


EMPREGO DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA NA DETERMINAÇÃO DO ESPAÇAMENTO ÓTIMO ENTRE ALETAS, DISPOSTAS EM UM TUBO, SUBMETIDO A TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NATURAL

USE OF NUMERICAL SIMULATION IN DETERMINING THE OPTIMAL SPACING BETWEEN FINS ARRANGED ON A TUBE, SUBJECTED TO HEAT TRANSFER BY NATURAL CONVECTION

Samuel Dantas de Almeida¹ 

Sandi Itamar Schafer de Souza² 

Resumo: A utilização de aletas em trocadores de calor é empregada visando o aumento da eficiência no processo de transferência de calor. Este trabalho estuda o espaçamento ótimo na transferência convectiva em aletas dispostas em um tubo, utilizando duas geometrias clássicas, as aletas circulares e as aletas quadradas. Comparou-se os resultados obtidos com o emprego de correlações empíricas, propostas na literatura, com os resultados obtidos com a simulação numérica. As equações governantes, Equações de Navier Stokes, Energia e Conservação de Massa, foram aproximadas utilizando a técnica dos Volumes Finitos, que está implementada no software comercial ANSYS CFX 2023R1©. Nas simulações numéricas as aletas quadradas e circulares foram analisadas, modificando o espaçamento e as dimensões das aletas, submetidas a convecção natural. Foram consideradas três tamanhos para as duas geometrias de aletas, e sete espaçamentos entre elas. Neste trabalho apresenta-se os valores das taxas de transferência de calor em função do espaçamento, da relação entre os diâmetros da aleta e tubo base, e da relação altura da aleta e do diâmetro do tubo. Mostra-se também: o número Nusselt, o comportamento do coeficiente convectivo, os campos de temperatura e velocidade para os casos simulados. Os resultados apontam que o espaçamento ótimo é da ordem de 6 mm e que as divergências entre o estudo numérico e teórico ficaram na faixa de 11%.

Palavras-chave: Convecção Natural. Aletas. Simulação numérica. Espaçamento ótimo. Taxas de Transferência de Calor.

¹ Discente de Engenharia Mecânica, UFRN, samuel.dantas.700@ufrn.edu.br

² Docente do Departamento de Engenharia Mecânica, UFRN, sandi.souza@ufrn.br

Abstract: The use of fins in heat exchangers is applied aiming at increasing efficiency in the heat transfer process. This work studies the optimal spacing in convective heat transfer on fins arranged on a tube, using two classical geometries, circular fins, and square fins. The results obtained with the use of empirical correlations proposed in the literature were compared with the results obtained with numerical simulation. The governing equations, Navier-Stokes Equations, Energy, and Mass Conservation, were approximated using the Finite Volume Method, which is implemented in the commercial software ANSYS CFX 2023R1 ©. In numerical simulations, square and circular fins were analyzed by modifying the spacing and dimensions of the fins, subjected to natural convection. Three sizes were considered for the two fin geometries, and seven spacings between them were considered. This work presents the values of heat transfer rates as a function of spacing, the ratio between fin and base tube diameters, and the ratio of fin height to tube diameter. It also shows: the Nusselt number, the behavior of the convective coefficient, and the temperature and velocity fields for the simulated cases. The results indicate that the optimal spacing is of the order of 6 mm and that the discrepancies between the numerical and theoretical studies were within the range of 11%.

Keywords: Natural convection. Fins. Numerical simulation. Optimal spacing. Heat transfer rates.

1 INTRODUÇÃO

A transferência de calor é um ramo importante da ciência e vital para as engenharias, sendo foco de pesquisas ao longo dos anos visando a otimização dos processos e máquinas, estando relacionada com os sistemas termodinâmicos. A relação existente entre a eficiência produtiva, energética e econômica é tratada hoje como um dos principais pilares dos processos produtivos, e esta relação possui dependência tecnológica com a transferência de calor (ÇENGEL et al., 2012).

O emprego de trocadores de calor tem um grande papel nos processos industriais, quando se almeja aquecer ou resfriar os fluidos. É durante a fase de projeto que os engenheiros estão preocupados em desenvolver equipamentos que cumpram seus objetivos, ou seja, trocar a energia que os processos industriais necessitam. Além de tais preocupações, é importante que sejam obtidas as eficiências econômicas e ambientais.

As aletas (superfícies estendidas) são dispositivos importantes na transferência de calor, empregados para intensificar a troca térmica, melhorar a eficiência e reduzir o tamanho dos trocadores de calor. Nelas ocorre transferência de calor por condução no interior do sólido, e por convecção e radiação nas fronteiras do sólido, para o meio circundante (INCROPERA et al., 2007).

Embora o equacionamento das aletas seja dominado, persistem ainda pontos a serem esclarecidos. O principal ponto de estudo é o do coeficiente convectivo, que está, geralmente disponível, apenas para geometrias mais simples. Quando aletas são posicionadas em uma tubulação, por exemplo, ocorre alteração da geometria básica do tubo, que proporciona variações nos padrões de escoamento e conseqüentemente do coeficiente convectivo. Além disso, algumas características geométricas, como o espaçamento entre as aletas e a própria geometria da aleta, também alteram os coeficientes convectivos do conjunto tubo aleta. O emprego de aletas ocorre normalmente quando o fluido de trabalho possui um baixo coeficiente de transferência de calor

convectivo (INCROPERA et al., 2007). Trocas térmicas com o ar ambiente são um exemplo onde o coeficiente convectivo é baixo.

É comum a adoção na literatura, do coeficiente h de uma geometria sem aletas para o caso da superfície com aletas. Poucas são as situações que fornecem o h para um duto com aletas, como exemplo tem-se, Kreit et al. (2011) e Tsubouchi et al. (1970), que fornecem, para o escoamento laminar, o coeficiente h para um tubo com aletas.

