

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

CASSIANO VICTOR DE SOUZA FERREIRA

**INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UM
TROCADOR DE CALOR COMPACTO COM *DIMPLES***

Ilha Solteira
2022

PROGRAMA DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CASSIANO VICTOR DE SOUZA FERREIRA

**INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UM
TROCADOR DE CALOR COMPACTO COM *DIMPLES***

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.

Nome do orientador

Prof. Dr. Leandro Oliveira Salviano

FICHA CATALOGRÁFICA
Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

F383i Ferreira, Cassiano Victor de Souza.
Intensificação da transferência de calor em um trocador de calor compacto com dimples / Cassiano Victor de Souza Ferreira. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2022
47 f. : il.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica)
- Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, 2022

Orientador: Leandro Oliveira Salviano
Inclui bibliografia

1. Trocadores de calor compactos. 2. Dimples. 3. Simulação numérica
4. Intensificação da transferência de calor.


Raiane da Silva Santos

Supervisora Técnica de Seção
Seção Técnica de Referência, Atendimento ao usuário e Documentação
Diretoria Técnica de Biblioteca e Documentação
CRB/8 - 9999

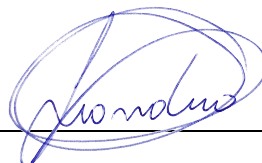
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ATA DA DEFESA - TRABALHO DE GRADUAÇÃO

Ao vigésimo sexto dia do mês de Julho de dois mil e vinte dois, às nove hora e trinta minutos, em reunião pelo Google Meeting (<https://meet.google.com/rta-xxmj-rpt>), o discente CASSIANO VICTOR DE SOUZA FERREIRA matriculado sob o RA 162053533, apresentou o Trabalho de Graduação intitulado INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UM TROCADOR DE CALOR COMPACTO COM DIMPLES, tendo como banca examinadora o PROF. DR. LEANDRO OLIVEIRA SALVIANO (Orientador/Presidente), MSc. Eng. 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)



Msc. Eng. Laís Stocco Bandini

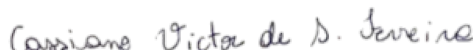


Eng. Bruno Henrique de Camargo Moreno



Discente:

Cassiano Victor De Souza Ferreira



Ilha Solteira, 26 de Julho de 2022.

DEDICATÓRIA

“Dedico este trabalho especialmente a meus pais Célio Alves Ferreira e Ana Maria de Souza Ferreira, à minha irmã Débora de Souza Ferreira, minha namorada Isadora Pires ao meu orientador Prof. Dr. Leandro Oliveira Salviano, aos meus grandes amigos João Gustavo Lago, Henrique Scalon, Andressa Lopes, Pedro Trentin e Matheus Farias e à todos os amigos, familiares e colegas que me ajudaram ou 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, irmã e minha namorada que me incentivaram nos momentos difíceis e compreenderam a minha ocupação enquanto realizava este trabalho e ao longo da minha trajetória acadêmica.

Aos meus familiares que sempre acreditaram em mim e me apoiaram em todos os momentos difíceis durante a minha trajetória.

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.

“A menos que modifiquemos à nossa maneira de pensar, não seremos capazes de resolver os problemas causados pela forma como nos acostumamos a ver o mundo”. Albert Einstein.

RESUMO

Os trocadores de calor são usados amplamente em aplicações industriais e cotidianas, podendo ser aplicados em diversos projetos de engenharia. Neste projeto foi estudado uma das principais formas de aprimorar estes dispositivos. Uma técnica de intensificação de transferência de calor passiva chamada *dimples*. Estes dispositivos geram estruturas de vórtices longitudinais e promovem o aumento da transferência térmica. Neste trabalho, um trocador de calor compacto com *dimples* foi analisado, considerando modelos com *dimples* alinhados e intercalados variando-se seus diâmetros de 0,8 mm, 1,2 mm e 1,4 mm, para tubos circulares e intercalados. Uma abordagem numérica tridimensional foi adotada, considerando um escoamento turbulento e em regime estacionário, para a faixa de Reynolds entre 500 e 4000, que compreende diversas aplicações em sistemas de refrigeração. As análises quanto a transferência de calor e a perda de carga no trocador de calor em função das alterações geométricas e operacionais são feitas através dos parâmetros termo-hidráulicos fator de Colburn (j) e fator de atrito (f). Os resultados mostraram que os modelos Alinhados para este caso tiveram vantagens em relação aos Intercalados, tanto na intensificação da transferência de calor quanto na eficiência global. O modelo Intercalados 2 se destacou devido a um elevado aumento do fator de Colburn de 43,3% junto a uma moderada penalização por perda de carga, chegando a um desempenho de 19%. O modelo *Alinhados* 3 também foi um destaque devido a seu elevado aumento da transferência de calor comparado ao caso base chegando a 48,8%. A análise realizada concluiu que, a medida em que o diâmetro dos *dimples* aumentaram, a transferência térmica e a perda de carga também aumentaram. Foi realizado também uma análise dos campos de temperatura e *streamlines*, verificando a formação de estrutura de vórtices e distorção das linhas de correntes nas concavidades dos *dimples*, que foram responsáveis pela intensificação da transferência de calor. Também foi observado pelos campos de velocidade uma redução da região de esteira, atrás do primeiro tubo do domínio, sendo responsável por auxiliar na troca de calor.

Palavras-chave: Trocadores de Calor Compactos; *Dimples*; Simulação Numérica, Intensificação da transferência de calor.

ABSTRACT

Heat exchangers are widely used in industrial and everyday applications and can be applied in various engineering projects. One of the main passive techniques of heat transfer enhancement are the *dimples*, which generate longitudinal vortex structures and promote the increase of heat transfer. In this work, a compact heat exchanger with *dimples* was analyzed, considering models with diameters of 0.8 mm, 1.2 mm and 1.4 mm, for circular and interleaved tubes. A three-dimensional numerical approach was adopted, considering turbulent and steady-state flow, for the Reynolds range between 500 and 4000, which comprises several applications in refrigeration systems. The analyzes regarding the heat transfer and the pressure loss in the heat exchanger as a function of the geometric and operational changes are made through the thermo-hydraulic parameters Colburn factor (j) and friction factor (f). The results showed that the aligned models for this case had advantages over the Interleaved ones, both in terms of intensification of heat exchange and global efficiency. The Aligned 2 model stood out due to a high Colburn factor increase of 44.1% with a low pressure drop penalty, reaching a performance increase of 19%. The Aligned 3 model was also a highlight due to its high increase in heat transfer compared to the base case, reaching 48.8% of performance increasing. It was analyzed that as the diameter of the *dimples* increased, the heat transfer and pressure drop also increased. An analysis of the temperature fields and streamlines was also carried out, verifying the formation of vortex structure and distortion of the current lines in the *dimples* concavities, which were responsible for the intensification of heat transfer. It was also observed by the velocity fields a reduction of the wake region, behind the first tube of the domain, being responsible for helping in the heat exchange.

Keywords: Compact Heat Exchangers; *Dimples*; Numerical Simulation, Intensification of heat transfer.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de trocador de calor com dimples em suas aletas.	15
Figura 2. Diferentes formatos de <i>Dimples</i>	17
Figura 3. Formação de estrutura de vórtex no interior dos <i>dimples</i>	18
Figura 4. Geometria de domínio computacional de um canal com <i>dimples</i>	19
Figura 5. Representação esquemática do trocador de calor abordado.	20
Figura 6. Representação Esquemática do TCC com Dimples.	21
Figura 7: Representação Esquemática dos Dimples.	23
Figura 8. Domínio computacional com indicações dos contornos e das regiões.	26
Figura 9. Refino com camadas de primas na malha e elementos tetraédricos	28
Figura 10. Malha do modelo do trocador de calor compacto	29
Figura 11. Validação do Fator de Colburn (j) e do Fator de Atrito baseado nas correlações de Wang.	33
Figura 12. Valores do Fator de Colburn.	34
Figura 13. Valores do Fator de Atrito.	35
Figura 14. Desempenho global dos trocadores de calor em relação ao caso base. .	36
Figura 15. Distribuição do fator de Colburn (j) médio e da pressão relativa para $Re = 500$	38
Figura 16. Distribuição do fator de Colburn (j) médio e da pressão relativa para $Re = 4000$	38
Figura 17. Linhas de corrente e perfis de temperatura modelo Alinhados 3 para $Re = 500$	39
Figura 18. Linhas de corrente e perfis de temperatura modelo Dimples 3 para $Re = 4000$	40
Figura 19. Perfis de Velocidade plano xy $Re = 500$ para placa plana e Dimples	41
Figura 20. Perfis de Velocidade plano (xy) $Re = 4000$ para placa plana e Dimples ..	42
Figura 21. Perfil de Temperatura plano (xy) para placa plana e Dimples $Re = 500$..	42
Figura 22. Perfis de Temperatura plano (xy) $Re = 4000$ para placa plana e Dimples	42

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Parâmetros geométricos do trocador de calor.....	22
Tabela 2. Parâmetros geométricos das configurações dos dimples	22
Tabela 3. Resultados utilizados para testar a independência de malha em baixo número de Reynolds.	30
Tabela 4. Resultados utilizados para testar a independência de malha em alto número de Reynolds.	30
Tabela 5. Índice de convergência de malha (GCI).	31

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	13
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
2.1. TROCADORES DE CALOR COMPACTOS	14
2.2. <i>DIMPLES</i>	16
3. METODOLOGIA	20
3.1. MODELO COMPUTACIONAL	20
3.2. EQUAÇÕES GOVERNANTES	23
3.3. PARÂMETROS TERMO HIDRÁULICOS	24
3.4. CONDIÇÕES DE CONTORNO	26
3.5. INDEPENDÊNCIA DE MALHA E VALIDAÇÃO	28
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	34
4.1. PERFORMANCE TERMO-HIDRÁULICA GLOBAL	34
4.2. ANÁLISE LOCAL	37
5. CONCLUSÕES	44
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	45

1. INTRODUÇÃO

Atualmente, devido ao elevado crescimento industrial e a preocupação com o aquecimento global, a busca por novas tecnologias que aumentam a eficiência energética de dispositivos térmicos, tem crescido cada vez mais. Uma das formas de aumentar a eficiência energética de um sistema com tais dispositivos, é aumentar o desempenho de trocadores de calor, que se destacam como um dos principais componentes em parques industriais (JEONG *et al.*, 2019).

