o desempenho térmico do TCCT em estudo.

3.5. UNIDADE EXPERIMENTAL

Como já foi destacado neste trabalho, o CFD permite um estudo detalhado de um determinado sistema de modo a diminuir a quantidade de experimentos necessários para se comprovar a aplicabilidade de um determinado modelo. Muitas vezes, a simulação fluidodinâmica já é capaz de diagnosticar possíveis fontes de erros, permitindo o refinamento e validação de um projeto. Contudo, sempre que possível é apreciável que exista ao menos alguns testes experimentais com o equipamento em escala piloto, promovendo a mesma condição de operação que será estabelecida no equipamento real, de modo a comprovar na prática os resultados obtidos tanto pela simulação quanto pelos métodos analíticos ou, ao menos, estabelecer argumentos capazes de explicar possíveis desvios e os corrigir, caso sejam observados.

Neste sentido, é apresentado na Figura 15 a unidade experimental que foi montada no Laboratório Didático da FEQUI/UFU, que utiliza o trocador de calor apresentado na seção 3.1, cerne de todo o trabalho. Como pode ser observado na figura, os fluidos são direcionados aos

bocais de entrada e nos de saída através do uso de mangueiras, e a água quente é gerada na câmara destacada na Figura 16.

Figura 15 - Unidade experimental montada para realização de teste no TCCT em estudo.

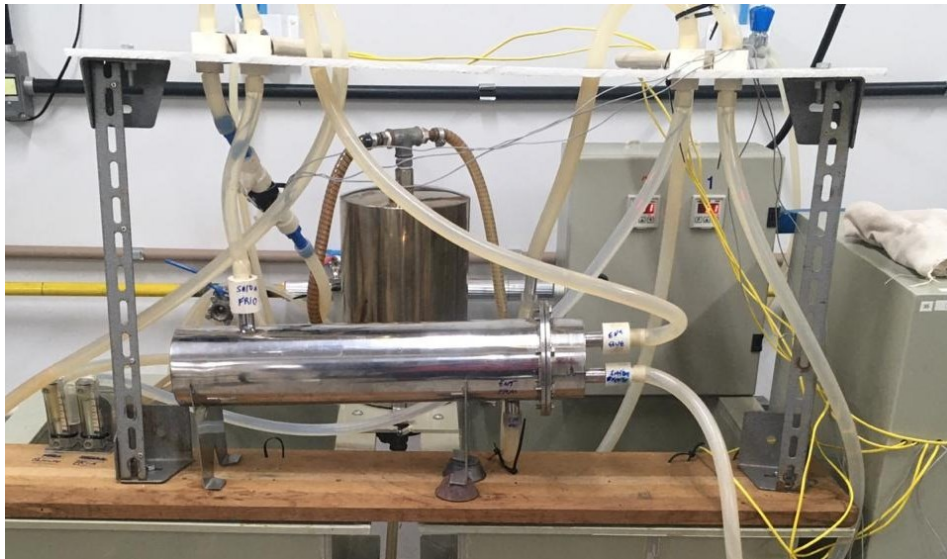
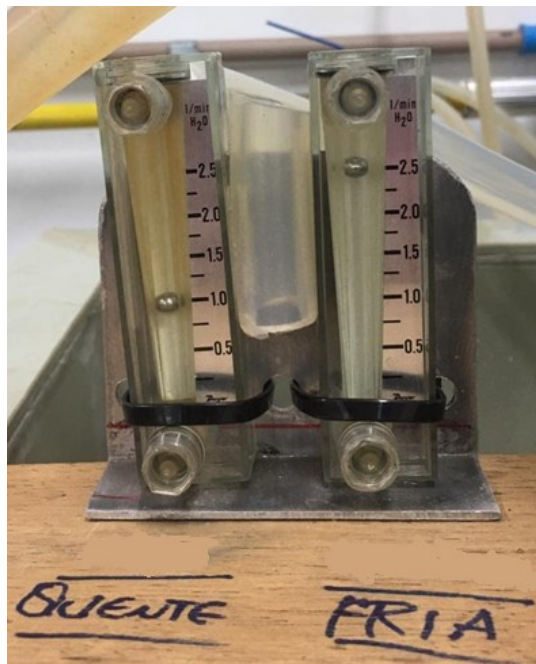


Figura 16 - Visão da unidade experimental explicitando a câmara de aquecimento de água.



Uma vez ligada a unidade e travadas as vazões de entrada no equipamento, os resultados eram mostrados em tempo real em um computador acoplado ao sistema, permitindo uma observação rápida das temperaturas de saída do trocador a cada intervalo de poucos segundos. As vazões de alimentação eram travadas no controlador de vazão, sendo aferidas e indicadas ao usuário através do manômetro mostrado na Figura 17.

Figura 17 - Manômetros para medição das vazões de entrada dos fluidos de trabalho.



De modo a permitir um estudo mais amplo e averiguar a influência das vazões de entrada na eficiência térmica do sistema, foram realizados quatro ensaios com vazões de alimentação distintas. Os pares de vazões em estudo são mostrados na Tabela 2. Cabe ressaltar que a cada mudança de condição de escoamento, era esperado um certo período de tempo para que o sistema se adaptasse à nova operação e o escoamento permanente tivesse sido desenvolvido.

Tabela 2 - Informações dos ensaios experimentais realizados.

Ensaio	Vazão de entrada do fluido	
	quente – tubos $[l/min]$	frio – carcaça $[l/min]$
1	1,0	2,5
2	0,75	2,5
3	1,0	2,25
4	0,75	2,25

Uma vez determinadas experimentalmente as temperaturas de saída dos fluidos, é possível realizar uma comparação minuciosa entre os resultados obtidos pelas três metodologias abordadas nesta seção 3, permitindo ao leitor uma visão ampla e contextualização das diversas técnicas utilizadas para avaliação do projeto de um trocador de calor casco e tubo.

3.6. O EQUIPAMENTO SOB A ÓTICA DO CFD

3.6.1. DESIGN DO TROCADOR

Para iniciar uma simulação em fluidodinâmica computacional, primeiramente é necessária a construção de uma geometria tridimensional, criada para delimitar o espaço físico por onde percorrerão os fluidos de trabalho e onde ocorrerá o fenômeno físico de análise. Cabe ressaltar que não é apenas porque foi criada uma geometria parecida com um trocador de calor que ela se comportará como tal. A garantia de que haverá esta similaridade de comportamento se dará adiante, na etapa de definição das condições de operação e modelos de resolução, que serão as ferramentas utilizadas para realmente simular a geometria criada como um trocador de calor. Ainda assim, esta é uma etapa de fundamental importância para o projeto de uma simulação, e requisita conhecimento das regiões e dimensões do equipamento, alinhamentos exatos entre as diversas peças existentes, entre outros cuidados de modo a conferir a geometria criadas aspectos mecânicos e térmicos similares a da estrutura que se quer simular.

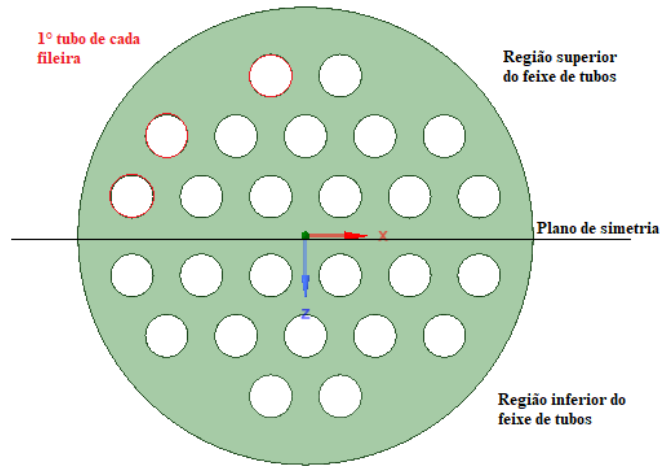
A geometria do trocador de calor casco e tubo, criada para este trabalho, foi desenvolvida utilizando o software *SpaceClaim®*, uma ferramenta da marca *ANSYS 2019 R2®* para criação de desenhos e estruturas bi e tridimensionais.