Chen et al. (2017) desenvolveram um estudo numérico e experimental das características da convecção natural em tubos com aletas. Os autores empregaram o pacote comercial ANSYS FLUENT. Chen et al. (2018) mostraram os resultados referentes ao coeficiente convectivo obtido na transferência de calor por convecção mista. No trabalho os autores estudaram um trocador de calor composto de tubos com aletas anulares, disposto verticalmente. Os autores identificaram que o coeficiente convectivo aumenta com o maior espaçamento entre as aletas.

Souza et al. (2019) avaliaram a convecção natural em tubos com aletas de alumínio e aço carbono, onde foi apresentado uma comparação entre a eficiência da transferência em um tubo com aletas e sem aletas, além de identificar quais os espaçamentos entre as aletas que intensificam o processo. Um dos resultados apresentados mostrou que existem regiões da aleta que a transferência é menos intensa, nas regiões à jusante da aleta. Além disso, apresentou duas correlações para os espaçamentos estudados, a primeira para a máxima taxa de transferência de calor em função do ΔT , e a segunda para o espaçamento S ótimo onde ocorre a máxima taxa de transferência de calor.

Nemati et al. (2021) realizaram uma investigação numérica para 60 casos distintos de configurações de aletas anulares dispostas em um tubo. No trabalho, foi investigada a influência do espaçamento das aletas na transferência de calor, bem como proposta uma nova correlação para o número de Nusselt, dado em função do número de Rayleigh. Nos resultados, foram determinados o espaçamento ótimo para a transferência de calor e o valor ideal do número de Nusselt. Além disso, o artigo mostrou a concordância dos resultados obtidos pela correlação proposta e pelo método de análise de escala.

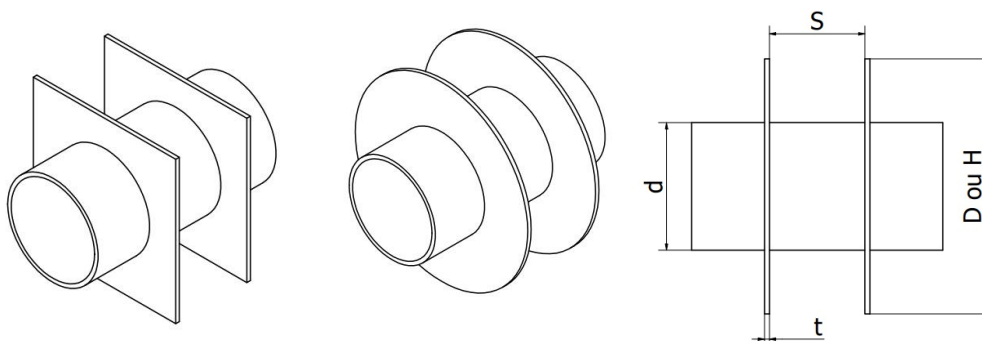
Aqui, no presente trabalho o objetivo foi analisar a transferência de calor em tubos, dispostos horizontalmente, com aletas circulares e quadradas, buscando identificar o espaçamento, S , entre as aletas, onde a taxa de transferência de calor é máxima. Os comportamentos do número de Nusselt e do coeficiente convectivo para as duas geometrias em função do espaçamento também serão apresentados.

Para atingir os objetivos, desenvolveu-se estudos numéricos e comparou-se com resultados analíticos obtidos com as correlações empíricas. Para as aletas quadradas empregaram-se as correlações apresentadas nos trabalhos desenvolvidos por Elenbaas (1942) e Bahrani et al. (1980), que estudaram a transferência de calor apenas para a região lateral das aletas. Enquanto que para o conjunto tubo e aletas circulares foram utilizadas as correlações propostas no artigo de Tsubouchi et al. (1970). As correlações para ambas as geometrias são disponibilizadas em Kreit et al. (2011).

2 GEOMETRIA, DOMÍNIO COMPUTACIONAL E CONDIÇÕES DE CONTORNO

As simulações numéricas foram desenvolvidas com a técnica dos Volumes Finitos implementadas no pacote comercial Ansys CFX 2023. As geometrias avaliadas estão expostas na Fig. 1.