Os trocadores de calor são usados amplamente em aplicações industriais e cotidianas, podendo ser aplicados em projetos veiculares, sistemas de condicionamento de ar, usinas elétricas, entre outros. Portanto, devido à alta demanda, é evidente a necessidade de contínuos estudos que avaliem oportunidades tecnológicas para aumentar o desempenho termo-hidráulico dos trocadores de calor, visando economizar energia e materiais construtivos, além de reduzir processos de manufatura (KASHYAP; JHAVAR, 2016).

A necessidade pelo aumento da eficiência térmica nos trocadores de calor incentivou o desenvolvimento de diversas técnicas de intensificação da transferência de calor. No geral, a intensificação da taxa de transferência de calor também está associada às perdas de pressão no fluido, o que resulta em aumento da potência de bombeamento e, conseqüentemente, a maior demanda de consumo de energia para manter o fluxo mássico. Assim, uma técnica de intensificação promissora é aquela que aumenta a taxa de transferência de calor de forma significativa, com a menor penalização possível na perda de carga no escoamento.

O desempenho termo-hidráulico destes dispositivos pode ser melhorado através de técnicas ativas ou passivas de intensificação de transferência de calor. As técnicas ativas de intensificação de transferência de calor são aquelas que utilizam equipamentos externos com o propósito de provocar perturbações ao escoamento. Entre os principais dispositivos externos estão aqueles que geram campos eletrostáticos, vibração de superfícies e injeção de ar-comprimido (XIA *et al.*, 2014). Por outro lado, as técnicas passivas são aquelas que promovem este mesmo efeito sem a utilização de energia externa, através da modificação geométrica do trocador de calor ou pela inserção de dispositivos intensificadores, como gerador de vórtices longitudinais, venezianas, ribs e *dimples*, causando o aumento do coeficiente de transferência de calor convectivo (CHANG; WANG, 1997).

As taxas de transferência de calor também podem ser aumentadas através do uso de superfícies estendidas, conhecidas como aletas. Segundo Chang e Wang (1997), essas superfícies promovem o aumento da taxa de transferência de calor e são utilizadas para melhorar a eficiência térmica de trocadores de calor refrigerados a ar, onde é necessária uma alta redução da resistência térmica. As aletas, além de proporcionarem um aumento na superfície de contato do trocador de calor, têm grande influência nas características dinâmicas e térmicas do escoamento, podendo contribuir para a transferência de calor.

Entre as técnicas passivas de intensificação de transferência de calor, destaca-se o uso de trocadores de calor com *dimples* na superfície de suas aletas, devido à simplicidade de seu processo de fabricação sem custo adicional de matérias primas ou mão-de-obra (NASCIMENTO; GARCIA, 2016).

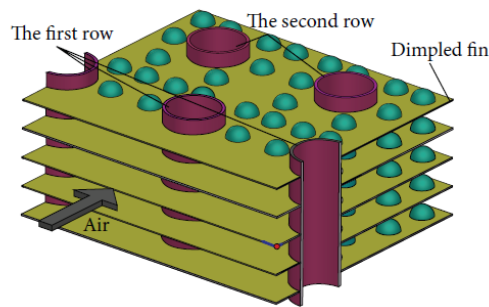
O alto desempenho dos computadores atuais permite que investigações numéricas do comportamento térmico e dinâmico dos processos de intensificação de calor passivos possam ser realizadas. Neste trabalho, serão aplicadas ferramentas de Mecânica dos Fluidos Computacionais (CFD, *Computational Fluid Dynamics*) para a avaliação da técnica passiva de intensificação de transferência de calor usando aletas com *dimples*. Estas técnicas numéricas de estudo de fluidos estão em ascensão em centros de pesquisa, universidades e empresas, devido a sua alta versatilidade de aplicações e qualidade de resultados que podem ser obtidos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. TROCADORES DE CALOR COMPACTOS

Trocadores de calor são equipamentos utilizados para transferir calor entre múltiplos fluidos com diferentes temperaturas, os quais são separados por paredes sólidas (INCROPERA *et al.*, 2007). Estes dispositivos podem apresentar diferentes tamanhos, operar em diferentes níveis de temperatura e trocar diferentes taxas de calor entre os fluxos. Estes equipamentos apresentam características mecânicas como capacidade de suportar altas pressões e temperaturas. A Figura 1 mostra um esquema de trocador de calor com *Dimples* em suas aletas.

Figura 1. Esquema de trocador de calor com *dimples* em suas aletas.



Fonte: (WU *et al.*, 2014)

Os trocadores de calor compactos (TCC's) são caracterizados usando a densidade construtiva, que é a razão entre a área de troca térmica superficial e o seu volume, além de também ser caracterizado pelo elevado coeficiente de transferência de calor entre os fluidos. Portanto, trocadores de calor compactos ocupam menores espaços e requerem menores estruturas de suporte quando comparados aos trocadores de calor tradicionais como do tipo casco-tubo (LI *et al.*, 2011).

Existem dois principais fatores que impulsionam o desenvolvimento de Trocadores de Calor Compacto. Primeiro, é por parte da indústria que necessita de equipamentos que ocupem menos espaço e apresentem uma maior eficiência térmica. Um exemplo seria para a aplicação em produtos eletrônicos. O outro fator, é o desenvolvimento de ligas metálicas mais eficientes e melhorias em processos de fabricação que possibilitem a produção de equipamentos mais compactos, com geometrias mais complexas, com baixo custo e em grandes lotes (KEW; REAY, 2011).

De acordo com Li *et al.* (2011), a redução no tamanho dos canais de um TCC pode causar dois principais efeitos negativos no funcionamento do equipamento:

- 1) O escoamento do fluido tende ao regime laminar, promovendo baixas taxas de transferência térmica;
- 2) Altas quedas de pressão são observadas no canal, ocasionando em perdas de carga.

Afim de amenizar estes efeitos, foram propostas diferentes soluções, como, por exemplo, a introdução de dispositivos que geram estruturas de vórtices e alteram a dinâmica do escoamento contribuindo para o aumento da troca térmica com uma baixa penalização na queda de pressão.

Uma importante área de pesquisa, ainda muito ativa no meio acadêmico, tem sido a utilização de métodos passivos de intensificação de transferência de calor em trocadores de calor (ALAM; KIM, 2018).

As Técnicas de intensificação da troca de calor passivas são aplicáveis a diferentes modos de transferência de calor e massa:

- Radiação;
- Transporte de massa por convecção.
- Escoamento monofásico: convecção forçada e natural dentro e fora dos tubos;
- Escoamento bifásico: ebulição e condensação no interior de tubos e bancos de tubos;

Atualmente, a indústria tem preferido a utilização de técnicas passivas, pois o uso de técnicas ativas apresenta custos adicionais, ruído e vibrações nos mecanismos, preocupações com segurança e confiabilidade dos dispositivos intensificadores (ALAM; KIM, 2018).

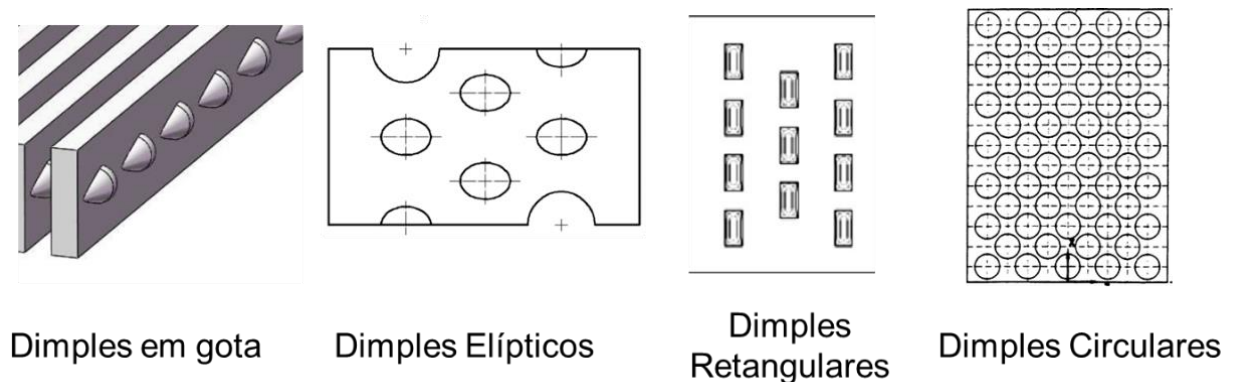
Algumas aplicações envolvem técnicas para melhorar a transferência de calor no interior de canais, escoamentos exteriores, ou ambos os lados, como no caso de evaporadores e condensadores usados em sistemas de refrigeração. Nos casos em que é necessário intensificar a troca de calor tanto dentro como fora do tubo, pode ser que a mesma geometria utilizada no interior não seja interessante no exterior e vice-versa. Portanto, é interessante analisar as mudanças geométricas necessárias para ambos os lados em paralelo às avaliações relacionadas à produção (ALAM; KIM, 2018).

2.2. DIMPLES

Fan *et al.* (2012) classificaram *dimples* como matrizes de impressões ao longo de superfícies, sendo que em um lado analisado possui uma protuberância e no outro uma parte côncava. Geralmente, *dimples* são de forma esférica, enquanto uma variedade de outras formas também são empregadas, variando de triangular, elíptica, em gota e entre outras, conforme mostrado nas Figura 2. As influências de diferentes arranjos e parâmetros geométricos nas características do escoamento e na

transferência de calor foram investigadas por método experimental em canais de resfriamento. Em seu estudo, foi citado que a superfície com *dimples* produz menores penalidades na perda de pressão em comparação com vários outros tipos de técnicas passivas. Quando os *dimples* são usados na superfície da aleta e do tubo, de um lado da aleta há entalhes e do outro lado há saliências. Os vórtices gerados podem melhorar a transferência de calor local e a jusante.

Figura 2. Diferentes formatos de *Dimples*.

