

UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE CENTRO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA UNIDADE ACADÊMICA DE ENGENHARIA QUÍMICA TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

AVALIAÇÃO DA EFETIVIDADE TÉRMICA E DA FLUIDODINÂMICA DE UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO DUPLO TUBO

Maria Eduarda Bezerra Silva

Campina Grande – PB

Março de 2022

MARIA EDUARDA BEZERRA SILVA

AVALIAÇÃO DA EFETIVIDADE TÉRMICA E DA FLUIDODINÂMICA DE UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO DUPLO TUBO

Monografia submetida ao curso de Engenharia Química da Universidade Federal de Campina Grande, como requisito da disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) para finalização do curso de Bacharel em Engenharia Química.

Orientador: Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto.

Campina Grande – PB Março de 2022

S586a	Silva, Maria Eduarda Bezerra. Avaliação da efetividade térmica e fluidodinâmica de um trocador de calor do tipo duplo tubo / Maria Eduarda Bezerra Silva Campina Grande, 2022. 61 f. : il. Color
	Monografia (Bacharelado em Engenharia Química) - Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, 2022. "Orientação: Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto". Referências.
	 Trocador de Calor. 2. Duplo Tubo. 3. FluidodinâmicaComputacional. Resultados de Eficiência. I. Farias Neto, Severino Rodrigues de. II. Título.
	CDU 62-714(043)
	CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECÁRIA ITAPUANA SOARES DIAS GONÇALVES CRB-15/93

MARIA EDUARDA BEZERRA SILVA

AVALIAÇÃO DA EFETIVIDADE TÉRMICA E DA FLUIDODINÂMICA DE UM TROCADOR DE CALOR DO TIPO DUPLO TUBO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado e julgado apto em:

15/03/2022

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Severino Rodrigues de Farias Neto (UAEQ/CCT/UFCG) – Orientador

Prof. Dr. Sidinei Kleber Silva (UAEQ/CCT/UFCG) – Examinador

tosi Nilton Si

Prof. Dr. José Nilton Silva (UAEQ/CCT/UFCG) – Examinador

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, Edileusa e Jandirson, e a meu irmão, Murylo, como forma de gratidão por todo o apoio me dado ao longo da graduação.

AGRADECIMENTOS

Com a finalização desta etapa, só tenho a agradecer por ter sido resiliente e não ter desistido em meio aos obstáculos. Sou grata, especialmente, à minha família, por todo o suporte, não só aqui, mas em todos os momentos da minha vida. À minha mãe pelos conselhos e sabedoria, ao meu pai por sempre acreditar em mim, ao meu irmão pela leveza e inocência que sempre veio a mim em momentos difíceis. Amo vocês!

Agradeço ao PET Engenharia Química por ter me acolhido tão bem no início da graduação, e por ter me ensinado tanto. Aos amigos que fiz enquanto petiana, que fizeram dessa experiência não só rica em conhecimento, mas também em alegria. Um abraço especial para: Raphael Magalhães, Alice Cruz, Nayane Brasil, Vitor Braga, Júlio Guedes, ao Professor André Fiquene e a todos os que fizeram dessa jornada inesquecível.

Agradeço aos colegas de turma que se tornaram grandes amigos, e que sem dúvida, muito me ajudaram em cada momento. Sou grata a José Davi, por ser essa pessoa incrível, que só me incentivou e me fez crer que sempre podemos mais. Agradeço a Heloísa, Talita e Esther por todo o apoio e amizade construída. Agradeço a Rayanne, Beatriz e Alycia simplesmente por serem vocês! Por terem acreditado em mim e nos meus sonhos e por se fazerem sempre presentes. Agradeço ainda a Mateus, por todo o companheirismo, cumplicidade, amizade e ajuda de sempre. Realmente, devo um pedacinho do meu diploma a cada um de vocês.

Aos professores, agradeço à professora Ana Cristina por ter me guiado em área de pesquisa, me fazendo sair de uma pessoa que mal sabia escrever um relatório a todas as publicações que fizemos em conjunto. Mais uma vez, obrigada. Agradeço ao professor Aldre Jorge por ter me dado oportunidade em meio as dificuldades em conseguir projeto ao longo da pandemia e por ter acredito em mim para isso. Agradeço aos professores Laércio, Jailson e Wagner pelos ensinamentos e compreensão.

Ainda, agradeço especialmente aos professores Sidinei, Nilton e Vimário por sempre se mostrarem dispostos a ajudar e por terem aceitado examinar este trabalho. Por fim, agradeço grandemente ao professor Severino pela orientação, empatia, ajuda e excelência em tudo o que faz.

SILVA, M. E. B. Análise da efetividade térmica e fluidodinâmica de um trocador de calor do tipo duplo tubo. 2022. 60. Trabalho de Conclusão de Curso. Engenharia Química. Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande – PB.

RESUMO

Trocadores de calor (TC) são equipamentos altamente presentes no nosso cotidiano, e que possuem larga aplicação industrial. Visto isso, seu estudo torna-se fundamental, a fim de aprimorar conhecimentos acerca desse equipamento e otimizá-lo da forma mais concisa possível. Nesse contexto, este trabalho avaliou, por meio do pacote computacional ANSYS FLUENT STUDENT 21.0, um trocador de calor do tipo duplo tubo, em diferentes configurações: fluxos tangenciais e axiais, tanto no formato cocorrente (paralelo) quanto no formato contracorrente, variando as velocidades de entrada dos fluidos para cumprir esse objetivo. A análise térmica e fluidodinâmica dessas diferentes configurações mostrou que o modelo axial e contracorrente obteve resultados de eficiência melhores do que as demais. Para que fosse possível validar o modelo computacional em questão, foi utilizada a correlação de Nusselt de Churchill-Bernstein para comparar o resultado analítico do coeficiente convectivo com o valor numérico. Além disso, a efetividade térmica do trocador de calor foi avaliada pelo método E-NUT e o coeficiente de transferência de calor global (U) foi obtido a partir do método da diferença de temperatura média logarítmica (MLDT). Com isso, após análise de diferentes modelos de turbulência, percebeu-se que o Shear Stress Transport (SST) obteve os melhores resultados, dessa forma, adotou-o como modelo de estudo deste trabalho.

Palavras-chave: Trocador de calor; Eficiência; Duplo tubo; Fluidodinâmica computacional (CFD).

SILVA, M. E. B. Analysis of the thermal and fluid dynamic effectiveness of a double tube heat exchanger. 2022. 60. Completion of course work. Chemical engineering.Federal University of Campina Grande, Campina Grande – PB.

ABSTRACT

Heat exchangers (TC) are highly present equipment in our daily lives, and have wide industrial application. Given this, its study becomes fundamental in order to improve knowledge about this equipment and optimize it as concisely as possible. In this context, this work evaluated, through the computational package ANSYS FLUENT STUDENT 21.0, a double-tube heat exchanger, in different configurations: tangential and axial flows, both in cocurrent (parallel) and countercurrent formats, varying the speeds of fluid inlet to fulfill this objective. The thermal and fluid dynamic analysis of these different configurations showed that the axial and countercurrent model obtained better efficiency results than the others. In order to validate the computational model in question, the Churchill-Bernstein Nusselt correlation was used to compare the analytical result of the convective coefficient with the numerical value. Furthermore, the thermal effectiveness of the heat exchanger was evaluated by the E-NUT method and the global heat transfer coefficient (U) was obtained from the logarithmic mean temperature difference (MLDT) method. Thus, after analyzing different turbulence models, it was noticed that the Shear Stress Transport (SST) obtained the best results, thus, it was adopted as the study model of this work.

Keywords: Heat exchanger; Efficiency; Double tube; Computational fluid dynamics (CFD).

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquematização das configurações de trocador de calor duplo tubo	18
Figura 2 - Diâmetros anulares e localização dos coeficientes	21
Figura 3 - Resistência relacionada à transferência de calor	22
Figura 4 - Fluxograma das etapas realizadas ao longo do trabalho	31
Figura 5 - Duplo tubo na configuração tangencial	32
Figura 6 - Duplo tubo na configuração axial	33
Figura 7 - Malhas nas configuações tangenciais e axiais	34
Figura 8 - Fluxograma de etapas para obtenção do coeficiente convectivo	35
Figura 9 - Representação do nível de eficiência das configurações avaliadas	39
Figura 10 - Efetividade termica (%) em função do NUT	48
Figura 11 - Campo de pressão (Pa) para o caso 33	49
Figura 12 - Campo de pressão (Pa) para o caso 34	50
Figura 13 - Campo de temperatura (K) para o caso 33	51
Figura 14 - Campo de temperatura (K) para o caso 34	51
Figura 15 - Campo de turbulência (m ² /s ²) para o caso 33	52
Figura 16 - Campo de turbulência (m ² /s ²) para o caso 34	52
Figura 17 - Campo de pressão (Pa) para o caso 35	54
Figura 18 - Campo de pressão (Pa) para o caso 36	54
Figura 19 - Campo de temperatura (K) para o caso 35	55
Figura 20 - Campo de temperatura (K) para o caso 36	55
Figura 21 - Campo de turbulência (m^2/s^2) para o caso 35	56
Figura 22 - Campo de turbulência (m/s) para o caso 36	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Informações (tangencial) 32
Tabela 2 - Informações (axial)
Tabela 3 - Estatística das malhas. 34
Tabela 4 - Casos estudados a partir da variação de velocidade inicial
Tabela 5 - Especificação dos novos casos simulados
Tabela 6 - Resultados da triagem para os modelos de turbulência
Tabela 7 – Eficiências sob influência da velocidade inicial
Tabela 8 – Influência da Velocidade inicial na eficiência da configuração tangencial
contracorrente
Tabela 9 – Maximização da eficiência da configuração tangencial contracorrente 43
Tabela 10 – Influência da Velocidade inicial na eficiência da configuração tangencial
paralelo
Tabela 11 – Maximização da eficiência da configuração tangencial paralelo. 44
Tabela 12 – Influência da Velocidade incial na eficiência da configuração axial
contracorrente
Tabela 13 – Maximização da eficiência da configuração axial contracorrente
Tabela 14 – Influência da velocidade inicial na eficiência da configuração axial
paralelo
Tabela 15 – Maximização da eficiência da configuração axial paralelo
Tabela 16 – Resultados da simulação de casos adicionais.46
Tabela 17 – Mínimos e máximos para as variáveis fluidodinâmicas dos casos 33 e 34.
Tabela 18 – Mínimos e máximos para as variáveis dos casos 35 e 36 53