A realização desta etapa foi feita através da divisão da estrutura do trocador de calor em partes menores de modo a facilitar a criação do design completo. O projeto foi iniciado pela carcaça externa, utilizando ferramentas simples de desenhos circulares com o acréscimo da função “pull” presente no software, que permite expandir uma determinada região 2D para uma geometria 3D, seguindo a orientação do desenho previamente estipulado. Para a confecção dos bocais de entrada e saída da carcaça foi utilizada uma ferramenta de recorte para criar os orifícios na carcaça por onde passarão os bocais e, então, seguindo a mesma tática já abordada foi desenhado o contorno do bocal e, utilizando a função “pull”, foi erguida as geometrias dos bocais. Após este passo, foi utilizada uma ferramenta de alinhamento, para introduzir os bocais corretamente nos orifícios presentes na carcaça.

A segunda estrutura criada foi o feixe de tubos internos do equipamento. Para auxiliar no entendimento desta etapa apresenta-se abaixo a Figura 18, onde vê-se claramente a quantidade de tubos bem como a disposição entre eles. Na abordagem utilizada foi criado o primeiro tubo de cada fileira da região superior de escoamento e, então, com o auxílio da ferramenta “linear pattern” eram criados os outros tubos de cada fileira horizontal, seguindo o padrão do primeiro tubo e distantes um do outro de uma distância pré-programada. Para a criação da região de tubos inferior foi desenhado um plano que dividia simetricamente as duas regiões

e, utilizando a função “espelhar” foi criada a região inferior dos feixes de tubos, totalizando os 26 tubos existentes.

Figura 18 – Demonstrando a operação de preenchimento automático e a função espelhar no *ANSYS-SpaceClaim®*.



No seguimento do projeto foram criados os cabeçotes de alimentação/saída e o de recirculação, que depois foram unidos à geometria da carcaça, compondo todo o corpo externo do trocador. Por fim, foram criadas as partes hidráulicas internas do equipamento, os espelhos dianteiro e traseiro e as quatro chicanas utilizadas para aumentar a turbulência no escoamento no interior da carcaça.

Para o desenvolvimento das chicanas, primeiramente eram confeccionadas geometrias similares aos espelhos e, então, eram cortados na fração de corte (l_c) estipulada pela equação 34, abaixo apresentada, utilizando para tal um plano de corte junto com a função “split body”. Na equação abaixo, a variável D_{ic} se trata do diâmetro interno da região da carcaça.

$$l_c = 0,25 \cdot D_{ic} \quad (Eq. 34)$$

Inicialmente, toda a estrutura do trocador de calor fora confeccionada adotando as espessuras de projeto para todas as entidades geométricas existentes. Como o material de confecção do trocador de calor é aço INOX e, desta forma apresenta um alto valor de condutividade térmica, a resistência ao fluxo de calor presente nesta pequena espessura seria praticamente desprezível de qualquer forma. Todavia, para efeitos de simplificar a simulação, foram eliminadas estas espessuras em um segundo projeto criado, podendo ser atribuídas às superfícies que limitam o escoamento do fluido simplesmente a condição de contorno do tipo parede.

3.6.2. A CRIAÇÃO DA MALHA COMPUTACIONAL

A malha computacional proposta para o projeto foi confeccionada utilizando o software *Meshing*®. Além da criação da malha propriamente dita, foi nele que foram utilizadas ferramentas de refino adequadas para o melhoramento da malha, bem como detecção das zonas limites e demais regiões importantes para a definição dos limites de escoamento e do processo de transferência térmica.

O primeiro passo no software foi ler a geometria criada no *SpaceClaim*® para então aplicar sobre ela o comando *mesh*, responsável por gerar a malha mediante parâmetros pré-estabelecidos que orientaram a forma de criação da malha. A partir deste ponto, foi possível observar as células de vários formatos que recobriam toda a estrutura do trocador de calor e, além disto, eram destacados o número de células existentes bem como sua distribuição em relação a suas formas.

Após o primeiro contato com a malha, alguns foram realizados certos melhoramentos em sua estrutura. Nas paredes interna e externa dos tubos, bem como na interna da carcaça, foi realizado um certo grau de refino da malha, justamente por ser a região onde fundamentalmente será observado o fenômeno de troca térmica, permitindo uma maior precisão nos resultados adquiridos.

Outra tarefa que é realizada nesta etapa do projeto é a definição das chamadas *named selection*, que se tratam das regiões limites de escoamento: entradas, saídas, parede etc. A definição destas regiões é de extrema importância, pois será a partir delas que será orientada a simulação no software *Fluent*®, na próxima etapa do projeto.

Após a definição da malha computacional que a priori seria utilizada para este trabalho, foram aplicados alguns testes de qualidade para permitir maior confiança em relação a malha criada e visualizar se ela encontrava-se dentro dos padrões mínimos necessários para geração de uma simulação eficiente. Dentre os testes abordados destacam-se aqui os testes de ortogonalidade (*orthogonal quality*) e deformação (*skewness*) pois caracterizam-se como os mais cruciais para garantir viabilização de uma simulação fluidodinâmica em CFD.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1. RESPOSTAS ANALÍTICAS DO SISTEMA

Para utilização das equações do método da efetividade, apresentadas no Capítulo 2, foi necessário primeiramente determinar o coeficiente de troca térmica global do equipamento em

estudo. Para tal, foram primeiramente determinados os coeficientes convectivos de transferência de calor nos líquidos, utilizando correlações específicas que utilizam como variáveis de entrada os valores do número de Reynolds e do número de Prandtl que, por sua vez, dependem das características mecânicas do equipamento das condições de escoamento. Nesta etapa do projeto, serão apresentados os resultados obtidos ao longo deste algoritmo de solução, atentando para as principais hipóteses utilizadas para viabilizar a resolução.

Foram determinadas as velocidades de escoamento no interior dos tubos e na carcaça e as vazões mássicas do sistema, uma vez que foram estipuladas as vazões volumétricas. Contudo, como uma das variáveis de entrada para a realização da simulação CFD no *Fluent*® é a velocidade nos bocais de entrada do equipamento, elas também foram determinadas. A determinação da velocidade foi feita utilizando informação da vazão de entrada do sistema em conjunto com a área transversal de escoamento e a massa específica dos fluidos, resultando nos valores presentes nas Tabelas 3 e 4.

Tabela 3 - Vazões mássicas de entrada das correntes fluidas.

	Fluido Quente – Tubos	Fluido Frio - Carcaça
Vazão mássica $[\text{kg/s}]$	0,0164	0,0415

Tabela 4 - Informações de velocidades em determinadas regiões de interesse do escoamento.

	Bocal Quente	Tubos	Bocal frio	Carcaça
Velocidade $[\text{m/s}]$	0,094	0,018	0,234	0,508

Uma vez determinados as velocidades de escoamento nas duas regiões de interesse, e conhecendo os valores das propriedades dos fluidos de trabalho e das dimensões do equipamento, pode-se finalmente determinar os valores dos números de Reynolds e Prandtl para os dois sistemas.

Após calculado o número de Reynolds, é possível determinar o tipo de escoamento em que se encontra o fluido de análise e, desta forma, utilizar a correlação mais apropriada para cálculo do número de Nusselt. A Tabela 5 exhibe os resultados obtidos na descrição deste parágrafo.

Tabela 5 - Valores de Reynolds, Prandtl e a caracterização do escoamento das correntes.

	Número de Prandtl – Pr	Número de Reynolds - Re	Escoamento	Correlação para Nusselt – Nu
Carcaça	6,04	5816,81	Turbulento	Equação 9-b
Tubos	2,96	361,73	Laminar	Equação 7

À luz das informações contidas na tabela acima e, utilizando as correlações de Nusselt indicadas na seção 2.1.2 deste trabalho, finalmente é possível determinar os valores dos coeficientes convectivos de transferência de calor dos líquidos dos tubos e da carcaça. Após terminada esta etapa, pode ser estimado o valor do coeficiente global de transferência de calor, através da utilização da Equação 10. Os resultados aqui descritos são evidenciados na Tabela 6.

Tabela 6 – Determinação dos coeficientes de transferência de calor.

Coeficiente convectivo interno - h_i $[W/m^2.K]$	Coeficiente convectivo externo - h_o $[W/m^2.K]$	Coeficiente global de troca térmica U $[W/m^2.K]$
341,75	2.389,89	209,99

Com o valor do coeficiente global U_0 é possível então aplicar o método da efetividade para o trocador de calor em estudo, afim de determinar as temperaturas de saída dos fluidos de trabalho e as variações de temperatura sofrida por eles. Para tal, foi primeiramente determinado qual corrente apresentava o menor valor de capacidade calorífica, através do produto entre as vazões mássicas das correntes pelos seus respectivos calores específicos, resultando nos valores apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 - Determinação das capacidades caloríficas das correntes.