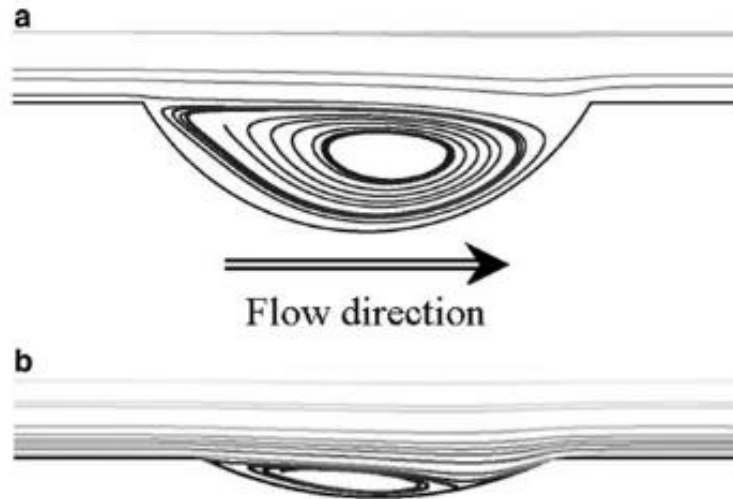


Fontes: (FAN *et al.*, 2012; MAHMOOD; LIGRANI, 2002; NASCIMENTO; GARCIA, 2016; ZHANG *et al.*, 2017)

Wu *et al.* (2014) estudaram numericamente a transferência de calor em um trocador de calor de casco tubo, com a presença de *dimples* entre os tubos, e os resultados do estudo mostraram que o fluido através do *dimple* pode formar uma estrutura de escoamento secundário, que pode melhorar o desempenho de transferência de calor.

Samad *et al.* (2008) estudaram numericamente *dimples* otimizadas em paredes opostas de um trocador de calor para melhorar o desempenho da transferência de calor. Resultados indicaram que a taxa de transferência de calor aumentou à medida que a profundidade dos *dimples* aumenta, embora a queda de pressão também tenha aumentado. Além disso, os pesquisadores caracterizam a formação de estrutura de vórtex no interior dos *dimples* como mostra a Figura 3.

Figura 3. Formação de estrutura de vórtex no interior dos *dimples*.



Fonte: (SAMAD *et al.*, 2008)

Estruturas de vórtices e os mecanismos de melhoria da transferência de calor em um escoamento turbulento sobre um arranjo escalonado de *dimples* foram investigados por Turnow *et al.* (2011), onde os resultados indicaram um desempenho termo-hidráulico máximo quando a profundidade dos *dimples* foram até 0,26 mm para faixa de Reynolds avaliada de 20000 e 40000.

Choi *et al.* (2013) estudaram o desempenho da transferência de calor com *dimples* e verificaram que o escoamento secundário promove uma melhora no desempenho da transferência de calor, mas a perda de pressão aumentou razoavelmente.

Ligrani *et al.* (2001) estudaram as características de escoamento para um tubo com *dimples* utilizando a visualização de escoamento, e aos coeficientes locais de transferência de calor medidos por câmera IR (infravermelho) sob condições de fluxo de calor constante na superfície com *dimples*, verificando a formação de estruturas de vórtices que promovem a intensificação da transferência de calor.

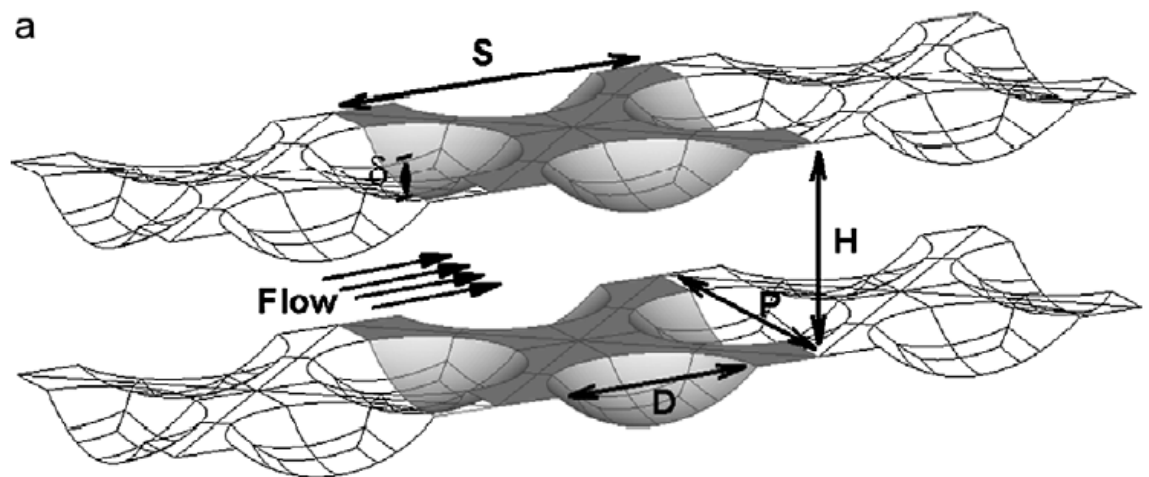
Katkhaw *et al.* (2014) estudaram 10 tipos de arranjos de *dimples* e intervalos de *dimples* em superfícies planas. Os resultados mostraram que os coeficientes de transferência de calor para superfícies com *dimples* foram cerca de 15,8% maior do que para superfície lisa.

Burgess e Ligrani (2004) realizaram o estudo de diferentes fatores geométricos de *dimples* e concluíram que o diâmetro da impressão e a profundidade do *dimple* desempenham um papel significativo no calor transferido e na estrutura de escoamento dentro do domínio. Foi Relatado que tanto o número de Nusselt quanto

o fator de atrito aumentaram à medida que a relação do diâmetro do *dimples* e profundidade aumentou.

Elyyan *et al.* (2008) conduziram um estudo relacionado a transferência de calor em um canal com *dimples*, analisando influências na mudança de diâmetro dos *dimples*, razão de temperatura, variação de número de Reynolds e análise estruturas de escoamento. Foi verificado o que os *dimples* promoveram uma aceleração do escoamento e formações de estruturas de vórtices, promovendo a antecipação da transição do regime laminar para turbulento. A Figura 4 apresenta um dos esquemas do canal investigado no trabalho.

Figura 4. Geometria de domínio computacional de um canal com *dimples*.



Fonte: (ELYKAN *et al.*, 2008)

Entretanto, conforme apresentado, há diversas oportunidades de pesquisa para abordagem da intensificação da transferência de calor com técnicas passivas aplicadas a trocadores de calor compactos, em especial a partir de técnica passiva utilizando *dimples*. Desta forma, este estudo tem o potencial de contribuir para o avanço do conhecimento sobre a dinâmica do escoamento e os principais fenômenos associados à melhor transferência de calor.

Portanto, este trabalho tem o objetivo investigar, através da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), o processo de intensificação da transferência de calor em um trocador de calor compacto com *dimples* em suas aletas. Será realizada a modelagem e a simulação numérica do processo de intensificação da transferência de calor de um TCC com *dimples*. As características geométricas do trocador de calor a serem avaliadas são as variações de configurações e diâmetros dos *dimples*, para

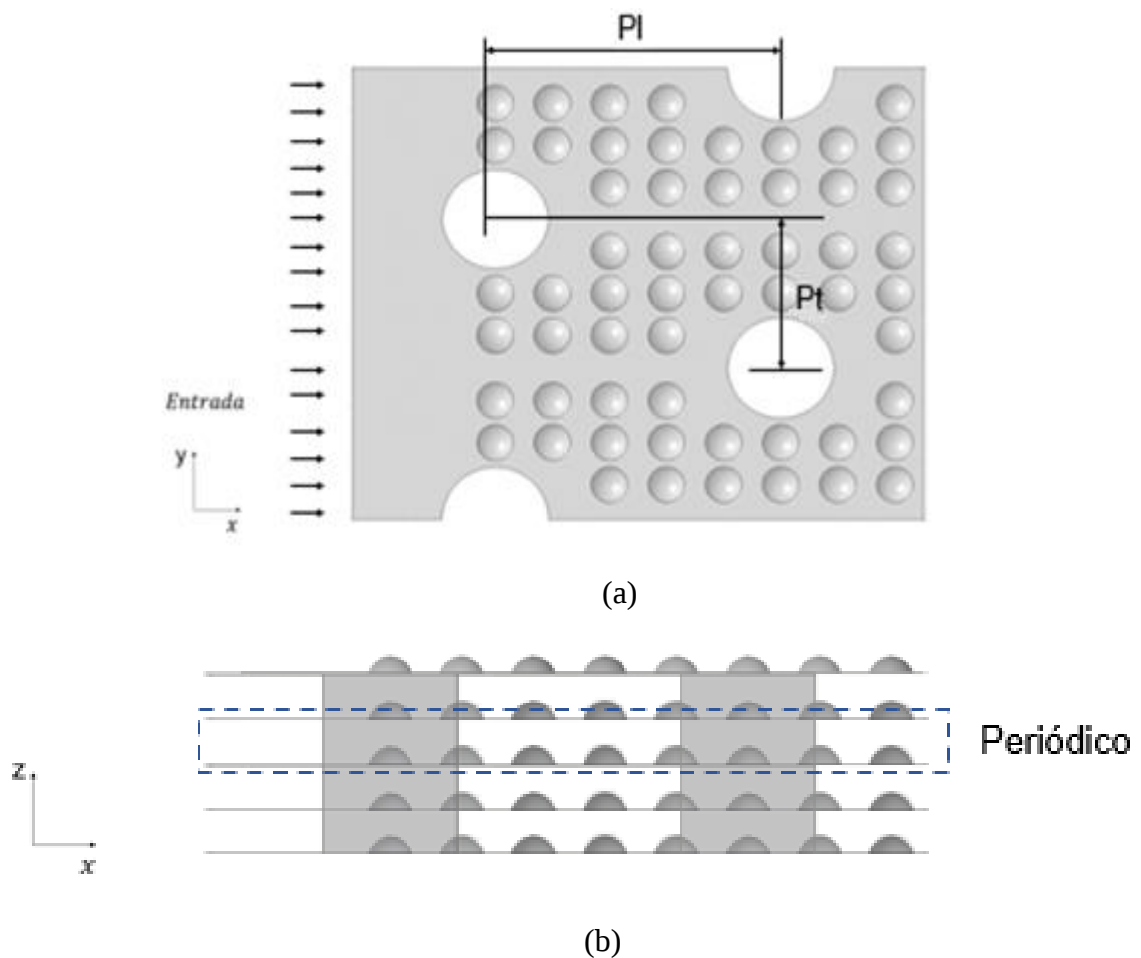
arranjo de tubos desalinhados, sob as condições operacionais na faixa do número de Reynolds entre 500 e 4000, característico para aplicação em sistemas de refrigeração.

