



GABRIELA DE BRITO PEREIRA

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA VIA CFD DE UM
TROCADOR DE CALOR CASCO-TUBO**

**LAVRAS – MG
2020**

GABRIELA DE BRITO PEREIRA

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA VIA CFD DE UM TROCADOR DE
CALOR CASCO-TUBO**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Curso de Engenharia Química, para a obtenção do título de Bacharel.

Prof. Dr. Irineu Petri Júnior
Orientador

**LAVRAS – MG
2020**

GABRIELA DE BRITO PEREIRA

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA VIA CFD DE UM TROCADOR DE
CALOR CASCO-TUBO**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Curso de Engenharia Química, para a obtenção do título de Bacharel.

APROVADO em 03 de Agosto de 2020.

Prof.^a Dr.^a Suellen Mendonça Nascimento
DEG/UFLA

Prof. Dr. Tiago Pires de Oliveira
DEG/UFLA

Prof. Dr. Irineu Petri Júnior
DEG/UFLA

**LAVRAS – MG
2020**

*Aos meus pais Laureen e Marcos.
Aos meus avôs Francisco e Gabriel.
Às minhas avós Odete e Shirley.
Ao meu irmão Guilherme.
Dedico*

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais Laureen e Marcos e meu irmão Guilherme pelo apoio e incentivo durante toda minha vida, principalmente no período da graduação. Por comemorarem comigo os grandes momentos e me darem forças nos momentos difíceis.

Aos meus avós Odete e Gabriel pelo carinho e toda ajuda e Shirley e Francisco, que mesmo não estando presentes, estiveram sempre em meus pensamentos.

À minha família por estar ao meu lado em todas as conquistas e derrotas.

Aos meus amigos de toda a vida e aos que tive o privilégio de encontrar nesse caminho. Vocês foram essenciais, obrigada por ser minha família em Lavras!

A todos os professores que tive durante minha trajetória e principalmente ao Professor Irineu, que foi meu orientador neste trabalho e que me ajudou e ensinou muito.

À Universidade Federal de Lavras, PQ Júnior e NENP pelos grandes aprendizados e por me tornarem uma pessoa melhor. Foram cinco anos que marcaram minha vida e nunca irei esquecer.

MUITO OBRIGADA!

RESUMO

Os trocadores de calor são equipamentos nos quais há transferência de calor entre fluidos que se encontram a diferentes temperaturas. Existem diversos tipos de configurações de trocadores de calor e sua escolha irá depender de fatores como as características do fluido, requisitos do processo, condições operacionais e custos. Os trocadores de calor do tipo casco e tubo são os mais utilizados em processos da indústria e seu estudo pode ser feito analiticamente ou por meio de métodos numéricos. A simulação computacional via fluidodinâmica computacional (CFD) é largamente utilizada na resolução de problemas complexos como o caso do trocador de calor casco e tubo, que envolvem a existência de interfaces entre superfícies e fluidos. Este trabalho tem como objetivos a construção de um protótipo de um trocador de calor casco e tubo com passe único, realização de experimentos nessa unidade e a comparação dos resultados encontrados experimentalmente com resultados obtidos através de simulações numéricas, considerando modelos de escoamento laminar, turbulento, contracorrente e concorrente. A construção da geometria, malha e a simulação foram feitas utilizando o pacote estudantil *Ansys* e a partir disso foram coletadas as temperaturas de saída dos fluidos frio e quente, taxa de transferência de calor, contornos de temperatura e fluxo de calor e vetores de velocidade. Foi feita uma comparação entre as simulações e resultados encontrados pelos métodos da diferença de temperatura média logarítmica e efetividade NUT. A geometria construída apresenta interfaces entre os tubos e fluidos, dificultando a definição de condições de contorno e sua simulação. Devido ao mau posicionamento dos bocais de alimentação no casco foi possível notar a formação de zonas mortas e de recirculação de fluido. Os resultados experimentais e numéricos apresentaram diferenças resultantes de problemas na construção do protótipo e da imprecisão do cálculo do coeficiente global de transferência de calor, mas ao utilizar o método da efetividade NUT as variações foram menores. As simulações com modelo laminar apresentaram resultados coerentes, dispensando a utilização de modelos complexos de turbulência e ao comparar escoamento contracorrente e concorrente a diferença foi pequena, mas as taxas de transferência de calor foram maiores para o escoamento contracorrente.

Palavras-chave: Trocador de calor. Fluidodinâmica computacional. Simulação numérica. DTML. Efetividade NUT.

ABSTRACT

Heat exchangers are equipment used for transferring heat between fluids that are at different temperatures. There are many different configurations for heat exchangers, and selecting one will depend on factors such as, fluid characteristics, process requirements, operational conditions and costs. The most widely used heat exchanger in the industry is the shell and tube configuration, and its study can be made analytically or through numerical methods. The computer fluid dynamics (CFD) is largely used for the resolution of complex problems such as the shell and tube heat exchanger, since it involves the interfaces of surfaces and fluids. This work has the objective to construct a shell and tube single pass heat exchanger prototype, to perform experiments with the equipment, and to compare the experimental results with results obtained through numerical simulations, contemplating the laminar and turbulent flow models, as well as the concurrent and countercurrent configurations. The geometry, mesh and simulation configuration were executed through the ANSYS student software package. The outlet temperatures of the cold and hot fluids were measured, as well as the heat transfer rate, and contours for the heat flux, temperature and velocity vector. A comparison was made with the simulations and the results obtained by the logarithmic mean temperature difference and the effectiveness-NUT. The geometry built presented interfaces between tubes and fluids, which complicated the configuration of the boundary conditions and simulation. Due to bad positioning of the feed openings into the shell, dead zones and fluid recirculation zones were detected. The experimental and numerical results presented differences due to problems during the construction of the prototype and the imprecision associated with the global heat transfer coefficient calculation. However, by utilizing the NUT method, the imprecision was reduced. The laminar flow model simulations presented coherent results, and so the use of the complex turbulent models was not necessary. Comparisons between the concurrent and countercurrent configurations revealed only a small difference in results, while the heat transfer rate was considerably higher for the countercurrent flow.

Keywords: Heat exchanger. Computacional Fluids Dynamics. Numerical simulation. LMTD. Effectiveness-NUT.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Trocador de calor casco e tubo de passe único.....	3
Figura 2 - Trocadores de calor casco e tubo. (a) Um passe no casco e dois passes nos tubos. (b) Dois passes no casco e quatro passes nos tubos.	4
Figura 3 - escoamento (a) concorrente e (b) contracorrente.	4
Figura 4 - Chicana	5
Figura 5 - Tipos de espaçamento dos tubos.....	5
Figura 6- Transferência de calor por condução.	6
Figura 7 - Transferência de calor por convecção: (a) Forçada. (b) Natural.	7
Figura 8- Transferência de calor por radiação.....	8
Figura 9 - Distribuição de temperaturas ao longo de uma parede plana.	9
Figura 10 - Superfícies de troca térmica de um trocador de calor.....	12
Figura 11 - Variação de temperaturas para escoamento contracorrente.....	15
Figura 12 - Variação de temperaturas para escoamento concorrente.....	15
Figura 13 - Elementos de célula com baixo e alto valor de <i>skewness</i>	20
Figura 14 - Elementos com diferentes valores de <i>aspect ratio</i>	20
Figura 15 - Influência do aumento do jacobian ratio em diferentes células.....	20
Figura 16 - Tensor tensão em diferentes direções de um elemento.....	23
Figura 17 - Escalas de turbulência em um escoamento.....	24
Figura 18 - Flutuações de uma variável no tempo.....	25
Figura 19 - Espaçamento triangular dos tubos.	30
Figura 20 - Tubos e chicanas do trocador de calor.....	31
Figura 21 - Vista do exterior da geometria do trocador de calor.....	32
Figura 22 - Vista do interior da geometria do trocador de calor.	33
Figura 23 - Vista do plano xy do trocador de calor.	33
Figura 24 - Vista do plano xz do trocador de calor.	33
Figura 25 - Vista do plano yz do trocador de calor.	33
Figura 26 - Volume molhado do trocador de calor.	34
Figura 27 - Volume molhado frio.....	34
Figura 28 - Volume molhado quente.....	34
Figura 29 - Interfaces entre fluidos e tubos.	35
Figura 30 - Malha do trocador de calor.	36
Figura 31 - Malha gerada no domínio do fluido frio.....	36
Figura 32 - Malha gerada no domínio do fluido quente.....	36
Figura 33 - Gráfico de qualidade da malha com a representação de <i>skewness</i>	37
Figura 34 - Gráfico de qualidade da malha com a representação de <i>aspect ratio</i>	37
Figura 35 - Gráfico de qualidade da malha com a representação de <i>jacobian ratio</i>	38
Figura 36 - Contorno de temperatura para escoamento laminar contracorrente (a) e concorrente (b) no plano xz.	46
Figura 37 - Contorno de temperatura para escoamento laminar contracorrente (a) e concorrente (b) no plano yz.	47

Figura 38 - Vetores de velocidade para escoamento laminar contracorrente (a) e concorrente (b).....	48
Figura 39 - Contorno de temperatura para escoamento turbulento contracorrente (a) e concorrente (b) no plano xz.	49
Figura 40 - Contorno de temperatura para escoamento turbulento contracorrente (a) e concorrente (b) no plano yz.	50
Figura 41 - Vetores de velocidade para escoamento turbulento contracorrente (a) e concorrente (b).....	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dimensões do trocador de calor.	29
Tabela 2 - Condições de contorno utilizadas na simulação.....	39
Tabela 3 – Condições das simulações.	40
Tabela 4 - Métodos de solução para o regime laminar.....	40
Tabela 5 - Métodos de solução para o regime transiente.	41
Tabela 6 - Dados experimentais de operação do trocador de calor.	43
Tabela 7 - Determinação de coeficientes e taxa de transferência de calor por DTML.	44
Tabela 8 - Determinação da taxa de transferência de calor pela efetividade NUT.	44
Tabela 9 - Temperaturas de saída para escoamento laminar.	45
Tabela 10 - Coeficientes e taxa de transferência de calor para escoamento laminar.	46
Tabela 11 - Temperaturas de saída para escoamento turbulento.....	48
Tabela 12 - Coeficientes e taxa de transferência de calor para escoamento turbulento.	49
Tabela 13 – Comparação entre resultados experimentais e numéricos.....	52
Tabela 14 - Desvios entre os métodos DTML e efetividade NUT.....	52
Tabela 15 - Desvios entre resultados analíticos e simulações com modelo laminar.....	52
Tabela 16 - Desvios entre resultados analíticos e simulações com modelo turbulento.....	52

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área	[m ²]
A_e	Área de troca térmica externa	[m ²]
A_i	Área de troca térmica interna	[m ²]
A_s	Área superficial	[m ²]
C_p	Calor específico	[J/kgK]
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/m ² K]
h_e	Coefficiente de transferência de calor por convecção no exterior	[W/m ² K]
h_i	Coefficiente de transferência de calor por convecção no interior	[W/m ² K]
U	Coefficiente global de transferência de calor	[W/m ² K]
u	Componente da velocidade no eixo x	[m/s]
v	Componente da velocidade no eixo y	[m/s]
w	Componente da velocidade no eixo z	[m/s]
L	Comprimento	[m]
L_{casco}	Comprimento do casco	[m]
$L_{tampão}$	Comprimento dos tampões	[m]
L_{tubo}	Comprimento dos tubos	[m]
k_c	Condutividade térmica	[W/m.K]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/m ² K ⁴]
C_μ	Constante do modelo $k - \varepsilon$	[-]
σ_k	Constante do modelo $k - \varepsilon$	[-]
σ_ε	Constante do modelo $k - \varepsilon$	[-]
$C_{\varepsilon 1}$	Constante do modelo $k - \varepsilon$	[-]
$C_{\varepsilon 2}$	Constante do modelo $k - \varepsilon$	[-]
D	Diâmetro	[m]
$D_{e,alim}$	Diâmetro externo das alimentações	[m]
$D_{e,casco}$	Diâmetro externo do casco	[m]
$D_{e,tubo}$	Diâmetro externo do tubo	[m]
$D_{e,tampão}$	Diâmetro externo dos tampões	[m]
D_H	Diâmetro hidráulico	[m]

$D_{i,alim}$	Diâmetro interno das alimentações	[m]
$D_{i,casco}$	Diâmetro interno do casco	[m]
$D_{i,tubo}$	Diâmetro interno do tubo	[m]
$D_{i,tampão}$	Diâmetro interno dos tampões	[m]
$\Delta T_{máx}$	Diferença de temperatura máxima	[K]
ΔT_{lm}	Diferença de temperatura média logarítmica	[K]
d_c	Distância entre as chicanas	[m]
ε_{NUT}	Efetividade de transferência de calor	[-]
ϵ	Emissividade	[-]
E	Energia	[J]
k	Energia cinética turbulenta	[m ² /s ²]
P_t	Espaçamento entre os tubos	[m]
e_c	Espessura das chicanas	[m]
F	Fator de correção para configurações de trocadores de calor	[-]
u'	Flutuação de velocidade	[m/s]
q	Fluxo de calor	[W/m ²]
S_E	Fonte volumétrica de fluxo de calor	[kg/ms ³]
P_{kb}	Forças de empuxo para energia cinética turbulenta	[N]
$P_{\epsilon b}$	Forças de empuxo para taxa de dissipação de energia turbulenta	[N]
\dot{G}	Geração de calor	[W/m ³]
g	Gravidade	[m/s ²]
g_x	Gravidade no eixo x	[m/s ²]
g_y	Gravidade no eixo y	[m/s ²]
g_z	Gravidade no eixo z	[m/s ²]
I	Intensidade turbulenta	[-]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
Nu	Número de Nusselt	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]
n_T	Número de tubos	[-]
NUT	Número de unidades de transferência	[-]
n	Parâmetro da equação de Dittus-Boelter	[-]
Pe	Perímetro	[m]

P	Pressão	[Pa]
p	Pressão estática	[Pa]
P_k	Produção de turbulência devido às forças viscosas	[kg/m.s ³]
c	Razão de capacidades	[-]
R	Resistência térmica	[K/W]
R_{cond}	Resistência térmica por condução	[K/W]
R_{conv}	Resistência térmica por convecção	[K/W]
R_{total}	Resistência térmica total	[K/W]
C_f	Taxa de capacidade térmica do fluido frio	[W/K]
C_q	Taxa de capacidade térmica do fluido quente	[W/K]
$C_{máx}$	Taxa de capacidade térmica máxima	[W/K]
$C_{mín}$	Taxa de capacidade térmica mínima	[W/K]
ε	Taxa de dissipação de energia turbulenta	[m ² /s ³]
\dot{q}	Taxa de transferência de calor	[W]
$\dot{q}_{máx}$	Taxa de transferência de calor máxima possível	[W]
\dot{q}_{cond}	Taxa de transferência de calor por condução	[W]
\dot{q}_{conv}	Taxa de transferência de calor por convecção	[W]
\dot{q}_{rad}	Taxa de transferência de calor por radiação	[W]
T	Temperatura	[K]
T_{amb}	Temperatura ambiente	[K]
$T_{f,e}$	Temperatura de entrada do fluido frio	[K]
$T_{q,e}$	Temperatura de entrada do fluido quente	[K]
$T_{f,s}$	Temperatura de saída do fluido frio	[K]
$T_{q,s}$	Temperatura de saída do fluido quente	[K]
T_{∞}	Temperatura de um fluido	[K]
T_s	Temperatura de uma superfície	[K]
t	Tempo	[s]
τ_{ij}	Tensor das tensões viscosas	[kg/m.s ²]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
\dot{m}_f	Vazão mássica de fluido frio	[kg/s]
\dot{m}_q	Vazão mássica de fluido quente	[kg/s]
\dot{V}	Vazão volumétrica	[m ³ /s]

v_m	Velocidade média do fluido	[m/s]
\bar{u}	Velocidade média temporal	[m/s]
\vec{g}	Vetor gravidade	[m/s ²]
\vec{V}	Vetor velocidade	[m/s]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
μ_T	Viscosidade turbulenta	[kg/m.s]
V	Volume	[m ³]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
2	REFERENCIAL TEÓRICO	3
2.1	TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBO	3
2.2	CONCEITOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	5
2.2.1	Mecanismos de transferência de calor.....	5
2.2.1.1	Condução.....	6
2.2.1.2	Convecção	7
2.2.1.3	Radiação	8
2.2.2	Resistência térmica	9
2.2.3	Coefficiente global de transferência de calor.....	11
2.2.4	Diferença de temperatura média logarítmica (DTML).....	14
2.2.4.1	Fator de correção F.....	16
2.2.5	Método da efetividade (NUT)	16
2.3	FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD).....	18
2.3.1	Pre-processor	19
2.3.2	Solver.....	20
2.3.3	Post-processor.....	21
2.3.4	Equações governantes.....	21
2.3.4.1	Equação da continuidade.....	21
2.3.4.2	Equação da quantidade de movimento.....	22
2.3.4.3	Equação da energia.....	23
2.3.5	Turbulência.....	24
2.3.5.1	Modelo k-ε	26
2.4	ESTUDO NUMÉRICO DE TROCADORES DE CALOR.....	27
3	MATERIAIS E MÉTODOS	29
3.1	UNIDADE EXPERIMENTAL.....	29
3.2	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	31
3.3	PROCEDIMENTO NUMÉRICO	32
3.3.1	Geometria	32
3.3.2	Malha	35
3.3.3	Simulação	38
3.3.3.1	Laminar	40
3.3.3.2	Turbulência.....	41
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	43
4.1	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	43
4.2	RESULTADOS NUMÉRICOS	45
4.2.1	Simulação com modelo laminar	45
4.2.2	Simulação com modelo de turbulência.....	48
4.3	COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICOS... 51	

5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	54
6	REFERÊNCIAS	56

1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são equipamentos nos quais acontece a troca de calor entre dois fluidos que estão em diferentes temperaturas, sem que haja a mistura dos fluidos envolvidos. Têm uma vasta gama de aplicações, desde grandes processos da indústria até no dia-a-dia, em sistemas de aquecimento e ar-condicionado (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Existem vários tipos de trocadores de calor que variam de acordo com o objetivo final e os requisitos de transferência de calor. O tipo mais simples é o trocador de calor de tubo duplo, que é constituído por dois tubos concêntricos de diferentes diâmetros, sendo que um fluido circula pelo tubo de diâmetro menor e o outro circula pelo espaço anular entre os dois tubos. Também existe o trocador de calor do tipo placas, que é construído por placas delgadas, que podem ser lisas ou onduladas que são estreitamente espaçadas nas paredes que separam os dois fluidos. O tipo mais utilizado é o casco e tubos, no qual os tubos estão inseridos em um casco e há o escoamento de fluidos no interior dos tubos e no casco (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Para a escolha do modelo e dimensionamento de um trocador de calor, devem ser levados em conta fatores como o custo global do processo, características dos fluidos, desempenho térmico, requisitos do processo/condições operacionais, perda de carga, facilidade de manutenção e limpeza e espaço disponível para instalação. O escoamento dos fluidos no interior de um trocador de calor é modelado por meio de equações que influenciam o comportamento e troca térmica entre os fluidos.