Taxa de transferência de calor Ò Vazão mássica ṁ Entalpia h Calor específico C_p Т Temperatura Coeficiente global de transferência de calor U Área de troca térmica A_{S} Média logarítmica de diferença de temperatura ΔT_{ln} Área externa dos tubos Ae Área interna dos tubos Ai L Comprimento do tubo interno Diâmetro hidráulico D_H Área de escoamento А Ρ Perímetro molhado Diâmetro interno do tubo interno D_1 D_2 Diâmetro externo do tubo interno Re Número de Reynolds Densidade dos fluidos ρ Velocidadedos fluidos v Viscosidade dos fluidos μ Resistência total R_{total} Coenficiente convectivo inteno h_i k Condutividade térmica Δr Espessura do tubo interno Coeficiente convectivo externo ho Nu Número de Nusselt Pr Número de Pradtl Média logarítmica de diferença de temperatura corrigida $\Delta T_{\rm m}$ Eficiência térmica ε Taxa máxima de transferência de calor q_{max} Cmin Capacidade térmica mínima

LISTA DE SÍMBOLOS

Cmáx Capacidade térmica máxima

- F Fator de correção da média logarítmica de diferença de temperatura
- C Capacidade térmica

Subscritos

- f Fluido frio
- q Fluido quente

		SOWARIO	
1.	INT	FRODUÇÃO	14
1	.1	Problemática	14
1	.2	Justificativa	14
1	.3	Delimitação do Estudo	15
1	.4	Objetivos	16
	1.4.	1 Geral	16
	1.4.2	2 Específicos	16
2.	REI	FERENCIAL TEÓRICO	17
2	2.1	Trocador de calor	17
2	2.2	Trocador de Calor Duplo Tubo	18
2	2.3	Balanço de Energia	19
2	2.4	Diâmetro hidráulico	20
2	2.5	Coeficiente Global de Troca Térmica (U)	22
2	2.6	Coeficiente convectivo	23
2	2.7	Diferença de Temperatura Média Logarítmica	24
2	8	Efetividade-NUT	26
2	.9	Fluidodinâmica computacional	28
2	2.10	Modelo de turbulência	29
3.	ME	TODOLOGIA	31
3	5.1	Construção das Geometrias	31
3	5.2	Geração das malhas	34
3	.3	Modelos de turbulência	35
3	5.4	Comparação entre resultados numéricos e analíticos	35
3	5.5	Simulação de casos variando a velocidade de entrada	36
3	5.6	Simulação de casos adicionais	37
4.	RES	SULTADOS E DISCUSSÃO	38
4	.1	Modelo de turbulência	38
4	.2	Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor	40
4	.3	Influência da variação da velocidade inicial na efetividade térmica	40
4	.4	Relação entre o NUT e a Efetividade	47
4	.5	Análise fluidodinâmica	49
-	4.5.	1 Casos 33 e 34 (Tangenciais Contracorrente e Paralelo)	49
	4.5.	2 Casos 35 e 36 (Axiais Contracorrente e Paralelo)	53
5.	CO	NCLUSÃO	58
6.	SUC	GESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	58

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO

1.1 Problemática

Segundo Incropera e Dewitt (2008), trocadores de calor são equipamentos que promovem a transferência de calor entre dois fluidos que escoam a diferentes temperaturas, normalmente separados por uma interface sólida. Estes equipamentos podem ser encontrados em diversos segmentos da indústria e também no uso pessoal.

Tais equipamentos possuem ampla diversidade de aplicações, entre elas: aquecimento e resfriamento de correntes de fluidos, produção de potência, recuperação de calor, condicionamento de ar entre outros (KAKAÇ E LIU, 2002).

Em razão da diversidade, esses equipamentos são normalmente classificados de acordo com seu formato de construção, que são desenvolvidos visando uma alta eficiência de troca térmica.

Um exemplo de trocador de calor com esses requisitos é o trocador de calor de duplo tubo (TCDT), que é constituído por dois cilindros concêntricos cujos sentidos de vazão podem ser em contracorrente ou em paralelo. Para este equipamento o tubo anular (externo) é, usualmente, destinado um fluido de alta capacidade calorífica, enquanto que o tubo de produto (interno) é destinado ao fluido de interesse (GOODARZI et al., 2016; OMIDI et al., 2017).

Este equipamento é considerado um dos mais utilizados por diversos setores industriais, em razão de sua fácil construção e manutenção, além de ser amplamente utilizado na reutilização de energia térmica, na pasteurização de alimentos com alta ou média viscosidade e, em recentes estudos, no escoamento de nanopartículas sólidas em suspensão, ou nanofluídos, uma vez que estas aumentam significativamente a eficiência de troca térmica entre os fluidos (GOODARZI et al., 2016; OMIDI et al., 2017).

1.2 Justificativa

Devido à enorme aplicabilidade dos trocares de calor, eles tornaram-se objeto de estudo de diversas pesquisas ao longo do tempo. No entanto, apesar desse avanço, a busca pelo aprimoramento desse sistema ainda é recorrente, objetivando tanto a conservação de energia como também a potencialização de projetos aplicados a situações específicas. Atualmente, com o avanço da tecnologia, a existência de softwares capazes de descrever resultados experimentais com alta eficiência e diminuindo o tempo e custos com análises experimentais, é uma realidade que vem sendo bastante explorada. Entre os softwares destinados para análise de fluidodinâmica computacional (CFD), o pacote comercial Ansys Fluent apresenta funções como a capacidade de avaliação de perfis de velocidade e pressão ao longo de uma determinada geometria, além da determinação de troca térmica entre fluidos, utilizando equações diferenciais capazes de descrever o comportamento real com alta precisão.

Em decorrência da demanda atual por equipamentos cada vez mais eficientes e de relativamente baixo custo, a finalidade principal é de se obter bons resultados com o mínimo de investimento. A partir disto, surge a necessidade do emprego de simulações, pois as mesmas são de custo inferior, comparando-se com outros meios convencionais, como por exemplo, a análise experimental (CARDOSO, 2018).

O uso de métodos bem estabelecidos, como a dinâmica dos fluidos computacional, proporciona uma melhor visualização dos campos de fluxo e temperatura, o que pode ajudar na avaliação das possíveis melhorias a serem feitas para melhorar o desempenho do trocador de calor (S.M. Shahril; G.A. Quadir; et al., 2016).

Alguns exemplos da literatura usam o CFD como ferramenta de estudo de trocadores de calor. Exemplificando os de tipo duplo tubo, Daniela Cardoso (2018), analisou termicamente este tipo trocador de calor para resfriamento de um óleo, realizando a simulação de seu projeto mecânico. Cardoso et al. (2019), realizou um estudo numérico e teórico da perda de carga em um trocador de calor duplo tubo, para condições isotérmicas e de regime permanente. Wang et al. (2019), investigou, por meio de um estudo numérico, como a transferência de calor se comportava ao variar o número de Reynolds de 100 para 900.

1.3 Delimitação do Estudo

Neste trabalho, foi desenvolvida uma modelagem matemática para predizer a fluidodinâmica em um trocador de calor duplo tubo, utilizando fluxo tangencial e axial de troca térmica. Além disso, foi avaliada a influência de parâmetros operacionais sobre a dinâmica dos fluidos, transferência de calor e a efetividade térmica do trocador de calor.

1.4 Objetivos

1.4.1 Geral

Desenvolver um estudo da fluidodinâmica computacional de um trocador de calor duplo tubo, utilizando o *Ansys Fluent*, a fim de avaliar o efeito geométrico e de parâmetros operacionais sobre a sua efetividade térmica.

1.4.2 Específicos

- Definir uma modelagem matemática capaz de prever o comportamento fluidodinâmico do trocador de calor do tipo duplo tubo;
- Avaliar a influência de aspectos geométricos e de parâmetros operacionais sobre a dinâmica dos fluidos e a transferência de calor;
- Avaliar a eficiência por meio do método efetividade-NUT e MLDT;
- Validar os modelos numéricos comparando os resultados obtidos com a análise teórica.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Trocador de calor

Sempre que existir uma diferença de temperatura no interior de um sistema, ou quando dois sistemas com temperaturas distintas forem postos em contato, ocorre a variação da temperatura para se chegar ao equilíbrio. A este processo, dá-se o nome de Transferência de Calor (KREITH, 2003).

Trocadores de calor são dispositivos em que dois fluidos a diferentes temperaturas trocam calor através de uma superfície metálica, podendo ou não ocorrer mudança de fase dos fluidos, na qual ocorre uma transferência de calor por condução e convecção. Essa troca térmica é empregada para atender às exigências de um dado processo (SANT'ANNA, 2005).

Dito isto, Fraas e Ozisik (1965) e Kakaç, Shah e Bergles (1982) classificaram os trocadores de calor de acordo com os seguintes critérios:

Processo de Transferência de Calor	Contato diretoContato indireto
Compacticidade	CompactosNão Compactos
Tipo de construção	 Tubulares Tubos aletados Placas Placas aletadas Regenerativos
Disposição das correntes	Correntes paralelasContracorrentesCorrentes cruzadas
Mecanismo de transferência de calor	ConvecçãoMudança de faseRadiação

Quadro 1 – Classificação dos trocadores de calor.

Fonte: Ozisik et al. (1965).

Em relação à disposição das correntes, na configuração de fluxos paralelos, dois fluidos entram no trocador do mesmo lado, e fluem em paralelo um ao outro para o outro lado. Em trocadores de calor contracorrente, os fluidos entram no trocador de lados opostos. O projeto contracorrente é mais eficiente, neste pode-se transferir a maior parte do calor do meio quente (INCROPERA, 2007).

2.2 **Trocador de Calor Duplo Tubo**

Segundo Saunders (1988), o duplo tubo representa um trocador de calor tubular que consiste, basicamente, em um tubo que é montado concentricamente no interior de outro tubo com maior diâmetro, conforme ilustrado na Figura 1.

Representando um dos trocadores de calor mais simples, a transferência de calor entre os tubos acontece a partir da diferença de temperatura existente entre o fluido presente no tubo interno e o fluido presente no espaço anular. Para isso, podem ser utilizados fluidos líquidos ou gasosos, como também, pode haver ou não mudança de fase. Vale salientar, ainda, que a transferência de calor precisa vencer a resistência da parede do tubo que separa os fluidos.



Figura 1 - Esquematização das configurações de trocador de calor duplo tubo.

Fonte: Autora (2022).

Nesta esquematização é possível ver as diferentes configurações em que podemos encontrar um trocador de calor duplo tubo, no que diz respeito ao sentido dos fluxos e ao formato geométrico em que os fluidos irão ser inseridos no sistema, tangencial (180°) ou axial (90°).

Além disso, a fim de maximizar a transferência térmica, também é possível acoplar esses trocadores, seja em série ou em paralelo, dependendo da melhor forma para a situação proposta.

2.3 Balanço de Energia

Çengel e Ghajar (2011) propõem algumas considerações que simplificam a modelagem.

