

Monografia de Graduação

Análise Numérica da Transferência de Calor por Convecção Natural em Tubos Aletados Refrigerados a Ar

Rayanne Carla Alves do Nascimento

Natal, fevereiro de 2018

Universidade Federal do Rio Grande do Norte
NUPEG – PRH-14
Engenharia de Processos em Plantas de Petróleo e Gás Natural

Análise Numérica da Transferência de Calor por Convecção Natural em Tubos
Aletados Refrigerados a Ar

Rayanne Carla Alves do Nascimento

Orientador: Sandi Itamar Schafer de Souza

Natal/RN
Fevereiro 2018

AGRADECIMENTOS

Acima de tudo a Deus, por ter me dado condições de concluir este trabalho.
Ao Laboratório de Dinâmica de Fluidos Computacional e todos os seus integrantes,
por sua ajuda e orientação.
A minha família pelo apoio incondicional.
A ANP, pelo apoio financeiro.
Ao Programa de Recursos Humanos, pelo fomento à pesquisa.
Ao professor Osvaldo Chiavone, à Maria Brunet e demais funcionários do NUPEG.

RESUMO

O objetivo deste estudo é investigar a transferência de calor por convecção natural em tubos aletados refrigerados a ar em cilindros horizontais. Para as simulações de CFD, a temperatura do ar circundante varia de 22°C a 33°C e a temperatura da bases das aletas de 8°C a 15°C. As taxas de transferência de calor das interfaces das aletas e da base do tubo são calculadas através de simulações e observou-se uma boa adequação entre os resultados das simulações e os analíticos. Os efeitos da variação do diâmetro das aletas, simultâneo à variação da diferença de temperatura do ambiente e das bases das aletas e do tubo, na transferência de calor foram investigados. A efetividade das aletas também foi avaliada para todas as simulações CFD.

Palavras-chave: convecção natural, tubo aletado, escoamento laminar, Número de Nusselt, aletas circulares.

ABSTRACT

The objective of this study is to investigate the natural convection heat transfer from air-cooled finned tubes on a horizontal cylinder. For the CFD simulations, surrounding air temperature is varied from 22°C to 33°C and the fin base temperature from 8°C to 15°C. Heat transfer rates from fin interfaces and tube base are calculated through the simulations, and good agreement is observed. The effects of fin diameter and ambient to surface temperature difference on the heat transfer have been investigated. The effectiveness of the fins was also evaluated for all the CFD simulations.

Keywords: natural convection, finned tube, laminar flow, Nusselt Number, annular fin.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	9
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	10
3. METODOLOGIA COMPUTACIONAL	12
3.1 Precisão Numérica Computacional.....	1016
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	18
5. CONCLUSÃO.....	1030
6. REFERÊNCIAS.....	11

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Cálculos de exemplo de erro de discretização	18
Tabela 2: Número de Nusselt para o tubo sem aletas	24
Tabela 3: Coeficiente convectivo de transferência de calor para o tubo aletado	25
Tabela 4: Comparação do coeficiente convectivo de transferência de calor para os três diferentes diâmetros das aletas (D_f)	26
Tabela 5: Coeficiente convectivo de fluxo de calor do tubo sem aletas (d_t)	27
Tabela 6: Comparação do fluxo de calor por área para os três diâmetros diferentes das aletas (D_f).....	27
Tabela 7: Fluxo de calor por área do tubo sem aletas (d_t).....	27
Tabela 8: Efetividade da aleta para $D_f = 56$ mm, calculada numericamente através dos resultados das simulações e analiticamente através de correlações.....	29
Tabela 9: Efetividade da aleta para $D_f = 80$ mm, calculada numericamente através dos resultados das simulações e analiticamente através de correlações.....	30
Tabela 10: Efetividade da aleta para $D_f = 100$ mm, calculada numericamente através dos resultados das simulações e analiticamente através de correlações.....	30

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Geometria simplificada utilizada para a geração de malhas	13
Figura 2: Geometria utilizada para a geração de malhas do tubo sem aletas.....	14
Figura 3: Malha do tubo sem aletas.....	14
Figura 4: Malhas do trocador de calor. Domínio fluido e as interfaces entre o fluido, aletas e o tubo (a), aleta 1 (b) e aleta 2 (c)	19
Figura 5: Campo de temperatura na aleta, para o caso em que $T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$ e $T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$	20
Figura 6: À esquerda, linhas de velocidade do ar e, à direita, campo de temperatura do fluido, para o caso em que $T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$ e $T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$	21
Figura 7: Comparação do coeficiente convectivo de transferência de calor para os três diferentes diâmetros das aletas (D_f)	22
Figura 8: Campo de temperatura no fluido para o caso do tubo sem aletas em que $T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$ e $T_{\infty} = 27^{\circ}\text{C}$	22
Figura 9: À esquerda, força de empuxo e à direita, densidade, para o caso em que $T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$ e $T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$	23
Figura 10: À esquerda, velocidade v e à direita, fluxo de calor na parede da aleta, para o caso em que $T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$ e $T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$	25
Figura 11: Campo de temperatura da aleta, para o caso em que $T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$ e $T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$	28
Figura 12: Campo de velocidade v , para o caso em que $T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$ e $T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$	28

1. INTRODUÇÃO

As aletas, também referenciadas como superfícies estendidas, são corpos sólidos que permitem a transferência de energia por condução no interior de suas fronteiras e por convecção, e/ou radiação, entre suas fronteiras e a vizinhança. Aletas têm por objetivo maximizar a transferência de calor entre um sólido e um fluido adjacente, aumentando a taxa por unidade de área de face em trocadores de calor, de modo a torna-las mais eficiente.

Tendo em vista sua utilidade, sua aplicação mais importante é em trocadores de calor. Um trocador bem projetado, adequadamente dimensionado a sua operação, e com manutenção em dia é capaz de realizar um processo de troca térmica mais atrativo do ponto de vista econômico. Assim, sua competitividade final é aumentada. Além disso, do ponto de vista ambiental, o uso de trocadores de calor favorece o meio ambiente no momento em que evita o descarte de fluidos a altas temperaturas ou ainda quando possibilita o reaproveitamento desse mesmo fluido para algum outro processo na indústria. Dessa forma, constata-se a relevância de estudar os fenômenos que englobam o comportamento dos fluidos e a eficiência dos dispositivos que os transportam durante o escoamento.

Para o caso em que a temperatura da superfície do tubo não aletado seja fixa, segundo a lei do resfriamento de Newton, pode-se inferir que existem duas formas através das quais a taxa de transferência de calor pode ser aumentada. O coeficiente de transferência de calor por convecção h poderia ser aumentado a partir do aumento da velocidade de escoamento do fluido, e/ou a partir da diminuição da temperatura do fluido.

Entretanto, em muitas das circunstâncias o aumento do valor de h até o seu valor máximo não seria suficiente para obter a taxa de transferência de calor almejada ou seus custos seriam inviáveis à aplicação. Contudo, existe ainda uma terceira opção capaz de aumentar a taxa de transferência de calor: o aumento da área de superfície através da qual ocorre a convecção. O emprego de aletas é responsável por realizar essa terceira opção. Percebe-se que a condutividade térmica do material da aleta apresenta grande importância sobre a distribuição de temperatura ao longo dela e que, em decorrência deste fato, apresenta também grande importância sobre a eficiência da transferência de calor.

No entanto, o simples uso de aletas não assegura o aumento da taxa de transferência de calor. Pois a aleta, por si só, representa uma barreira à condução térmica na superfície

original. Naturalmente, a efetividade da aleta é melhorada com a seleção de um material com alta condutividade térmica. Além disso, a efetividade da aleta pode também ser aumentada pelo aumento da razão entre seu perímetro e a área da seção reta. Dessa forma, pode-se inferir que aletas mais finas e com menor espaçamento entre elas apresentam a configuração mais adequada a uma transferência de calor mais eficiente.

Na atualidade, a transferência de calor projeta-se na esfera das engenharias como um campo de estudo relevante pela sua importância para o desempenho de processos industriais. Os trocadores de calor têm como principal aplicação industrial resfriar ou aquecer determinados fluidos. A indústria do petróleo e gás natural engloba muitos processos de aquecimento e resfriamento de fluidos em plantas químicas e petroquímicas, refinarias de petróleo, processamento de gás natural e tratamento de águas residuais de processos industriais. São problemas que englobam todos os mecanismos físicos de transferência de calor, como os de condução, convecção e radiação. As aletas entram em cena para aumentar ainda mais a sua eficiência energética.

