

Artigo

Análise numérica da geometria da entrada na distribuição do fluido dentro do cabeçote de um trocador de calor.

Roberto Coelho Rocha Filho ^[1] e Victor Wagner Freire de Azevedo ^[2]

^[1] UFERSA, Engenharia Mecânica; Roberto Coelho Rocha Filho; roberto.coelho123@hotmail.com

^[2] UFERSA, Engenharia Mecânica; Victor Wagner Freire de Azevedo; victorwfreire@ufersa.edu.br

Data da defesa: 28/05/2021;

Resumo: Trocadores de calor são importantes em usinas elétricas, indústrias de processamento, sistemas de ventilação e recuperação de calor. A eficiência do trocador depende da performance térmica, da queda de pressão, de incrustações e da distribuição do fluido. Este último é causado principalmente pela geometria de entrada do trocador de calor e, portanto, alterações nessa geometria afetam diretamente a eficiência do trocador de calor. Assim, uma análise numérica foi realizada para analisar a influência do design da entrada de um trocador de calor de placas aletadas na melhor distribuição do fluido no seu interior. Com a análise de diferentes geometrias de entrada, pode ser obtido um formato capaz de minimizar a má distribuição de fluido na entrada do trocador de calor, estes resultados são visualizados tanto matematicamente quanto visualmente com o cálculo do parâmetro de distribuição e imagens dos campos de velocidades de ambos os cabeçotes.

Palavras-chave: Trocador de calor de placas aletadas; geometria de entrada; simulação numérica.

1. INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são importantes para as usinas elétricas, indústrias de processamento, sistemas de ventilação e recuperação de calor. Assim, estudos de melhoria na eficiência destes componentes são sempre buscados. A eficiência do trocador por sua vez depende da performance térmica, da queda de pressão, de incrustações e da distribuição do fluido [1].

Uma das principais razões da baixa eficiência do trocador de calor é a má distribuição de fluido no mesmo, o qual pode ser causada pelo design impróprio da entrada ou saída do trocador de calor [1]. Dessa forma, muitos estudos realizados para melhorar o funcionamento do trocador de calor são com base na modificação da geometria da entrada do fluido [1-4].

A verificação da influência do design da entrada do trocador de calor na eficiência do mesmo pode ser realizada de forma experimental e/ou através de simulação numérica computacional. A vantagem deste último método em relação ao outro é a facilidade na obtenção dos resultados, pois eles são obtidos de forma mais rápida e econômica, uma vez que não é preciso construir vários cabeçotes de entrada para verificar a eficiência do trocador de calor [5].

Na literatura, diversos trabalhos modelaram o trocador de calor de placas aletadas e estudaram a influência do design da entrada de fluido na eficiência, por isso esse tipo de trocador de calor foi considerado como objeto de estudo no presente trabalho. Os possíveis problemas que podem ocorrer em um trocador de calor e o que ele pode causar no mesmo estão representados em Bhutta et al. [1], com destaque para os bons resultados na solução destes problemas utilizando o método dos volumes finitos. Zhang & Lee [2] mostram como a geometria pode influenciar na distribuição e cita alguns meios para diminuí-la, como adição de uma segunda placa com furos. Raul & Maurya [3] realizaram simulações com cabeçotes diferentes e analisaram a influência da geometria em cada um dos mesmos na distribuição do escoamento, concluindo que realmente a adição de uma segunda placa com furos melhora a eficiência do trocador de calor. O trabalho desenvolvido por Wen et al. [4] analisou

experimentalmente dois cabeçotes para mostrar como a modificação na geometria pode aumentar a eficiência do trocador de calor. Os resultados experimentais presentes neste trabalho foram utilizados para validação do presente modelo.

Dessa forma, este trabalho busca estudar a influência do design do cabeçote de entrada de um trocador de calor na eficiência do mesmo, com objetivo de determinar uma geometria que otimize a eficiência do trocador de calor. Para tanto, foi realizado uma análise numérica para estudo de diferentes configurações de entrada do fluido no sistema e verificação de qual possui melhor eficiência.

O presente trabalho está organizado da seguinte forma: uma revisão sobre o funcionamento dos trocadores de calor de placas aletadas é realizada na Seção 2 juntamente com a exposição das equações governantes do presente problema; a descrição da malha computacional desenvolvida e testes com a mesma são apresentados na Seção 3; os resultados estão presentes na Seção 4 e as conclusões realizadas na Seção 5.