- I. O escoamento deve ser considerado permanente, pois os trocadores de calor operam por longos períodos de tempo;
- II. As mudanças de energia cinética e potencial são insignificantes portanto são desconsideradas;
- III. O calor específico de um fluido em uma faixa de temperatura especificada pode ser tratado como constante com pouca perda de precisão;
- IV. A condução de calor axial ao longo do tubo geralmente é insignificante e pode ser considerada desprezível;
- V. A superfície externa do trocador de calor é considerada perfeitamente isolada, de modo que não haja perda de calor para o meio.

Ao aplicar-se um balanço global de energia em um determinado trocador de calor com as devidas hipóteses simplificadoras, a taxa de transferência de calor entre os fluidos quente e frio, pode ser inicialmente resumida pelo produto entre a vazão mássica e a diferença de entalpias de cada fluido, como mostra a Equação 1 a seguir (INCROPERA et al., 2008).

$$\dot{Q} = \dot{m}_{f} (h_{f,saida} - h_{f,entrada}) = \dot{m}_{q} (h_{q,entrada} - h_{q,saida})$$
(1)

Assumindo que os fluidos não passam por mudança de fase e que os calores específicos são constantes, tem-se Equação 2:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{f}C_{p,f}(T_{f,saida} - T_{f,entrada}) = \dot{m}_{q}C_{p,q}(T_{q,saida} - T_{q,entrada})$$
(2)

Em que:

- Q Taxa de transferência calor (W)
- ṁ Vazão mássica (Kg/s)
- h Entalpias (KJ/mol)
- Cp Calores específicos (J/Kg K)
- T Temperaturas (K)

Os sobescritos q e f representam, respectivamente, fonte quente e fonte fria de calor.

A taxa de transferência de calor também pode ser expressada utilizando uma extensão da lei de resfriamento de Newton, com o coeficiente global de transferência de calor (U) usado no lugar do coeficiente de transferência de calor (h). Como ΔT varia de acordo com a posição no trocador de calor, é necessário utilizar a média logarítmica de diferenças de temperatura (ΔT ln) (INCROPERA, 2014).

A Equação 3 mostra essa representação:

$$\dot{\mathbf{Q}} = \mathbf{U}\mathbf{A}_{S}\Delta\mathbf{T}_{\ln} \tag{3}$$

Em que As representa a área de troca térmica e pode ser calculada pela Equação 4. A ΔT_{ln} será melhor discutida na sessão 2.7.

$$A_{\rm S} = \frac{A_{\rm e} - A_{\rm i}}{\ln\left(\frac{A_{\rm e}}{A_{\rm i}}\right)} \tag{4}$$

Pela Equação 4, temos ainda que Ai e Ae representam as áreas internas e externas do tubo interno, respectivamente, dadas por:

$$A_{i} = \pi DiL \quad A_{e} = \pi (Di + \Delta)L \tag{5}$$

 \therefore Di = diâmetro interno; Δ = espessura do tubo; L = comprimento do tubo.

2.4 Diâmetro hidráulico

Se a seção transversal por onde o fluido está escoando não é circular, recomenda-se que as correlações de transferência de calor sejam baseadas no diâmetro hidráulico (D_H) , tal como ocorre na parte anular de tubos concêntricos (Sieder et al., 1936). O D_H pode ser definido por:

$$D_{\rm H} = \frac{4A}{P} \tag{6}$$

Em que:

- A Área de seção transversal ao escoamento (m²)
- P Perímetro molhado (m)

O diâmetro hidráulico deve ser usado no cálculo dos números de Reynolds, Nusselt e na determinação do fator de atrito.

A Figura 2 mostra os diâmetros e os coeficientes convectivos em tubos concêntricos.

Figura 2 - Diâmetros anulares e localização dos coeficientes.



Fonte: de Kern, 1980. Adaptada pela autora, 2022.

Com isso, após analisar a Figura 2 e entender o que seriam D_1 e D_2 , temos que a área de escoamento anular é dada pela Equação 7.

$$A = \frac{\pi}{4} \left(D_2^2 - D_1^2 \right) \tag{7}$$

Além disso, teremos que o perímetro molhado (P) para o espaço anular será:

$$\mathbf{P} = \pi (\mathbf{D}_1 + \mathbf{D}_2). \tag{8}$$

Assim, a partir da Equação 6, teremos:

$$D_{\rm H}^{\rm Anular} = \frac{4\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)}{\pi(D_1 + D_2)} \to D_{\rm H}^{\rm Anular} = (D_2 - D_1)$$
(9)

Consequentemente, Reynolds para essa região será:

$$\operatorname{Re} = \frac{\rho v (D_2 - D_1)}{\mu} \tag{10}$$

Em que:

- ρ Densidade do fluido (Kg/m³)
- v Velocidade de escoamento (m/s)
- µ Viscosidade do fluido (Kg/m.s)

Para o tubo interno, o Re será obtido também pela Equação anterior, no entanto, o diâmetro utilizado será o diâmetro interno do tubo.

2.5 Coeficiente Global de Troca Térmica (U)

Esse coeficiente refere-se a quão bem o calor é conduzido através de uma série de meios resistentes. Por este motivo, representa uma etapa essencial em qualquer análise de troca térmica. A Figura 3 mostra as resistências encontradas pelo calor em um trocador de calor tubular, desconsiderando as incrustações.



Figura 3 - Resistência relacionada à transferência de calor.

Fonte: Autora, 2022.

O calor é primeiro transferido do fluido quente para a parede por convecção, através da parede por condução e, a partir da parede, para o fluido frio novamente por convecção (ÇENGEL; GHAJAR, 2011).

Assim, a resistência total pode ser calculada da seguinte forma:

$$R_{\text{total}} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\Delta r}{k A_S} + \frac{1}{h_o A_o}$$
(11)

Em que:

- Δr Espessura da parede tubular (m)
- $A_s A_rea$ de troca térmica (m²)
- h_i Coeficiente convectivo interno (W/m². K)
- h_o-Coeficiente convectivo externo (W/m². K)

Sendo o coeficiente de transferência global de calor calculado por:

$$U = \frac{1}{R_{\text{total}}A_{\text{S}}}$$
(12)

Percebe-se, pela Equação 11, que se a espessura da parede tubular for pequena e a condutividade do material for alta, o termo condutivo é praticamente desprezível.

2.6 Coeficiente convectivo

Uma variável muito importante a será avaliada em trocadores de calor é o coeficiente de troca térmica convectivo, uma vez que ele influencia diretamente no coeficiente de transferência de calor global (U).

Churchill e Bernstein (1977) formularam uma correlação que cobre toda a faixa de Reynolds (Re) para a qual os dados estão disponíveis, bem como uma ampla faixa de Prandtl (Pr) para escoamento cilíndrico. A Equação é recomendada para todo Re. Pr \geq 0,2.

Nu = 0,3 +
$$\frac{0,62 \operatorname{Re}^{\frac{1}{2}} \operatorname{Pr}^{\frac{1}{3}}}{\left(1 + \left(\frac{0,4}{\operatorname{pr}}\right)^{\frac{2}{3}}\right)^{\frac{1}{4}}} \left(1 + \left(\frac{\operatorname{Re}}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right)^{\frac{4}{5}}$$
 (13)

Como a troca térmica para o trocador de calor duplo tubo se dará pelo tubo interno, o Reynolds para esse caso é calculado como se segue:

$$Re = \frac{\rho v Di}{\mu} \therefore Di = diâmetro interno do tubo$$
(14)

Além disso, temos que o número de Prandtl (Pr) representa um valor adimensional que relaciona a difusividade de movimento e a difusividade térmica. Este pode ser expresso pela Equação 15.

$$\Pr = \frac{Cp.\,\mu}{k} \tag{15}$$

Em que:

- Cp Calor específico do fluido (J/Kg K)
- μ Viscosidade dinâmica do fluido (Kg/m.s)
- k condutividade térmica do material (W/m.K)

Assim, pode-se definir que o coeficiente convectivo entre a parede do tubo e o fluido que escoa internamente é obtido pela Equação 16.

$$Nu = \frac{hi. Di}{k} \rightarrow hi = \frac{Nu. k}{Di}$$
(16)

2.7 Diferença de Temperatura Média Logarítmica

A análise de um trocador de calor envolve a escolha do tipo e tamanho do trocador que permita alcançar a mudança na temperatura especificada em um escoamento de vazão mássica conhecida. Diante disso, o método da diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) estabelece uma relação para a diferença de temperatura média equivalente entre os dois fluidos, sendo obtida a partir do perfil real de temperatura dos fluidos ao longo do trocador de calor (ÇENGEL & GHAJAR, 2012).

Algumas considerações são necessárias para a realização dos cálculos:

- A temperatura do fluido é a mesma em todas as seções transversais do trocador;
- A taxa de transferência de calor é constante;
- O calor específico do fluido é constante;
- A vazão mássica de cada fluido será constante;
- Não haverá mudança de fase;
- As trocas de calor com o ambiente serão desprezíveis.

Essa média pode ser calculada da seguinte forma:

$$\Delta T_{\rm ln} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \tag{17}$$

Em que as ΔT vão ser encontradas a partir das configurações de cada trocador de calor:

Paralelo

$$\Delta T(1) = T_{q,entrada} - T_{f,entrada}$$
(18)

$$\Delta T(2) = T_{q,saida} - T_{f,saida}$$
(19)

Contracorrente

$$\Delta T(1) = T_{q,entrada} - T_{f,saida}$$
(20)

$$\Delta T(2) = T_{q,saida} - T_{f,entrada}$$
(21)

O que vai definir quem será ΔT_2 e ΔT_1 será o resultado das subtrações. O maior resultado representará ΔT_2 e o menor, ΔT_1 .

A aplicação da média logarítmica da diferença de temperatura limita-se a trocadores de calor de escoamento puramente paralelo ou puramente contracorrente. Em trocadores de calor multipasses onde o escoamento é uma combinação desses dois tipos de fluxos é conveniente relacionar a MLDT para o caso do fluxo contracorrente corrigida por um fator de correção F (ÇENGEL; GHAJAR, 2011).

$$\Delta T_{\rm m} = F(\Delta T_{\rm ln}) cf \tag{22}$$

O fator de correção depende das temperaturas de entrada e saída do trocador de calor, adotando números adimensionais R e P para fins de cálculo, definidos pelas Equações a seguir.

$$R = \frac{T_{f,entrada} - T_{f,saida}}{T_{q,saida} - T_{q,entrada}}$$
(23)

$$P = \frac{T_{q,saida} - T_{q,entrada}}{T_{f,entrada} - T_{q,entrada}}$$
(24)

Com isso, F pode ser determinado das seguintes formas:

• Para $\mathbf{R} \neq 1$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln\left(\frac{1 - S}{1 - RS}\right)}{(R - 1) \ln\left(\frac{\left(2 - S\left(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1}\right)\right)}{2 - S\left(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1}\right)}\right)}$$
(25)

Em que:

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \therefore \alpha = \left(\frac{1 - RP}{1 - P}\right)^{\frac{1}{N}} e N = n \text{ úmero de passagens}$$
(26)

• Para R = 1

$$F = \frac{S\sqrt{2}}{(1-S)\ln\left(\frac{2-S(2-\sqrt{2})}{2-S(2+\sqrt{2})}\right)}$$
(27)

Sendo,

$$S = \frac{P}{N - (N - 1)P}$$
(28)

2.8 Efetividade-NUT

Em Incropera et al. (2002) encontram-se dois métodos para análise de trocadores de calor: média logarítmica das diferenças de temperatura (MLDT) e o método da efetividade-NUT. O método MLDT é utilizado quando as temperaturas dos fluidos na entrada são conhecidas e as temperaturas de saída ou são especificadas ou podem ser determinadas pelas equações de balanço de energia. Já quando são conhecidas apenas as temperaturas de entrada, é preferível utilizar o método da efetividade-NUT.