	Corrente quente	Corrente fria
Capacidade calorífica - $(m_i c_{pi})$ $[W/K]$	68,62	173,93

Observando os resultados obtidos na Tabela 7, pode-se afirmar que a corrente quente é a que apresenta o menor valor de capacidade calorífica sendo, portanto, aquela que apresentará

a maior variação de temperatura no sistema e que será utilizada para determinação da taxa de calor ideal. Prosseguindo com o desenvolver da técnica, foram calculados os parâmetros necessários que caracterizam o processo de transferência térmica no interior do equipamento, C_r , NUT e a taxa de transferência de calor máxima do sistema, que é calculada admitindo a maior variação de temperatura presente no equipamento, a diferença das temperaturas de entrada das correntes. Os resultados obtidos para os parâmetros que alimentam o método da efetividade são disponibilizados na Tabela 8.

Tabela 8 – Determinação dos parâmetros de alimentação para o método da efetividade.

Taxa de transferência de calor ideal - Q_{ideal} [W]	C_r	NUT
2.399,66	0,39	1,19

Com os valores da razão entre as capacidades caloríficas das correntes e do número de unidades de transferência, é possível determinar o fator de efetividade da troca térmica, através da utilização da Equação 30. Uma vez conhecido o valor de ϵ , pode ser efetuado o cálculo da quantidade de calor real que é transferida entre os dois fluidos e, conseqüentemente, torna-se possível encontrar o valor das temperaturas de saída dos fluidos de trabalho utilizando as equações provenientes do balanço de energia. Os resultados finais obtidos são evidenciados na Tabela 9, abaixo apresentada.

Tabela 9 – Desempenho térmico teórico do TCCT em estudo.

Fator de efetividade - ϵ	Taxa de calor real - Q [W]	T_f [°C]	T_q [°C]
0,57	1377,18	32,93	39,91

Devido a uma quantidade relativa de material quente menor que o frio, a corrente no interior dos tubos sofreu uma variação de temperatura inferior à variação da corrente fria que percorreu a carcaça, sendo a quente aproximadamente igual 20°C e a variação fria de 8°C. Cabe também a ressaltar o valor do fator de efetividade, que se situou ao redor de 60%, um valor mediano no que tange à eficiência térmica de trocadores de calor tubo carcaça. Tal valor provavelmente deveu-se pela limitação das condições de operação, que tinham por exemplo, como valores limites para as vazões dos fluidos de $1 \frac{l}{min}$ e $2,5 \frac{l}{min}$, de modo a possibilitar a comparação com a unidade experimental apresentada na seção 3.6, valores de temperaturas de

alimentação dos fluidos pouco distantes entre si, devido a limitação do sistema de aquecimento de água e, talvez, por algum erro de dimensionamento do trocador de calor estudado.

4.2. TESTES DE BANCADA

Como foi comentado na seção 3.6 deste trabalho, as vazões de entradas dos fluidos de trabalho foram variadas, de modo a averiguar seu impacto no processo de transferência térmica promovido no equipamento de estudo. Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos para os quatro ensaios realizados, permitindo uma observação clara das condições estabelecidas na unidade de testes.

A Tabela 10 fornece os valores das temperaturas de entrada, saída e de sua variação (ΔT_f e ΔT_q) para o Ensaio 1, no qual as vazões de trabalho foram de $1 \frac{l}{min}$ e $2,5 \frac{l}{min}$ para os fluidos quente e frio, respectivamente. Observa-se que a corrente de menor vazão, como os valores dos calores específicos são iguais, é a que apresenta a maior variação de temperatura, conforme já amplamente revisado na teoria.

Tabela 10 - Resultados obtidos para o Ensaio 1.

Pontos	T_{f0} [°C]	T_f [°C]	T_{q0} [°C]	T_q [°C]	ΔT_f [°C]	ΔT_q [°C]
1	24,93	28,74	59,82	46,70	3,81	13,12
2	25,00	28,89	59,75	46,70	3,89	13,05
3	24,93	28,74	59,82	46,63	3,81	13,19
4	24,93	28,67	60,04	46,55	3,74	13,49
5	24,71	28,81	60,12	46,85	4,10	13,27

Através da análise da Tabela 10, é possível averiguar que o estado estacionário do sistema foi atingido, visto que os valores dos parâmetros praticamente não alteram mais seu valor, sendo que a corrente fria sofreu em média um aumento de 4 °C, enquanto que a corrente quente apresentou uma queda aproximada de 13 °C.

Agora, serão apresentados os resultados dos demais ensaios realizados no trocador de calor, evidenciando a influência das vazões de entrada no desempenho energético do sistema. Primeiramente, na Tabela 11, pode-se averiguar os resultados obtidos no Ensaio 2, utilizando vazões de água de $0,75 \frac{l}{min}$ e $2,5 \frac{l}{min}$, para os fluidos dos tubos e da carcaça, respectivamente.

Pode-se observar que houve uma diminuição média da variação de temperatura do fluido frio e um aumento na do fluido quente, pois foi utilizada uma mesma vazão fria para uma vazão quente inferior à abordada no Ensaio 1. Desta forma, devido ao aumento da massa fria, o calor trocado não foi o suficiente para manter a variação de temperatura fria por volta de 4 °C, tendo seu valor decaído na média de 0,5 °C, contudo, foi capaz de aumentar a queda de temperatura da corrente quente em aproximadamente 1 °C.

Tabela 11 – Resultados obtidos para o Ensaio 2.

Pontos	T_{f0} [°C]	T_f [°C]	T_{q0} [°C]	T_q [°C]	ΔT_f [°C]	ΔT_q [°C]
1	25,22	28,74	59,82	46,33	3,52	13,49
2	25,15	28,67	59,68	46,70	3,52	12,98
3	25,07	28,67	61,07	46,63	3,60	14,44
4	25,07	28,67	61,80	46,33	3,60	15,47
5	25,07	28,74	62,02	46,63	3,67	15,39

Já na Tabela 12, são apresentados os resultados do ensaio de número 3, no qual as vazões dos tubos e da carcaça foram de $1 \frac{l}{min}$ e $2,25 \frac{l}{min}$, respectivamente. Analisando os resultados, evidencia-se o efeito contrário ao descrito na Tabela 11, com a diminuição da quantidade relativa de material frio sobre o quente, o fluido frio sofreu um aumento de temperatura superior ao encontrado no Ensaio 1, enquanto o quente demonstrou uma queda inferior de temperatura.

Tabela 12 – Resultados obtidos para o Ensaio 3.

Pontos	T_{f0} [°C]	T_f [°C]	T_{q0} [°C]	T_q [°C]	ΔT_f [°C]	ΔT_q [°C]
1	25,15	30,65	59,97	46,99	5,90	12,99
2	25,22	30,79	60,12	46,63	5,57	13,49
3	25,15	30,50	60,12	46,63	5,35	13,49
4	25,22	30,90	61,00	46,26	5,28	14,74
5	25,07	30,43	60,15	46,70	5,36	13,45

Por fim, na Tabela 13 tem-se os resultados do Ensaio 4, no qual ambas as vazões são variadas quando em comparação ao Ensaio 1, utilizando para os fluidos quente e frio, respectivamente, as vazões de $0,75 \frac{l}{min}$ e $2,25 \frac{l}{min}$. Pode ser observado que os resultados deste último ensaio repercutirão aos do Ensaio 2, pois, mesmo que ambas as vazões tenham sido diminuídas, o aumento percentual não foi o mesmo, fazendo com que razão entre a massa fria e a massa quente mais uma vez aumentasse. Isso propiciou mais uma vez o aumento na queda de temperatura do fluido quente, ainda que em custo da diminuição da variação de temperatura da corrente fria. Agora, fica evidente os diversos efeitos que a variação das vazões de entrada do trocador podem ter sobre o desempenho térmico do mesmo.

Tabela 13 - Resultados obtidos para o Ensaio 4.