Em virtude dos elevados custos associados ao andamento de estudos experimentais e às boas experiências com técnicas de simulação numérica, esta última vem tornando-se uma notável alternativa para o estudo da transferência de calor. Ademais, uma vantagem que pode ser citada da simulação numérica é o requinte de detalhes que ela engloba em seus resultados. Dessa forma, neste trabalho serão desenvolvidas ações de estudo da influência do espaçamento entre aletas na variação do coeficiente de transferência de calor convectivo, em problemas da indústria do petróleo, a partir de uma análise numérico computacional.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A utilização de aletas permite a diminuição no tamanho dos trocadores de calor, pois aumentam a taxa de transferência de calor por unidade de superfície. A literatura clássica de transferência de calor apresenta o equacionamento para o projeto das mesmas para inúmeras configurações. Algumas simplificações importantes são utilizadas no seu dimensionamento. Uma delas é o emprego de um coeficiente convectivo constante sobre a aleta. No entanto, sabe-se de antemão que o escoamento do fluido e a presença da superfície base criam um escoamento complexo no entorno do sólido. A determinação do coeficiente convectivo depende da geometria e pode ser necessária a adoção de outras hipóteses simplificadoras, pelo fato de não existirem correlações adequadas na literatura. Na determinação da efetividade, a

literatura assume que o coeficiente convectivo atuante na aleta é equivalente àquele na base, desprezando os efeitos das aletas sobre o coeficiente convectivo. O coeficiente de transferência de calor na parede do tubo é considerado constante. No entanto, sabe-se que ele varia radialmente e axialmente. Estas considerações, conseqüentemente, afastam os resultados da realidade física.

Kayansayan e Karabacak (1992) desenvolveram estudos experimentais em tubos aletados com uma fonte térmica de 2000W de potência. As condições foram mantidas para obter números de Rayleigh da ordem 10^5 até 5×10^7 . Foram estudados quatro diâmetros de aletas, e diferentes espaçamentos, num total de 16 configurações. Os autores investigaram o comportamento do número de Nusselt em função do de Rayleigh, isto é, o efeito do espaçamento sobre o coeficiente convectivo. Os autores identificaram o Rayleigh crítico da transição laminar-turbulento. Os resultados mostraram que, para baixos valores de espaçamento, a presença das aletas interfere fortemente sobre o coeficiente convectivo.

Hahne e Zhu (1994) conduziram experimentos com o objetivo de identificar o efeito da altura sobre o processo de transferência de calor. Três diâmetros foram estudados com taxas de aquecimento variando de 10 W a 60 W. Os autores investigaram o gradiente térmico na parede da aleta via termografia. Os resultados encontrados para o número de Nusselt ficaram próximos aos obtidos via correlações.

Chen e Hsu (2007) investigaram a troca térmica utilizando a técnica de problema inverso associada a resultados experimentais. Neste trabalho são apresentados os resultados do coeficiente de transferência convectivo médio e da eficiência em função do espaçamento da aleta. A potência utilizada no experimento foi de 200 W, e aletas com 2 mm de espessura de aço AISI 304, com 99 mm de diâmetro externo e 27 mm de diâmetro interno.

Yaghoubi e Mahdavi (2013) desenvolveram um trabalho numérico experimental com o objetivo de investigar a convecção natural de tubos com aletas de alumínio utilizados para resfriar o ar circundante. As dimensões físicas foram mantidas constantes: diâmetro externo de 56 mm, espessura de 0,4 mm e espaçamento de 2 mm. A temperatura do ambiente e da base do tubo foi controlada. Os testes foram realizados para 3 temperaturas da base e 3 temperaturas do ambiente, gerando 9 configurações. Os resultados do campo de velocidade e do coeficiente convectivo em função da temperatura ambiente e da temperatura da base são apresentados.

Kumar et al. (2016) desenvolveram estudos numéricos 3D sobre o tema, avaliaram o efeito do espaçamento, diâmetro e da diferença de temperatura aleta-ambiente sobre as trocas

térmicas e forças de empuxo geradas. Os autores encontraram o valor de 8 mm como o espaçamento ótimo.

Senapati et al. (2016) também desenvolveram um estudo numérico sobre esse assunto com relevância industrial. Eles avaliaram os efeitos da relação entre o espaçamento da aleta e o diâmetro (S/d) sobre o fluxo de calor, a eficiência e o campo de temperatura das aletas através de correlações. Os resultados mostram que, com baixos valores de S/d , a eficiência da aleta diminui rapidamente e permanece quase constante para maiores valores de S/d . Eles também mostram que a transferência de calor atinge um máximo em algum ponto à medida que as relações S/d crescem e então começa a diminuir.

3. METODOLOGIA COMPUTACIONAL

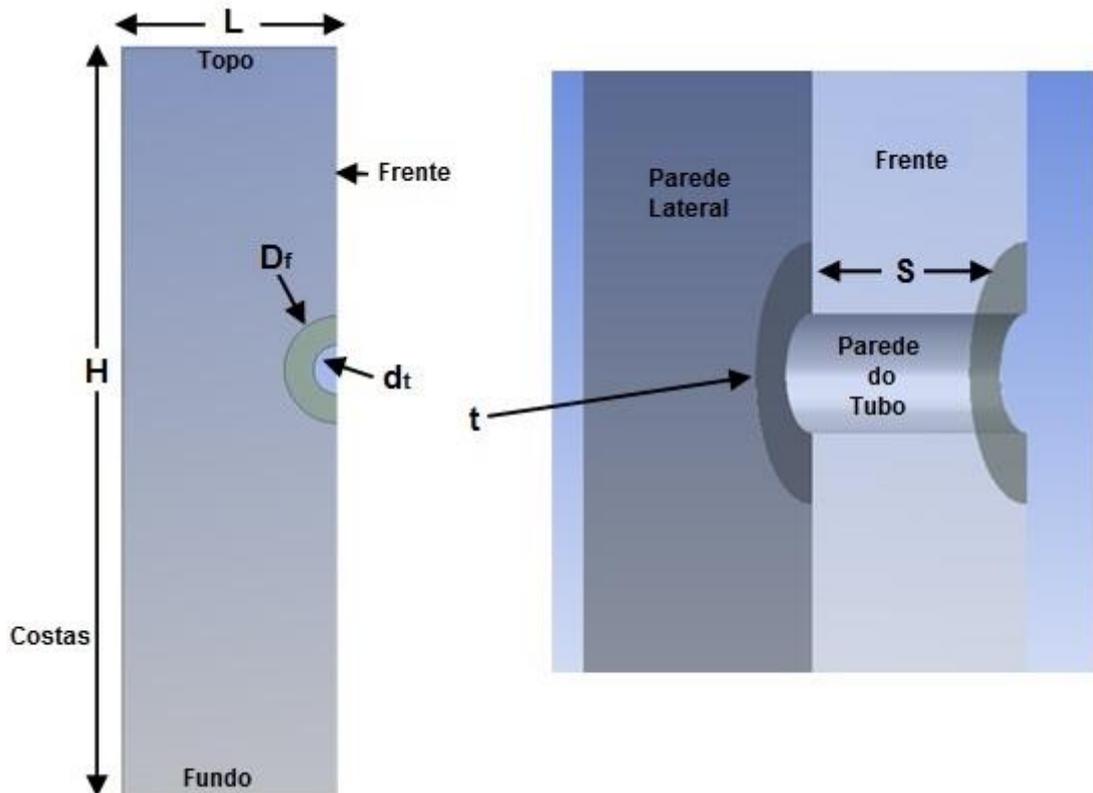
No presente trabalho serão criados modelos computacionais semelhantes aos estudados no trabalho experimental de Yaghoubi e Mahdavi (2013) com o auxílio de um programa comercial de Dinâmica de Fluidos Computacional, Ansys CFX ®. Inicialmente, o caso será estudado com as mesmas dimensões, sendo utilizadas como parte do método de validação das simulações. O diâmetro das aletas será então alterado. Para cada nova situação, serão simulados 9 casos, variando a temperatura do ar (22°C, 25°C e 33°C) e a temperatura da parede (8°C, 12°C e 15°C). Os efeitos da variação do diâmetro das aletas, simultâneo à variação da diferença de temperatura do ambiente e das bases das aletas e do tubo, na transferência de calor foram investigados.

Este estudo contém as seguintes etapas: revisão bibliográfica; treinamento do software Ansys CFX ®; definição dos domínios físicos; aplicação das equações governantes e das condições de contorno; utilização do método de aproximação; geração de malhas; emprego do software; obtenção de resultados, tratamento gráfico e interpretação dos resultados.

As malhas são criadas através de uma geometria simplificada do trocador de calor mostrado na Fig. 1. Eles foram gerados com o suporte do ICEM CFD 12.0. A geometria mostrada na Fig. 1 foi criada com o suporte do pacote de desenho do Ansys, o Design Modeling 12.0. As medidas mostradas na figura têm os seguintes valores $d_i = 25,4$ mm, $D_f = 56, 80$ e 100 mm, $L = 3D_f$, $H = 7D_f$, $S = 2$ mm e $t = 0,4$ mm. Onde d_i e D_f são respectivamente os diâmetros interno e externo da aleta, L e H são, respectivamente, a largura e a altura do domínio do fluido, S é o espaçamento entre as aletas e t a espessura

da aleta. Na geometria simplificada, t é usado na metade e L já é a metade da largura do domínio fluido total.

