

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

PAULO HENRIQUE SOARES

**INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UM
TROCADOR DE CALOR COMPACTO COM GERADORES DE
VÓRTICES CURVADOS**

Ilha Solteira
2023

PROGRAMA DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

PAULO HENRIQUE SOARES

**INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UM
TROCADOR DE CALOR COMPACTO COM GERADORES DE
VÓRTICES CURVADOS**

Trabalho de Conclusão de Curso,
apresentado à Faculdade de Engenharia de
Ilha Solteira – UNESP como parte dos
requisitos para obtenção do título de
Engenheiro Mecânico.

Orientador

Prof. Dr. Leandro Oliveira Salviano

Ilha Solteira

2023

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

S676i Soares, Paulo Henrique.
Intensificação da transferência de calor em um trocador de calor compacto com geradores de vórtices curvados / Paulo Henrique Soares. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2023
52 f. : il.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, 2023

Orientador: Leandro Oliveira Salviano

Inclui bibliografia

1. Trocadores de calor compactos. 2. Geradores de vórtices curvados. 3. Geradores de vórtices Retos. 4. Simulação numérica. 5. Intensificação da transferência de calor.

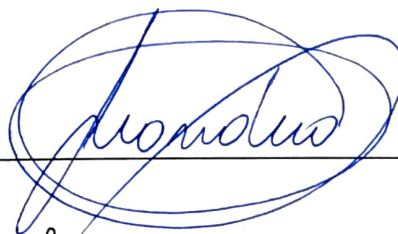
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ATA DA DEFESA - TRABALHO DE GRADUAÇÃO

Ao décimo sétimo dia do mês de Janeiro de dois mil e vinte e três, às dez horas, em reunião presencial e também transmitida pelo Google Meeting (<https://meet.google.com/zsq-nbqs-mwz>), o discente PAULO HENRIQUE SOARES, matriculado sob o RA 151051216, apresentou o Trabalho de Graduação intitulado INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UM TROCADOR DE CALOR COMPACTO COM GERADORES DE VÓRTICES CURVADOS, tendo como banca examinadora o Prof. Dr. Leandro Oliveira Salviano (Orientador/Presidente), Profa. Me. Laís Stocco Bandini, Eng. Bruno Henrique de Camargo Moreno. Após exposição e arguição, o discente foi **APROVADO** pela Comissão Examinadora. Encerrada as atividades, lavro a presente Ata.

Comissão Examinadora:

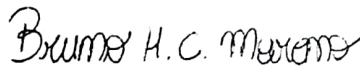
Prof. Dr. Leandro Oliveira Salviano
(Orientador/Presidente)



Profa. Me. Laís Stocco Bandini

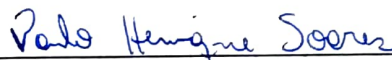


Eng. Bruno Henrique de Camargo Moreno



Discente:

Paulo Henrique Soares



Ilha Solteira, 17 de Janeiro de 2023.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, ao meu orientador Prof. Dr. Leandro Oliveira Salviano, e a todos os meus amigos, familiares e colegas que me ajudaram e/ou me apoiaram de alguma forma.

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela minha vida, e por me permitir ultrapassar todos os obstáculos encontrados ao longo da realização deste trabalho.

Aos meus pais que me incentivaram ao longo da minha trajetória acadêmica.

Aos amigos que sempre estiveram ao meu lado, pela amizade e pelo apoio demonstrado ao longo de todo o período em que me dediquei a este trabalho e ao longo da minha trajetória acadêmica.

Ao professor Leandro Oliveira Salviano por ter sido meu orientador e ter desempenhado tal função com dedicação e amizade.

Aos colegas e professores que contribuíram para minha formação seja com amizade, conselhos ou ensinamentos.

RESUMO

Trocadores de calor compactos do tipo tubos-aletados com aletas planas são empregados em uma ampla variedade de aplicações de engenharia para a transferência de calor entre múltiplos fluidos em temperaturas distintas. Devido à sua alta confiabilidade e baixo fator de atrito, este tipo de trocador de calor vem sendo amplamente pesquisado, com o intuito de aproveitar e melhorar o seu desempenho termo-hidráulico e transferência de calor. Algumas pesquisas realizam isto por meio da inserção de geradores de vórtices curvados, que modificam a dinâmica do escoamento no lado das aletas, onde ocorre a maior resistência térmica, no entanto, encontrar os melhores parâmetros geométricos em que ocorram as maiores transferências de calor e menores perdas de carga, ainda é um grande desafio, devido aos complexos padrões gerados no escoamento pelo uso desses dispositivos. Dessa forma, neste trabalho, são estudadas e comparadas configurações de trocadores de calor com geradores de vórtices longitudinais retos e com geradores de vórtices longitudinais curvados, com o objetivo de obter resultados adicionais sobre a transferência de calor e a perda de carga deste tipo de gerador, considerando o ângulo de ataque dos geradores de vórtices de 30°, 45° e 55°, razão de aspecto de 2 e 3, raio de curvatura de 0,8 em relação ao raio dos tubos e número de Reynolds de 800, 2000 e 4000. O software comercial Ansys Fluent foi usado considerando a metodologia dos Volumes Finitos e o modelo de turbulência SST k-Omega para a solução das equações governantes, considerando um escoamento turbulento, tridimensional e em regime estacionário. As análises da transferência de calor e perda de carga no trocador em função das alterações geométricas e operacionais foram feitas através dos parâmetros termo-hidráulicos Fator de Colburn (j) e Fator de Atrito (f). Os principais resultados indicam que os geradores de vórtices longitudinais retos tiveram um desempenho $((j/j_0)/(f/f_0))$ superior aos geradores de vórtices longitudinais curvados, entretanto, os modelos curvados foram superiores na transferência de calor, apresentando um aumento médio de 11% para j em relação aos retos e de 32% em relação ao caso base (j_0). A razão de aspecto dos geradores de vórtices curvados quando foi variada de 2 para 3, aumentou em média, 12% a relação de j/j_0 e foi a variável que mais contribuiu para o aumento da transferência de calor. A variação do ângulo de ataque não provocou uma mudança significativa da relação de j/j_0 para cada grau aumentado.

Palavras-chave: Trocadores de Calor Compactos; Geradores de Vórtices Curvados; Geradores de Vórtices Retos, Simulação Numérica, Intensificação da Transferência de Calor.

ABSTRACT

Finned-tube compact heat exchangers with flat-finned are used in a wide variety of engineering applications to transfer heat between multiple fluids at different temperatures. Due to its high reliability and low friction factor, this type of heat exchanger has been widely researched, with the aim of taking advantage of and improving its thermo-hydraulic performance and heat transfer. Some researches accomplish this through the insertion of curved vortex generators, which modify the flow dynamics on the side of the fins, where the greatest thermal resistance occurs, however, finding the best geometric parameters in which the highest heat transfer and lowest pressure drop occur, is still a big challenge, due to the complex patterns generated in the flow by the use of these devices. Thus, in this work, configurations of heat exchangers with straight longitudinal vortex generators and with curved longitudinal vortex generators are studied and compared, in order to obtain additional results on heat transfer and pressure drop of this type of generator, considering the angle of attack of the vortex generators of 30°, 45° and 55°, the aspect ratio of 2 and 3, radius of curvature of 0.8 in relation to the radius of the tubes and Reynolds numbers of 800, 2000 and 4000. The commercial software Ansys Fluent was used considering the Finite Volumes methodology and the SST k-Omega turbulence model for the solution of the governing equations, considering a turbulent, three-dimensional and steady-state flow. The heat transfer and pressure drop analyses in the exchanger as a function of geometric and operational changes were made through the thermal-hydraulic parameters Colburn Factor (j) and Friction Factor (f). The main results indicate that the straight longitudinal vortex generators had a better performance ($(j/j_0)/(f/f_0)$) than the curved longitudinal vortex generators, however, the curved models were superior in heat transfer, showing an average increase of 11% for j in relation to the straight ones and of 32% in relation to the case baseline (j_0). When the curved vortex generators aspect ratio was varied from 2 to 3, it increased the ratio j/j_0 by an average of 12% and it was the variable that most contributed to the increase in heat transfer. The variation in the angle of attack did not cause a significant change in the ratio j/j_0 for each degree increased.

Keywords: Compact Heat Exchangers; Curved Vortex Generators; Straight Vortex Generators; Numerical Simulation, Intensification of Heat Transfer.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Trocador de calor de placas-planas.	16
Figura 2 - Trocador de calor de tubos-aletados.	16
Figura 3 - Trocador de calor casco-tubos.	17
Figura 4 - Trocador de calor de tubos concêntricos.	17
Figura 5 - Torre de resfriamento.	17
Figura 6 - Trocador de calor regenerativo.	18
Figura 7 - Geradores de vórtice reto e curvado. (a) gerador de vórtice reto e (b) gerador de vórtice curvado.	20
Figura 8 - Domínio computacional com indicações das condições de contorno e das regiões.	25
Figura 9 – Imagem da perspectiva isométrica e das vistas frontal e superior do trocador de calor com geradores de vórtices curvados com os parâmetros geométricos indicados.	27
Figura 10 – Gráficos de convergência de malha para f e j para Reynolds entre 800 e 4000. ..	29
Figura 11 – Gráficos do fator de atrito e de Colburn da correlação de Wang com seus erros e dos valores numéricos para Reynolds 800, 2000 e 4000.	30
Figura 12 – Desempenho termo-hidráulico dos trocadores de calor com geradores de vórtices curvados e retos para diferentes números de Reynolds.	32
Figura 13 – Relação do fator de Colburn (j) em relação ao trocador de calor de referência (j ₀).	33
Figura 14 – Relação do fator de atrito do caso base pelo fator de atrito dos modelos simulados.	34
Figura 15 – Desempenho dos trocadores de calor com geradores de vórtices curvados e retos para ângulo de ataque de 30°.	35
Figura 16 – Relação do fator de atrito do caso base pelo fator de atrito dos modelos simulados mantendo o ângulo de ataque fixo em 30°.	36
Figura 17 - Relação do fator de Colburn do caso base pelo fator de Colburn dos modelos simulados mantendo o ângulo de ataque fixo em 30°.	37
Figura 18 - Desempenho dos trocadores de calor com geradores de vórtices curvados e retos pelo número de Reynolds mantendo a razão de aspecto fixa em 2.	38
Figura 19 - Relação do fator de Colburn do caso base pelo fator de Colburn dos modelos simulados mantendo a razão de aspecto fixa em 2.	39

Figura 20 - Relação do fator de atrito do caso base pelo fator de atrito dos modelos simulados mantendo a razão de aspecto fixa em 2.....	40
Figura 21 - Desempenho dos trocadores de calor com geradores de vórtices curvados e retos pelo número de Reynolds mantendo a razão de aspecto fixa em 3.	42
Figura 22 - Relação do fator de Colburn do caso base pelo fator de Colburn dos modelos simulados mantendo a razão de aspecto fixa em 3.....	43
Figura 23 - Relação do fator de atrito do caso base pelo fator de atrito dos modelos simulados mantendo a razão de aspecto fixa em 3.....	44
Figura 24 - Desempenho dos trocadores de calor com geradores de vórtices curvados e retos pelo número de Reynolds.....	46
Figura 25 - Relação do fator de Colburn do caso base pelo fator de Colburn dos modelos simulados.....	47
Figura 26 - Relação do fator de atrito do caso base pelo fator de atrito dos modelos simulados.....	48

NOMENCLATURA

T	Temperatura [K]
u	Velocidade [m/s]
A	Área total da seção transversal [mm ²]
Re	Número de Reynolds
ρ	Densidade [kg/m ³]
F_p	Passo das aletas [m]
μ	Viscosidade dinâmica [kg/m.s]
h	Coeficiente de transferência de calor [W/m ² .K]
j	Fator de Colburn
c_p	Calor específico [J/kg.K]
Pr	Número de Prandtl
P_l	Passo longitudinal [m]
P_t	Passo transversal [m]
f	Fator de atrito
Δp	Queda de pressão [Pa]
L	Passo longitudinal [m]
Q	Transferência de calor [W]
$\dot{m}$	Vazão mássica [Kg]
$\bar{p}$	Pressão média [Pa]
A_0	Área total da superfície de transferência de calor [mm ²]
Rz	Razão de aspecto do gerador
Yr	Posição adimensionalizada do centro do gerador em relação ao centro do tubo na direção
y	
Xr	Posição adimensionalizada do centro do gerador em relação ao centro do tubo na direção
x	
rt	Raio dos tubos [mm]
At	Ângulo de ataque [°]
Rc	Raio de curvatura [mm]
Rt	Raio dos tubos [mm]
Cl	Comprimento de corda do gerador [mm]
Δrt	Posição na direção Y do centro do gerador ao centro do tubo [mm]

Δr_l Posição na direção X do centro do gerador ao centro do tubo [mm]

$Er_{j(i)}$ Erro de discretização entre a malha i e a malha $i + 1$

$Er_{f(i)}$ Erro de discretização entre a malha i e a malha $i + 1$

Subscrito

in Entrada

out Saída

W Parede

ln Média logarítmica

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	14
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1. TROCADORES DE CALOR COMPACTOS.....	16
2.2. GERADORES DE VÓRTICES CURVADOS	19
3. METODOLOGIA.....	22
3.1. EQUAÇÕES GOVERNANTES	22
3.2. PARÂMETROS TERMO-HIDRÁULICOS	23
3.3. CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	24
3.4. PARÂMETROS GEOMÉTRICOS	27
3.5. INDEPENDÊNCIA DE MALHA E VALIDAÇÃO.....	28
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	31
4.1. DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO GLOBAL	31
5. CONCLUSÕES	49
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	50

1. INTRODUÇÃO

Trocadores de calor, também chamados de permutadores de calor, são equipamentos utilizados no processo de transferência de calor entre múltiplos fluidos em temperaturas distintas e geralmente separados por superfícies sólidas (INCROPERA et al., 2007). Esse processo pode ocorrer com mudança de fase, a fim de se obter os maiores coeficientes globais de transferência de calor, que neste caso, estão mais associados ao crescimento e a dinâmica de formação das bolhas que, por sua vez, dependem do excesso de temperatura, da natureza da superfície e das propriedades termofísicas do fluido.

