



Análise Termofluidinâmica em Trocadores de Calor do tipo Casco e Tubo utilizando técnicas de CFD

Thermo-fluid-dynamic Analysis in Shell and Tube Heat Exchangers Using CFD Techniques

Lucas Vinícius da Silva Azevedo* Francisco Augusto Aparecido Gomes[†]

RESUMO

Trocadores de calor do tipo casco e tubo são utilizados em processos industriais, para as mais diversas funções como aquecimento, resfriamento, evaporação e condensação de fluidos. O presente trabalho visa a aplicação da fluidodinâmica computacional – *Computational Fluid Dynamics (CFD)* para obtenção da solução do escoamento contracorrente de um fluido newtoniano em um trocador de calor casco e tubo com diferentes geometrias, que apresentam variação no número de chicanas e na forma dos tubos internos. Desta forma, são descritas as etapas necessárias para o desenvolvimento do modelo computacional e por fim é possível mensurar e analisar parâmetros de eficiência para as diversas geometrias, sendo eles o coeficiente global de transferência de calor, a queda de pressão e os campos de velocidade e temperatura. Para os cálculos foram implementados os modelos de turbulência *k-epsilon* e o modelo de *Smagorinsky*.

Palavras-chave: Trocador de Calor, CFD, Simulação Computacional, Mecânica dos Fluidos

ABSTRACT

Shell and tube heat exchangers are used in industrial processes for the most diverse functions such as heating, cooling, evaporation and condensing of fluids. The present work aims the application of computational fluid dynamics (CFD) to obtain the solution of the countercurrent flow of a Newtonian fluid in a shell and tube heat exchanger with different geometries, which present variation in the number of baffles and in the shape of the inner tubes. Thus, the necessary steps for the development of the computational model are described and, finally, it is possible to measure and analyze efficiency parameters for the various geometries, like the global heat transfer coefficient, the pressure drop and the velocity and temperature. For the calculations, the *k-epsilon* turbulence models and the *Smagorinsky* model were implemented.

Keywords: Heat Exchanger, CFD, Computational Simulation, Fluid Mechanics

1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são dispositivos utilizados para a transferência de energia térmica entre dois ou mais fluidos que transitam em diferentes temperaturas, onde a troca térmica é realizada através de uma superfície sólida. Esses equipamentos são empregados nos mais variados campos, desde instalações industriais, em petroquímicas e usinas, ao uso residencial em eletrodomésticos (ÇENGEL; GHAJAR, 2011).

Dentre os diversos tipos, os trocadores de calor de casco e tubo (TCCT) são os mais utilizados no ramo industrial devido a sua capacidade de trabalhar em diversas condições, do vácuo à elevadas pressões, da criogenia à elevadas temperaturas. É possível produzi-lo de forma personalizada levando em conta as características de pressão e temperatura de cada fluido, possuindo limitação apenas quanto ao material de construção que suporte essas demandas. (KUPPAN, 2000).

* Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, Paraná, Brasil; lucasazevedo@alunos.utfpr.edu.br

[†] Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Campus Pato Branco; franciscogomes@utfpr.edu.br



Para a fabricação, existem diversos métodos analíticos para determinação de parâmetros de eficiência do TCCT, como por exemplo o efetividade-nut (ϵ -NUT) (ÇENGEL; GHAJAR, 2011). Porém ao lidar com geometrias mais complexas, a fluidodinâmica computacional (CFD) se faz uma ferramenta muito eficiente tanto pela obtenção desses parâmetros como por uma análise mais aprofundada dos fenômenos de escoamento e troca de calor nesses dispositivos. Desta forma, o presente trabalho tem como objetivo a modelagem numérica e simulação do TCCT variando sua geometria. Para isso utilizou-se o método de Volumes Finitos através do software OpenFOAM e dois modelos de turbulência para efetuar-se comparação..

2 MÉTODOS

A dinâmica de fluidos computacional (CFD) é utilizado na análise de sistemas que envolvem escoamento de fluídos e fenômenos relacionados através de análise numérica. Este processo é composto por três etapas: pré-processamento, processamento e pós-processamento (MALISKA, 2004)

2.1 Pré-processamento

Nessa primeira etapa ocorre a especificação da geometria, geração da malha e definição das condições de contorno, dentre elas as condições de entrada como vazão, pressão e temperatura, métodos numéricos, modelos de turbulência e propriedades específicas dos materiais utilizados (MALISKA, 2004).