Figura 1. Geometria simplificada utilizada para a geração de malhas.



O procedimento de criação das malhas inicia-se pela definição das superfícies da geometria, de modo a facilitar a sua descrição dentro das condições de contorno especificadas nos domínios para a simulação. Em seguida, são criados corpos através das superfícies previamente definidas. O passo seguinte é a criação de blocos a partir dos corpos. Como o corpo criado para o domínio fluido é muito grande quando comparado aos criados para as aletas, ele deve ser dividido em blocos menores para que a malha se adapte melhor. Depois de feitos os blocos, separadamente e em arquivos diferentes, deve-se utilizar a ferramenta O-grid responsável por adaptar a malha às curvas da geometria. Por fim, definem-se os parâmetros da malha, como espaçamento e altura entre elementos, de modo que o refinamento seja o melhor possível.

Para que se iniciem as simulações dos testes de validação, primeiro deve-se importar as malhas para o CFX 13.0, pacote de simulação do Ansys ®. Em seguida são criados os domínios do fluido e das aletas. Dentro de cada domínio são definidas as fronteiras com base

nas superfícies especificadas na criação das malhas. Nos domínios e nas fronteiras são definidas as condições de contorno.

Logo após a obtenção dos resultados dos testes de validação e análise dos erros associados, teve início a criação de malhas para o tubo sem aletas, com o objetivo de obter os resultados numéricos da efetividade das aletas. O procedimento de criação de malhas para o tubo sem aletas é similar ao da geometria simplificada do tubo aletado. Na figura 2, é possível visualizar a geometria utilizada para a simulação do tubo sem aletas.

Figura 2. Geometria utilizada para a geração de malhas do tubo sem aletas

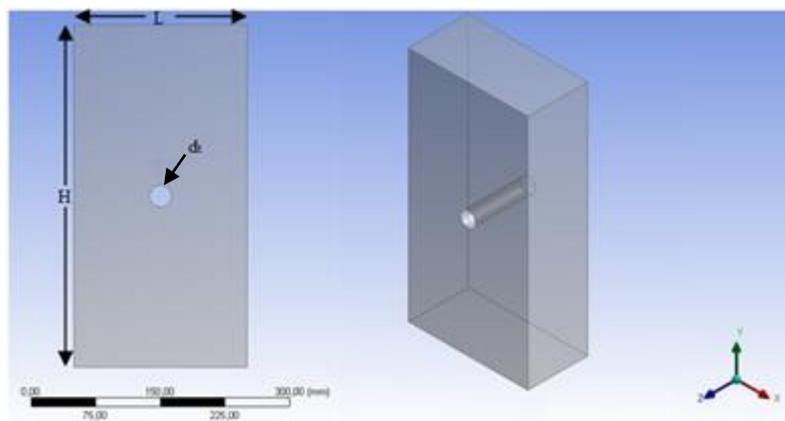
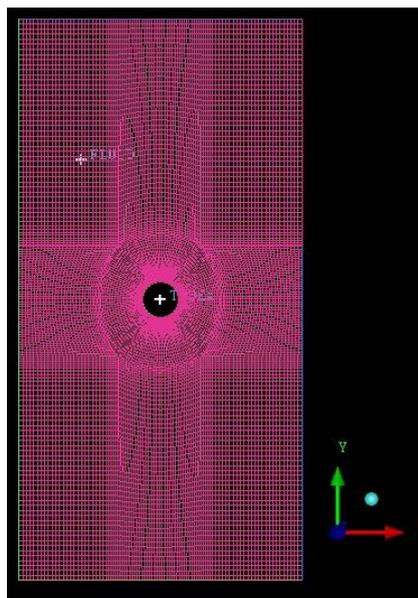


Figura 3. Malha do tubo sem aletas



A geometria mostrada na figura 2 foi criada com o auxílio do Design Modeling, pacote de desenho do Ansys ®. As medidas mostradas na figura têm os seguintes valores $d_t = 25,4$

mm, $L = 200\text{mm}$ e $H = 400\text{mm}$. Onde d_i é o diâmetro interno do tubo, L e H são, respectivamente, a largura e a altura do domínio fluido.

As condições de contorno utilizadas foram as seguintes: no domínio do fluido, o ar foi adotado como gás ideal; no domínio sólido, das aletas, foi adotado o alumínio; as laterais e a frente do domínio fluido foram consideradas através de simetria; na parte de trás do domínio fluido, a parede foi considerada adiabática e sem deslizamento; no topo e no fundo do domínio fluido, foi considerada condição de fronteira de entrada e as seguintes temperaturas $T_\infty = 22^\circ\text{C}$, 27°C e 33°C ; nas bases do tubo e das aletas, foram consideradas as seguintes temperaturas $T_{\text{sup}} = 8^\circ\text{C}$, 12°C e 15°C . O critério de convergência utilizado foi o RMS para todas as velocidades e pressões de $1,0 \times 10^{-6}$ para o tubo aletado e de $1,0 \times 10^{-5}$ para o tubo sem aletas, onde RMS é uma medida estatística da magnitude da raiz do valor médio quadrático de uma quantidade variável. O esquema de advecção utilizado foi o Upwind e o modelo de flutuabilidade total foi aplicado.

O número de Rayleigh, Eq. (1), foi utilizado para observar o comportamento do escoamento do ar sobre a geometria. Os valores obtidos foram da ordem de grandeza de $3,0 \times 10^5$, implicando em um escoamento laminar para todas as situações simuladas.

$$\text{Ra}_D = \frac{g\beta(T_\infty - T_{\text{sup}})D_f^3}{\nu\alpha} \quad (1)$$

onde g é a gravidade, D_f o comprimento característico da placa, β , ν e α são, respectivamente, o coeficiente de expansão térmica, a viscosidade cinemática e a difusividade térmica calculados na temperatura do filme $T_f = (T_\infty + T_{\text{sup}})/2$. T_∞ é a temperatura do ar e T_{sup} é a temperatura fixada da superfície do tubo.

Para a modelagem do escoamento laminar, foram utilizadas a equação diferencial do movimento e as equações de conservação da massa e da energia, Eq. (2), (3) e (4) respectivamente, na forma indicial e apenas para o eixo x , pois os efeitos nos eixos y e z são desprezíveis.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = 0 \quad (5)$$

3.1. Precisão Numérica Computacional

Nos estudos computacionais de dinâmica de fluidos, uma das principais preocupações é detectar, estimar e controlar a incerteza numérica eo erro associado às simulações. O método utilizado para a discretização da estimativa de erro foi a *Richardson extrapolation* (RE). Este é atualmente o método mais robusto disponível para prever a incerteza numérica.

Este procedimento recomenda cinco etapas para estimar a discretização do erro. O primeiro passo é definir uma célula representativa, variável com base nas configurações da malha com o tamanho h . Como este estudo é baseado em uma geometria 3D, a variável h é definida pela Eq. (6).

$$h = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{1/3} \quad (6)$$

onde ΔV_i é o volume da i célula e N é o número total de células utilizadas nas simulações.

O segundo passo é selecionar três opções de malha significativamente definidas e executar simulações para determinar os valores de alguma variável chave para o objetivo do estudo de simulação (ϕ). Neste estudo, a variável crítica relatada foi o fluxo de calor. É desejável que o fator de refinação da malha, $r = h_{\text{coarse}}/h_{\text{fine}}$, seja superior a 1,3. Esse valor é baseado na experiência e não na derivação formal.

O terceiro passo é definir $h_1 < h_2 < h_3$, calcular $r_{21} = h_2/h_3$ e $r_{32} = h_3/h_2$, e gerar a ordem aparente p , utilizando as Eq. (7), (8) e (9).

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} |\ln|\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21}| + q(p)| \quad (7)$$

$$q(p) = \ln\left(\frac{r_{21}^p - s}{r_{32}^p - s}\right) \quad (8)$$

$$s = 1 \cdot \text{sign}(\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21}) \quad (9)$$

onde $\varepsilon_{32} = \phi_3/\phi_2$, $\varepsilon_{21} = \phi_2/\phi_1$, ϕ_j denotando a solução da j^{th} grid.

O quarto passo é calcular os valores extrapolados, Eq. (10).

$$\phi_{\text{ext}}^{21} = (r_{21}^p \phi_1 - \phi_2)/(r_{21}^p - 1) \quad (10)$$

Por semelhante modo, calcular ϕ_{ext}^{32} .