Incropera et al. (2007) definem a transferência de calor como “energia térmica em trânsito devido a uma diferença finita de temperaturas no espaço”. Este processo pode ocorrer através de três modos: condução, convecção e radiação. O processo de condução, ocorre quando o meio, que separa ao menos duas regiões com temperaturas diferentes, é material e não se movimenta. Nesse processo, ocorre a difusão, em que partículas mais energéticas se movimentam para regiões de menos energia, e/ou transmitem o seu movimento de vibração aleatório para partículas menos energéticas, devido a interações de colisão entre elas. Já o processo de convecção ocorre quando além de ocorrer o processo de transferência de calor a nível atômico, em um meio considerado material, ocorre também a transferência de energia devido ao movimento deste meio, chamada advecção. Desse modo, a transferência total de calor ocorre devido à superposição dos movimentos difusivos e advectivos no meio. Ainda neste processo, geralmente ocorre a formação das camadas limite térmica e de velocidade, quando a troca de calor ocorre entre um líquido ou um gás e uma superfície sólida. O estudo e a análise destas camadas é de extrema importância, pois nelas acontecem os principais fenômenos relacionados à perda de carga e à transferência de calor. Por fim, o processo de radiação ocorre quando há uma emissão líquida de ondas eletromagnéticas entre duas superfícies. Isso ocorre, principalmente, devido a liberação de fótons por constantes mudanças que ocorrem na configuração eletrônica de átomos ou moléculas em temperaturas não nulas. Este processo ocorre de maneira mais eficiente no vácuo.

Em um trocador calor, quase sempre, esses três modos de transferência de calor podem ocorrer simultaneamente e intensidades diferentes. Dessa forma, é possível estabelecer equações e condições de contorno que tornam o problema numericamente solucionável, através do uso das equações de Navier-Stokes e métodos numéricos. Para isso, são utilizados computadores de alta performance, onde o emprego dessas técnicas para solucionar problemas complexos de engenharia é possível.

Nesse sentido, a Mecânica dos Fluidos Computacional (CFD), aplicada neste trabalho, é uma área em ascensão em universidades, centros de pesquisa e grandes multinacionais, já que é um processo de aplicação versátil com possibilidade de extrapolação dos resultados analisados. De acordo com Chai et al. (2018), a abordagem numérica tem se provado como uma ferramenta eficaz e confiável para prover um conhecimento detalhado acerca do comportamento do escoamento, campo de velocidades, distribuição de pressão e gradiente de temperatura devido ao seu custo reduzido de experimentos, geralmente menores do que a abordagem experimental requer.

Com tais conhecimentos que a abordagem numérica possibilita, muitos autores, como Salviano, Dezan e Yanagihara (2016), Han et al. (2019), Ke et al. (2019), Song et al. (2022) e Abotsi e Kizito (2020), tentam promover modificações nos trocadores de calor, com o intuito de modificar o escoamento para intensificar a transferência de calor. Esses estudos são classificados em duas abordagens diferentes: técnicas passivas e técnicas ativas. As técnicas passivas não requerem uma entrada de energia externa, como energia elétrica ou atuação mecânica para operar, elas dependem de alterações das superfícies de transferência de calor através de alterações geométricas ou a inserção de acessórios. Tais métodos são a forma mais comum de intensificação devido à sua baixa penalidade de integração com as tecnologias existentes de trocadores de calor. Por outro lado, as técnicas ativas requerem uma entrada externa para operar. Normalmente, os métodos ativos são mais complexos e caros e geralmente não são amplamente utilizados como os métodos passivos. No entanto, os métodos ativos fornecem a capacidade de controlar a intensificação da transferência de calor (MOUSA; MILJKOVIC; NAWAZ, 2021).

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção, será feita uma breve revisão sobre trocadores de calor compactos de tubos-aletados e geradores de vórtices curvados utilizados nos estudos deste trabalho.

2.1. TROCADORES DE CALOR COMPACTOS

Tipicamente, trocadores de calor são classificados em função de sua configuração de escoamento, tipo de construção, processo de transferência de calor e fase dos fluidos (AWAIS; BHUIYAN, 2018). Os 6 tipos mais conhecidos de trocadores de calor são: placas-planas, Figura 1; tubos-aletados, Figura 2; casco-tubos, Figura 3; tubos concêntricos, Figura 4; torres de resfriamento, Figura 5 e regenerativos, Figura 6.

Figura 1 – Trocador de calor de placas-planas.



Fonte: CSI Designs, 2022.

Figura 2 - Trocador de calor de tubos-aletados.



Fonte: Nippon Kuhlors, 2022.

Figura 3 - Trocador de calor casco-tubos.



Fonte: Solution Controles, 2022.

Figura 4 - Trocador de calor de tubos concêntricos.



Fonte: JC Equipments, 2022.

Figura 5 - Torre de resfriamento.



Fonte: Alpina Equipamentos, 2022.

Figura 6 - Trocador de calor regenerativo.



Fonte: Tesy, 2022.

Além destes tipos, existe um tipo especial de trocador de calor, caracterizado, por ter uma performance térmica e densidade de área por volume muito elevadas, chamado de trocador de calor compacto (DA SILVA et al., 2021). Incropera et al. (2007) caracterizam este tipo de gerador por ter: “densidade de área por volume maior ou igual a $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para fluidos líquidos e de $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ para fluidos gasosos, diâmetro hidráulico das seções de escoamento tipicamente menor ou igual a 5 mm e escoamento geralmente laminar”.

Trocadores de calor compactos, geralmente são, em sua construção, do tipo tubos-aletados e são empregados em uma ampla variedade de aplicações de engenharia, tipicamente, quando um dos fluidos é um gás, portanto, com baixo coeficiente de transferência de calor, tais como: equipamentos de condicionamento de ar, plantas de geração de energia, sistema de arrefecimento de veículos, processos na indústria alimentícia e petroquímica e área militar. Eles geralmente são utilizados quando é necessário que ocorram grandes taxas de transferência calor e pequenas perdas de carga (AWAIS; BHUIYAN, 2018).

Dentro da classificação de trocadores de calor, trocadores de calor do tipo tubos-aletados ainda podem ser divididos quanto à disposição dos tubos, podendo estes serem alinhados ou desalinhados em relação a direção de movimento do fluido, que entra dentro do trocador e passa ao redor dos tubos. Esses arranjos dos tubos são de extrema importância, tendo em vista que eles afetam de maneira muito significativa a transferência e a perda de carga do trocador de calor, conforme resultados obtidos por Fiebig et al. (1993, p. 293-294) demonstrando que, para a faixa operacional avaliada (Reynolds 600 a 2600) a configuração desalinhada teve a maior transferência de calor e a desalinhada a menor perda de carga. Já o formato dos tubos, geralmente é elíptico ou circular e afeta diretamente a formação e o comprimento da região de esteira e por consequência, o fator de atrito e a transferência de calor. Os formatos elípticos

geralmente são empregados quando a queda de pressão no lado dos tubos é baixa, enquanto que, os formatos circulares são utilizados quando ela é alta (DEEPAKKUMAR; JAYAVEL, 2017).

Outro aspecto geométrico de grande importância no estudo de trocadores de calor do tipo tubos-aletados é o formato das aletas. Atualmente, existe uma variedade de padrões geométricos para as aletas e eles são capazes de aumentar de maneira muito significativa a transferência de calor, os mais conhecidos são: aletas onduladas, aletas com persianas e aletas ranhuradas (WANG; CHI; CHANG, 1999). Apesar disso, as aletas planas continuam sendo as mais usuais, por seu uso implicar em uma maior confiabilidade e um menor fator de atrito.

Dessa forma, no intuito de manter as boas características que o uso de aletas planas proporciona, atualmente muitas pesquisas estão sendo desenvolvidas a fim de intensificar a transferência de calor. Muitas delas procuram fazer isso através da inserção de acessórios sobre as aletas, que provocam modificações no escoamento, chamados de geradores de vórtices. Este tipo de acessório provoca a formação de um escoamento secundário, que além de interromper o desenvolvimento da camada limite, gera vórtices longitudinais e perturbações no fluido que aumentam a transferência de momento e massa entre o fluido dentro da camada limite e o fora dela (WANG; CHI; CHANG, 1999). Consequentemente, o uso deste tipo de acessório geralmente apresenta resultados promissores, entretanto, encontrar os melhores parâmetros para alcançar o máximo de transferência de calor com uma pequena perda de carga, continua sendo, um grande desafio, principalmente, devido aos complexos padrões gerados no escoamento pelo uso deste acessório (SALVIANO; DEZAN; YANAGIHARA, 2016)

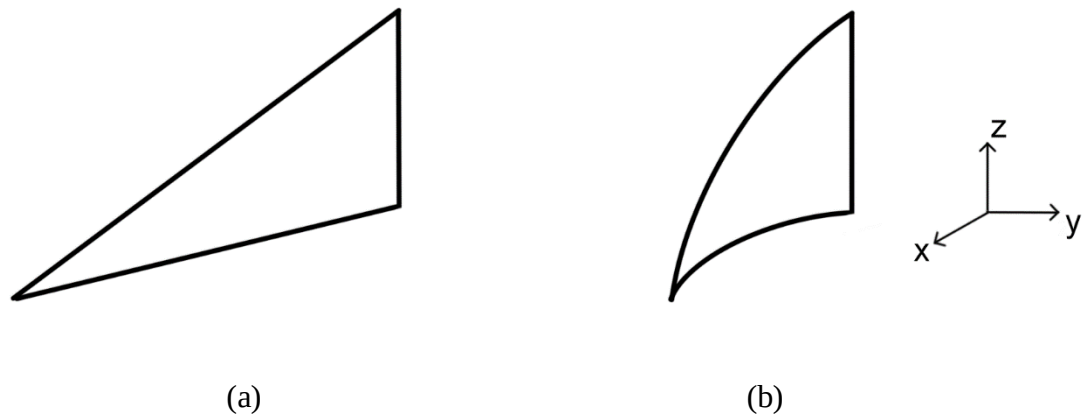
2.2. GERADORES DE VÓRTICES CURVADOS

Nas pesquisas mais recentes, sobre otimização da transferência de calor em trocadores de calor compactos de tubos-aletados desalinhados, geradores de vórtices são vistos como propostas em ascensão, por aumentarem a taxa de transferência de calor com um aumento muito pequeno do fator de atrito. Entre essas propostas, se destacam os estudos com geradores curvados, por tentarem otimizar a superfície do gerador pela implementação de uma geometria curvada que, além de gerar vórtices longitudinais, também tem o objetivo de direcionar parte do fluido para a região de recirculação atrás dos tubos, aumentando a transferência de calor (LIN et al., 2015a)

Estudos nesse sentido foram conduzidos por OH e KIM (2021, p.12) e revelaram que a maioria dos resultados obtidos, usando geradores de vórtices curvados, Figura 7 (b), otimizaram

o desempenho do trocador de calor, mas não foram superiores aos resultados obtidos com o uso de geradores retos de vórtices longitudinais, Figura 7 (a). Estes estudos foram feitos com o ângulo de ataque dos geradores de -60° a 60° , com uma razão de aspecto fixa de 2,22, posição radial em relação ao diâmetro do tubo de 1,25 a 1,625 e número de Reynolds de 2680.

Figura 7 - Geradores de vórtice reto e curvado. (a) gerador de vórtice reto e (b) gerador de vórtice curvado.



Fonte: O autor (2023)

Apesar de a maioria destes resultados terem sido inferiores aos dos geradores retos, OH e KIM (2021, p.12) concluíram que, resultados acima dos obtidos com estes dispositivos poderiam ser obtidos obedecendo alguns requisitos de posição e geometria dos geradores curvados, por exemplo: ângulo de ataque de 15° , geometria curvada com uma posição radial em relação ao diâmetro do tubo de 1,25 e centralização do gerador em relação ao centro do tubo.

Além disso, estudos conduzidos por Song et al. (2019) revelaram que, quando comparados a geradores de vórtices retos, geradores de vórtices curvados côncavos, colocados em canais de placas planas, são benéficos para o aumento da transferência de calor e que existem valores ótimos para o ângulo de ataque e o comprimento do gerador. Já estudos realizados por Lin et al. (2021), demonstraram que, os parâmetros geométricos dos geradores curvados, tem relevâncias diferentes e são superiores ao valor do passo das aletas na intensificação da transferência de calor. Os resultados destes estudos indicam que, quando a posição radial é de 90° e a relação do passo das aletas pelo diâmetro dos tubos é de 0,239, para Reynolds 3000, o desempenho termo-hidráulico aumenta em até 35%.

Dessa forma, levando em consideração os resultados dessas pesquisas, geradores curvados de vórtices longitudinais foram estudados em pontos diferentes dos estudos de OH e KIM (2021) e de Lin et al. (2021), a fim de se obter resultados adicionais sobre o desempenho, a transferência de calor e a perda de carga deste tipo de gerador.

3. METODOLOGIA.

Nesta seção, serão apresentados os itens a seguir: as equações utilizadas para os cálculos envolvendo métodos numéricos computacionais, a fim de obter os campos de pressão e temperatura e com estes as pressões na entrada e na saída do trocador e a temperatura na saída, para o cálculo dos parâmetros termo-hidráulicos; as condições de contorno do trocador de calor; o cálculo dos parâmetros termo-hidráulicos, fator de Colburn e de atrito; os parâmetros geométricos do trocador e do gerador; a análise da independência de malha e validação.

3.1. EQUAÇÕES GOVERNANTES

O escoamento em um trocador de calor é considerado turbulento, incompressível devido às baixas velocidades, e em regime permanente e tridimensional. O ar é considerado um fluido newtoniano com propriedades físicas constantes. Os efeitos da dissipação viscosa e radiação térmica serão desconsiderados devido à magnitude de temperatura e, por fim, desconsideram-se os efeitos gravitacionais. As equações governantes foram resolvidas com auxílio de um *software* comercial utilizando o método dos volumes finitos. Com tais considerações, as equações da conservação da massa, momento e energia se apresentam conforme descrito abaixo, conforme Darvish et al. (2017) e Salviano et al. (2016):

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i h - k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = -u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3)$$

Os termos advectivos $\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h)$ e $\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j)$ são interpolados por um método de discretização de segunda ordem de acordo com Salviano et al. (2016). O modelo usado para a turbulência foi o modelo SST K-Omega, que é um modelo *Shear Stress Transport* (SST) híbrido formado pela combinação dos modelos k-Épsilon e k-Omega, que utiliza formulação inteligente da parede, reduzindo a sensibilidade dos resultados ao nível do refino da malha ao

longo da parede. O modelo SST K-Omega foi adotado por possuir características de interesse para a simulação numérica neste trabalho, sendo robusto para caracterizar escoamentos com altos gradientes de pressão adversos, comuns nas aplicações de trocadores de calor de tubos aletados (SALVIANO; DEZAN; YANAGIHARA, 2016). Para a resolução das equações, foi utilizado o algoritmo *Coupled* para acoplar a pressão e a velocidade (SALVIANO; DEZAN; YANAGIHARA, 2015). Além disso, a convergência da solução foi alcançada para resíduos menores do que 10^{-5} para as equações da continuidade e momento e 10^{-8} para a equação da energia.