Desse modo, uma geometria base foi definida, definida como caso 1 (tubo circular e sem chicanas) e desenhada através de software de desenho CAD. Para o caso 1 foram geradas 3 malhas. A geração da malha compreende a discretização do domínio, ou seja, o domínio real é dividido em pequenos domínios volumétricos onde cada equação de controle é resolvida denotando a solução numérica. Então, a partir das 3 malhas verificou-se a convergência da solução acompanhando a temperatura média em cada região do TCCT ao longo das interações e a partir dessa investigação definiu-se a malha para as variações de geometria e os mesmos parâmetros foram utilizados para a geração delas.

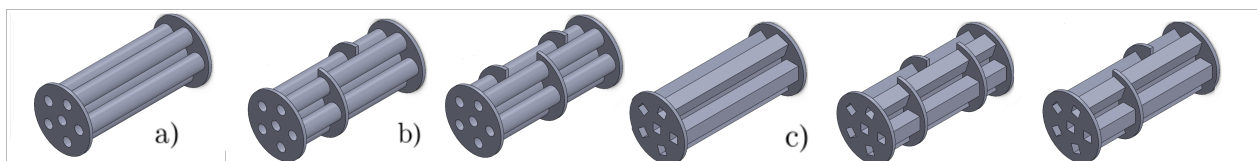
Na tabela 1 estão parâmetros geométricos gerais, de modo que, para cada tipo de tubo interno simulou-se com 0, 2 e 3 chicanas, sendo possível visualizar as variações na região sólida utilizadas na fig. 1. Na tabela 2 estão dispostas as características referentes as regiões e materiais utilizados e na tabela 3 as condições de entradas adotadas, observando que são as mesmas para todos os casos.

Tabela 1 – Parâmetros gerais e variações

Parâmetros Gerais	Valor (mm)
Comprimento total do casco	166
Diâmetro Casco	80
Diâmetros de entrada e saída do casco	16
Diâmetros de entrada e saída do tubo	16
Número de tubos	6
Variações de geometria	Valor (mm)
Tubos circulares (Diâmetros Interno - Externo)	12,00 – 20,00
Tubos quadrados (Diâmetros Interno – Externo)	10,65 – 17,75

Fonte: Autoria própria (2021)

Figura 1 – Variações nas geometria (parte sólida). a) Caso Padrão, b) variações do padrão com 2 e 3 chicanas, c) Tubos internos quadrados com 0, 3 e 2 chicanas respectivamente.



Fonte: Autoria própria (2021)

Tabela 2 – Propriedades dos materiais

	Casco (Água)	Tubo (Água)	Sólido (Alumínio)
Viscosidade [μ] (N/m ² s)	9,59E-04	9,59E-04	-----
Massa específica [ρ] (kg/m ³)	1000	1000	2700
Calor específico [Cp] (J/(kg.K))	4181	4181	900
Condutividade térmica [k] (W/m.K)	0,606	0,606	200

Fonte: adaptado (ÇENGEL;GHAJAR, 2011)

Tabela 3 – Condições de entrada adotadas em todos os casos.

Fluxo	Contracorrente
T entrada Casco [K]	600
T entrada Tubo [K]	300
Vazão Casco [kg/s]	0,05
Vazão Tubo [kg/s]	0,05

Fonte: Autoria própria (2021)

2.2 Processamento

Nessa etapa é realizada a solução do problema através de metodologia numérica, no presente trabalho o método dos volumes finitos foi implementado através do OpenFOAM. Primeiramente, para resolver problemas CFD as equações que descrevem o comportamento físico do fluido são definidas: a equação da continuidade (Eq. 1), a equação de momento (Eq. 2) e a equação de conservação de energia (Eq. 3) (ÇENGEL; GHAJAR, 2011). Considerando um fluido incompressível escoando em domínio contínuo:

$$\nabla \cdot (\vec{V}) = 0 \quad (1)$$

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

$$\rho c_p \frac{dT}{dt} = k \nabla^2 T + \Phi \quad (3)$$

Tal que: V , ρ , p , g , μ , T , c_p , k , Φ representam a velocidade, densidade, pressão, gravidade, viscosidade dinâmica, temperatura, calor específico condutividade térmica e dissipação viscosa, respectivamente.