O quinto passo é calcular e relatar as seguintes estimativas de erro, Eq. (11), (12) e (13).

$$e_a^{21} = \left| \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \right| \quad (11)$$

$$e_{\text{ext}}^{21} = \left| \frac{\phi_{\text{ext}}^{12} - \phi_2}{\phi_{\text{ext}}^{12}} \right| \quad (12)$$

$$\text{GCI}_{\text{fine}}^{21} = \frac{1.25 e_a^{21}}{r_{21}^p - 1} \quad (13)$$

A Tabela 1 mostra os resultados destes cálculos para três as malhas selecionadas com os respectivos números totais de células N_1 , N_2 e N_3 . Assim, de acordo com Tab. 1, a incerteza numérica na solução da malha refinada para o fluxo de calor deve ser relatada como 0,35%.

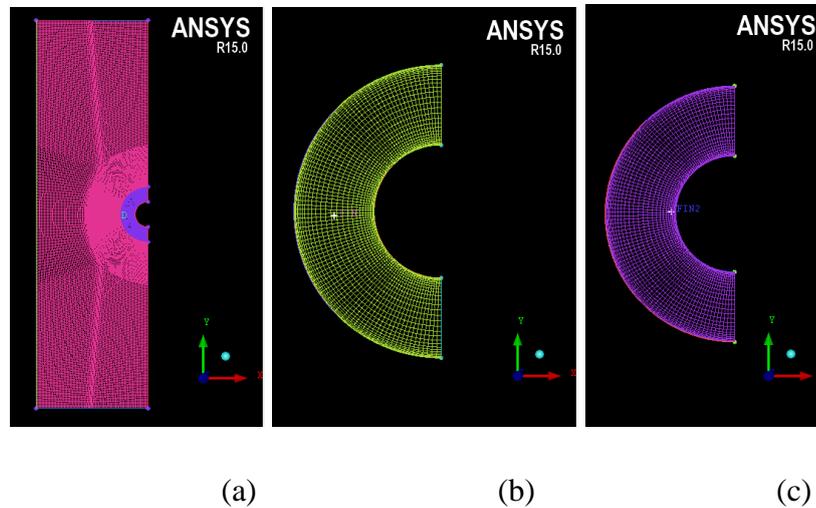
Tabela 1. Cálculos de exemplo de erro de discretização

ϕ=fluxo de calor através das aletas e da parede do tubo	
N_1, N_2, N_3	237600, 70800, 19500
r_{21}	1,50
r_{32}	1,54
ϕ_1	0,03372
ϕ_2	0,03422
ϕ_3	0,03787
p	4,5762
ϕ_{ext}^{21}	0,03362
e_a^{21}	1,5%
e_{ext}^{21}	0,28%
GCI_{fine}^{21}	0,35%

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A geração de malhas refinadas e compactas, necessárias para a obtenção de melhores resultados, foi um desafio. Pois a adequação das malhas ao modelo exigia perfeição na interpretação das superfícies pelo CFX. O problema mais comum encontrado na hora de definir os parâmetros da simulação foi a falta de algumas superfícies previamente definidas na malha, uma vez que na hora de transferi-la de um programa para outro somem sem explicação aparente. As três malhas mostradas na figura 4 (a), (b) e (c), geradas com o auxílio do ICEM CFD 12.0, apresentam, somados, 473816 nós e 440802 elementos. Esses são números de nós e elementos bem abaixo da média encontrada com os outros softwares utilizados na geração de malhas como o Meshing, pacote também do próprio Ansys ®. Com estes valores, as malhas podem ser processadas e suportadas mais facilmente pelo computador.

Figura 4. Malhas do trocador de calor. Domínio fluido e as interfaces entre o fluido, aletas e o tubo (a), aleta 1 (b) e aleta 2 (c).



Fonte: produzida pelo autor

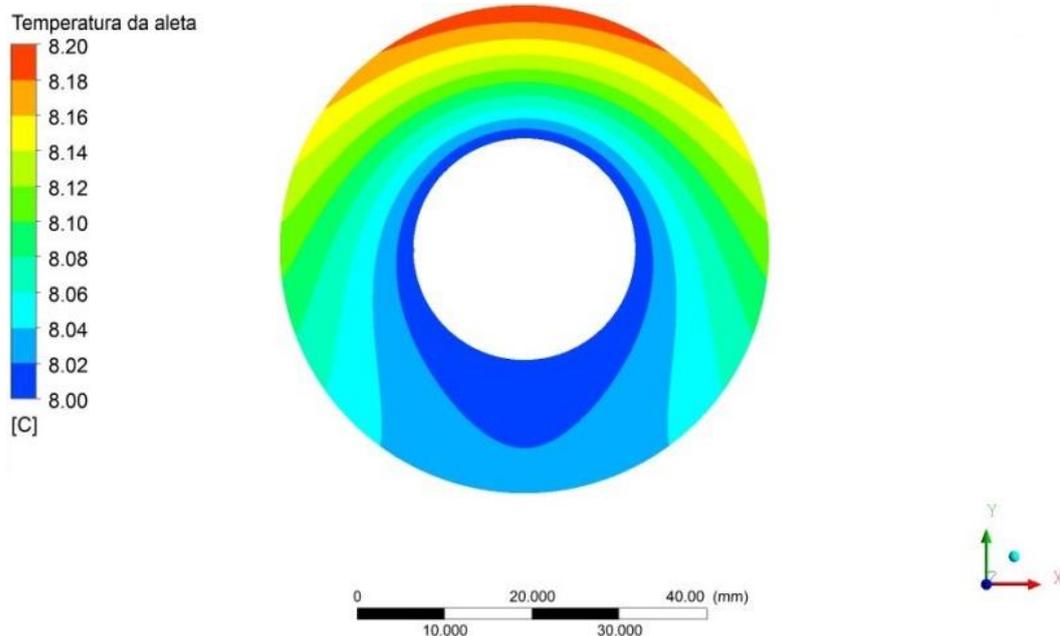
No entanto, as malhas inicialmente utilizadas não corresponderam aos resultados esperados em todas as nove situações dos testes de validação e foi necessário reiniciar o processo de geração de malhas. As malhas que mostraram adequação de resultados apresentam 1124760 nós e 995382 elementos. A nova malha foi dividida em seis partes, tendo sido o fluido dividido em quatro partes e as aletas mantidas da forma inicial de criação. Esses números de nós e elementos ainda estão bem abaixo da média normalmente encontrada com os outros softwares utilizados na geração de malhas, como o Meshing. Com estes valores, as malhas requerem um pouco mais de trabalho computacional que as malhas anteriormente mostradas, mas ainda são processadas e suportadas facilmente pelo computador.

Os testes de validação das simulações realizadas em comparação com os experimentos feitos por Yaghoubi e Mahdavi (2013) retornaram erros dentro do desejado de cerca de 10%, sendo a maioria de menos de 5%. Em complementação aos testes de validação, simulações do tubo sem aletas foram também realizadas para a efetuação dos cálculos numéricos de efetividade. Destes testes, foram avaliados os comportamentos do campo de temperatura, da velocidade do ar que atravessa o volume de controle, a força de empuxo, a densidade, o campo de temperatura na aleta e o fluxo de calor na superfície da aleta.

Na Fig. 5, é mostrado o campo de temperatura da aleta para o caso em que o ar (T_{∞}) está a 33°C e a base da aleta (T_{sup}) em 8°C. O campo de temperatura da aleta mostra que o fluxo de calor entre o ar e as aletas produz um gradiente de temperatura, fazendo com que a

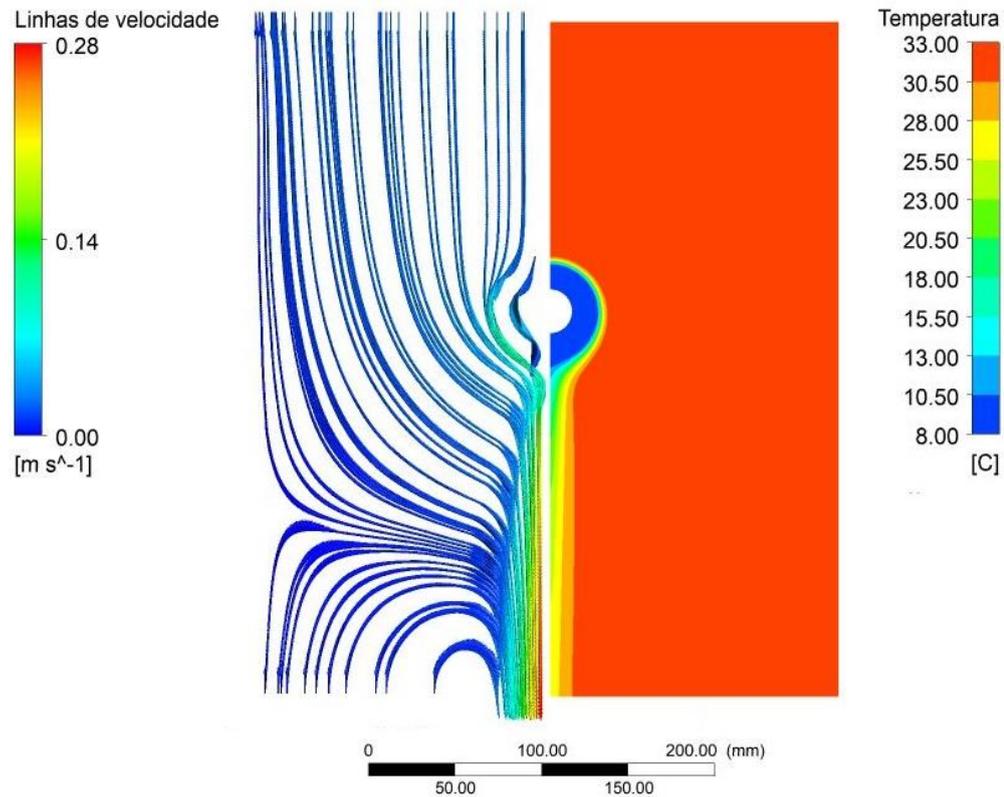
temperatura em sua superfície não seja constante. Em sua base, a temperatura é constante $T_{\text{sup}} = 8^\circ\text{C}$, variando radial e angularmente.