Sendo a Efetividade (ϵ) definida pela razão entre a taxa de transferência de calor real pela taxa de transferência máxima de calor.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{q_{\text{max}}}$$
(29)

Em que:

• $\dot{Q} = C_f(T_{f,saida} - T_{f,entrada}) = C_q(T_{q,saida} - T_{q,entrada})$

• $q_{max} = Cmin(T_{q,entrada} - T_{f,entrada})$

Sendo,

 $C_f = \dot{m}_f C_{p,f} e C_q = \dot{m}_q C_{p,q}$, representando as capacidades térmicas dos fluidos frio e quente, respectivamente. Além disso, Cmin será o menor valor entre $C_f e C_q$.

A efetividade pelo método de NUT para qualquer trocador de calor pode ser escrita, de forma generalizada como:

$$\varepsilon = \left(\text{NUT}, \frac{\text{Cmin}}{\text{Cmáx}}\right) \tag{30}$$

Sendo o Cmáx, por consequência, o maior valor entre C_f e C_q. Dessa forma, $\frac{\text{Cmin}}{\text{Cmáx}} = \frac{C_f}{C_q}$ ou $\frac{\text{Cmin}}{\text{Cmáx}} = \frac{C_q}{C_f}$ dependendo da configuração analisada.

Ainda, o número de unidades de transferência (NUT) é um valor adimensional calculado por:

$$NUT = \frac{UA_S}{Cmin}$$
(31)

O NUT represente o tamanho térmico do trocador de calor. Ou seja, quanto maior for ser valor, maior será a eficiência térmica do equipamento.

Para trocadores de calor duplo tubo, temos as seguintes correlações para cálculo da eficiência:

Paralelo

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{\left[-\text{NUT}\left(1 + \frac{\text{Cmin}}{\text{Cmax}}\right)\right]}}{1 + \frac{\text{Cmin}}{\text{Cmax}}}$$
(32)

Contracorrente

$$\varepsilon = 1 - \frac{e^{\left[-\text{NUT}\left(1 - \frac{\text{Cmin}}{\text{Cmax}}\right)\right]}}{1 - \frac{\text{Cmin}}{\text{Cmax}}e^{\left[-\text{NUT}\left(1 - \frac{\text{Cmin}}{\text{Cmax}}\right)\right]}}$$
(33)

 $Para \frac{Cmin}{Cmax} = 1$

 $Para \frac{Cmin}{Cmax} < 1$

$$\varepsilon = \frac{\text{NUT}}{1 + \text{NUT}} \tag{34}$$

2.9 Fluidodinâmica computacional

Fluidodinâmica Computacional (Computational Fluid Dynamics - CFD) é a análise de sistemas de equações diferenciais parciais (EDP's) que envolvem problemas de escoamento de fluidos, transferência de calor e outros processos, com a finalidade de obter soluções numéricas para o cálculo de pressões, velocidade e temperatura através de simulações computacionais. O estudo compreende uma região de interesse onde devem ser aplicadas as condições de contorno conhecidas para o problema (Maitelli, 2010).

Independentemente do método de solução ou interface empregados, a metodologia para encontrar as soluções para problemas de CFD consiste nas etapas de pré-processamento, resolução (solver) e pós-processamento.

O pré-processamento, é a definição da entrada de dados que irá alimentar o programa computacional. Aqui, é definida a geometria da região de interesse ou domínio computacional que é a delimitação do espaço físico que envolve a análise com definição das fronteiras para regiões sólidas e para o escoamento. Posteriormente, é gerada uma malha de elementos menores no domínio, ou células, que dependendo do método de solução podem ser elementos planos ou volumes de controle com propriedades definidas. Nesta fase deve ser estabelecido qual o fenômeno a ser tratado, condições para o escoamento, propriedades dos fluidos e condições de contorno apropriadas para a fronteira do domínio. Outra questão importante é a determinação dos parâmetros de simulação, como a precisão desejada, tempo de execução, número de iterações, dentre outros (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

A solução do problema depende totalmente das opções escolhidas pelo usuário durante o pré-processamento, mas esta fase geralmente é extremamente interativa e automatizada nos programas ou softwares comerciais. Um bom exemplo de software com essas aplicações é o ANSYS FLUENT.

No pós-processamento os resultados são apresentados e visualizados para análise do usuário. Geralmente os pós-processadores dos programas comerciais incluem opções com sequências de animação, visualização bidimensional e tridimensional da geometria com possibilidade de manipulação, informações sobre a malha, traçado dos vetores que indicam as magnitudes para as variáveis do escoamento através do domínio, gráficos das variáveis, etc (MARTIELLI, 2010).

2.10 Modelo de turbulência

Escoamentos podem ser classificados de acordo com o tipo de movimento e velocidade das partículas do fluido. Um escoamento é dito laminar quando as partículas componentes do fluxo se movem de uma forma ordenada, em camadas de trajetórias distintas. O fluxo turbulento é aquele onde as partículas no escoamento se misturam rapidamente devido às flutuações aleatórias do campo tridimensional de velocidades (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006).

A análise do tipo de fluxo está relacionada às condições do adimensional número de Reynolds, que representa a relação entre as forças de inércia e as forças viscosas agindo em uma determinada região do escoamento (MAITELLI, 2010).

Dito isto, um modelo de turbulência é um procedimento computacional para aproximar as equações de escoamento médio, de modo que grande variedade de problemas de escoamentos possa ser calculada, já que para a maioria dos propósitos de Engenharia é desnecessário resolver detalhes das flutuações turbulentas. É necessário então, independente da escolha do método de cálculo, encontrar expressões para as tensões de Reynolds. Para um modelo de turbulência ser utilizado, ele deve ter larga aplicabilidade, ser preciso, de fácil aplicação e econômico no que diz respeito às simulações (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Os modelos mais comuns para simular os efeitos da turbulência são geralmente divididos em duas categorias: os modelos clássicos ou baseados nas equações de Reynolds e que formam a base do cálculo da turbulência que é encontrada nos códigos de CFD atualmente disponíveis.

Dentre os modelos presentes no CFD, o $\kappa - \varepsilon$ padrão envolve a solução da energia cinética turbulenta κ , definida pela variação das flutuações na velocidade, e sua taxa de dissipação ε . O modelo ω -k resolve o fluxo para a energia cinética turbulenta k e para a taxa de dissipação específica da energia cinética turbulenta (ω). O modelo ω -k tem suas vantagens relacionadas ao cálculo da turbulência nas proximidades das paredes, na presença de gradientes de pressão adversos, mas perde precisão longe das paredes e em fluxos livres (MAITELLI, 2010).

Uma opção para a resolução da turbulência pode ser o modelo SST (Modelo de Transporte da Tensão de Cisalhamento ou *Shear Stress Transport Model*) que combina

as vantagens do ε -k e do ω -k fazendo a mudança entre os dois métodos, ou seja, ajustando automaticamente a melhor forma de calcular a turbulência de acordo com a região do fluxo, através da modificação do termo da taxa de geração de energia cinética e adicionando um novo termo fonte em função da taxa de dissipação específica da energia cinética turbulenta (MAITELLI, 2010). Por este motivo, o modelo SST foi aplicado para este trabalho.

3. METODOLOGIA

Todas as simulações numéricas foram realizadas no Laboratório de Pesquisa em Fluidodinâmica e Imagem (LPFI) pertencente à Unidade Acadêmcia de Engenharia Química da Universidade Federal de Campina Grande (UFCG).

A esquematização a seguir mostra as etapas necessárias para se atingir os objetivos anteriormente estipulados.



Figura 4 - Fluxograma das etapas realizadas ao longo do trabalho.

Fonte: Autora, 2022.

3.1 Construção das Geometrias

Para a construção das geometrias deste trabalho, seguiu-se o procedimento proposto no site CFD.NINJA, considerando os protótipos de trocadores de calor com dimensões ilustradas nas Tabelas 1 e 2, e suas representações nas Figuras 5 e 6. Estas figuras ilustram igualmente as configurações adotadas da corrente de alimentação tangencial e axial.

Nos estudos realizados foi adotado o mesmo fluido (água) nas fontes quentes e frias, com as temperaturas de 333K e 303K, respectivamente, além disso, adotou-se a condição de fluxo adiabático para as paredes do casco, para os dois trocadores de calor estudado.





Fonte: ANSYS FLUENT 21.0, 2022.

Tabela 1 - Informações (tangencial)

Comprimento do tubo interno	240 mm
Comprimento no tubo externo	200 mm
Diâmetro externo do tubo externo	40 mm
Diâmetro interno do tubo externo	38 mm
Diâmetro externo do tubo interno	20 mm
Diâmetro interno do tubo interno	18 mm
Fluido frio = fluido quente	Água
Material utilizado para os tubos	Aço
Condutividade térmica do aço	16,27 W/m.K
Temperatura do fluido frio	303 K
Temperatura do fluido quente	333 K
Densidade da água	998,2 Kg/m ³
Viscosidade da água	0,001003 Kg/m.s
Fonte: Autora, 202	22.





Figura 6 - Duplo tubo na configuração axial.

Fonte: Autora, 2022.

Tabela 2 - Informações (axial)

33

3.2 Geração das malhas

Para cada umas das geometrias do trocador de calor foram geradas as malhas utilizando elementos prismáticos e piramidais. Nas proximidades das paredes interna e externa do tubo interno foram adotados elementos hexaédricos formando quatro camadas. As malhas resultantes após diferentes refinamentos estão representadas na Figura 7 e total de elementos e nós das duas malhas estão apresentadas na Tabela 3.





Fonte: Autora, 2022.

Tabela 3 - Estatística das malhas.

_	Tangencial	Axial
Elementos	280433	329974
Nós	532913	625852

Fonte: ANSYS FLUENT 21.0, 2022.

3.3 Modelos de turbulência

A fim de decidir dentre os modelos de turbulência mais utilizados qual teria a melhor resposta para este sistema, foram testados os modelos K - \mathcal{E} , K - ω , e SST para cada uma das configurações do trocador de calor duplo tubo.

