


ESTUDO NUMÉRICO DA INFLUÊNCIA DA PONTA E DO ESPAÇAMENTO DAS ALETAS NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TUBO DE ALETAS ANULARES

NUMERICAL STUDY OF THE INFLUENCE OF THE TIP AND FIN SPACING ON THE HEAT TRANSFER IN ANNULAR-FINNED TUBE

Jonatha Wallace da Silva Araújo¹ 

Sandi Itamar Schafer de Souza² 

Lucas Eduardo Ferreira de Souza³ 

Resumo: Neste trabalho, técnicas de simulação numérica foram utilizadas como ferramenta de investigação do efeito da ponta das aletas e do espaçamento (S) entre elas na transferência de calor convectiva de um tubo horizontal com aletas anulares. Três situações distintas foram avaliadas. Variou-se o espaçamento entre as aletas em 5 mm, 10 mm e 20 mm. Um modelo geométrico com dois domínios computacionais foi desenvolvido. Um domínio fluido, empregando o ar como fluido de trabalho e outro domínio sólido, composto por um tubo de aço aletado, no qual se manteve a temperatura fixa na base das aletas. Na geração do modelo computacional, discretização e solução das equações governantes utilizou-se o código comercial ANSYS-CFX. Resultados para os campos de temperatura nas aletas e as taxas de transferência de calor, número de Nusselt e Coeficiente de transferência de calor convectivo são apresentados. Comparações com resultados experimentais, solução analítica, teste de convergência de malha também foram realizados. Os resultados mostraram que o espaçamento entre as aletas influencia significativamente o processo de transferência de calor. Observou-se que a taxa de transferência de calor na ponta tem um leve aumento com a diminuição do espaçamento.

Palavras-chave: Transferência de Calor. Tubo Aletado. Simulação Numérica.

Abstract: In this work, numerical simulation techniques were used to investigate the effect of the fins tip and the spacing (S) between them in the convective heat transfer of a horizontal tube with annular fins. Three different situations were analyzed. The spacing between the fins was varied by 5 mm, 10 mm and 20 mm. A geometric model with two computational domains was developed. One fluid domain, using air as a working fluid and another solid domain composed of a finned steel tube with fixed temperature at the base of the fins. The commercial code ANSYS-CFX was used to create the computational domain, discretization and solution of the governing equations. Results for the temperature fields in the fins and the heat transfer rates, Nusselt number and Convective heat transfer coefficient are presented. Comparisons with experimental results, analytical solution, and mesh convergence test were also performed. The results showed that the spacing between the fins significantly influences the heat transfer process. It was observed that the heat transfer rate at the tip has a slight increase with decreasing spacing.

Keywords: Heat Transfer. Finned Tube. Numerical Simulation.

¹M.Sc, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, jonatha@ufrn.edu.br

²D.Sc, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, sandi@ufrnet.br

³B.Sc, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, lucaseduardo@ufrn.edu.br

1 INTRODUÇÃO

Na transferência de calor, equipamentos denominados trocadores de calor são utilizados para troca de energia entre fluidos. A fim de melhorar o desempenho térmico bem como buscar uma redução nas dimensões gerais de tais equipamentos, aletas são utilizadas (BHUYAN *et al.*, 2013). As aletas geralmente são fabricadas em material metálico, em virtude da alta condutividade térmica desses materiais. É possível identificar a presença delas em diversos equipamentos e setores industriais e do cotidiano, tais como sistema de ar condicionado, refrigeração de sistemas eletrônicos, radiadores automotivos, dentre outras aplicações que envolvem troca térmica. Os trocadores de calor normalmente são compactos e com uma matriz densa de tubos aletados (INCROPERA *et al.*, 2015).

O desenvolvimento de pesquisa experimental nessa área apresenta um custo elevado, pois se faz necessário a construção de modelos reais para cada situação analisada além da demanda por dispositivos e instrumentos de mensuração das variáveis envolvidas (termopares e dispositivos de aquisição de dados). Diante desse cenário, a simulação numérica apresenta-se como ferramenta alternativa no estudo dos fenômenos de transferência de calor e mecânica dos fluidos em geral. Os modelos computacionais permitem a realização de experimentos de forma flexível e realística, sendo possível a adaptação a diversas condições físicas e geométricas. A Dinâmica dos Fluidos Computacional fornece recursos necessários para análise e teste de produtos de modo a conduzir a concepção de um projeto ideal ou otimizado (YAICI *et al.*, 2014).