Figura 5. Campo de temperatura na aleta, para o caso em que $T_{\text{sup}} = 8^\circ\text{C}$ e $T_\infty = 33^\circ\text{C}$.



Na Fig. 6, é mostrado o campo de temperatura do domínio fluido e as linhas de velocidade em todos os domínios, situados em um plano médio entre as aletas. Percebe-se que as linhas de velocidade adquirem um sentido preferencial partindo do topo em direção ao fundo do domínio fluido, onde as temperaturas das entradas de ar são 33°C . O ar que circula nas proximidades das superfícies da parede do tubo assume uma temperatura próxima a das superfícies e, por isso, apresenta maior densidade. Essa diferença de densidade dentro do domínio fluido é o que dá origem à força de empuxo.

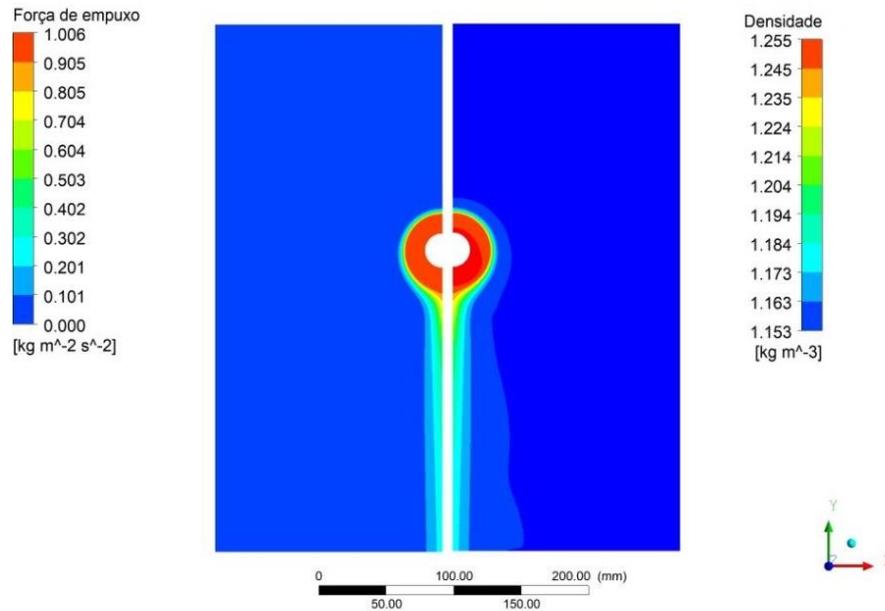
Figura 6. À esquerda, linhas de velocidade do ar e, à direita, campo de temperatura do fluido, para o caso em que $T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$ e $T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$.



Na Fig. 7, é mostrado o campo da força de empuxo e o de densidade em um plano situado na posição média entre as aletas. Incluindo-se a contribuição da força de empuxo aos cálculos, um termo é adicionado à equação do movimento, Eq. (14), baseado na diferença entre a densidade local e a densidade de referência (ρ_{ref}).

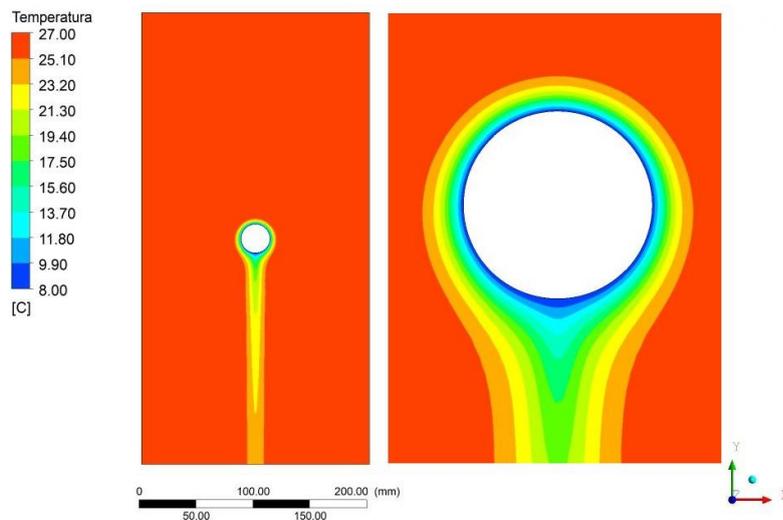
$$S_M = g(\rho - \rho_{ref}) \quad (14)$$

Figura 7. À esquerda, força de empuxo e à direita, densidade, para o caso em que $T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$ e $T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$.



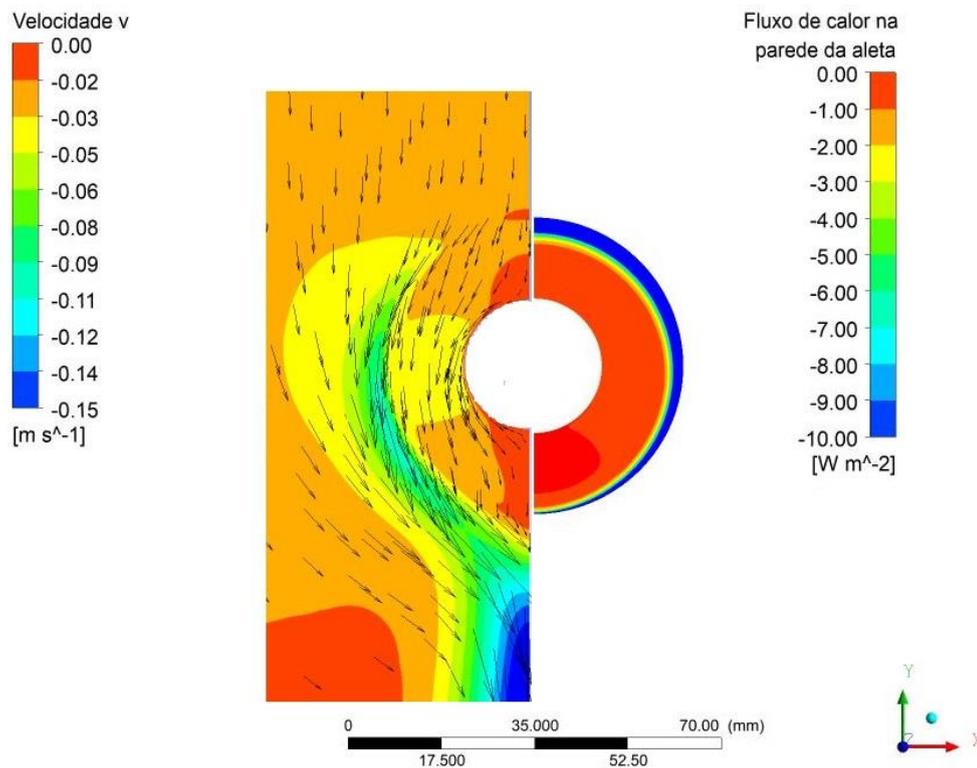
Na Fig. 8, é mostrado o campo de temperatura do fluido em um plano localizado na metade do comprimento do tubo. Percebe-se que o fluido ao passar pelo tubo gera um gradiente de temperatura nas suas proximidades, assim como nas simulações realizadas para o tubo aletado, gerando uma diferença de densidade no fluido de acordo com a proximidade do tubo.

Figura 8. Campo de temperatura no fluido para o caso do tubo sem aletas em que $T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$ e $T_{\infty} = 27^{\circ}\text{C}$.