O estudo de trocadores de calor pode ser feito analiticamente, porém nesse caso devem ser utilizadas geometrias simples e hipóteses para simplificação dos problemas, fatores que distanciam os resultados do comportamento real do equipamento. Buscando soluções mais exatas e precisas, são empregados métodos numéricos na resolução desses problemas (AGUIAR, 2019). Assim, o emprego de simulações computacionais por meio da *Computational Fluid Dynamics* (CFD) ou fluidodinâmica computacional vem crescendo muito nos últimos anos, já que os modelos e métodos utilizados permitem que os resultados encontrados sejam fiéis à realidade, além de reduzir custos e tempo relacionados a testes experimentais.

Outras abordagens podem ser feitas no estudo de trocadores de calor, porém a literatura carece de dados experimentais de trocadores de calor para serem utilizados em simulações e, nos últimos anos, muitas ferramentas foram aperfeiçoadas e novas surgiram devido ao avanço de *softwares* e tecnologias. A fluidodinâmica permite analisar parâmetros

que não podem ser analisados analiticamente, como a distribuição de temperaturas, velocidade dos fluidos, distribuição da pressão ao longo de um equipamento, entre vários outros. Além disso, a geometria de um trocador de calor casco e tubo é complexa e durante o processo de simulação computacional são formadas interfaces entre os fluidos e tubos, necessitando da utilização de condições de contorno para essas regiões.

Sendo assim, este trabalho tem como objetivos a construção de um protótipo de trocador de calor do tipo casco e tubo e a realização de experimentos alterando temperaturas de entrada dos fluidos e tipos de escoamento, sendo eles contracorrente e concorrente, e posteriormente realizar a simulação CFD (regimes laminar e turbulento) com base nos dados obtidos. O principal objetivo nesse estudo é comparar os resultados experimentais de temperatura e coeficiente global de troca térmica determinado por meio do método da diferença de temperatura média logarítmica (DTML) e método da efetividade NTU, com resultados simulados e, assim, verificar o uso de fluidodinâmica computacional.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

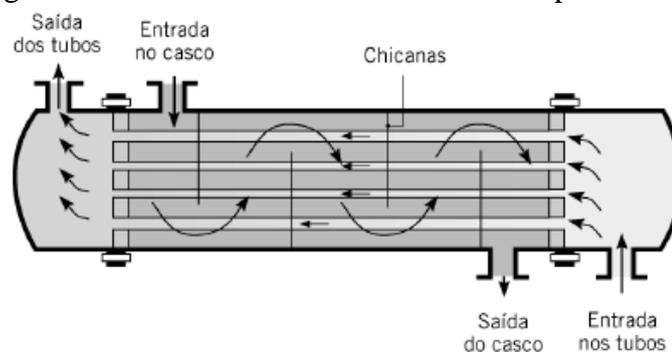
Nesta seção é apresentada uma fundamentação teórica sobre trocadores de calor casco e tubo, princípios e mecanismos de transferência de calor relacionados à operação desse tipo de equipamento e conceitos importantes sobre as ferramentas de fluidodinâmica computacional utilizadas para solução numérica de equações de transferência de calor e momento.

2.1 TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBO

Os trocadores de calor do tipo casco e tubo são os mais utilizados em grandes processos químicos e isso se deve ao fato de possuírem uma grande área de troca térmica e serem de fácil construção. No entanto, não são recomendados em alguns casos dados seus tamanhos e pesos relativamente grandes (MOHAMMADI, 2011; SHUI et al., 2011).

De acordo com Çengel e Ghajar (2012) a estrutura desse tipo de trocador de calor é composta por um grande número de tubos acondicionados no interior de um casco, sendo que os eixos dos tubos estão alinhados paralelamente com o casco. A transferência de calor acontece ao passo que um fluido escoia pelo interior dos tubos e outro fluido escoia pelo casco. Esse tipo de trocador de calor pode se diferir em relação ao número de passes no casco e nos tubos, e sua forma mais simples tem um único passe no casco e nos tubos, como é mostrado na Figura 1.

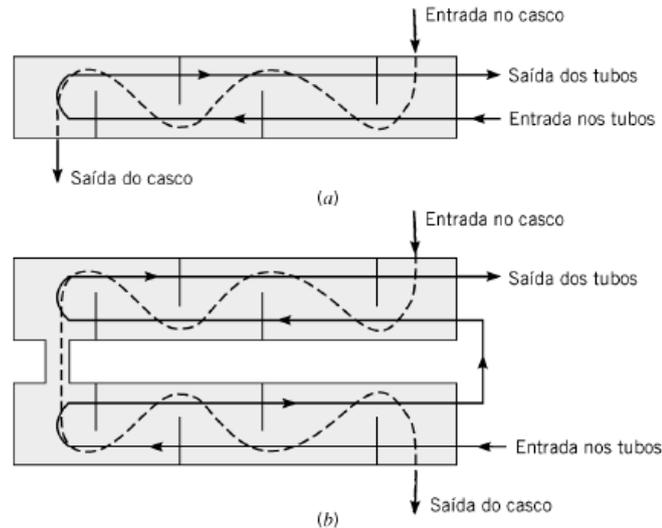
Figura 1 - Trocador de calor casco e tubo de passe único.



Fonte: Bergman & Lavine (2019).

Na Figura 2 pode ser visto um trocador de calor com um passe no casco e dois passes nos tubos e outro com dois passes no casco e quatro passes nos tubos.

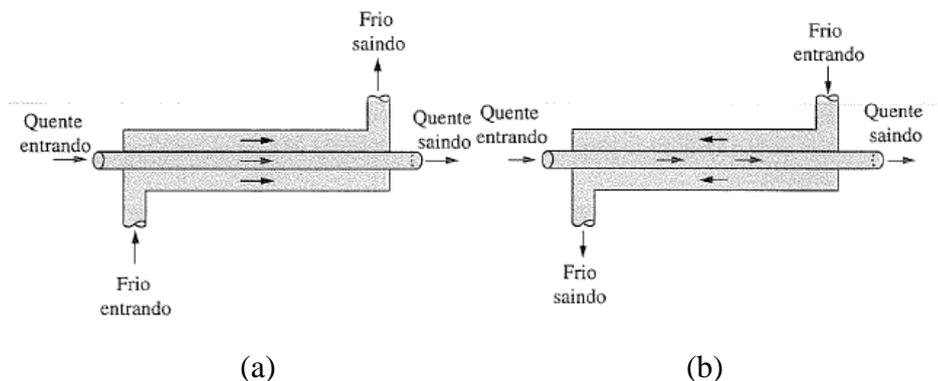
Figura 2 - Trocadores de calor casco e tubo. (a) Um passe no casco e dois passes nos tubos. (b) Dois passes no casco e quatro passes nos tubos.



Fonte: Bergman & Lavine (2019).

Outra forma de classificação que pode ser feita é em relação ao arranjo de escoamento dos fluidos. O escoamento é considerado concorrente ou paralelo no caso em que o fluido quente e o fluido frio são alimentados na mesma extremidade e escoam na mesma direção. No caso em que os fluidos frio e quente são alimentados em extremidades opostas e avançam em direções opostas o escoamento é dito contracorrente (BERGMAN; LAVINE, 2019). A Figura 3 mostra as configurações de escoamento concorrente e contracorrente.

Figura 3 - Escoamento (a) concorrente e (b) contracorrente.

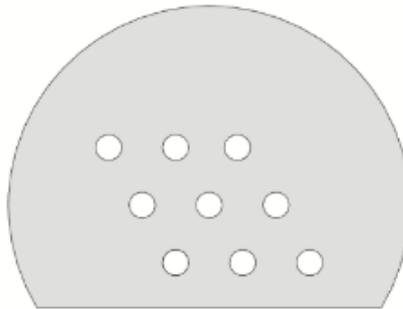


Fonte adaptada: Çengel & Ghajar (2012).

Geralmente são instaladas chicanas no casco para manter uniforme o espaçamento entre os tubos e apoiar fisicamente os mesmos, reduzindo assim vibrações que podem ser causadas pelo movimento dos fluidos. As chicanas também aumentam o coeficiente convectivo do fluido que circula no casco, já que há o aumento da turbulência e da velocidade na direção do escoamento (BERGMAN; LAVINE, 2019; ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

De acordo com as normas apresentadas pela *Tubular Exchanger Manufacturers Association* (TEMA) (2007) o corte das chicanas deve variar entre 20% e 30% de seu diâmetro e normalmente o corte mais utilizado é o de 25%. Na Figura 4 é mostrada uma chicana com corte de 25% de seu diâmetro.

Figura 4 - Chicana

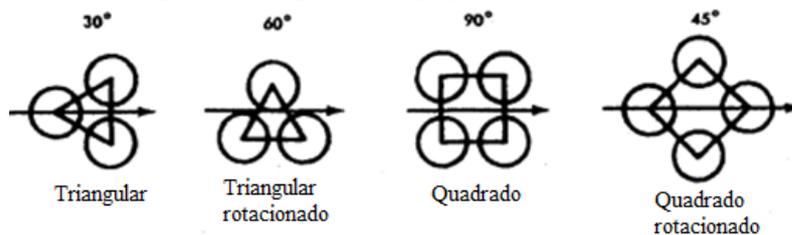


Fonte: Da autora.

As chicanas devem ser dispostas ao longo do casco alternando sua abertura, que primeiro fica pra cima e depois para baixo com objetivo de criar caminhos para o fluido (OZDEN; TARI, 2010). O espaçamento entre as chicanas varia de acordo com o diâmetro interno do casco, sendo que essa distância deve ser maior que 1/5 do diâmetro e menor que o diâmetro em si (TEMA, 2007).

Os tubos são dispostos em feixes no interior do trocador de calor e podem ser organizados em quatro diferentes tipos de espaçamento, mostrados na Figura 5.

Figura 5 - Tipos de espaçamento dos tubos.



Fonte: Adaptado de TEMA (2007).

2.2 CONCEITOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

2.2.1 Mecanismos de transferência de calor

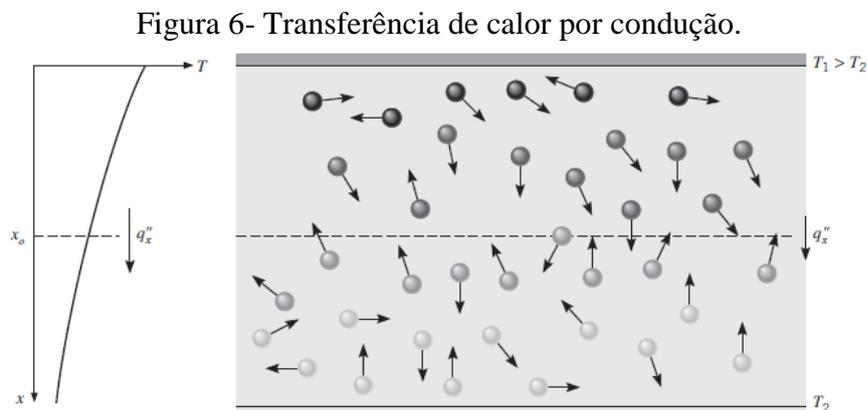
Calor é transferido por meio de interações entre um sistema e sua vizinhança e esse processo acontece sempre que existe um gradiente de temperatura entre meios. Dessa forma é estabelecido um fluxo de calor, saindo do corpo mais quente e indo para o corpo mais frio. O

princípio fundamental da transferência de calor é o fluxo de calor por unidade de tempo, que não pode ser medido diretamente. Sendo assim, o fluxo de calor é mensurado por meio da diferença de temperatura (KREITH; MANGLIK; BOHN, 2014).

A transferência de calor pode acontecer por três diferentes mecanismos: condução, convecção e radiação.

2.2.1.1 Condução

O mecanismo de condução é resultado da interação entre partículas de uma substância, sendo que as partículas mais energéticas transferem energia para as partículas menos energéticas. Em líquidos e gases, a condução é consequência das colisões e difusões das moléculas, que se movimentam aleatoriamente. Já nos sólidos as moléculas vibram em rede e a energia é transportada por meio de elétrons livres (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). A Figura 6 representa o mecanismo de condução de calor.



Fonte: Bergman e Lavine, 2019.

A Lei de Fourier modela o fenômeno da condução e é descrita na Equação 1.

$$\dot{q}_{cond} = -k_c A \frac{\Delta T}{L} \quad (1)$$

Onde:

\dot{q}_{cond} = Taxa de transferência de calor por condução;

k_c = Condutividade térmica;

A = Área de troca térmica;

T = Temperatura;

L = Comprimento.

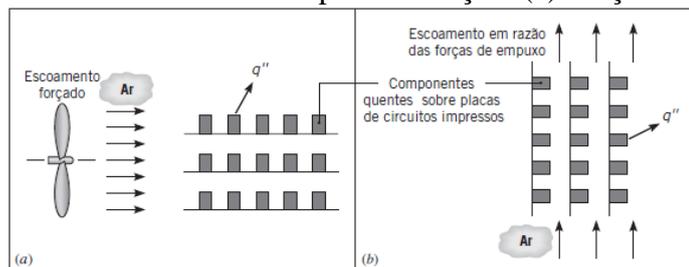
O sinal negativo se deve ao fato de que a taxa de condução de calor em certa direção é proporcional ao gradiente de temperatura na mesma direção. A condutividade térmica de um

material está relacionada com a capacidade do mesmo de conduzir calor. Sendo assim, a taxa de transferência de calor por condução irá variar de acordo com a geometria, espessura, material e diferença de temperatura do meio (WELTY; RORRER; FOSTER, 2017).

2.2.1.2 Convecção

A transferência de calor por convecção ocorre nos casos em que há contato entre um fluido em movimento e uma superfície, estando os dois em diferentes temperaturas. A natureza do escoamento do fluido classifica o tipo de transferência de calor por convecção. A convecção é dita forçada quando o escoamento é causado por um meio externo, como uma bomba, ventilador, impulsionadores ou ventos atmosféricos. Já a convecção livre (ou natural) acontece nos casos em que o movimento do fluido é induzido por forças de empuxo, que se originam nas diferenças de massa específica causadas pelas diferenças de temperatura do fluido (WELTY; RORRER; FOSTER, 2017). A Figura 7 ilustra os dois tipos de transferência de calor por convecção.

Figura 7 - Transferência de calor por convecção: (a) Forçada. (b) Natural.



Fonte adaptada: Bergman e Lavine (2019).

Para descrever a troca térmica por meio da convecção é possível utilizar a Lei de Resfriamento de Newton, mostrada na Equação 2, nos caso em que a temperatura do fluido é maior que a da superfície.

$$\dot{q}_{conv} = hA(T_{\infty} - T_s) \quad (2)$$

Onde:

\dot{q}_{conv} = Taxa de transferência de calor por convecção;

h = Coeficiente de transferência de calor por convecção;

T_{∞} = Temperatura do fluido;

T_s = Temperatura da superfície.

Caso a temperatura da superfície seja maior que a do fluido, a Lei de Resfriamento de Newton é apresentada de acordo com a Equação 3.

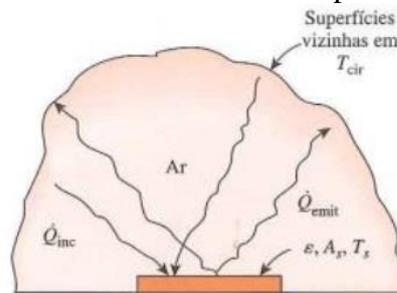
$$\dot{q}_{conv} = hA(T_s - T_{\infty}) \quad (3)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção varia com a geometria do corpo, área de passagem de fluido, propriedades físicas do fluido, regime de fluxo laminar ou turbulento, temperatura média e posição do fluido ao longo da superfície do corpo. Para alguns casos existem faixas de consideração na literatura e em casos mais complexos deve ser feita uma aproximação experimental por meio de correlações (KREITH; MANGLIK; BOHN, 2014).

2.2.1.3 Radiação

Segundo Coelho (2016), radiação térmica é a energia emitida por um sólido, gás ou líquido que esteja a uma temperatura diferente de zero, porém os sólidos têm mais relevância nesse caso. A emissão se relaciona com mudanças nas configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas constituintes da matéria e a energia é transportada por ondas eletromagnéticas. Ao contrário da condução e convecção, a radiação não necessita da presença de um meio material para o transporte de energia e é mais eficiente no vácuo. O corpo negro ou corpo ideal não consegue refletir ou ser atravessado por luz, já que toda radiação eletromagnética é absorvida. O mecanismo é representado na Figura 8.

Figura 8- Transferência de calor por radiação.



Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

A transferência de calor por radiação pode ser descrita pela Equação 4.

$$\dot{q}_{rad} = \epsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (4)$$

Onde:

\dot{q}_{rad} = Taxa de transferência de calor por radiação;

ϵ = Emissividade;

σ = Constante de Stefan-Boltzmann;

A_s = Área superficial;

T_{amb} = Temperatura ambiente.

A emissividade ε é uma propriedade da superfície do material e de seu acabamento, fornecendo uma medida da eficiência com que uma superfície emite energia em relação ao corpo negro. Seus valores variam na faixa de $0 \leq \varepsilon \leq 1$. A constante Stefan-Boltzmann equivale a $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$.

No caso de trocadores de calor casco e tubo, o fluido quente que passa pelos tubos transfere calor por convecção, esse calor é conduzido através das paredes e a partir das mesmas o calor é transferido para o fluido frio por convecção. Nesse caso, os efeitos da radiação são insignificantes em comparação aos outros (HOLMAN, 2010).

É comum combinar o estudo da transferência de calor e os efeitos dos três mecanismos apresentados com o conceito de resistências térmicas, modelando a transferência de calor, assim como resistências elétricas são utilizadas para correntes elétricas (COSTA, 2016).

2.2.2 Resistência térmica

A transferência de calor é considerada unidimensional caso ocorra exclusivamente em uma direção e existam gradientes de temperatura nessa mesma direção. Se a temperatura, em cada ponto do sistema, for independente do tempo o sistema está em regime estacionário. Os modelos unidimensionais e em regime estacionário são amplamente utilizados em problemas de engenharia e nesse caso são aplicados os conceitos de resistência térmica (BERGMAN; LAVINE, 2019).

A Equação 5 representa o conceito de resistência térmica e taxa de transferência de calor.

$$\dot{q} = \frac{\Delta T}{R} \quad (5)$$

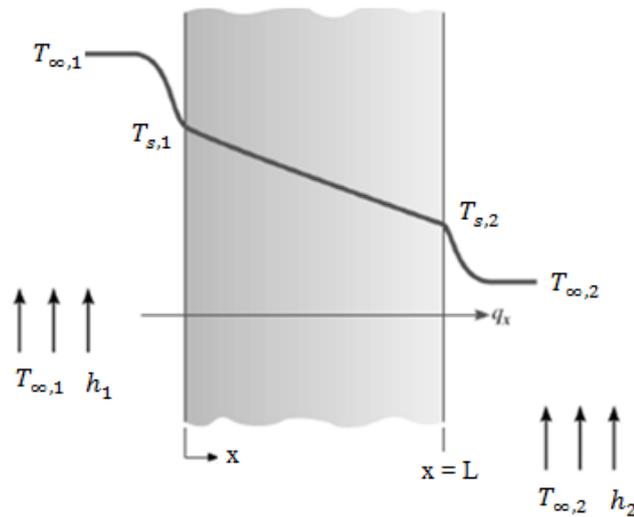
Onde:

\dot{q} = Taxa de transferência de calor;

R = Resistência térmica.