Figura 1 – Geometrias das aletas quadradas e circulares



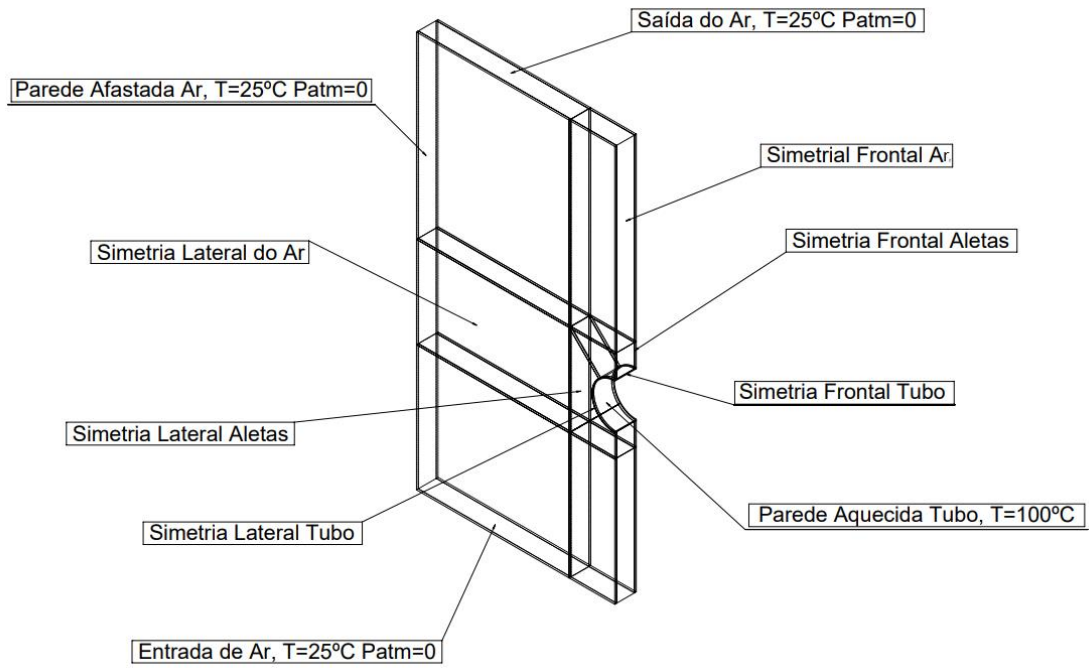
Fonte: próprio autor

Os espaçamentos entre as aletas, S , analisados foram de 2, 4, 6, 8, 10, 15 e 20 mm. As três dimensões das aletas circulares, com base no diâmetro, $d=25,4$ mm, do tubo, foram de $D= 2d, 3d$ e $4d$. Já para as aletas quadradas, $H= \pi*(2d)/4; \pi*(3d)/4$ e $\pi*(4d)/4$, que seguem as orientações de Tsubouchi et al. (1970). A espessura das aletas, t , foi de 1 mm. Para as aletas e tubo o material considerado foi o alumínio, de condutividade térmica de $k=237$ W/m.K.

Nas Figs. 2 e 3 é possível observar como a modelagem 3D foi desenvolvida, para os dois tipos de geometrias. As duas geometrias foram criadas considerando duas aletas espaçadas e dispostas em um tubo horizontal, onde apenas a metade dos domínios de fluido, aleta e tubo foram modeladas, pois a condição de simetria foi empregada. Essa configuração é adequada à geração da malha, reduzindo o custo computacional para realização das simulações. No domínio fluido foi considerado o ar e no domínio sólido o alumínio.

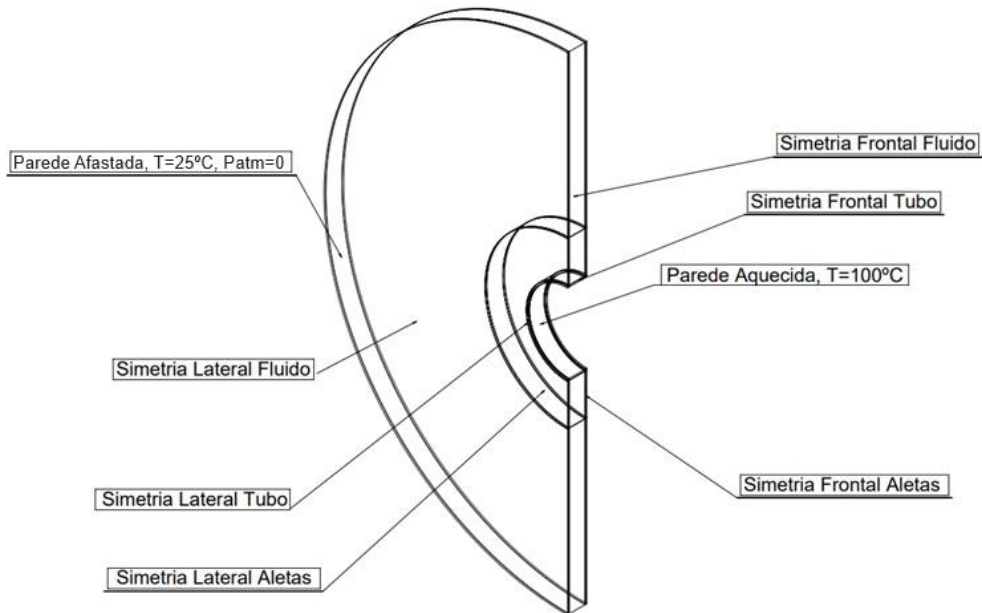
Todas as condições de contorno são mostradas nas Figs. 2 e 3. As regiões onde foi considerada a simetria do fenômeno, paredes laterais e frontais das aletas, do ar, e lateral do tubo, estão sinalizadas. Nas regiões abertas onde o ar irá fluir estão sinalizadas indicando as condições de temperatura e pressão locais. Na parede interna do tubo denominada de parede aquecida está indicada, também, com a temperatura local.

Figura 2 – Modelagem 3D para Aleta Quadrada



Fonte: próprio autor

Figura 3 – Modelagem 3D para Aleta Circular



Fonte: próprio autor

2.1 Correlações empíricas empregadas

Kreit et al. (2011), Elenbaas (1942) e Bahrani et al. (1980), apresentam as correlações para o número de Nusselt de uma aleta quadrada. A correlação não considera a parcela de troca térmica do tudo (somente lateral e ponta).

$$Nu_s = \left\{ \left(\frac{Ra_s^{0.89}}{18} \right)^{-2.7} + (0.62Ra_s^{1/4})^{-2.7} \right\}^{-0.37} \quad (1)$$

Enquanto que o Nusselt para a aleta circular é proposto por Kreit et al. (2011) e Tsubouchi et al. (1970), que considera a parcela de transferência do tubo e lateral da aleta.

$$Nu_s = \frac{Ra_s}{12\pi} \left\{ 2 - \exp \left[- \left(\frac{C}{Ra_s} \right)^{0.75} \right] - \exp \left[-\beta \left(\frac{C}{Ra_s} \right)^{0.75} \right] \right\} \quad (2)$$

Com:

$$\xi = \left(\frac{D}{d} \right) \quad (3)$$

$$\beta = \left(\frac{0.17}{\xi} \right) + e^{-\frac{4.8}{\xi}} \quad (4)$$

$$C = \left\{ \frac{23.7 - 1.1 \left[1 + \left(\frac{152}{\xi^2} \right) \right]^{0.5}}{1 + \beta} \right\}^{4/3} \quad (5)$$

As Eqs. 3, 4 e 5 são constantes da Eq. 2. Para a ponta da aleta circular, Kreit et al. (2011) e Tsubouchi et al. (1970), sugerem a correlação:

$$Nu_s = C Ra_s^b \quad (6)$$

Com:

$$b = 0.29, C = (0.44 + 0.12\xi) \quad (7)$$

O número de Rayleigh (Ra_s) para as aletas circulares e quadradas é obtido pela relação entre o número de Grashof (Gr_s) e Prandtl (Pr). São respectivamente:

$$Ra_s = Gr_s * Pr \left(\frac{S}{D} \right) \quad (8)$$

$$Ra_s = Gr_s * Pr \left(\frac{S}{H} \right) \quad (9)$$

$$Gr_s = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)S^3}{\nu^2} \quad (10)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (11)$$

Onde β representa o coeficiente de expansão térmico, g a gravidade, ν a viscosidade cinemática, α a difusividade térmica T_w a temperatura superficial do tubo, T_∞ a temperatura do ar, S o espaçamento entre as aletas, D o diâmetro da aleta circular e H a lateral da aleta quadrada.