O objetivo deste trabalho é analisar a influência do espaçamento entre aletas bem como o efeito da ponta nas taxas de transferência de calor de um sistema tubo aletado, usando a condição de temperatura prescrita na base das aletas. Um modelo geométrico composto por dois domínios (fluido e sólido) foi construído. No domínio fluido utilizou-se ar como fluido de trabalho. O domínio sólido foi configurado como aço estrutural para o conjunto tubo e aletas. Empregou-se o código comercial em (CFD) ANSYS-CFX.

As equações governantes do problema foram discretizadas pelo método dos volumes finitos. No tratamento dos termos convectivos utilizou-se o esquema *upwind*. Para o acoplamento pressão-velocidade utilizou-se o algoritmo de Rhie-Chow padrão do ANSYS-CFX. O critério de convergência adotado foi o de um desvio quadrático médio (RMS) de 10^{-6} para todas as variáveis calculadas.

2 SUPERFÍCIE ESTENDIDA (ALETA)

Segundo Incropera *et al.* (2015), aleta consiste na extensão geométrica de uma superfície e tem como principal função aumentar a região de transmissão de calor para assim intensificar o processo de transferência de energia, seja para aquecimento ou resfriamento. A Eq. (1) fornece a expressão para quantificação da taxa de transferência de calor por convecção de uma superfície. Mantendo-se a diferença de temperatura constante, verifica-se através da Eq. (1) que uma das formas de intensificar a taxa de transferência de calor de uma superfície seria aumentando o valor da área de troca A , tal situação justifica o uso de aletas em uma aplicação de transferência de calor.

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (1)$$

onde q representa a taxa de transferência de calor por convecção de uma superfície de área A e T_s e T_∞ representam respectivamente a temperatura da superfície e a temperatura da vizinhança.

A equação de conservação de energia aplicada a um elemento de volume infinitesimal de uma aleta de seção transversal não uniforme é mostrada na Eq. (2). (INCROPERA *et al.*, 2015). A solução dessa equação diferencial fornece o campo de temperaturas na aleta e conseqüentemente a taxa de transferência de calor associada. Em geral, na solução analítica dessa equação são aplicadas fortes condições simplificadoras, associadas em sua maioria ao desconhecimento do coeficiente convectivo e das geometrias envolvidas. Em contraste a isso, utilizar uma ferramenta de simulação computacional pode trazer soluções mais robustas, haja vista a pouca utilização de hipóteses

simplificadoras no equacionamento, não necessidade do conhecimento prévio do coeficiente convectivo, nem limitações quanto à forma geométrica das aletas.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} - \frac{2h}{k\delta} (T - T_\infty) = 0 \quad (2)$$

onde r representa a coordenada radial da aleta, h o coeficiente convectivo da superfície, k condutividade térmica do material e δ a espessura da aleta.

3 EQUAÇÕES GOVERNANTES

Nas simulações realizadas considerou-se escoamento laminar em regime estacionário. Bill e Geghart (1974) realizaram investigação experimental da convecção natural, e nesse estudo eles verificaram que para valores de número de Rayleigh (Ra) inferiores a 10^9 e números de Grashof (Gr) da ordem de 10^8 garantiriam o escoamento laminar da pluma de convecção natural. Souza *et al.* (2019) conduziu trabalho de simulação numérica da convecção natural laminar em tubos aletados e seus valores para número de Rayleigh (Ra) e número de Grashof (Gr) também respeitaram os limites de 10^9 e 10^8 respectivamente.

Na modelagem do escoamento de ar no domínio fluido utilizaram-se as Eqs. (3), (4) e (5), respectivamente, equação da conservação da massa, equação de Navier-Stokes e equação da conservação da energia. No domínio sólido resolveu-se a equação apenas da condução de calor, Eq. (6). O critério de convergência adotado foi um desvio quadrático médio (RMS) de 10^{-6} para todas as variáveis (velocidades, temperatura e pressão).

$$\frac{\partial(\rho U_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + S_M \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho U_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{k_f}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = 0 \quad (6)$$

onde ρ consiste na a massa específica do fluido, μ a viscosidade dinâmica constante, x coordenada espacial, U vetor velocidade, p pressão, k coeficiente de difusão térmica, S_M termo fonte das equações e c_p calor específico à pressão constante.

Parâmetros adimensionais tais como números de Rayleigh para a configuração de aletas anulares, número de Grashof e número de Nusselt são respectivamente apresentados nas Eqs. (7), (8) e (9). (KREITH et al., 2011).

$$Ra_s = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)S^3}{\nu\alpha} \left(\frac{S}{D} \right) \quad (7)$$

$$Gr_s = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)S^3}{\nu^2} \quad (8)$$

$$Nu_s = \frac{qS}{A(T_s - T_\infty)k} \quad (9)$$

onde S representa o espaçamento entre aletas, D o diâmetro da aleta, g a aceleração gravitacional, β coeficiente de expansão volumétrica térmica, ν viscosidade cinemática e α difusividade térmica.

