



INFLUÊNCIA DA CONVERGÊNCIA DE MALHA: COMPARAÇÃO DA ANÁLISE NUMÉRICA E ANALÍTICA DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBOS

Vicente Ferraz Silveira, vicenteferrazz@gmail.com
Erickson Fabiano Moura Sousa Silva, efmssilva@uesc.br
Iago Freitas Santana, iago.emec@gmail.com
Rui Queiroz Salles Neto, rqsneto@gmail.com
Givaldo Souza de Oliveira, gisoliveira@uesc.br
Tiago Santa Fé Matos, t.tsmatos@gmail.com

¹Universidade Estadual de Santa Cruz - UESC, Campus Soane Nazaré de Andrade, Rodovia Jorge Amado CEP 45662-900 - Ilhéus-BA

Resumo: A versatilidade dos trocadores de calor permite suas aplicações em diversas áreas do âmbito da engenharia. À vista disso, tais equipamentos são amplamente estudados. Visando apresentar uma comparação entre as análises numérica e analítica de um trocador de calor do tipo casco e tubos, foi proposto um modelo com condições iniciais predefinidas. Após a elaboração de cálculos analíticos, foi possível verificar as condições de operação do mesmo. Utilizando o software SolidWorks® realizou-se a modelagem computacional, através da qual foram adicionados geometria, condições de contorno e demais procedimentos para executar a simulação numérica do trocador de calor proposto, repetindo o processo para diversas malhas. Por fim, foram comparados os resultados de ambos os métodos, possibilitando a percepção do pequeno erro presente entre eles, podendo assim, validar a simulação realizada e concluir que a malha média era a mais otimizada.

Palavras-chave: Trocador de calor. CFD. Transferência de calor.

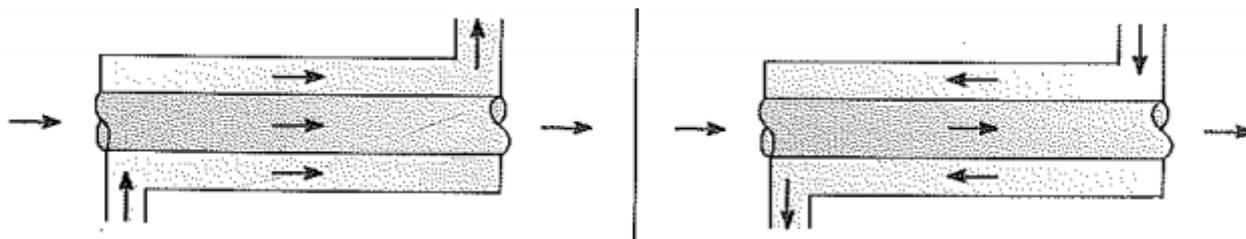
1. INTRODUÇÃO

Em diversas atividades da engenharia o emprego de trocadores de calor é de extrema importância, visto que estes são equipamentos muito versáteis, capazes de desempenhar funções como aquecer, resfriar, condensar, evaporar, esterilizar, pasteurizar, congelar e etc. São empregados desde aplicações domésticas até indústrias de grande porte como processamento químico, geração de potência e usinas.

Tais dispositivos proporcionam a troca de energia na forma de calor entre fluidos que previamente possuem diferentes temperaturas, denominando-se fluido quente para o de maior temperatura e fluido frio para o de menor temperatura. Essa troca é caracterizada por não permitir a mistura dos fluidos, que se mantêm separados por uma superfície sólida usualmente metálica que possui uma boa condutividade térmica. A troca térmica é possível através do princípio da convecção entre os fluidos e a parede que os separa e pela parede pelo princípio da condução. (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

Os trocadores de calor podem ser classificados em alguns tipos, dependendo da sua construção e configuração de escoamentos. Em sua configuração básica, a qual é excelente para exemplificar de maneira simples o seu funcionamento, temos dois tubos concêntricos com diâmetros diferentes, denominado trocador de calor de tubo duplo, onde há o escoamento de um fluido pelo tubo menor e o outro pelo espaço entre os dois tubos. Existem duas configurações de escoamento, o escoamento paralelo, em que os dois fluidos entram no trocador pelo mesmo lado escoando na mesma direção e o escoamento contracorrente que ocorre com os fluidos entrando em lados opostos e escoando nas direções também opostas. Representados respectivamente pela Figura 1. (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

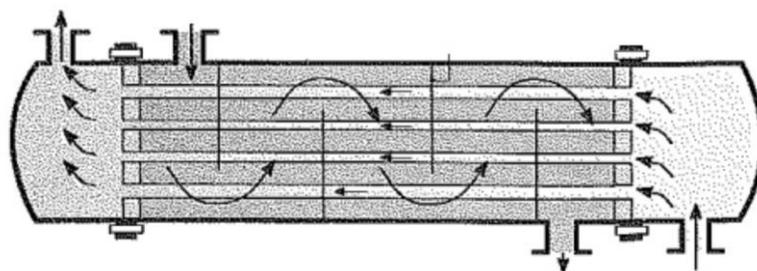
Figura 1. Trocador de calor de tubo duplo em escoamento paralelo e contracorrente, respectivamente (Incropera et al., 2014)



Além dos trocadores de tubo duplo existem outros tipos, cada um apresentando suas particularidades, vantagens e desvantagens. Os mais comuns são os trocadores de placas e os trocadores casco e tubo, sendo a última categoria a escolhida como foco deste trabalho.