2. REVISÃO LITERÁRIA

2.1. Funcionamento dos Trocadores de Calor de Placas Aletadas

Um trocador de calor de placas aletadas tem em seu interior uma estrutura que contém três componentes: as placas, as aletas e as barras laterais. Esses componentes formam uma camada, onde a aleta é unida a duas placas: uma superior e uma inferior. O fluido passa por dentro das aletas e, para não ocorrer vazamento nas laterais, são colocadas duas barras laterais. Dentro do trocador de calor são colocadas várias dessas camadas em direções alternadas, com uma rotação de 90°, conforme a Figura 1c. Em cada uma das duas direções passa um fluido com temperatura diferente, um quente e outro frio, proporcionando a troca de calor entre os mesmos. Na Figura 1a é mostrado um trocador de calor com as especificações das entradas e saídas dos fluidos, já a Figura 1b apresenta o detalhe da entrada do fluido frio, onde é possível observar a parte interna do trocador de calor e a região do cabeçote de entrada.

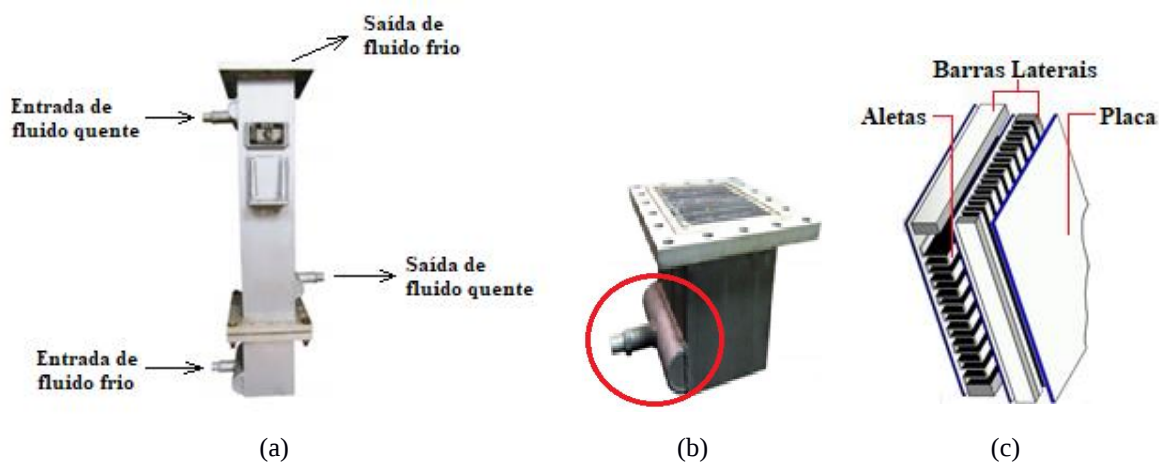


FIGURA 1. (a) Trocador de calor de placas aletadas; (b) Cabeçote de entrada do trocador de calor; (c) Duas camadas do interior do trocador de calor de placas aletadas [6].

2.2. Principais Problemas dos Trocadores de Calor

Durante o funcionamento dos trocadores de calor, é possível ocorrer alguns problemas que comprometem a sua eficiência como a queda de pressão, incrustações e a distribuição do fluido. A queda de pressão é um dos problemas causados principalmente pelos dispositivos de distribuição de fluxo e pode afetar seriamente a taxa de transferência de calor do trocador de calor. Já as incrustações são geradas devido a degradação do fluido ocasionado pelas altas temperaturas ou quando o fluido interage com as paredes do trocador de calor. Estas incrustações diminuem o coeficiente de transferência de calor [1].

A distribuição do fluido é uma das principais causas em um mal desempenho do trocador de calor e este problema pode ser atribuído ao design do próprio trocador de calor, que ocasiona em uma distribuição não uniforme do escoamento em seu interior, o que consequentemente diminui o seu desempenho. Em trocadores

de calor de placas, a solução deste problema é uma mudança em sua geometria, que faz com que seja adicionado uma placa com furos na região de entrada para que o fluido entre de maneira mais uniforme no trocador de calor, esta placa com furos é projetada de várias maneiras para melhorar a eficiência deste método [2].

2.3. Avaliação da Distribuição do Fluido

Dois parâmetros são necessários para avaliar a distribuição do fluido, que são denominados de parâmetro de distribuição S_g e a razão de velocidade θ , representados nas Eqs. 1 e 2, respectivamente.

$$S_g = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (V_i - V_{avg})^2} \quad (1)$$

$$\theta = \frac{V_{max}}{V_{min}} \quad (2)$$

onde N é a quantidade máxima de tamanhos de diâmetro na saída do cabeçote do trocador, V_i é a velocidade média de cada furo, V_{avg} é a velocidade média de todas as saídas, V_{max} é maior velocidade média dos furos e V_{min} é a velocidade média mínima das saídas. Para que o trocador de calor tenha uma boa distribuição do fluido, é necessário que o parâmetro de distribuição seja aproximadamente nulo e a razão de velocidade seja aproximadamente 1 [1].