Pontos	T_{fo} [°C]	T_f [°C]	T_{q0} [°C]	T_q [°C]	ΔT_f [°C]	ΔT_q [°C]
1	25,29	29,77	60,56	43,70	4,48	16,86
2	25,29	29,84	60,48	43,33	4,55	17,15
3	25,29	29,62	60,34	43,40	4,33	16,94
4	25,37	29,77	60,34	43,04	4,40	17,30
5	25,37	29,84	60,26	43,04	4,47	17,22

Através da análise desta seção é possível perceber que a escolha da condição de operação que deve ser utilizada no sistema é intimamente relacionada ao objetivo do serviço em questão. Ampliando para um patamar industrial, esta decisão seria tomada analisando o custo-benefício econômico e as características do que se espera no processo, como por exemplo, qual a corrente de interesse, se ela passa por uma operação subsequente e se há uma temperatura de entrada requisitada para tal, se o resfriamento ou o aquecimento deve ser priorizado, entre outras questões que repercutirão na escolha das condições de processo.

4.3. A CONCEPÇÃO DA SIMULAÇÃO FLUIDODINÂMICA

4.3.1. O DESING PROPOSTO

Nesta seção serão abordados os resultados obtidos na etapa de criação da geometria do trocador de calor, que foi feita utilizando o software *SpaceClaim®*. Vale ressaltar que as medidas de diâmetro, comprimentos e de cortes necessárias para esta etapa foram todas retiradas do projeto contido na seção 3.1 deste trabalho.

Primeiramente para uma noção geral do equipamento, apresenta-se a Figura 19, na qual são mostrados de forma fragmentadas todas as peças que compõe o design do trocador de calor. É apresentada também a Figura 20, na qual todas as peças são unidas, que será obviamente a conformação para a realização da simulação.

Figura 15 – Vista explodida do design do TCCT..

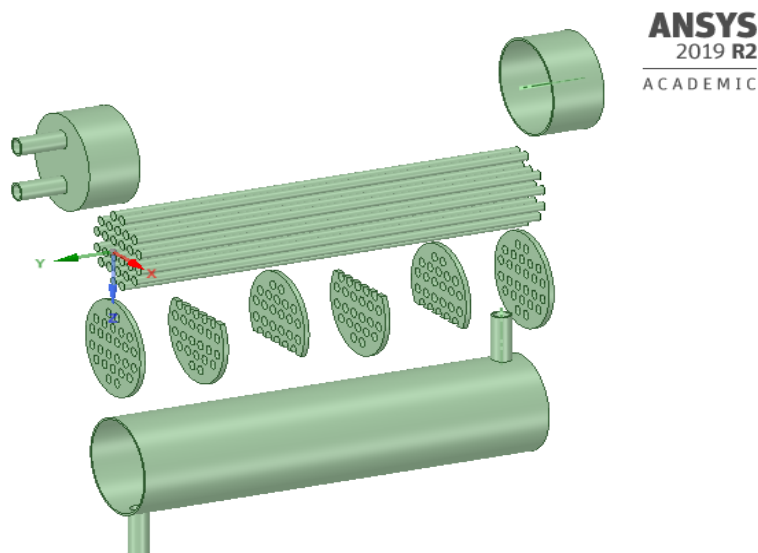
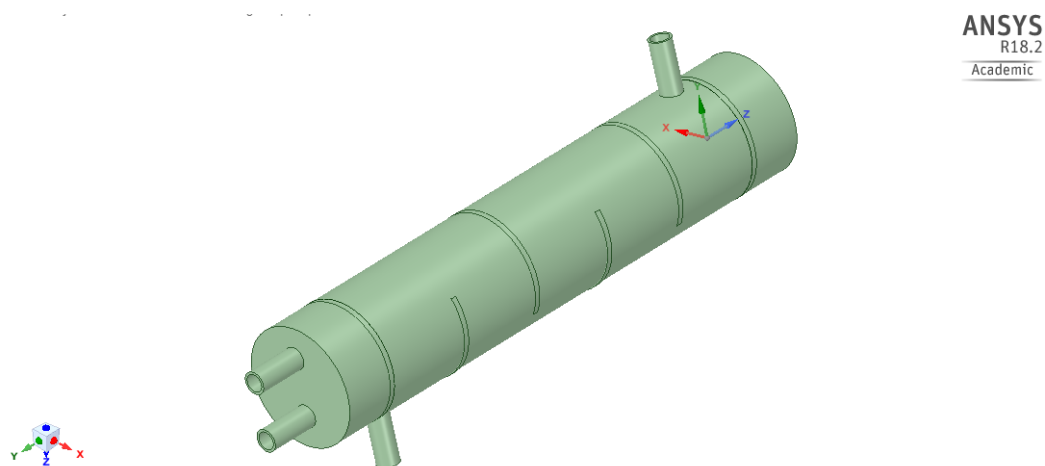


Figura 16 - Montagem completa da geometria do TCCT.



Após uma averiguação geral do equipamento e do alinhamento entre as entidades geométricas que o compõem, cabe aqui ressaltar alguns detalhes internos do equipamento que são de fundamentais para o funcionamento adequado do equipamento real e, portanto, serão indispensáveis para uma simulação fluidodinâmica confiável. Neste sentido, esta pequena revisão será iniciada com o cabeçote de alimentação, apresentado nas Figuras 21 e 22, abaixo, que mostram respectivamente a visão frontal e traseira do cabeçote.

Figura 17 - Vista frontal do desing do cabeçote de alimentação.

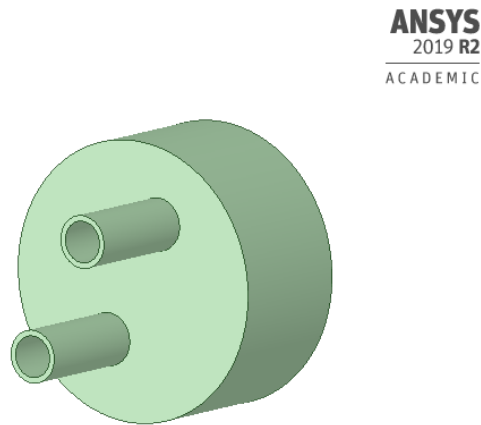
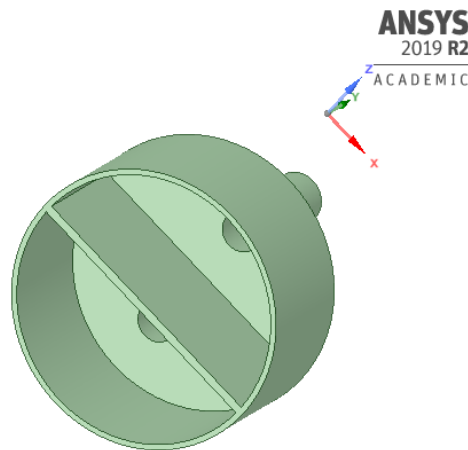


Figura 18 – Vista interna do design do cabeçote de alimentação.



Dois aspectos são de grande importância na estrutura do cabeçote de alimentação: os bocais e a divisória de correntes. Os bocais servirão para alimentar e descarregar o fluido que fará seu caminho pelo interior dos tubos. Todavia, para que esse processo ocorra de forma correta, a divisória de correntes tem o papel essencial de dividir os fluxos de correntes que estão adentrando e saindo dos tubos, de modo que o fluido necessariamente entre e saia do equipamento (não se acumule em seu interior) e que parte do fluido não entre por um bocal e apenas saia por outro, mas que todo ele passe pelo interior dos tubos, o que promoverá o processo de transferência de calor eficiente.

Outra questão importante na montagem da geometria é o alinhamento correto entre as peças geométricas que a compõem. Na Figura 23 pode-se observar a visão frontal do trocador de calor, com o cabeçote de alimentação e o espelho frontal retirados, de modo a averiguar o devido posicionamento interno entre as peças. Por sua vez, a Figura 24 contempla o

equipamento com a retirada da carcaça, deixando evidente o alinhamento externo entre os cabeçotes, espelhos, chicanas e tubos.

Figura 19 - Vista frontal do alinhamento entre as peças da geometria do TCCT.