Formados normalmente por um grande número de tubos contidos dentro de um casco com seus eixos todos paralelos, os trocadores de calor casco e tubos são muito populares devido a sua flexibilidade e boa eficiência, podendo ser projetado para uma grande faixa de temperatura e pressão. Em seu funcionamento, um fluido escoar por dentro dos tubos e outro pelo lado de fora dos tubos contido dentro do casco, trocando calor a partir dessa interação entre eles. (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). O seu funcionamento pode ser observado na Figura 2.

Figura 2. Trocador de calor casco e tubos (Incropera et al., 2014)



Também é possível observar na Figura 2 a utilização das chicanas, ou defletores, que são placas instaladas ao longo do trocador com função de conduzir o fluido para escoar de maneira cruzada, alternando com de maneira paralela aumentando assim a turbulência. (KERN, 1999).

A determinação do coeficiente global de transferência de calor é uma etapa crucial em toda análise de trocadores de calor. Com o apoio da definição de que um coeficiente global é uma função da resistência térmica total do sistema à transferência de calor entre os fluidos envolvidos. No caso de trocadores de calor é constituído pelas resistências dos fluidos em convecção e a parede sólida em condução. (INCROPERA et al., 2014). Podendo ser expressa pela Eq. (1), com U sendo o coeficiente global de transferência de calor, A a área de troca térmica, R_T a resistência térmica total do sistema, h o coeficiente de transferência de calor por convecção e os subscritos f para o fluido frio, q para o fluido quente, e para lado interno do tubo e i para o lado externo do tubo.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_q A_q} = R_T = \frac{1}{h_e A_e} + R_p + \frac{1}{h_i A_i} \quad (1)$$

Na análise e projeto de trocadores existem dois métodos analíticos muito utilizados, o método da diferença de temperatura média logarítmica e o método da efetividade-NUT. Para seu cálculo, é importante começar definindo sua taxa de transferência global, onde são relacionadas as temperaturas dos fluidos, entradas, saídas e coeficiente global de transferência de calor. Esses métodos de análise serão exemplificados na parte específica para o cálculo do trocador de calor em estudo.

Os métodos numéricos têm características específicas quanto a sua definição e fundamentação matemática. De maneira intuitiva, o Método dos Elementos Finitos (MEF), por exemplo, consiste em dividir o objeto de análise em um número finito de pequenos elementos ligados um a um por “nós” e assim calcular em cada um dos elementos o seu comportamento para depois somar os resultados.

Para uma análise completa de elementos finitos Fish e Belytschko (2009) consideram que o método consiste nos seguintes passos: subdividir o domínio do problema em finitos elementos; desenvolver as equações para as subdivisões (os elementos); obter o sistema global das equações com as equações individuais; resolver as equações; e por fim determinar quais são os valores de interesse.

O MEF tem um mecanismo importante de aproximar as soluções para expressões mais simples dentro de cada elemento, pois usualmente na engenharia os problemas práticos são muito complexos, não podendo ser totalmente

representados por expressões simples. Como os elementos estão ligados entre si por todo o sistema, a solução aproximada em cada elemento convergirá para a solução exata à medida que se reduz o tamanho do elemento. (KIM; SANKAR, 2011). Como é preciso dividir ou seja discretizar o sistema no método, torna-se necessário utilizar a matemática discreta, que é baseada em conjuntos finitos, ao contrário de sistemas contínuos. (MENEZES, 2005).

Uma analogia pode ser feita dos conceitos iniciais de elementos finitos para outro método numérico, o método dos volumes finitos (MVF), criado pela necessidade de uma ferramenta que abrangesse problemas aos quais o MEF não era eficiente. Tal método obtém equações aproximadas através de balanços de conservação da propriedade envolvida no elemento de volume. (MALISKA, 2004)

O MVF é o método mais indicado e estudado para problemas da dinâmica de fluidos computacional, conhecido como CFD, utilizado para simulações computacionais envolvendo análises de fluxo de fluidos, transferência de calor e fenômenos relacionados. (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007).

Em análises numéricas a precisão dos resultados e necessidade computacional são determinados pelo tamanho da malha. De acordo com as teorias dos métodos numéricos quanto mais fina a malha, ou seja, quanto menor o tamanho do elemento maior será a precisão dos resultados, porém vem com o preço de levar um maior tempo de processamento computacional. O contrário também é válido, quanto menor o tamanho do elemento menor será a precisão e menor tempo de processamento, desta maneira sendo usado para modelos simplificados e para fazer estimativas. A cima de tudo em problemas de métodos numéricos é necessária a escolha apropriada do tamanho dos elementos para criar o modelo com precisão satisfatória economizando o possível de tempo computacional. (LIU; GLASS, 2013).