Os parâmetros e hipótese adotados para a o ar estão descritas nas tabelas a seguir, onde para cada correlação estão apresentados os valores das propriedades utilizadas, bem como dos grupos adimensionais (Gr_s e Pr).

Tabela 1 – Parâmetros adotados para as correlações utilizadas

Correlações		k (W/mK)	β (1/K)	ν (m ² /s)	α (m ² /s)
Aletas Quadradas (s/ tubo)	Com Tf=62,5° C	2,80x10 ⁻²	2,98x10 ⁻⁶	1,97x10 ⁻⁵	2,79x10 ⁻⁵
Ponta das Aletas Circulares					
Lateral/Tubo das Aletas Circulares	Com T=100° C	3,07x10 ⁻²	2,68x10 ⁻⁶	2,36x10 ⁻⁵	3,36x10 ⁻⁵

Fonte: próprio autor

Tabela 2 – Valores encontrados para os Grupos adimensionais

Correlações		Espaçamento (S) entre as aletas (mm)						
		S=2	S=4	S=6	S=8	S=10	S=15	S=20
Aletas Quadradas (s/ tubo)	Grashosf	45,20	361,57	1.220,30	2.892,57	5.649,55	19.067,24	45.196,42
	Prandtl	0,71						
Ponta das Aletas Circulares	Grashosf	45,20	361,57	1.220,30	2.892,57	5.649,55	19.067,24	45.196,42
	Prandtl	0,71						
Lateral/Tubo das Aletas Circulares	Grashosf	28,33	226,66	764,98	1.813,29	3.541,58	11.952,84	28.332,66
	Prandtl	0,70						

Fonte: próprio autor

A equação utilizada para a determinação genérica do Nusselt:

$$Nu_s = \frac{qS}{A(T_w - T_\infty)k} \quad (12)$$

$$Nu_s = \frac{hS}{k} \quad (13)$$

Onde, A representa a área superficial da aleta (descontada do tubo), q a taxa de transferência de calor, k a condutividade térmica e h o coeficiente convectivo.

Para determinação da taxa de transferência de calor, tem por base a Eq. 12 vista anteriormente:

$$q = \frac{Nu_s A (T_w - T_\infty) k}{S} \quad (14)$$

O comprimento (L) descreve o comprimento de tubo considerado, foi definido pela soma do espaçamento entre as aletas (S) e a sua espessura (t):

$$L = (S + t) \quad (15)$$

2.2 Equações governantes

As equações resolvidas pelo software comercial são as que governam o fenômeno: equação da conservação de massa, conservação da quantidade de movimento e as equações da conservação de energia para os domínios fluido e sólido. O fenômeno é modelado como transferência de calor convectiva laminar livre, desconsiderando qualquer efeito de compressibilidade. Nas simulações realizadas não foram empregadas as considerações de Boussinesq e considerou-se a massa específica de referência do ar, ρ_{ref} igual a $1,184 \text{ kg/m}^3$.

Em testes realizados percebeu-se que o fenômeno ocorre em regime permanente, assim as simulações foram desenvolvidas sem levar em conta os termos transientes. Para garantir resultados coerentes utilizou-se como critério de convergência de 10^{-6} para o *RMS (Root Mean Square)*, para todas as velocidades, campo de pressão e energia.

Equação da conservação da massa:

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (16)$$

Equação de Quantidade de Movimento (ENS):

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad (17)$$

Onde o termo fonte S_M é dado por:

$$S_M = g(\rho - \rho_{ref}) \quad (18)$$

Equação da Energia para o domínio fluido:

$$\frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\partial k_f}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \right] \quad (19)$$

Equação da Energia para o domínio sólido:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = 0 \quad (20)$$

Onde u_i é a velocidade instantânea (m/s), x_i a posição (m), P a pressão (Pa), T a temperatura (K), C_p o calor específico a pressão constante (J/kg.K), k a condutividade térmica (W/m.K) e ρ que é a massa específica (kg/m³). O termo S_M representa a força de empuxo (N/m³).

2.3 Independência de malha

Visando a confiabilidade das simulações, foi realizado um estudo de independência de malha. O caso considerado nesse estudo, consiste de aletas circulares com $D=2d$ e de espaçamento de $S=2$ mm. O teste foi realizado considerando 3 malhas distintas, para esse caso. Com a variação do número de elementos, foi identificado a malha de referência (intermediária). A diferença relativa entre as taxas encontradas, tendo por base a malha intermediária, foi de no máximo 2,1% (Tab. 3). A Tab. 4 mostra os números de elementos de cada domínio criado para a realização das simulações.

Verificou-se a qualidade das malhas através da ortogonalidade, fundamental para a modelagem, e manteve-se entre 98% e 99%, representando um valor considerável e satisfatório.

Tabela 3 – Estudo da independência de malha.