2.4. Análise de Velocidade

Na avaliação da distribuição de fluido é necessário determinar a velocidade com que o fluido sai do cabeçote do trocador de calor. Esse parâmetro pode ser obtido através da solução das equações da conservação de massa e da quantidade de movimento, Eqs. (3) e (4)-(6), respectivamente [3]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

Momento no eixo x

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

Momento no eixo y

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

Momento no eixo z

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (6)$$

onde u , v e w são as velocidades nas direções dos eixos x, y e z, respectivamente, ρ é a densidade, p é a pressão e μ é a viscosidade. A Equação (3) é utilizada apenas para fluidos incompressíveis (densidade constante) as Eqs. (4)-(6) são restritas para fluidos newtonianos e incompressíveis. Além disso, elas são usadas apenas em análises de regime permanente [7].

3. METODOLOGIA

O modelo computacional das simulações numéricas foram desenvolvidos através do pacote comercial ANSYS. Inicialmente, as geometrias e as malhas dos cabeçotes do trocador de calor foram geradas. Em seguida, foi realizado o *setup* com as condições de contorno, bem como com outros parâmetros necessários: o tipo da simulação (permanente); equações que modelam o escoamento do fluido e o tipo do fluido (ar). Por último, o sistema de Eqs. (3) e (4)-(6) foi resolvido utilizando o *Fluent*.

3.1. Desenvolvimento da Geometria

As geometrias dos cabeçotes do trocador de calor foram confeccionadas no *SpaceClaim* com base nas geometrias estudadas por Raul & Maurya [3] e Wen et al. [4], as dimensões das mesmas são mostradas na

Figura 3. Nos cabeçotes foram colocadas placas com furos e, portanto, foram realizadas divisões abaixo das mesmas para possibilitar o acesso dessas regiões na geração da malha. O cabeçote convencional tem apenas uma placa com furos, a qual foi colocada a 74,5 mm da parte inferior. Já o cabeçote modificado apresenta mais uma placa com furos além dessa, a qual foi adicionada a 154 mm da parte inferior. Essas placas têm espessura igual a 5 mm. As dimensões e posições dos seus furos são apresentadas na Figura 4.

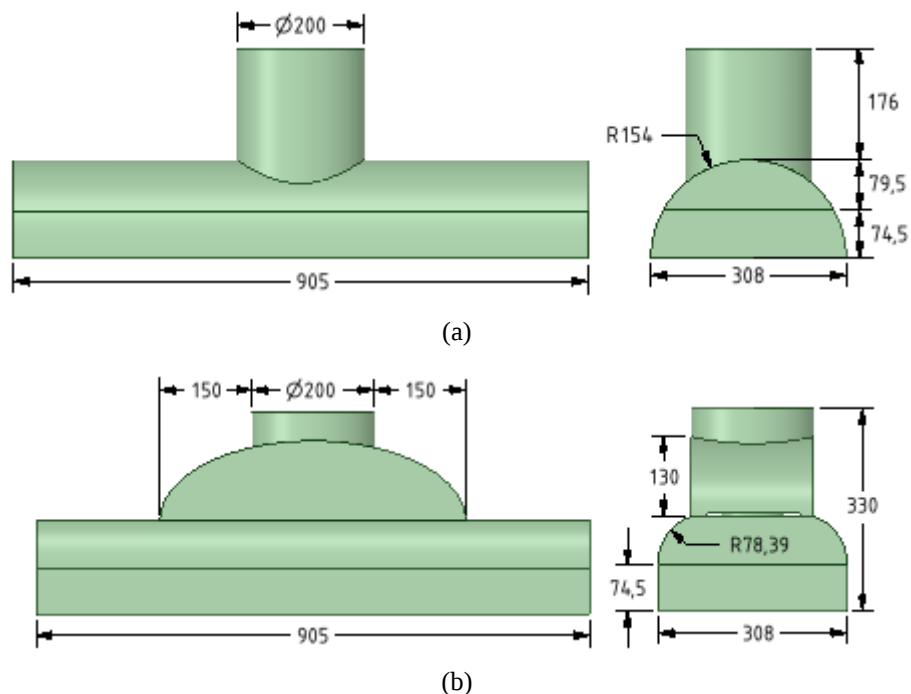


FIGURA 2. Dimensões dos cabeçotes: (a) Convencional; (b) Modificado.