3. METODOLOGIA

3.1. MODELO COMPUTACIONAL

A Figura 5 mostra a representação esquemática do trocador de calor compacto modelado neste trabalho, vista superior e vista lateral, considerando tubos circulares de mesmo diâmetro em arranjo desalinhado. O parâmetro P_l é relacionado à distância longitudinal entre os centros dos tubos (na direção do escoamento), P_t à distância transversal entre os centros dos tubos (na direção normal ao escoamento).

Figura 5. Representação esquemática do trocador de calor abordado.



Fonte: O autor (2022)

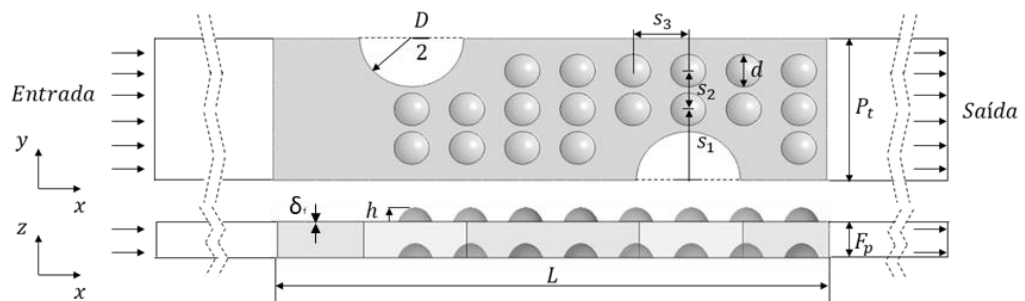
A Figura 6 apresenta os domínios computacionais para as configurações com *dimples* alinhados e intercalados. Os parâmetros geométricos utilizados neste trabalho são:

- F_p : Espaçamento entre aletas;
- D : Diâmetro dos tubos;
- L : Comprimento do domínio computacional do trocador de calor; e
- δ_f : Espessura da aleta.

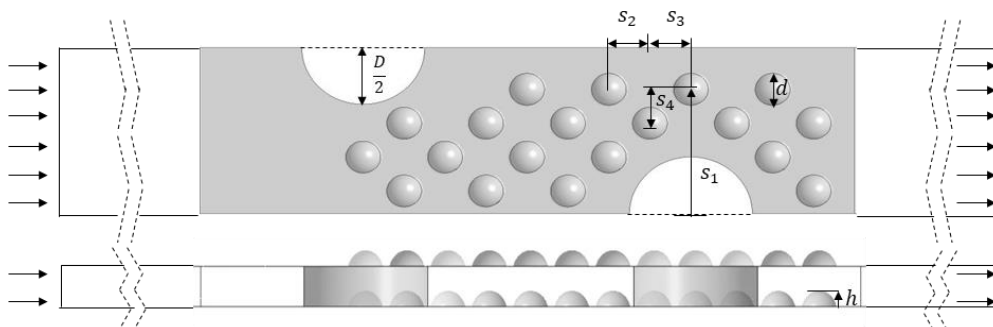
Para a construção dos *dimples* foram utilizados os seguintes parâmetros, dispostos em uma posição a partir do centro do primeiro tubo:

- s_1, s_2, s_3 e s_4 : Distâncias que configuram as posições dos *dimples* nas aletas;
- d : Diâmetros dos *dimples*; e
- h : Profundidades de impressão *dimples*.

Figura 6. Representação Esquemática do TCC com *Dimples*.



(a) *Dimples* Alinhados



(b) *Dimples* Intercalados

Fonte: O autor (2022)

A Tabela 1 apresentam os parâmetros geométricos do trocador de calor observados nas Figuras 5 e 6, enquanto a Tabela 2 apresenta os valores dos parâmetros geométricos apresentados na Figura 6 das configurações dos *Dimples* investigadas.

Tabela 1. Parâmetros geométricos do trocador de calor.

Número de Tubos	D (mm)	L (mm)	P_t (mm)	F_p (mm)	P_t (mm)	δ_f (mm)
2	7,5	40,0	20,0	2,0	11,0	0,11

Fonte: O autor (2022)

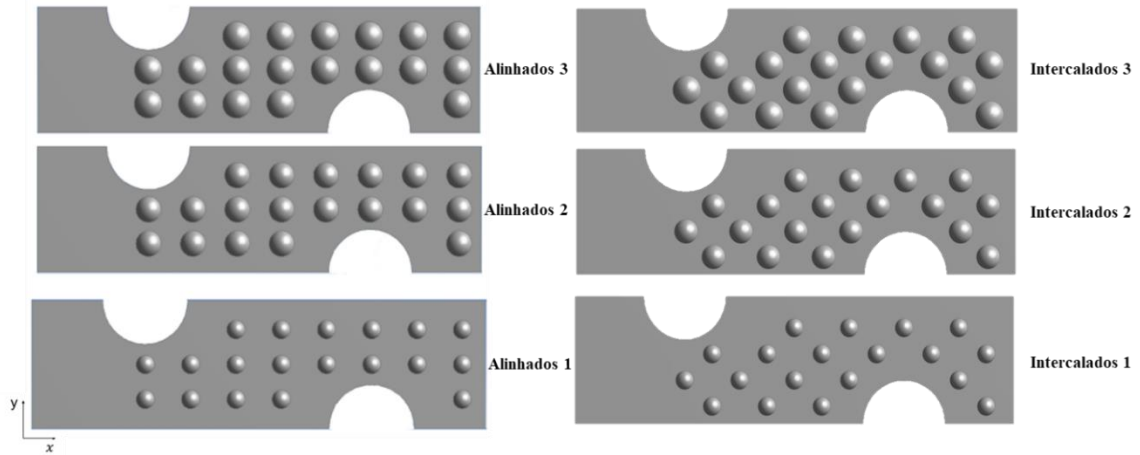
Tabela 2. Parâmetros geométricos das configurações dos *dimples*

	s_1 (mm)	s_2 (mm)	s_3 (mm)	s_4 (mm)	d (mm)	h (mm)	Número de <i>Dimples</i>
Alinhados 1	5,50	3,0	4,0	-	0,8	0,8	19,0
Alinhados 2	5,50	3,0	4,0	-	1,2	0,8	19,0
Alinhados 3	5,50	3,0	4,0	-	1,4	0,8	19,0
Intercalados 1	8,25	2,5	2,5	2,25	0,8	0,8	19,0
Intercalados 2	8,25	2,5	2,5	2,25	1,2	0,8	19,0
Intercalados 3	8,25	2,5	2,5	2,25	1,4	0,8	19,0

Fonte: O autor (2022)

A Figura 7 ilustra todas as configurações de trocadores de calor investigadas. Como forma de verificar os efeitos dos *Dimples* no trocador de calor, foram analisadas diferentes disposições dos *Dimples* nas aletas do trocador de calor utilizando modelos alinhados e intercalados, também foram verificados os efeitos que a variação dos diâmetros destes dispositivos causaria no escoamento do trocador de calor.

Figura 7: Representação Esquemática dos *Dimples*.



Fonte: O autor (2022)

3.2. EQUAÇÕES GOVERNANTES

O escoamento em um trocador de calor é considerado turbulento, embora o número de Reynolds não seja muito elevado, pois a inserção dos *dimples* podem introduzir instabilidades ao escoamento que podem provocar a transição do escoamento laminar para turbulento. Também é considerado incompressível, em regime permanente e tridimensional. O ar é considerado um fluido newtoniano com propriedades físicas constantes, os efeitos da dissipação viscosa e de radiação térmica serão desconsiderados devido à magnitude de temperatura e por fim desconsideram-se os efeitos gravitacionais. O método de volumes finitos será utilizado para discretizar às equações governantes do escoamento e da transferência de calor utilizando o software ANSYS FLUENT®. Com tais considerações, as equações da conservação da massa, momento e energia se reduzem a (ASLAM BHUTTA *et al.*, 2012).:

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

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

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

onde: u é a componente de velocidade, h o coeficiente de troca por convecção, x_i e x_j são coordenadas generalizadas, p é a pressão, τ_{ij} é tensor tensão, ρ é a densidade, k é a condutividade térmica e T é temperatura (ASLAM BHUTTA *et al.*, 2012).

Para solução das equações o algoritmo *Coupled* foi considerado realizando o acoplamento pressão-velocidade. Este algoritmo acoplado resolve as equações de continuidade e momento juntas. 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 (SALVIANO *et al.*, 2016).

O modelo de turbulência definido para este trabalho no software ANSYS FLUENT® é o SST k- ω , o qual possui um excelente desempenho para a modelagem do escoamento próximo às paredes, sujeitos a ação de gradientes adverso de pressão, descolamento da camada limite e áreas de recirculações. Com este modelo pode-se obter uma formulação precisa do modelo k- ω próximo à parede, junto a uma adequada caracterização do escoamento na corrente livre do modelo k- ϵ (SALVIANO *et al.*, 2016).

3.3. 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. O comportamento termo-hidráulico é avaliado pelo número de Reynolds (Re) (calculado pelo diâmetro de colarinho), Fator de Colburn (j) e o Fator de Atrito (f), conforme mostrado nas equações a seguir (DARVISH DAMAVANDI *et al.*, 2017):

$$Re = \frac{\rho u D_c}{\mu} \quad (4)$$

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

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho u_{m\acute{a}x}^2} \frac{A_c}{A_t} \quad (6)$$

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 *et al.*, 2016):

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

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

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

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 *et al.*, 2016).