Na Fig. 9, são mostrados a velocidade v e o fluxo de calor na parede da aleta. Percebe-se que o maior fluxo de calor localiza-se nas bordas da aleta. Analisando o campo de velocidade mostrado na figura, depreende-se que os efeitos da convecção natural não são relevantes, pois a velocidade entra as aletas não é significativa. Nota-se ainda que o fluxo de calor é mais acentuado no topo da aleta, uma vez que a velocidade do ar nessa posição é mais intensa e a temperatura do ar é mais elevada.

Figura 9. À esquerda, velocidade v e à direita, fluxo de calor na parede da aleta, para o caso em que $T_{\text{sup}} = 8^{\circ}\text{C}$ e $T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$.



Para o cálculo da efetividade, faz-se necessário quantificar o coeficiente convectivo de transferência de calor sem a presença das aletas. Tal transferência de calor foi simulada para um tubo desprovido de aletas e com diâmetro externo de 25,4mm e comprimento de 100mm. As dimensões do domínio fluido simulado H e L foram 400mm e 200mm, respectivamente. As condições de contorno do tubo aletado foram repetidas para o tubo sem aletas. A Tab. (2) mostra os resultados obtidos para o número de Nusselt numérico (Nu_1), obtido através das Eq. (15) e (16), comparado com os valores analíticos calculado através da correlação de Churchill e Chu (1975) - Nu_2 e Morgan (1975) - Nu_3 . Comparando-se os resultados, percebe-se que o erro percentual máximo está dentro do aceitável, em torno de 10%.

Tabela 2. Número de Nusselt para o tubo sem aletas.

	$T_{\infty} = 22^{\circ}\text{C}$			$T_{\infty} = 27^{\circ}\text{C}$			$T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$		
	Nu_1	Nu_2	Nu_3	Nu_1	Nu_2	Nu_3	Nu_1	Nu_2	Nu_3
$T_w = 8^{\circ}\text{C}$	6,45	5,46	6,05	5,99	5,02	5,52	5,55	4,60	5,01
$T_w = 12^{\circ}\text{C}$	6,67	5,88	6,45	6,30	5,53	6,03	5,98	5,23	5,69
$T_w = 15^{\circ}\text{C}$	6,97	6,28	6,83	6,66	6,00	6,49	6,41	5,77	6,22

$$Nu = \frac{h D_f}{k_{ar}} \quad (15)$$

$$h = \frac{q}{A(T_{\infty} - T_{sup})} \quad (16)$$

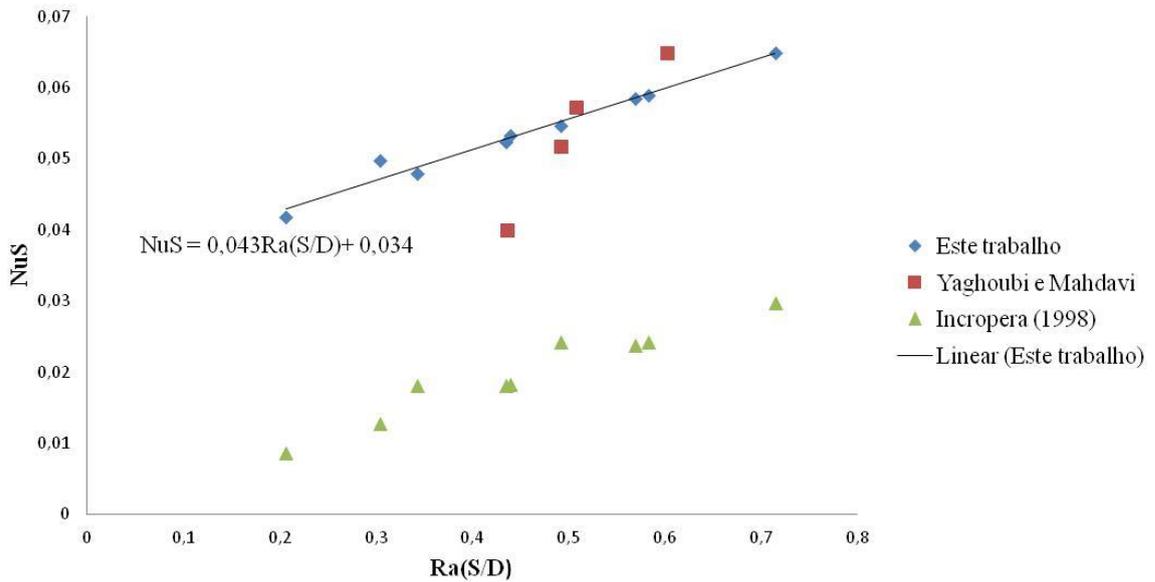
onde h é o coeficiente convectivo de transferência de calor, A é a área de troca de calor do tubo, k_{ar} é o coeficiente difusividade térmica do ar, considerada constante, e o q representa o fluxo de calor entre o tubo e o ar, obtido numericamente através de simulação.

Os valores do coeficiente convectivo de transferência de calor do tubo aletado (h_1) estão dispostos na Tab. (3), obtido numericamente, assim como o valor experimental (h_2) obtido por Yaghoubi e Mahdavi (2013). Os valores de h_1 foram obtidos através da Eq. (16), onde A torna-se a soma da área das superfícies do tubo e das aletas. Na Fig. 10, os valores do número de Nusselt (Nu_S) foram calculados através da Eq. (15), sendo o comprimento característico o espaçamento entre as aletas S . Os valores mostrados foram comparados entre os resultados obtidos através da simulações do tubo aletado, os resultados experimentais de Yaghoubi e Mahdavi (2013) e a aproximação das aletas por um canal formado duas placas paralelas dada pela Eq. (18), Incropera (2008), que são simetricamente aquecidas com uma distância entre placas S e com comprimento D_f .

Tabela 3. Coeficiente convectivo de transferência de calor para o tubo aletado.

	$T_{\infty} = 22^{\circ}\text{C}$		$T_{\infty} = 27^{\circ}\text{C}$		$T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$	
	h_1	h_2	h_1	h_2	h_1	h_2
$T_w = 8^{\circ}\text{C}$	0,68	0,71	0,63	0,69	0,54	0,61
$T_w = 12^{\circ}\text{C}$	0,75	0,74	0,67	0,68	0,62	0,65
$T_w = 15^{\circ}\text{C}$	0,84	0,80	0,77	0,73	0,71	0,70

Figura 10. Números de Nusselt comparados entre os resultados deste trabalho, os experimentais de Yaghoubi e Mahdvi (2013) e a aproximação para um canal formado por duas placas paralelas.



$$Ra_S = \frac{g\beta(T_{\infty} - T_{sup})S^3}{\nu\alpha} \quad (17)$$

$$Nu_S = \frac{Ra_S(S/L)}{24} \quad (18)$$

Os resultados acima mostrados evidenciam a boa adequação das simulações com o trabalho experimental realizado por Yaghoubi e Mahdavi (2013), tanto para o coeficiente convectivo de transferência de calor quanto para o Número de Nusselt. Quando os valores de

Nusselt são comparados com aqueles obtidos através da Eq. (18), percebe-se que não existe compatibilidade entre esses resultados. Isso acontece devido à diferença entre as geometrias dos dois canais. Ainda na Fig. 10, uma linha de tendência para o comportamento dos resultados das simulações foi gerada, destacando a linearidade do comportamento de tais resultados, mostrada na Eq. (19).

$$Nu_S = 0,043Ra \left(\frac{S}{D} \right) + 0,034 \quad (19)$$

Nas Tab. 4, 5, 6 e 7, os coeficientes convectivos de transferência de calor e o fluxo de calor por área para cada diâmetro são mostrados nas suas nove configurações de diferença de temperatura entre ambiente e superfície do tubo. Observa-se que o aumento do diâmetro promove um aumento no fluxo de calor transferido pelas aletas. Além disso, o coeficiente convectivo de transferência de calor diminui significativamente com cada mudança de configuração. Estatisticamente, o aumento do fluxo de calor para cada uma das nove configurações de diferença de temperatura entre o ambiente ea superfície do tubo está entre 37 e 48% ao mudar D_f de 56 a 80 mm e entre 20 e 27% ao mudar D_f de 80 para 100 milímetros. O aumento geral do fluxo de calor ao mudar D_f de 56 a 100 mm atinge um nível entre 70 e 89%. Nas Tab. 4 e 5, os coeficientes convectivos de transferência de calor são especificados em W/m^2C . Na Tab. 4, o subíndice de h indica o diâmetro da aleta. Nas Tab. 6 e 7, o fluxo de calor por área é especificado em W/m^2 . O coeficiente convectivo de transferência de calor foi calculado através da Eq. (16), onde A é a soma da área de troca de calor das superfícies de tubo e aleta.