2. MATERIAIS E MÉTODOS

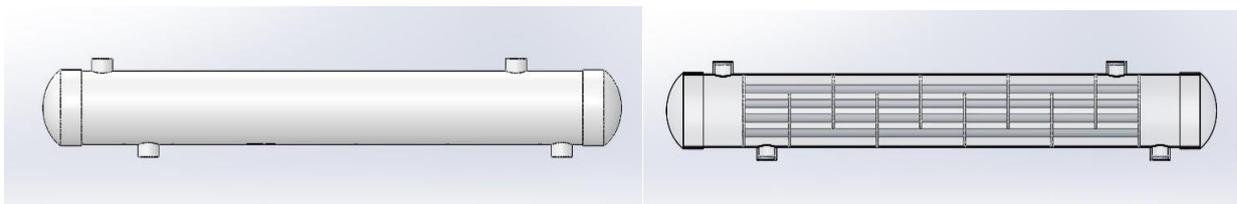
Inicialmente foi desenvolvido o projeto analítico do trocador de calor, tendo como base a realização de todos os cálculos analíticos pertinentes, gerando resultados para posterior comparação. Em seguida foi realizada a análise numérica, modelando tridimensionalmente o projeto e adicionando suas condições de contorno no software SolidWorks, podendo assim simular numericamente pelo CFD, utilizando a ferramenta Flow Simulation. Nesse ponto tornou-se possível realizar uma comparação entre o método analítico e o numérico.

Para realizar a análise e projeto de trocadores de calor casco e tubo é necessário seguir as padronizações descritas nas normas ASME e TEMA (Tubular Exchanger Manufactures Association, 1999).

A TEMA classifica os trocadores em classes conforme sua construção e aplicação, com base em seu texto foram utilizados os parâmetros construtivos do cabeçote tipo TEMA A, o casco do tipo TEMA E que é o mais simples e comum e o trocador classe C destinado a condições moderadas de operação.

Após a escolha do tipo construtivo do trocador definiu-se as características e objetivos do projeto. A princípio se objetivou projetar um trocador de calor simples que possa ser fácil sua construção pratica, determinando sua geometria com materiais de fácil obtenção no mercado e processamento. Dessa maneira foram definidos os seguintes materiais: tubos de alumínio 5/8", Placa de alumínio 5mm de espessura (para os espelhos e chicanas), tubo PVC 150mm (para o casco). Construindo assim o trocador conforme apresentado na Figura 3.

Figura 3. Geometria do trocador de calor (Próprio autor)



Alguns parâmetros de entrada para prosseguimento da análise precisaram ser definidos, a começar pelos fluidos de trabalho, que pela facilidade, foi utilizada a água líquida tanto para o fluido quente, quanto para o frio e de forma arbitrária foram determinados conforme apresentados na Tab. 1.

Tabela 1. Parâmetros de entrada (Próprio autor)

Diâmetro Externo do Tubo	0,01588	m	Diâmetro Externo do Casco	0,150	m
Diâmetro Interno do Tubo	0,01429	m	Diâmetro Interno do Casco	0,142	m
Comprimento do Tubo	1	m	Condutividade térmica do Alumínio	204	m
Temperatura de entrada do Fluido Quente	353	K	Temperatura de entrada do Fluido Frio	303	K
Vazão Volumétrica do Fluido Quente	0,00018	m ³ /s	Vazão Volumétrica do Fluido Frio	0,00015	m ³ /s
Vazão Mássica do Fluido Quente	0,1768	kg/s	Vazão Mássica do Fluido Frio	0,14925	kg/s

Com os parâmetros definidos foi possível encontrar as propriedades físicas dos fluidos a partir Incropera et al., 2014.

Tabela 2. Propriedades físicas dos fluidos (Próprio autor)

Fluido Quente			Fluido Frio		
Densidade (ρ)	982,32	kg/m ³	Densidade (ρ)	995,03	kg/m ³
Condutividade Térmica (k)	0,6677	W/mK	Condutividade Térmica (k)	0,615	W/mK
Número de Prandtl (Pr)	2,32		Número de Prandtl (Pr)	5,50	
Viscosidade Dinâmica (μ)	3,73E-04	m ² /s	Viscosidade Dinâmica (μ)	8,01E-04	m ² /s
Viscosidade Cinemática (ν)	3,80E-07	Ns/m ²	Viscosidade Cinemática (ν)	8,05E-07	Ns/m ²
Calor Especifico (c_p)	4196	J/(kgK)	Calor Especifico (c_p)	4180	J/(kgK)

A partir do que já foi definido pôde-se estabelecer como objetivo encontrar as temperaturas de saída dos fluidos, para isso, uma serie de cálculos precisam ser feitos. Tomando como ponto de partida a Eq. (1) para encontrar o coeficiente global de transferência de calor é necessário calcular o coeficiente de convecção interno aos tubos h_i , o coeficiente de convecção externo aos tubos no lado do casco h_e e a resistência a condução da parede do tubo R_i .