Após a discretização do domínio em forma de malha computacional, as equações governantes são discretizadas tomando a forma de um sistema linear para que a solução seja estimada através de iterações.

Levando em conta a turbulência no escoamento para todos os casos adotou-se o modelo $k-\epsilon$, que se baseia na hipótese da viscosidade turbulenta de (μ_t), que representa uma forma de dissipação da energia viscosa nas equações de *Navier-Stokes*, então assume-se que a tensão cisalhante turbulenta se relaciona de forma linear com os gradientes de velocidade, através da energia cinética turbulenta (k) e da taxa de dissipação da energia cinética (ϵ), através de uma constante adimensional (C_μ) (eq. 4). O modelo possui as equações (5) e (6) para obtenção dos valores de k e ϵ , utilizando a abordagem *Reynolds-Average Navier-*



Stokes (RANS), de tal forma que neste molde são tomadas as médias das variáveis do escoamento, desprezando suas flutuações (FERZIGER; PERIC, 2002).

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho k \vec{U}) = \nabla \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right) + 2 \mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho \varepsilon \vec{U}) = \nabla \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2 \mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

Tal que: S_{ij} é o tensor de deformação e C_μ , σ_k , σ_ε , $C_{1\varepsilon}$ e $C_{2\varepsilon}$ são constantes de valor 0,09, 1, 1,3, 1,44 e 1,92 respectivamente.

Para os casos que demonstram o maior valor do coeficiente global de transferência de calor implementou-se o modelo de Smagorinsky (LES) para efetuar comparação com o $k-\varepsilon$ (RANS).

Alternativamente ao modelo RANS, o modelo de Smagorinsky provém da abordagem *Large Eddy Simulation* (LES), que ao invés de utilizar a média local das variáveis ao longo do tempo, usa uma filtragem espacial para separar os vórtices de maior e menores escalas aplicada nas equações de controle. Então, surge o conceito de *subgrid-scale Reynolds stress* (SGS), que representa o fluxo de momento em grande escala causado pela ação de escalas pequenas ou não resolvidas. O SGS (τ_{ij}^s) para o modelo de Smagorinsky está representado na Eq (7), a viscosidade turbulenta do modelo filtrado é definida na Eq (8) (FERZIGER; PERIC, 2002).

$$\tau_{ij}^s - \frac{1}{3} \tau_{kk}^s \delta_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial \bar{x}_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial \bar{x}_i} \right) = 2 \mu_t \bar{S}_{ij} \quad (7)$$

$$\mu_t = \rho (C_s \Delta)^2 |\bar{S}| \quad (8)$$

Tal que: τ_{kk}^s é o tensor de tensões viscosas, δ é o delta de Kronecker (Matriz identidade), Δ o tamanho definido de filtro de *subgrid*, C_s é a constante de Smagorinsky com valor de 3,87, S_{ij} é o tensor de deformação filtrado.

Devido ao maior custo computacional, apenas dois casos foram rodados no LES-Smagorinsky: Geometria de tubos internos circulares com 3 chicanas e Geometria de tubos internos quadrados com 3 chicanas. Estes casos foram escolhidos por apresentar os maiores valores de coeficiente de transferência de calor global.

2.3 Pós-processamento

Essa é a fase onde a solução é analisada. Nesse momento foram obtidos os campos de temperatura e velocidade de cada simulação e é possível estimar os valores de queda de pressão e coeficiente global de transferência de calor. O coeficiente global de transferência de calor (U_h) foi calculado utilizando o método das diferenças de temperaturas médias logarítmicas (Eq. 9) (ÇENGEL; GHAJAR, 2011)

$$U_h = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{LMTD} A_{ht}} \quad (9)$$

Tal que: $\dot{Q}$ é a taxa total de transferência de calor retirada da simulação, juntamente com as temperaturas de saída de cada fluido (quente e frio) e A_{ht} a área efetiva de troca de calor.