Tabela 4. Comparação do coeficiente convectivo de transferência de calor para os três diferentes diâmetros das aletas (D_f)

	$T_{sup} = 8^{\circ}C$			$T_{sup} = 12^{\circ}C$			$T_{sup} = 15^{\circ}C$		
	h_{56}	h_{80}	h_{100}	h_{56}	h_{80}	h_{100}	h_{56}	h_{80}	h_{100}
$T_{\infty} = 22^{\circ}C$	0.68	0.43	0.33	0.63	0.39	0.30	0.54	0.33	0.25
$T_{\infty} = 27^{\circ}C$	0.75	0.48	0.38	0.67	0.43	0.33	0.62	0.39	0.30
$T_{\infty} = 33^{\circ}C$	0.84	0.56	0.44	0.77	0.50	0.39	0.71	0.46	0.36

Tabela 5. Coeficiente convectivo de fluxo de calor do tubo sem aletas (d_i)

	$T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$	$T_{sup} = 12^{\circ}\text{C}$	$T_{sup} = 15^{\circ}\text{C}$
$T_{\infty} = 22^{\circ}\text{C}$	6.43	6.01	5.61
$T_{\infty} = 27^{\circ}\text{C}$	6.72	6.38	6.08
$T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$	7.08	6.81	6.58

Tabela 6. Comparação do fluxo de calor por área para os três diâmetros diferentes das aletas (D_f)

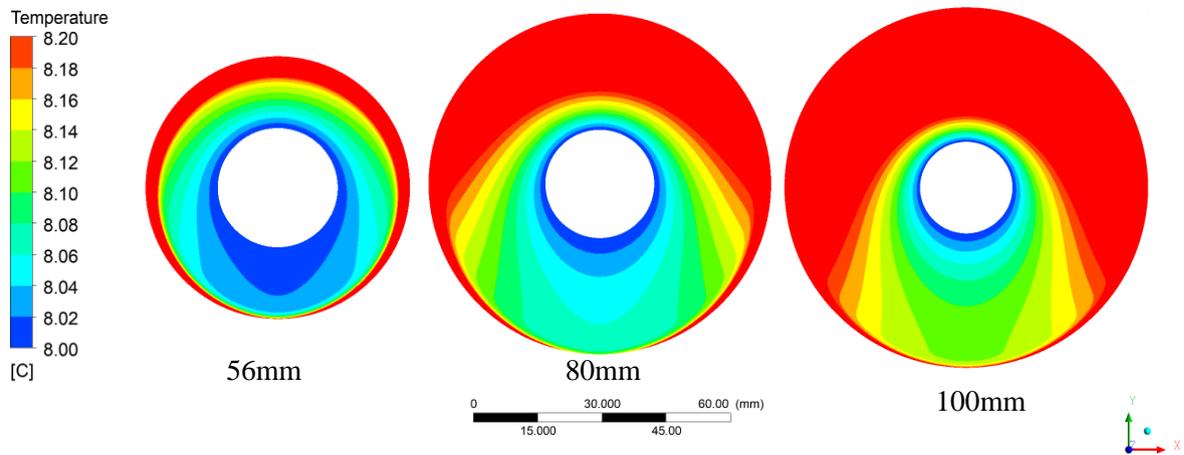
	$T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$			$T_{sup} = 12^{\circ}\text{C}$			$T_{sup} = 15^{\circ}\text{C}$		
	$(q/A)_{56}$	$(q/A)_{80}$	$(q/A)_{100}$	$(q/A)_{56}$	$(q/A)_{80}$	$(q/A)_{100}$	$(q/A)_{56}$	$(q/A)_{80}$	$(q/A)_{100}$
$T_{\infty} = 22^{\circ}\text{C}$	9.20	5.85	4.50	5.80	3.61	2.73	3.64	2.23	1.67
$T_{\infty} = 27^{\circ}\text{C}$	13.85	8.94	7.00	9.84	6.28	4.83	7.22	4.52	3.45
$T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$	20.45	13.54	10.66	15.68	10.21	7.97	12.50	8.02	6.23

Tabela 7. Fluxo de calor por área do tubo sem aletas (d_i)

	$T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$	$T_{sup} = 12^{\circ}\text{C}$	$T_{sup} = 15^{\circ}\text{C}$
$T_{\infty} = 22^{\circ}\text{C}$	90.07	60.10	39.28
$T_{\infty} = 27^{\circ}\text{C}$	127.64	95.72	73.00
$T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$	177.12	142.99	118.44

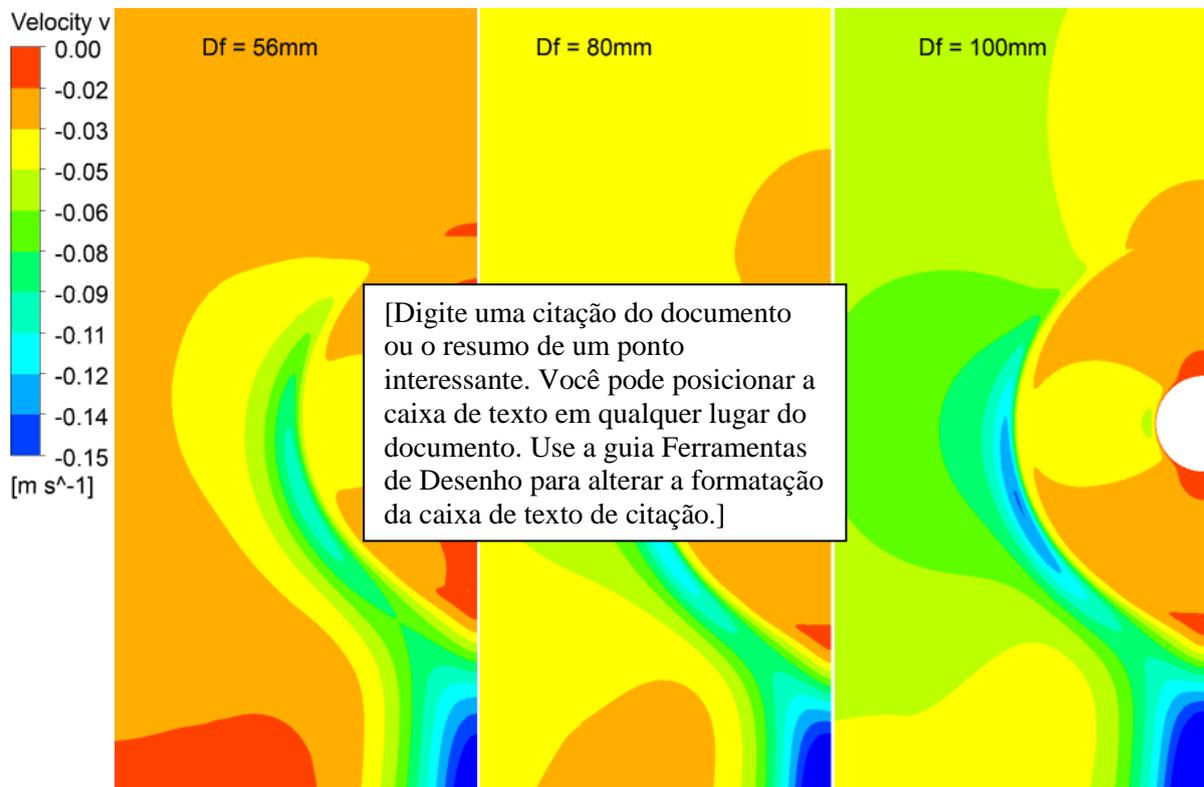
Na Fig. 11, o campo de temperatura da aleta é mostrado para o caso em que o ar (T_{∞}) está a 33°C e a superfície do tubo e da aleta (T_{sup}) a 8°C . O campo de temperatura da aleta mostra que o fluxo de calor entre o ar e as aletas produz um gradiente de temperatura, de modo que a temperatura na sua superfície não é perfeitamente constante. No entanto, é possível considerar a temperatura da superfície constante em $T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$, devido à baixa variação. Essa flutuação ocorre em virtude da variação radial e angular da temperatura sobre a aleta. Com isso, percebe-se que o aumento de D_f promove um aumento da temperatura ao longo do comprimento da aleta.

Figura 11. Campo de temperatura da aleta, para o caso em que $T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$ e $T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$.



Na Fig. 12, o campo de velocidade v é mostrado para o caso em que o ar (T_{∞}) está a 33°C e a superfície do tubo e da aleta (T_{sup}) a 8°C . Observa-se que, em toda a extensão dos domínios, a velocidade do ar devido à ventilação natural é muito baixa. Além disso, observa-se que, na região em que a transferência de calor entre as aletas e o ar realmente ocorre, a velocidade é ainda menor do que nas regiões mais distantes das aletas. Concentrando-se em valores inferiores a $0,05$ m/s.

Figura 12. Campo de velocidade v , para o caso em que $T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$ e $T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$.