Malha	Nº de Elementos	Taxa de Transferência (W)	Diferença relativa (%)
Refinada	765.273	0,174567	1,48%
Intermediária	425.152	0,172015	Referência
Grosseira	199.602	0,168446	2,10%

Fonte: próprio autor

Tabela 4 – Número de elementos por domínio analisado

		Espaçamento (S) entre as aletas (mm)						
		S=2	S=4	S=6	S=8	S=10	S=15	S=20
Aletas Quadradas	$H=(2d)\pi/4$	425.152	425.152	555.968	686.784	817.600	1.144.640	1.471.680
	$H=(3d)\pi/4$	914.004	914.004	1.195.236	1.476.468	1.757.700	2.460.780	3.163.860
	$H=(4d)\pi/4$	1.627.080	1.627.080	2.127.720	2.628.360	3.129.000	4.380.600	5.632.200
Aletas Circulares	D=2d	644.280	644.280	842.520	1.040.760	1.239.000	1.734.600	2.230.200
	D=3d	957.320	957.320	1.251.880	1.546.440	1.841.000	2.577.400	3.313.800
	D=4d	1.350.440	1.350.440	1.765.960	2.181.480	2.597.000	3.635.800	4.674.600

Fonte: próprio autor

2.4 Custo Computacional

Foi utilizado um computador equipado com processador Intel Xeon E3 1270 v3, sistema operacional de 64 bits e 32 GB de memória RAM. As simulações foram realizadas utilizando o software comercial ANSYS 2023R1.

Considerando as duas malhas com o maior número de elementos mostradas na Tab. 4, o tempo de simulação foi de 3 horas e 52 minutos para o domínio da aleta circular com 4.674.600 elementos, e de 6 horas e 53 minutos para a aleta quadrada com 5.632.200 elementos.

3 ANÁLISE E RESULTADOS

Os resultados comparativos apresentados na sequência para o número de Nusselt, consideram os estudos experimentais e as correlações empíricas apresentadas nos trabalhos Tsubouchi et al. (1970), Elenbaas (1942) e Bahrani et al. (1980), que são disponibilizadas por Kreit et al. (2011).

Para as aletas circulares, os resultados serão apresentados separadamente, resultados para a superfície da ponta da aleta e resultados para a superfície composta pela lateral das aletas mais a superfície do tubo. Para as aletas quadradas, a literatura informa que a validade da correlação é apenas para a aleta, não contabilizando o efeito do tubo.

Nas legendas dos gráficos a seguir há a especificação dos resultados teóricos (identificados por “*Teo*”) e da simulação (identificados por “*Sim*”).

3.1 O número de Nusselt

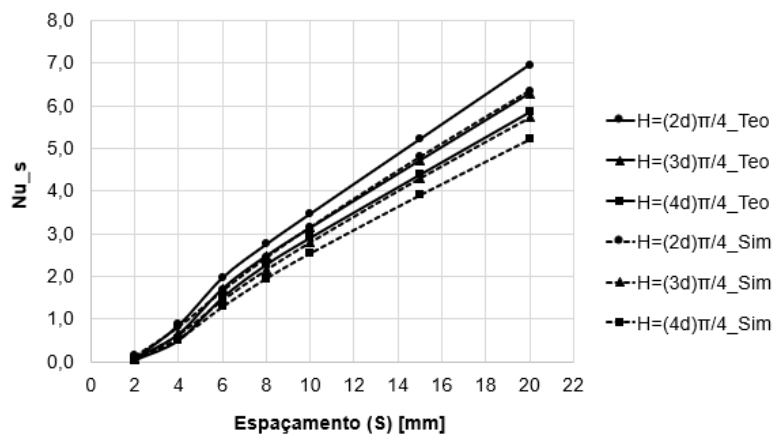
O número de Nusselt apresenta um comportamento de crescimento linear em ambos os casos. A Fig. 4 mostra o comportamento do número de Nusselt para aletas quadradas, exibindo resultados próximos entre as abordagens analítica e numérica para as três configurações (a diferença relativa ficou em 16,15% da média dos resultados obtidos). Na Fig. 5, os números de Nusselt para a lateral das aletas circulares também seguem uma tendência linear ascendente, mas com valores inferiores em comparação com as aletas quadradas (neste caso, a diferença relativa entre os resultados analítico e numérico ficou na faixa de 9,36%).

Por fim, a Fig. 6 aborda a ponta da aleta, revelando as maiores divergências entre os cálculos teóricos e a simulação (diferença relativa de 65% na média geral). Apesar dessa divergência para a ponta da aleta, a contribuição da ponta dela é pequena e não altera significativamente os valores das taxas de transferência de calor.

Para fins de cálculos teóricos e simulação, o número de Nusselt foi obtido considerando a transferência de calor na interface aleta ar e aleta tubo, para aletas circulares. Já para as aletas quadradas, a transferência de calor na interface tubo e ar não foi considerado. Estas considerações foram necessárias devido às correlações utilizadas nos cálculos teóricos.

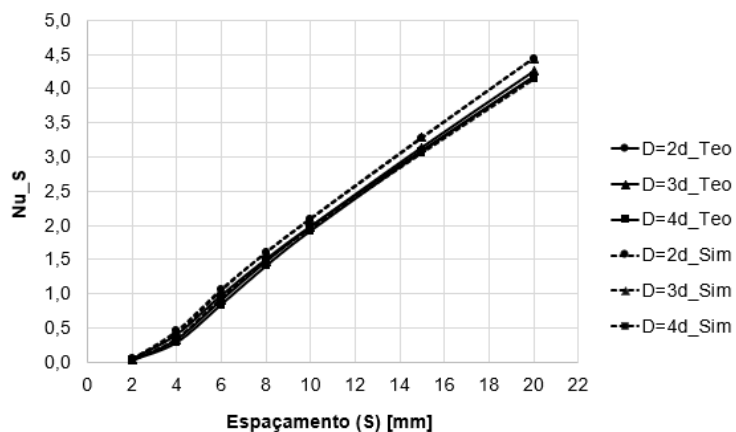
As discrepâncias entre os resultados teóricos e simulados podem ser atribuídas ao fato de que o artigo base deste estudo, que apresenta as correlações empíricas, se fundamenta em experimentos realizados na década de 1970. Assim, essas correlações podem acumular erros que, em experimentos mais atuais seriam reduzidos.