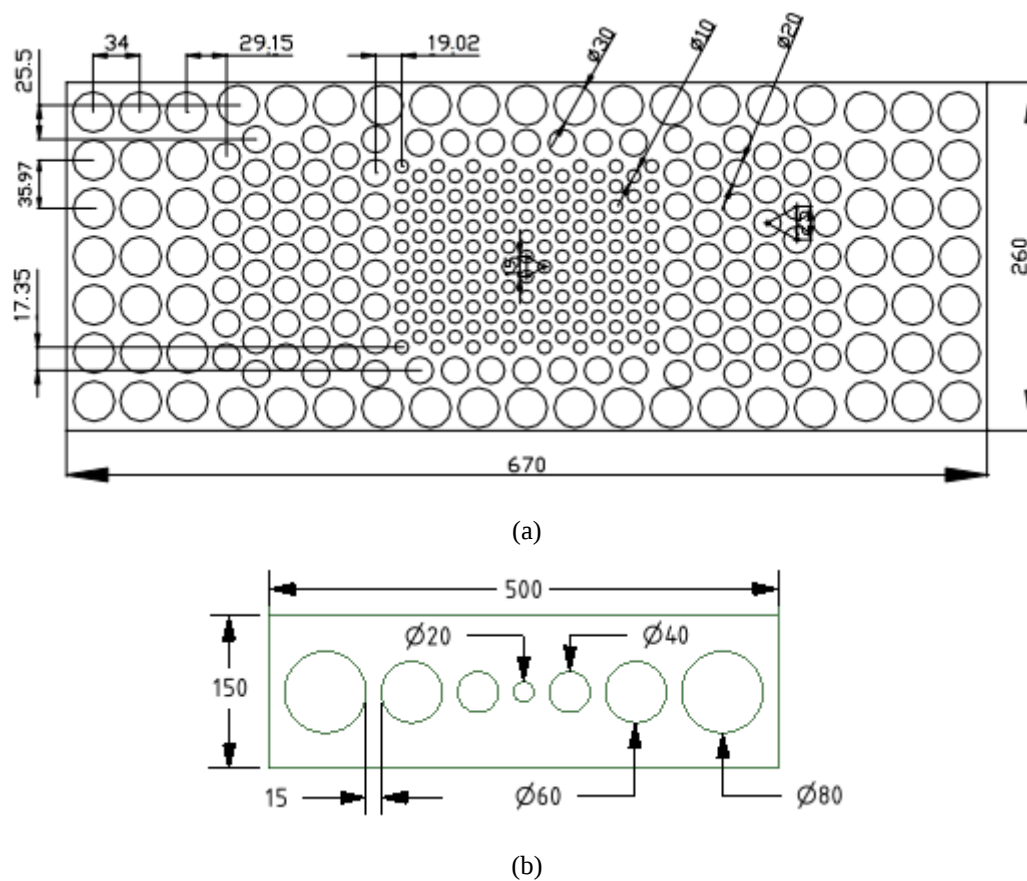


FIGURA 3. Dimensões dos furos das chapas: (a) Colocada igualmente nos dois cabeçotes; (b) Colocada apenas no cabeçote modificado (Adaptado de Raul & Maurya [4]).

Na parte inferior dos cabeçotes, foram feitos furos retangulares conforme a Figura 5a, o que difere da geometria do experimento (ver Fig. 5b).