Para isso, fixou-se uma velocidade de entrada em que, tanto no tubo interno quanto na região anular, o Reynolds fosse turbulento de fato (Re>10000). Assim, ao utilizar as Equações 10 e 14, que calcula o Reynolds para a região anular e para o tubo, respectivamente, obteve-se que, para qualquer velocidade acima de 0,559 m/s o regime seria turbulento.

Para essa etapa, portanto, utilizou-se uma velocidade de 1,5 m/s, o que corresponde a um Reynolds de 26871, tanto para a região tubular quanto anular, pois, o diâmetro hidráulico da região anular ($D_2 - D_1 = 0,038 - 0,02 = 0,018$ m) é igual ao diâmetro do tubo interno (0,018 m).

Além disso, por se tratar apenas de uma triagem inicial, foram utilizadas 300 iterações em cada simulação, usando uma convergência padrão de 10⁻⁴.

3.4 Comparação entre resultados numéricos e analíticos

Com a finalidade de se avaliar a qualidade dos resultados das simulações, foram confrontados os valores do coeficiente convectivo interno obtido numérica e analiticamente, seguindo o procedimento ilustrado o fluxograma da Figura 8.

Figura 8 - Fluxograma de etapas para obtenção do coeficiente convectivo.



Fonte: Autora, 2022.

3.5 Simulação de casos variando a velocidade de entrada

Para esta etapa, foram alterados os valores de entrada da velocidade do fluido quente e frio, em todas as configurações estudadas, a fim de identificar a influência da velocidade (vazão mássica) na configuração do trocador de calor e na eficiência térmica.

Configuração	CASO	$V_{\text{quente}}\left(\frac{m}{s}\right)$	$V_{\rm frio}\left(\frac{\rm m}{\rm s}\right)$	$\dot{m}_{quente}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	$\dot{m}_{\rm frio}\left(\frac{\rm Kg}{\rm s}\right)$
	1	0,7	1,5	0,177	1,225
	2	1,0	1,5	0,253	1,225
	3	2,0	1,5	0,506	1,225
Tangencial	4	3,0	1,5	0,759	1,225
Contracorrente	5	1,5	0,7	0,379	0,572
	6	1,5	1,0	0,379	0,817
	7	1,5	2,0	0,379	1,634
	8	1,5	3,0	0,379	2,451
	9	0,7	1,5	0,177	1,226
	10	1,0	1,5	0,253	1,226
	11	2,0	1,5	0,505	1,226
Tangencial	12	3,0	1,5	0,758	1,226
Paralelo	13	1,5	0,7	0,379	0,572
	14	1,5	1,0	0,379	0,817
	15	1,5	2,0	0,379	1,334
	16	1,5	3,0	0,379	2,452
	17	0,7	1,5	0,177	0,116
	18	1,0	1,5	0,253	0,116
	19	2,0	1,5	0,507	0,116
Axial	20	3,0	1,5	0,760	0,116
Contracorrente	21	1,5	0,7	0,380	0,054
	22	1,5	1,0	0,380	0,077
	23	1,5	2,0	0,380	0,154
	24	1,5	3,0	0,380	0,231
	25	0,7	1,5	0,177	0,116
	26	1,0	1,5	0,253	0,116
	27	2,0	1,5	0,507	0,116
Axial	28	3,0	1,5	0,760	0,116
Paralelo	29	1,5	0,7	0,380	0,054
	30	1,5	1,0	0,380	0,077
	31	1,5	2,0	0,380	0,154
	32	1,5	3,0	0,380	0,231

 Tabela 4 - Casos estudados a partir da variação de velocidade inicial.

Fonte: Autora, 2022.

As simulações foram realizadas no software ANSYS FLUENT 21.0, utilizando o método dos volumes finitos e equações acopladas, sendo realizadas 1000 iterações em cada, além de usar, também, um critério de convergência de 10⁻⁴.

3.6 Simulação de casos adicionais

Após a simulação de todos os casos presentes na seção anterior, formas analisadas quais as situações em que cada configuração de trocador de calor obteve os melhores resultados. Com isso, simulou-se 4 novos casos, presentes na Tabela 5.

Configuração	CASO	$V_{quente}\left(\frac{m}{s}\right)$	$V_{\rm frio}\left(\frac{m}{s}\right)$	$\dot{m}_{quente}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	$\dot{m}_{frio}\left(\frac{Kg}{s}\right)$
Tan/CC	33	0,7	3,0	0,177	2,451
Tan/PP	34	0,7	3,0	0,177	2,451
Axial/CC	35	3,0	0,7	0,760	0,054
Axial/PP	36	3,0	0,7	0,760	0,054

Tabela 5 - Especificação dos novos casos simulados.

Fonte: Autora, 2022.

Esta etapa será melhor discutida na sessão de resultados.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção são apresentados os resultados das simulações realizadas para avaliar os trocadores de calor duplo tubo com seções de entrada tangencial e perpendicular ao tubo interno a partir das avaliações das efetividades térmicas numérica e analiticamente.

4.1 Modelo de turbulência

Na Tabela 6 são apresentados os resultados obtidos para média logaritma de diferença de temperatura (MLDT), fluxo de calor (Q), coeficiente de transferência de calor (U), número de unidades de transferência (NUT) e efetividade ou eficiência de troca térmica ao aplicar diferentes modelos de turbulência (SST, K - ε e K - ω).

Tipo	Modelo	T _f , saída (K)	T _q , saída (K)	MLDT	Q (W)) U (W/m ² K) NUT		Eficiência (%)	Média (%)
	K - E	303,75	331,77	29,01	5781,93	16710,17	0,126	12,15	
Tan/cc	Κ-ω	303,89	331,61	28,86	6793,00	19738,04	0,148	14,28	13,54
	SST	303,89	331,61	28,86	6750,38	19610,87	0,147	14,19	
	K - E	303,71	331,80	29,03	5536,50	15990,26	0,120	11,64	
Tan/pp	Κ-ω	303,86	331,63	28,86	6600,88	19175,66	0,144	13,88	13,10
	SST	303,85	331,63	28,87	6542,57	19001,20	0,143	13,76	
	K - E	304,37	332,17	28,90	1984,67	5758,14	0,142	13,68	
Axial/cc	Κ-ω	304,35	332,02	28,83	2218,04	6450,29	0,159	15,28	15,00
	SST	304,46	331,98	28,76	2327,37	6784,79	0,167	16,04	
Axial/pp	K - E	304,37	332,31	28,95	1754,61	5080,98	0,125	12,09	
	Κ-ω	304,37	332,14	28,87	2021,90	5872,52	0,145	13,93	13,58
	SST	304,46	332,10	28,79	2137,69	6224,54	0,153	14,73	

Tabela 6 - Resultados da triagem para os modelos de turbulência.

Fonte: Autora, 2022.

Para a determinação da MLDT foi realizado o cálculo dos fatores de correção da MLDT a fim de deixar os resultados o mais preciso. No entanto, eles não influenciaram tanto nos valores finais, uma vez que os valores dos fatores de correção foram, em média, iguais à 0,999775, muito próximo de 1.

A taxa de calor foi obtida a partir do balanço de energia pela Equação 2, o coeficiente de transferência global de calor (U) a partir da Equação 3, o NUT pela Equação 31 e a eficiência pela relação entre transferência de calor e transferência máxima, abordada na seção 2.8.

Após encontrar as eficiências para cada caso separadamente, observou-se que para as configurações axiais, o modelo de turbulência que resultou nas melhores eficiências foi o SST. Já para as configurações tangenciais, as melhores eficiências foram obtidas pelo modelo K - ω , todavia, as eficiências para este modelo foram bem próximas das eficiências encontradas utilizando o modelo SST. Assim, a fim de padronizar o modelo de turbulência a ser utilizado, adotou-se o SST como modelo de turbulência a ser utilizado para este estudo.

Outra análise que pode ser feita, é em relação às médias percentuais das eficiências obtidas para cada configuração. Pôde-se ver que os resultados seguiram a ordem de eficiência apresentada na Figura 9.



Figura 9 - Representação do nível de eficiência das configurações avaliadas.

Pela Figura 9 nota-se que quanto mais acima e à esquerda, mais eficiente é a configuração estudada. Nesse caso, as configurações axiais e contracorrente estão em vantagem em relação às configurações tangencias e paralelas. Os resultados obtidos a partir das médias das eficiências da Tabela 6, verificou-se que o trocador de calor (TC) axial e com escoamentos em contracorrente apresentou eficiência superior ao TC axial-paralelo, tangencial-contracorrente, tangencial-paralelo (15 > 13,58 > 13,54 > 13,10)%, respectivamente.

O fato de as configurações axiais estarem em vantagem se relaciona com o fato de o fluido frio entrar no trocador de calor de forma axial ao tubo interno, gerando uma maior

Fonte: Autora, 2022.

turbulência nessa região. Por consequência, se adequa melhor ao modelo de turbulência aplicado, além de transferir o calor de forma mais distribuída.

4.2 Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor

Após efetuar o passo a passo apresentado na seção 3.4, foi encontrado um coeficiente convectivo analítico igual a 56060,06 W/m²K. Já o valor do coeficiente convectivo obtido numericamente para a configuração tangencial contracorrente foi de 55511,0 W/m²K. Assim, foi possível calcular o erro percentual entre esses dois valores da seguinte forma:

$$\%E = \frac{Valor_{teórico} - Valor_{experimental}}{Valor_{teórico}} \rightarrow \%E = \frac{56060,06 - 55511,0}{56060,06}$$
$$\rightarrow \%E = 0.98\%$$

Dessa forma, pode-se dizer que os resultados numéricos representam adequadamente o comportamento de troca térmica dos trocadores de calor validando, assim, o modelo de turbulência adotado nas simulações.

4.3 Influência da variação da velocidade inicial na efetividade térmica

Para avaliar como a velocidade inicial, e por consequência, a vazão mássica influencia na efetividade térmica de um trocador de calor, foram realizadas as 32 simulações (32 casos) apresentados na seção 3.5, e os resultados destas simulações são apresentados na Tabela 7.