Figura 4 – Número de Nusselt para as aletas quadradas



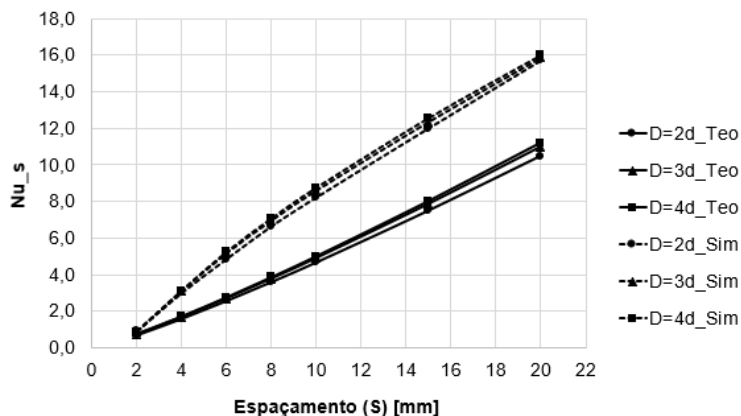
Fonte: próprio autor

Figura 5 – Número de Nusselt para lateral das aletas circulares



Fonte: próprio autor

Figura 6 – Número de Nusselt para ponta das aletas circulares



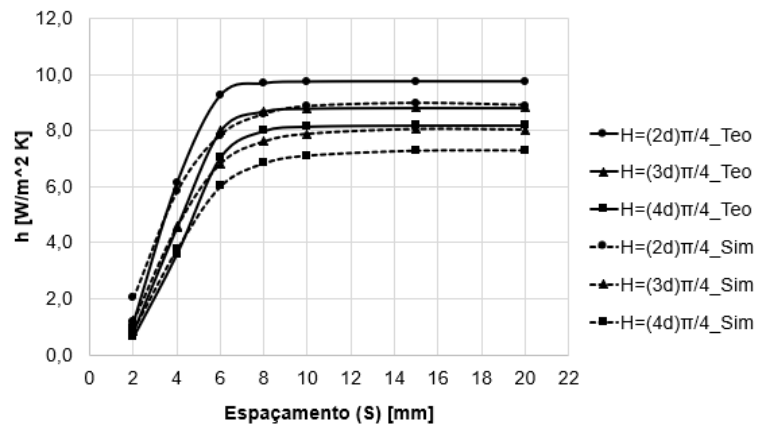
Fonte: próprio autor

3.2 O coeficiente convectivo

Tanto para as aletas quadradas como para as circulares, ao atingir um determinado espaçamento entre as aletas, a curva exibe um comportamento próximo de constante. Este fenômeno se manifesta para valores de S menores nas aletas quadradas.

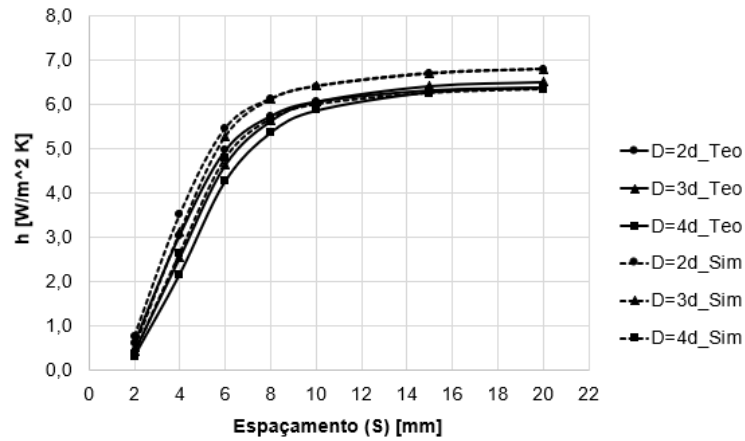
Tal comportamento foi observado no estudo de Souza et al. (2019), para o coeficiente convectivo das aletas circulares. As Figs. 7, 8 e 9 mostram, respectivamente, os resultados obtidos para as aletas quadradas, para lateral das aletas circulares, e para a ponta das aletas circulares (que também apresentou divergências entre os resultados teórico e numérico, idênticas ao Nusselt). As mesmas considerações utilizadas para a determinação do número de Nusselt foram adotadas para a determinação do coeficiente convectivo.