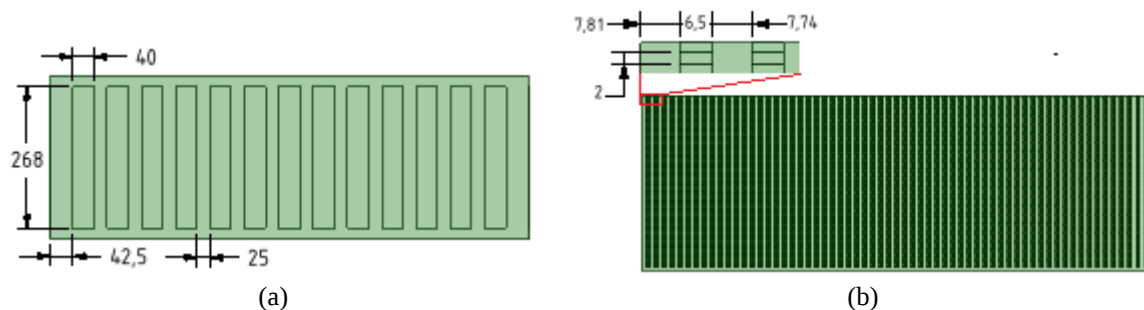
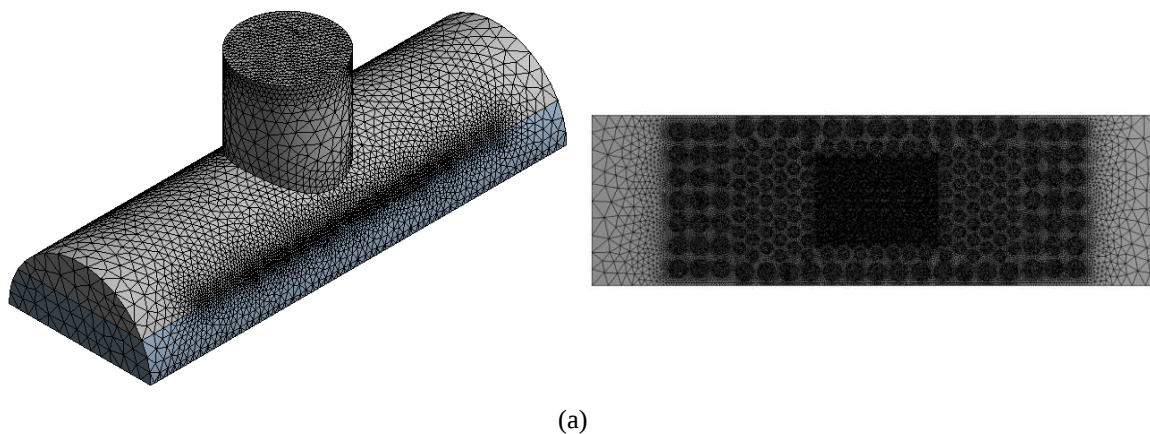


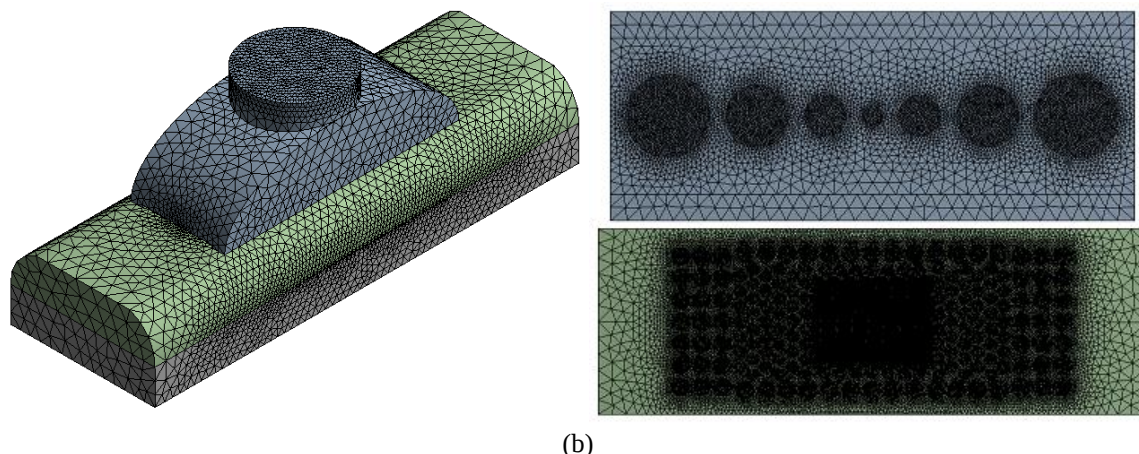
FIGURA 4. Dimensões dos furos da saída: (a) Usada na simulação; (b) Usada no experimento.

3.2. Geração da Malha

Não foi possível desenvolver uma malha computacional que fosse capaz de capturar esse sistema do experimento (Figura 5b), porque as pequenas dimensões na saída tornam o refino da malha localizado alto, o que, por sua vez, resulta em uma malha com uma grande quantidade de volumes que dificulta a realização por falta de equipamento capacitado.

As malhas dos cabeçotes do trocador de calor foram confeccionadas no *Meshing*. Por causa da geometria complexa deles, os elementos que geraram uma malha com melhor qualidade foram os tetraédricos, obtidos através do método *Patch Conforming*. Para melhorar as regiões que apresentam furos, foi aplicada a ferramenta para diminuir os elementos de uma face chamada de *Face Sizing* para refiná-las. Nas superfícies da entrada e das saídas, foram utilizados *Face Sizing* de 8 mm e 12 mm, respectivamente. Já nas superfícies dos furos das placas, foi colocado *Face Sizing* de 2 mm. A Figura 6 apresenta as malhas definidas, onde o cabeçote convencional é apresentado na Fig. 6a e o modificado na Fig. 6b.