Uma correlação do número de Nusselt para a superfície lateral de uma aleta anular (KREITH et al., 2011), a qual será utilizada para confirmação final dos resultados é apresentada nas Eqs. (10) a (13).

$$Nu_a = \frac{Ra_s}{12\pi} \left\{ 2 - \exp \left[- \left(\frac{C}{Ra_s} \right)^{3/4} \right] - \exp \left[-B \left(\frac{C}{Ra_s} \right)^{3/4} \right] \right\} \quad (10)$$

em que,

$$B = \frac{0,17}{\xi} + \exp \left[- (4,8 / \xi) \right] \quad (11)$$

$$C = \left\{ \frac{23,7 - 1,1 \left[1 + \left(152 / \xi^2 \right)^{1/2} \right]}{1 + B} \right\}^{4/3} \quad (12)$$

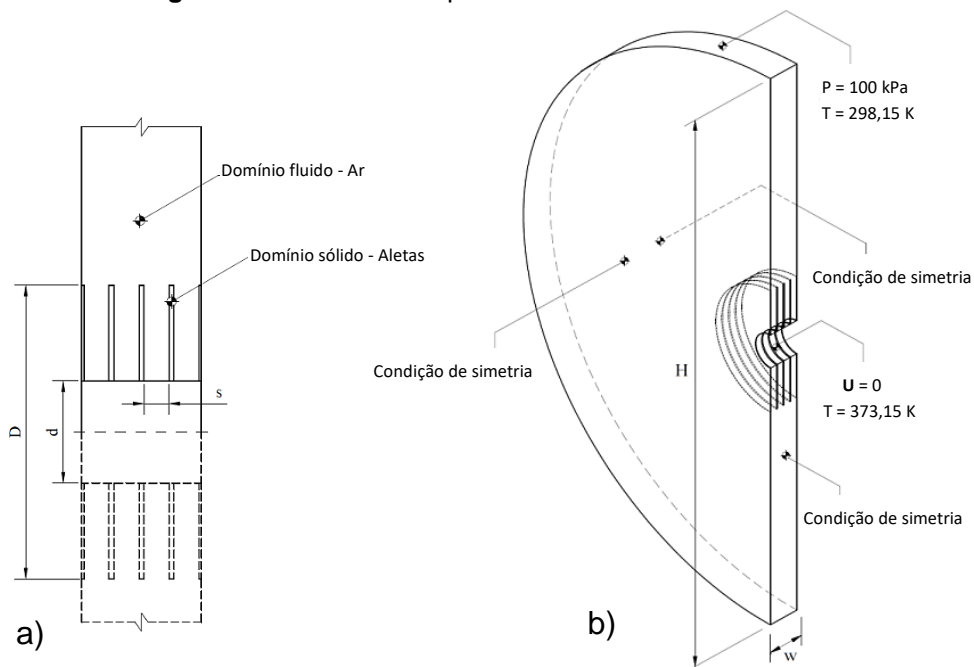
$$\xi = D/d \quad (13)$$

onde C , B e ξ são constantes adimensionais do modelo proposto por Kreith *et al.* (2011) Eq. (10).

4 MODELO COMPUTACIONAL

A Figura 1.a esquematiza o domínio computacional utilizado bem como as condições de contorno empregadas no problema. Utilizou-se a condição de simetria a fim de reduzir o custo computacional, portanto, apenas meio domínio é representado. Na geometria apresentada, D corresponde ao diâmetro da aleta, d diâmetro da base da aleta, S é o espaçamento entre aletas, δ é a espessura da aleta e H e w , respectivamente, a altura e largura do domínio computacional.

Figura 1 – Domínios computacionais utilizados.



Fonte: Autores.

Na Figura 1.b, as condições de contorno empregadas no problema são mostradas. Utilizou-se temperatura prescrita de 100°C (373,15 K) na base da aleta e na superfície do tubo. Definiu-se a condição aberto na superfície de saída do domínio, onde as condições de pressão de 100 kPa e 25 °C (298,15 K) foram admitidas. Condição de simetrias nas superfícies laterais e frontais do domínio foram estabelecidas e por fim definiu-se a interface fluido-sólido entre os domínios do ar e domínio sólido das aletas. Utilizou-se um aço estrutural nas aletas com condutividade térmica de 60,5 W/m.K, densidade de 7854 kg/m³ e calor específico de 434 J/kg.K.

A Tabela 1 apresenta os valores atribuídos a cada dimensão do domínio.