A Figura 9 mostra a transferência de calor e a distribuição de temperaturas em uma parede plana.

Figura 9 - Distribuição de temperaturas ao longo de uma parede plana.



Fonte adaptada: Bergman e Lavine (2019).

No caso apresentado na figura acima existem três resistências: resistência por convecção na superfície (1), resistência devido à condutividade térmica da parede e resistência por convecção na parede (2). Associando as Equações 1 e 5, é possível encontrar uma representação para a resistência térmica na condução, como pode ser visto na Equação 6.

$$R_{cond} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\dot{q}} = \frac{L}{k_c A} \quad (6)$$

Onde:

R_{cond} = Resistência térmica à condução;

$T_{s,1}$ = Temperatura na parede 1;

$T_{s,2}$ = Temperatura na parede 2.

Da mesma forma, a partir das Equações 2 e 5, temos na Equação 7 a resistência térmica para a convecção.

$$R_{conv} = \frac{T_s - T_{\infty}}{\dot{q}} = \frac{1}{hA} \quad (7)$$

Onde:

R_{conv} = Resistência térmica à convecção;

A Equação 8 mostra como a taxa de transferência de calor é constante ao longo da rede mostrada na Figura 9.

$$\dot{q} = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{1/h_1 A} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{L/K A} = \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{1/h_2 A} \quad (8)$$

$T_{\infty,1}$ = Temperatura no fluido 1;

$T_{\infty,2}$ = Temperatura no fluido 2;

h_1 = Coeficiente de transferência de calor por convecção para o fluido 1;

h_2 = Coeficiente de transferência de calor por convecção para o fluido 2.

Em termos de diferença de temperatura global e resistência térmica global, temos a Equação 9.

$$\dot{q} = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{tot}} \quad (9)$$

Onde:

R_{tot} = Resistência térmica total.

E como as resistências condutiva e convectiva estão em séries, é possível definir a resistência total como mostrado na Equação 10.

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{k_c A} + \frac{1}{h_2 A} \quad (10)$$

A resistência térmica total pode ser associada ao conceito de coeficiente global de transferência de calor, que é muito utilizado no estudo de trocadores de calor.

2.2.3 Coeficiente global de transferência de calor

De acordo com Bergman e Lavine (2019), na análise de trocadores de calor é comum a utilização do conceito de coeficiente global de transferência de calor, por meio de uma analogia feita com a Lei de Resfriamento de Newton, como pode ser visto na Equação 11.

$$\dot{q} = UA\Delta T \quad (11)$$

Onde:

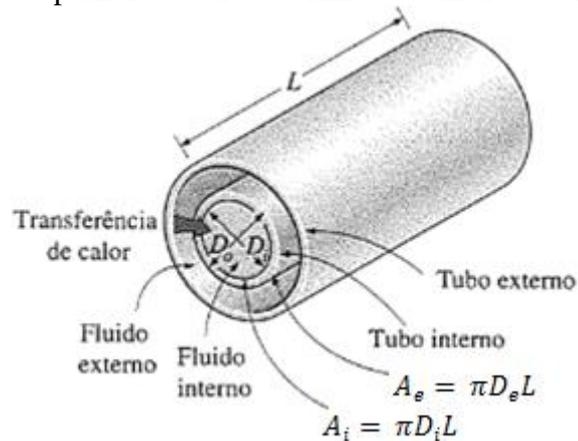
U = Coeficiente global de transferência de calor.

De forma geral, ao analisar as Equações 9 e 11 é possível definir a resistência térmica total do sistema como mostrado na Equação 12.

$$R_{total} = \frac{1}{UA} \quad (12)$$

A Figura 10 mostra superfícies de transferência de calor associadas a um trocador de calor.

Figura 10 - Superfícies de troca térmica de um trocador de calor.



Fonte: Adaptado de Çengel e Ghajar (2012).

De acordo com Çengel e Ghajar (2012) a resistência térmica total para um trocador de calor tubular não aletado e sem incrustações pode ser definida como mostrado na Equação 13. Os subscritos i e e se referem ao interior e exterior do tubo, respectivamente.

$$R_{total} = \frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln \frac{D_{e,tubo}}{D_{i,tubo}}}{2\pi K L_{tubo}} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (13)$$

Onde:

$D_{e,tubo}$ = Diâmetro externo do tubo;

$D_{i,tubo}$ = Diâmetro interno do tubo;

L_{tubo} = Comprimento dos tubos;

h_i = Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido no interior do tubo;

h_e = Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido no exterior do tubo;

A_i = Área de troca térmica interna;

A_e = Área de troca térmica externa.

Considerando a espessura da parede do tubo muito pequena e o fato de que os tubos geralmente são construídos com materiais de condutividade térmica muito alta, é possível desprezar a resistência térmica do tubo. Também é possível considerar as superfícies interna e externa do tubo quase idênticas ($A_i \approx A_e \approx A$). A forma simplificada é expressa na Equação 14.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (14)$$

Para o cálculo da área de troca térmica em um trocador de calor casco e tubo são consideradas as superfícies dos tubos, de acordo com a Equação 15.

$$A = n_T \pi D_{e,tubo} L_{tubo} \quad (15)$$

Onde:

n_T = Número de tubos.

Os coeficientes convectivos podem ser calculados por meio do número de Nusselt, como mostra a Equação 16.

$$Nu = \frac{h D_H}{k_c} \quad (16)$$

Onde:

Nu = Número de Nusselt;

D_H = Diâmetro hidráulico.

O diâmetro hidráulico é calculado de acordo com a geometria. Para o caso dos tubos é considerado o diâmetro interno e para o casco com tubos com espaçamento triangular Kern (1950) define-se a Equação 17.

$$D_{Hcasco} = \frac{8 \left(\frac{\sqrt{3} P_t^2}{4} - \frac{\pi D_{e,tubo}^2}{8} \right)}{\pi D_{e,t}} \quad (17)$$

Onde:

P_t = Espaçamento entre os tubos.

A correlação proposta por Dittus-Boelter, representada pela Equação 18, para o escoamento turbulento em tubos circulares é válida quando $Re > 10000$ e $0,7 \leq Pr \leq 160$.

$$Nu = 0,023 Re_{D_H}^{0,8} Pr^n \quad (18)$$

Onde:

Re_{D_H} = Número de Reynolds calculado para o diâmetro hidráulico;

Pr = Número de Prandtl;

n = Parâmetro da equação de Dittus-Boelter, que tem valor 0,4 quando o fluido está sendo aquecido e 0,3 quando o fluido está sendo resfriado.

O escoamento laminar é determinado em casos em que $Re < 2300$ e para esse tipo de escoamento, no interior de tubos, o número de Nusselt é definido por Hausen, de acordo com a correlação expressa na Equação 19.

$$Nu = 3,66 + \frac{0,0668 \left(\frac{D_{i,tubo}}{L_{tubo}} \right) Re_{D_H} Pr}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{D_{i,tubo}}{L_{tubo}} \right) Re_{D_H} Pr \right]^{2/3}} \quad (19)$$

As Equações 20 e 21 mostram o cálculo dos números de Reynolds e Prandtl, respectivamente.

$$Re_{DH} = \frac{\rho v_m D_H}{\mu} \quad (20)$$

Onde:

ρ = Massa específica;

v_m = Velocidade média do fluido;

μ = Viscosidade dinâmica.

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k_c} \quad (21)$$

Onde:

C_p = Calor específico do fluido.

Existem dois métodos que são aplicados no estudo de trocadores de calor. O método da diferença de temperatura média logarítmica analisa se é possível alcançar a mudança de temperatura especificada por meio de uma vazão conhecida. O método da efetividade NTU prevê as temperaturas de saída dos fluidos em um trocador de calor.

2.2.4 Diferença de temperatura média logarítmica (DTML)

As temperaturas dos fluidos variam ponto a ponto ao longo do trocador de calor, sendo necessário o cálculo da diferença de temperatura média, que pode ser obtida a partir de uma razão entre as temperaturas de entrada e saída dos fluidos. Dessa forma, é possível mensurar a temperatura média global dos fluidos por meio da diferença de temperatura média logarítmica para escoamento contracorrente e concorrente, nos casos em que as temperaturas de entrada e saída dos fluidos são conhecidas (KREITH; MANGLIK; BOHN, 2014).

A Equação 22 mostra como a diferença de temperatura média logarítmica pode ser calculada, sendo ΔT_1 e ΔT_2 a diferença entre as temperaturas em cada uma das extremidades do trocador.

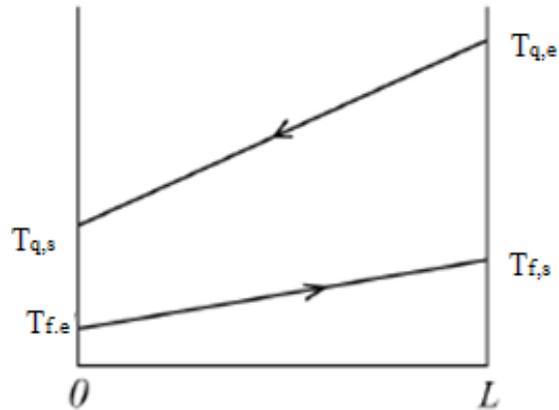
$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (22)$$

Onde:

ΔT_{lm} = Diferença de temperatura média logarítmica.

A Figura 11 mostra como é a variação de temperatura quando o escoamento é contracorrente.

Figura 11 - Variação de temperaturas para escoamento contracorrente.



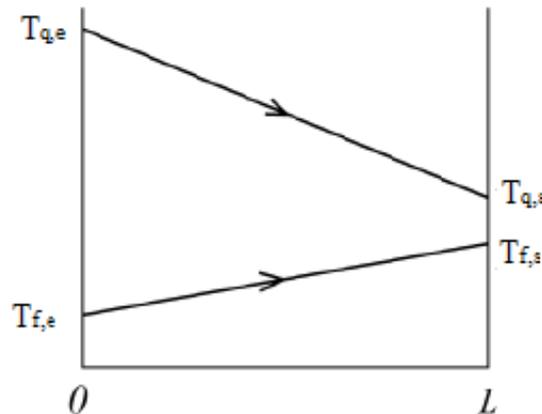
Fonte: Adaptado de Ozisik (1985).

Analisando a Figura 11 é possível reescrever a Equação 22 de acordo com o escoamento contracorrente na Equação 23, sendo os subscritos q e f referentes a quente e frio, respectivamente, e ent e sai à entrada e saída, respectivamente.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{q,ent} - T_{f,sai}) - (T_{q,sai} - T_{f,ent})}{\ln \frac{(T_{q,ent} - T_{f,sai})}{(T_{q,sai} - T_{f,ent})}} \quad (23)$$

Na Figura 12 é possível ver o comportamento das temperaturas dos fluidos ao longo do trocador de calor em operação concorrente.

Figura 12 - Variação de temperaturas para escoamento concorrente.



Fonte: Adaptado de Ozisik (1985).

Da mesma forma feita anteriormente, é possível obter a Equação 24.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{q,ent} - T_{f,ent}) - (T_{q,sai} - T_{f,sai})}{\ln \frac{(T_{q,ent} - T_{f,ent})}{(T_{q,sai} - T_{f,sai})}} \quad (24)$$

A diferença de temperatura média logarítmica considera o perfil de temperatura dos fluidos no interior do trocador e, assim, a Equação 11 deve ser reescrita como mostrado na Equação 25.

$$\dot{q} = UA\Delta T_{lm} \quad (25)$$

O equacionamento feito anteriormente é válido para trocadores de calor do tipo tubo duplo, logo deve ser utilizado um fator de correção para geometrias mais complexas.

2.2.4.1 Fator de correção F

De acordo com o descrito por Holman (2010), caso o trocador de calor utilizado seja de configuração diferente do tipo tubo duplo, como trocadores de calor casco e tubo, a Equação 25 deve sofrer uma alteração para compensar os efeitos térmicos causados pela mudança de geometria do escoamento. É utilizado o fator de correção F como mostra a Equação 26.

$$\dot{q} = UAF\Delta T_{lm} \quad (26)$$

O fator F é determinado graficamente e depende da geometria do trocador de calor e das temperaturas de entrada dos fluidos frio e quente.

Ao utilizar as equações definidas anteriormente para o projeto de um trocador de calor, é considerado o coeficiente global de transferência de calor, que analisa o escoamento dos fluidos de forma geral e seu cálculo é feito de forma imprecisa, fazendo com que os resultados obtidos se distanciem da realidade. Assim, a solução de problemas por meio de métodos numéricos utilizando-se a fluidodinâmica computacional vem ganhando força, visto que os resultados encontrados são mais confiáveis e se aproximam o máximo possível do esperado em fenômenos reais. Além disso, há uma grande redução de custos relacionada à execução de experimentos.

2.2.5 Método da efetividade (NUT)

De acordo com Bergman e Lavine (2019), é possível conhecer a taxa de transferência de calor real de um trocador de calor calculando-a por meio da sua efetividade ε_{NUT} de transferência de calor, que é definida na Equação 27.

$$\varepsilon_{NUT} = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{m\acute{a}x}} \quad (27)$$

Onde:

$\dot{q}_{m\acute{a}x}$ = Taxa de transferência de calor máxima possível.

O cálculo da taxa de transferência de calor pode ser feito de acordo com as Equações 28 e 29.

$$\dot{q} = \dot{m}_q C_{pq} (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (28)$$

$$\dot{q} = \dot{m}_f C_{pf} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (29)$$

Onde:

\dot{m}_q = Vazão mássica de fluido quente;

\dot{m}_f = Vazão mássica de fluido frio.

A taxa de transferência de calor máxima possível é calculada considerando que a maior diferença de temperatura em um trocador de calor corresponde à diferença de temperatura entre as temperaturas de entrada dos fluidos, como mostrado na Equação 30.

$$\Delta T_{m\acute{a}x} = T_{q,e} - T_{f,e} \quad (30)$$

Onde:

$\Delta T_{m\acute{a}x}$ = Diferença de temperatura máxima.

Também devem ser definidas as taxas de capacidade térmica dos fluidos quente e frio, como mostrado nas Equações 31 e 32.

$$C_q = \dot{m}_q C_{pq} \quad (31)$$

$$C_f = \dot{m}_f C_{pf} \quad (32)$$

Onde:

C_q = Taxa de capacidade térmica do fluido quente;

C_f = Taxa de capacidade térmica do fluido frio;

\dot{m} = Vazão mássica.

A menor taxa de capacidade térmica $C_{m\acute{i}n}$ limita a troca térmica entre os fluidos. A Equação 33 é utilizada no cálculo da taxa de transferência de calor máxima possível.

$$\dot{q}_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n} \Delta T_{m\acute{a}x} \quad (33)$$

A efetividade de transferência de calor pode ser determinada por meio de relações que dependem do adimensional de número de unidades de transferência NUT e a razão de capacidades c , que são calculados como mostrado nas Equações 34 e 35.

$$NUT = \frac{UA}{C_{m\acute{i}n}} \quad (34)$$

$$c = \frac{C_{m\acute{i}n}}{C_{m\acute{a}x}} \quad (35)$$

Onde:

$C_{m\acute{a}x}$ = Taxa de capacidade térmica máxima.

Considerando um trocador de passe único no casco e nos tubos, são utilizadas as relações apresentadas nas Equações 36 e 37 para o cálculo da efetividade de transferência de calor para os escoamentos contracorrente e concorrente, respectivamente.

$$\varepsilon_{NUT} = \frac{1 - e^{-NUT(1-c)}}{1 - ce^{-NUT(1-c)}} \quad (36)$$

$$\varepsilon_{NUT} = \frac{1 - e^{-NUT(1+c)}}{1 + c} \quad (37)$$

Os cálculos realizados por meio do método da DTML e da efetividade NUT são imprecisos, já que são consideradas diversas simplificações e aproximações; dessa maneira o uso de métodos numéricos como a fluidodinâmica computacional são largamente empregados.

2.3 FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD)

A fluidodinâmica computacional, do inglês *Computational Fluids Dynamics (CFD)*, é a análise por meio de simulações computacionais de sistemas nos quais há o escoamento de fluidos, transferência de calor e outros fenômenos associados, como reações químicas. Essa ferramenta tem ampla utilização em aplicações em problemas de engenharia, como na aerodinâmica de aeronaves e veículos, processos químicos, engenharia biomédica, engenharia ambiental e meteorológica, indústria petrolífera, de óleo e gás e várias outras (VERSTEEG; MALALASSEKERA, 2007).

Modelos matemáticos baseados nas equações de conservação de quantidade de movimento, conservação de massa e energia são aplicados em escoamentos de fluidos. A solução analítica desses modelos só é possível em casos muito simples, nos quais o escoamento acontece em uma única direção e não há variações temporais. O CFD surgiu para analisar problemas mais complexos por meio de métodos numéricos e discretização das equações. Dessa forma, também existe a economia de tempo e dinheiro (AMARAL, 2017; COSTA, 2016).

Os pacotes comerciais de CFD têm interfaces sofisticadas para a resolução dos problemas e análise de resultados com a utilização de três elementos principais: pré-processador (*pre-processor*), solucionador (*solver*) e pós-processador (*post-processor*).

2.3.1 Pre-processor

Inicialmente devem ser definidos os objetivos e domínios a serem simulados, de forma a serem adotadas simplificações na geometria ou na modelagem que não interfiram no resultado final.

O pré-processamento tem como primeira fase a criação da geometria (*geometry*) que será o domínio computacional ou região de estudo. Devem ser destacadas as regiões nas quais há a circulação de fluidos (VERSTEEG; MALALASSEKERA, 2007).

A geração da malha (*mesh*) ou discretização do domínio computacional é o processo que divide o domínio em pequenos volumes de controle com nós, que possibilitam que as equações governantes de solução do problema sejam integradas em cada uma das células ou elementos de malha (COSTA, 2016; LÓPEZ, 2017). As malhas podem ser geradas com diferentes formatos de células, sendo eles: triangular, quadrilátero, tetraédrico, hexaédrico, piramidal e prismático. Uma mesma malha pode ter elementos de diferentes formatos, de forma que ela se adapte melhor ao formato da geometria (COSTA, 2016).

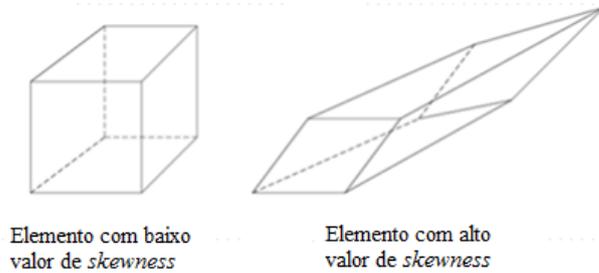
A precisão da solução irá depender do número de células da malha. No caso, quanto maior o número de elementos, mais precisa é a solução, porém o custo computacional aumenta. Malhas de melhor qualidade são não uniformes, ou seja, em áreas onde ocorrem grandes variações ponto a ponto os elementos são mais refinados e em áreas com mudanças pequenas os elementos são mais grosseiros (VERSTEEG; MALALASSEKERA, 2007). A qualidade de uma malha também pode ser definida por meio de alguns parâmetros como *skewness*, *aspect ratio* e *jacobian ratio*.