3.2. PARÂMETROS TERMO-HIDRÁULICOS

As características geométricas dos trocadores de calor e as condições do escoamento em que esses equipamentos operam, definem os parâmetros que caracterizam a transferência de calor e a queda de pressão (SALVIANO; DEZAN; YANAGIHARA, 2016). O comportamento termo-hidráulico é avaliado pelo número de Reynolds (Re), Fator de Colburn (j) e o Fator de Atrito (f), de acordo com Deepakkumar e Jayavel (2017), conforme mostrado nas equações a seguir:

$$Re = \frac{\rho u_{in} F_p}{\mu} \quad (4)$$

$$j = \frac{h}{\rho u_{in} c_p} Pr^{2/3} \quad (5)$$

$$f = \frac{2\Delta p}{\rho u_{in}^2} \frac{F_p}{L} \quad (6)$$

A taxa de transferência de calor, a queda de pressão e o coeficiente convectivo, são definidos conforme as equações 7, 8 e 9, respectivamente (SALVIANO; DEZAN; YANAGIHARA, 2016):

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T = \dot{m} c_p (\bar{T}_{out} - \bar{T}_{in}) \quad (7)$$

$$\Delta p = \bar{p}_{out} - \bar{p}_{in} \quad (8)$$

$$h = \frac{Q}{A_0 \Delta T_{ln}} \quad (9)$$

Onde, a diferença de temperaturas logarítmica é calculada conforme a Equação 10. A pressão e a temperatura na entrada e saída do domínio computacional são avaliadas pelas médias ponderadas, de acordo com as equações 11 e 12 (SALVIANO; DEZAN; YANAGIHARA, 2016b)

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_w - \bar{T}_{in}) - (T_w - \bar{T}_{out})}{\ln \left[\frac{T_w - \bar{T}_{in}}{T_w - \bar{T}_{out}} \right]} \quad (10)$$

$$\bar{p} = \frac{\iint_A p dA}{\iint_A dA} \quad (11)$$

$$\bar{T} = \frac{\iint_A u T dA}{\iint_A u dA} \quad (12)$$

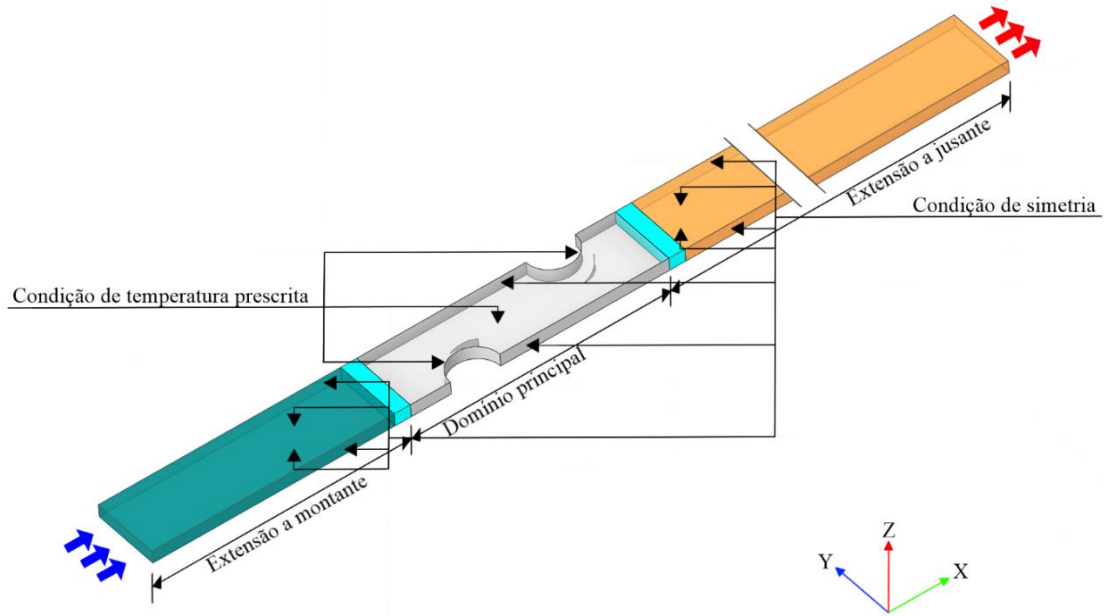
3.3. CONDIÇÕES DE CONTORNO

As características geométricas de um trocador de calor compacto permitem a redução do domínio computacional considerando a simetria geométrica, reduzindo os custos computacionais. Assim, o domínio computacional mostrado na Figura 8 é adequado para a modelagem numérica de um trocador de calor compacto, conforme discutido e apresentado por diversos trabalhos da literatura (AWAIS; BHUIYAN, 2018; DA SILVA et al., 2021; HAN et al., 2019; LIN et al., 2015, 2021; LU; ZHOU, 2016; MODI; KALEL; RATHOD, 2020; MODI; RATHOD, 2022; OH; KIM, 2021; SALVIANO; DEZAN; YANAGIHARA, 2016; SHI et al., 2021; SONG et al., 2017, 2019; ZHOU; FENG, 2014).

O domínio computacional considera três regiões, sendo duas extensões numéricas à montante e à jusante, e o domínio principal. Essas extensões possuem comprimentos suficientes para garantir um perfil de velocidade uniforme à montante, e à jusante o comprimento deve ser suficiente para que não ocorra recirculação na saída da extensão (SALVIANO; DEZAN; YANAGIHARA, 2016b). Nesse caso, considera-se o comprimento da extensão à montante

igual ao do domínio principal, e a extensão à jusante 7 vezes o comprimento do domínio principal.

Figura 8 - Domínio computacional com indicações das condições de contorno e das regiões.



Fonte: O autor (2023)

As condições de contorno adotadas são mostradas a seguir, de acordo com (SALVIANO; DEZAN; YANAGIHARA, 2016b):

- **Condições de contorno na região à montante:**

Para a extensão à montante, é considerado a condição de velocidade de entrada e temperatura constantes.

$$u = u_{in}, v = w = 0; T = T_{in} = 303,15 \text{ K} \quad (13)$$

Para as superfícies superior, inferior e laterais é adotado a condição de simetria, conforme equações 14 e 15, respectivamente:

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0; w = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (14)$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = 0; v = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (15)$$

- **Condições de contorno na região do domínio principal**

Para as paredes superior e inferior (paredes de aletas) considera-se condição de não deslizamento e temperatura prescrita constante:

$$u = v = w = 0; T = T_w = 338,15 \text{ K} \quad (16)$$

Nas paredes dos tubos, condição de não deslizamento e temperatura constante:

$$u = v = w = 0; T = T_{tw} = 338,15 \text{ K} \quad (17)$$

Nas superfícies laterais adota-se condição de simetria:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = 0; v = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (18)$$

O problema conjugado convecção-condução nas aletas não é resolvido, assumindo temperatura constante, conforme discutido por (SALVIANO; DEZAN; YANAGIHARA, 2016; WANG; CHANG; LEE, 1999).

- **Condições de contorno na região da extensão à jusante**

Na extensão à jusante, é adotado a condição de simetria nas superfícies inferior, superior e laterais, conforme equações 18 e 19. Na saída do domínio computacional é definido a condição de Neumann (*outflow*), conforme Equação 20.

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0; w = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (19)$$

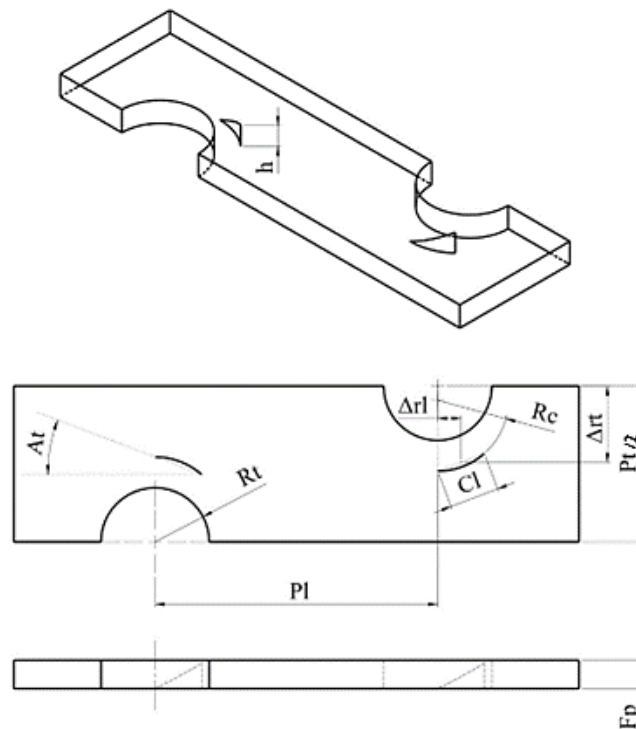
$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = 0; v = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (20)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (21)$$

3.4. PARÂMETROS GEOMÉTRICOS

Os parâmetros geométricos utilizados na modelagem computacional podem ser vistos na Figura 9, onde: h , At , Cl , Rc , Δrl e Δrt são a altura, o ângulo de ataque, o comprimento de corda, o raio de curvatura, o deslocamento longitudinal e o deslocamento transversal do gerador, respectivamente. Os parâmetros Rt , Pl , Pt são o raio, o passo longitudinal e o passo transversal dos tubos, respectivamente, e Fp é o passo das aletas, conforme a Tabela 1.

Figura 9 – Imagem da perspectiva isométrica e das vistas frontal e superior do trocador de calor com geradores de vórtices curvados com os parâmetros geométricos indicados.



Fonte: O autor (2023)

Tabela 1 – Parâmetros geométricos Rt , Pl , Pt e Fp do trocador e seus valores correspondentes.

Rt	Raio dos tubos	3,75 mm
Pl	Passo longitudinal	20 mm
Pt	Passo transversal	22 mm
Fp	Passo das aletas	2 mm

Fonte: O autor (2023)

Observando os parâmetros Cl e h da Figura 9, a razão de aspecto do gerador é definida como:

$$Rz = \frac{cl}{h} \quad (22)$$

Já os parâmetros Δr_l e Δr_t , foram utilizados para a criação de dois parâmetros adimensionais de posição, em relação ao centro do tubo, X_r e Y_r , conforme as equações a seguir:

$$Y_r = \frac{\Delta r_l}{Rt} \quad (23)$$

$$X_r = \frac{\Delta r_t}{Rt} \quad (24)$$

Os valores dos parâmetros geométricos do trocador de calor são expostos na Tabela 2.

Tabela 2 – Parâmetros geométricos Rc , Δr_t , Δr_l e Cl dos geradores curvados e seus valores correspondentes.

Rc	Raio de curvatura	3,00 mm
Δr_t	Posição Y do centro do gerador ao centro do tubo	5,00 mm
Δr_l	Posição X do centro do gerador ao centro do tubo	2,00 mm
Cl	Corda do gerador	3,6 mm e 5,4 mm

Fonte: O autor (2023)

3.5. INDEPENDÊNCIA DE MALHA E VALIDAÇÃO

O estudo da independência de malha é apresentado na Figura 10.

Os erros de discretização foram calculados conforme a Equação 24 e 25, sendo i o número de identificação da malha e Er o erro de discretização.

$$Er_{j(i)} = |(j_{i+1} - j_i)/j_{i+1}| \quad (25)$$

$$Er_{f(i)} = |(f_{i+1} - f_i)/f_{i+1}| \quad (26)$$

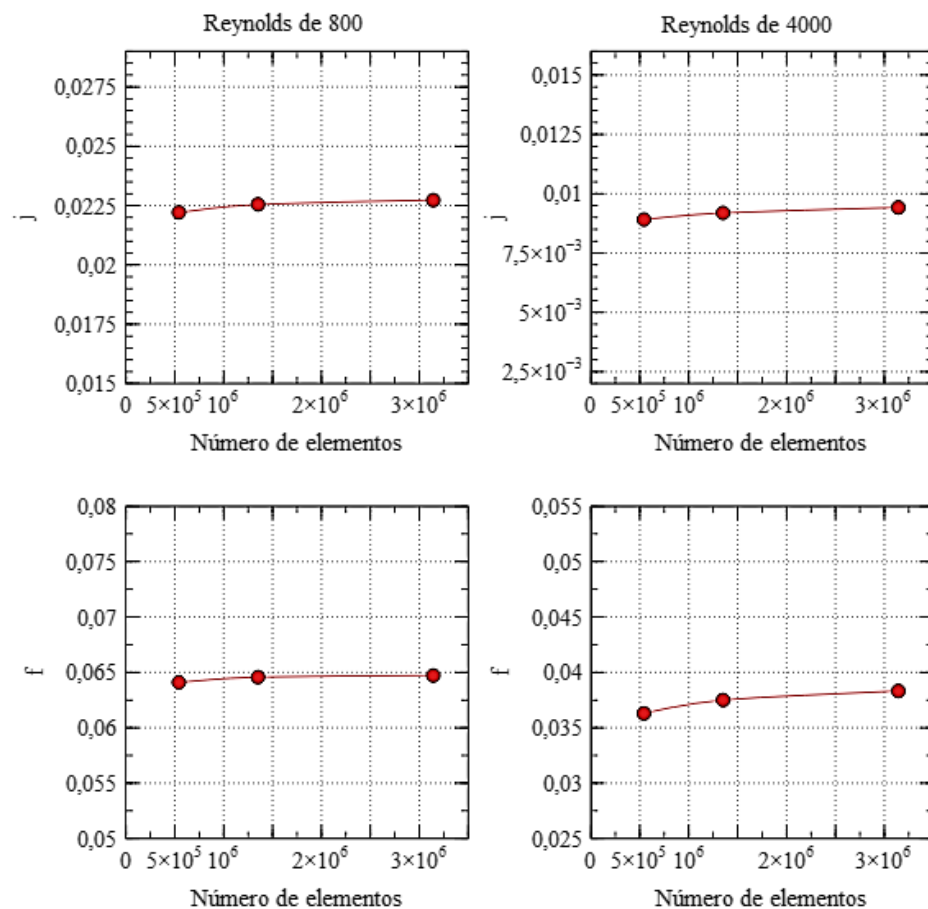
O erro máximo de discretização da malha intermediária para a malha mais refinada foi de apenas 2,48% para j e de 2,13% para f , Tabela 3, dessa forma, a malha intermediária foi considerada adequada para o problema.