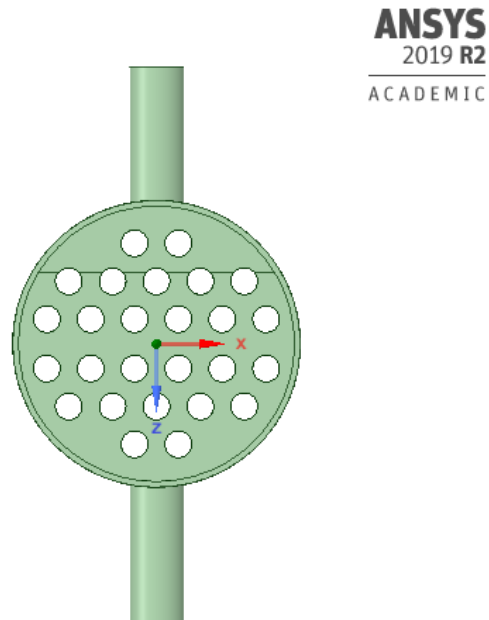
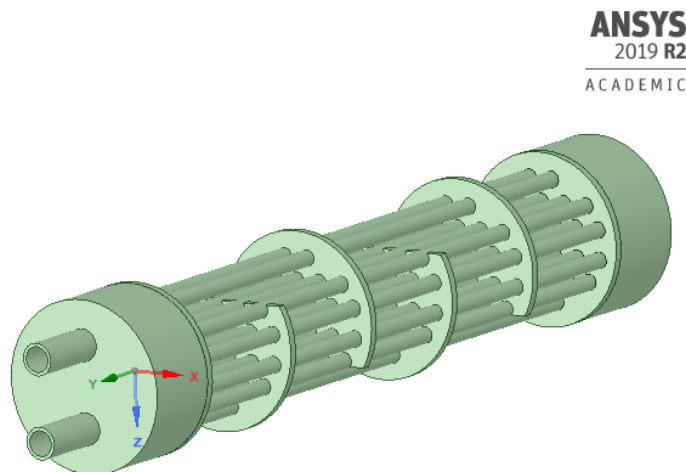


Figura 20 – Vista do alinhamento entre os componentes internos do design do TCCT.



Nas Figuras 25 e 26, evidenciam-se alguns detalhes do feixe de tubos, dos espelhos e das chicanas que são utilizadas como barreiras físicas para aumentar a turbulência do escoamento. Observa-se no feixe de tubos a conformação em passo triangular, conforme estipulado pelo projeto apresentado na seção 3.1.

Figura 21 - Montagem do TCCT sem a carcaça, com enfoque nas regiões de entrada/saída e nas chicanas.

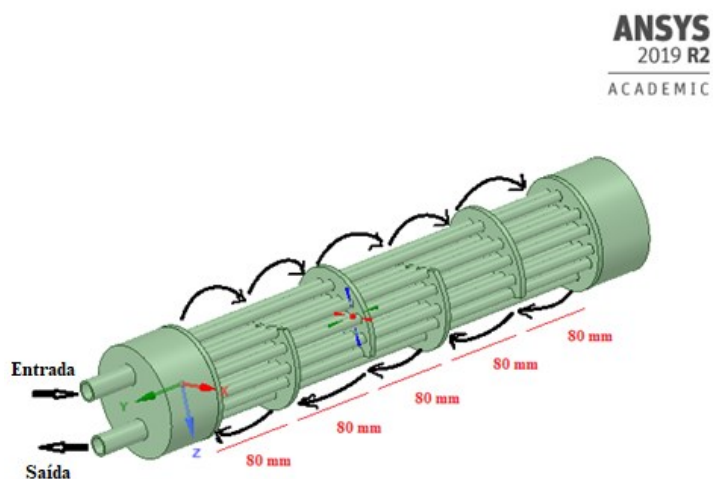
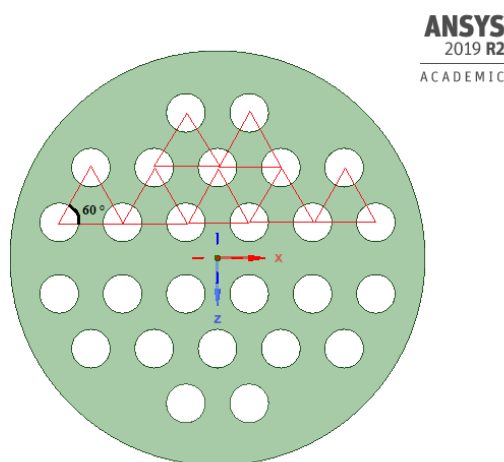


Figura 22 - Design do espelho do TCCT, demonstrando o arranjo triangular entre os tubos internos.



Por fim, são mostradas abaixo as Figuras 27 à 31, que contemplam uma visão mais íntima da carcaça, das chicanas, do feixe de tubos e do cabeçote de recirculação, respectivamente.

Figura 23 - Design da carcaça do TCCT.

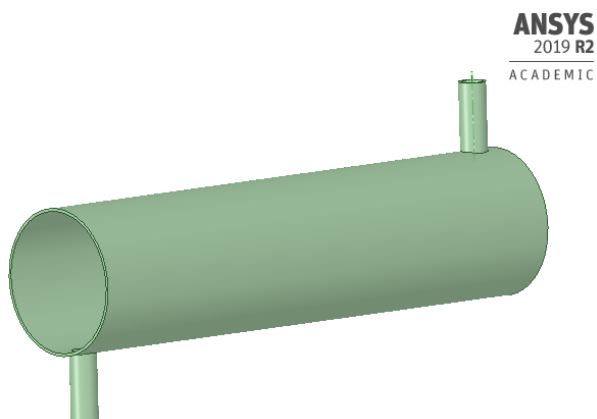


Figura 24 - Design das chicanas do TCCT.

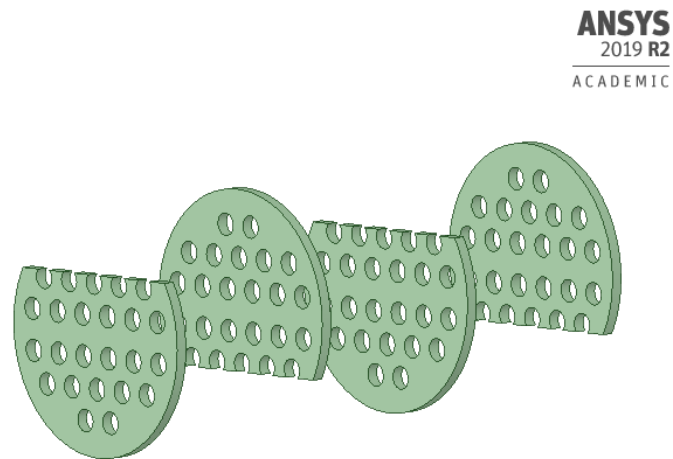


Figura 25 - Design dos 26 tubos internos que compõem o TCCT.

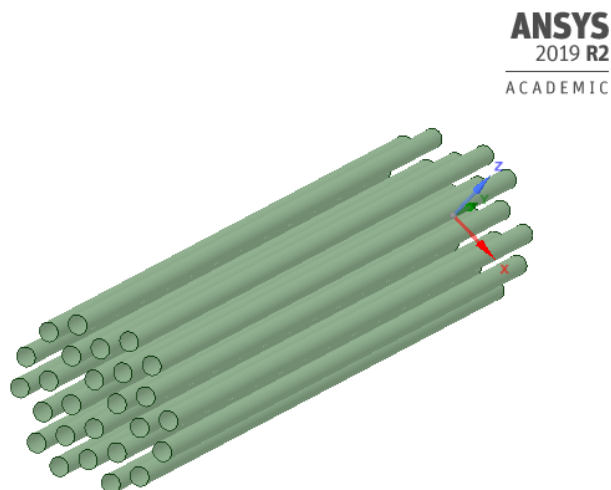


Figura 26 - Vista interna do design do cabeçote de recirculação do TCCT.

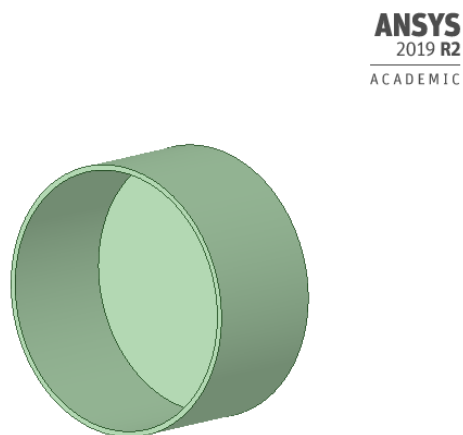
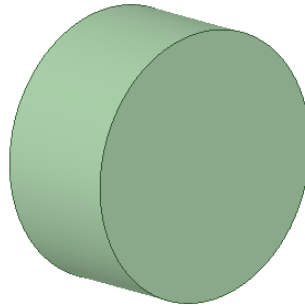


Figura 27 - Vista frontal do design do cabeçote de recirculação do TCCT.