3 RESULTADOS

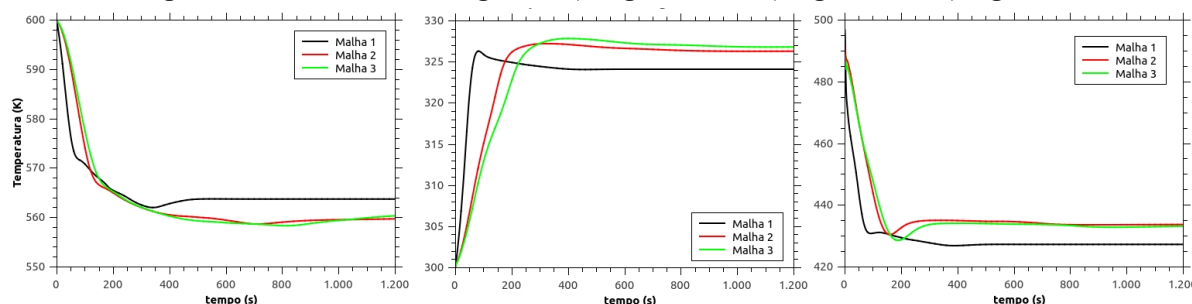
Para convergência, comparou-se o resultado das 3 malhas para o caso 1, as características estão dispostas na tabela 4. Pode-se observar no gráfico da temperatura média das regiões em função das iterações (figura 2), que as malhas 2 e 3 tendem a ter resultados similares.

Tabela 4 – Características das malhas

Malha	Número de elementos em cada região		
	Tubo	Sólido	Casco
1	159720	218498	185668
2	409296	279580	640766
3	586348	460804	901828

Fonte: Autoria própria (2021)

Figura 2 – Gráficos de convergência. a) Região Casco, b) Região Tubo, c) Região Sólido



Fonte: Autoria própria (2021)

Observando os resultados, optou-se pela malha 3, que possuía maior refino, desta forma seus parâmetros foram utilizados para a geração das malhas dos casos posteriores. Tendo em mente que os fenômenos de interesse ocorriam próximo às paredes, então realizou-se maior refino nessas regiões (fig. 3A).

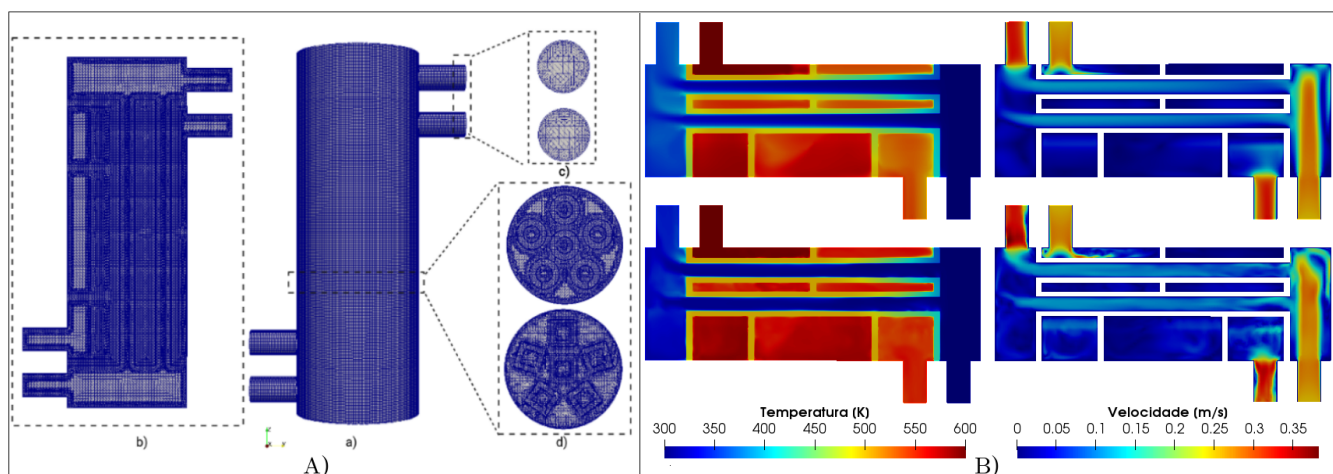
Então é possível elaborar o quadro 1, onde estão descritos os valores de U_h e os respectivos valores de queda de pressão no lado do casco. E finalmente é possível visualizar os campos de temperatura e velocidade. No trabalho, serão apresentados os campos para o caso que gerou as maiores variações de temperatura (caso com 3 chicanas de geometria interna quadrada). A partir das imagens as diferenças entre o modelo LES-Smagorinsky e RANS- K- ϵ são mais perceptíveis no campo de velocidade (Fig. 3B).