Tabela 3 – Número de elementos na região central e erros de discretização.

Malha	Elementos na região central	Descrição	Reynolds	Reynolds
			800	4000
3	3143178	Erro de j entre as malhas 2 e 3	0,81%	2,48%
3	3143178	Erro de f entre as malhas 2 e 3	0,25%	2,13%
2	1351226	Erro de j entre as malhas 1 e 2	1,50%	2,97%
2	1351226	Erro de f entre as malhas 1 e 2	0,72%	3,24%
1	542039	-	-	-

Fonte: O autor (2023)

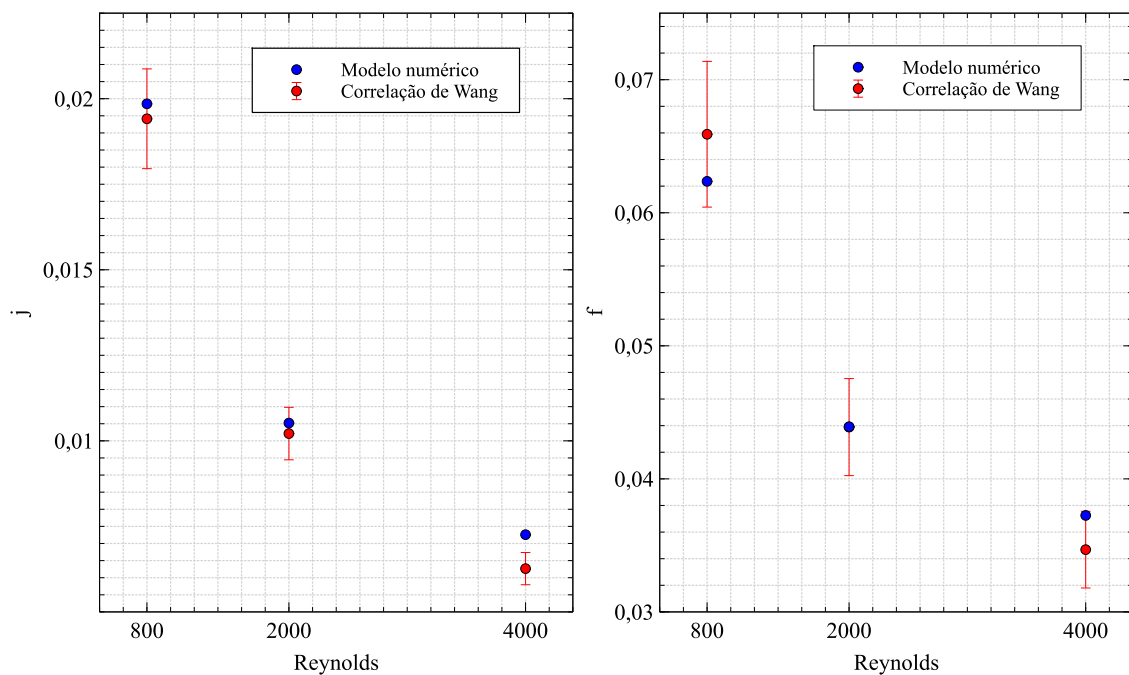
Figura 10 – Gráficos da convergência de malha para f e j para Reynolds entre 800 e 4000.



Fonte: O autor (2023)

Estes resultados numéricos foram confrontados com correlações experimentais para o fator de Colburn e o fator de atrito, Figura 11, de acordo com Wang et al. (1999). Dessa forma, foram encontrados os desvios em relação a correlação de 2,23% e 2,99% para o fator de Colburn, para os números de Reynolds 800 e 2000, respectivamente, valores abaixo do desvio padrão da correlação de 7,51%, enquanto que o desvio para o número de Reynolds de 4000 foi de 15,85%, um valor acima do desvio da correlação. Já para o fator de atrito, foram encontrados erros de 5,37%, 0,08% e 7,41% para os números de Reynolds 800, 2000 e 4000, respectivamente, também abaixo do desvio padrão da correlação de 8,31% (WANG; CHI; CHANG, 1999)

Figura 11 – Gráficos do fator de atrito e de Colburn da correlação de Wang com seus desvios e dos valores numéricos para Reynolds 800, 2000 e 4000.



Fonte: O autor (2023)

Por fim, o refinamento da malha nas regiões próximas às paredes foi realizado e o valor de y^+ foi verificado ficando perto do valor unitário, recomendado para o uso do modelo de turbulência SST k-Omega.

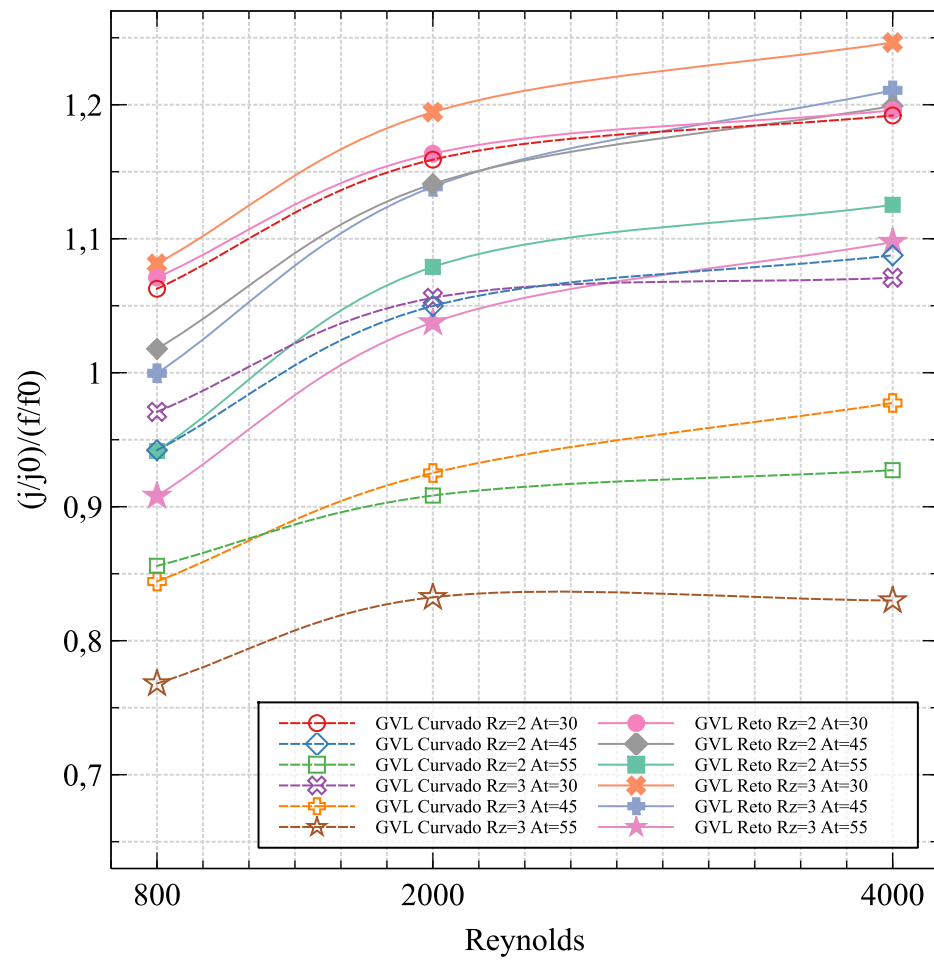
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste tópico serão apresentados os resultados obtidos e serão feitas análises e comparações entre os comportamentos dos trocadores com gerador curvado, reto e sem gerador (trocador de referência).

4.1. DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO GLOBAL

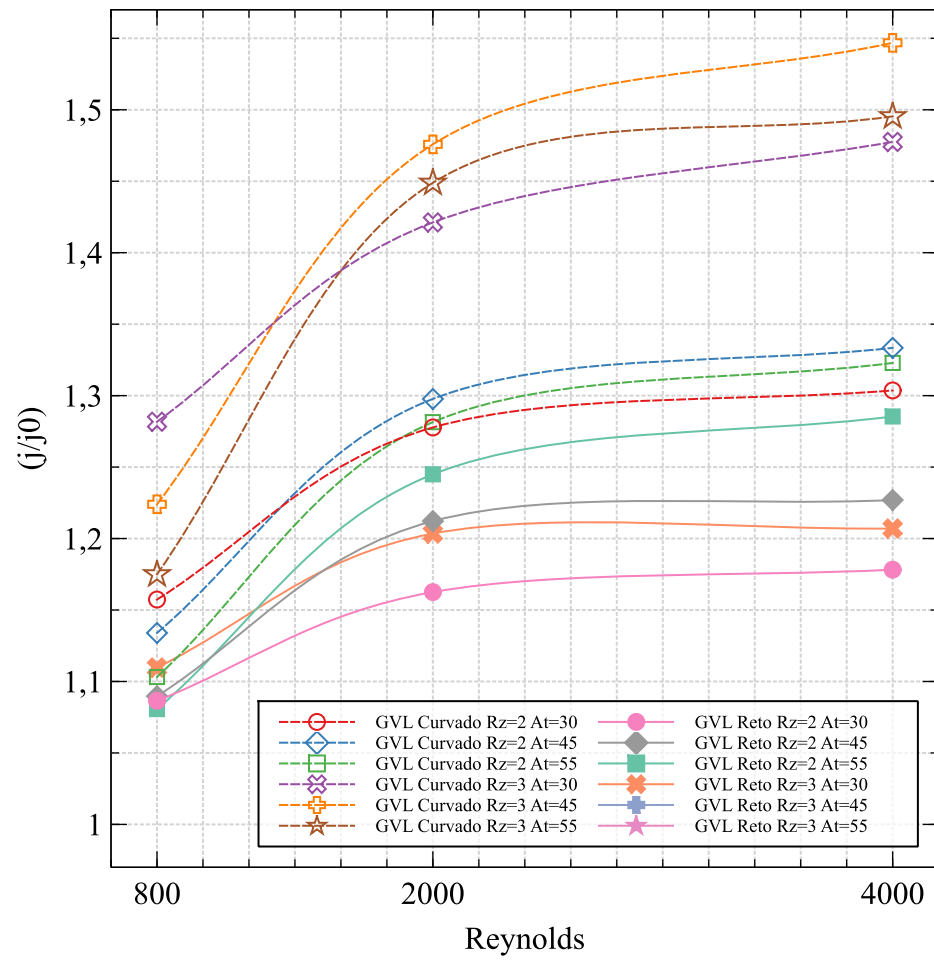
Nesta seção, será analisada a influência dos parâmetros geométricos R_z e At sobre o fator de Colburn e fator de atrito, considerando os geradores retos e curvos, utilizando como referência j_0 e f_0 que correspondem aos valores calculados para o trocador de calor sem gerador de vórtice

Figura 12 – Desempenho termo-hidráulico dos trocadores de calor com geradores de vórtices curvados e retos para diferentes números de Reynolds.



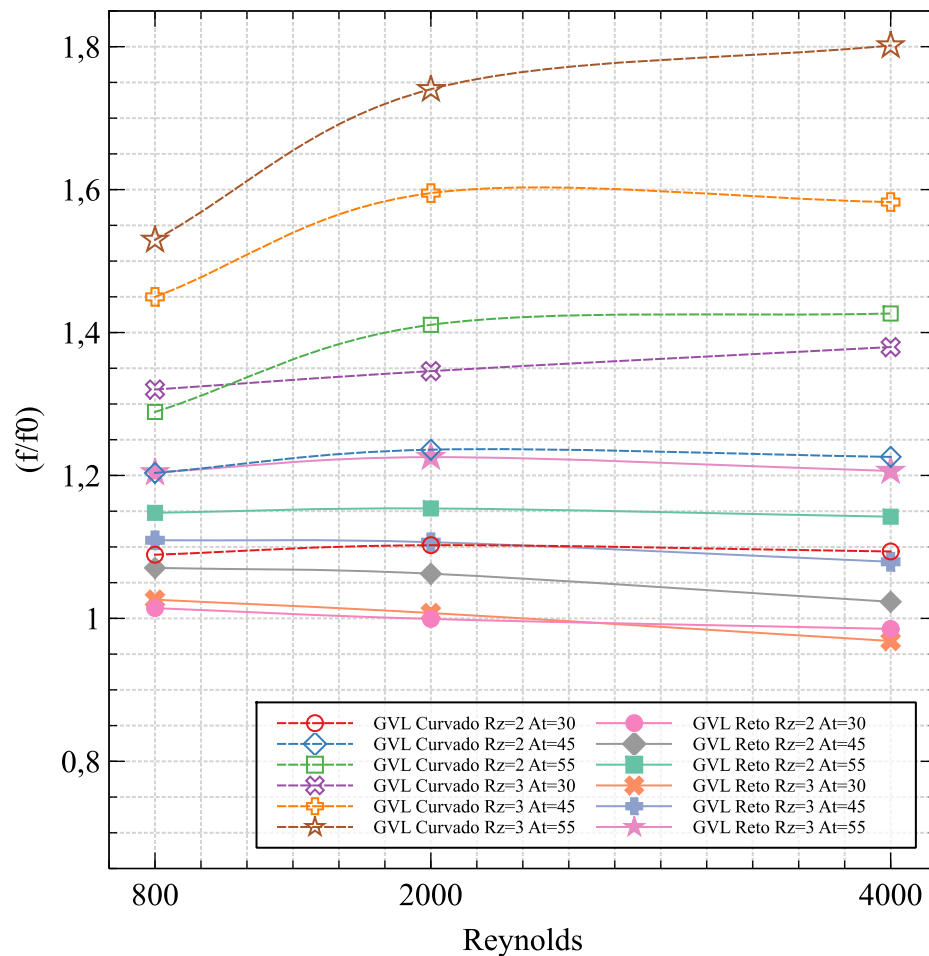
Fonte: O autor (2023)

Figura 13 – Relação do fator de Colburn (j) em relação ao trocador de calor de referência (j_0).