ANSYS
2019 R2
ACADEMIC



Ao fim do trabalho, foi identificado um problema referente à geometria criada nesta seção. Da forma que o design foi realizado, cada parte do trocador de calor foi criada independentemente e, depois, foram devidamente unidas através do uso de ferramentas de alinhamento presente no *SpaceClaim*®. Este caminho escolhido, gerou a criação de uma vasta quantidade de superfícies de contato entre as regiões do equipamento, o que poderá dificultar a viabilização da simulação. Isto ocorre porque no *Fluent*®, cada uma destas regiões de contato deverão ser devidamente caracterizadas afim de gerar um resultado coerente, tornando o processo mais demorado.

4.3.2. DESCREVENDO A MALHA COMPUTACIONAL PROPOSTA

A definição da malha computacional é uma das principais etapas de qualquer simulação fluidodinâmica, sendo uma das principais responsáveis pelo nível de precisão e eficiência da simulação, bem como do esforço computacional que será requerido na busca pela solução. Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos na confecção da malha e, devido sua grande relevância no projeto como um todo, foram propostos cinco testes para evidenciar a qualidade da malha proposta.

Na Figura 32, abaixo, é apresentada uma visão geral da malha confeccionada para o projeto em questão, que se trata de uma malha tetraédrica gerada de forma automatizada pelo software *Meshing*®, com os parâmetros padrões pré-programados na metodologia de resolução. Em adendo, é apresentada a Tabela 14, que apresenta alguns valores estatísticos básicos da malha proposta, que tem sua importância relacionada ao esforço computacional que será requerido para a convergência do resultado.

Figura 28 - A malha computacional confeccionada.

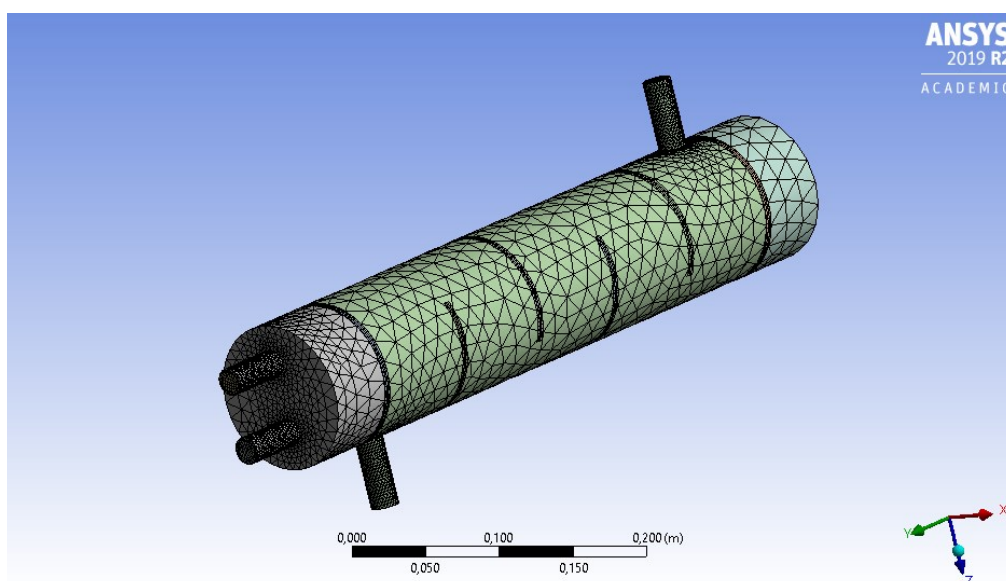
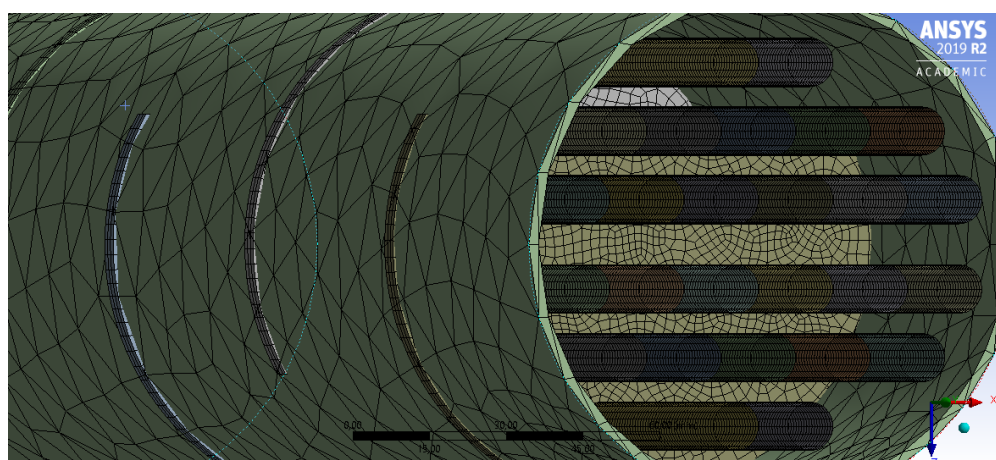


Tabela 14 - Parâmetros básicos da malha proposta.

Nº de células/elementos da malha	Nº de nós da malha
190.898	332.249

Já na Figura 33, apresentada abaixo, pode-se observar um maior grau de refino da malha nas regiões internas do casco e principalmente nos tubos internos que, como já foi comentado, serão as regiões em que efetivamente ocorrerá o escoamento e, portanto, necessitam de um maior grau de rebuscamento para possibilitar a convergência do processo iterativo a um resultado de boa precisão.

Figura 29 - Detalhamento interno da malha utilizada.



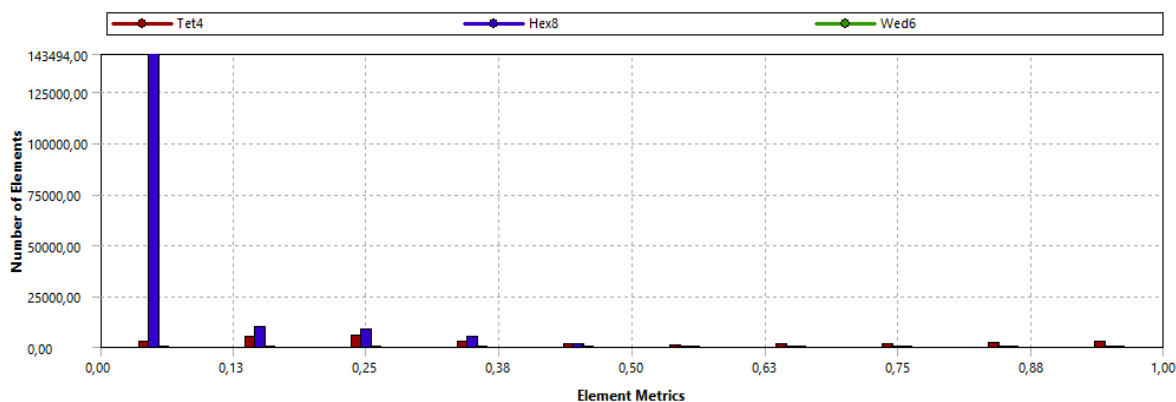
Como já foi mencionado ao decorrer da seção 2.2.4, uma importante tarefa na confecção da malha computacional que será utilizada para uma simulação fluidodinâmica, é justamente a

mensuração do grau de qualidade da malha, visando comprovar entre outras questões, a sua eficácia na obtenção dos resultados satisfatórios da simulação.

De forma a apresentar em termos de qualidade a malha proposta para este projeto, a partir deste ponto serão apresentados no texto a aplicação de algumas importantes métricas de qualidade de malha, oferecidos pelo próprio software em utilização.

Foi escolhido para iniciar a apresentação dos resultados o teste de “*skewness*”(= assimetria) , pela sua particular importância no que tange à aplicabilidade da malha em análise. Na Figura 34 podem ser observados os resultados obtidos para os valores de *skewness* baseados na distribuição dos tipos de células existentes.

Figura 30 - Resultados obtidos para a distribuição dos fatores de *skewness* para a malha proposta.