Começando com os cálculos de h_i é necessário fazer um estudo do regime de escoamento dentro dos tubos e dos parâmetros que influenciam na transferência de calor. O número de Reynolds é o primeiro parâmetro a se definir pois assim caracteriza o tipo de escoamento do fluido entre laminar, em transição ou turbulento. Encontrado a partir da Eq. (2) onde V é a velocidade do fluido, ρ é a massa específica, D_i é o diâmetro interno do tubo e μ a viscosidade dinâmica do fluido.

$$Re = \frac{V \rho D_i}{\mu} \quad (2)$$

Ao encontrar o valor de Re pode-se caracterizar o escoamento como laminar para valores abaixo de 2300, ocorre pouca mistura macroscópica entre as partículas de fluido pela baixa velocidade e pouco movimento turbilhonar. Para valores entre 2300 e 10000 é um regime de transição entre o laminar e turbulento, caracterizado pela maior turbulência entre as partículas de fluido. Por fim valores acima de 10000 o regime do fluido é turbulento proporcionando uma mistura rapidamente do fluido devido à grande turbulência de massa fluida. (BICCA, 2006).

O número de Prandtl também é uma importante característica para se determinar. Segundo Incropera et al. (2014) o número de Prandtl estabelece a medida relativa da efetividade dos transportes por difusão, de energia de momento dentro das camadas limites térmica e de velocidade do escoamento dos fluidos. Depende exclusivamente das propriedades físicas do fluido para se determinar, podendo ser encontrado tabelado.

Após encontrar os números adimensionais de Prandtl e Reynolds tornou-se possível calcular o número de Nusselt, um parâmetro muito importante para se determinar o coeficiente convectivo em qualquer trocador de calor. Para isto, é preciso conhecer o regime de escoamento do fluido, para uma troca de calor eficiente é aconselhável escoamentos de transição a turbulentos. Çengel e Ghajar (2012) estabelecem que para valores de $3000 < Re < 10^6$ para escoamentos em tubos lisos o número de Nusselt pode ser determinado pela Eq. (3), onde o fator de atrito f pode ser encontrado pela Eq. (4).

$$Nu = 0,125 f Re Pr^{1/3} \quad (3)$$

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (4)$$

Assim foi possível calcular o coeficiente de convecção interno aos tubos com base na equação a seguir:

$$h_i = Nu \frac{k}{D_i} \quad (5)$$

Para os cálculos do coeficiente convectivo do lado do casco se deve começar definindo o regime de escoamento. Bicca (2006) define um roteiro de cálculos para o casco com a série de parâmetros e coeficientes que devem ser calculados, começando pelo número de Reynolds, que dependendo do valor encontrado com a Eq. (6) um regime de escoamento diferente é definido, para $Re \leq 20$ o escoamento é profundamente laminar, para $Re \leq 100$ o escoamento é laminar e para $Re > 100$ o escoamento é turbulento e de transição.

$$\text{Re} = \frac{D_{te} m}{\mu SM} \quad (6)$$

Onde D_{te} é diâmetro externo ao tubo, m é a vazão mássica do fluido que escoar no lado do casco e SM é a área de fluxo cruzado na linha central dentro de um espaçamento entre chicanas. Esse parâmetro depende da disposição dos tubos, que nesse caso foi usado o arranjo quadrado com 90° , depende também do espaçamento entre as chicanas L_s , da folga entre o diâmetro interno do casco com o diâmetro externo do feixe de tubos L_{cf} , do diâmetro do círculo externo ao centro dos tubos mais externos D_{ctl} , da distância entre o centro dos tubos adjacentes, todos estes parâmetros foram encontrados com base na norma TEMA. SM pode ser calculado com a Eq. (7).

$$SM = L_s \left(L_{cf} + \frac{D_{ctl}}{P} (P - D_{te}) \right) \quad (7)$$

O objetivo é encontrar h_e , mas para isso uma serie passos precisam ser seguidos antes, começando com o cálculo do h_{ideal} no qual precisa encontrar o fator j_i .

$$j_i = a_1 \left(1,33 \frac{D_{te}}{P} \right)^a \text{Re}^{a_2} \quad (8)$$

Onde os fatores a_1 e a_2 vem da Tab. 3 e o valor de a encontrado pela Eq. (9) com os fatores a_3 e a_4 também encontrados na Tab. 3.