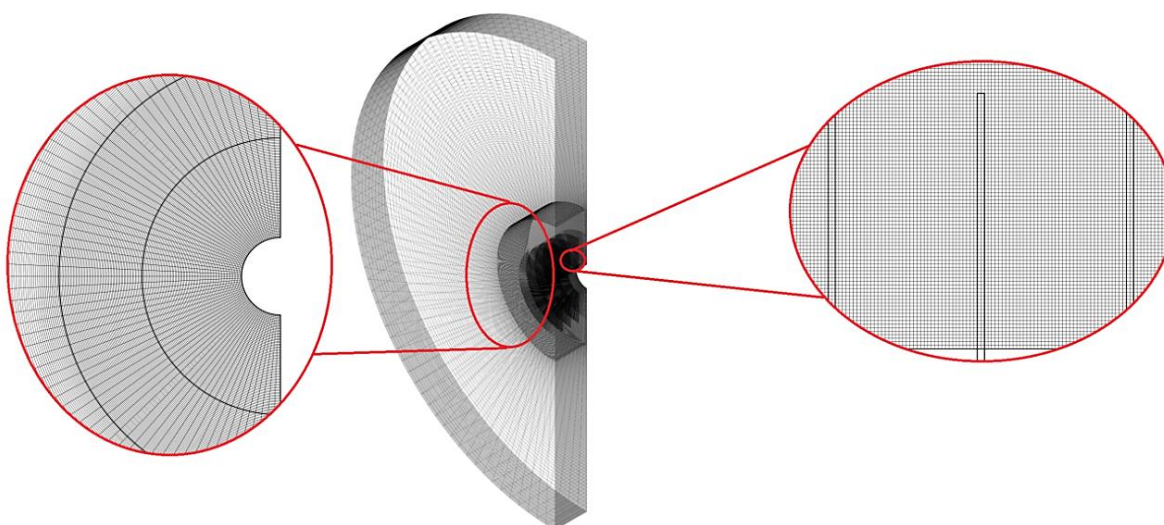
Tabela 1 – Dimensões do Domínio Computacional

| Dimensão | Valor (mm) |
|----------|------------|
| <i>S</i> | 5, 10 e 20 |
| <i>D</i> | 100 |
| <i>d</i> | 28 |
| <i>δ</i> | 1 |
| <i>H</i> | 560 |

Fonte: Autores.

Na Figura 2 é apresentada a discretização do modelo computacional da Figura 1. Optou-se pela utilização de elementos hexaédricos, já que o domínio apresentava alta simetria coaxial entre os elementos geométricos presentes. A mínima ortogonalidade encontrada nos elementos da malha foi de 0,99.

Figura 2 – Malha computacional.



Fonte: Autores.

5 INDEPENDENCIA DE MALHA E VALIDAÇÃO DA SIMULAÇÃO

Na verificação da qualidade da malha utilizou-se o método GCI (*Grid Convergence Index*), (ROACHE, 1998). Três malhas com diferentes refinamentos foram construídas. Definiu-se como variável de controle para o método a temperatura em um ponto de coordenadas fixas. Os valores obtidos para cada condição de espaçamento encontram-se nas Tabelas 2, 3 e 4. A malha de número 2 (refino médio entre as três construídas) foi tomada como referência e o desvio máximo obtido foi de 0,02% (desvios das malhas 1 e 3 em relação a 2) e o GCI máximo em torno de 3,32%, o que em termos de temperatura representou uma variação de 0,1 K. Esse valor obtido indicou que os resultados variaram pouco em relação ao refino de malha aplicado.

Tabela 2 – Dados GCI – S = 5 mm.

| Malha | Nós | T (K) | Desvio | GCI |
|-------|---------|---------|--------|-------|
| 1 | 614805 | 352,394 | 0,01% | 0,19% |
| 2 | 855905 | 352,368 | - | - |
| 3 | 1097005 | 352,410 | 0,01% | 0,40% |

Fonte: Autores.

Tabela 3 – Dados GCI – S = 10 mm.

| Malha | Nós | T (K) | Desvio | GCI |
|-------|---------|---------|--------|-------|
| 1 | 1092165 | 317,993 | 0,02% | 3,32% |
| 2 | 1520465 | 318,072 | - | - |
| 3 | 1948765 | 318,144 | 0,02% | 3,94% |

Fonte: Autores.

Tabela 4 – Dados GCI – S = 20 mm.