O parâmetro *skewness* é uma medida da distorção dos elementos de malha e varia de zero a um, sendo que quanto mais próximo de um, mais degeneradas são as células (MOHAMMADI, 2011). A Figura 13 representa um elemento com baixo e outro com elevado valor de *skewness* e é possível perceber a distorção sofrida pela célula.

No caso do *aspect ratio* é feita uma análise da proporção das arestas dos elementos e é definida sua dilatação. Valores iguais a um descrevem elementos equiláteros e valores muito altos podem degradar os resultados (MOHAMMADI, 2011). A Figura 14 mostra elementos com *aspect ratio* igual a um e outros com altos valores.

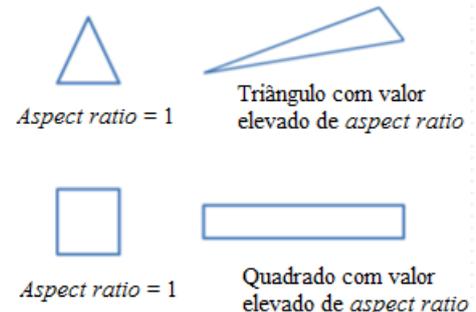
Altos valores de *jacobian ratio* indicam que as células não são computacionalmente confiáveis (DILL, 2011). A Figura 15 mostra o comportamento de células triangulares e quadriláteras com o aumento do *jacobian ratio*.

Figura 13 - Elementos de célula com baixo e alto valor de *skewness*.



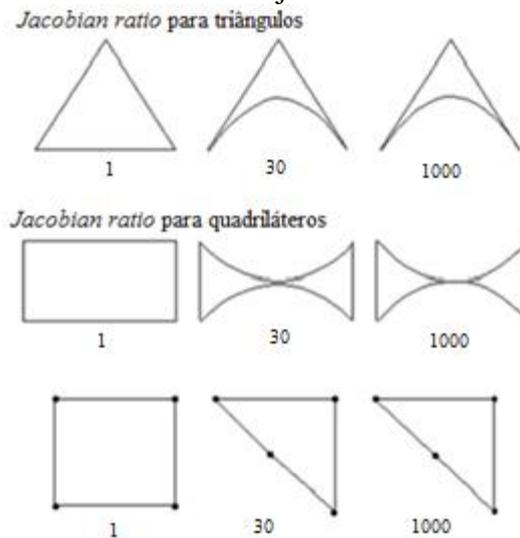
Fonte: Adaptado de Petri (2020).

Figura 14 - Elementos com diferentes valores de *aspect ratio*.



Fonte: Adaptado de Petri (2020).

Figura 15 - Influência do aumento do jacobian ratio em diferentes células.



Fonte: Adaptado de Petri (2020).

Após a finalização da malha é decidido se a simulação será estacionária ou transiente, e condições de contorno e modelos são definidos. Os pré-processadores atuais disponibilizam bibliotecas que contém propriedades de fluidos e materiais, facilitando a obtenção das equações de fluxo.

2.3.2 Solver

Na etapa de processamento, o *Solver* resolve as equações por meio de métodos numéricos iterativos, utilizando as informações fornecidas na etapa de pré-processamento. O método mais utilizado nos pacotes comerciais de CFD é o Método dos Volumes Finitos. Esse método trabalha com o conceito de volumes de controle; assim, é feita uma integração no espaço e no tempo das equações governantes do escoamento sobre todos os volumes. Essas equações integrais são convertidas em um sistema de equações algébricas que posteriormente

são resolvidas de forma iterativa. A convergência da solução acontece quando o resultado se aproxima da solução real e pode ser monitorada pelos resíduos das propriedades do fluxo. Os resíduos devem estar abaixo do valor estabelecido pelo operador (MALISKA, 2010).

2.3.3 Post-processor

A etapa final é a de pós-processamento, na qual são apresentados os resultados. A interpretação dos resultados pode ser feita de diversas formas, como a exibição da malha e geometria, plotagem de campos de vetores, contornos, gráficos, superfícies 2D e 3D e animações. Deve-se analisar se os resultados estão ou não de acordo com a realidade da aplicação. Se possível, os dados devem ser comparados com dados experimentais (ANDERSSON et al., 2012).

2.3.4 Equações governantes

As equações governantes de um fluxo variam de acordo com as condições de simulação. No caso de um trocador de calor devem ser resolvidas as equações da continuidade, energia e quantidade de momento. Os fluidos são analisados de acordo com seu comportamento macroscópico e suas propriedades como velocidade, pressão, densidade e temperatura.

2.3.4.1 Equação da continuidade

A massa de um sistema permanece constante e a equação da continuidade descreve a conservação de massa em um sistema fechado e seu fluxo em um sistema aberto. De acordo com Patankar (1980), a Equação 38 mostra a equação da continuidade, que representa a conservação de massa em um volume de controle infinitesimal tridimensional.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (38)$$

Onde:

t = Tempo;

u = Componente da velocidade no eixo x;

v = Componente da velocidade no eixo y;

w = Componente da velocidade no eixo z.

2.3.4.2 Equação da quantidade de movimento

A Segunda Lei de Newton estabelece que a taxa de variação de momento de uma partícula fluida é igual à soma de todas as forças atuantes na partícula. Existem dois tipos de forças nesse caso: as forças superficiais que consideram pressão, forças viscosas e gravidade, e as forças volumétricas, que estão relacionadas às forças centrífugas e eletromagnéticas (PATANKAR, 1980). A equação da quantidade de momento pode ser descrita pela Equação de Navier-Stokes, como mostrado na Equação 39.

$$\begin{aligned} \rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial w}{\partial t} + u \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) + v \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) + w \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \\ = \rho g_x + \rho g_y + \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\partial P}{\partial y} - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (39)$$

Onde:

g_x = Gravidade no eixo x;

g_y = Gravidade no eixo y;

g_z = Gravidade no eixo z;

P = Pressão.

A Equação 40 mostra a forma compacta da equação de Navier-Stokes.

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (40)$$

Onde:

\vec{V} = Vetor velocidade;

\vec{g} = Vetor gravidade.

O primeiro termo da equação corresponde à aplicação da Segunda Lei de Newton a um volume infinitesimal, no qual há uma variação da sua quantidade de movimento devido à resultante das forças que atua sobre esse elemento. O segundo termo é referente a campos externos, como gravidade, magnetismo e potencial elétrico, que atuam sobre esse corpo. Os dois últimos termos são relacionados às forças de superfície, que são resultado das tensões que atuam em todos os lados do volume de controle e são a soma da pressão e tensões viscosas que surgem através do movimento com gradientes de velocidade.

2.3.4.3 Equação da energia

De acordo com Maliska (2010) a equação da energia deriva da primeira lei da termodinâmica, que estabelece que a taxa de variação de energia de uma partícula de fluido é igual à soma da taxa de calor absorvido e o trabalho realizado sobre essa partícula. Essa relação é apresentada na Equação 11.

$$\rho \frac{DE}{Dt} = \left[-\frac{\partial(up)}{\partial x} - \frac{\partial(vp)}{\partial y} - \frac{\partial(wp)}{\partial z} \right] + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] + \left[-\frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} \right] + S_E \quad (41)$$

Onde:

E = Energia;

p = Pressão estática;

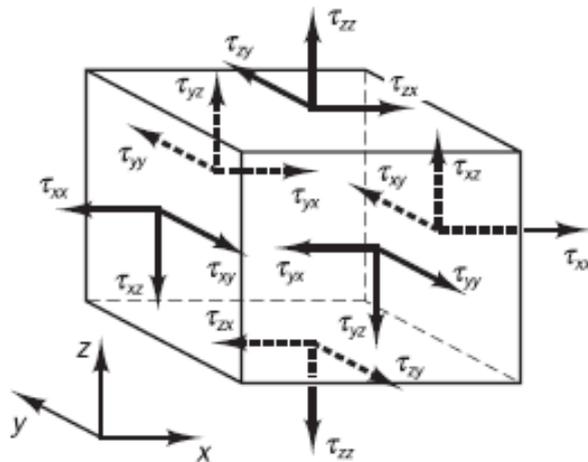
τ_{ij} = Tensor das tensões viscosas;

q = Fluxo de calor;

S_E = Fonte volumétrica de fluxo de calor.

A notação τ_{ij} é utilizada para indicar a direção das tensões viscosas, sendo que o sufixo i indica a direção em que o componente de tensão atua e j indica a superfície normal à direção i . A Figura 16 mostra os componentes de tensão em um elemento fluido.

Figura 16 - Tensor tensão em diferentes direções de um elemento.



Fonte: Versteeg e Malalasekera (2007).

Os dois primeiros termos da equação estão relacionados ao trabalho realizado na partícula e sofre influência da pressão e tensões viscosas. Já o terceiro termo é referente ao

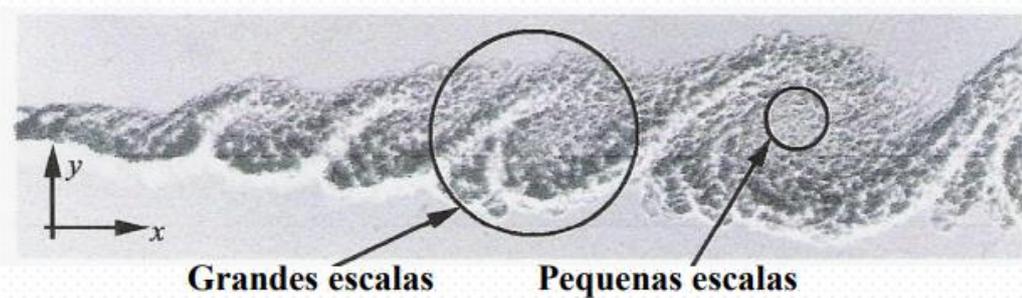
fluxo de calor devido à condução de calor, sendo que o fluxo de calor pode ser decomposto em três componentes. O termo S_E se refere a uma fonte externa de geração de calor e esse termo é maior que zero quando é fornecido calor para o sistema.

2.3.5 Turbulência

A turbulência é um fenômeno natural que acontece no escoamento de um fluido quando o gradiente de velocidades é alto; o resultado é o aparecimento de perturbações em função do espaço e tempo, fazendo com que o fluido passe a se movimentar de forma caótica e aleatória. Um escoamento deixa de ser laminar e passa a ser turbulento devido a vários efeitos como: rugosidade da parede e transferência de calor; o principal parâmetro que é analisado para ser definida a transição é o número de Reynolds, que fornece uma medida da relação entre forças associadas a efeitos convectivos e forças viscosas. Baixos números de Reynolds indicam um escoamento laminar e altos números indicam um escoamento turbulento. Um escoamento completamente desenvolvido é considerado turbulento nos casos em que o número de Reynolds é maior que 2300. Em casos simples de escoamento laminar as equações governantes podem ser resolvidas analiticamente, já em escoamento mais complexos a resolução é feita numericamente por meio de CFD (CHUNG, 2002; LÓPEZ, 2017).

Em escoamentos com turbulência são formadas pequenas e grandes escalas de energia, que são proporcionais aos vórtices formados. As escalas maiores transferem energia para as menores que irão dissipar essa energia em forma de calor (CHUNG, 2002). A Figura 17 mostra as pequenas e grandes escalas de um escoamento.

Figura 17 - Escalas de turbulência em um escoamento.

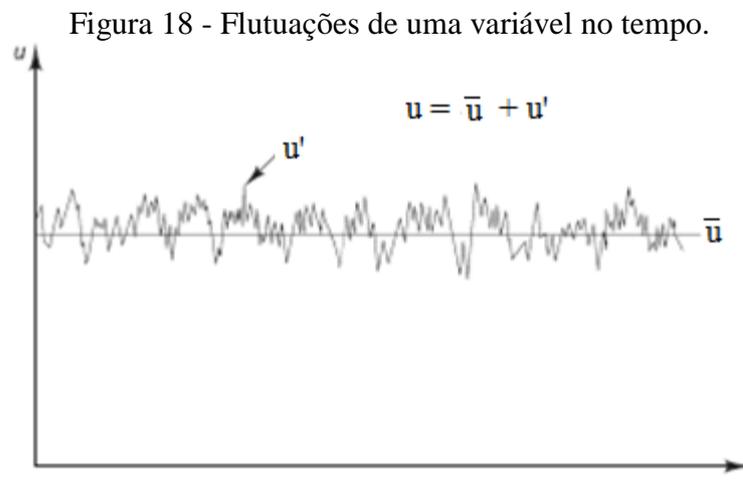


Fonte: Petri (2020).

De acordo com Chung (2002), a técnica de modelagem por Solução Numérica Direta (DNS em inglês, *Direct Numerical Solution*) é um método determinístico que resolve as equações para todas as escalas de tempo e espaço. Como o escoamento turbulento é

tridimensional, transiente e existem muitos vórtices, existe uma grande demanda de esforço computacional, o que permite a resolução de problemas simples, porém impossibilita a utilização do método em problemas mais complexos, como na indústria.

Como a turbulência é caracterizada por flutuações aleatórias, os métodos determinísticos são substituídos por métodos estatísticos. Essa abordagem faz uma média no tempo das variáveis e são separados os valores médios e flutuações, como é mostrado na Figura 18. Novas variáveis desconhecidas aparecem e devem ser introduzidas equações adicionais para a resolução do sistema. Esse método é conhecido por decomposição média de Reynolds ou métodos RANS (do inglês *Reynolds averaged Navier-Stokes methods*) e, nesse caso, as escalas pequenas e grandes de turbulência são modeladas, exigindo malhas menos refinadas e menor custo computacional (CHUNG, 2002). Na imagem, o termo u representa a componente instantânea da velocidade no eixo x , \bar{u} é a média temporal e u' representa as flutuações.



Fonte adaptada: Versteeg e Malalasekera (2007).

Em aplicações de engenharia é necessário entender a influência da turbulência em um escoamento, mas sem resolver flutuações turbulentas. Sendo assim, o modelo de turbulência utilizado deve ser aplicável em grande parte dos problemas e ter baixo custo computacional, o que leva a escolha dos métodos RANS (LÓPEZ, 2017).

Para a resolução de um sistema utilizando-se a modelagem RANS devem ser inseridas equações adicionais. Para isso, existem os Modelos dos Tensores de Reynolds (RSM, do inglês *Reynolds Stress Models*) e os Modelos da Viscosidade Turbulenta (*Eddy Viscosity Models*), sendo que o segundo método exige menos recursos computacionais. Os Modelos da Viscosidade Turbulenta são classificados de acordo com o número de equações extras; um deles é amplamente utilizado em problemas de engenharia e transferência de calor: o modelo

$k - \varepsilon$, que possui duas equações adicionais e é modesto nas exigências de recursos computacionais em comparação a outros modelos (MOHAMMADI, 2011; VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

2.3.5.1 Modelo $k-\varepsilon$

De acordo com Versteeg e Malalasekera (2007), o modelo $k - \varepsilon$ modela a energia cinética turbulenta k , definida como a variação das flutuações de velocidade, e sua taxa de dissipação ε , que é a taxa na qual as flutuações de velocidade se dissipam. A viscosidade turbulenta se relaciona com a energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação por meio da Equação 42.

$$\mu_T = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (42)$$

Onde:

μ_T = Viscosidade turbulenta;

C_μ = Constante adimensional do modelo.

Os valores de k e ε podem ser obtidos pelas Equações 43 e 44.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \vec{V}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (43)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \vec{V}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad (44)$$

Onde:

σ_k = Constante adimensional do modelo;

P_{kb} = Forças de empuxo para energia cinética turbulenta;

σ_ε = Constante adimensional do modelo;

$C_{\varepsilon 1}$ = Constante adimensional do modelo;

$C_{\varepsilon 2}$ = Constante adimensional do modelo;

P_k = Produção de turbulência devido às forças viscosas;

$P_{\varepsilon b}$ = Forças de empuxo para taxa de dissipação de energia turbulenta.

As forças de empuxo P_{kb} e $P_{\varepsilon b}$ são desprezadas se a gravidade é desconsiderada no sistema. O termo de produção de turbulência devido às forças viscosas é encontrado pela Equação 45.

$$P_k = \mu_T \left(\frac{\partial \vec{V}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \vec{V}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \vec{V}_i}{\partial x_j} \quad (45)$$

2.4 ESTUDO NUMÉRICO DE TROCADORES DE CALOR

Nos últimos anos, com o grande desenvolvimento da área de simulação computacional, o estudo de trocadores de calor por meio de ferramentas computacionais também ganhou intensidade. Existem diversos trabalhos que buscam melhorias na troca térmica por meio de métodos numéricos, onde são consideradas diferentes abordagens e metodologias.

Costa (2016) avalia a influência da variação da vazão, espaçamento e corte das chicanas na transferência de calor e perda de carga em um trocador de calor casco e tubo. Como conclusões afirma que a variação de vazão influencia diretamente na transferência de calor, mas vazões mais de 20% maiores que a vazão de projeto podem afetar a temperatura de saída dos fluidos, mesmo sem atingir os limites de perda de carga no trocador de calor. A diminuição do espaçamento entre as chicanas aumentou a troca térmica no interior dos tubos e houve um aumento na perda de carga no casco. A perda de carga no casco diminuiu quando o corte das chicanas é maior e a transferência de calor também é comprometida, já que a velocidade do fluido no casco diminuiu.

Ozden e Tari (2010) também analisam a influência da variação de vazão, espaçamento e corte na transferência de calor e perda de carga e é feita uma comparação entre métodos analíticos e numéricos. Após a simulação, são comparados os resultados obtidos numericamente com os resultados obtidos pelos métodos de Kern e Bell-Delaware. O método de Bell-Delaware apresenta resultados próximos aos obtidos via CFD, apresentando diferenças de cerca de 2%; já o método de Kern apresenta valores distantes do esperado. O aumento da distância entre chicanas desfavorece a transferência de calor e diminuiu a perda de carga. As chicanas com menores cortes tem melhor desempenho na troca térmica e há uma diminuição da perda de carga.

Mohammadi (2011) estuda efeitos de viscosidade, por meio da utilização de diversos fluidos e variações no corte e orientação das chicanas, em valores de queda de pressão e transferência de calor em um trocador de calor casco e tubo. Para todos os fluidos utilizados na carcaça, as chicanas com orientação horizontal representaram 250% mais perda de carga e 20% menos transferência de calor do que em relação às chicanas orientadas verticalmente. As chicanas com orientação vertical também apresentaram melhor desempenho para os fluidos mais viscosos.

Raj e Ganne (2012) fazem um estudo do efeito da variação do ângulo de inclinação das chicanas na perda de carga no interior de um trocador de calor casco e tubo. São avaliadas

chicanas com inclinações de 0°, 10° e 20°. Foi possível concluir que a perda de carga é menor para as chicanas com inclinação de 20°.