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

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

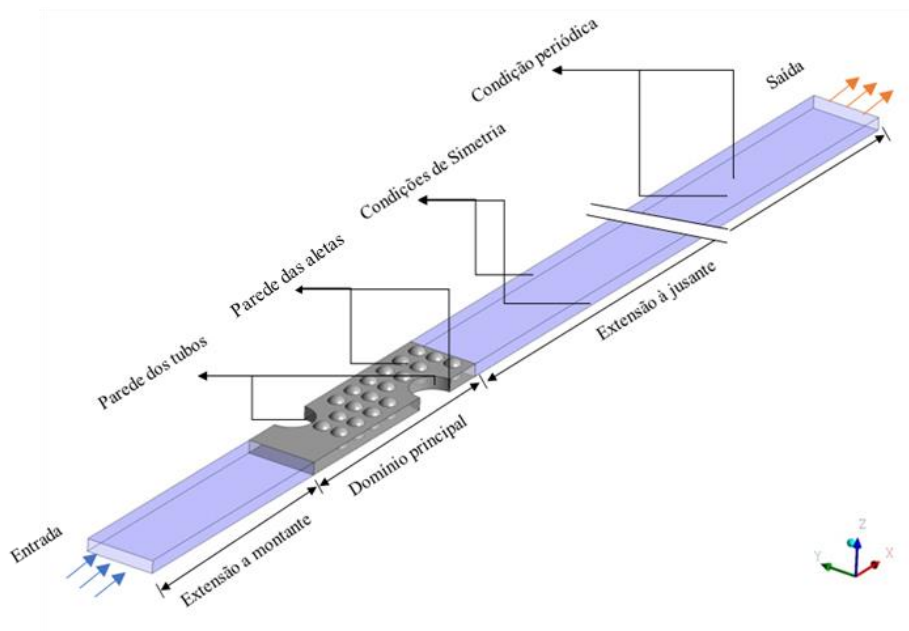
$$\bar{T} = \frac{\iint_A u T dA}{\iint_A u dA} \quad (12)$$

3.4. 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, Figura 8 apresenta o domínio computacional adequado para a modelagem numérica de um trocador de calor compacto.

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 (LI *et al.*, 2011). Nesse caso, considera-se o comprimento da extensão à montante igual ao do domínio principal, e a extensão à jusante 5 vezes o comprimento do domínio principal.

Figura 8. Domínio computacional com indicações dos contornos e das regiões.



Fonte: O autor (2021)

As condições de contorno adotadas são mostradas a seguir (SALVIANO *et al.*, 2016):

- **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:

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

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 (SALVIANO *et al.*, 2016).

- **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 19 e 20. Na saída do domínio computacional é definido a condição de Neumann (*outflow*), conforme Equação 21.

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

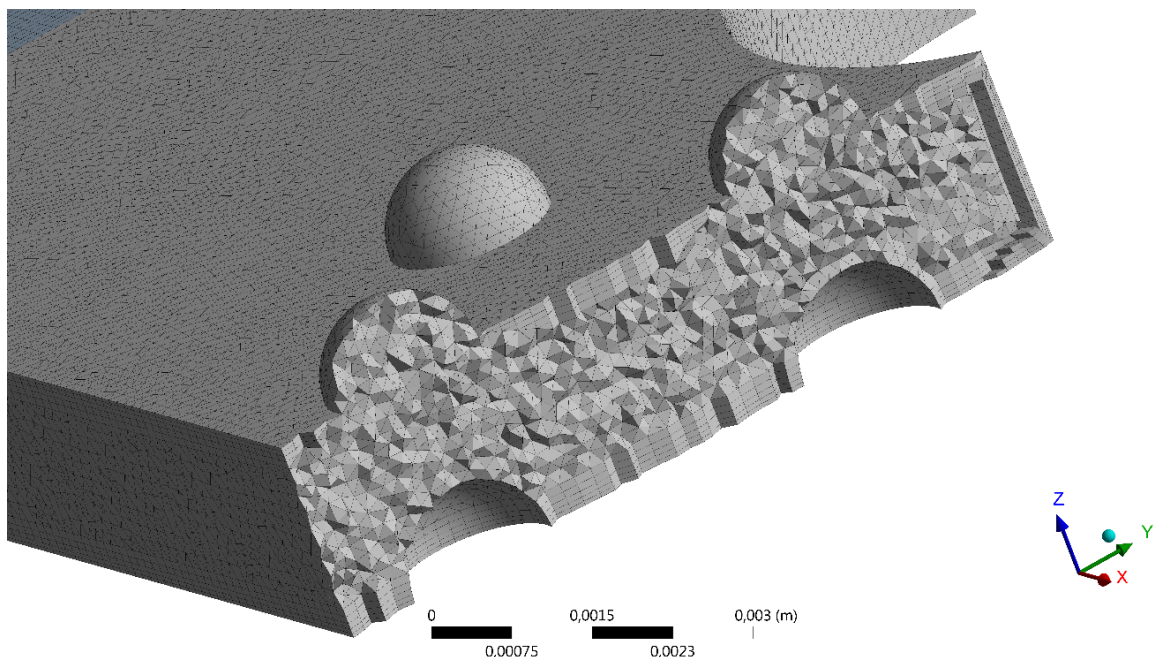
$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = 0; v = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (20)$$

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

3.5. INDEPENDÊNCIA DE MALHA E VALIDAÇÃO

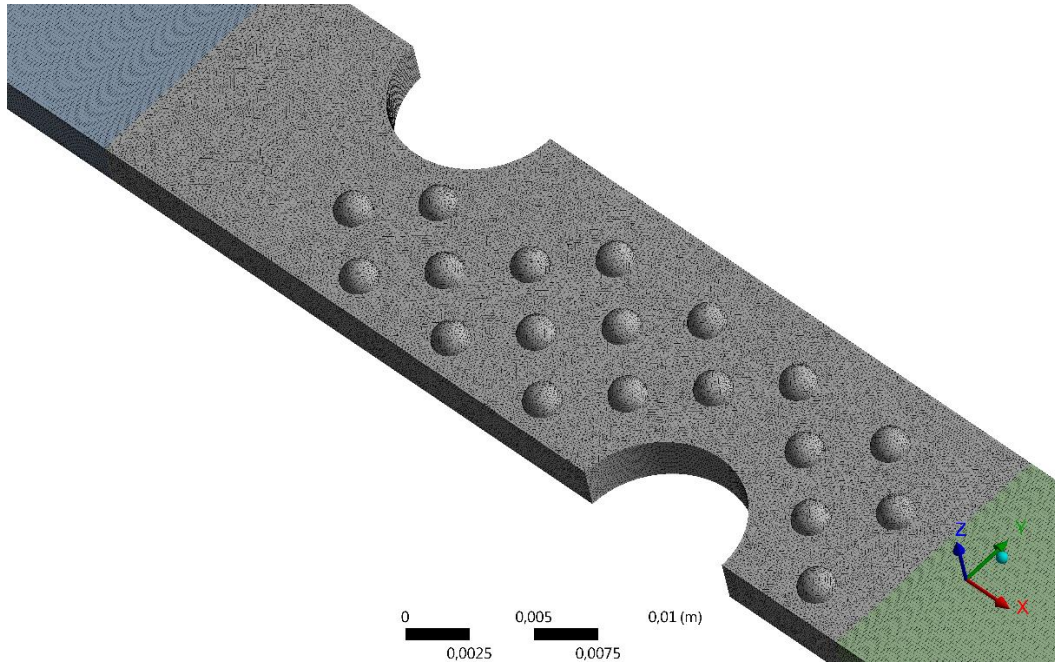
O desenvolvimento da malha computacional foi realizado utilizando o software ANSYS Meshing. Foi desenvolvida uma malha com elementos tetraédricos no domínio da geometria principal com elementos hexagonais nas extensões. Assim, foi possível reduzir o número de elementos para obter uma melhor discretização dos *dimples*. Métodos de refinamentos volumétricos foram utilizados nas arestas, assim como métodos de refinamento de malhas nas faces e prismas em paredes, para melhor caracterizar fenômenos de camada limite, conforme mostrado nas Figura 9 e 10.

Figura 9. Refino com camadas de primas na malha e elementos tetraédricos



Fonte: O autor (2021)

Figura 10. Malha do modelo do trocador de calor compacto



Fonte: O autor (2021)

Para verificação da independência de malha, foi utilizado o método proposto por CELIK *et al.* (2008), a partir do qual o Índice de Convergência (GCI) pode ser obtido. Este método consiste em analisar a variação percentual dos valores numéricos das variáveis de interesse, para três densidades de malha. E possui o objetivo de selecionar uma malha intermediária aceitável e com resultados consistentes para continuidade das análises. Os refinamentos de malha são definidos conforme as Equações 22 e 23:

$$h = \left[\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (22)$$

$$r = \left(\frac{h_{\text{malha grosseira}}}{h_{\text{malha refinada}}} \right) \geq 1,3 \quad (23)$$

Em que N é o número de elementos da malha e $\sum_{i=1}^N (\Delta V_i)$ está relacionada à somatória dos volumes para cada uma das malhas. O refinamento das malhas deve ser realizado de tal forma em que o parâmetro r apresentado na Equação 23 seja

satisfeito. Com o critério satisfeito, a malha é então selecionada para a continuidade das análises (CELIK *et al.*, 2008).

Três diferentes densidades de malha de TCC's com a presença de *dimples* são apresentadas nas Tabelas 3 e 4. O refinamento próximo às paredes é de extrema importância, pois tem influência direta na transferência de calor e na tensão de cisalhamento, por isso, o adimensional da distância de parede y^+ foi verificado, sendo obtidos os valores máximos e médios para cada malha. A recomendação para o valor do y^+ é que deve se aproximar do valor unitário para o emprego do modelo de turbulência SST k-Omega (SALVIANO *et al.*, 2016).

Tabela 3. Resultados utilizados para testar a independência de malha em baixo número de Reynolds.

Malha	N° células	Re = 500				
		r	j	f	y+ Máx.	y+ Médio
1	848.318	*	0,027589	0,09525	0,9	0,7
2	2.040.441	1,33	0,027636	0,09548	0,6	0,5
3	4.565.132	1,31	0,027481	0,09575	0,5	0,4

Fonte: O autor (2022)

Tabela 4. Resultados utilizados para testar a independência de malha em alto número de Reynolds.

Malha	N° células	Re = 4000				
		r	j	f	y+ Máx.	y+ Médio
1	848.318	*	0,009096	0,049092	1,6	1,4
2	2.040.441	1,33	0,009166	0,052134	1,3	1,2
3	4.565.132	1,31	0,009285	0,052518	0,9	0,8

Fonte: O autor (2022).