Fonte: O autor (2023)

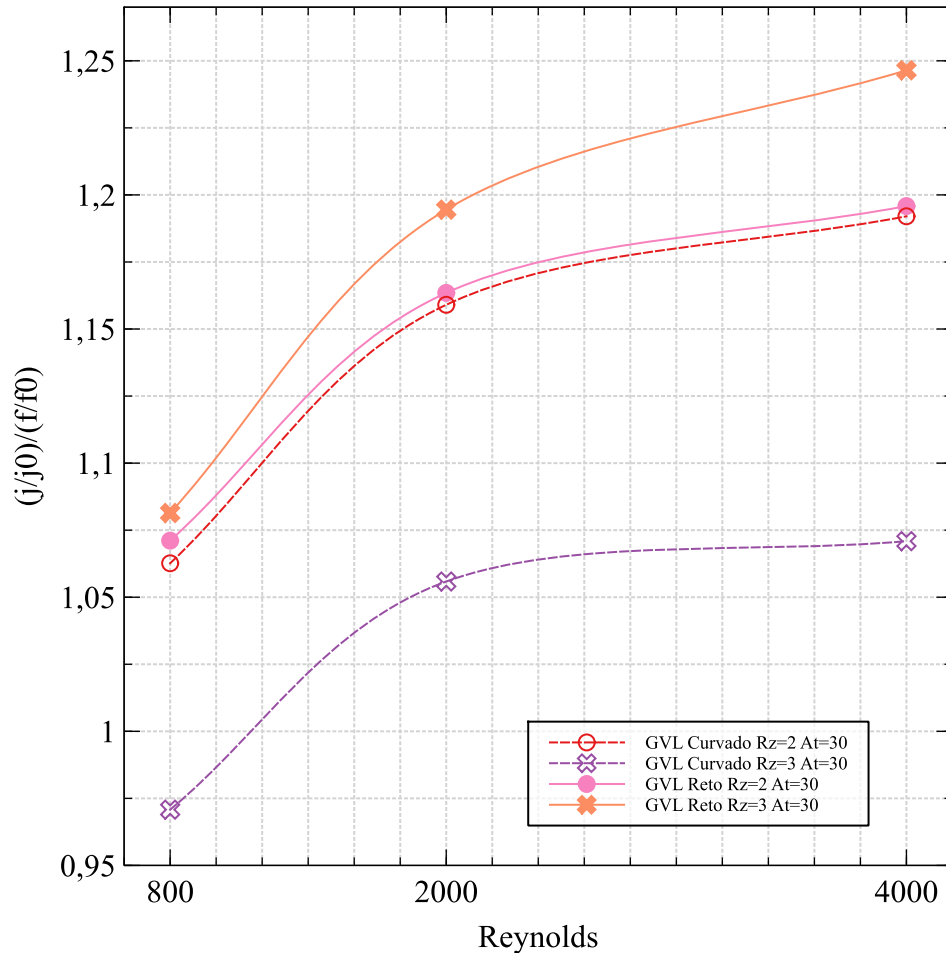
Figura 14 – Relação do fator de atrito do caso base pelo fator de atrito dos modelos simulados.



Fonte: O autor (2023)

Analisando o gráfico da Figura 12, é possível perceber que o uso dos geradores de vórtice curvados teve impacto no desempenho global do trocador de calor e que este efeito ocorre de forma mais positiva em relação ao caso base quando o ângulo de ataque é de 30° . Isso provavelmente ocorre porque a geometria de 30° é praticamente paralela à superfície do tubo, o que implica em um fator de atrito suficientemente menor, como pode ser visto na Figura 14, para provocar um aumento significativo no desempenho em relação aos demais geradores curvados. Este fato, pode ser comprovado, analisando a redução do aumento do fator de atrito dos outros modelos curvados, quando o número de Reynolds é aumentado de 800 para 4000, o que reduz a espessura da camada limite devido ao aumento da velocidade do fluido. No entanto, comparando os geradores com ângulo de ataque de 30° aos retos, esta diferença não é positiva, como pode ser facilmente observado na Figura 15.

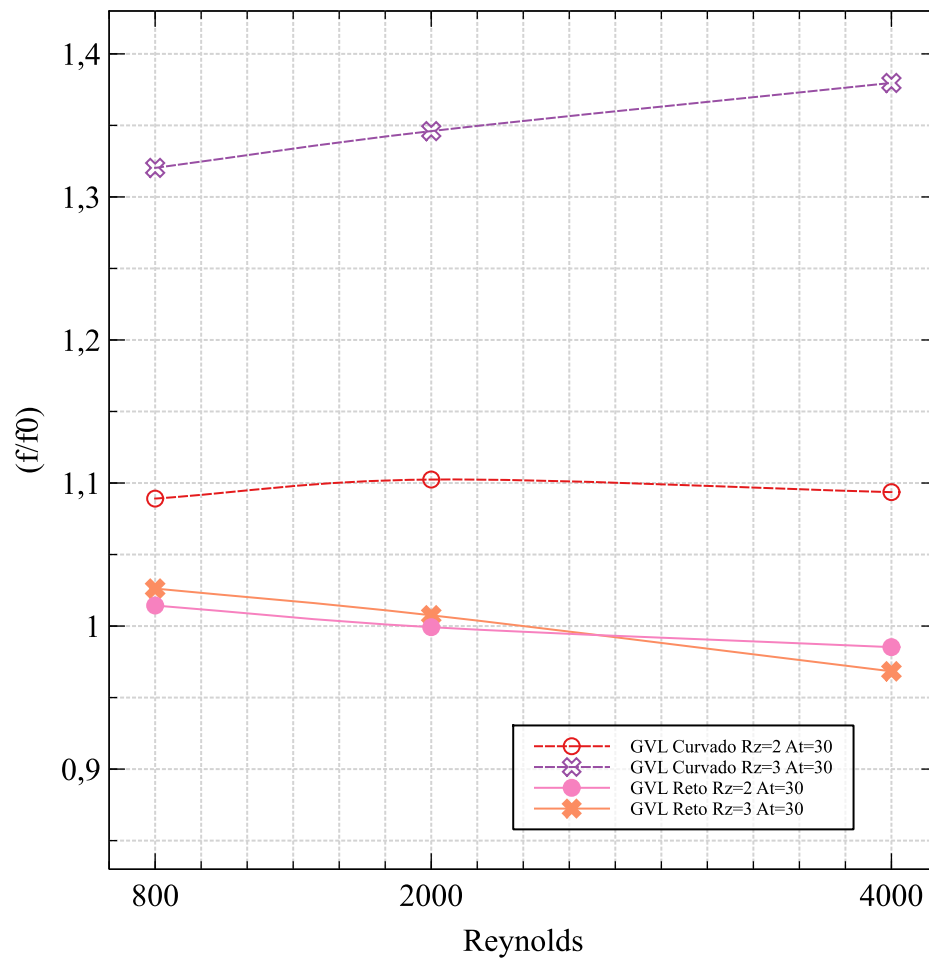
Figura 15 – Desempenho dos trocadores de calor com geradores de vórtices curvados e retos para ângulo de ataque de 30°.



Fonte: O autor (2023)

Este resultado, provavelmente ocorre devido a aceleração do fluido próximo a parede do tubo, imposta pela geometria reta do gerador ao estreitar a passagem do fluxo de ar entre este e o tubo, o que implica em um retardamento do descolamento da camada limite ao redor do tubo. Este fato pode ser observado, com mais clareza, na Figura 16, onde, é possível perceber que o gerador de vórtice reto foi capaz de reduzir o fator de atrito em relação ao caso base para o número de Reynolds acima de 2000.

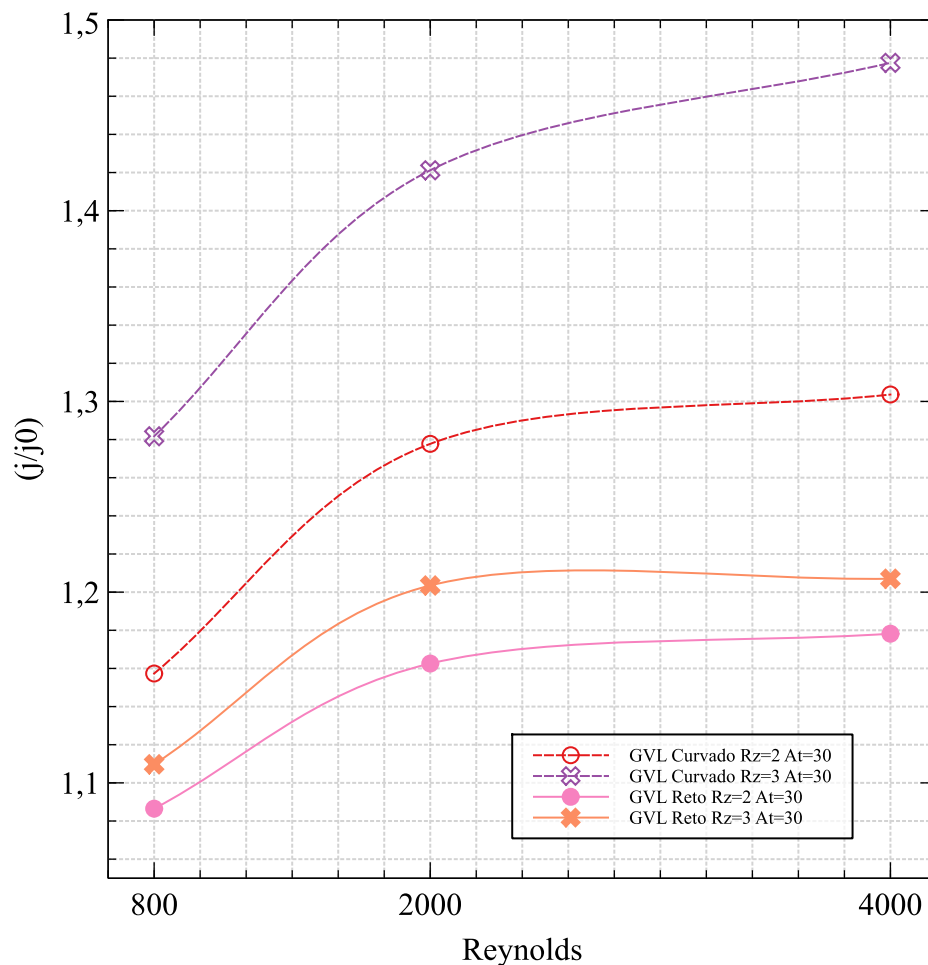
Figura 16 – Relação do fator de atrito do caso base pelo fator de atrito dos modelos simulados mantendo o ângulo de ataque fixo em 30°



Fonte: O autor (2023)

Entretanto, analisando do ponto de vista da transferência de calor é possível perceber que esse gerador curvado apresentou os melhores valores de j/j_0 , como pode ser melhor observado na Figura 17.

Figura 17 - Relação do fator de Colburn do caso base pelo fator de Colburn dos modelos simulados mantendo o ângulo de ataque fixo em 30°



Fonte: O autor (2023)

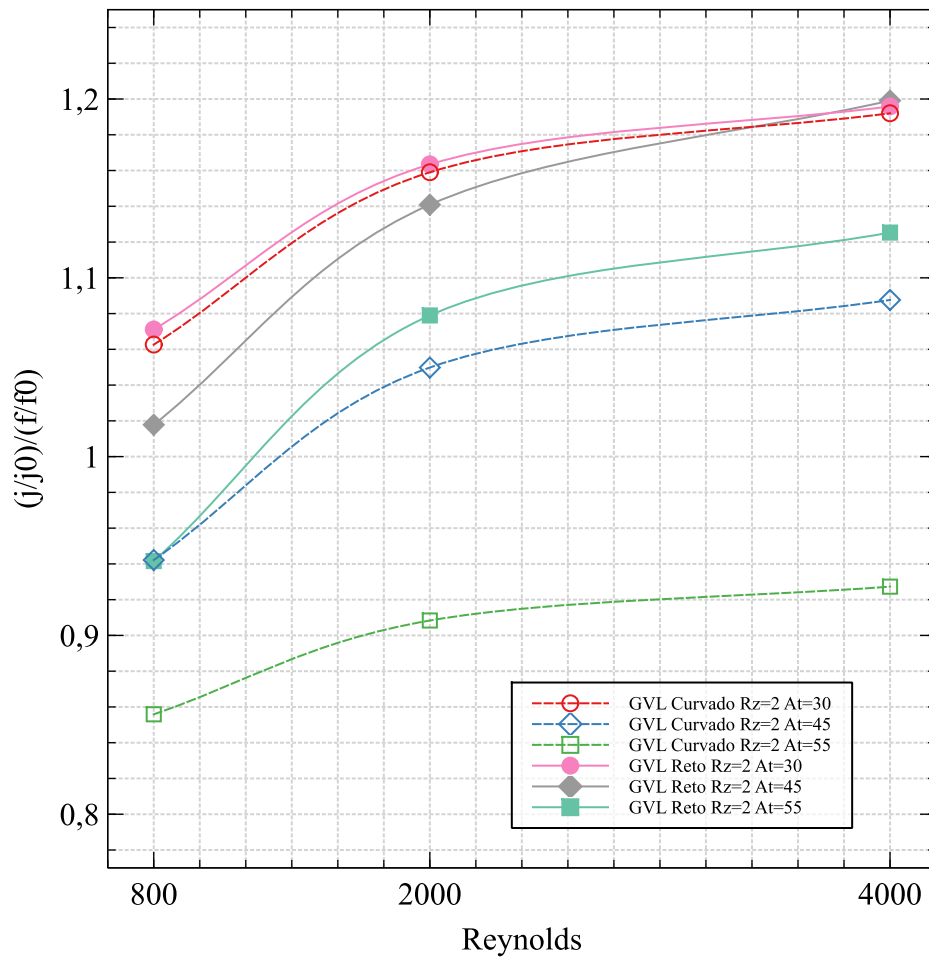
Este fato ocorre, devido a geometria do gerador curvado intensificar a geração do vórtice longitudinal e, conseqüentemente, melhorar a mistura do fluido mais frio com a do fluido mais quente em relação ao gerador reto.