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14 \text{Re}^{a_4}} \quad (9)$$

Tabela 3. Valores das constantes utilizadas para o cálculo da transferência de calor (Bicca, 2006)

Arranjo	Reynolds	a_1	a_2	a_3	a_4
30°	$10^5 - 10^4$	0,321	-0,388	1,450	0,519
	$10^4 - 10^3$	0,321	-0,388		
	$10^3 - 10^2$	0,593	-0,477		
	$10^2 - 10$	1,360	-0,657		
	10	1,400	-0,667		
45°	$10^5 - 10^4$	0,370	-0,396	1,930	0,500
	$10^4 - 10^3$	0,370	-0,396		
	$10^3 - 10^2$	0,730	-0,500		
	$10^2 - 10$	0,498	-0,656		
	10	1,550	-0,667		
90°	$10^5 - 10^4$	0,370	-0,395	1,187	0,370
	$10^4 - 10^3$	0,107	-0,266		
	$10^3 - 10^2$	0,408	-0,460		
	$10^2 - 10$	0,900	-0,631		
	10	0,970	-0,667		

Um outro fator para ser encontrado é o fator de correção para a transferência de calor ϕ , relacionando o número de Prandtl médio Pr_m com o número de Prandtl à temperatura da parede Pr_p , consequentemente relacionando as propriedades físicas do fluido. O valor de ϕ pode ser encontrado por:

$$\phi = \left(\frac{\text{Pr}_m}{\text{Pr}_p} \right)^{0,11} \quad (10)$$

É possível assim calcular o valor de h_{ideal} a partir da equação a seguir:

$$h_{ideal} = j_i c_p \text{Pr}^{-2/3} \phi \frac{m}{SM} \quad (11)$$

Fatores de correção são outros importantes parâmetros para se encontrar, são eles:

J_1 - Fator de correção para os efeitos de vazamento no defletor na transferência de calor.

J_c - Fator de correção para a transferência de calor devido aos efeitos de configuração do defletor.

J_b - Fatores de correção para os efeitos de bypass no feixe de tubos na transferência de calor.

J_r - Fator de correção para o gradiente de temperatura adverso no fluxo laminar.

J_s - Fatores de correção para o espaçamento entre defletores diferente na entrada e/ou saída para a transferência de calor.

Por fim para o cálculo analítico para a transferência de calor na parte do casco se encontrará o coeficiente convectivo h_e a partir do h_{ideal} e dos fatores de correção:

$$h_e = h_{ideal} J_1 J_c J_b J_r J_s \quad (12)$$

Após encontrar os coeficientes convectivos é possível encontrar o coeficiente global de transferência de calor U . Quando a parede dos tubos tem espessura pequena e o material tem condutividade térmica elevada a resistência térmica do tubo fica desprezível e as áreas das superfícies interna e externa são quase idênticas. (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Então a equação para encontrar U fica simplificada para:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad (13)$$

Em posse do valor de U é possível realizar o cálculo do número de unidades de transferência, uma medida adimensional que relacionada a efetividade de trocadores de calor conhecido como NUT . (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (14)$$

Para trocadores de calor casco e tubos com um passe no casco Incropera et al. (2014) apresenta a Eq. (15) para o encontrar a efetividade do trocador ε . No qual C_r é razão entre C_{min} e C_{max} .

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + Cr + (1 + Cr^2)^{1/2} \frac{1 + \exp \left[-NUT (1 + Cr^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[-NUT (1 + Cr^2)^{1/2} \right]} \right\}^{-1} \quad (15)$$

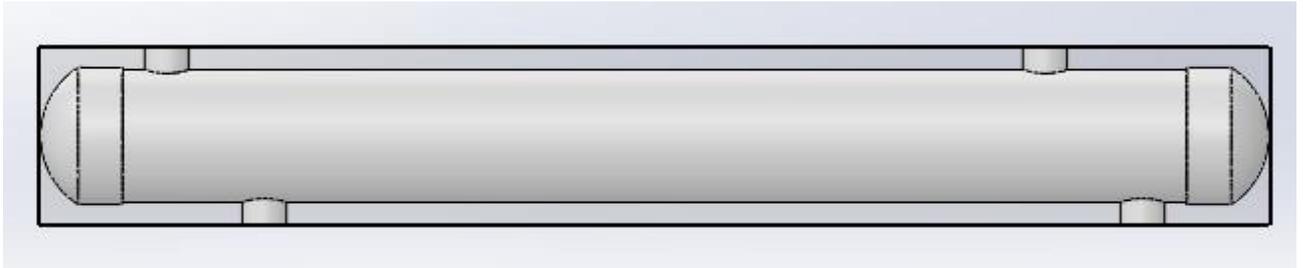
A taxa real de transferência de calor Q pode ser estipulada com a efetividade da transferência de calor e a taxa de transferência de calor máxima possível Q_{max} previamente calculando pela Eq. (16) demonstrando a situação limite onde o máximo de calor pode ser transferido quando o fluido frio é aquecido até a temperatura do fluido quente na entrada ou quando o fluido quente é resfriado até a temperatura do fluido frio na entrada. Como usualmente as taxas de capacidade térmica não são iguais, essa condição limite ocorrerá com o fluido de menor taxa a maior mudança de temperatura. (ÇENGEL; GHAJAR, 2012).