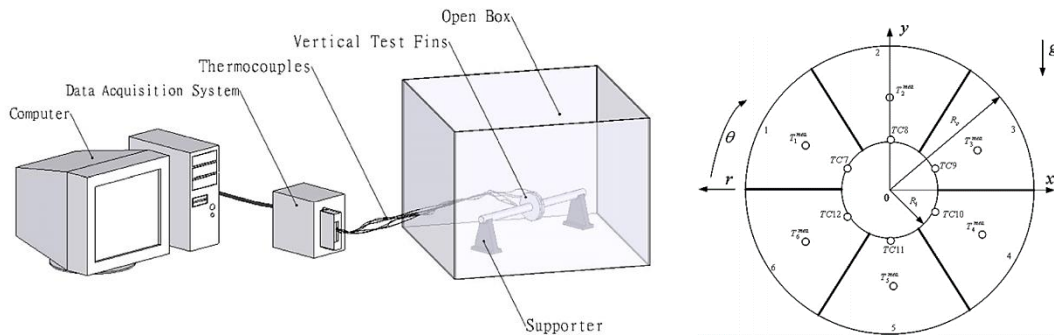
| Malha | Nós | T (K) | Desvio | GCI |
|-------|---------|---------|--------|-------|
| 1 | 2046885 | 313,019 | 0,02% | 0,29% |
| 2 | 2849585 | 313,070 | - | - |
| 3 | 3652285 | 313,096 | 0,01% | 0,19% |

Fonte: Autores.

A fim de validar a capacidade do solver em resolver problemas de convecção natural, reproduziu-se numericamente o experimento realizado por Chen e Hsu (2007). Nesse experimento um conjunto de 3 aletas anulares foi submetido a uma condição de fluxo de calor constante, por meio da introdução de uma resistência elétrica no interior do tubo onde as aletas estavam fixadas. Medidas de temperatura foram verificadas na aleta central, a esquematização do experimento é mostrada na Figura 3.a. Para reprodução do experimento

escolheu-se o caso onde a temperatura da base das aletas era de 300,97 K e temperatura ambiente de 351,95 K, as aletas possuíam um espaçamento de 20 mm, diâmetro de 99 mm e espessura de 1 mm. As medidas de temperatura realizadas no experimento foram feitas nas posições mostradas na Figura 3.b.

Figura 3 – Configuração do experimento.



Fonte: Chen e Hsu (2007).

A Tabela 5 apresenta os dados experimentais das temperaturas (T_e) em cada sub-região da aleta central obtidos por Chen e Hsu (2007) via procedimento experimental bem como os valores encontrados via simulação numérica do presente trabalho T_s .

O máximo desvio relativo encontrado dos resultados foi de 2,61 %, tal imprecisão na reprodução dos resultados experimentais pode ser justificada em termos de imprecisões nas medidas experimentais realizadas via termopar assim como em possíveis limitações associadas a simulação realizada, tais como refinamentos locais de malha ou a presença de condições de contorno simplificadoras quando comparadas ao experimento apresentado.

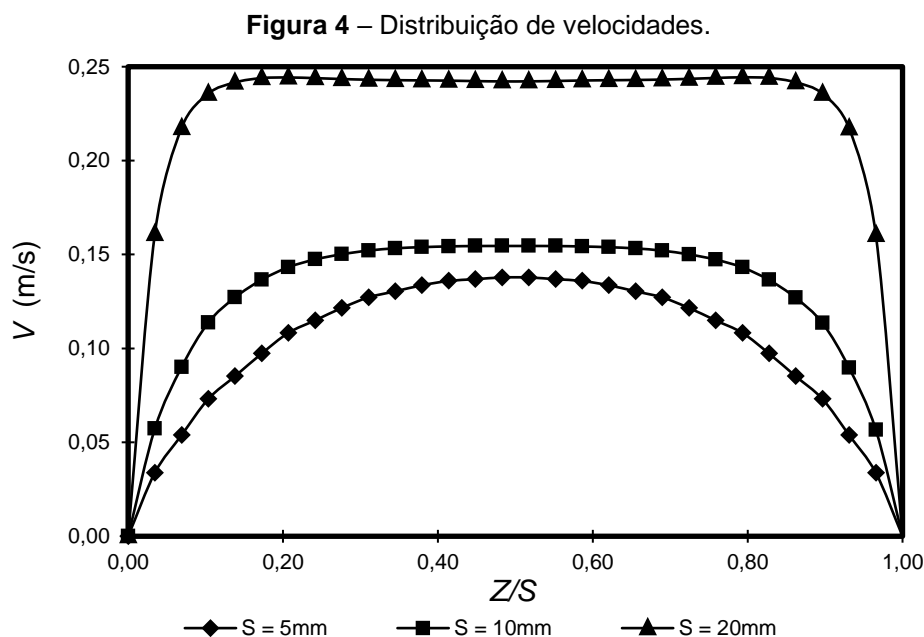
Tabela 5 – Experimental (CHEN e HSU, 2007) e numérico do presente trabalho.

| Nº da divisão | T_s (K) | T_e (K) | Desvio Relativo |
|---------------|-----------|-----------|-----------------|
| 1 | 330,17 | 324,50 | 1,75% |
| 2 | 335,70 | 329,09 | 2,01% |
| 3 | 330,17 | 324,09 | 1,88% |
| 4 | 325,42 | 319,45 | 1,87% |
| 5 | 324,02 | 315,77 | 2,61% |
| 6 | 325,42 | 318,41 | 2,20% |

Fonte: Autores.