Comparando os outros geradores curvados aos retos, é possível notar que, para uma mesma razão de aspecto e ângulo de ataque, os geradores retos apresentaram o melhor desempenho porque provocaram um aumento da transferência de calor, Figura 13, com um aumento da perda de carga, Figura 14, suficientemente pequeno para que o desempenho fosse maior.

Analisando os casos de gerador de vórtice curvado com razão de aspecto 2, Figura 18, é possível perceber que, embora tenha ocorrido muitas vezes um aumento significativo do fator de Colburn, como poder ser visto na Figura 19, não houve melhoria no desempenho porque, à

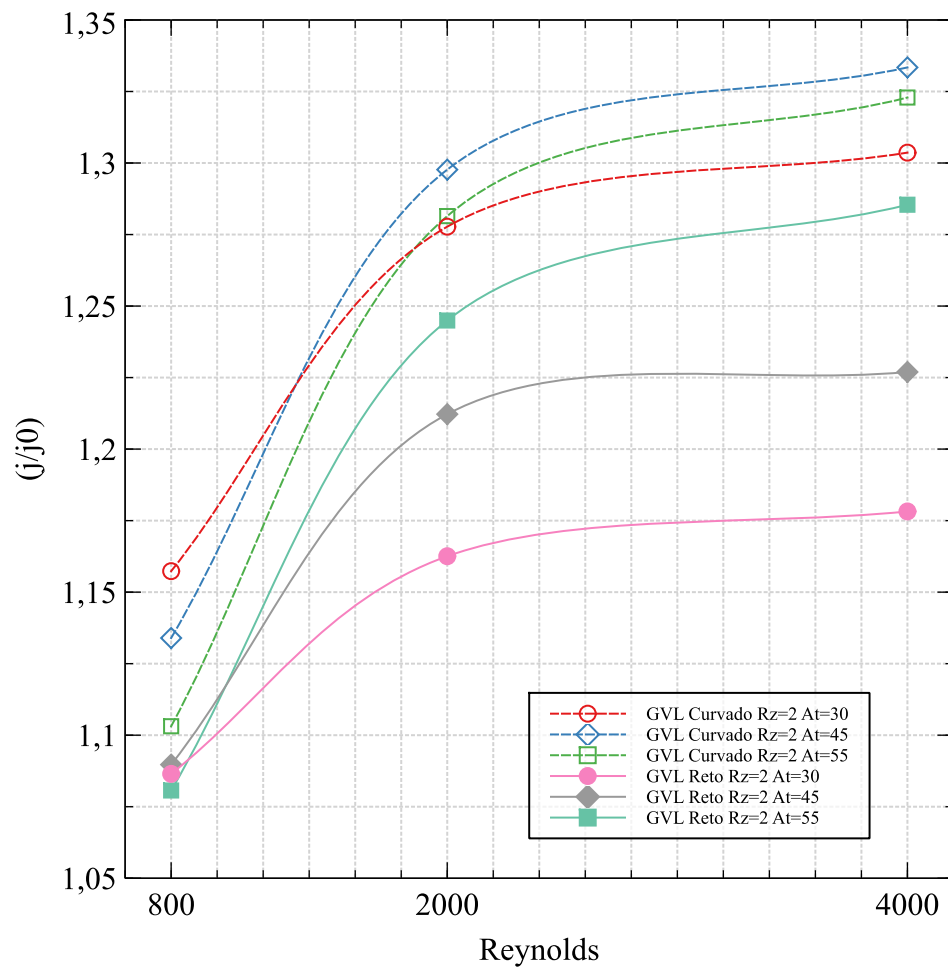
medida que o ângulo de ataque aumenta e o raio de curvatura diminui, o fator de atrito aumenta ainda mais, de acordo com a Figura 20.

Figura 18 - Desempenho dos trocadores de calor com geradores de vórtices curvados e retos pelo número de Reynolds mantendo a razão de aspecto fixa em 2.



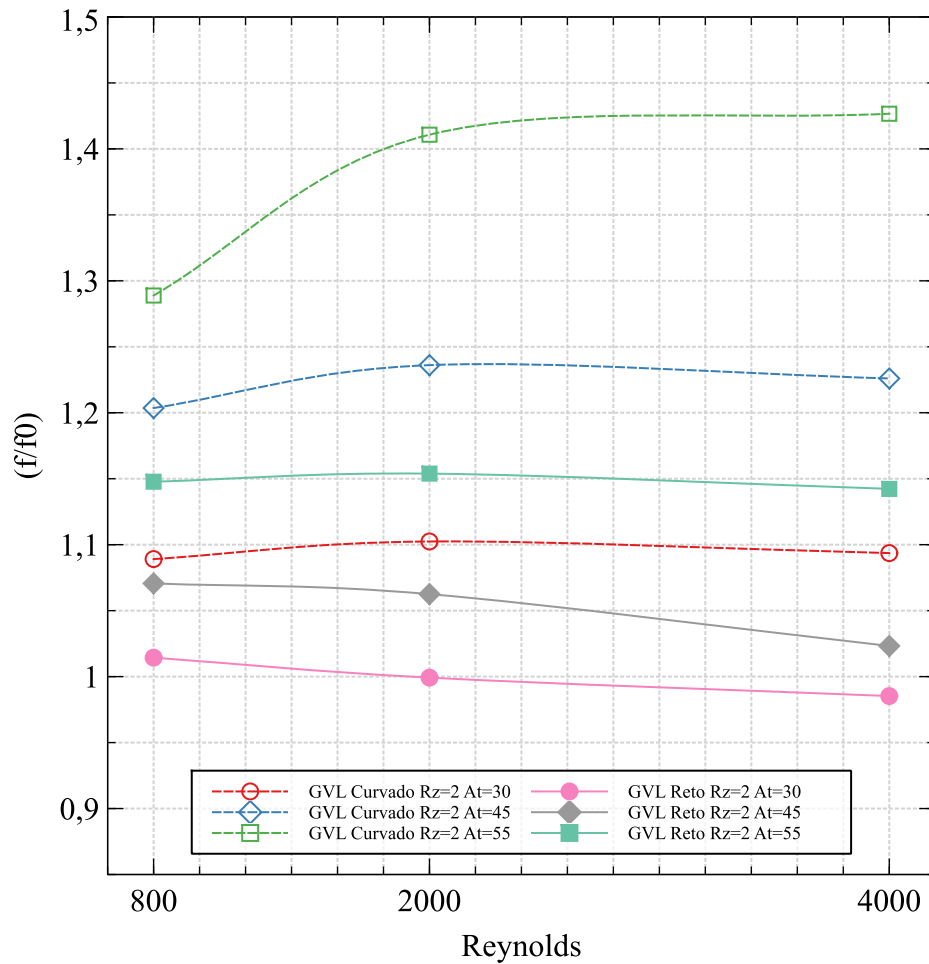
Fonte: O autor (2023)

Figura 19 - Relação do fator de Colburn do caso base pelo fator de Colburn dos modelos simulados mantendo a razão de aspecto fixa em 2.



Fonte: O autor (2023)

Figura 20 - Relação do fator de atrito do caso base pelo fator de atrito dos modelos simulados mantendo a razão de aspecto fixa em 2.



Fonte: O autor (2023)

Entretanto, analisando essencialmente do ponto de vista da transferência de calor, os modelos curvados apresentaram um aumento médio de 6% no fator de Colburn em relação aos retos na faixa de Reynolds de 800 a 4000, sendo o modelo com ângulo de ataque 30° o mais indicado, quando é desejável maior intensificação da transferência de calor em Reynolds 800, enquanto que o modelo com ângulo de ataque 45°, é o mais indicado para Reynolds 2000 e 4000.

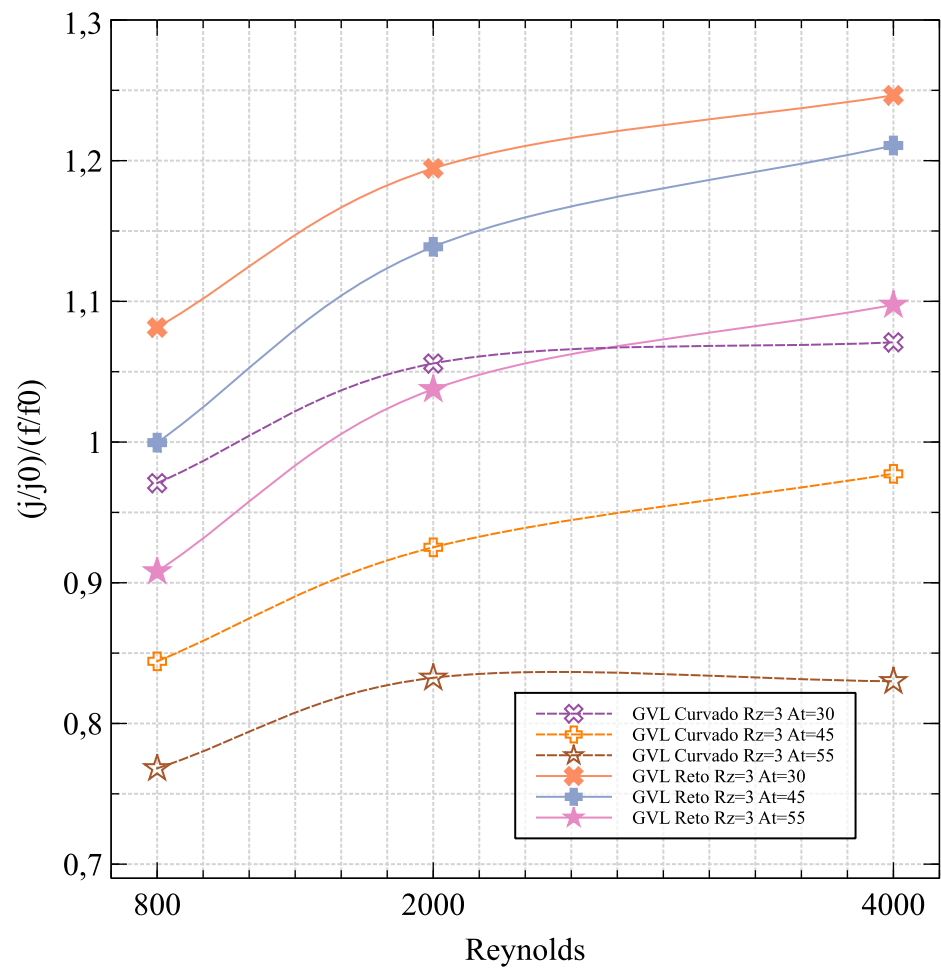
Fixando a razão de aspecto em 2 e mantendo o ângulo de ataque em 30°, é possível perceber que o desempenho dos dois tipos de geradores de vórtice tem uma diferença da ordem da incerteza devido a malha, o que pode significar um resultado praticamente igual para os dois geradores nessas configurações, como pode ser observado na Figura 18.

Entretanto, ao avaliar o fator de Colburn, Figura 19, e o fator de atrito, Figura 20, é possível notar que a diferença entre esses dois modelos é muito significativa, sendo possível constatar que há um grande aumento na transferência de calor para o gerador curvado, ao passo que há um aumento do fator de atrito em uma proporção praticamente igual, ou seja, ocorreu uma amplificação dos efeitos da perda de carga e do fator de atrito em proporções iguais entre si e ao caso com gerador de vórtice reto. Dessa forma, é possível concluir que ambos os modelos tem um desempenho melhor que o do caso base, mas o modelo curvado se destaca mais no aumento da transferência de calor, enquanto que o reto se destaca mais na perda de carga, podendo inclusive reduzi-la em valores de Reynolds acima de 2000.

Entretanto, fixando a razão de aspecto em 2 e o ângulo de ataque em 55° , é possível perceber que o gerador de vórtice reto apresentou o melhor desempenho, como pode ser observado na Figura 18. Avaliando o fator de Colburn, Figura 19, e o fator de atrito, Figura 20, é possível notar que o modelo reto se destaca na menor perda de carga e que a diferença na transferência de calor do curvado para o reto é da ordem da sensibilidade da malha em Reynolds de 800, o que pode significar um valor semelhante deste resultado para os dois casos neste número de Reynolds. Dessa forma, é possível concluir que o ângulo de ataque de 55° provocou um aumento expressivo da perda de carga sem aumentar a transferência de calor em relação ao gerador de vórtice reto para o número de Reynolds de 800.

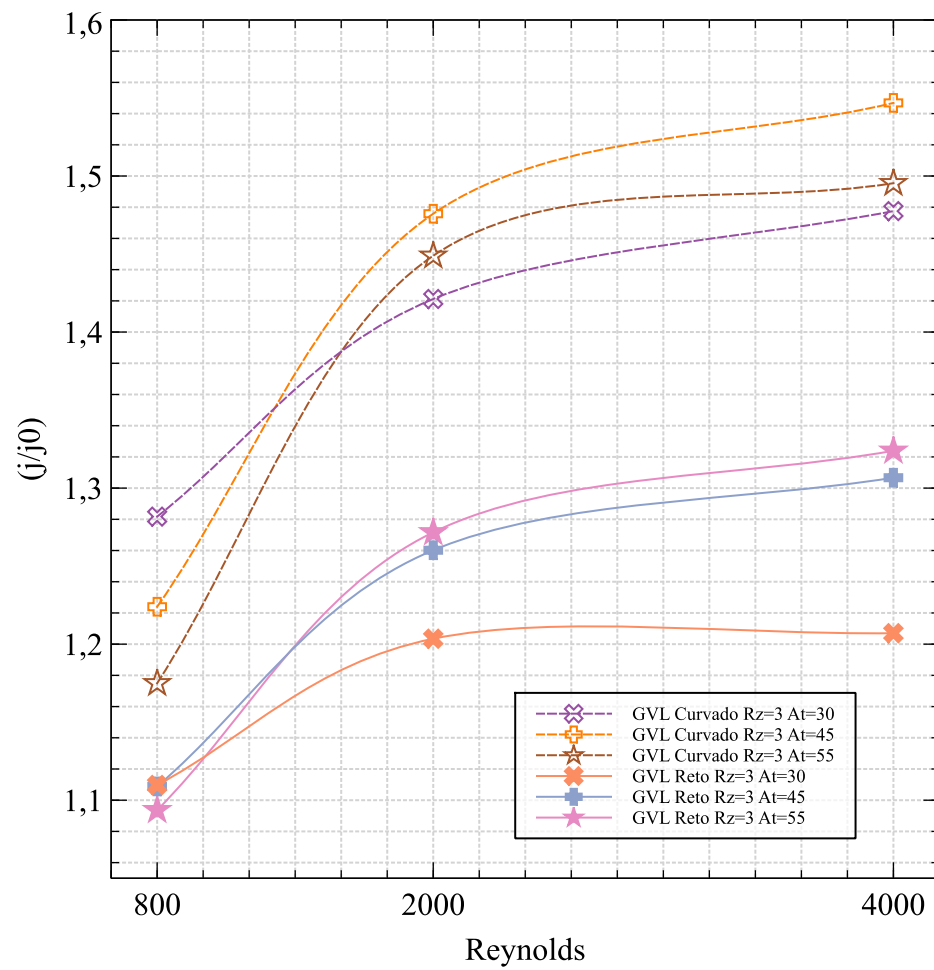
Analisando os casos de gerador de vórtice curvado com razão de aspecto 3, Figura 21, é possível perceber que, embora tenha ocorrido muitas vezes um aumento significativo do fator de Colburn, como pode ser visto na Figura 22, não houve melhoria no desempenho, pois à medida que o ângulo de ataque aumenta e o raio de curvatura diminui, o fator de atrito aumenta ainda mais, de acordo com a Figura 23.