Ao analisar as Tabelas 3 e 4, verifica-se que o critério proposto por CELIK *et al.* (2008) é satisfeito em relação às densidades de malha. E as condições de y^+ se aproximam do valor unitário conforme recomendado para utilização do modelo de turbulência SST k- ω . Assim, os procedimentos para determinar o GCI para o fator de

atrito (f) e o fator de Colburn (j) foram aplicados, e os resultados são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5. Índice de convergência de malha (GCI).

	f		j	
	Re = 500	Re = 4000	Re = 500	Re = 4000
GCI_21 (%)	1,73	0,16	0,17	1,75

Fonte: O autor (2021).

A partir da tabela 5, pode-se verificar que a maior incerteza de malha para solução é de 1,75% para o fator de Colburn (j) e Re = 4000. Portanto, a independência da malha é verificada, e a Malha 2 pode ser utilizada como uma densidade de malha de referência para outras configurações de trocadores de calor com *dimples*.

No intuito de avaliar a validação numérica, do modelo de TCC analisado, os resultados deste estudo foram comparados às correlações experimentais propostas por WANG *et al.* (2000). Essas correlações têm sido amplamente aplicadas para validação numérica de desempenho termo-hidráulico do trocador calor compacto, com amplas faixas aplicáveis considerando um arranjo de tubos intercalados (sem a presença de *dimples*) (SALVIANO *et al.*, 2015). A equação 24 a apresenta os fatores necessários para o cálculo do fator de Colburn para a correlação experimental proposta para N (número de tubos) ≥ 2 (WANG *et al.*, 2000):

$$j = 0,086 Re_{D_c}^{P3} N^{P4} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{P5} \left(\frac{F_p}{D_h} \right)^{P6} \left(\frac{F_p}{P_t} \right)^{-0,93} \quad (24)$$

Onde:

$$P3 = -0,361 - \left(\frac{0,042 N}{\log_e(Re_{D_c})} \right) + 0,158 \log_e \left(N \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{0,41} \right) \quad (25)$$

$$P4 = -1,224 - \left(\frac{0,076 \left(\frac{P_t}{D_h} \right)^{1,42}}{\log_e(Re_{D_c})} \right) \quad (26)$$

$$P5 = -0,083 + \frac{0,058N}{\log_e(Re_{D_c})} \quad (27)$$

$$P6 = -5,735 + 1,21 \log_e \left(\frac{Re_{D_c}}{N} \right) \quad (28)$$

$$D_h = \frac{4A_c L}{A_o} \quad (29)$$

E a equação 30 a apresenta os fatores necessários para o cálculo do fator de atrito de acordo com a correlação de WANG *et al.* (2000):

$$f = 0,0267 Re_{D_c}^{F1} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{F2} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{F3} \quad (30)$$

Em que:

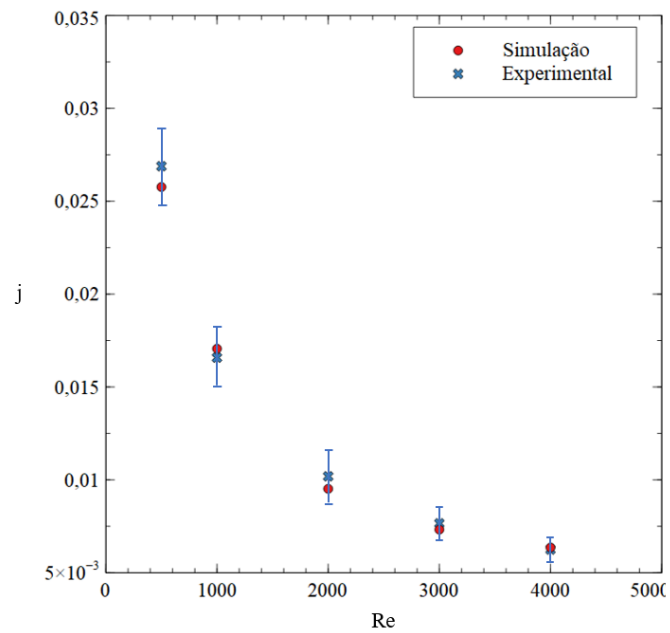
$$F1 = -0,764 + 0,739 \frac{P_t}{P_l} + 0,177 \frac{F_p}{D_c} - \frac{0,00758}{N} \quad (31)$$

$$F2 = -15,689 + \frac{64,021}{\log_e(Re_{D_c})} \quad (32)$$

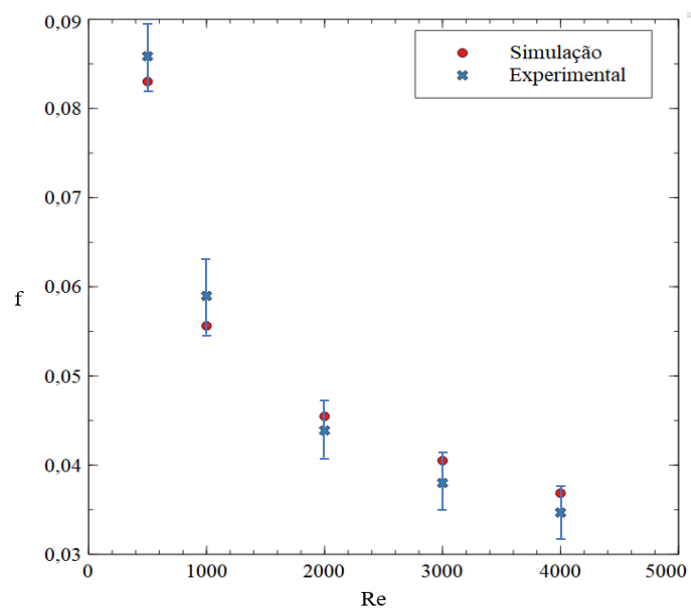
$$F3 = 1,696 + \frac{15,695}{\log_e(Re_{D_c})} \quad (33)$$

Os desvios médios das correlações de Wang são 8,31% e 7,53% para o fator de atrito e fator de Colburn, respectivamente. A Figura 11 (a) e (b) mostram respectivamente, uma comparação entre as correlações de WANG *et al.* (2000) e os resultados obtidos na simulação numérica para fator de Colburn e fator de Atrito.

Figura 11. Validação do Fator de Colburn (j) e do Fator de Atrito baseado nas correlações de Wang.



(a)



(b)

Fonte: O autor (2022).

Como pode ser observado na Figuras 11 (a) e (b), os resultados da modelagem numérica apresentaram desvio máximo de 6,29% para fator de Atrito e um desvio máximo de 6,44% para fator de Colburn. Assim, tanto para os fatores de Atrito quanto para os Fatores de Colburn as diferenças são menores que os desvios médios das

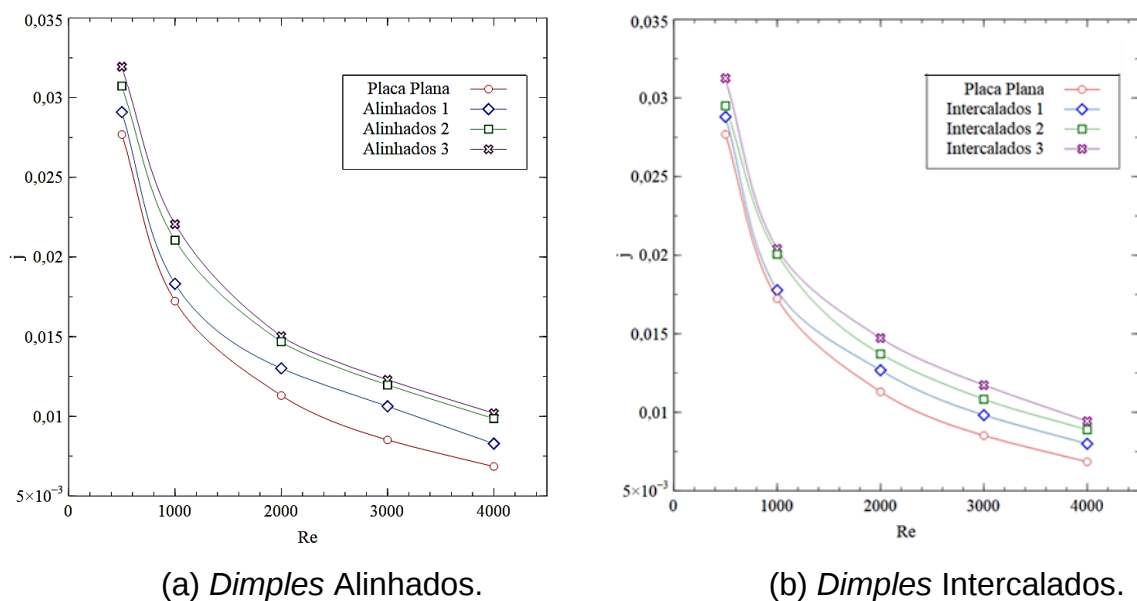
correlações de Wang. Esses resultados indicam que a abordagem numérica adotada neste trabalho é confiável e robusta.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1. PERFORMANCE TERMO-HIDRÁULICA GLOBAL

A Figura 12 (a) e (b) apresentam, respectivamente, comparações dos fatores de Colburn entre as todas configurações com *dimples* alinhados e intercalados apresentadas na seção Metodologia.

Figura 12. Valores do Fator de Colburn.



Fonte: O autor (2022).

Em geral, um significativo aumento na transferência de calor para o número de Reynolds igual a 500 é mais difícil de ser atingido do que para o mais elevado número de Reynolds ($Re = 4000$), como mostrado na Figura 12.