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Na Figura 4 são apresentados os perfis de velocidade do ar entre as aletas nas três situações estudadas. As aletas em questão são a aleta central do domínio e a aleta imediatamente à direita dela, tais aletas podem ser visualizadas na Figura 1.a. A abcissa do gráfico apresenta o comprimento adimensional em relação a cada caso analisado. A medição desses perfis foi realizada em uma linha criada a uma distância radial de 32 mm da base das aletas. Analisando-se o gráfico da Figura 4 é possível inferir que com o aumento do espaçamento S entre as aletas, tem-se um aumento da velocidade máxima no perfil o que em termos da transferência de calor implicará no aumento do coeficiente convectivo e conseqüentemente promoverá um aumento da taxa de transmissão de calor nas superfícies das aletas, conforme será verificado na Tabela 7. Com o aumento do espaçamento, tem-se um espaço maior para o fluxo do ar, desse modo, os efeitos convectivos tornam-se mais presentes comparados à situações de confinamento menor entre aletas.

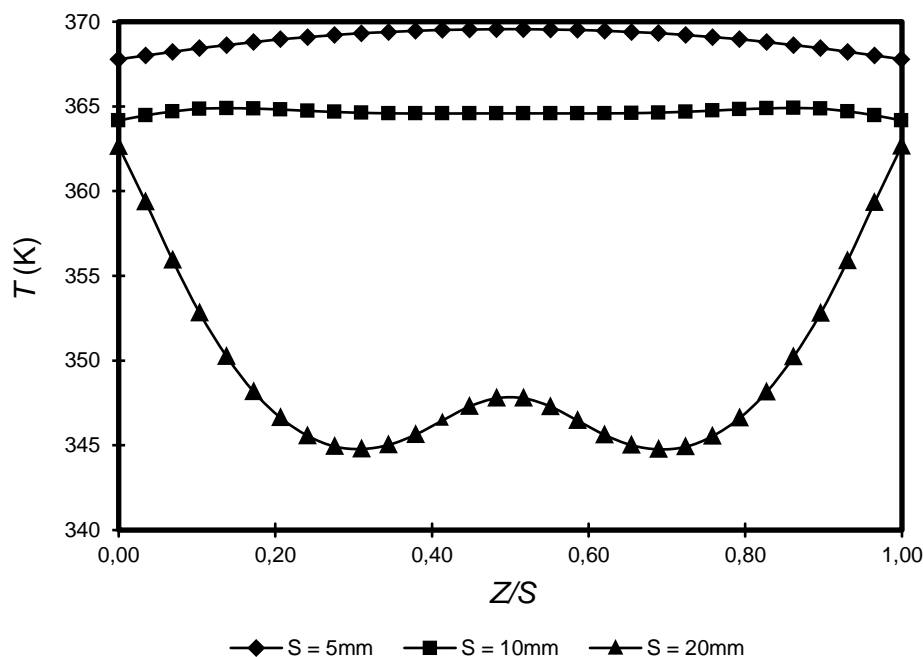


Fonte: Autores.

Na Figura 5 são apresentados os perfis de temperatura avaliados na mesma posição geométrica da Figura 4. Nos casos com espaçamentos $S = 5$ mm e $S = 10$ mm, existe uma pequena variação na distribuição de temperatura

entre as aletas, pois as velocidades do ar nessas posições são próximas, e as mais baixas registradas, conseqüentemente uma menor quantidade de massa atravessa o canal formado pelas aletas. Dessa forma as temperaturas tendem a serem maiores quando comparadas com o caso $S = 20$ mm. Neste último espaçamento, o fluxo de massa de ar movimentando-se é maior e, portanto, as temperaturas encontradas serão as de menor valor. Analisando-se esse fenômeno pode-se inferir que o mecanismo de convecção foi intensificado com o aumento do espaçamento S .

Figura 5 – Distribuição de temperaturas.