$$Q_{max} = C_{min} (T_{qe} - T_{fe}) \quad (16)$$

$$Q = \varepsilon Q_{max} \quad (17)$$

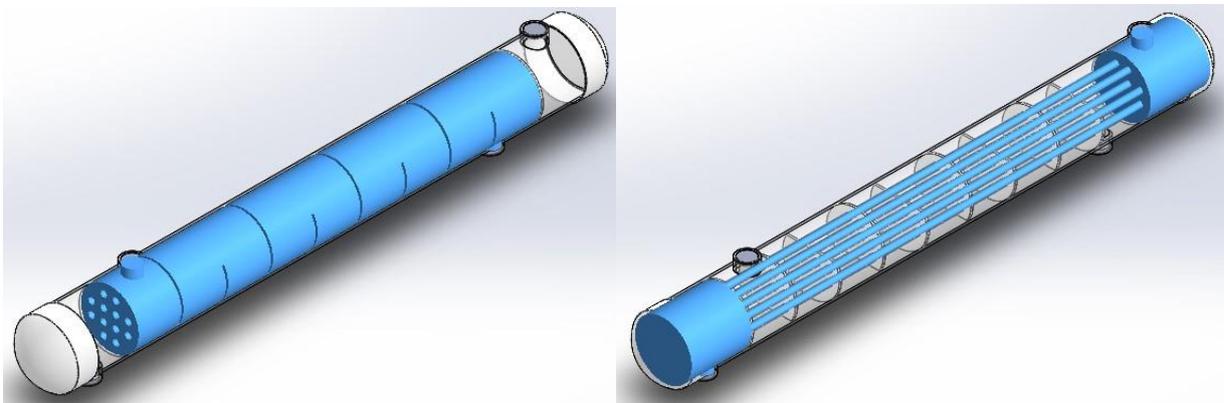
A metodologia adotada na parte numérica desde trabalho foi realizada a princípio com a fase de pré-processamento criando a geometria do trocador de calor no software SolidWorks com todas as dimensões, podendo ser observada na Figura 3. A partir da geometria pôde-se começar o estudo CFD ainda no software SolidWorks agora com a ferramenta Flow Simulation. Primeiramente adicionado o volume de controle (Figura 4) e os materiais dos sólidos da geometria.

Figura 4. Volume de controle (Próprio autor)



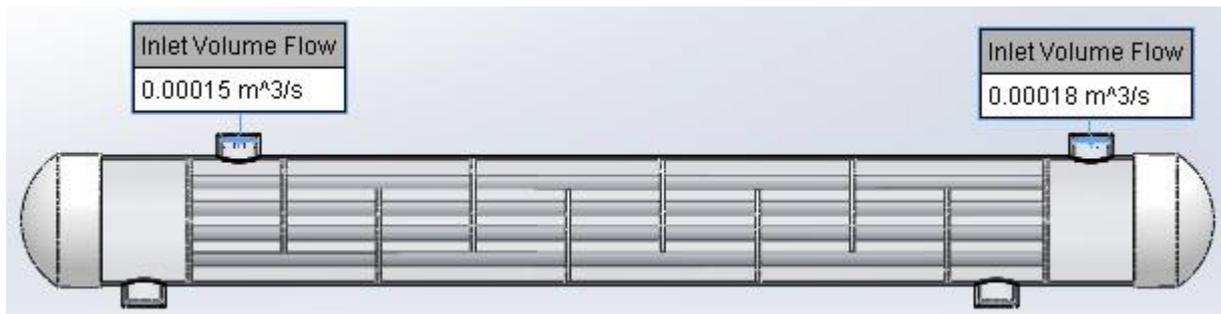
Os subdomínios dos fluidos foram adicionados, definindo onde seria confinado o fluido quente passando pelos tubos e onde seria o fluido frio passando pelo casco, com suas respectivas propriedades termodinâmicas como temperatura e tipo de fluido nos dois subdomínios, neste caso, a água líquida (Figura 5).

Figura 5. Subdomínios dos fluidos no lado do casco e no lado dos tubos respectivamente (Próprio autor)



Conforme a Figura 6 adicionou-se as condições de contorno com os volumes das entradas dos fluidos e para a saída foi adicionada condição de pressão ambiente. Etapa essencial para toda análise de CFD por ter papel importante no algoritmo numérico que será resolvido.

Figura 6. Condições de contorno da entrada dos fluidos (Próprio autor)



Foram fixados os objetivos específicos da simulação para encontrar as temperaturas médias nos bocais de saída dos fluidos para posterior comparação com os resultados do método analítico.

Depois se definiu a malha inicial gerada automaticamente pelo software sendo necessário apenas definir o seu nível, que varia entre 8 níveis pré-programados da mais grossa até uma malha mais fina ou então especificando manualmente o tamanho do elemento de malha para finalmente dar-se início ao solver, resolvendo o problema CFD com o método numérico MVF. Esse processo foi feito mantendo fixo todos os parâmetros de entrada e condições de contorno para as diferentes malhas, desde a malha grossa passando por uma intermediária, depois uma média até chegar em uma malha fina com seus resultados devidamente registrados e posteriormente apresentados.