Bhutta et al. (2012) ressaltam a importância da fluidodinâmica computacional no projeto de trocadores de calor de vários tipos e a utilização do modelo de turbulência $k - \varepsilon$ nessas situações. Os resultados numéricos apontam que as simulações e resultados experimentais podem apresentar diferenças entre 2% e 10%, mas em alguns casos essa diferença pode chegar a 36%.

Wang et. al. (2014) compararam a transferência de calor em trocadores com chicanas planas com angulação e chicanas helicoidais, que apresentaram um aumento médio de 8,7% de troca térmica.

López (2017) compara os modelos de turbulência SST e $k - \varepsilon$, que são comumente utilizados na simulação de trocadores de calor. Além disso, os resultados obtidos na simulação são validados a partir da comparação com resultados analíticos e experimentais. Foi possível concluir que o modelo SST apresentou resultados mais próximos da realidade para o sistema de trocador casco e tubo e pequenas diferenças de valores entre os resultados analíticos, experimentais e numéricos, já que esse modelo faz um tratamento preciso em regiões próximas as paredes.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo são descritos detalhes da unidade experimental, especificadas as dimensões de seus componentes e apresentado o procedimento experimental. Além disso, é mostrada a metodologia numérica utilizada, abordando construção da geometria, geração da malha e métodos e modelos utilizados na simulação.

3.1 UNIDADE EXPERIMENTAL

Foi construído um trocador de calor do tipo casco e tubo e executados experimentos utilizando o protótipo do projeto em grupo na disciplina GNE347 – Projetos em Engenharia Química III do curso de Engenharia Química da Universidade Federal de Lavras no semestre 2019/1. Nesse caso, o fluido frio circula no casco e nos tubos circula o fluido quente; para ambos os fluidos o passe é único. O trocador pode operar com o escoamento concorrente ou contracorrente dos fluidos, variando de acordo com a alimentação dos mesmos.

O casco foi feito utilizando um tubo de PVC com 100 mm de diâmetro externo, 1,5 mm de espessura e 499 mm de comprimento. Um tampão de PVC foi acoplado em cada extremidade do casco para realizar a alimentação de fluido quente. Cada um dos tampões possuía 100 mm de diâmetro externo, 1,5 mm de espessura e 50 mm de comprimento. Foram utilizados nove tubos de cobre com o comprimento de 499 mm, diâmetro externo de 6,35 mm e uma parede de 0,79 mm de espessura, cada um. Foi utilizada uma placa de acrílico de 2 mm de espessura para a confecção de três chicanas. Para a alimentação dos fluidos foram conectados no casco tampões adaptadores de PVC de 20 mm de diâmetro externo e 1,5 mm de espessura. A Tabela 1 mostra as dimensões do equipamento.

Tabela 1 - Dimensões do trocador de calor.

Dimensões [mm]		Dimensões [mm]	
$D_{i,casco}$	97	L_{tubo}	499
$D_{e,casco}$	100	$L_{tampão}$	50
$D_{i,tubo}$	4,77	d_c	125
$D_{e,tubo}$	6,35	e_c	2
$D_{i,tampão}$	97	$D_{i,alim}$	17
$D_{e,tampão}$	100	$D_{e,alim}$	20
L_{casco}	499		

Onde:

$D_{i,casco}$ = Diâmetro interno do casco;

$D_{e,casco}$ = Diâmetro externo do casco;

$D_{i,tampão}$ = Diâmetro interno dos tampões;

$D_{e,tampão}$ = Diâmetro externo dos tampões;

L_{casco} = Comprimento do casco;

L_{casco} = Comprimento dos tampões;

d_c = Distância entre as chicanas;

e_c = Espessura das chicanas;

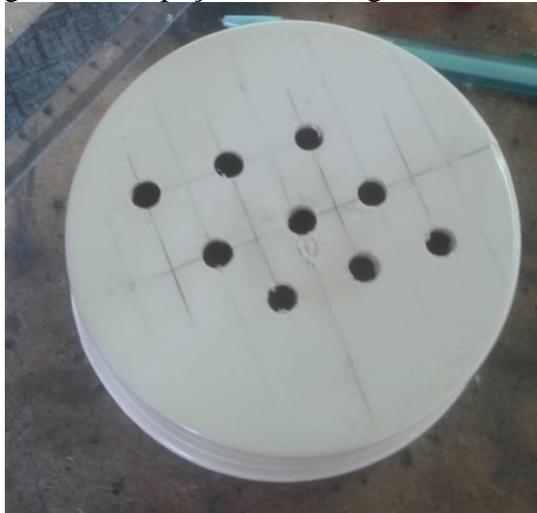
$D_{i,alim}$ = Diâmetro interno das alimentações;

$D_{e,alim}$ = Diâmetro externo das alimentações.

As chicanas foram feitas no formato da área de seção transversal do tubo de PVC e foi retirada uma área correspondente a aproximadamente 25% da área da chicana para possibilitar a passagem do fluido. Cada chicana estava distante 125 mm da próxima, valor que está em desacordo com a literatura.

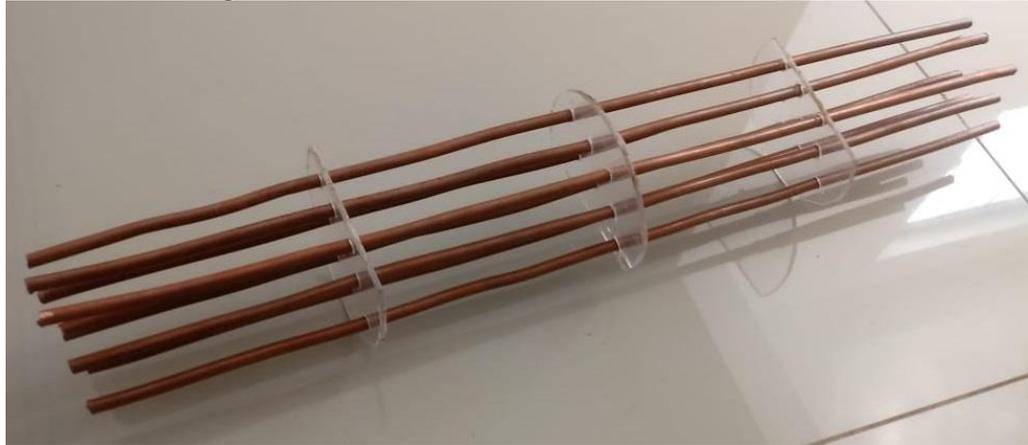
Os tubos de cobre estavam espaçados de acordo com um passe triangular de 60°, com uma distância de 16,2 mm entre os centros de dois tubos. A Figura 19 mostra o espaçamento dos tubos em um dos tampões.

Figura 19 - Espaçamento triangular dos tubos.



Na Figura 20 é possível ver o interior do trocador de calor, composto pelos tubos e chicanas.

Figura 20 - Tubos e chicanas do trocador de calor.



3.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A água foi o fluido de trabalho utilizado durante o funcionamento do equipamento, sendo que a mesma foi alimentada a diferentes temperaturas de forma a representar um fluido quente e outro frio. A alimentação do fluido frio foi feita pela torneira do laboratório, com o auxílio de uma mangueira conectada ao adaptador localizado no casco. A alimentação do fluido quente foi feita utilizando um balde de água aquecida por meio de um aquecedor elétrico e o transporte da água também foi feito por uma mangueira conectada ao adaptador ligado ao tampão, sendo que ao ser alimentada no tampão, a água se distribuía para o nove tubos. Os fluidos de saída foram transportados por mangueiras, regulados por torneiras acopladas à estrutura e coletados em baldes. O casco foi envolto por uma manta térmica, com o objetivo de diminuir as trocas térmicas entre o trocador de calor e o ambiente.

A medição das temperaturas de entrada e saída dos fluidos foi feita com um sensor de temperatura do tipo PT 100, que é uma termorresistência feita com fios de platina, conectada a um multímetro da marca Minipa modelo ET-1400, que mede temperaturas na faixa de -200 °C a 850 °C. As vazões volumétricas de entrada dos fluidos quente e frio foram medidas em triplicata com um béquer e um cronômetro, analisando o tempo de enchimento de determinado volume do béquer, de acordo com a Equação 46.

$$\dot{V} = \frac{V}{t} \quad (46)$$

Onde:

\dot{V} = Vazão volumétrica;

V = Volume.

Utilizando a Equação 47 foi possível encontrar as vazões mássicas de entrada dos fluidos, utilizadas posteriormente na simulação.

$$\dot{m} = \dot{V}\rho \quad (47)$$

Onde:

\dot{m} = Vazão mássica.

Foi possível operar o trocador de calor com os escoamentos contracorrente e concorrente, alterando o sentido percorrido pelo fluido quente nos tubos e foram utilizadas diferentes temperaturas de entrada para os fluidos para fins de comparação.

3.3 PROCEDIMENTO NUMÉRICO

A simulação computacional do trocador de calor foi dividida em três etapas principais, sendo elas: a construção da geometria, a geração da malha e a simulação em si, com a definição de regimes de escoamento, condições de contorno, critérios de parada e número de iterações.

3.3.1 Geometria

Nessa etapa foi utilizado o *software SpaceClaim*, que está presente na versão acadêmica do pacote *Ansys*, e a geometria foi criada de acordo com as dimensões reais do trocador de calor construído para fins experimentais.

A construção da geometria se iniciou pelo casco, posteriormente foram criadas as chicanas e os tubos, que foram posicionados no interior do casco. Em seguida, foram construídos tampões e conectados nas extremidades do casco. Por fim, foram adicionadas as alimentações no casco e nos tampões.

Na Figura 21 pode ser visto o exterior do trocador de calor, composto pelo casco, tampões e alimentações. Na Figura 22 é representado o interior do equipamento, que é composto pelos tubos e chicanas.

Figura 21 - Vista do exterior da geometria do trocador de calor.

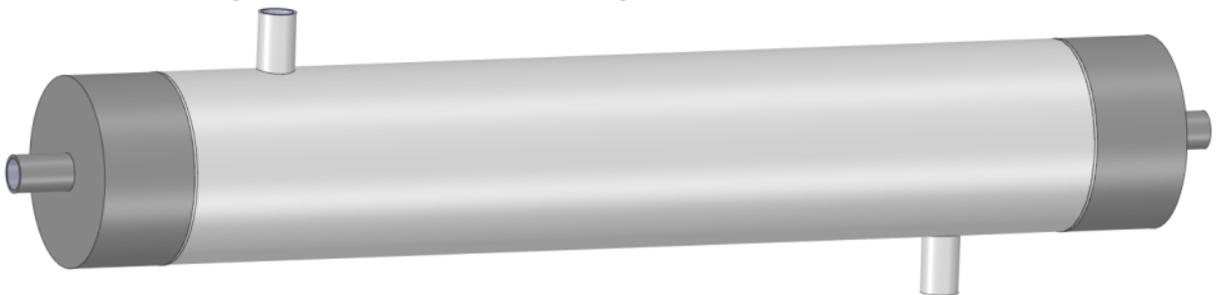
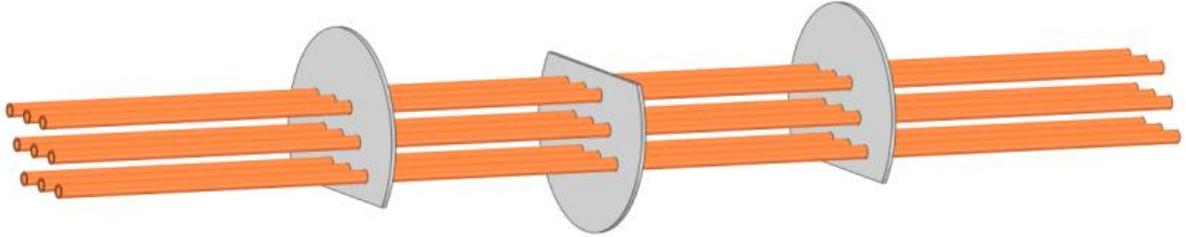


Figura 22 - Vista do interior da geometria do trocador de calor.



As Figuras 23, 24 e 25 mostram as vistas do trocador de calor nos planos xy, xz e yz, respectivamente.

Figura 23 - Vista do plano xy do trocador de calor.

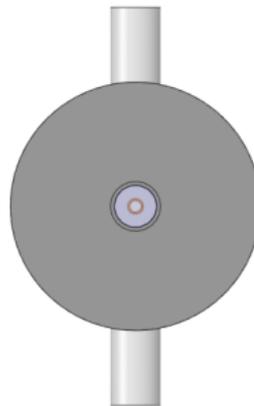


Figura 24 - Vista do plano xz do trocador de calor.

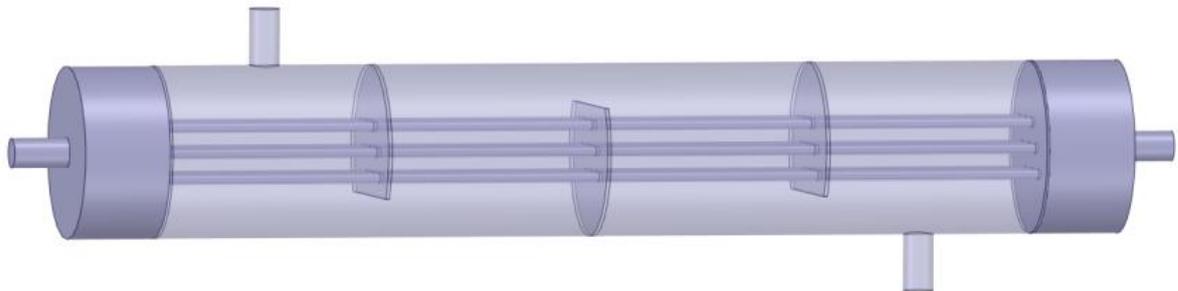


Figura 25 - Vista do plano yz do trocador de calor.



Após a finalização da construção da carcaça do trocador de calor foi possível extrair o “volume molhado” do equipamento, que representa o volume ocupado pelos fluidos utilizados no processo, de acordo com o mostrado na Figura 26. Foi utilizada a ferramenta *Volume Extract*, que, através da seleção das faces e extremidades da carcaça nas quais existe alimentação ou saída de fluido, consegue delimitar o volume no qual há escoamento. Dessa forma é possível delimitar um domínio computacional no qual haverá geração da malha (SANTOS, 2019).

Figura 26 - Volume molhado do trocador de calor.



O volume molhado pode ser dividido em dois volumes, sendo que em um deles escoia fluido frio e em outro circula fluido quente, como é mostrado nas Figuras 27 e 28, respectivamente.

Figura 27 - Volume molhado frio.

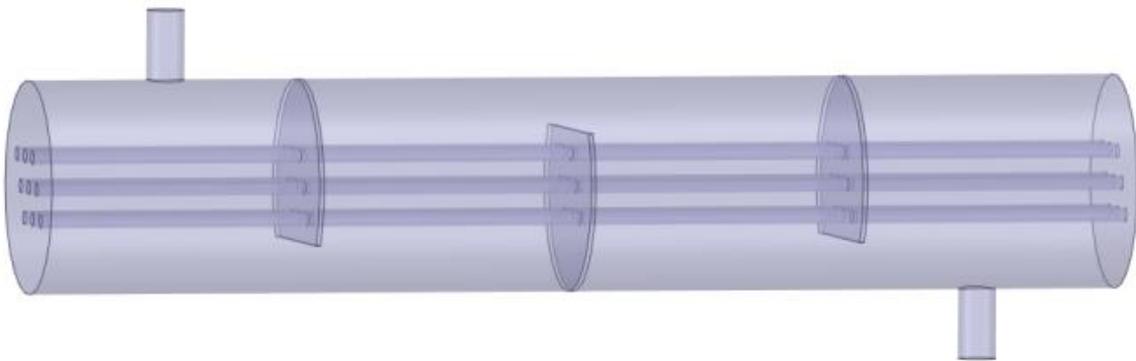
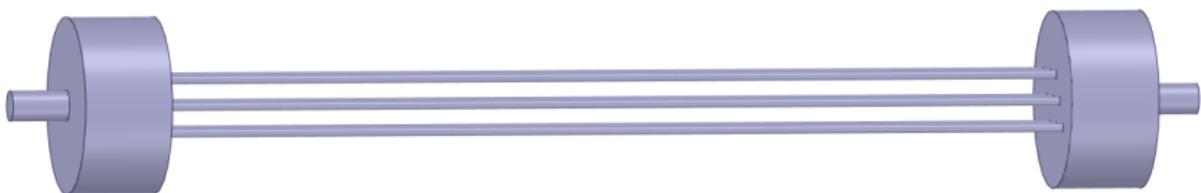


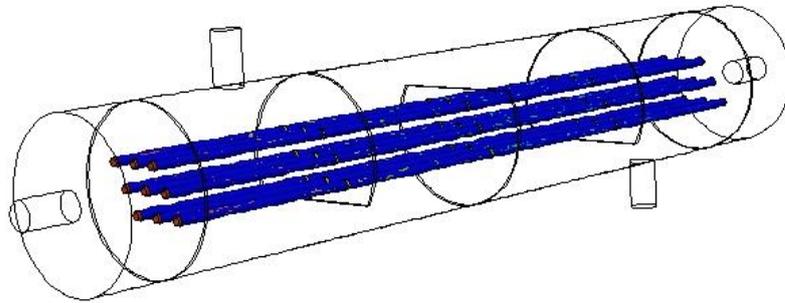
Figura 28 - Volume molhado quente.



É possível perceber que essa geometria apresenta diversas superfícies de contato, também podendo ser chamadas de interfaces, entre os fluidos e os tubos no interior do casco,

como pode ser visto na Figura 29. Isso se deve ao fato dos limites de malhas com diferentes zonas celulares entrarem em contato e se sobreporem parcial ou totalmente. A troca de calor entre os fluidos acontece efetivamente nas interfaces, exigindo que sejam definidas condições especiais durante a simulação para que as zonas celulares sejam conectadas (ANSYS, 2020).

Figura 29 - Interfaces entre fluidos e tubos.



Após a obtenção do volume molhado foi possível gerar a malha e aplicar as equações que regem o movimento dos fluidos e suas condições de contorno.

3.3.2 Malha

O *software Meshing*, que também é componente do pacote *Ansys*, foi utilizado para a geração da malha utilizada na simulação computacional. Várias malhas foram geradas buscando atender o limite de 512 000 células, que é o valor máximo permitido pela licença estudantil. Foram alterados o tamanho e formato das células e também foram avaliadas as propriedades *skewness*, *aspect ratio* e *jacobian* até ser obtida uma malha satisfatória.

A malha gerada tem 335.798 células predominantemente tetraédricas, valor que está abaixo do máximo permitido pela licença e atende os requisitos analisados. Não foi possível gerar uma malha com maior número de elementos, já que, com a quantidade alta de detalhes, as mudanças de tamanho e método utilizado levavam o número de células a ultrapassar o limite permitido pela licença estudantil. O volume discretizado é mostrado na Figura 30.

Para uma melhor discretização dos volumes, foram aplicadas malhas diferentes para cada um deles. Na Figura 31 é possível ver a malha aplicada ao volume ocupado pelo fluido frio, a qual tem células do tamanho 5×10^{-3} m. Foi utilizado o método *Automatic* para sua geração e, mesmo com a utilização desse método, as células geradas foram predominantemente do formato tetraédrico.