A efetividade da aleta, Eq. (20), é definida pela razão entre a taxa de transferência de calor da aleta e a taxa de transferência de calor que existiria sem a aleta. Na Tab. (8), (9) e (10) encontram-se os valores da efetividade calculada numericamente (ϵ_{fn}) através dos resultados das simulações e analiticamente (ϵ_{fa}). A Eq. (21) é a solução analítica para o caso da aleta com área de seção reta não uniforme, sendo a temperatura na base especificada e a extremidade suposta adiabática.

$$\epsilon_f = \frac{q_a}{h A_{tr,b} (T_\infty - T_{sup})} \quad (20)$$

$$q_a = 2\pi k r_1 t (T_\infty - T_{sup}) m \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{K_0(mr_1)I_1(mr_{2c}) + I_0(mr_1)K_1(mr_{2c})} \quad (21)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_l}{kt}} \quad (22)$$

onde q_a é o calor transferido através da aleta, determinado analiticamente e através dos resultados das simulações, e $A_{tr,b}$ é a área transversal da base da aleta. O h utilizado na Eq. (20) deve ser o h do tubo sem aleta e o h_l é obtido através das simulações do tubo aletado, Tab. (3). Os termos K_0 e I_0 são as funções modificadas de Bessel de ordem zero, de primeira e segunda espécie, Incropera (2008). Os termos K_1 e I_1 são as funções modificadas de Bessel de primeira ordem, de primeira e segunda espécie, Incropera (2008). k é o coeficiente de difusividade térmica do material da aleta. As diferenças entre os resultados das efetividades numérica e analítica, Tab. (4), apresentaram diferenças dentro do esperado, em torno dos 10%.

Tabela 8. Efetividade da aleta para $D_f = 56$ mm, calculada numericamente através dos resultados das simulações e analiticamente através de correlações.

	$T_{sup} = 8^\circ\text{C}$		$T_{sup} = 12^\circ\text{C}$		$T_{sup} = 15^\circ\text{C}$	
	ϵ_{fn}	ϵ_{fa}	ϵ_{fn}	ϵ_{fa}	ϵ_{fn}	ϵ_{fa}
$T_\infty = 22^\circ\text{C}$	27.21	27.58	27.33	28.21	24.76	26.14
$T_\infty = 27^\circ\text{C}$	28.85	28.35	27.36	27.14	26.34	26.37
$T_\infty = 33^\circ\text{C}$	30.68	29.74	29.16	28.43	28.09	27.53

Tabela 9. Efetividade da aleta para $D_f = 80$ mm, calculada numericamente através dos resultados das simulações e analiticamente através de correlações.

	$T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$		$T_{sup} = 12^{\circ}\text{C}$		$T_{sup} = 15^{\circ}\text{C}$	
	ϵ_{fn}	ϵ_{fa}	ϵ_{fn}	ϵ_{fa}	ϵ_{fn}	ϵ_{fa}
$T_{\infty} = 22^{\circ}\text{C}$	38.80	40.16	38.19	40.25	34.08	36.77
$T_{\infty} = 27^{\circ}\text{C}$	41.80	41.90	39.16	39.66	37.06	37.89
$T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$	45.61	45.06	42.64	42.40	40.43	40.44

Tabela 10. Efetividade da aleta para $D_f = 100$ mm, calculada numericamente através dos resultados das simulações e analiticamente através de correlações.

	$T_{sup} = 8^{\circ}\text{C}$		$T_{sup} = 12^{\circ}\text{C}$		$T_{sup} = 15^{\circ}\text{C}$	
	ϵ_{fn}	ϵ_{fa}	ϵ_{fn}	ϵ_{fa}	ϵ_{fn}	ϵ_{fa}
$T_{\infty} = 22^{\circ}\text{C}$	48.09	49.93	46.51	49.21	40.85	44.49
$T_{\infty} = 27^{\circ}\text{C}$	52.74	53.00	48.54	49.32	45.50	46.70
$T_{\infty} = 33^{\circ}\text{C}$	57.86	57.25	53.62	53.44	50.61	50.76

5. CONCLUSÃO

A incerteza associada às malhas calculadas pelo método RE foi suficientemente pequena, inferior a 1%. Os resultados obtidos com as simulações mostraram boa concordância com a análise da convecção natural em tubos com aletas e, por isso, que o tratamento numérico através de simulações é uma boa ferramenta para prever o comportamento físico neste caso.

Os resultados mostraram que, para a situação em que o espaçamento das aletas corresponde a 2mm, a transferência de calor é de baixa intensidade. Sabendo que, para qualquer projeto racionalmente dimensionado, os resultados de efetividade devem ser os mais altos possíveis, nota-se que o uso de aletas para esta aplicação é vantajoso, mesmo que a intensidade da transferência de calor seja baixa para a configuração onde $S = 2\text{mm}$, pois $\epsilon_f > 2$. A baixa intensidade da transferência de calor deve-se à baixa velocidade do ar, característica da convecção natural. No entanto, percebe-se que na região entre as aletas a velocidade é ainda menor, muito próximo de zero. Isso implica que a troca de calor para $S = 2\text{mm}$ ocorre mais por condução do que por convecção, onde o ar atua como um condutor

térmico.

A temperatura na base da aleta foi considerada constante e o comportamento do seu campo de temperatura revela que a sua variação ocorre radialmente e angularmente. As flutuações de temperatura na aleta não são elevadas e, como resultado, a aleta pode ser considerada como uma superfície isotérmica. Esta baixa variação de temperatura ocorre devido ao material considerado na análise, alumínio puro, que apresenta um coeficiente de difusividade térmica da ordem de 237 W/mK.

O coeficiente convectivo de transferência de calor depende fortemente da forma da aleta, uma vez que esta é a forma que é usada para escolher as correlações a serem utilizadas nos cálculos analíticos. Essas correlações que contemplam aproximações de geometria atribuem incertezas ao processo de cálculo, afastando os resultados analíticos dos resultados numéricos.

O aumento no diâmetro da aleta provoca a redução do coeficiente convectivo de transferência de calor e aumenta o fluxo de calor entre as aletas e o ar, como esperado. No entanto, através da análise estatística do aumento do fluxo de calor com o aumento do diâmetro da aleta, observa-se que este aumento nem sempre ocorre na mesma proporção. Quanto maior o diâmetro da aleta, menor é o aumento do fluxo de calor entre a configuração anterior e a próxima. Isso pressupõe que há um tamanho limite para o diâmetro da aleta, a partir do qual não há mais aumento no fluxo de calor entre o ar e a aleta. A efetividade da aleta em relação ao aumento do diâmetro da aleta segue o mesmo padrão do fluxo de calor.

6. REFERÊNCIAS

- [1] ASME, 2008. "Procedure for Estimation and Reporting of Discretization Error in CFD Applications". 02 de setembro de 2017. <<http://fluidsengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1434171>>.
- [2] Chen, H. e Hsu, W., 2007. "Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular-finned tube heat exchangers in natural convection for various fin spacings". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, p. 1750- 1761.
- [3] Churchill, S.W. e Chu, H.H.S., 1975. "Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from Horizontal Cylinder". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 18, p. 1049-1053.

- [4] Incropera, F. P. e DeWitt, D. P., 2008. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. LTC, Rio de Janeiro, 6^a edição.
- [5] Hahne, E. e Zhu, D., 1994. "Natural convection heat transfer on finned tubes in air". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 37, p. 59-63.
- [6] Kayansayan, N. e Karabacak, R., 1992. "Natural convection heat transfer coefficients for a horizontal cylinder with vertically attached circular fins". *Heat Recovery Systems & CHP*, vol. 12, p. 457-468.
- [7] Kumar, et. al., 2016. "3D CFD simulations of air cooled condenser-II: Natural draft around a single finned tube kept in a small chimney". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 92, p. 507-522.
- [8] Kumar, et. al., 2016. "3D numerical study of the effect of eccentricity on heat transfer characteristics over horizontal cylinder fitted with annular fins". *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 108, p. 28-39.
- [9] Nascimento, R. C. A e Souza, S. I. S. "Análise numérica da transferência de calor por convecção natural em tubos aletados refrigerados a ar". Nos anais do 9^o Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás – 9^o PDPETRO. Maceió, AL, Brasil.
- [10] Nascimento, R. C. A e Souza, S. I. S. "Numerical analysis of natural convection heat transfer on air-cooled finned tubes". Nos anais do 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering – COBEM2017. Curitiba, PR, Brasil.
- [11] Senapati et al., 2016. "Numerical investigation of natural convection heat transfer over annular finned horizontal cylinder". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 96, p. 330-345.
- [12] Souza, S. I. S. e Bessa, K. L., 2016. "Numerical Simulation of Natural Convection Heat Transfer in Circular Fins". Nos anais do 16th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering - ENCIT2016. Vitória, ES, Brasil.
- [13] Yaghoubi, M. e Mahdavi, M., 2013. "An investigation of natural convection heat transfer from a horizontal cooled finned tube". *Experimental Heat Transfer*, vol. 26, p. 343-359.