Figura 7 – Coeficiente convectivo para as aletas quadradas



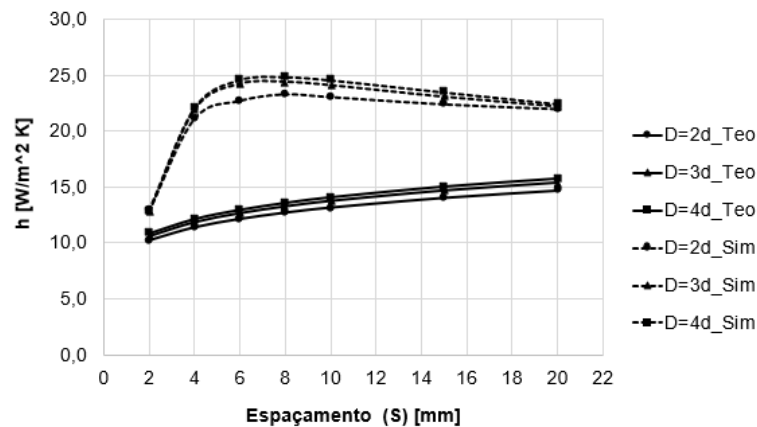
Fonte: próprio autor

Figura 8 – Coeficiente convectivo para lateral das aletas circulares



Fonte: próprio autor

Figura 9 – Coeficiente convectivo para ponta das aletas circulares



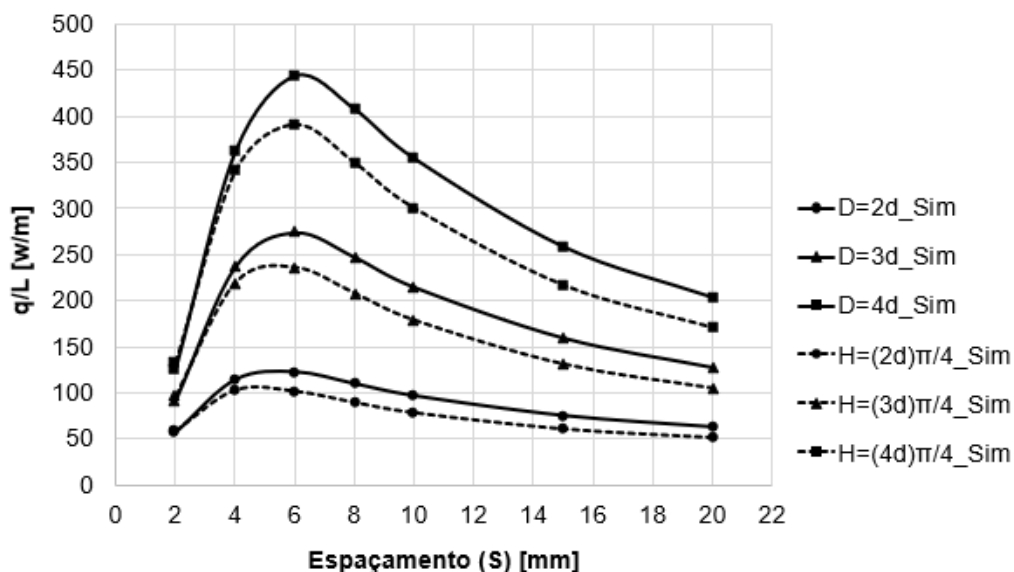
Fonte: próprio autor

3.3 Taxa de transferência de calor por comprimento de tubo

Na Fig. 10 é possível observar a taxa de transferência de calor por comprimento de tubo para os diferentes espaçamentos analisados. Ambas aletas demonstram um pico na taxa de transferência nos espaçamentos de 6 mm entre as aletas; após esse ponto, a curva apresenta uma diminuição da taxa. Esse comportamento foi similar ao observado nos estudos de Souza et al. (2019) e Nemati et al. (2021).

Estes resultados foram obtidos via simulação, representam as parcelas das taxas de transferência de calor nas interfaces sólido-fluido, para as duas aletas. As taxas por comprimento de tubo para as aletas circulares foram, na média, 14,7% superiores às aletas quadradas.

Figura 10 – Taxa por comprimento de tubo (q/L) para as aletas quadradas e circulares



Fonte: próprio autor

3.4 Campos de temperatura e velocidade

O gradiente de temperatura da aleta e velocidade do ar podem ser vistos nas Figs. 11 e 12 a seguir, onde estão representados os três diferentes casos

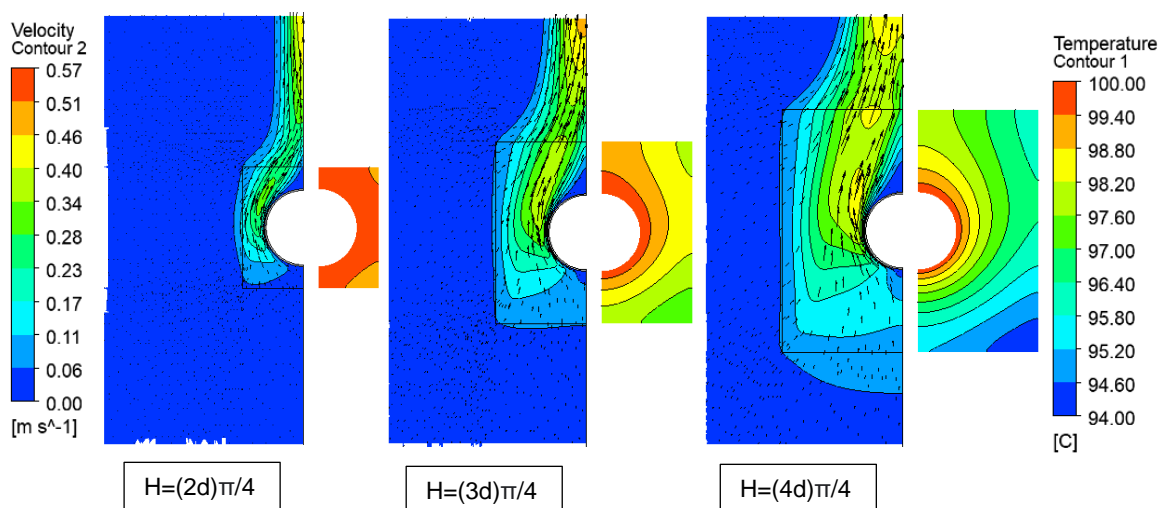
das duas geometrias de aletas, considerando o espaçamento, S , de 6 mm entre as aletas.

No lado esquerdo dessas figuras estão apresentados os gradientes de velocidade do ar que passa entre as aletas, em que é possível identificar os seus vetores velocidade. Já do lado direito das figuras, o gradiente de temperatura nas aletas pode ser observado.

As velocidades do ar não ultrapassam 0,57 m/s no domínio analisado, e os vetores aumentam à medida que o ar passa pela aleta (para a posição superior do domínio). É possível verificar, devido à alta condutividade térmica do sólido ($k=237$ W/mK), que a região de interface aleta/tubo a temperatura é da ordem de 100 °C. Na superfície da aleta a temperatura diminui à medida que ocorre o afastamento do tubo, havendo uma variação radial e angular da temperatura.