Figura 21 - Desempenho dos trocadores de calor com geradores de vórtices curvados e retos pelo número de Reynolds mantendo a razão de aspecto fixa em 3.



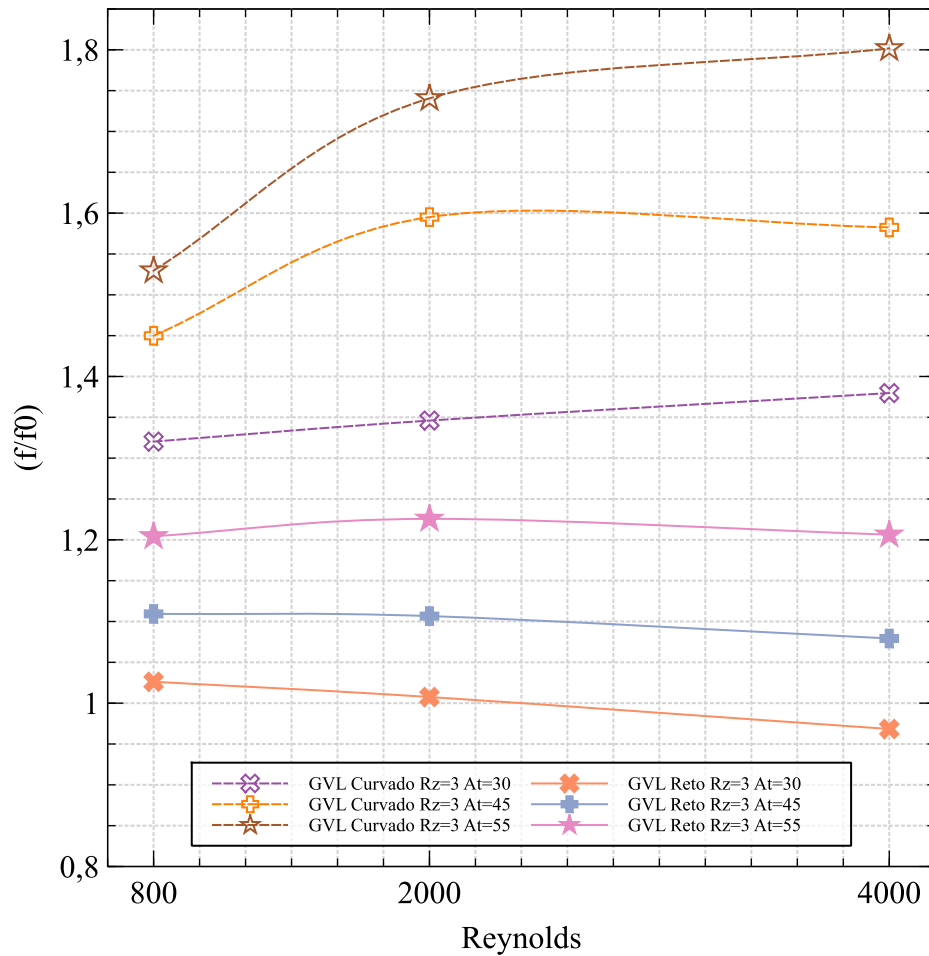
Fonte: O autor (2023)

Figura 22 - Relação do fator de Colburn do caso base pelo fator de Colburn dos modelos simulados mantendo a razão de aspecto fixa em 3.



Fonte: O autor (2023)

Figura 23 - Relação do fator de atrito do caso base pelo fator de atrito dos modelos simulados mantendo a razão de aspecto fixa em 3.



Fonte: O autor (2023)

Entretanto, novamente, analisando do ponto de vista da transferência de calor, estes modelos curvados apresentaram um aumento médio nos pontos analisados de 15% em relação aos retos, e de 39% em relação ao caso base, sendo o modelo com ângulo de ataque 30°, a partir do gráfico da Figura 22, o mais indicado dentre as configurações, quando é desejável maior intensificação da transferência de calor para o número de Reynolds de 800, enquanto que o modelo com ângulo de ataque 45° é o mais indicado para o número de Reynolds de 2000 e 4000.

Fixando a razão de aspecto em 3 e o ângulo de ataque em 30°, é possível constatar que o desempenho do gerador de vórtice reto é o maior e que o curvado reduziu o desempenho do trocador de calor para o número de Reynolds de 800, como pode ser observado na Figura 21.

Ao avaliar o fator de Colburn, Figura 22, e o fator de atrito, Figura 23, é possível notar que a diferença entre esses dois modelos é muito significativa, sendo possível constatar que há um grande aumento na transferência de calor para o gerador de vórtice curvado, ao passo que há um aumento ainda maior do fator de atrito. Dessa forma, é possível concluir que ambos os modelos tem um desempenho médio melhor que a do caso base, mas o modelo curvado se destaca mais no aumento da transferência de calor. No número de Reynolds de 800, o gerador de vórtice curvado alcançou um aumento de 28% em relação ao caso base, e de 15% em relação ao modelo reto com razão de aspecto de 3 e ângulo de ataque de 30° , que teve o maior aumento da transferência de calor dentre os modelos retos. Já o modelo reto, se destaca na menor perda de carga, podendo inclusive reduzi-la em valores de número de Reynolds acima de 2000.

Agora, fixando a razão de aspecto em 3 e o ângulo de ataque em 45° , é possível perceber que o desempenho dos dois tipos de geradores de vórtice tem uma diferença muito significativa e que o gerador curvado reduziu o desempenho em relação ao caso base, como pode ser observado na Figura 21. Entretanto, ao avaliar o fator de Colburn, Figura 22, e o fator de atrito, Figura 23, é possível notar que o modelo curvado, teve o maior aumento da transferência de calor, enquanto que o modelo reto apresentou a menor perda de carga. Este modelo curvado se destaca em relação aos demais, por ser o que apresentou o maior aumento de j , sendo de 48% para o número de Reynolds de 2000 e 55% para o número de Reynolds de 4000, em relação ao caso base (j_0), e de 22% para o número de Reynolds de 2000 e 24% para o número de Reynolds de 4000, em relação ao modelo reto com maior aumento de j .

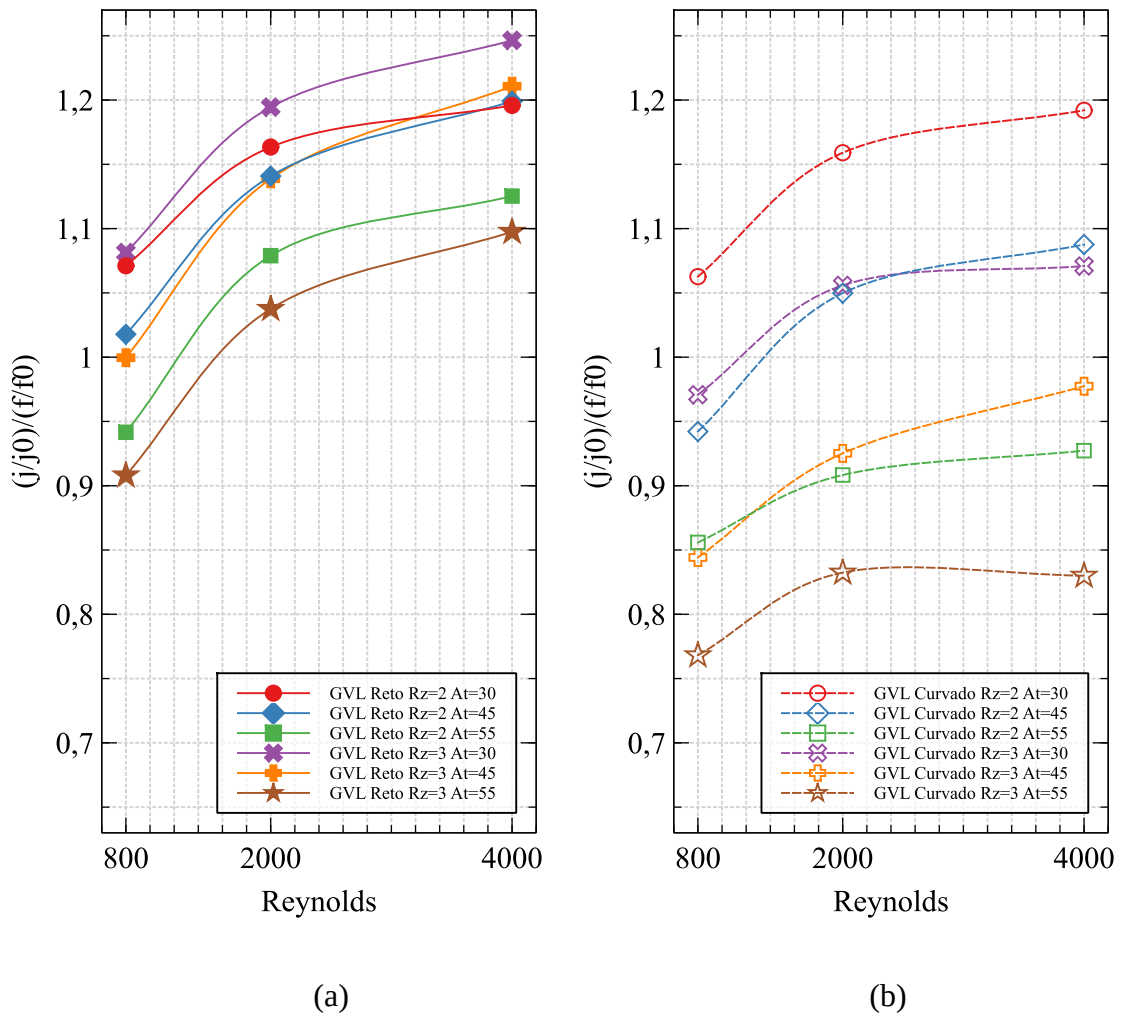
Já fixando a razão de aspecto em 3 e o ângulo de ataque em 55° , é possível perceber que o desempenho dos dois tipos de geradores de vórtice tem uma diferença muito significativa e que o gerador curvado reduziu novamente o desempenho em relação ao caso base e de maneira mais expressiva, como pode ser observado na Figura 21.

Ao avaliar o fator de Colburn, Figura 22, e o fator de atrito, Figura 23, é possível notar que o modelo curvado, teve um maior aumento da transferência de calor, enquanto que o modelo reto apresentou a menor perda de carga. Este modelo curvado, se destaca de maneira negativa, por ter provocado o maior aumento de f nos pontos analisados, de 53% para o número de Reynolds de 800, 74% para o número de Reynolds de 2000, e de 80% para o número de Reynolds de 4000, ambos em relação ao caso base (f_0).

Já analisando todos os casos de gerador de vórtice curvado, Figura 24 (b), é possível perceber que, embora tenha ocorrido muitas vezes um aumento significativo do fator de Colburn, como pode ser visto na Figura 25 (b), não houve melhoria no desempenho, pois à

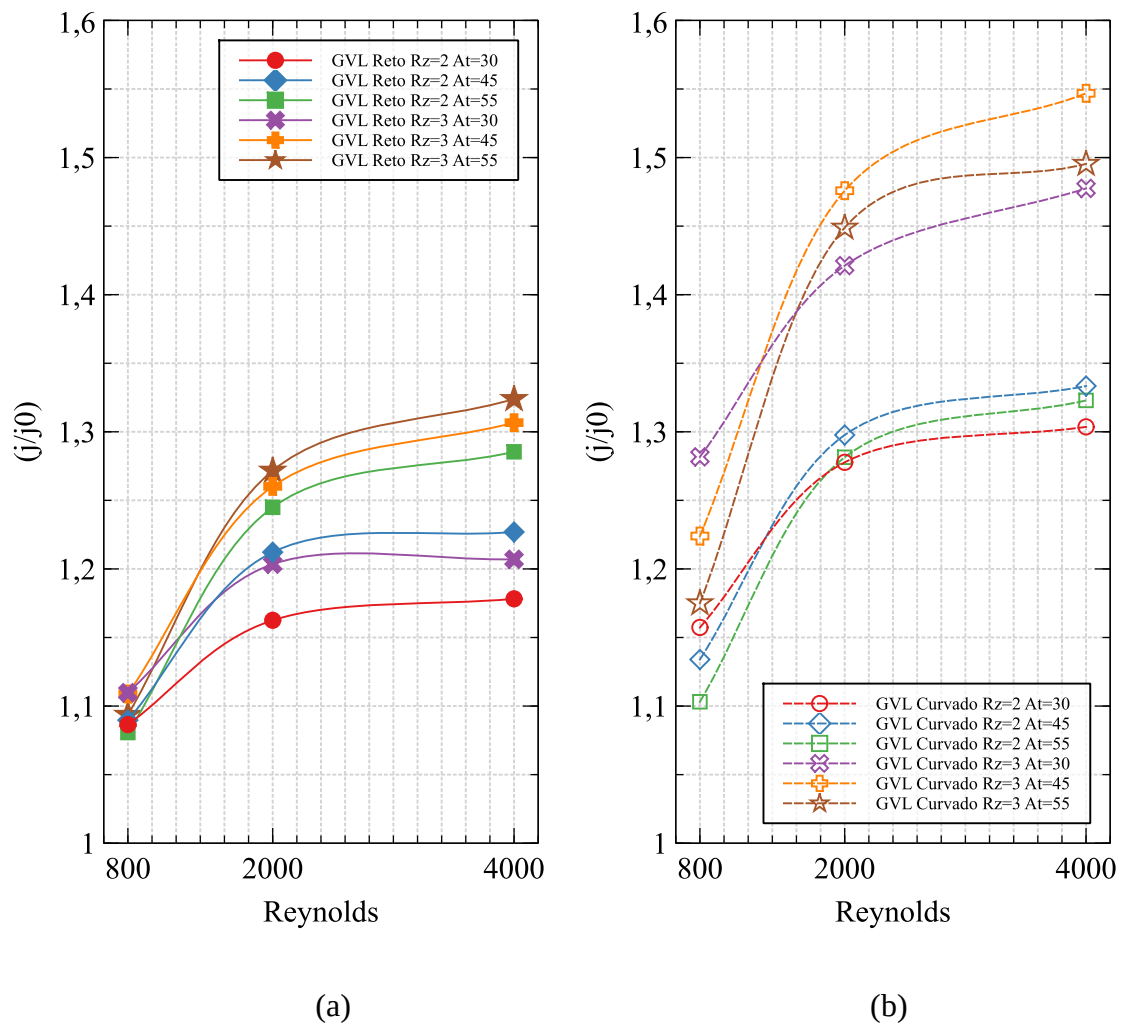
medida que o ângulo de ataque e a razão de aspecto aumentam, o fator de atrito aumenta ainda mais, conforme evidenciado na Figura 26 (b).