Figura 30 - Malha do trocador de calor.

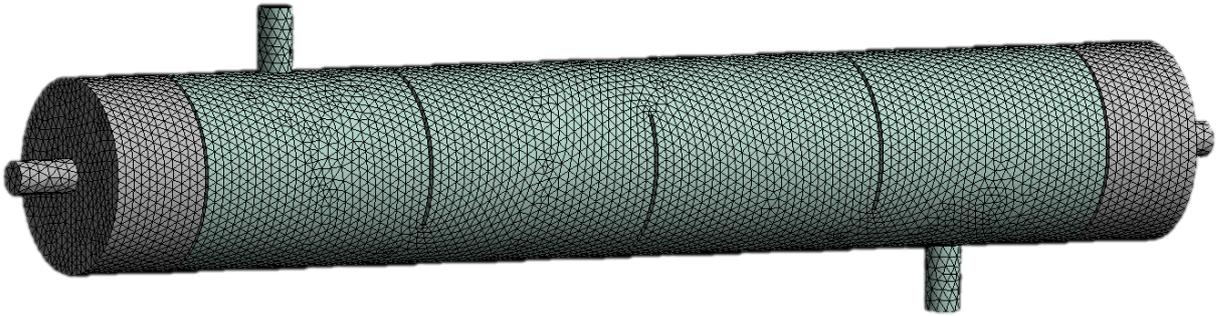
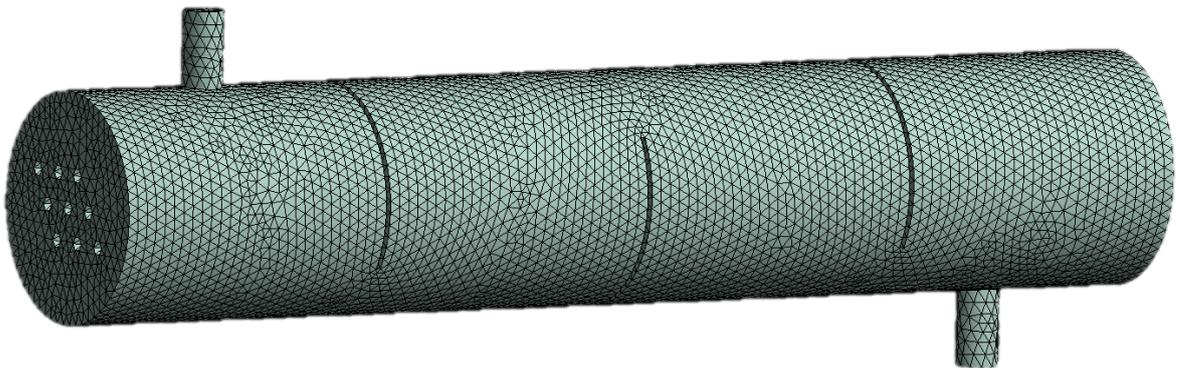
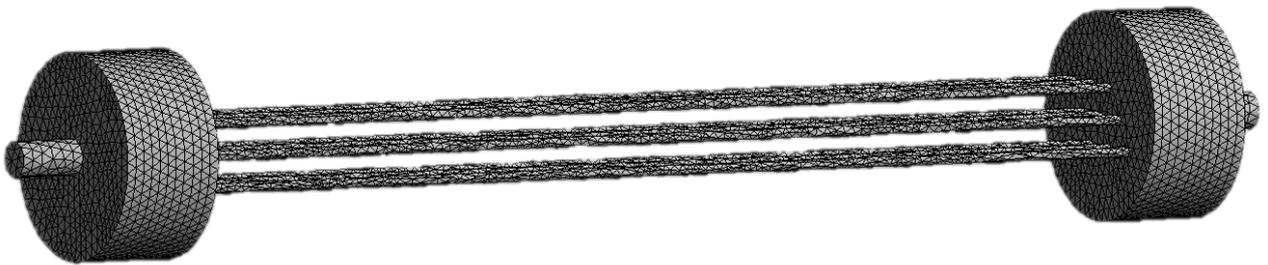


Figura 31 - Malha gerada no domínio do fluido frio.



Já na Figura 32 é representada a malha gerada no volume ocupado pelo fluido quente. Essa malha também tem células de $5 \times 10^{-3} \text{m}$, foi utilizado o método *Automatic* e também foram geradas células predominantemente do formato tetraédrico.

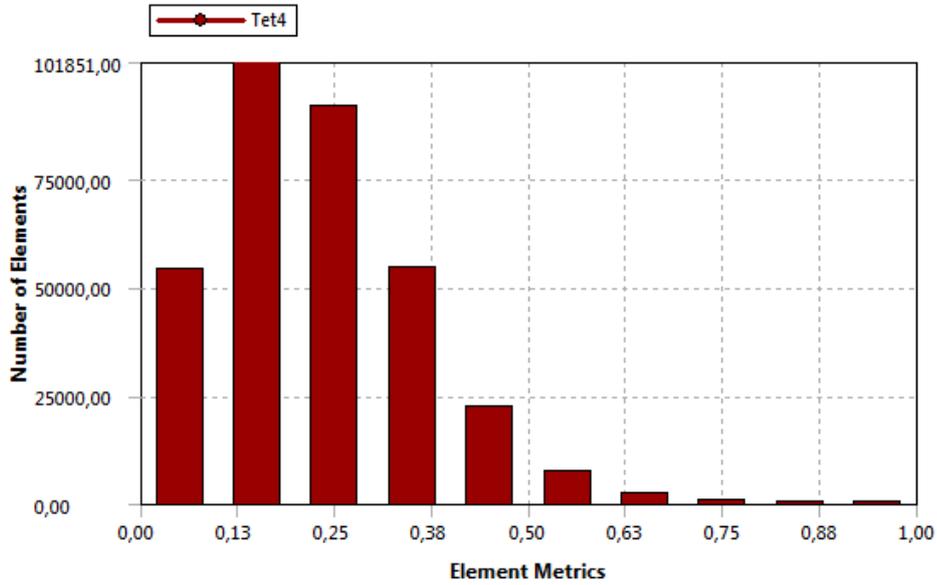
Figura 32 - Malha gerada no domínio do fluido quente.



As faces dos volumes foram nomeadas, representando entradas, saídas, paredes e interior que entram em contato com os fluidos frio e quente.

Na Figura 33 podem ser observados os resultados obtidos para a análise de *skewness* de acordo com a distribuição de células da malha gerada.

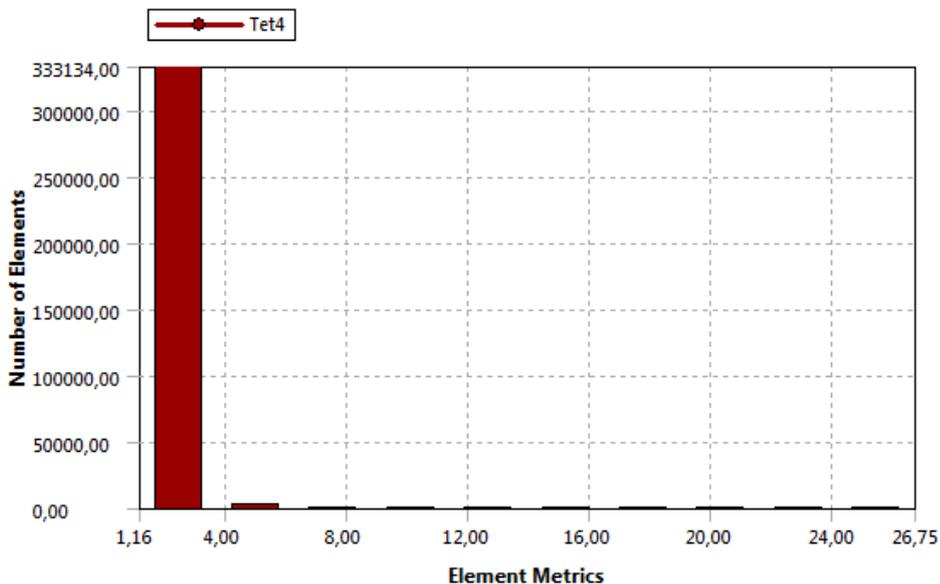
Figura 33 - Gráfico de qualidade da malha com a representação de *skewness*.



Como essa propriedade está relacionada ao desvio do vetor que liga os centros de duas células vizinhas, altos valores de *skewness* afetam a precisão da solução numérica. Nesse caso, a maior parte dos elementos apresentou valores de *skewness* mais próximos de zero, apresentando um ótimo resultado.

A segunda propriedade analisada foi a razão de aspecto, ou *aspect ratio*, que é a razão entre a maior e a menor aresta de um elemento; quanto mais a razão é próxima de um, melhores são os resultados da simulação. A Figura 34 mostra o gráfico com a distribuição da propriedade entre as células, que apresenta um resultado satisfatório.

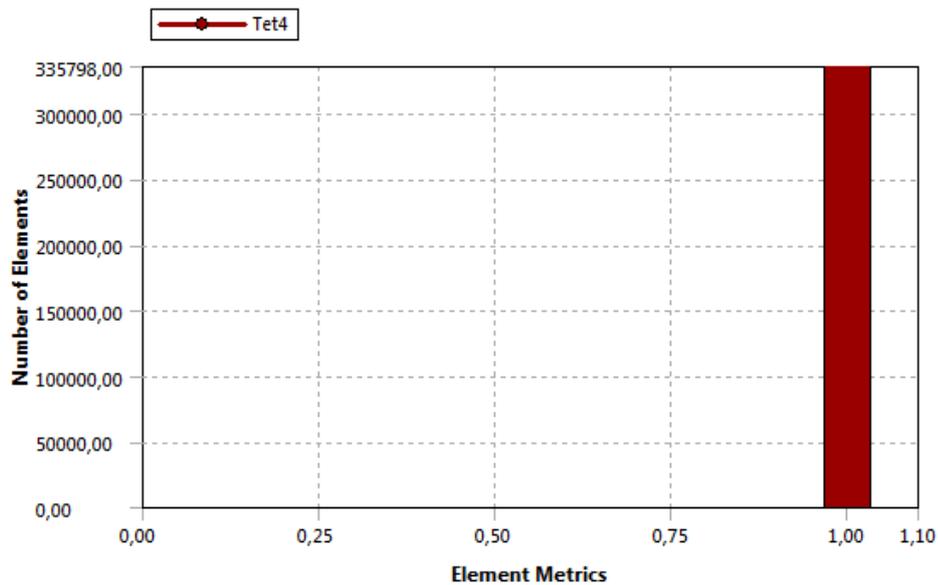
Figura 34 - Gráfico de qualidade da malha com a representação de *aspect ratio*.



Também foi analisada a propriedade *jacobian ratio*, que diz respeito ao desvio de um elemento em relação ao seu formato ideal. Altos valores dessa propriedade levam a erros computacionais. É possível fazer uma análise de *jacobian ratio* nas células da malha analisada de acordo com a Figura 35.

Dessa forma, é visto que todos os elementos da malha apresentam *jacobian ratio* igual 1, representando o resultado esperado. Analisando todas as propriedades é possível dizer que a malha atinge a qualidade esperada.

Figura 35 - Gráfico de qualidade da malha com a representação de *jacobian ratio*.



3.3.3 Simulação

A simulação do trocador de calor foi realizada nas condições de escoamento contracorrente e concorrente dos fluidos, considerando os regimes de escoamento laminar e turbulento. Em todos os casos foi utilizado o *software Fluent*, que é componente do pacote *Ansys*, alterando as condições de contorno e operação do equipamento e também os modelos e métodos utilizados.

O computador utilizado está localizado no Laboratório de Análises 3 no Departamento de Engenharia da UFLA e tem um processador Intel® Core™ i5 – 7500 CPU @ 3,40GHz, memória RAM utilizável de 15,9 GB, sistema operacional de 64 bits, processador com base em x64 e tem instalada a versão 19.2 do *Ansys*.

Foram feitas definições do tipo de domínio e inseridos na biblioteca do programa quais os materiais utilizados, tanto para os fluidos quanto para a estrutura do trocador. Nesse momento, foram incorporadas à solução propriedades do material como densidade, calor

específico, condutividade térmica e viscosidade. No sistema estudado foi utilizada a água líquida como fluido frio e quente e os sólidos PVC e cobre no equipamento.

As condições de entrada dos fluidos foram baseadas nas vazões mássicas e temperaturas, enquanto que as condições de saída foram baseadas na *pressure gauge* (diferença de pressão de saída com a pressão ambiente) e *backflow total temperature* (temperatura caso uma quantidade de fluido retorne ao interior do equipamento) (MOHAMMADI, 2011). As propriedades das paredes do casco e tubos foram relacionadas com propriedades do PVC e cobre, respectivamente, levando em conta a espessura das paredes e os fenômenos de condução e convecção de calor e desconsiderando a geração e fluxo de calor. Foi considerado que as trocas de calor ocorreram efetivamente na interface gerada entre os fluidos e os tubos, havendo fluxo de calor e mudanças de temperatura.

No caso das interfaces, foi considerada a condição *coupled wall* que permite que exista a troca térmica, o que não acontece caso a interface seja considerada uma parede. Para isso, foi preciso definir manualmente as interfaces no *Fluent* separando as regiões que as compunham (ANSYS, 2020).

Para todas as situações analisadas foram consideradas as mesmas condições de contorno, mostradas na Tabela 2.

Tabela 2 - Condições de contorno utilizadas na simulação.

Domínio	Tipo	Condições de contorno
Entrada de fluido frio	<i>Mass flow inlet</i>	$T = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$
		$\dot{m} = 6,5\text{ g/s}$ (contracorrente) $\dot{m} = 6,5\text{ g/s}$ (concorrente)
Saída de fluido frio	<i>Pressure outlet</i>	$\Delta P = 0\text{ Pa}$
Parede do casco	<i>Wall (heat flux)</i>	$q = 0\text{ W/m}^2$
		$\dot{G} = 0\text{ W/m}^3$
		Material: PVC Espessura: 1,5 mm
Entrada de fluido quente	<i>Mass flow inlet</i>	$T = 46\text{ }^{\circ}\text{C}$
		$\dot{m} = 14,8\text{ g/s}$ (contracorrente) $\dot{m} = 11,4\text{ g/s}$ (concorrente)
Saída de fluido quente	<i>Pressure outlet</i>	$\Delta P = 0\text{ Pa}$
Interfaces	<i>Wall (coupled)</i>	$q \neq 0\text{ W/m}^2$
		$\dot{G} = 0\text{ W/m}^3$
		Material: Cobre Espessura: 0,79 mm

Onde:

ΔP = Diferença de pressão;

\dot{G} = Geração de calor.

No total, foram realizadas quatro simulações com diferentes condições, que são apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3 – Condições das simulações.

Simulação	Regime		Escoamento dos fluidos
1	Laminar	Estado estacionário	Contracorrente
2	Laminar	Estado estacionário	Concorrente
3	Turbulento	Transiente	Contracorrente
4	Turbulento	Transiente	Concorrente

Foram utilizados os modelos laminar e turbulento para fins de comparação da qualidade dos resultados obtidos, visto que o modelo turbulento exige maior esforço computacional devido ao maior número de equações e parâmetros envolvidos.

Para o regime turbulento, deve ser utilizado o regime transiente, já que são utilizados modelos estatísticos.

3.3.3.1 *Laminar*

Nesse caso, foi utilizado o modelo laminar para o momento e habilitada a equação de transferência de calor (*Energy*), que inclui a Equação 41 na solução do problema.

Os métodos de discretização utilizados são especificados na Tabela 4, assim como utilizado por Mohammadi (2011) e Chung et al. (2008).

Tabela 4 - Métodos de solução para o regime laminar.	
Discretização espacial	Método
<i>Pressure</i>	<i>Standard</i>
<i>Momentum</i>	<i>First Order Upwind</i>
<i>Energy</i>	<i>QUICK</i>
Acoplamento Pressão-Velocidade	<i>SIMPLE</i>

Fonte: Mohammadi (2011) e Chung et al. (2008).

Foi feita uma inicialização híbrida, que utiliza interpolações para tornar a inicialização mais eficiente sem a necessidade de mais parâmetros de entrada (ANSYS, 2011). Foram determinadas 100.000 iterações para a resolução do problema. O problema convergiu com cerca de 2600 iterações.

3.3.3.2 Turbulência

Considerando o escoamento dos fluidos em regime transiente, foi utilizado o modelo *Energy*, que leva em conta a Equação 41 e para a turbulência foi utilizado o modelo $k - \varepsilon$, que quando comparado a outros, exige uma quantidade modesta de recursos computacionais e por isso é largamente utilizado em problemas relacionados à engenharia e transferência de calor (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Nas condições de contorno de entrada e saída dos fluidos foi considerada a influência da turbulência, considerando o diâmetro hidráulico da alimentação e a intensidade turbulenta, que são calculados pelas Equações 48 e 49, respectivamente.

$$D_H = \frac{4A}{Pe} \quad (48)$$

Onde:

Pe = Perímetro.

$$I = 0,16(Re_{D_H})^{-1/8} \quad (49)$$

Onde:

I = Intensidade turbulenta.

Para o cálculo de Re_{D_H} foi utilizada a Equação 20.

Assim, foi possível encontrar um diâmetro hidráulico de 17 mm, 6,88% de intensidade turbulenta para as seções de entrada e saída de fluido frio e 6,67% para as seções de entrada e saída de fluido quente.

Os métodos mostrados na Tabela 5 foram utilizados para a resolução dos modelos matemáticos empregados, de acordo com Mohammadi (2011) e Chung et al. (2008).

Tabela 5 - Métodos de solução para o regime transiente.

Discretização espacial	Método
<i>Pressure</i>	<i>Standard</i>
<i>Momentum</i>	<i>First Order Upwind</i>
<i>Turbulent Kinetic Energy</i>	<i>First Order Upwind</i>
<i>Turbulent Dissipation Rate</i>	<i>First Order Upwind</i>
<i>Energy</i>	<i>QUICK</i>
<i>Transient Formulation</i>	<i>First Order Implicit</i>
Acoplamento Pressão-Velocidade	<i>SIMPLE</i>

Fonte: Mohammadi (2011) e Chung et al. (2008).

A inicialização da solução também foi feita de forma híbrida. Foi utilizado um passo de tempo (*time step size*) de 0,01 segundos e 60.000 *time steps*, totalizando 10 minutos de operação do equipamento. O programa foi limitado a realizar no máximo 2.000 iterações por *time step*.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo foram analisados os resultados encontrados experimentalmente e por meio das simulações numéricas. Foram comparadas temperaturas de saída dos fluidos, coeficientes convectivos, coeficiente global de transferência de calor e taxa de transferência de calor nas simulações com modelo de escoamento laminar e de turbulência. Também foi realizada uma comparação entre os resultados experimentais e numéricos, considerando as configurações contracorrente e concorrente.

Além disso, foram apresentados contornos e vetores das simulações feitas e analisados os comportamentos dos fluidos.

4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Durante o procedimento experimental foi possível encontrar os valores de vazão de entrada, temperaturas de entrada e saída dos fluidos frio e quente mostrados na Tabela 6.