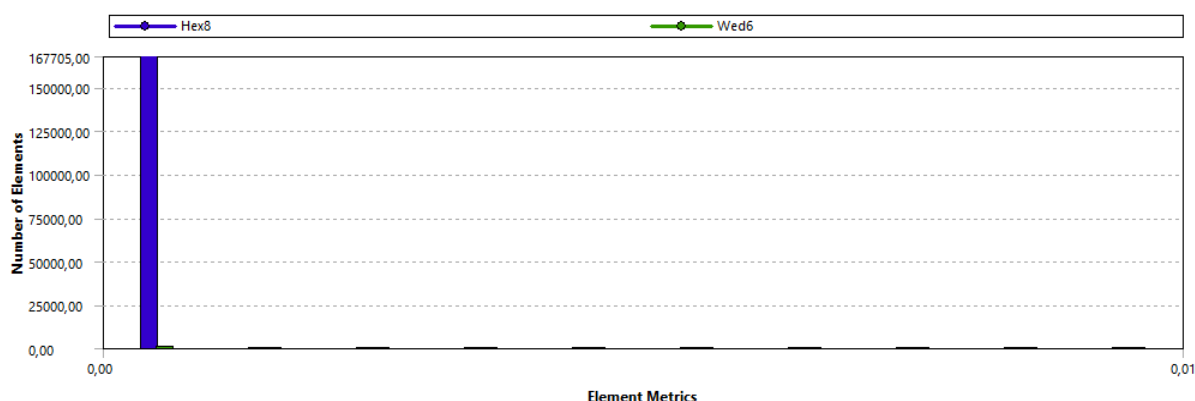


Como evidencia-se na Figura 34, a malha apresentou ótimos valores para o teste de *skewness*, pois na gigantesca maioria dos elementos analisados os valores se aproximaram bastante de zero, comprovando sua proximidade com a condição de “células perfeitas”, o que já foi devidamente explicado Seção 2.2.

Na sequência, foram também utilizados outros três testes de qualidade de malha para respaldar a malha criada: “*orthogonal quality*”(teste de ortogonalidade), “*warping fator*”(= fator de deformação) e “*parallel deviation*”.

Na Figura 35, abaixo, evidenciam-se os resultados obtidos para os fatores de deformação dos elementos da malha proposta, lembrando que este é um teste aplicável apenas às células quadrilaterais. Nela é possível observar um valor de fator de deformação tendendo a zero, indicando uma excelente justaposição entre as células vizinhas adjacentes.

Figura 31 - Resultados obtidos para a distribuição dos fatores de deformação (*warping factor*) da malha proposta.



Na Figura 36 são mostrados os resultados obtidos no teste de “*orthogonal quality*”. Nela é possível observar um resultado extremamente satisfatório em relação a esta métrica de qualidade, com valores tendendo majoritariamente a 1, indicando boa *ortogonalidade* entre as células.

Já na Figura 37 apresentam-se os resultados do teste de “*parallel deviation*” obtidos para a malha proposta. No geral, os valores obtidos deste último teste foram também considerados bons, pois mesmo com o fato que na maior parte das células quadrilaterais foi percebido um certo desvio em relação aos seus lados, que deveriam ser paralelos em uma condição ótima, o desvio com certeza pode ser considerado bem pequeno, como explicado na seção de “testes de qualidade de malha” presente na seção 2.2.4 do presente trabalho.

Figura 32 - Resultados obtidos para o teste de ortogonalidade aplicado à malha proposta.

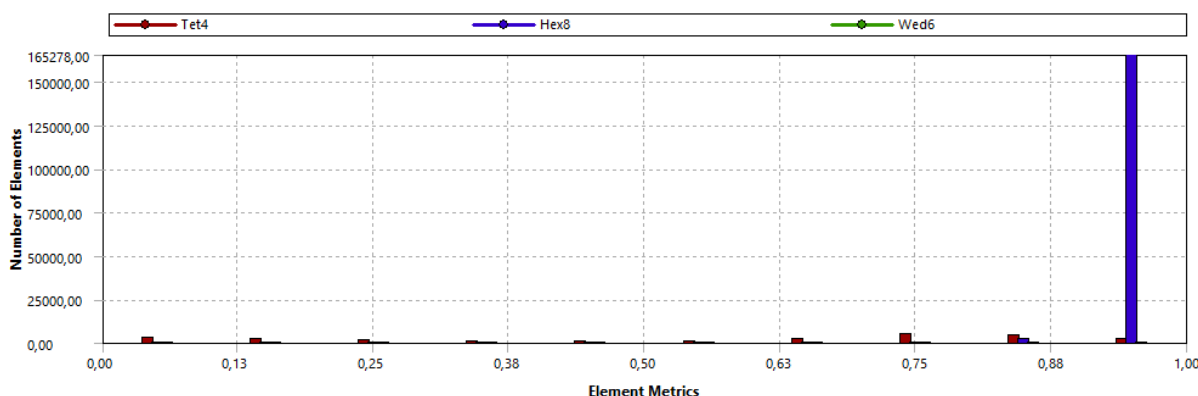
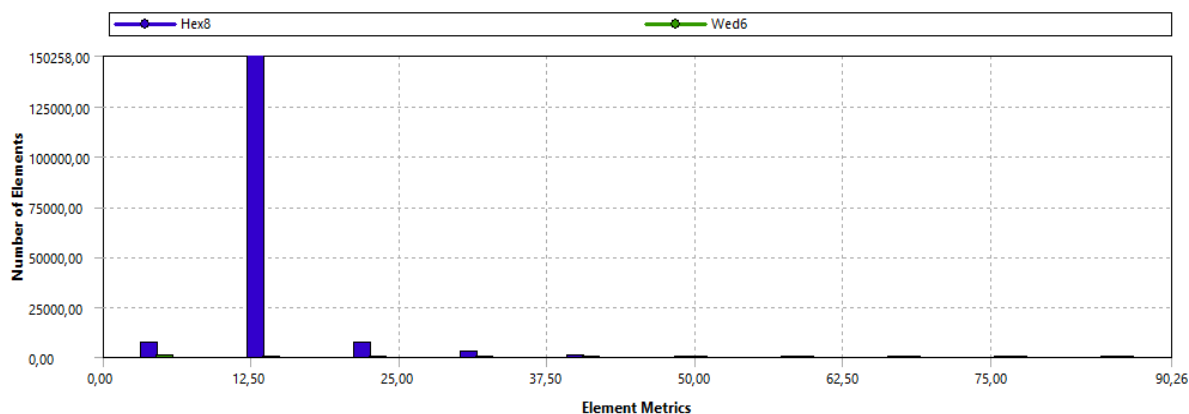


Figura 33 - Resultados obtidos para o teste de parallel deviation aplicado à malha proposta.



4.4. COMPARAÇÃO DE RESULTADOS: ANALÍTICO X EXPERIMENTAL

Ao decorrer da seção 4 foram apresentados e discutidos os resultados de eficiência térmica obtidos para o trocador de calor em estudo, dentro das três abordagens escolhidas para a modelagem do fenômeno, os métodos analíticos, a simulação numérica e os ensaios em unidade experimental. Através destas informações é possível finalmente realizar uma das etapas fundamentais para validação deste trabalho, a comparação entre os resultados adquiridos em seu decorrer, o que será apresentado nesta seção 4.4.

A Tabela 15, mostrada abaixo, exibe um breve comparativo dos resultados térmicos obtidos pelo método da efetividade e dos ensaios experimentais, com a ressalva de que no caso dos dados experimentais, foram utilizados o valor médio dos cinco pontos de análise do Ensaio 1, disponibilizados na Tabela 10.

Tabela 15 – Comparação entre os resultados analíticos e experimentais.

Correntes	Resultados Analíticos			Resultados Experimentais		
	T_0	T	ΔT	T_0	T	ΔT
Fria	25,00	32,92	7,92	24,90	28,77	3,87
Quente	60,00	39,91	20,09	59,91	46,60	13,22

Pode-se observar da Tabela 15 que houve uma certa discrepância entre os valores térmicos obtidos entre os dois métodos de análise. Em complementação aos resultados acima, é apresentado abaixo a Tabela 16, na qual relatam-se os erros relativos entre os valores determinados pelos dois métodos. Cabe ressaltar que foi calculado o fator de efetividade para a

unidade experimental, utilizando a Equação 23, com base nas informações da corrente quente, uma vez que ela apresenta o menor valor de capacidade calorífica. O valor da efetividade experimental obtida foi de 0,38.

Tabela 16 - Desvios relativos entre os valores teóricos e experimentais.