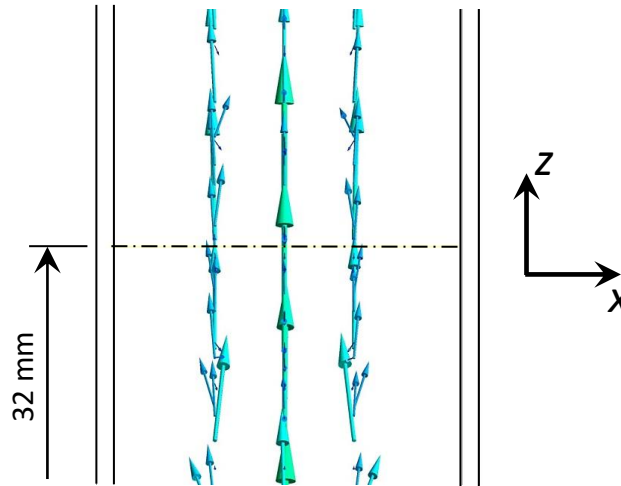


Fonte: Autores.

Alguns vetores do campo de velocidade para a situação $S = 20$ mm bem como a posição geométrica utilizada na medição dos perfis de velocidade e temperatura, Figuras 4 e 5 respectivamente, são mostrados. Analisando-se os vetores dispostos à direita e à esquerda do plano central da imagem é possível identificar uma certa simetria no campo de escoamento além disso também fica evidente o surgimento de componentes de velocidade na direção x enquanto o escoamento na linha central permanece orientado na direção z . Tal fenômeno foi identificado apenas na situação de $S = 20$ mm e se deve justamente ao

espaçamento maior entre as aletas, o qual permite uma maior movimentação do ar quiescente.

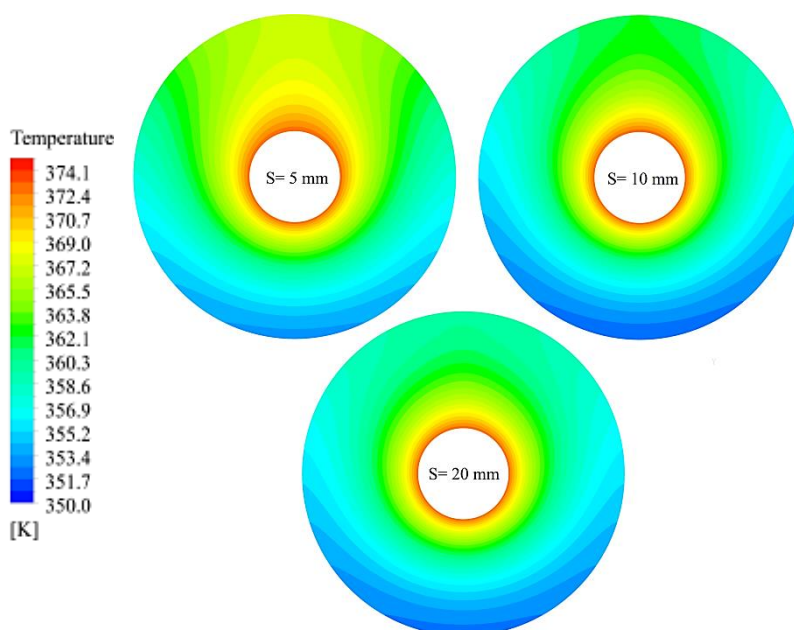
Figura 6 – Vetores velocidade.



Fonte: Autores.

Na Figura 7, O campo de temperatura foi plotado sobre as aletas centrais de cada caso simulado. Na superfície das aletas foi obtida uma variação máxima de temperatura de aproximadamente 24 K. À medida que o espaçamento S aumenta, é observada uma redução nos valores médios de temperatura na superfície, isso devido ao aumento do fluxo de ar entre as aletas, fenômeno que intensifica o processo de transferência de calor.

Figura 7 – Campo de temperaturas na aleta central.



Fonte: Autores.

Na Tabela 6, constam os valores dos parâmetros adimensionais de Rayleigh e de Grashof Eqs.(7) e (8), foi constatado valores abaixo de 10^9 e abaixo de 10^8 , respectivamente, comprovando que a abordagem de escoamento laminar foi satisfatória, conforme Bill e Geghart (1974).

Tabela 6 – Números adimensionais.

| S (mm) | Ra_s | Gr_s |
|---------------|-----------------------|-----------------------|
| 5 | (2,38)10 | (6,89)10 ² |
| 10 | (3,80)10 ² | (5,52)10 ³ |
| 20 | (6,08)10 ³ | (4,41)10 ⁴ |

Fonte: Autores.