Quadro 1 – Valores definidos através das simulações numéricas Fonte: Autoria própria (2021)

Modelo	Caso	Saída Tubo [K]	Saída Casco [K]	ΔT_{log} [K]	Q_{total} [W]	U [W/(m ² K)]	ΔP (Pa)
RANS – K- ϵ	Circular sem chicana	351,16	551,19	250,01	10.723,80	761,87	77,13
RANS – K- ϵ	Circular com 2 chicanas	360,47	540,67	240,10	12.640,31	935,10	81,95
RANS – K- ϵ	Circular com 3 chicanas	361,58	536,11	237,26	13.227,32	990,22	89,85
RANS – K- ϵ	Quadrado sem chicanas	353,80	546,56	237,12	11.142,23	834,64	81,34
RANS – K- ϵ	Quadrado com 2 chicanas	363,32	537,56	237,12	13.235,93	991,48	95,93
RANS – K- ϵ	Quadrado com 3 chicanas	366,90	534,99	234,05	13.812,20	1.048,22	103,40
LES-Smagorinsky	Circular com 3 chicanas	356,46	536,16	239,83	12.924,98	957,24	75,62
LES-Smagorinsky	Quadrado com 3 chicanas	362,94	533,66	235,36	13.520,74	1.020,39	88,92

Fonte: Autoria própria (2021)

Figura 3 - A) Visão geral das malhas: a) Vista do TCCT, b) Vista no eixo zy, c) seções de saída e entrada d) Corte transversal no eixo zy para as variações de geometria B) Campos de temperatura e velocidade da esquerda para a direita, os dois superiores no modelo k- ϵ (RANS) - ambos de baixo, o modelo de Smagorinsky (LES).



Fonte: Autoria própria (2021)

4 CONCLUSÃO

Este trabalho teve como objetivo simulação de um TCCT, variando sua geometria de forma a obter melhores parâmetros de eficiência através da abordagem CFD. Diante do que foi proposto, é observado que a ferramenta é altamente quando utilizada de forma criteriosa. Observou-se que ao aumentar o número de chicanas, o coeficiente de transferência aumentou, otimizando o dispositivo, entretanto a perda de carga também. Como pode ser observado no caso representado da fig 11, obteve os maiores valores para ambos os parâmetros. Tais fatores podem ser explicados pela geometria quadrangular que dificulta o escoamento do fluido induzindo à turbulência e aumentando o número de zonas de recirculação.

Quanto aos modelos de turbulência, observa-se que o $k-\epsilon$ (RANS) é capaz de satisfazer de forma satisfatória a análise para os casos, porém o modelo de Smagorinsky (LES) avalia com mais complexidade o escoamento, como é observado no campo de velocidade, evidenciando de forma mais precisa as zonas de recirculação próximas as paredes.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Fundação Araucária pelo fomento à pesquisa e ao meu orientador prof. Dr. Francisco Augusto Aparecido Gomes pela oportunidade.

REFERÊNCIAS

- ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J.. **Heat and Mass Transfer: Fundamentals and applications**. 4. ed. New York: The McGraw-Hill Companies, Inc., 2011
- KUPPAN, Thulukkanam. **Heat exchanger design handbook**. 2ed. New York: CRC Press, 2000.
- MALISKA, Claudio Raimundo. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. LTC. 2ª edição. 2004.
- FERZIGER, J. PERIC, M. **Computational methods for Fluid Dynamics**. 2nd ed. Springer, 1999