Tabela 6 - Dados experimentais de operação do trocador de calor.

		\dot{m}_q (g/s)	\dot{m}_f (g/s)	$T_{q,e}$ (°C)	$T_{q,s}$ (°C)	$T_{f,e}$ (°C)	$T_{f,s}$ (°C)
Contracorrente	1	14,8	6,5	46	37	20	26
	2	13,6	6,5	46	37	20	28
	3	12,5	6,5	46	39	20	30
	Desvio padrão	1,2	0,0	0,0	1,12	0,0	2,0
Concorrente	1	12,5	7,2	46	36	20	26
	2	11,4	6,5	46	36	20	30
	3	11,4	6,5	46	38	20	31
	Desvio padrão	0,6	0,4	0,0	1,2	0,0	2,6

Durante o procedimento numérico foram utilizadas as condições contracorrente 1 e concorrente 2.

O trocador de calor possui uma área de troca térmica de 0,089 m², calculada pela Equação 15.

Para o cálculo da taxa de transferência de calor a partir dos resultados experimentais pelo método da diferença de temperatura média logarítmica, são consideradas as propriedades da água nas temperaturas de entrada e saída dos fluidos que circulam o interior e o exterior dos tubos, de acordo com Green e Perry (2007).

Na literatura não é possível encontrar referências para trocadores de calor com passe único no casco e tubos, apenas quando há múltiplas passagens no casco e nos tubos; já que em trocadores de passe único é possível operar em escoamento contracorrente ou concorrente enquanto que, nos equipamentos com múltiplos passes, acontece uma combinação das operações (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Dessa forma, é utilizado o mesmo equacionamento feito para trocadores de calor do tipo tubo duplo e não é utilizado um fator de correção, visto que o trocador de calor analisado possui um número pequeno de tubos, que estão bem espaçados no interior do casco.

Na Tabela 7 são apresentados os coeficientes convectivos e globais de transferência de calor, diferença de temperatura média logarítmica e taxa de transferência de calor, encontrados por meio das equações mostradas nas seções 2.2.3 e 2.2.4.

Tabela 7 - Determinação de coeficientes e taxa de transferência de calor por DTML.

	h_i (W/m ² K)	h_e (W/m ² K)	U (W/m ² K)	ΔT_{lm} (K)	\dot{q} (W)
Contracorrente	507,05	72,09	63,12	18,46	104,38
Concorrente	511,35	72,09	63,18	16,74	94,78

Com base nos resultados obtidos, é possível perceber que a taxa de transferência de calor é maior para o sistema em operação contracorrente, isso se deve ao fato de que a diferença de temperatura média logarítmica é maior para esse caso. Os coeficientes globais de transferência de calor são próximos, visto que as temperaturas dos fluidos quente e frio são próximas nas duas situações e há pouca variação nas propriedades dos fluidos de uma configuração para outra.

O cálculo da taxa de transferência de calor também pode ser feito pelo método da efetividade NUT, que é apresentado na seção 2.2.5, e os resultados são apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 - Determinação da taxa de transferência de calor pela efetividade NUT.

	$\Delta T_{m\acute{a}x}$ (K)	C_q (W/K)	C_f (W/K)	$\dot{q}_{m\acute{a}x}$ (W)	ϵ_{NUT}	\dot{q} (W)	$T_{q,s}$ (°C)	$T_{f,s}$ (°C)
Contracorrente	26	61,91	27,23	707,92	0,18	127,66	43,94	24,69
Concorrente	26	47,69	27,23	707,92	0,17	126,96	43,34	24,66

As taxas de transferência de calor e taxa de transferência de calor máxima foram próximas nos dois tipos de escoamento, visto que as temperaturas de entrada dos fluidos são

iguais nos dois casos. Já nos cálculos da efetividade do trocador de calor, os resultados não foram iguais, mas foram próximos nos dois casos.

É possível perceber que as temperaturas encontradas experimentalmente e pelo método da efetividade NUT são diferentes, já que podem ocorrer perdas de calor dos fluidos para o ambiente, além da imprecisão do método analítico.

As temperaturas de saída dos fluidos frio e quente e a taxa de transferência de calor encontradas a partir da solução numérica foram comparadas com os resultados experimentais. Essa análise foi feita a partir dos resultados das simulações com modelos de escoamento laminar e turbulento.

4.2 RESULTADOS NUMÉRICOS

4.2.1 Simulação com modelo laminar

Na Tabela 9 são mostradas as temperaturas de saída dos fluidos e as taxas de transferência de calor encontradas no pós-processamento da simulação com modelo de escoamento laminar, nas condições contracorrente e concorrente.

Tabela 9 - Temperaturas de saída para escoamento laminar.

	$T_{q,s}$ (°C)	$T_{f,s}$ (°C)	\dot{q} (W)
Contracorrente	43,17	26,34	174,64
Concorrente	42,45	26,17	168,77

Os valores de temperatura de saída encontrados para os escoamentos contracorrente e concorrente são próximos. Esses valores, juntamente com as temperaturas iniciais, são utilizados no cálculo da diferença de temperatura média logarítmica, que é utilizado no cálculo da taxa de transferência de calor.

É possível perceber que a taxa de transferência de calor é maior para o escoamento contracorrente, caso em que a diferença de temperatura média logarítmica é maior, permitindo uma maior troca térmica e maior eficiência do trocador de calor.

A taxa de transferência também pode ser obtida utilizando a Equação 11 e, para isso, são calculados os coeficientes convectivos, os coeficientes globais de transferência de calor e a diferença de temperatura média logarítmica, como mostrado nas seções 2.2.3 e 2.2.4. Os resultados são apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 - Coeficientes e taxa de transferência de calor para escoamento laminar.

	h_i (W/m ² K)	h_e (W/m ² K)	U (W/m ² K)	ΔT_{lm} (K)	\dot{q} (W)
Contracorrente	510,34	72,09	63,17	21,37	120,92
Concorrente	496,27	72,09	62,94	20,76	117,08

Analisando as Tabelas 9 e 10 é possível perceber a diferença entre as taxas de transferência de calor encontradas e a influência do coeficiente global de transferência de calor nos resultados, visto que em seu cálculo são utilizadas correlações e são feitas aproximações que tornam o resultado impreciso.

Os resultados da troca de calor e do escoamento da simulação podem ser analisados observando-se os contornos de temperatura e os vetores de velocidade, respectivamente. Na Figura 36 são mostrados os contornos de temperatura do sistema em escoamento contracorrente e concorrente no plano xz e na Figura 37 no plano yz.

Por meio dos contornos é possível analisar o comportamento dos fluidos ao longo do trocador de calor. Como esperado, acontece o aquecimento do fluido frio e resfriamento do fluido quente. É importante ressaltar a grande variação de temperatura que acontece próximo às chicanas em ambos os tipos de escoamento, o que pode ser explicado pelo aumento no coeficiente convectivo proporcionado pelas mesmas, aumentando a troca térmica nesses locais. A presença de zonas mortas no casco, nas quais o fluido frio apresenta velocidade muito baixa, atrapalha a transferência de calor.

Figura 36 - Contorno de temperatura para escoamento laminar contracorrente (a) e concorrente (b) no plano xz.

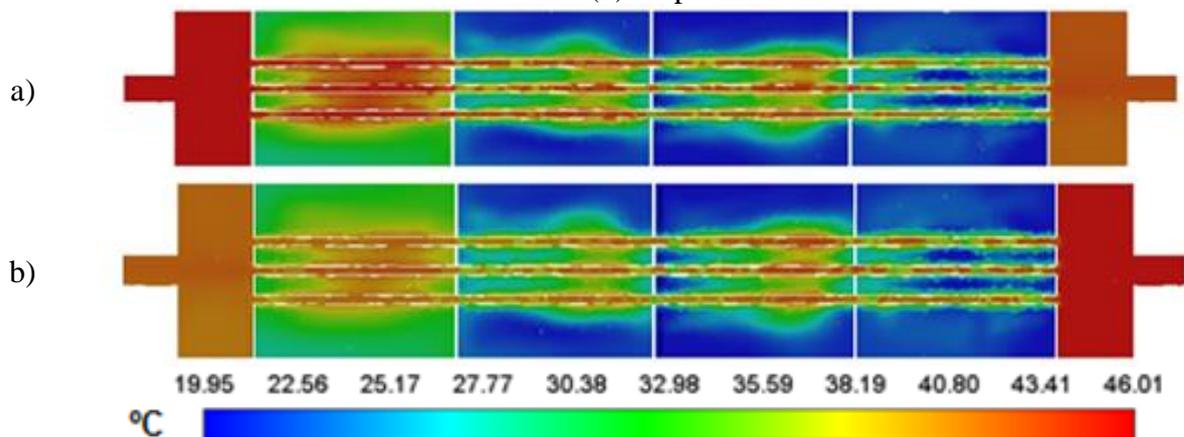
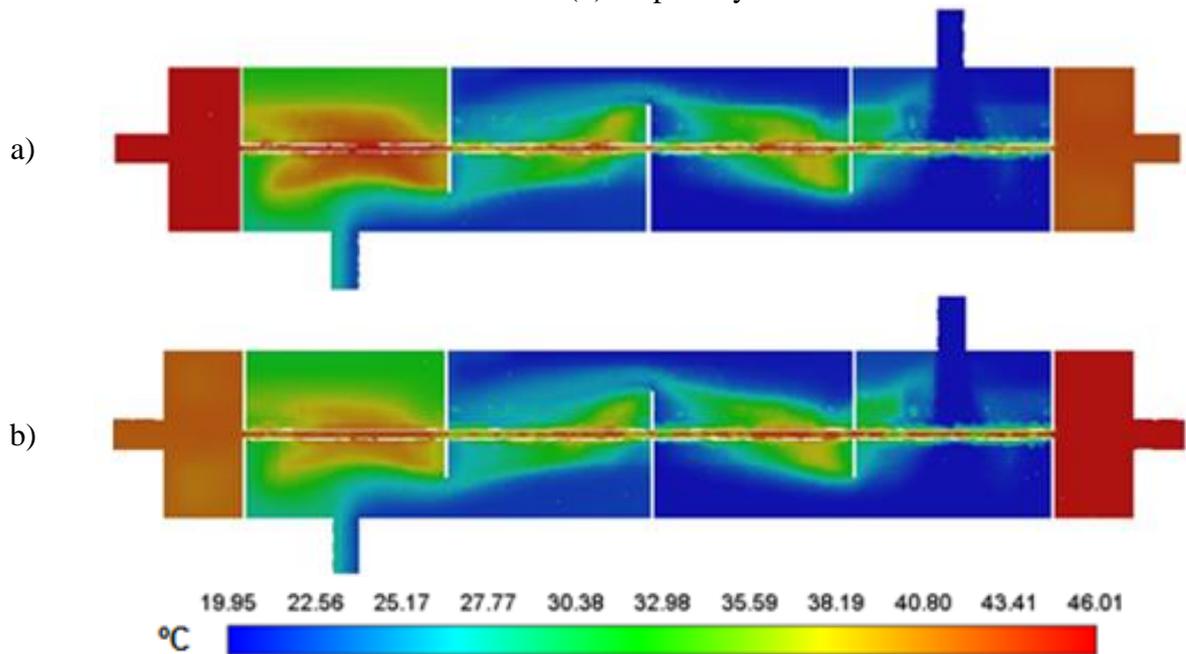


Figura 37 - Contorno de temperatura para escoamento laminar contracorrente (a) e concorrente (b) no plano yz.

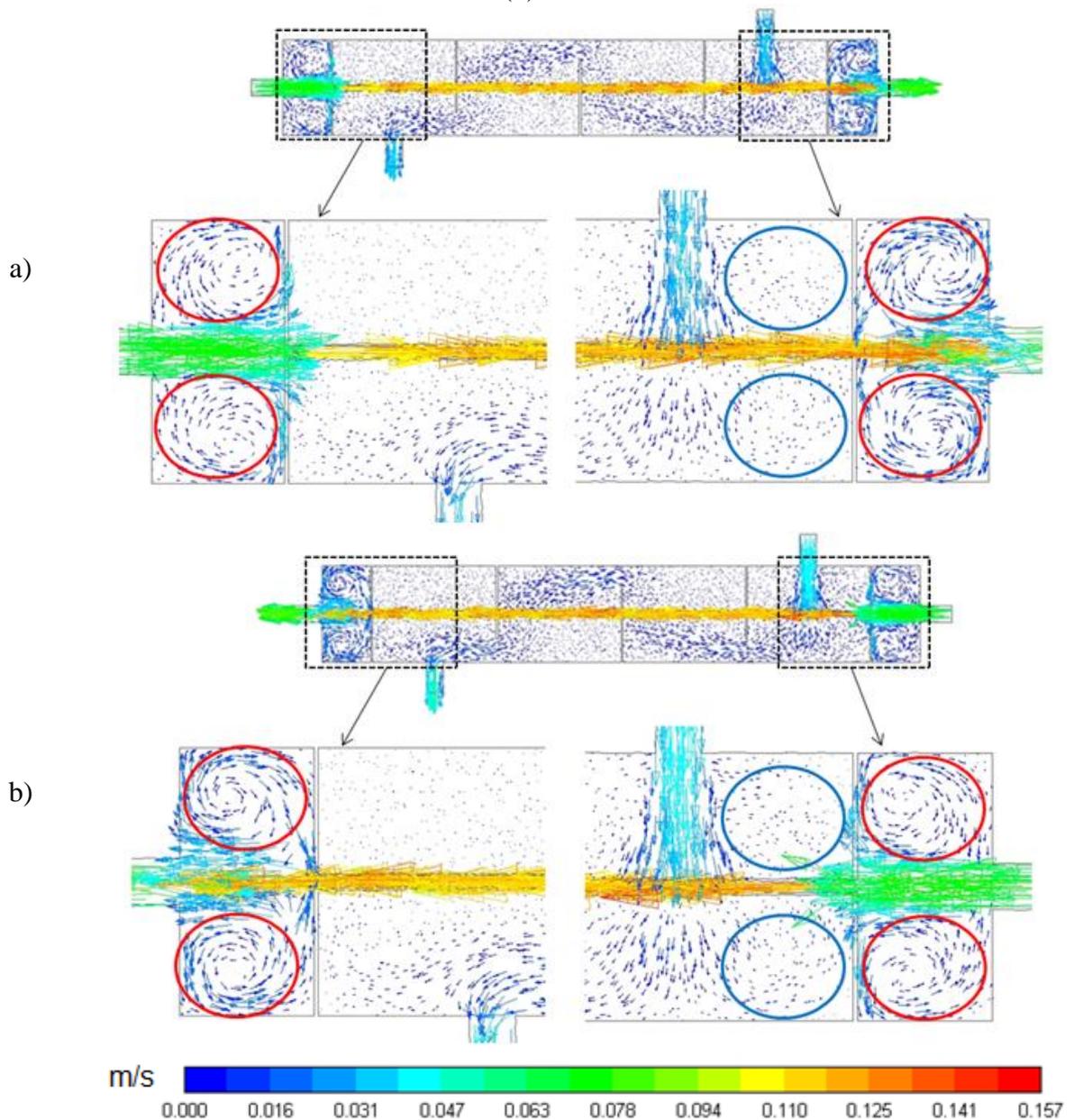


Na Figura 38 podem ser vistos os vetores de velocidade do escoamento laminar contracorrente e concorrente.

As setas indicam o sentido de escoamento dos fluidos e seu tamanho indica a magnitude da velocidade; dessa forma é possível observar as regiões nas quais os fluidos têm maior velocidade e se o equipamento está sendo operado em contracorrente ou concorrente.

Em destaque estão as regiões de recirculação dos fluidos frio e quente, que também influenciam na transferência de calor. É possível observar que as chicanas levam o fluido a percorrer um caminho preferencial, formando regiões de zona morta próximas às mesmas. Durante a construção do protótipo, a saída de fluido frio foi mal posicionada, gerando mais uma região de zona morta, tanto no escoamento contracorrente quanto no concorrente, na qual praticamente não há circulação de fluido. A saída deveria ter sido posicionada na parte superior do trocador de calor.

Figura 38 - Vetores de velocidade para escoamento laminar contracorrente (a) e concorrente (b).



4.2.2 Simulação com modelo de turbulência

A Tabela 11 apresenta as temperaturas de saída dos fluidos e as taxas de transferência de calor encontradas no pós-processamento das simulações com modelo de turbulência, nos casos de escoamento em contracorrente e concorrente.

Tabela 11 - Temperaturas de saída para escoamento turbulento.

	$T_{q,s}$ (°C)	$T_{f,s}$ (°C)	\dot{q} (W)
Contracorrente	42,95	28,16	189,48
Concorrente	42,33	27,78	175,73

A variação entre as temperaturas de saída dos fluidos é pequena em ambos os escoamentos. A taxa de transferência de calor é maior para o escoamento contracorrente, já que a diferença de temperatura por média logarítmica é maior.

Os resultados de taxa de transferência de calor calculados por meio dos coeficientes convectivos internos e externos, coeficientes globais de transferência de calor e diferença de temperatura média logarítmica, podem ser vistos na Tabela 12.

Tabela 12 - Coeficientes e taxa de transferência de calor para escoamento turbulento.

	h_i (W/m ² K)	h_e (W/m ² K)	U (W/m ² K)	ΔT_{lm} (K)	\dot{q} (W)
Contracorrente	510,34	72,09	63,17	20,29	114,81
Concorrente	515,25	72,09	63,24	19,72	111,75

Assim como visto nos resultados encontrados na simulação com modelo laminar, é possível notar grandes diferenças entre as taxas de transferência de calor calculadas pela Equação 25 (Tabela 12) e as obtidas diretamente pela simulação com modelo de turbulência (Tabela 11), mostrando a imprecisão do cálculo do coeficiente global de transferência de calor.

Para analisar a transferência de calor e o escoamento no interior do trocador de calor, foram gerados contornos de temperatura e vetores de velocidade para os escoamentos contracorrente e concorrente.

Os contornos de temperatura para o escoamento turbulento contracorrente e concorrente no plano xz são mostrados na Figura 39 e no plano yz, na Figura 40.

Figura 39 - Contorno de temperatura para escoamento turbulento contracorrente (a) e concorrente (b) no plano xz.