Os dados obtidos via simulação são apresentados na Tabela 7. É apresentado o número de Nusselt, obtido pela Eq. (9). O coeficiente convectivo h dos casos, foi obtido pela Eq. (1), utilizando as taxas de transferência de calor obtidas da simulação. Os resultados obtidos mostram que com o aumento do espaçamento existe uma elevação do Nu_S e conseqüentemente uma ampliação do coeficiente h . A título de comparação foi calculado também o número de Nusselt para a lateral da aleta Nu_a , empregando a correlação apresentada por (KREITH et al., 2011) Eq. (10). O desvio relativo entre os valores simulados e

aqueles determinados pela correlação Nu_a está mostrada na última coluna da Tabela 7.

Tabela 7 – Dados obtidos via simulação.

| S (mm) | q_T (W) | q_p (W) | Nu_s | h (W/m² K) | Nu_a | Desvio |
|---------------|-----------------------------|-----------------------------|--------------------------|---|--------------------------|---------------|
| 5 | 2,34 | 0,24 | 0,72 | 4,31 | 0,70 | 6,92 |
| 10 | 3,33 | 0,23 | 2,06 | 6,14 | 2,15 | 11,06 |
| 20 | 3,47 | 0,21 | 4,29 | 6,40 | 4,58 | 12,17 |

Fonte: Autores.

Na Tabela 7 também são mostrados os valores de transferência de calor na aleta central, onde q_T é o calor total que a aleta transfere para o exterior, q_p é o calor na ponta da aleta. Nota-se que com o aumento do espaçamento, houve um aumento na transferência de calor.

O fluxo de calor na ponta da aleta permanece quase constante. À medida que o espaçamento S diminui, a contribuição da ponta da aleta se torna cada vez mais significativa. Isso evidencia o fato de que hipóteses simplificadoras que desprezam o efeito da ponta na convecção natural podem introduzir erros quando se trabalha com pequenos espaçamentos S . Uma justificativa para esse comportamento está relacionada ao aumento do processo convectivo com o aumento do S . Em espaçamentos menores tem-se uma predominância maior dos efeitos difusivos no processo de transferência de calor.

7 CONCLUSÕES

Nesse trabalho, um modelo computacional foi desenvolvido para o estudo numérico da transferência de calor em superfícies aletas. Três casos com diferentes espaçamentos distintos foram analisados, $S = 5$ mm, 10 mm e 20 mm. A partir da análise dos resultados apresentados, foi possível verificar que a ponta da aleta, mesmo pequena quando comparada a superfície lateral da aleta, apresentou influência no processo de transferência de calor, tal influência foi mais significativa nas situações de menores espaçamentos entre aletas, esse efeito pode ser justificado em virtude da predominância dos efeitos difusivos, haja vista que a movimentação do ar estava muito limitada nessas situações.

Quanto ao espaçamento, percebeu-se um aumento na taxa de transferência de calor à medida que ele foi aumentado. Um comparativo entre a taxa de transferência de calor liberada na situação de maior espaçamento ($S = 20$ mm) é a de menor espaçamento ($S = 5$ mm), revelou um aumento de aproximadamente 50% na transmissão de calor, o que é justificado pelo aumento do processo convectivo, já que as velocidades do ar vão atingir valores maiores o que vai ser representado no aumento número de Nusselt e consequentemente no aumento coeficiente convectivo associado a essa situação.

REFERÊNCIAS

BHUYAN, A. A.; AMIN, M. R.; ISLAM, A. K. M. S. Three-dimensional performance analysis of plain fin tube heat exchangers in transitional regime. **Applied Thermal Engineering**. v. 50, p. 445-454. 2013.

BILL, R. G.; GEGHART, B. The transition of plane plumes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 18, p. 513-526. 1974.

CHEN, H. T.; HSU, W. L. 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**. v. 50, p. 1750-1761. 2007.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentals of heat and mass transfer**. 7th ed. New York. John Wiley & Sons. 2015.

KREITH, F.; MANGLIK, R. M.; BOHN, M. S. **Principles of heat transfer**. 7th ed. Stamford. Cengage Learning. 2011.

ROACHE, P.J. **Verification and validation in computational science and engineering**. New Mexico. Hermosa Publishers. 1998.

SOUZA, S.I.S.; BESSA, K.L.; MAURENTE, A. J. Numerical investigation of convection in tubes with aluminium and carbon steel fins: evaluating the assumption of convective heat transfer coefficient as that for the tube without fins and relating physical processes with the optimum spacing between fins. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**. Springer. 2019.

YAICI, W.; GHORAB, M.; GHORAB, E. 3D CFD analysis of the effect of inlet air flow maldistribution on the fluid flow and heat transfer performances of plate-fin-and-tube laminar heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**. v. 74, p. 490–500. 2014.

Enviado em: 14 jul. 2020

Aceito em: 08 nov. 2020

Editores responsáveis: Bianca Neves Machado / Mateus das Neves Gomes