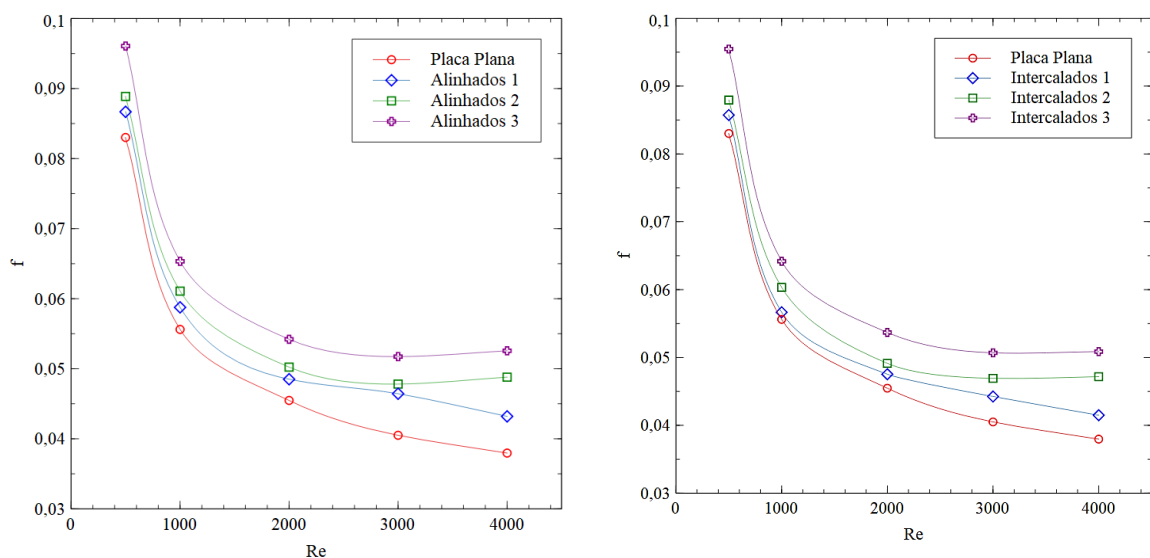
A partir da Figura 12 (a) é possível verificar que os maiores acréscimos do fator de Colburn foram obtidos nas configurações *Alinhados 3* (com diâmetro de 1,4 mm e profundidade de 0,8 mm) que apresentou um aumento máximo de 48,8% ($Re = 4000$), comparado a um trocador de calor de placa plana. Para o modelo em que os *dimples* tiveram diâmetros intermediários, *Alinhados 2*, foi verificado um aumento relativo máximo de 43,3% quando $Re = 4000$. Para o modelo *Alinhados 1*, houve um aumento de até 24,7% quando $Re = 3000$.

Nota-se a partir da Figura 12 (b) que, para o modelo de *Dimples* Intercalados 3, o acréscimo no fator de Colburn máximo foi de 37,7% para $Re = 4000$. Para a configuração Intercalados 2, verifica-se um aumento de 29,8% sob mesmas condições. No modelo Intercalados 1, houve um aumento de 16,2% para $Re = 4000$.

Ao comparar ambas figuras (Figuras 12 (a) e (b)), foi verificado que em toda a faixa de número de Reynolds investigada houve um aumento no fator de Colburn, quando havia a presença de *dimples* nas aletas. Foi visto que, para a faixa de número de Reynolds selecionada, o aumento do diâmetro do *Dimples* proporcionou também um aumento na intensificação da transferência de calor. Também pode-se avaliar que forma de distribuição dos *Dimples* nas Aletas tiveram influência no processo de troca térmica, sendo que para as mesmas faixas de número de Reynolds os modelos de *Dimples* Alinhados apresentaram um maior desempenho no aumento do fator de Colburn, quando comparados aos Intercalados de mesmo diâmetro.

A Figura 13 apresenta os valores de Fator de Atrito (f), para as configurações alinhados (a) e intercalados (b) abordadas, em comparação com o modelo base, de placa plana.

Figura 13. Valores do Fator de Atrito.



(a) *Dimples* Alinhados.

(b) *Dimples* Intercalados.

Fonte: O autor (2022).

O aumento de transferência de calor está associado com a penalidade de perda de pressão, embora uma característica importante dos *dimples* é proporcionar o aumento de transferência de calor com uma baixa perda de pressão adicional.

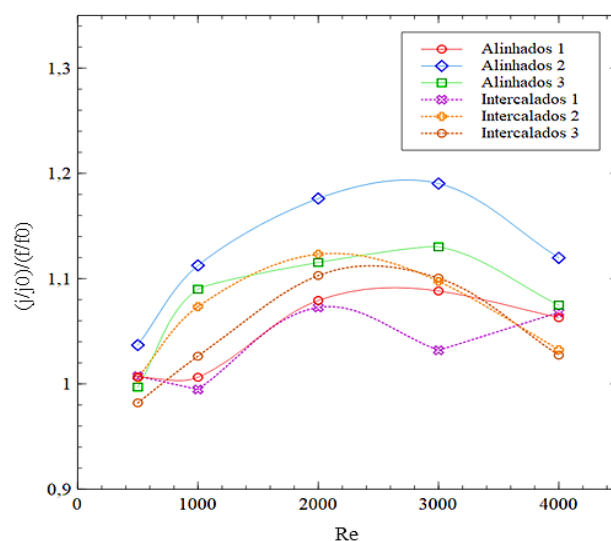
Portanto, como esperado e observado nas Figuras 13 (a) e (b), nota-se que, para toda faixa de número de Reynolds o Fator de Atrito aumentou com a presença de *dimples* nas aletas dos trocadores de calor.

A partir da Figura 13 (a), pode-se notar que a configuração Alinhados 3 apresentou maior fator de atrito, com um aumento máximo de 38,4%, para Re 4000. Para a configuração Alinhados 2, foi apresentado um incremento máximo de 28,5% no fator de atrito (Re = 4000). E no modelo *Alinhados 1*, houve um aumento máximo de 14,1% quando Re = 4000.

Analisando a Figura 13 (b), nota-se que para os modelos de *Dimples* Intercalados houve um incremento máximo de 34,0% para o modelo Intercalados 3; 25,7% para o modelo Intercalados 2 e 11,5% para o modelo Intercalados 1. Como esperado, A presença das estruturas de *dimples* dificulta o escoamento espontâneo, promovendo penalidades no fator de atrito (SAMAD *et al.*, 2008).

Para verificar o desempenho termo-hidráulico dos casos abordados, com o intuito de identificar as geometrias que obtiveram um melhor desempenho na intensificação na transferência de calor, com uma menor penalização por perda de carga, são apresentados na Figura 14 os resultados para a razão entre o aumento do fator de Colburn de modelos com *dimples* (j) relacionados ao sem *dimples* (j_0) e o aumento do fator de atrito para os casos com *dimples* (f) em relação ao caso base (f_0). Esta relação $((j/j_0)/(f/f_0))$ mostra o quanto o modelo analisado é eficiente. É verificando o quanto a intensificação da troca de calor, avaliado pela relação do fator de Colburn do caso analisado para o caso base (j/j_0), compensa a perda de carga avaliada pela relação (f/f_0) (SALVIANO *et al.*, 2016).

Figura 14. Desempenho global dos trocadores de calor em relação ao caso base.



Fonte: O autor (2022).

Analisando-se a figura 14, para uma mesma faixa do número de Reynolds, pode-se notar uma vantagem na configuração Alinhados 2, já que esta obteve uma maior eficiência para toda faixa do número de Reynolds, chegando a aproximadamente 19% de aumento de transferência térmica quando comparado à perda de carga. Nas mesmas condições o modelo Intercalados 2 apresentou uma eficiência máxima de 12%. A geometria Alinhados 3, apesar de apresentar os maiores índices de intensificação na troca térmica, obtiveram também os maiores índices de penalidade na perda de carga. Entretanto, ainda assim se provou eficientes já que em toda faixa do número de Reynolds a relação entre fator de Colburn e Fator de Atrito se manteve acima do valor unitário, chegando a uma máxima de 13% para $Re = 3000$. Já o caso Intercalados 3 obteve uma eficiência máxima de 10%. Para os modelos Alinhados 1 e Intercalados 1, as eficiências máximas foram respectivamente de 8% e 7%.

Ao comparar os Modelos Intercalados e Alinhados, pode-se notar que os modelos de *dimples* alinhados apresentaram tanto uma maior transferência térmica, quanto um maior desempenho global quando comparado aos modelos Intercalados. Isto demonstra que a forma com que os *dimples* são distribuídos no trocador de calor interferem diretamente nos aspectos do escoamento no TCC.

4.2. ANÁLISE LOCAL

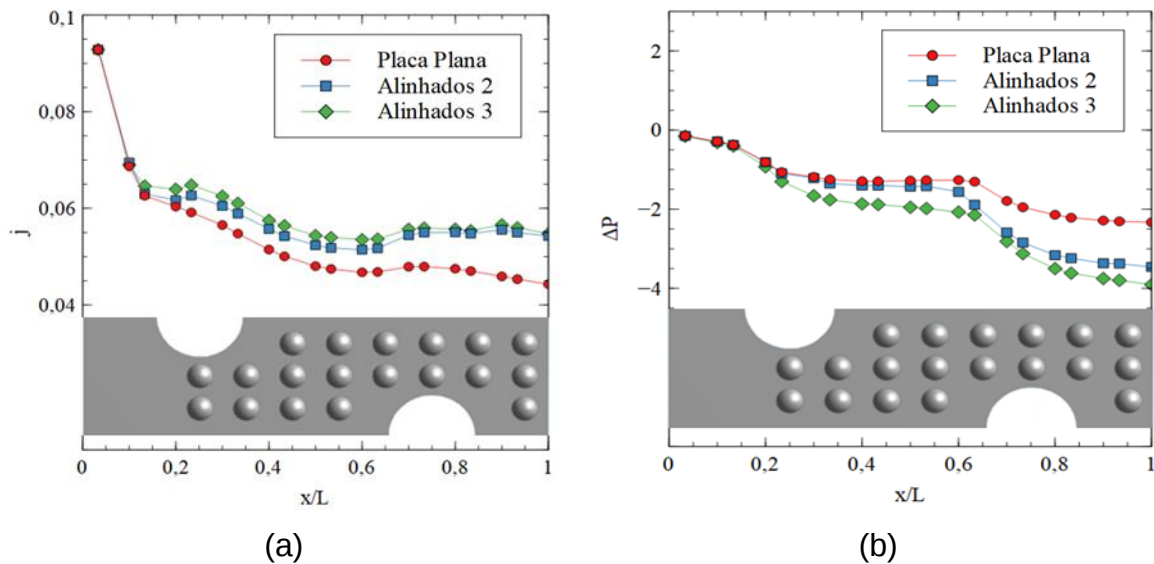
É também necessário realizar a identificação dos principais fenômenos termo-hidráulicos capazes de proporcionar o maior aumento de transferência de calor. A análise do comportamento térmico devido à modificação do escoamento no trocador de calor compacto é na verdade um grande desafio devido à complexidade dos fenômenos.