(b)

FIGURA 5. (a) Malha do cabeçote convencional; (b) Malha do cabeçote modificado.

Para definir uma malha que não interfira nos resultados, foi necessário realizar um teste de malha no cabeçote convencional. Para tanto, os valores dos *Face Sizing* foram alterados, aumentando cada vez mais o número de elementos presentes na malha. Para cada malha computacional foi calculada a velocidade média na saída do cabeçote. Quando a variação na mesma ficou desprezível, foi escolhida a malha com menor número de elementos. O menor *Face Sizing* dessa malha foi 2 mm, logo este valor foi aplicado na placa superior presente apenas no cabeçote modificado, caracterizando a única diferença na geração das malhas dos cabeçotes. Na Figura 7 é possível observar o teste de malha realizado, no qual foi definido a malha com 2478900 elementos para o presente estudo, pois a partir dela os resultados das velocidades médias da saída do cabeçote ficaram praticamente constantes.

Elementos	<u>Vavg</u>
1305598	1,431
1605016	1,509
2478900	1,519
4156983	1,522

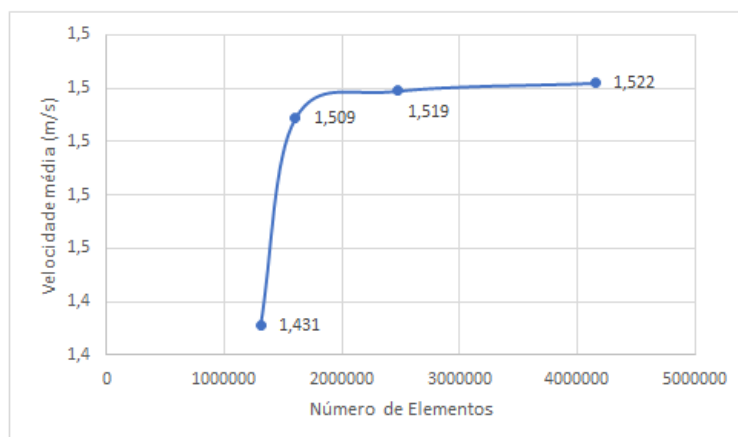


FIGURA 6. Teste de malha.

Para avaliar a qualidade da malha utilizada no presente estudo, existem parâmetros disponíveis no *Meshing*. Dentre eles, o *Aspect Ratio* e o *Orthogonal Quality* são frequentemente utilizados na literatura. O primeiro realiza uma comparação entre os lados de uma face do elemento para avaliar a proporcionalidade entre os mesmos, sendo o valor 1 representante da melhor proporcionalidade (lados iguais). Já o parâmetro *Orthogonal Quality* compara os ângulos entre faces ou arestas consecutivas do elemento com os valores ideais: 60° para os elementos com face triangular e 90° para os elementos com face tetraédrica. O valor do mesmo varia entre 0 e 1, sendo 1 o melhor valor [8]. Na Tabela 1 é possível observar os valores médios desses parâmetros, todos dentro dos limites aceitáveis. Assim, pode-se afirmar que além da malha ser independente dos resultados devido ao teste de malha ela também apresenta boa qualidade.

TABELA 1. Parâmetros de qualidade das malhas na saída do cabeçote.

<i>Cabeçote</i>	<i>Parâmetro</i>	<i>Aspect Ratio</i>	<i>Orthogonal Quality</i>
Convencional	Média	1,56	0,70
	Desvio Padrão	0,46	0,12
Modificado	Média	1,91	0,77
	Desvio Padrão	0,46	0,12

3.3. Setup do Fluent

As condições de contorno aplicadas no *Fluent* estão representadas na Tabela 2.

TABELA 2. Dados do modelo computacional.

<i>Regime</i>	Permanente
<i>Modelo de viscosidade</i>	k-ε com <i>Enhanced Wall Treatment</i> [9]
<i>Fluido de trabalho</i>	Ar
<i>Velocidade de entrada</i>	4,38 m/s (Re = 60000)
<i>Pressão na saída</i>	1 atm
<i>Condições das paredes</i>	Sem escorregamento e adiabática
<i>Critério de convergência</i>	Resíduo absoluto $\leq 10^{-5}$.

4. RESULTADOS

Os resultados da simulação computacional foram mostrados através no *CFD-Post*. Utilizando o mesmo, foi possível obter as velocidades médias de cada saída do cabeçote, as quais são dados necessários para determinar a distribuição de acordo com a Eq. (1).