Figura 24 - Desempenho dos trocadores de calor com geradores de vórtices curvados e retos pelo número de Reynolds.



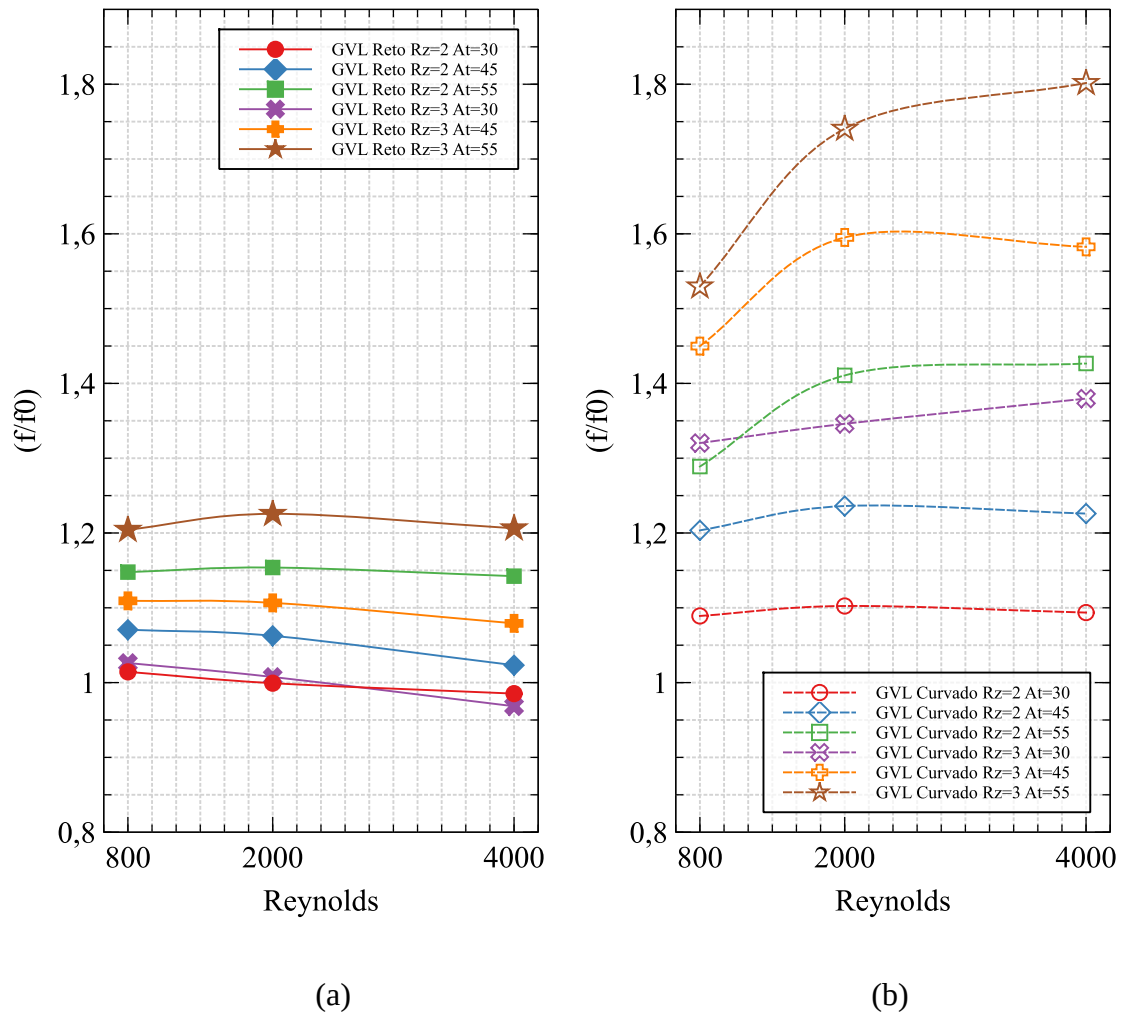
Fonte: O autor (2023)

Figura 25 - Relação do fator de Colburn do caso base pelo fator de Colburn dos modelos simulados.



Fonte: O autor (2023)

Figura 26 - Relação do fator de atrito do caso base pelo fator de atrito dos modelos simulados.



Fonte: O autor (2023)

Entretanto, novamente, analisando exclusivamente do ponto de vista da transferência de calor, estes modelos curvados apresentaram um aumento médio nos pontos analisados de 11% da relação de j/j_0 , em relação aos retos, e de 32%, em relação ao caso base.

Já analisando os aspectos geométricos, a partir dos resultados da Figura 25 (b), é possível constatar que a razão de aspecto é a variável mais importante quando o objetivo é aumentar a transferência de calor do trocador com o gerador curvado, tendo aumentado em média 12% a relação de j/j_0 , quando ela é variada de 2 para 3, enquanto que o ângulo de ataque não provocou uma mudança significativa da relação de j/j_0 para cada grau aumentado, pois, apesar do incremento dele aumentar a partir de 30° a transferência de calor, esse incremento a diminui a partir do ângulo de ataque de 45° .

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi realizada uma comparação entre o uso de geradores curvados em relação ao uso de geradores retos e ao caso base, sem gerador, no desempenho, na transferência de calor e no fator de atrito de um trocador de calor compacto de tubos aletados desalinhados. Os pontos analisados foram: ângulo de ataque de 30°, 45° e 55°; razão de aspecto de 2 e 3; raio de curvatura de 0,8 em relação ao raio dos tubos, para o gerador curvado; posição adimensional, do centro do gerador ao centro dos tubos, X_r de 1,33 e Y_r de 0,53 e número de Reynolds de 800, 2000 e 4000. A abordagem numérica utilizou o modelo de turbulência SST k-Omega, em um *software* comercial, para a solução das equações governantes, considerando um escoamento turbulento, tridimensional e em regime estacionário. As principais conclusões são listadas a seguir:

- Para os mesmos parâmetros geométricos, o desempenho dos geradores de vórtices longitudinais retos é superior ao dos geradores de vórtices longitudinais curvados para a faixa operacional avaliada.
- O modelo curvado, com ângulo de ataque 30° e razão de aspecto de 3 é o mais indicado quando o objetivo é intensificar a transferência de calor para baixo número de Reynolds ($Re = 800$), e o com ângulo de ataque 45° e razão de aspecto de 3 é o mais indicado para intensificar a transferência de calor para alto valor no número Reynolds ($Re = 2000$ e $Re = 4000$).
- O modelo curvado, com ângulo de ataque em 55° e razão de aspecto de 3, provocou os maiores aumentos da relação f/f_0 : 53% para $Re = 800$, 74% para $Re = 2000$ e 80% para $Re = 4000$, ambos em relação ao caso base.
- Os modelos curvados são melhores quando é desejável um maior aumento da transferência de calor, pois apresentaram um aumento médio de 11% no fator de Colburn em relação aos retos, e de 32%, em relação ao caso base.
- A razão de aspecto (de 2 para 3) é a variável mais importante quando o objetivo é intensificar a transferência de calor do trocador com o gerador curvado, tendo aumentado em média 12% a relação de j/j_0 .
- O ângulo de ataque não provocou um aumento médio significativo da relação de j/j_0 para cada grau aumentado para a faixa operacional avaliada pois, apesar do incremento dele aumentar a partir de 30° a transferência de calor, esse incremento a diminui a partir do ângulo de ataque de 45° até o ângulo de 55°.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABOTSI, O. Y. W.; KIZITO, J. P. Turbulent heat transfer enhancement in an axially rotating pipe fitted with kenics segment mixer. **Results in Engineering**, v. 7, 1 set. 2020.
- AWAIS, M.; BHUIYAN, A. A. Heat and mass transfer for compact heat exchanger (CHXs) design: A state-of-the-art review. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 127, p. 359–380, 1 dez. 2018.
- CHAI, L.; TASSOU, S. A. **A review of airside heat transfer augmentation with vortex generators on heat transfer surface**. **Energies** MDPI AG, , 1 out. 2018.
- DA SILVA, R. P. P. et al. Thermal and hydrodynamic analysis of a compact heat exchanger produced by additive manufacturing. **Applied Thermal Engineering**, v. 193, 5 jul. 2021.
- DARVISH DAMAVANDI, M.; FOROUZANMEHR, M.; SAFIKHANI, H. Modeling and Pareto based multi-objective optimization of wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers using CFD and NSGA-II algorithm. **Applied Thermal Engineering**, v. 111, p. 325–339, 2017.
- DEEPAKKUMAR, R.; JAYAVEL, S. Air side performance of finned-tube heat exchanger with combination of circular and elliptical tubes. **Applied Thermal Engineering**, v. 119, p. 360–372, 2017a.
- FIEBIG, M.; VALENCIA, A.; MITRA, N. K. **Wing-Type Vortex Generators for Fin-and-Tube Heat Exchangers**.
- HAN, H. et al. Numerical study of thermal and flow characteristics for a fin-and-tube heat exchanger with arc winglet type vortex generators. **International Journal of Refrigeration**, v. 98, p. 61–69, 1 fev. 2019.
- INCROPERA, F. P. et al. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. Editora: LTC, 5ª edição, 2003.
- Review: Fundamentals of Heat and Mass Transfer. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 85, n. A12, p. 1683–1684, 2007.
- KE, H. et al. Thermal-hydraulic performance and optimization of attack angle of delta winglets in plain and wavy finned-tube heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, v. 150, p. 1054–1065, 5 mar. 2019.
- LIN, Z. M. et al. Numerical study of flow and heat transfer enhancement of circular tube bank fin heat exchanger with curved delta-winglet vortex generators. **Applied Thermal Engineering**, v. 88, p. 198–210, 5 set. 2015.
- LIN, Z. M. et al. Thermal and flow characteristics of a channel formed by aligned round tube bank fins stamped with curve delta-winglet vortex generators. **Thermal Science and Engineering Progress**, v. 26, 1 dez. 2021.

LU, G.; ZHOU, G. Numerical simulation on performances of plane and curved winglet - Pair vortex generators in a rectangular channel and field synergy analysis. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 109, p. 323–333, 1 nov. 2016.

MODI, A. J.; KALEL, N. A.; RATHOD, M. K. Thermal performance augmentation of fin-and-tube heat exchanger using rectangular winglet vortex generators having circular punched holes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 158, 1 set. 2020.

MODI, A. J.; RATHOD, M. K. Experimental investigation of heat transfer enhancement and pressure drop of fin-and-circular tube heat exchangers with modified rectangular winglet vortex generator. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 189, 15 jun. 2022.

MOUSA, M. H.; MILJKOVIC, N.; NAWAZ, K. **Review of heat transfer enhancement techniques for single phase flows. Renewable and Sustainable Energy Reviews.** Elsevier Ltd, , 1 mar. 2021.

OH, Y.; KIM, K. Effects of position and geometry of curved vortex generators on fin-tube heat-exchanger performance characteristics. **Applied Thermal Engineering**, v. 189, 5 maio 2021.

SALVIANO, L. O.; DEZAN, D. J.; YANAGIHARA, J. I. Optimization of winglet-type vortex generator positions and angles in plate-fin compact heat exchanger: Response Surface Methodology and Direct Optimization. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 82, p. 373–387, 2015.

SALVIANO, L. O.; DEZAN, D. J.; YANAGIHARA, J. I. Thermal-hydraulic performance optimization of inline and staggered fin-tube compact heat exchangers applying longitudinal vortex generators. **Applied Thermal Engineering**, v. 95, p. 311–329, 2016.

SHI, W. N. et al. The optimal longitudinal location of curved winglets for better thermal performance of a finned-tube heat exchanger. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 167, 1 set. 2021.

SONG, K. W. et al. Effect of geometric size of curved delta winglet vortex generators and tube pitch on heat transfer characteristics of fin-tube heat exchanger. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 82, p. 8–18, 1 abr. 2017.

SONG, K. W. et al. Heat transfer characteristics of concave and convex curved vortex generators in the channel of plate heat exchanger under laminar flow. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 137, p. 215–228, 1 mar. 2019.

SONG, K. W. et al. Thermal-hydraulic characteristic of a novel wavy fin-and-circle tube heat exchanger with concave curved vortex generators. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 194, 15 set. 2022.

WANG, C. C.; CHANG, Y. J.; LEE, C. J. Investigation of wavy fin-and-tube heat exchangers: A contribution to databank. **Experimental Heat Transfer**, v. 12, n. 1, p. 73–89, 1999.

WANG, C.-C.; CHI, K.-Y.; CHANG, C.-J. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. 1999.

ZHOU, G.; FENG, Z. Experimental investigations of heat transfer enhancement by plane and curved winglet type vortex generators with punched holes. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 78, p. 26–35, abr. 2014.