CASOS	T _f , saída(K)	T _q , saída(K)	Cmin	MLDT	Q (W)	U(W/m ² K)	NUT	Eficiência (%)
1	303,69	330,78	740,21	28,54	5181,99	15225,40	0,245	23,34
2	303,79	331,20	1057,44	28,71	5927,00	17311,33	0,195	18,68
3	303,97	331,85	2114,88	28,94	7400,27	21439,97	0,121	11,66
4	304,08	332,13	3172,32	29,03	8279,58	23915,31	0,090	8,70
5	303,46	331,89	1586,16	29,21	2861,03	8211,04	0,062	6,01
6	304,15	331,76	1586,16	28,80	5902,23	17180,90	0,129	12,40
7	303,72	331,50	1586,16	28,89	7320,21	21246,84	0,160	15,38
8	303,53	331,36	1586,16	28,91	8072,46	23412,25	0,176	16,96
9	303,66	330,83	739,60	28,55	4975,21	14608,65	0,236	22,42
10	303,76	331,24	1056,58	28,72	5727,69	16722,21	0,189	18,07
11	303,94	331,87	2113,15	28,95	7204,43	20867,93	0,118	11,36
12	304,05	332,15	3169,73	29,03	8105,46	23409,11	0,088	8,52
13	304,41	331,92	1584,87	28,73	5090,45	14857,07	0,112	10,71
14	304,11	331,78	1584,87	28,81	5733,57	16685,48	0,126	12,06
15	303,70	331,52	1584,87	28,89	6228,34	18073,33	0,136	13,10
16	303,51	331,37	1584,87	28,91	7850,13	22764,94	0,171	16,51
17	304,21	331,22	483,74	28,50	1911,01	5622,03	0,139	13,17
18	304,31	331,63	483,74	28,66	2088,30	6109,66	0,151	14,39
19	304,56	332,17	483,74	28,80	2507,82	7300,04	0,180	17,28
20	304,66	332,40	483,74	28,87	2713,33	7881,21	0,194	18,70
21	305,19	332,26	225,75	28,53	1672,72	4916,31	0,260	24,70
22	304,84	332,12	322,50	28,63	1996,69	5846,44	0,216	20,64
23	304,20	331,89	644,99	28,84	2538,92	7380,11	0,136	13,12
24	303,91	331,75	967,49	28,92	2866,46	8310,21	0,102	9,88
25	304,22	331,41	483,74	28,56	1767,77	5189,19	0,128	12,18
26	304,32	331,78	483,74	28,70	1930,28	5638,57	0,139	13,30
27	304,54	332,27	483,74	28,84	2301,15	6689,75	0,165	15,86
28	304,67	332,47	483,74	28,88	2484,07	7210,57	0,178	17,12
29	305,24	332,37	225,75	28,54	1500,04	4407,39	0,233	22,15
30	304,86	332,24	322,50	28,66	1805,35	5281,17	0,195	18,66
31	304,20	332,01	644,99	28,88	2350,68	6823,71	0,126	12,15
32	303,90	331,88	967,49	28,97	2648,02	7662,89	0,094	9,12

Tabela 7 - Eficiências sob influência da velocidade inicial.

Fonte: Autora, 2022.

Para calcular os C_{min} apresentados na Tabela 8, foi utilizada as correlações presentes na seção 2.8. Desse modo, foram encontradas as capacitâncias para os fluidos frios e quentes ao multiplicar suas vazões mássicas (presentes na Tabela 4) pelo calor específico da água

(4182 J/Kg K). Com isso, avaliados os valores, os menores representaram os Cmin, adicionados na Tabela 7.

Casos de 1 a 8 (Tangenciais Contracorrentes)

Na Tabela 8 são apresentados os valores do C_{min} , das vazões mássicas, das temperaturas dos fluidos quente e frio e a eficiência ou efetividade térmica do trocador de calor.

CASOS	$V_{quente}\left(\frac{m}{s}\right)$	$V_{\rm frio}\left(\frac{m}{s}\right)$	$\dot{m}_{quente}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	$\dot{m}_{frio}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	Cmin	T _f , saída(K)	T _q , saída(K)	Eficiência (%)
1	0,7	1,5	0,177	1,225	740,21	303,69	330,78	23,34
2	1,0	1,5	0,253	1,225	1057,44	303,79	331,20	18,68
3	2,0	1,5	0,506	1,225	2114,88	303,97	331,85	11,66
4	3,0	1,5	0,759	1,225	3172,32	304,08	332,13	8,70
5	1,5	0,7	0,379	0,572	1586,16	303,46	331,89	6,01
6	1,5	1,0	0,379	0,817	1586,16	304,15	331,76	12,40
7	1,5	2,0	0,379	1,634	1586,16	303,72	331,50	15,38
8	1,5	3,0	0,379	2,451	1586,16	303,53	331,36	16,96

 Tabela 8 - Influência da Velocidade inicial na eficiência da configuração tangencial contracorrente.

Fonte: Autora, 2022.

Pela Tabela 8, tem-se que a média das eficiências apresentadas é de 14,14% ($E_{média(\%)} = \frac{\sum Eficiência(\%)}{8}$). E que à medida que se aumenta a vazão inicial do fluido quente, mantendo a vazão do fluido frio constante, a eficiência reduz (sai de 23,34% para 8,7%). Em contrapartida, à medida que a vazão inicial do fluido frio é aumentada, mantendo a do fluido quente constante, a eficiência se eleva (sai de 6,01% para 16,96%).

Dessa forma, entende-se que as melhores eficiências para essa configuração são obtidas quando a vazão do fluido frio é maior do que a do fluido quente. Com isso, é conveniente realizar uma nova simulação, utilizando as vazões em que foram obtidos os melhores resultados (V_{quente} = 0,7 m/s e V_{frio} = 3 m/s).

A simulação (caso 33) gerou os resultados apresentados na Tabela 9. Estes resultados indicam que a efetividade térmica encontrada (26,7%) foi de 12,57% maior que a média das eficiências paras essa configuração anteriormente (26,7-14,14 = 12,57)%.

CASO	$V_{quente}\left(\frac{m}{s}\right)$	$V_{\rm frio}\left(\frac{m}{s}\right)$	$\dot{m}_{quente}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	$\dot{m}_{frio}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	Cmin	T _f , saída (K)	T _q , saída (K)	Eficiência (%)	
33	0,7	3,0	0,177	2,451	303,4	330,48	26,7		
	Fonte: Autora, 2022.								

Tabela 9 - Maximização da eficiência da configuração tangencial contracorrente.

Casos de 9 a 16 (Tangenciais Paralelos)

A partir dos resultados apresentados na Tabela 10, tem-se o valor da efetividade média igual a 14,09% ($E_{média(\%)} = \frac{\sum Eficiência(\%)}{8}$).

Tabela 10 - Influência da Velocidade inicial na eficiência da configuração tangencial
paralelo.

CASOS	$V_{quente}\left(\frac{m}{s}\right)$	$V_{frio}\left(\frac{m}{s}\right)$	$\dot{m}_{quente}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	$\dot{m}_{frio}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	Cmin	T _f , saída (K)	T _q , saída (K)	Eficiência (%)
9	0,7	1,5	0,176854	1,225776	739,60	303,66	330,83	22,42
10	1,0	1,5	0,252649	1,225776	1056,58	303,76	331,24	18,07
11	2,0	1,5	0,505298	1,225776	2113,15	303,94	331,87	11,36
12	3,0	1,5	0,757946	1,225776	3169,73	304,05	332,15	8,52
13	1,5	0,7	0,378973	0,572029	1584,87	304,41	331,92	10,71
14	1,5	1,0	0,378973	0,817184	1584,87	304,11	331,78	12,06
15	1,5	2,0	0,378973	1,334369	1584,87	303,70	331,52	13,10
16	1,5	3,0	0,378973	2,451553	1584,87	303,51	331,37	16,51

Fonte: Autora, 2022.

De forma análoga ao caso tangencial contracorrente, vê-se que à medida que se aumenta a vazão inicial do fluido quente, mantendo a vazão do fluido frio constante, a eficiência reduz (sai de 22,42% para 8,52%).

Em contrapartida, à medida que a vazão inicial do fluido frio é aumentada, mantendo a do fluido quente constante, a eficiência se eleva (sai de 10,71% para 16,51%). Neste sentido, entende-se que as melhores eficiências para essa configuração são obtidas quando a vazão do fluido frio é maior do que a do fluido quente. Com isso, é conveniente realizar uma nova simulação, utilizando as vazões em que foram obtidos os melhores resultados (V_{quente} = 0,7 m/s e V_{frio} = 3 m/s).

A simulação referente ao caso 34 gerou os resultados apresentados na Tabela 11:

CASO	$V_{quente}\left(\frac{m}{s}\right)$	$V_{frio}\left(\frac{m}{s}\right)$	$\dot{m}_{quente}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	$\dot{m}_{\rm frio}\left(\frac{\rm Kg}{\rm s}\right)$	Cmin	T _f , saída (K)	T _q , saída (K)	Eficiência (%)	
34	0,7	3,0	0,177	2,451	740,21	303,4	330,52	25,78	
	Fonte: Autora, 2022.								

Tabela 11 - Maximização da eficiência da configuração tangencial paralelo.

A nova eficiência encontrada (25,78%) é 11,68% maior que a média das eficiências para essa configuração anteriormente (25,78-14,09 = 11,68)%.

Casos de 17 a 24 (Axiais Contracorrentes)

Ao observar os resultados da Tabela 12, tem-se que a média no que diz respeito às eficiências apresentadas é de 16,48% ($E_{média(\%)} = \frac{\sum Eficiência(\%)}{8}$).

Tabela 12- Influência da velocidade inicial na eficiência da configuração axial contracorrente.

CASOS	$V_{quente}\left(\frac{m}{s}\right)$	$V_{\rm frio}\left(\frac{m}{s}\right)$	$\dot{m}_{quente}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	$\dot{m}_{frio}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	Cmin	T _f , saída (K)	T _q , saída (K)	Eficiência (%)
17	0,7	1,5	0,177321	0,115673	483,74	304,21	331,22	13,17
18	1,0	1,5	0,253315	0,115673	483,74	304,31	331,63	14,39
19	2,0	1,5	0,506631	0,115673	483,74	304,56	332,17	17,28
20	3,0	1,5	0,759946	0,115673	483,74	304,66	332,40	18,70
21	1,5	0,7	0,379973	0,053981	225,75	305,19	332,26	24,70
22	1,5	1,0	0,379973	0,077115	322,50	304,84	332,12	20,64
23	1,5	2,0	0,379973	0,15423	644,99	304,20	331,89	13,12
24	1,5	3,0	0,379973	0,231346	967,49	303,91	331,75	9,88

Fonte: Autora, 2022.

Opostamente ao que vinha ocorrendo nas configurações tangenciais, vê-se que à medida que se aumenta a vazão inicial do fluido quente, mantendo a vazão do fluido frio constante, a eficiência aumenta (sai de 13,17% para 18,7%). Em contrapartida, à medida que a vazão inicial do fluido frio é aumentada, mantendo a do fluido quente constante, a eficiência reduz (sai de 24,70% para 9,88%).

Dessa forma, entende-se que as melhores eficiências para essa configuração são obtidas quando a vazão do fluido quente é maior do que a do fluido frio. Com isso, é conveniente realizar uma nova simulação, utilizando as vazões em que foram obtidos os melhores resultados (V_{quente} = 3 m/s e V_{frio} = 0,7 m/s).