3. RESULTADOS

3.1. Resultados analíticos

A partir das formulas apresentadas na metodologia, foram calculados os valores para este trocador de calor especifico, estes estão dispostos a seguir.

Para o regime de escoamento e transferência de calor nos tubos:

$$Re = 3517,107 \quad (18)$$

Enquadrando o número de Reynolds em um regime de escoamento de transição.

$$f = 0,04321 \quad (19)$$

$$Nu = 25,149 \quad (20)$$

$$h_i = 1175,072 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (21)$$

Para o regime de escoamento e transferência de calor no casco:

$$Re = 324,068 \quad (22)$$

Enquadrando o número de Reynolds em um regime de escoamento de transição e turbulento.

$$SM = 0,009131 \text{ m}^2 \quad (23)$$

$$j_i = 0,02361 \quad (24)$$

$$a = 0,5423 \quad (25)$$

$$\phi = 1,0342 \quad (26)$$

$$h_{ideal} = 535,469 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (27)$$

Para os fatores de correção, J_1 devido à ausência de folgas entre a parede do casco e as chicanas será considerado 1, J_c e J_b foram calculados de acordo com o método de Bell-Delaware descrito por Bicca (2006) chegou-se aos valores respectivamente de 1,4908 e 0,73319, J_r é considerado 1 para valores de $Re > 100$ como foi nesse caso e J_s é igual a 1 pois os valores dos espaçamentos entre as chicanas e as entradas e saídas são iguais.

$$h_e = 585,299 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (28)$$

$$U = 389,704 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (29)$$

$$NUT = 0,3739 \quad (30)$$

$$\varepsilon = 0,2742 \quad (31)$$

$$Q_{max} = 31194,19 \text{ W} \quad (32)$$

$$Q = 8551,99 \text{ W} \quad (33)$$

Por fim foram encontradas as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio:

$$T_{qs} = T_{qe} - \frac{Q}{C_q} = 341,473 \text{ K} \quad (34)$$

$$T_{fs} = T_{fe} - \frac{Q}{C_f} = 316,708 \text{ K} \quad (35)$$

3.2. Resultados numéricos

Após os resultados do solver encontrou-se o gradiente de temperatura ao longo do trocador tanto na parte do casco quanto dentro dos tubos apresentados nas Figuras 7 e 8. Neste caso, com a configuração da malha média, a qual já possibilita visualizar o perfil médio apresentado pela temperatura, sem necessidade de expor as imagens de todas as simulações realizadas com a variação da malha.

Figura 7. Gradiente de temperatura focado nos tubos (Próprio autor)

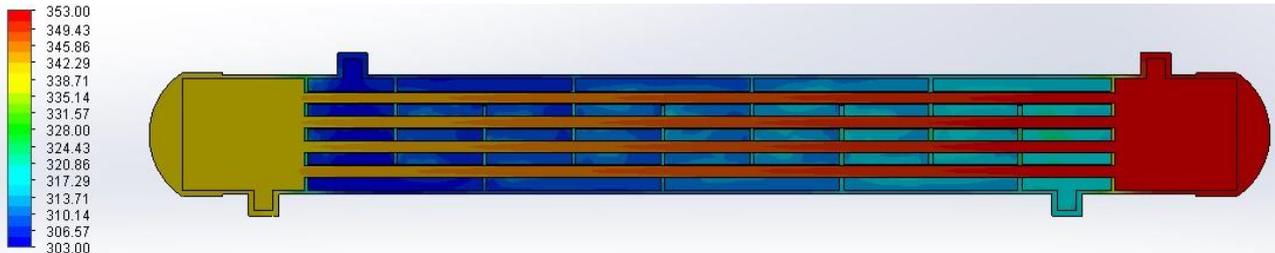
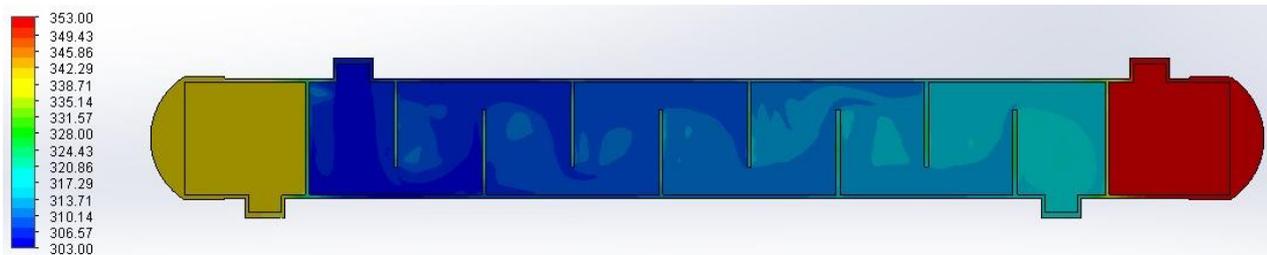


Figura 8. Gradiente de temperatura focado no casco (Próprio autor)



As temperaturas de saída dos fluidos foram registradas em todas as simulações e posteriormente comparadas para se observar a convergência da malha dos resultados encontrados. Também foram registrados a quantidade das interações realizadas durante o solver e o tempo necessário para realizar cada uma delas, assim podemos ter ideia do poder computacional necessário, pois com a medida que se refina a malha se aumenta a necessidade computacional.