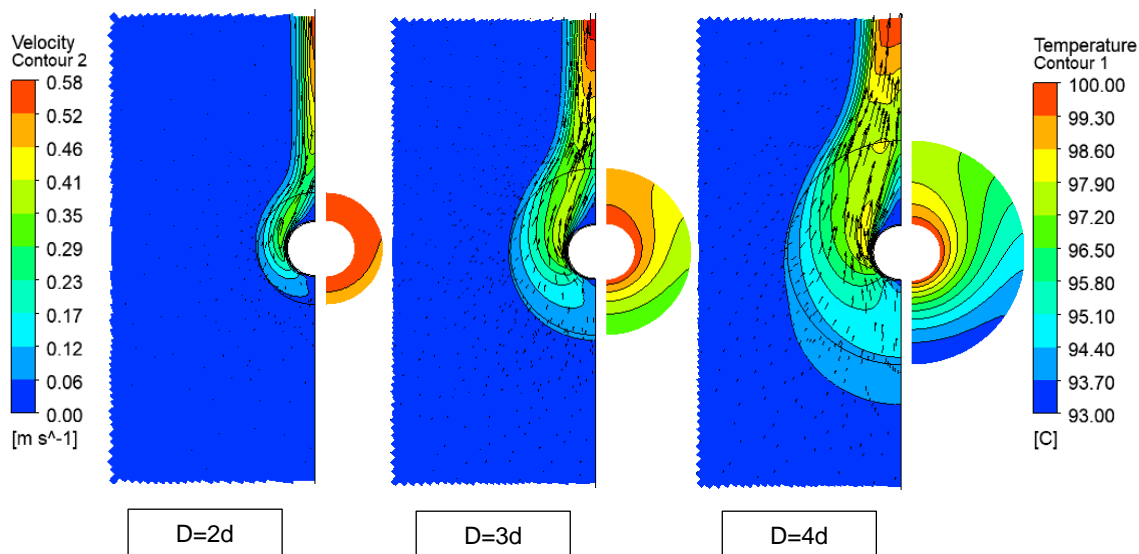
Desta forma, pode-se constatar que o gradiente de temperatura é maior para as aletas de maiores dimensões e que trocas térmicas são mais intensas nas regiões inferiores das aletas.

Figura 11 – Gradiente de velocidade v do ar (à esquerda), e temperatura T da aleta (à direita). Aletas Quadradas com $S=6$ mm



Fonte: próprio autor

Figura 12 – Gradiente de velocidade v do ar (à esquerda), e temperatura T da aleta (à direita).
Aletas Circulares com $S=6\text{ mm}$



Fonte: próprio autor

4 CONCLUSÃO

Com os resultados obtidos, foi possível identificar diferenças e similaridades na transferência de calor de tubos aletados, com aletas circulares e quadradas. Além disso, é possível identificar que para o espaçamento em torno de 6 mm ocorre o pico na taxa de transferência de calor por comprimento de tubo para as duas geometrias analisadas. Ao todo foram realizadas 42 simulações (considerando as 6 geometrias e os 7 espaçamentos). Em todos os casos ocorreu o ponto de máxima na transferência de calor.

O desempenho das aletas circulares, referente às taxas de transferência de calor por comprimento de tubo dos casos simulados, foi 14,7% superior.

Considerando as taxas de transferência de calor, as diferenças entre o estudo teórico e o numérico, para as aletas circulares e quadradas, foram na ordem de 13,34% e 16,15%, respectivamente. A literatura de transferência de calor considera como aceitáveis incertezas da ordem de 20% para as correlações utilizadas na convecção natural. Vale também ressaltar que, para a ponta das aletas circulares, do estudo da convecção natural, foi o caso que mais

divergiu entre o estudo teórico e numérico, onde foi superior a 20%. Contudo, a contribuição da ponta da aleta para transferência de calor é ínfima em comparação com a correlação que envolve a lateral e o tubo da aleta circular.

AGRADECIMENTOS

Os agradecimentos desta pesquisa são direcionados ao Programa de Recursos Humanos da ANP: Engenharia de Processos em Plantas de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, do qual fiz parte como bolsista.

REFERÊNCIAS

BAHRANI, P.A.; SPARROW, E. MA. **Experiments on Natural Convection from Vertical Parallel Plates with Either Open or Closed Edges**. ASME J. Heat Transfer, vol. 102, pp. 221–227. 1980.

CHEN, H.T.; CHIU, Y.J.; LIU, C.S.; CHANG, J.R. **Numerical and experimental study of natural convection heat transfer characteristics for vertical annular finned tube heat exchanger**. Int J Heat Mass. 2017. Transf 109:378392

CHEN, H.T.; CHIU, Y.J.; LIU, C.S.; CHANG, J.R. **Numerical study of mixed convection heat transfer for vertical annular finned tube heat exchanger with experimental data and different tube diameters**. Int J Heat Mass. 2018. Transf 118:931947.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa: uma abordagem clássica**. 4 ed. AMGH Editora Ltda. 2012. Porto Alegre – RS.

ELENBAAS, W. **Heat Dissipation of Parallel Plates by Free Convection.** Physica IX, no. 1, pp. 2–28. 1942.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P.; BERGMAN P.L.; LAVINE, A.S. **Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa.** 6 ed. LTC Editora. 2007. Rio de Janeiro – RJ

KREIT, F.; MANGLIK, R.M.; BOHN, M.S. **Principles of Heat Transfer.** 7 ed. Cengage Learning. 2011. Stamford -US.

NEMATI, H.; ARDEKANI, M. M.; BENIM, A. C.; MEYER, J. **Optimization of Horizontal Annular Finned Tube Under Natural Convection Heat Transfer.** Taylor & Francis: Heat Transfer Engineering. 2021.

SOUZA, S.I.S.; BESSA, K.L.; MAURENTE, A. **Numerical investigation of convection in tubes with aluminum 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. 2019.

TSUBOUCHI, T.; MASUDA, M. **Natural Convection Heat Transfer from Horizontal Cylinders with Circular Fins.** Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf., Paper NC 1.10, Paris. 1970.