A simulação do caso 35 gerou os resultados apresentados na Tabela 13, que indicam que a nova eficiência encontrada (27,83%), é 11,34% maior que a média das eficiências para essa configuração anteriormente (27,83-16,48 = 11,34)%.

CASO	$V_{quente}\left(\frac{m}{s}\right)$	$V_{\rm frio}\left(\frac{m}{s}\right)$	$\dot{m}_{quente}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	$\dot{m}_{frio}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	Cmin	T _f , saída (K)	T _q , saída (K)	Eficiência (%)	
35	3,0	0,7	0,759	0,759 0,0539		305,4	332,58	27,83	
	Fonte: Autora 2022								

 Tabela 13 - Maximização da eficiência da configuração axial contracorrente.

Aqui, também é válido destacar que, pela Tabela 13, a temperatura do fluido quente de saída (332,58K) foi maior do que nas configurações tangenciais (330,48K e 330,52K para contracorrente e paralelo, respectivamente), no entanto, foi obtida uma eficiência mais alta que nas demais configurações. Isso está relacionado ao fato de que o Cmin para essa configuração é menor (225,7), significando que foi necessária uma menor vazão de fluido frio para conseguir realizar essa troca térmica. Por este motivo, essa configuração se tornou mais eficiente.

Casos 25 a 32 (Axiais Paralelos)

Na Tabela 14, tem-se o valor médio das eficiências resultante ($E_{média(\%)} = \frac{\sum Eficiência(\%)}{8}$) é igual a 15,07%.

CASOS	$V_{quente}\left(\frac{m}{s}\right)$	$V_{\rm frio}\left(\frac{m}{s}\right)$	$\dot{m}_{quente}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	$\dot{m}_{frio}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	Cmin	T _f , saída (K)	T _q , saída (K)	Eficiência (%)		
25	0,7	1,5	0,177	0,116	483,74	304,22	331,41	12,18		
26	1,0	1,5	0,253	0,116	483,74	304,32	331,78	13,30		
27	2,0	1,5	0,507	0,116	483,74	304,54	332,27	15,86		
28	3,0	1,5	0,760	0,116	483,74	304,67	332,47	17,12		
29	1,5	0,7	0,380	0,054	225,75	305,24	332,37	22,15		
30	1,5	1,0	0,380	0,077	322,50	304,86	332,24	18,66		
31	1,5	2,0	0,380	0,154	644,99	304,20	332,01	12,15		
32	1,5	3,0	0,380	0,231	967,49	303,90	331,88	9,12		

Tabela 14 - Influência da velocidade inicial na eficiência da configuração axialparalelo.

Fonte: Autora, 2022.

De forma similar ao caso anterior, vê-se que à medida que se aumenta a vazão inicial do fluido quente, mantendo a vazão do fluido frio constante, a eficiência aumenta (sai de 12,18% para 17,12%). Em contrapartida, à medida que a vazão inicial do fluido frio é

aumentada, mantendo a do fluido quente constante, a eficiência reduz (sai de 22,15% para 9,12%).

Assim, entende-se que as melhores eficiências para essa configuração são obtidas quando a vazão do fluido quente é maior do que a do fluido frio. Com isso, é conveniente realizar uma nova simulação, utilizando as vazões em que foram obtidos os melhores resultados $(V_{quente} = 3 \text{ m/s e } V_{frio} = 0,7 \text{ m/s})$. A simulação (caso 36) gerou os seguintes resultados:

CASO	$V_{quente}\left(\frac{m}{s}\right)$	$V_{frio}\left(\frac{m}{s}\right)$	$\dot{m}_{quente}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	$\dot{m}_{frio}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	Cmin	T _f , saída (K)	T _q , saída (K)	Eficiência (%)	
36	3,0	0,7	0,759	0,0479	225,7	305,5	332,64	27,07	
	Fonte: Autora, 2022.								

Tabela 15 - Maximização da eficiência da configuração axial paralelo.

A nova eficiência encontrada (27,07%), é 12% maior que a média das eficiências para essa configuração anteriormente (27,07-15,07 = 12)%.

Na Tabela 16 são apresentados todos os resultados para os casos 33 a 36 e é possível observar que a ideia estabelecida pela Figura 10 é mantida, ou seja, que as eficiências para os trocadores de calor axial-contracorrente, axial-paralelo >, tangencial-contracorrente e tangencial-paralelo apresentam os seguintes valores 27,83; 27,07; 26,7 e 25,78%, respectivamente.

Tabela 16 - Resultados da simulação de casos adicionais.

Tipos	CASOS	$V_{quente}\left(\frac{m}{s}\right)$	$V_{\rm frio}\left(\frac{m}{s}\right)$	$\dot{m}_{quente}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	$\dot{m}_{frio}\left(\frac{Kg}{s}\right)$	Eficiência (%)				
Tan/CC	33	0,7	3,0	0,177	2,451	26,7				
Tan/PP	34	0,7	3,0	0,177	2,451	25,78				
Axial/CC	35	3,0	0,7	0,759	0,0539	27,83				
Axial/PP	36	3,0	0,7	0,759	0,0479	27,07				

Fonte: Autora, 2022.

Nesta tabela, a média das eficiências apresentadas estão praticamente o dobro da média das eficiências encontradas no estudo dos modelos de turbulência na seção 4.1, uma vez que:

Para os 12 casos simulados no estudo dos modelos de turbulência

$$E_{Média_triagem(\%)} = \frac{(\sum E(\%))}{12} = 13,08\%$$

Para os 4 casos simulados na maximização da eficiência

$$E_{Média_novoscasos(\%)} = \frac{(\sum E(\%))}{4} = 26,85\%$$

Assim,

$$\frac{E_{M\acute{e}dia_{novoscasos(\%)}}}{E_{M\acute{e}dia_{triagem(\%)}}} = \frac{26,85\%}{13,08\%} = 2,053$$

Isso pode ter acontecido em razão de fatores como:

- O modelo de turbulência utilizado na maximização da eficiência foi o que melhor se adequou (SST), enquanto que no estudo dos modelos de turbulência ainda não se havia um modelo definido;
- 1000 iterações foram utilizadas para avaliar os novos casos, enquanto que na triagem dos modelos só foram usadas 300;
- 3. Os novos casos foram simulados utilizando velocidades de entradas estratégicas.

Em suma, ao avaliar a influência da velocidade na eficiência de cada configuração proposta, foi visto que para as configurações tangenciais, a eficiência é maior quando a vazão do fluido frio é maior, enquanto que para os modelos axiais, ocorria o contrário. Isso se explica pelo fato de **o modelo axial necessitar de menos fluido frio do que a configuração tangencial**, uma vez que ele irá gerar uma turbulência por si só, a partir dos choques com o tubo interno, tornando-o mais eficiente.

4.4 Relação entre o NUT e a Efetividade

Na Figura 10 é representada a relação da efetividade térmica do trocador de calor em função do número de unidades de transferência (NUT), para as configurações avaliadas.



Figura 10 - Efetividade térmica (%) em função do NUT.



Por definição, o parâmetro NUT é uma medida do "tamanho da transmissão de calor do trocador", pois quanto maior o seu valor, maior é a efetividade. Assim, os resultados apresentados na Figura 10 indicam que quanto maior é o número de NUT, maior é a eficiência, de forma proporcional para todos os valores. Isso ocorre, pois o NUT além de levar em consideração o coeficiente global de troca térmica (U), também leva em consideração o Cmin, ou seja, além de avaliar a troca térmica, avalia essa troca em função da vazão mássica. Portanto, quanto maior for a troca de calor ao usar uma vazão mássica menor, maior será o NUT, e portanto, a eficiência.

A exemplo, pode-se comparar o caso 24, cujo valor do coeficiente de transferência de calor U é igual a 8310,21 W/m².K e efetividade térmica igual a de 9,88%, com o caso 21, cujo U é igual a 4916,3 W/m².K e efetividade térmica igual a 24,7%. O fator decisivo aqui foi o Cmin, pois enquanto o caso 24 possui um Cmin de 967,48, no caso 21 o Cmin é igual a 225,74 (vale lembrar que: Cmin = m. Cp).

4.5 Análise fluidodinâmica

Nesta seção, a fluidodinâmica dos casos novos (33 a 36) é apresentada, uma vez que nestes foram obtidos os melhores resultados de eficiência. Para cada caso, foi avaliada a pressão, temperatura e turbulência, analisando o plano YZ de cada configuração.

4.5.1 Casos 33 e 34 (Tangenciais Contracorrente e Paralelo)

• $V_{\text{quente}} = 0.7 \text{ m/s e } V_{\text{frio}} = 3 \text{ m/s}$

A Tabela 17 apresenta os valores mínimos e máximos para cada perfil fluidodinâmico avaliado, obtidos para os casos 33 (tangencial contracorrente) e 34 (tangencial paralelo).

Configuração	Tangencial CC		Tangeno	cial PP	
Variável	min	max	min	max	unidade
Pressão	-197,3	1508,7	-172,16	1307,8	Pa
Velocidade	0	3,31	0	3,32	m/s
Turbulência	0,00058	0,1143	0,00054	0,1133	m^2/s^2
Temperatura	303	333	303	333	K
F	onte: ANS	YS FLUE	ENT 21.0	2022	

Tabela 17 - Mínimos e máximos para as variáveis fluidodinâmicas dos casos 33 e 34.

Nas Figuras 11 e 12 são apresentados os campos de pressão sobre o plano YZ passando pelo eixo central dos trocadores de calor duplo tubo com fluxo contracorrente e concorrente, respectivamente, referente ao casos 33 e 34.

Figura 11 - Campo de pressão (Pa) para o caso 33.



Fonte: ANSYS FLUENT 21.0., 2022.



Figura 12 - Campo de pressão (Pa) para o caso 34.

Fonte: ANSYS FLUENT 21.0., 2022.

Ao analisar os campos de pressão nas Figuras 11 e 12 apresentados, vê-se que para o caso 33 (contracorrente) a distribuição de pressão dos fluidos indicam que o fluido frio entra da esqueda para direita e o fluido quente entra da direita para esquerda. Assim, entendese que ambos os fluidos reduzem sua pressão à medida que a troca térmica é realizada. Enquanto o fluido quente reduz sua pressão por ter sua temperatura reduzida pelo fluido frio, o fluido frio reduz sua pressão na saída por ter espaço mais livre para escoar.

O mesmo ocorre para o caso 34, todavia, por estarem em sentidos paralelos, como visto anteriormente, a troca térmica entre eles será menos eficiente, fato que pode ser comprovado pela Tabela 18, ao se observar que a média de pressão para a configuração paralela é menor do que na contracorrente.