Tabela 4. Resultados do método numérico (Próprio autor)

	Malha grossa	Malha intermediaria	Malha média	Malha fina
Temperatura do fluido quente de saída (K)	344,036	344,166	341,268	341,287
Temperatura do fluido frio de saída (K)	313,430	313,266	316,354	316,369
Interações	152	195	273	270
Tempo (horas)	00:14:05	00:33:45	02:17:40	02:32:52

Um ponto interessante de se observar é que da malha intermediaria para a malha média ocorre um salto do tempo necessário para a resolução do solver ocasionando uma grande mudança nos valores dos resultados. Outro ponto é a convergência a partir da malha média ocorrendo pouca variação no tempo de execução e no número de interações, consequentemente também nos resultados. Podendo chegar à conclusão que para esse modelo a malha convergiu nesse ponto do tamanho da malha, sendo assim um ponto de otimização e deixando desnecessário um refinamento maior da malha.

3.3. Comparação dos resultados

Em posse dos resultados das análises analíticas e numéricas pode-se observar as variações entre eles para chegar no valor do erro entre os dois tipos de análise. A partir da fórmula do erro, Eq. 36, foi feito a comparação entre os resultados de todas as malhas com o resultado analítico. Primeiramente com o valor absoluto da temperatura e posteriormente com os valores da variação de temperatura que ocorreu após os fluidos passarem pelo trocador de calor.

$$Erro_{\%} = \left(\frac{T_{numérico} - T_{analítico}}{T_{analítico}} \right) 100 \quad (36)$$

Tabela 5. Comparação entre os métodos analítico e numérico (Próprio autor)

	Malha grossa	Malha intermediária	Malha média	Malha fina
Erro da temperatura absoluta fluido quente	1,04%	1,09%	0,11%	0,11%
Erro da temperatura absoluta fluido frio	0,75%	0,79%	0,06%	0,05%
Varição da temperatura do fluido quente (K)	8,964	8,834	11,732	11,713
Varição da temperatura do fluido frio (K)	10,430	10,266	13,354	13,369
Erro da variação da temperatura fluido quente	22,23%	23,36%	1,78%	1,61%
Erro da variação da temperatura fluido frio	23,91%	25,11%	2,58%	2,47%

O método analítico utilizado já foi amplamente estudado e verificado experimentalmente, se tornando a base para comparação e, como pode ser observado na tabela 7, com o refinamento da malha é possível chegar a resultados extremamente próximos entre os valores analíticos e numéricos. Validando assim a simulação numérica realizada.

Quanto mais fina a malha, maior a necessidade computacional, conseqüentemente maior o tempo de resolução do código da simulação. Desta forma, faz-se necessário encontrar um ponto de convergência da malha para alcançar uma otimização e obtenção de resultados com grande precisão, utilizando menos recurso computacional para se ter um bom custo benefício entre o refinamento da malha na simulação e o tempo de execução. No caso do trocador de calor em questão, a utilização da malha média apresentou maior custo benefício, uma vez que esta possui excelente precisão e menor necessidade de tempo em relação a malha mais refinada.

4. REFERÊNCIAS

- BICCA, Gerson B.. **Modelagem Hierárquica de Trocadores de Calor Casco e Tubos**. 2006. 189 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Química, UFRS, Porto Alegre, 2006.
- ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J.. **Transferência de Calor e Massa**. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012
- FISH, Jacob; BELYTSCHKO, Ted. **Um Primeiro Curso em Elementos Finitos**. Rio de Janeiro: LTC, 2009.
- INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.
- KERN, D. **Procesos De Transferencia De Calor**. México: McGraw Hill, 1999.
- KIM, Nam-Ho; SANKAR, Bhavani V.. **Introdução à Análise e ao Projeto em Elementos Finitos**. Rio de Janeiro: LTC, 2011.
- LIU, Yucheng; GLASS, Gary. Effects of Mesh Density on Finite Element Analysis. **Sae Technical Paper Series**, [S.l.], 8 abr. 2013. SAE International. <http://dx.doi.org/10.4271/2013-01-1375>.
- MALISKA, Clovis R.. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004.
- MENEZES, Paulo Blauth. **Matemática Discreta para Computação e Informação**. Porto Alegre: Sagra Luzzatto, 2005.
- Tubular Exchanger Manufacturers Association. **Standards of The Tubular Exchanger Manufacturers Association**. 8th. ed. New York: TEMA, 1999.
- VERSTEEG, H., MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamic - The Finite Volume Method**. England: Pearson, 2007.

5. RESPONSABILIDADE AUTORMAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.