4.1. Validação dos Resultados.

Para validação dos resultados, foi realizada uma simulação no cabeçote da Figura 3a e os resultados foram comparados com os resultados dos experimentos realizados por Wen et al.[4] e então foi calculado o erro relativo entre eles, como é mostrado na Tabela 3.

TABELA 3. Comparação de resultados.

	<i>Experimental</i> [4]	<i>Computacional</i>	<i>Erro</i>
Distribuição (S_g)	0,209	0,264	26,31%
Razão de velocidade (θ)	1,756	1,602	8,76%

Apesar de um erro relativamente alto, o resultado para a distribuição pode ser considerado próximo do experimental. Os erros atribuídos estão associados ao fato de que a geometria utilizada na simulação tem diferença na parte da saída do fluido em relação ao modelo real. O resultado para a razão de velocidade está dentro de uma margem aceitável.

4.2. Resultados no Cabeçote Modificado.

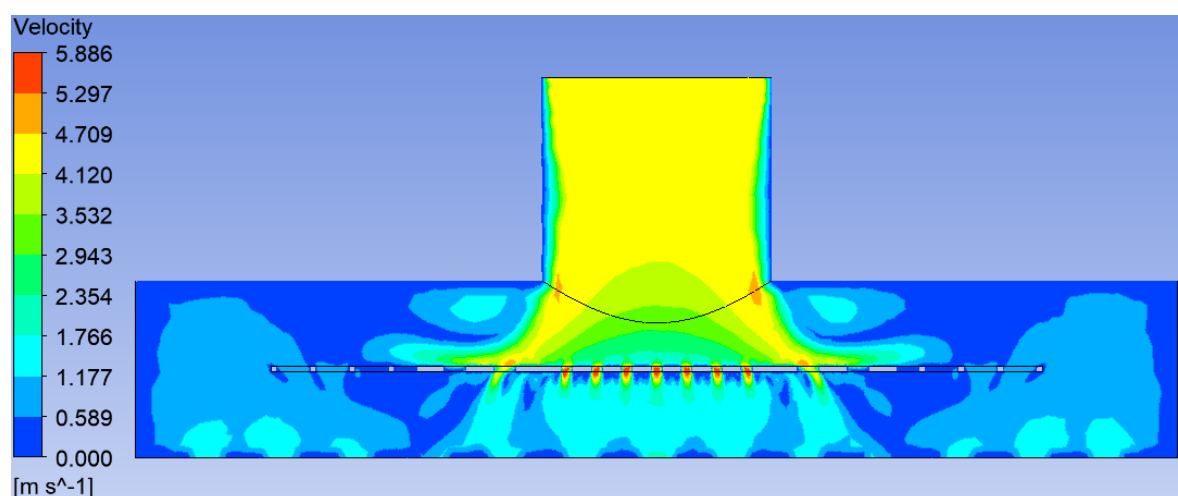
Para testar como a geometria do cabeçote influencia no parâmetro de distribuição, foi desenhado um cabeçote com geometria externa diferente como é mostrado na Figura 3b, e com duas placas com furos diferentes como é visto na Figura 4. Os mesmos parâmetros foram analisados e a melhoria na distribuição comparada com o caso anterior. Pode ser visto que a modificação resultou em melhoria tanto na distribuição, de cerca de 59%, quanto na razão de velocidades, de cerca de 20%.

TABELA 4. Resultados do cabeçote.

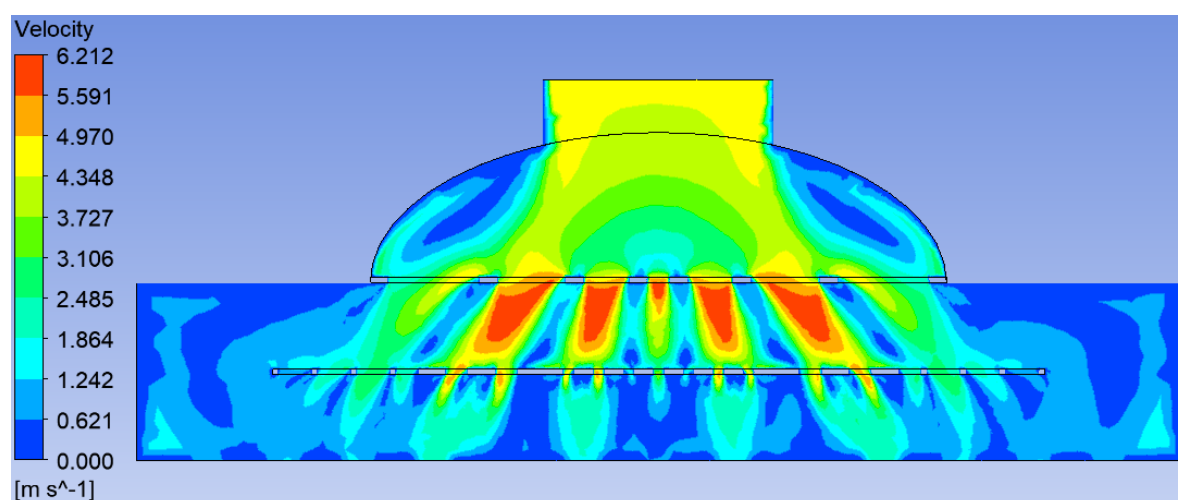
	<i>Convencional</i>	<i>Modificado</i>	<i>Melhora</i>
Distribuição (S_g)	0,264	0,107	59,47%
Razão de velocidade (θ)	1,602	1,273	20,54%