A visualização da distribuição das variáveis de temperatura para os dois casos encontramse nas Figuras 13 e 14. Ao se observar estas figuras, o comportamento dos campos de temperatura indicam uma distribuição uniforme das temperaturas dos fluidos quente e frio. E como era esperado, os maiores gradientes ocorrem nas proximidades das paredes interna e externa do tubo interno do trocador de calor. Este comportamento pode ser explicado pelo baixo tempo de permanência dos fluidos no interior do equipamente o que dificulta a troca de calor. O que pode indicar é que, se a vazão dos dois fluidos quentes e frios fossem menores, poderia se observar uma maior variação da distribuição de temperatura.



Figura 13 - Campo de temperatura (K) para o caso 33.

Fonte: ANSYS FLUENT 21.0., 2022.



Figura 14 - Campo de temperatura (K) para o caso 34.

Fonte: ANSYS FLUENT 21.0., 2022.

A visualização da distribuição das variáveis de turbulência para os dois casos encontramse nas Figuras 15 e 16.



Figura 15 - Campo de turbulência (m^2/s^2) para o caso 33.

Fonte: ANSYS FLUENT 21.0., 2022.





Fonte: ANSYS FLUENT 21.0., 2022.

Aqui, é possível ver que a turbulência é mais sentida por parte do fluido frio, uma vez que a altura da seção anular é menor do que da seção tubular, além de a velocidade imposta para o fluido frio ser maior.

Outro fato a ser levado em consideração é que, por mais que a Figura 16 mostre colorações em azul claro (maior turbulência) em maior quantidade do que para o caso contracorrente, é importante avaliar os valores que correspondem à essa faixa de cor. Assim, pela tabela 18 vê-se que a média de turbulência é maior, de fato, para o caso contracorrente e não o paralelo.

4.5.2 Casos 35 e 36 (Axiais Contracorrente e Paralelo)

• $V_{\text{quente}} = 3 \text{ m/s e } V_{\text{frio}} = 0.7 \text{ m/s}$

A Tabela 18 apresenta os valores mínimos e máximos para cada perfil fluidodinâmico avaliado obtidos pelo CFD-Post para os casos 35 (axial contracorrente) e 36 (axial paralelo).

Configuração	Tangeno	cial CC	Tangen	cial PP	
Variável	min	max	min	max	unidade
Pressão	-161,1	1598,03	-168,2	1595,85	Pa
Velocidade	0	3,44	0	3,45	m/s
Turbulência	1,25E-06	0,1192	1,13E-06	0,1191	m^2/s^2
Temperatura	303	333	303	333	K
Г	Toutos ANIC	VCELU	T = 21.0	2022	

Tabela 18 - Mínimos e máximos para as variáveis dos casos 35 e 36.

A visualização da distribuição das variáveis de pressão para os dois casos encontram-se nas Figuras 17 e 18. Analisando os campos de pressão ilustrados nestas figuras vê-se que para o fluido frio existe uma elevação de pressão na entrada, sendo explicada pelos choques entre esse líquido e o tubo interno, enquanto que na saída, a pressão é reduzida após o líquido encontrar meio livre para escoar. O fluido quente reduz sua pressão ao se reduzir sua termperatura após a troca térmica, além de, também encontrar saída livre para escoamento.

Além disso, a Tabela 19 indica que a média de pressão é maior para o modelo axial contracorrente, como era esperado.

Fonte: ANSYS FLUENT 21.0., 2022.



Figura 17 - Campo de pressão (Pa) para o caso 35.







Fonte: ANSYS FLUENT 21.0., 2022.

A visualização da distribuição das variáveis de temperatura para os dois casos encontramse nas Figuras 19 e 20.



Figura 19 - Campo de temperatura (K) para o caso 35.

Fonte: ANSYS FLUENT 21.0., 2022.



Figura 20 - Campo de temperatura (K) para o caso 36.

Fonte: ANSYS FLUENT 21.0., 2022.

Ao analisar a distribuição de temperatura, para os dois casos, nota-se que o gradiente de temperatura nas proximidades das paredes internas e externas do tubo interno do trocador de calor apresenta um comportamento diferente do observado nas Figuras 13 e 14, sobretudo nas proximidades dos dutos de entrada no lado do casco do trocador de calor. Este comportamento é explicado pelo aumento do nível de turbulência nesta região em

que se propaga e há um decréscimo deste nível de turbulência ao se distanciar dos dutos de entrada, conforme pode ser observado nas Figuras 21 e 22.

Ao se observar o comportamento do campo de turbulência em configurações axiais, é possível visualizar um vórtice formado pelo choque do líquido frio com o tubo interno. Além disso, pela Tabela 19 é possível ver que a média de turbulência para a configuração axial contracorrente foi maior do que para a axial paralela.



Figura 21 - Campo de turbulência (m^2/s^2) para o caso 35.

Fonte: ANSYS FLUENT 21.0., 2022.



Figura 22 - Campo de turbulência (m/s) para o caso 36.

Fonte: ANSYS FLUENT 21.0., 2022.

5. CONCLUSÃO

O principal objetivo deste trabalho foi simular numericamente um trocador de calor duplo tubo, a fim de avaliar como mudanças geométricas e operacionais poderiam interferir na eficiência térmica. A partir da avaliação dos resultados das simulações, pode-se tirar algumas conclusões:

- O modelo SST de adequou bem ao sistema estudado em relação a demais modelos, fato que foi comprovado a partir da triagem numérica de modelos de turbulência;
- Foi possível verificar a veracidade do sistema analisado após ser comparado os valores numéricos e analíticos dos coeficientes convectivos;
- Para as configurações analisadas, comprovou-se que no formato axial e contracorrente a eficiência térmica obteve uma melhor resposta do que para as demais configurações;
- Foi possível estudar a fluidodinâmica dentro dos trocadores de calor, observando os perfis de pressão, temperatura e turbulência;
- A fluidodinâmica computacional se mostrou ser uma excelente ferramenta para avaliar trocadores de calor, fazendo-se necessário de resultados analíticos e/ou dados experimentais para validar e assegurar que os resultados obtidos pelo modelo matemático e numérico seja confiável.

6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Realizar estudo incluindo as resistências de incrustação;
- Fazer análises acrescentando fatores de atrito e perda de carga;
- Estudar o comprimento e a quantidade de tubos necessária para atingir uma eficiência específica, ao invés de atribuir esses valores de forma arbitrária;
- Realizar simulação para escala industrial, a fim de ter valores mais próximos da realidade.

REFERÊNCIAS

CARDOSO, Daniela Lima da Silva. **Análise Térmica de um trocador de Calor Duplo Tubo para Resfriamento de um óleo e simulação do projeto mecânico inicial utilizando o suplemento flow simulation do solidworks 2016**. Orientador: Msc. Fracisco José Patrício Franco. 2018. 64 f. TCC (Graduação) – Engenharia Mecânica, Departamento de Indústria, Segurança e Produção Cultural, Instituto Federal do Piauí, Teresina-PI. 2018.

ÇENGEL, Y.A.; GHAJAR, J. A. Heat and Mass Transfer: Fundamentals and applications. 4. ed. New York: McGraw-Hill, 2011.

ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4ª ed. São Paulo: McGraw-Hill. 2012.

CFD.NINJA. Site do CFD.NINJA, 2021. Ansys cfx – Heat Exchanger (Double Pipe). Disponível em: https://cfd.ninja/ansys-cfx/ansys-cfx-heat-exchanger-double-pipe/. Acesso em: 10 de Janeiro de 2022.

Churchill, S. W.; Bernstein, M. (1977). A Correlation Equation for Forced Convection from Gases and Liquids to a Circular Cylider in Cross Flow, J. Heat Transfer, Trans. ASME, 94: 300-306.

FOX, R. W.; McDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. Introdução à mecânica dos fluidos. Sexta edição. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, LTC, 2006.

Fraas, A.P. and M. N. Ozisik, Heat Exchanger Design, Wiley, New York (1965).

GOODARZI, M., KHERBEET, A. S., AFRAND, M., SADEGHINEZHAD, E., MEHRALI, M., ZAHEDI, P., DAHARI, M. Investigation of heat transfer performance and friction factor of a counter-flow double-pipe heat exchanger using nitrogen-doped, graphene-based nanofluids. International Communications in Heat and Mass Transfer, 76, 16–23, 2016.

Incropera, F. P. et al. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. New York: John Wiley & Sons, 2002.

INCROPERA, F.P., 2007, **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 7. Ed. New York; John Wiley & Sons.

INCROPERA, F. P.; DEWITT D. P. Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. Fundamentos de transferência de calor e massa.7. ed.Rio de Janeiro: LTC Editora, 2014.

KREITH, F.; MANGLIK, R. M.; BOHN, M. S. **Princípios da transferência de calor**. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003.

Kakac, S., R. K. Shah and A. E. Bergles (eds), Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers, Hemisphere, Washington (1982).

Kakaç, S.; Liu. H. Heat Exchangers Selection, Rating, and Termal Design. 2^a Edition. CRC PRESS, 2002.

KERN, D. Q. Process Heat Transfer. New York: McGraw-Hill, 1980.

Maitelli, C. W. S. de Paula. **Simulação do escoamento monofásico em um estágio de uma bomba centrífuga utilizando técnicas de fluidodinâmica computacional**. Tese (doutorado) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Centro de Tecnologia. Centro de Ciências Exatas e da Terra. Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia de Petróleo. 2010.

M. Y. CARDOSO¹, G. C. LOPES², G. H. JUSTI¹. Congresso Brasileiro de Engenharia Química em iniciação científica, 24., 2019, uberlândia/mg. **Anais** [...]. Minas gerais: [*s*. *N*.], 2019. 6 p. Tema: **estudo numérico e teórico da perda de carga em um trocador de calor de duplo tubo para condições isotérmicas e de regime permanente.**

Saunders, E. A. D. "**Heat Exchangers Selection, Design and Construction**", Longman Scientific & Technical, 1st edition, 1988.

SANT'ANNA, Andréia Abrahão. **Simulação de processamento de gás natural em plataforma off-shore**. 2005. 126f. Monografia (Especialização em Petróleo e Gás Natural) –Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2005. Disponível em: <www.anp.gov.br/.../Andreia-Abrahao SantAnna_PRH13_UFRJ-EQ_G0.pdf.>. Acesso em: 18 jan. 2022.

Sieder, E. N. e Tate, G. E., Ind. Eng. Chem., 28, 1429-1436 (1936).

S.M. Shahril, G.A. Quadir, N.A.M. Amin, Irfan Anjum Badruddin. **Thermo hydraulic performance analysis of a shell-and-double concentric tube heat exchanger using CFD**. 2016. International Journal of Heat and Mass Transfer. Perlis, Malaysia.

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

WANG, W., ZHANG, Y., LEE, K. S., & LI, B. **Optimal design of a double pipe heat exchanger based on the outward helically corrugated tube**. International Journal of Heat and Mass Transfer, 135, 706–716, 2019.