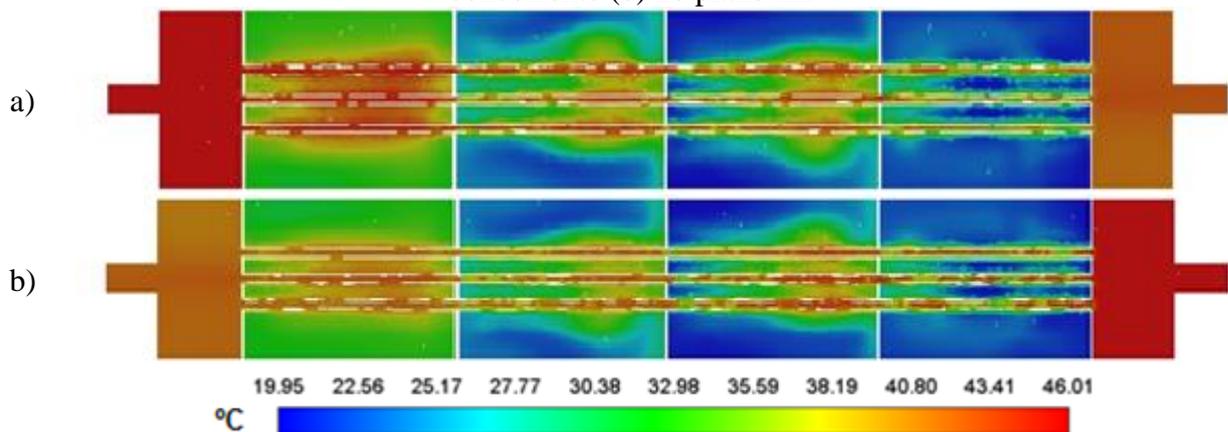
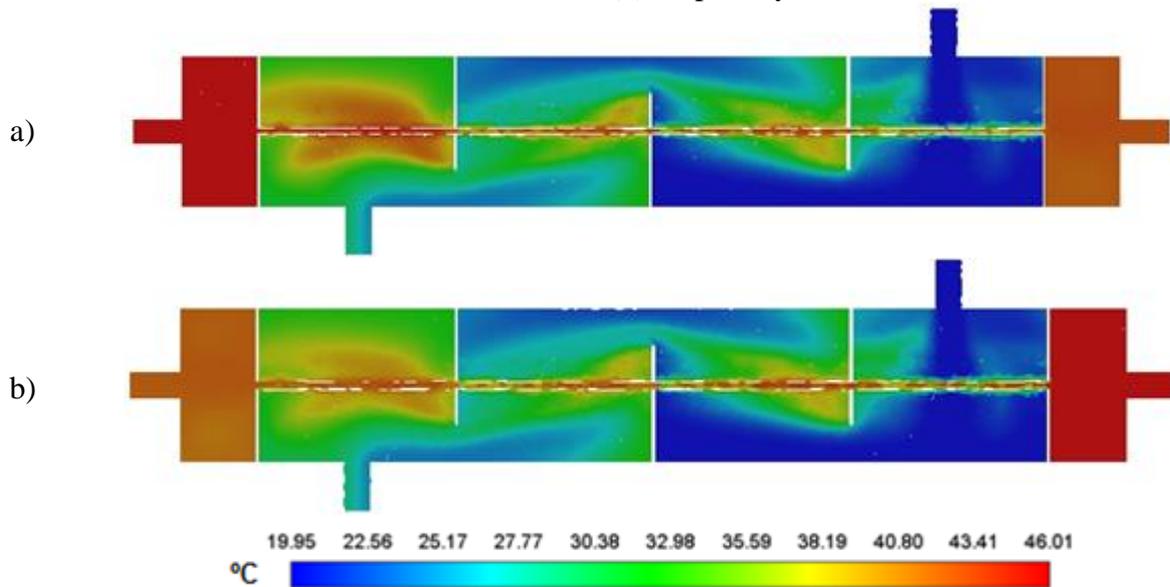


Figura 40 - Contorno de temperatura para escoamento turbulento contracorrente (a) e concorrente (b) no plano yz.



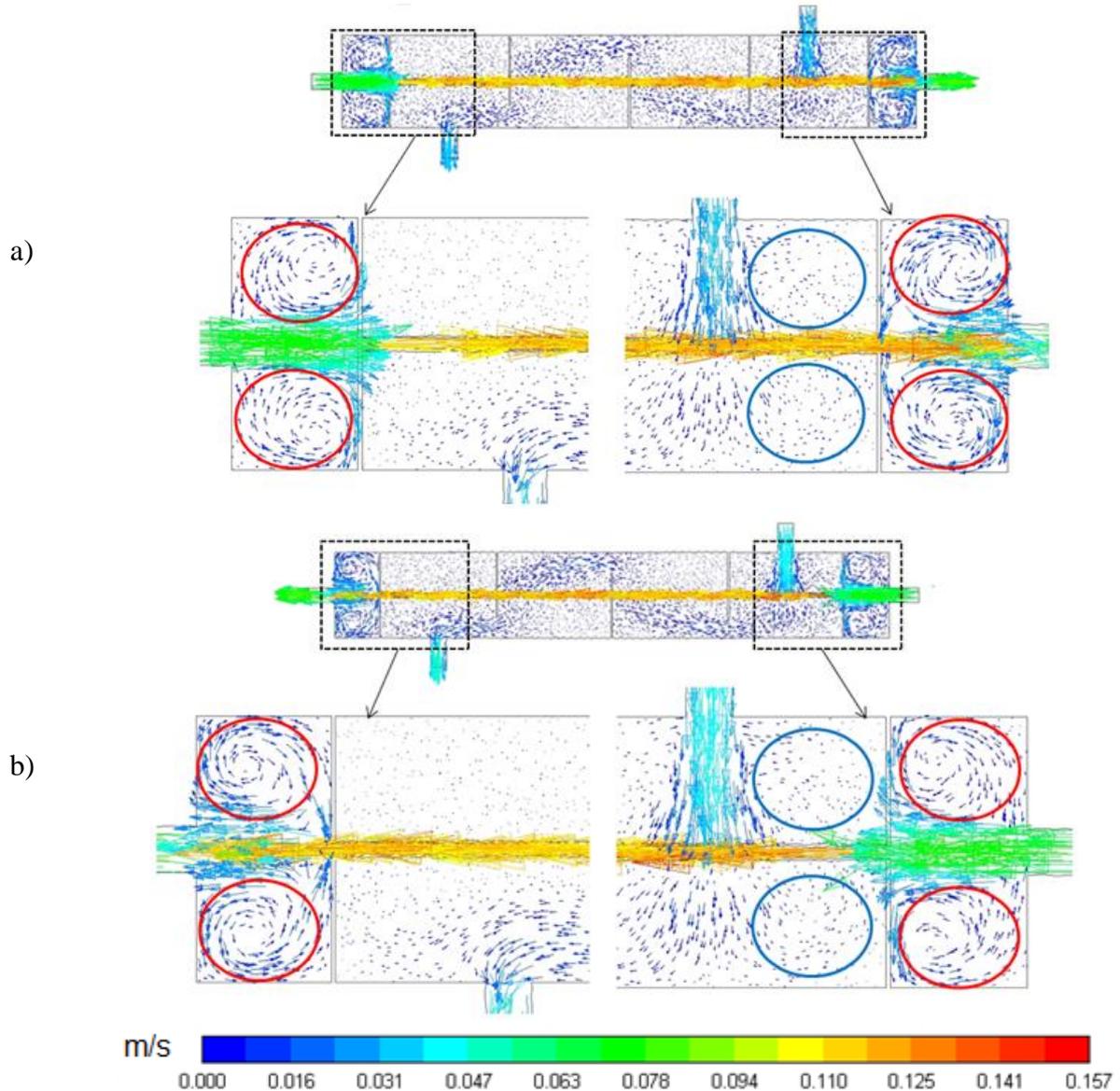
As Figuras 39 e 40 indicam que há o aumento de temperatura no fluido frio e diminuição da mesma no fluido quente e que há influência das chicanas e das áreas de zonas mortas na troca de calor.

Comparando os contornos de temperatura laminar e turbulento, é possível perceber uma diferença no comportamento da temperatura dos fluidos ao longo do trocador de calor, principalmente nas regiões próximas às chicanas.

A Figura 41 apresenta os vetores de velocidade para os escoamentos com modelo de turbulência do tipo contracorrente e concorrente.

A Figura 41 indica a formação de caminhos preferenciais e zonas mortas e são destacadas as áreas de recirculação dos fluidos no casco e nos tampões. Também podem ser analisadas as direções que os fluidos seguem, possibilitando a identificação dos escoamentos contracorrente e concorrente.

Figura 41 - Vetores de velocidade para escoamento turbulento contracorrente (a) e concorrente (b).



4.3 COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS EXPERIMENTAIS E NUMÉRICOS

É possível comparar as temperaturas de saída e taxas de transferência de calor calculadas pelos métodos da DTML e efetividade NUT com os valores encontrados numericamente por meio das simulações utilizando os modelos laminar e turbulento, como mostrado na Tabela 13.

Existem diferenças entre os resultados encontrados através dos métodos da DTML e efetividade NUT e a Tabela 14 mostra os desvios encontrados.

Tabela 13 – Comparação entre resultados experimentais e numéricos.

	Experimental						Numérico					
	DTML			ϵ_{NUT}			Laminar			Turbulento		
	$T_{q,s}$ (°C)	$T_{f,s}$ (°C)	\dot{q} (W)									
Contracorrente	37,00	26,00	104,38	43,94	24,69	127,66	43,17	26,34	174,64	42,95	28,16	189,48
Concorrente	36,00	30,00	94,78	43,34	24,66	126,96	42,45	26,17	168,77	42,33	27,78	175,73

Tabela 14 - Desvios entre os métodos DTML e efetividade NUT.

	$T_{q,s}$	$T_{f,s}$	\dot{q}
Contracorrente	15,79%	5,31%	18,24%
Concorrente	16,94%	2,16%	25,35%

Os desvios apresentados entre os dois métodos se devem à grande imprecisão existente em ambos os métodos, já que são utilizadas hipóteses, simplificações e aproximações.

Comparando as taxas de transferência de calor e temperaturas de saída dos fluidos quente e frio encontrados pelos métodos analíticos com os resultados encontrados no pós-processamento das simulações com modelo laminar é possível encontrar os desvios apresentados na Tabela 15.

Já na Tabela 16 são apresentados os desvios entre os resultados obtidos analiticamente e numericamente através das simulações com modelo de turbulência.

Tabela 15 - Desvios entre resultados analíticos e simulações com modelo laminar.

	DTML			ϵ_{NUT}		
	$T_{q,s}$	$T_{f,s}$	\dot{q}	$T_{q,s}$	$T_{f,s}$	\dot{q}
Contracorrente	14,29%	1,29%	40,23%	1,78%	6,26%	26,90%
Concorrente	15,19%	14,64%	43,84%	2,09%	5,77%	24,77%

Tabela 16 - Desvios entre resultados analíticos e simulações com modelo turbulento.

	DTML			ϵ_{NUT}		
	$T_{q,s}$	$T_{f,s}$	\dot{q}	$T_{q,s}$	$T_{f,s}$	\dot{q}
Contracorrente	13,85%	7,67%	44,91%	2,31%	12,32%	32,99%
Concorrente	14,95%	7,99%	46,06%	2,38%	11,23%	27,75%

As comparações entre os resultados numéricos e os resultados utilizando métodos da diferença de temperatura média logarítmica e da efetividade NUT mostram que este último teve melhores resultados, ou seja, menores desvios.

As diferenças entre os resultados experimentais e numéricos podem ser explicadas pela geometria complexa, imprecisão no cálculo do coeficiente global de transferência de calor e possíveis perdas de calor para o ambiente durante o procedimento experimental, já que houve um mau posicionamento das chicanas e bocais de saída de fluido frio

Fazendo uma comparação entre os resultados encontrados nas simulações com escoamento laminar e turbulento, são identificadas diferenças entre as temperaturas e taxas de transferência de calor, mesmo que os valores encontrados sejam próximos. Durante o cálculo dos coeficientes convectivos dos fluidos, o número de Reynolds indica que o escoamento nos tubos e no casco é laminar. Porém no casco o movimento do fluido pode ser considerado caótico e próximo de um escoamento turbulento, devido à presença de tubos e ao posicionamento das chicanas. Analisando essas diferenças, é possível inferir que o problema pode ser resolvido considerando o regime laminar, que é mais simples e requer menos recursos computacionais, já que os resultados da simulação com modelo laminar e turbulento foram próximos.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho analisou o funcionamento de um trocador de calor casco e tubo com passe único tanto no casco quanto nos tubos e comparou resultados obtidos experimental e numericamente, utilizando a simulação computacional.

A troca térmica no trocador de calor foi afetada por erros durante a construção do protótipo, já que houve um mau posicionamento do bocal de saída do fluido no casco, o que ocasionou a formação de zonas mortas nas quais praticamente não houve a circulação de fluido e, conseqüentemente, não houve transferência de calor. Além disso, foram formadas áreas de recirculação de fluido quente nos tampões, influenciando na troca térmica com o ambiente.

Por meio das comparações foi possível perceber a diferença entre os valores encontrados pelos métodos da DTML e efetividade NUT e os das simulações, visto que a imprecisão no cálculo do coeficiente global de transferência de calor influenciou os resultados encontrados pelos métodos teóricos. Porém os resultados encontrados pelo método da efetividade NUT apresentaram menores desvios. Dessa maneira é possível ressaltar a importância da utilização da fluidodinâmica computacional, que permite explorar os resultados de forma que os métodos analíticos não permitem, como nesse caso foi possível visualizar a presença de zonas mortas e de recirculação, que impactaram na transferência de calor.

Também foram feitas análises das simulações dos modelos de escoamento laminar e turbulento e os resultados encontrados foram próximos, mostrando que para o caso analisado não são exigidos modelos robustos e é requerido menor custo computacional para a resolução das equações governantes.

Ao comparar os escoamentos contracorrente e concorrente foi possível encontrar maiores taxas de transferência de calor para o escoamento contracorrente, visto que há maiores variações entre as temperaturas dos fluidos nesse caso. No entanto, as diferenças entre temperaturas e taxas encontradas nos dois tipos de escoamento são pequenas.

A existência de interfaces entre os tubos e fluidos, nas simulações, impactou os resultados encontrados, já que isso torna a geometria mais complexa e dificulta a determinação de condições de contorno nessas regiões. Além disso, foi preciso definir manualmente as regiões de interface, tornando necessário o uso da condição de *coupled wall* para levar em consideração o contato entre os tubos e fluidos.

Para trabalhos futuros sugere-se que sejam utilizadas geometrias com o posicionamento correto da saída de fluido no casco e com maior número de passes no casco e nos tubos. Para

geometrias com mais passes existem melhores dados para encontrar o fator de correção no caso do método da DTML e de efetividade NUT. Além disso, podem ser aprimoradas as técnicas utilizadas para a solução do problema das regiões de interfaces entre os tubos e fluidos.

6 REFERÊNCIAS

- AGUIAR, J. G. A. **Análise de desempenho de um trocador de calor do tipo tubo carcaça.** 2019. 73 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Química) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2019.
- AMARAL, R. **Simulação da secagem de café utilizando a fluidodinâmica computacional.** 2017. 43p. Dissertação (Pós Graduação em Engenharia de Sistemas e Automação) – Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2017.
- ANDERSSON, B. et al. **Computational Fluid Dynamics for Engineers.** 1. ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2012.
- ANSYS. **ANSYS Advantage: Excellence in engineering simulation.** 5 v. Estados Unidos, 2011.
- ANSYS. **ANSYS Fluent User's Guide.** v. 2020 R1 Disponível em: <https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v201/en/flu_ug/flu_ug.html> Acesso em: 07 abr. 2020.
- BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Incropera - Fundamentos de Transferência de Calor e Massa.** 8. ed. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2019.
- BHUTTA, M. M. A. et al. **CFD applications in various heat exchangers design: A review.** Applied Thermal Engineering, v. 32, p. 1-12, 2012.
- CASTRO, D, R. F. et al. **Simulação CFD para análise de desempenho de trocador de calor com tubos helicoidais.** In: Congresso Internacional de Cooperação Universidade-Indústria, 4., 2012, Taubaté, 2012, p. 17.
- ÇENGEL, Y.A; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática.** 4. ed. New York: Editora McGrawHill, 2012.
- CHUNG, M. et al. **A Numerical Study on the Flow and Heat Transfer Characteristics of Plastic Plate Heat Exchanger.** The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea. Korea, 2008.
- CHUNG, T. J. **Computational Fluid Dynamics.** 1. ed. United Kingdom: Cambridge University Press, 2002.
- COELHO, J. C. M. **Energia e Fluidos: Transferência de Calor.** 3. ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher, 2016.
- COSTA, M. C. V. **Simulação e análise do efeito da variação de parâmetros sobre a perda de carga e transferência de calor em trocadores de calor casco e tubo.** 2016. 94 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2016.

- DILL, E. H. **The Finite Element Method for Mechanics of Solids with ANSYS Applications**. New York: CRC Press, 2011.
- GREEN, D. W.; PERRY, R. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. 8 ed. New York: Editora McGrawHill, 2007.
- HOLMAN, J. P. **Heat Transfer**. 10. ed. New York: Editora McGrawHill, 2010.
- KERN, D. Q. **Process Heat Transfer**. 1 ed. McGraw-Hill. New York, 1950.
- KREITH, F.; MANGLIK, R. M.; BOHN, M. S. **Princípios de Transferência de Calor**. 7. ed. São Paulo: Cengage Learning, 2014.
- LÓPEZ, D. P. P. **Simulação computacional de CFD de um pequeno trocador de calor casco e tubo**. 2017. 64 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia de Energias) – Universidade Federal da Integração Latino-americana, Foz do Iguaçu, 2017.
- MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2.ed. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2010.
- MOHAMMADI, K. **Investigation of the Effects of Baffle Orientation, Baffle Cut and Fluid Viscosity on Shell Side Pressure Drop and Heat Transfer Coefficient in an E-Type Shell and Tube Heat Exchanger**. 2011. 94 p. Tese (Doutorado em Engenharia) - University of Stuttgart, Germany, 2011.
- OZDEN, E.; TARI, I. Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. **Energy Conversion and management**, Ankara, v. 51, n. 5, p. 1004-1014, 2010.
- OZISIK, M. N. **Heat Transfer – A Basic Approach**. New York: Editora McGrawHill, 1985.
- PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. Boca Raton: CRC Press, 2009, 1980, 197 p.
- PETRI, I. J. **Introdução à Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD)**. Lavras, 2020. Disponível em: < <https://www.irineupetri.com/icfd>>. Acesso em: 01 abr. 2020.
- RAJ, R. T. K.; GANNE, S. Shell side numerical analysis of a shell and tube heat exchanger considering the effects of baffle inclination angle on fluid flow. **Thermal Science**, v. 16, n. 4, p. 1165-1174, 2012.
- SANTOS, G. A. do P. **Simulação computacional do comportamento fluidodinâmico de uma câmara de combustão em um motor à combustão interna**. In: Congresso Nacional de Iniciação Científica, 19., 2019. Campinas, 2019, p.18.
- SHUI, J. et al. Numerical Investigation on Double Shell-Pass Shell-and-Tube Heat Exchanger with Continuous helical Baffles. **Journal of Thermodynamics**, v. 2011, 5 p., 2011.

TEMA. **Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association**. 9 ed. New York, 2007.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE LAVRAS, Biblioteca Universitária. **Manual de normalização e estrutura de trabalhos acadêmicos: TCCs, monografias, dissertações e teses**. 2. ed. Lavras, 2016.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The finite volume method**. 2 ed. England: Pearson Education Limited, 2007, 503 p.

WANG, S.; WEN, J.; YANG, H.; XUE, Y.; TUO, H. Experimental investigation on heat transfer enhancement of a heat exchanger with helical baffles through blockage of triangle leakage zones. **Applied Thermal Engineering**, v.67, p.122-130, 2014.

WELTY, J. R.; RORRER, G. L.; FOSTER, D. G. **Fundamentos de transferência de momento, de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2017.