A representação do campo de velocidade de ambos os cabeçotes está ilustrada na Figura 8. Como pode ser visto na Figura 8(b) a mudança da geometria e a adição de uma nova placa com furos ajudou na distribuição

do fluido em todo o cabeçote, mas também mostra que o fluido não chega a ocupar toda a região interna do cabeçote e isto poderia melhorar ainda mais a distribuição do fluido. Antes, se tinha este mesmo problema do fluido não ocupar todo o cabeçote além da passagem do fluido ficar mais concentrada no meio do cabeçote (ver Figura 8(a)).



(a)



(b)

FIGURA 7. Campo de velocidade do cabeçote: (a) Convencional; (b) Modificado.

5. CONCLUSÃO

Uma análise numérica capaz de prever o comportamento do escoamento no interior da região de entrada de um trocador de calor de placas aletadas, com diferentes geometrias de cabeçotes. O escoamento foi resolvido em regime permanente, utilizando o Método dos Volumes Finitos, e foram geradas diferentes malhas computacionais para serem testadas para que o sistema fosse resolvido de maneira eficiente. Duas configurações de cabeçotes foram testadas e os resultados obtidos comparados com valores experimentais para verificação dos seus resultados, estes resultados foram comparados com valores de um cabeçote com geometria diferente e por fim foi gerada uma imagem mostrando os campos de velocidades de ambos os cabeçotes para análise do movimento do fluido o que mostra uma melhor distribuição do fluido no cabeçote mas mostra também que o fluido não chega em algumas partes do cabeçote e uma solução para isso seria a adição de defletores dentro dos cabeçotes.

Com base nos resultados, foi possível verificar que a mudança da geometria causa uma melhora na eficiência do cabeçote, pois melhora de maneira considerável a distribuição do mesmo. A aplicabilidade da simulação numérica para esse caso foi aceitável, porque mostrou resultados próximos dos resultados

experimentais e permitiu uma análise rápida e eficiente do escoamento no interior do cabeçote do trocador de calor de placas aletadas.

6. REFERÊNCIAS

- [1] BHUTTA, Muhammad Mahmood Aslam et al. CFD applications in various heat exchangers design: A review. *Applied Thermal Engineering*, v. 32, p. 1-12, 2012.
- [2] ZHANG, Zhe; LI, YanZhong. CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers. *Cryogenics*, v. 43, n. 12, p. 673-678, 2003.
- [3] RAUL, Appasaheb; BHASME, B. N.; MAURYA, R. S. A numerical investigation of fluid flow maldistribution in inlet header configuration of plate fin heat exchanger. *Energy Procedia*, v. 90, p. 267-275, 2016.
- [4] WEN, Jian, et al. Experimental investigation of header configuration improvement in plate–fin heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27.11-12: 1761-1770.
- [5] ZUO, Wangda; CHEN, Qingyan. Real-time or faster-than-real-time simulation of airflow in buildings. *Indoor air*, v. 19, n. 1, p. 33, 2009.
- [6] ZHANG, Zhe et al. Fluid flow distribution and heat transfer in plate-fin heat exchangers. *Heat Transfer Engineering*, v. 36, n. 9, p. 806-819, 2015.
- [7] FOX, R.W.; McDONALD, A.T.; PRITCHARD, P. J. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*, editora LTC, 8ª Ed. 2014.
- [8] ANSYS. ANSYS Help Viewer: User's Guide. [S.l.]: ANSYS, 2018.
- [9] LAUNDER, Brian Edward et al. *Lectures in mathematical models of turbulence*. 1972.