Correntes	$Er(T_0)$ [%]	$Er(T)$ [%]	$Er(\epsilon)$ [%]
Fria	0,402	12,606	33,751
Quente	0,150	16,763	

A Tabela 16 demonstra que houve um desvio relativo elevado entre os resultados analíticos e experimentais. Tais erros podem ter advindo da utilização das correlações de Nusselt que, como se trata de equações empíricas concebidas dentro de uma determinada condição, normalmente apresentam resultados com desvios de até 15% no cálculo dos coeficientes convectivos de transferência de calor. Outro fator de imposição de erro foi a própria metodologia utilizada para determinação do coeficiente global de troca térmica, que parte de uma série de hipóteses simplificadoras que, ao custo de facilitar o problema, acaba abrindo mão de precisão e exatidão, à exemplo da suposição que as propriedades dos fluidos de trabalho podem ser consideradas constantes no interior do equipamento, o que é uma hipótese aplicável porém pouco observada na realidade, uma vez que tais propriedades normalmente são fortemente influenciadas pela temperatura do sistema, e as temperaturas dos fluidos estão em constante variação durante a passagem no equipamento.

Ainda em continuação às causas que podem ter levado aos erros discutidos nesta seção, pode-se abordar que o trocador de calor na unidade experimental não estava com uma característica isolada, estando a mercê das alterações térmicas e atmosféricas do ambiente, e aumentando a parcela de perda térmica por mecanismos radiativos, o que com certeza afetou a qualidade dos dados experimentais. Outra constatação foi a consideração das propriedades do aço comum nos cálculos analíticos, sendo que o equipamento experimental é na verdade construído em aço INOX, o que pode ter gerado a determinação de uma taxa de transferência de calor superestimada. Outra possibilidade que deve ser abordada são os erros intrínsecos gerados pela própria montagem da unidade, uma vez que as temperaturas não são medidas imediatamente na saída e entrada do trocador, mas um pouco antes ou depois deste momento, sendo com certeza uma fonte de variação plausível. Ainda que com uma menor probabilidade,

erros nas medidas das vazões também podem ter influenciado negativamente nos resultados obtidos.

4.5. ETAPAS FUTURAS

Como já comentado, este trabalho não teve como objetivo a realização da simulação fluidodinâmica, apenas aplicar suas etapas iniciais para deixar o projeto encaminhado para uma futura simulação. Entretanto, isto abre margens para possibilidades promissoras para uma possível continuação deste projeto, uma vez que a malha já está encaminhada e praticamente pronta para utilização.

Primeiramente, deverá ser realizado uma revisão profunda dos mecanismos de funcionamento e ferramentas dos softwares utilizados para viabilizar a simulação, de modo a seguir um caminho mais eficiente para a construção do design do trocador de calor. Além disso, é válido fazer uma revisão da malha, buscando identificar possíveis erros presentes em sua estrutura e repará-los. Além disso, se possível, tornar a malha mais leve, de modo a facilitar o processo de convergência da solução.

Outra questão importante que poderia ser melhorada, é a utilização de algum outro método analítico para modelagem do trocador de calor em estudo, à exemplo do famoso método de *Bell-Delaware*, o qual ainda hoje é uma das alternativas passíveis de resolução analítica mais eficientes presente na literatura aberta. A realização desta melhora permitiria um aprofundamento ainda maior na aplicação dos métodos analíticos, bem como uma comparação mais justa de resultados.

Por fim, em relação à metodologia experimental, poderia ser feito um melhoramento na unidade do trocador de calor, utilizando por exemplo um material isolante ao redor do trocador, de modo a diminuir os fatores de perda térmica, fazendo com que os resultados se tornassem muito mais confiáveis e determinantes para a análise de desempenho do trocador de calor. Outro fator determinante seria a mudança dos sensores de temperatura do equipamento. Pois, as temperaturas de entrada dos fluidos não eram medidas exatamente à entrada do trocador, mas em uma região anterior da unidade, podendo ocasionar certos desvios nos resultados esperados.

5. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi feita uma repercussão de três grandes metodologias utilizadas para avaliação de trocadores de calor. Este estudo possibilitou um aprofundamento nas metodologias analíticas, montagem e operação de uma unidade experimental real utilizando o trocador. Além

disso, o projeto ainda propiciou a aplicação de várias etapas da moderna Fluidodinâmica Computacional, uma técnica com vasta aplicabilidade no cenário industrial, sendo assim, um estudo valioso para a engenharia química e digno de um trabalho de conclusão de graduação.

Percebe-se que o estudo realizado permitiu uma vasta revisão de disciplinas fundamentais aprendidas durante a graduação e, aperfeiçoando o seu conteúdo, trazendo até mesmo uma das técnicas mais modernas das usadas para modelagem dos fenômenos da natureza. Portanto, insere-se aqui a importância da realização deste trabalho, o contato que os jovens profissionais devem ter com as novas tecnologias disponíveis no mercado, pois em breve elas serão imprescindíveis para aquisição de modelos que atendam os padrões de exigência cada vez mais rígidos do mercado.

Por fim, pode-se dizer que este trabalho cumpriu seu papel de aprendizagem, sendo um estudo de grande relevância e permitindo um conhecimento muito mais específico e abrangente no que tange a trocadores de calor casco e tubo, sua grande importância no cenário industrial, e a matemática e a física envolvidas na avaliação de seu desempenho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDERSON, J. D. ***Computational Fluid Dynamics: The basics with applications***. 1. ed. New York: McGraw-Hill, 1995.

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

ANSYS INC. **ANSYS Help Viewer**. Version 19 R2. SAS IP, Inc., 2019.

BACLIC, B. S. **ϵ -NTU Analysis of Complicated Flow Arrangements, in Compact Heat Exchangers**. Hemisphere Publishing, New York, 1990.

BATCHELOR, G. K. **An Introduction to Fluid Dynamics**. England: Cambridge, 1967.

BEJAN, A. **Heat Transfer Handbook**. Wiley, 2003.

BICCA, G. B.; SECCHI, A. R.; WADA, K. **Modelagem de Trocadores de Calor Casco e Tubos**. Porto Alegre RS: Ppgeq, 2005.

BOHN, M. S.; KREITH, F.; MANGLIK, R. M. **PRINCIPLES OF HEAT TRANSFER**. 7ª. Ed.

BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. Fenômenos de transporte. 2ª. Ed. Editora LTC, 2004.

CHILTON, C. H.; PERRY, R. H. Chemical Engineers Handbook. 8ª. Ed. Editora Mcgraw Hill.

ESSS. ANSYS. 2019. Disponível em: <http://www.esss.com.br/software_ansys.php>. Acesso em: 10 de outubro de 2019.

FILHO, O. C. B. **Análise energética e fluidodinâmica de trocadores de calor**. Universidade Estadual de Maringá, 2015.

GARDENAL, A. L.; SGUARIO, M. K. **AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR**. Universidade Tecnológica do Paraná, 2016.

ÇENGEL, Yunus A.; CIMBALA, John M.. **Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications**. 3. ed. New York: Mcgraw-hill, 2006.

HOLMAN, J. P. **Heat Transfer**. 10º. Ed. New York: Mcgraw-hill.

INCROPERA, F. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6ª ed. LTC. Rio de Janeiro, 2008.

KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design**. Boca Raton: Crc Press, 2012.

KERN, D. Q. **Process Heat Transfer**. 1 ed. McGraw-Hill. New York, 1950.

LÓPEZ, D. P. P. **SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE CFD DE UM PEQUENO TROCADOR DE CALOR DE CASCO E TUBO**. Instituto Latino-americano de Tecnologia, Infraestrutura e Território da Universidade Federal da Integração Latino-americana. Foz do Iguaçu, 2017.

MALISKA, C. R. **TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MECÂNICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL. FUNDAMENTOS E COORDENADAS GENERALIZADAS**. Universidade Federal de Santa Catarina (1995).

OZDEN, E; TARI, I. **Shell Side CFD Analysis of a Small Shell-and-Tube Heat Exchanger**. Energy Conversion and Management., 2010.

PETTIGREW, M. J. et al. **Computer Techniques to Analyze Shell-and-Tube Heat Exchangers**. Heat Transfer Engineering., 1985.

SERTH, R. S. **Process Heat Transfer. PRINCIPLES AND APPLICATIONS**.

SHAH, K. R.; SEKULIĆ, D. P. **Fundamentals of heat exchangers design**. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2003.

THULUKKANAM, K. **Heat Exchanger Design Handbook**. 2ª. Ed. Taylor & Francis Group. New York, 2013.

TINKER, T., J. **Heat transfer**, vol. 80, 1958.

WHITE, F. M. **Mecânica dos fluidos**. 6. ed. New York: Mc Graw Hill, 2011.