Para uma melhor discussão dos efeitos gerados no escoamento através do trocador de calor e visualizar as alterações causada pelos *dimples*, foram plotados os perfis do fator de Colburn (j) e da queda de pressão relativa na direção longitudinal. Essa abordagem utiliza a diferença de temperatura média e queda de pressão relativa em planos transversais à direção principal do escoamento (SALVIANO *et al.*, 2016).

Para esta análise, apenas os modelos Alinhados 2 e Alinhados 3 são considerados, pois obtiveram os melhores resultados tanto considerando apenas a transferência de calor, como para os casos que apresentaram o melhor desempenho termo-hidráulico $((j/j_0))/(f/f_0)$.

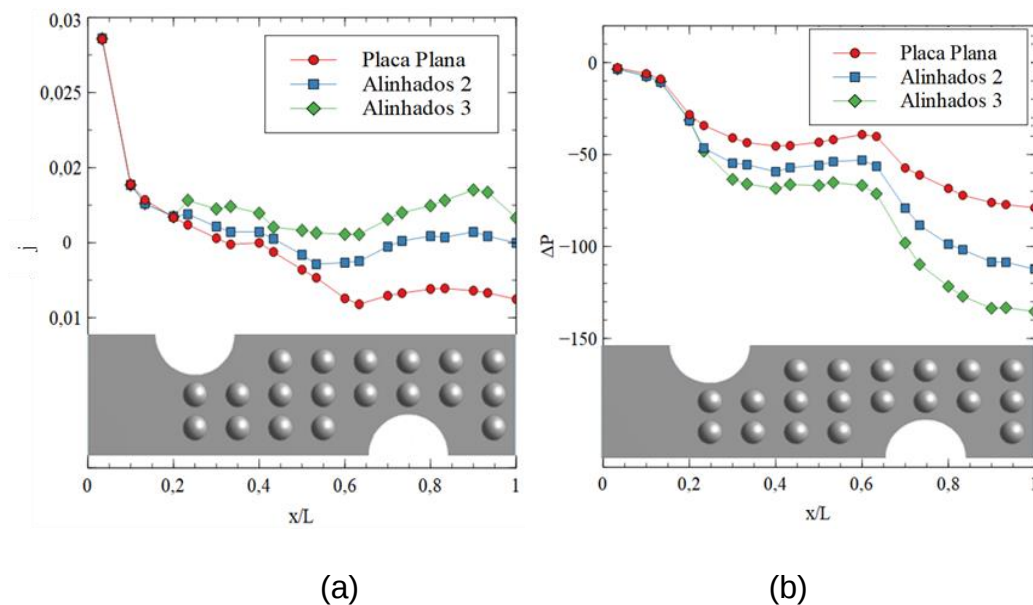
As Figuras 15 e 16 mostram a distribuição do fator de Colburn (j) e da queda de pressão relativa ao longo do trocador de calor para $Re = 500$ e $Re = 4000$, respectivamente, utilizando a posição adimensional x/L .

Figura 15. Distribuição do fator de Colburn (j) médio e da pressão relativa para $Re = 500$.



Fonte: O autor (2022).

Figura 16. Distribuição do fator de Colburn (j) médio e da pressão relativa para $Re = 4000$.



Fonte: O autor (2022)

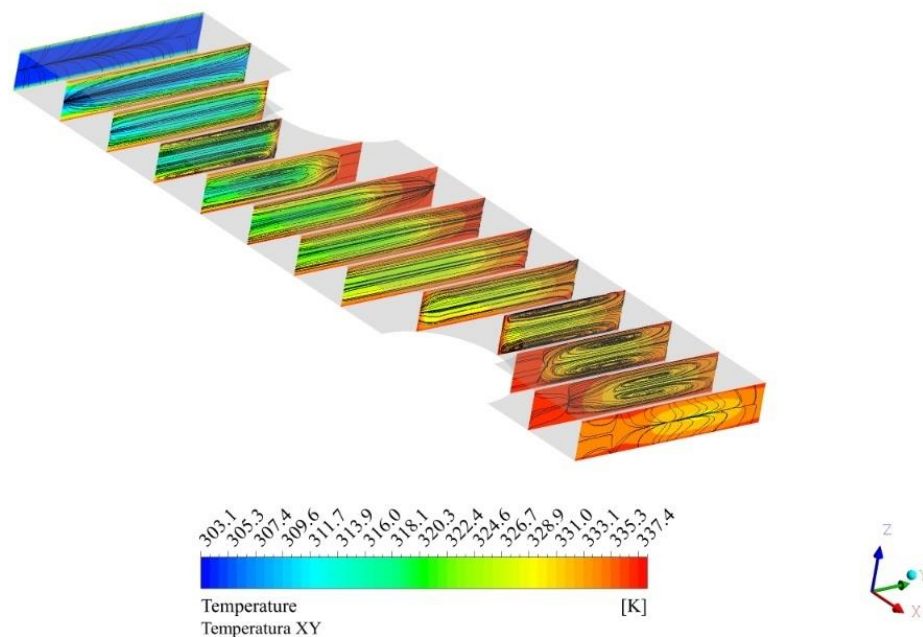
Para $Re = 500$ (Figuras 15 (a) e (b)), os valores do fator de Colburn (j) tiveram um aumento a partir de $x/L = 0,2$, ponto este onde os *dimples* são apresentados para

ambos os modelos. Além disso, também é notável que a partir desta posição o modelo *Alinhados 3* apresentou um aumento na transferência de calor superior aos outros dois modelos comparados, embora tenha ocorrido o aumento na queda de pressão a partir deste ponto, justificando a perda de carga analisada na seção anterior.

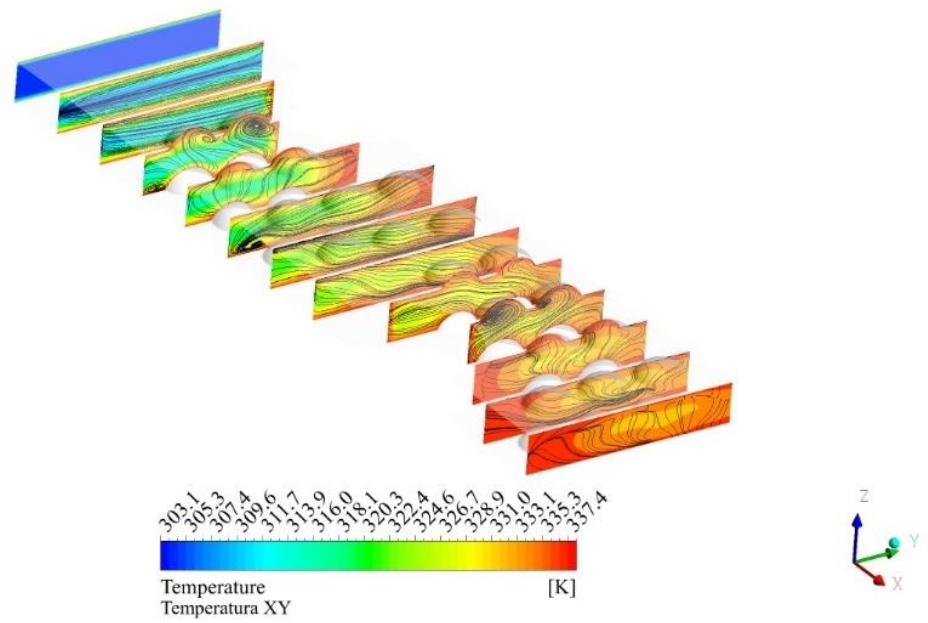
Para $Re = 4000$ (Figuras 16 (a) e (b)), as variações de j e ΔP se apresentaram mais evidentes a partir de $x/L = 0,2$, com significativo aumento do fator de Colburn (j) e ΔP a partir de $x/L = 0,5$, sendo que ambos os modelos apresentaram um fator de Colburn maior do que o caso base até o final do trocador de calor, reforçando as análises dos resultados avaliados nas Figuras 12, 13 e 14.

A análise fenomenológica das características termo-hidráulicas foi reforçada pela visualização dos campos de temperatura e linhas de correntes em seções transversais ao longo da direção longitudinal do TCC, apresentados nas figuras 17 e 18. Também foram realizadas análises a partir da visualização de campos de temperatura e velocidade no plano (xy) do domínio analisado, conforme mostrados pelas figuras 19, 20 ,21 e 22. Este estudo foi realizado para o modelo *Alinhados 3*, pois neste, os fenômenos de intensificação de troca de calor e perda de carga foram mais evidentes.

Figura 17. Linhas de corrente e perfis de temperatura modelo *Alinhados 3* para $Re = 500$.



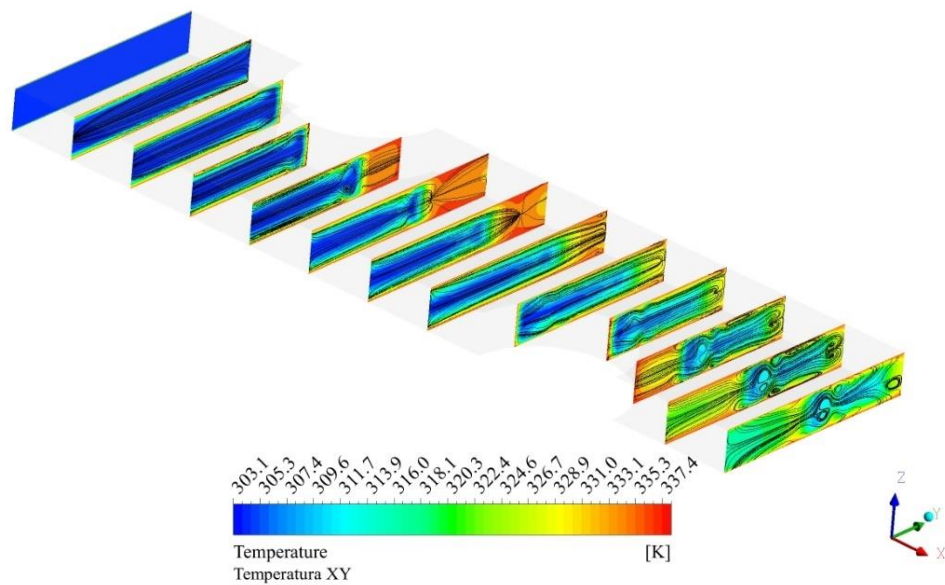
(a) Placa Plana



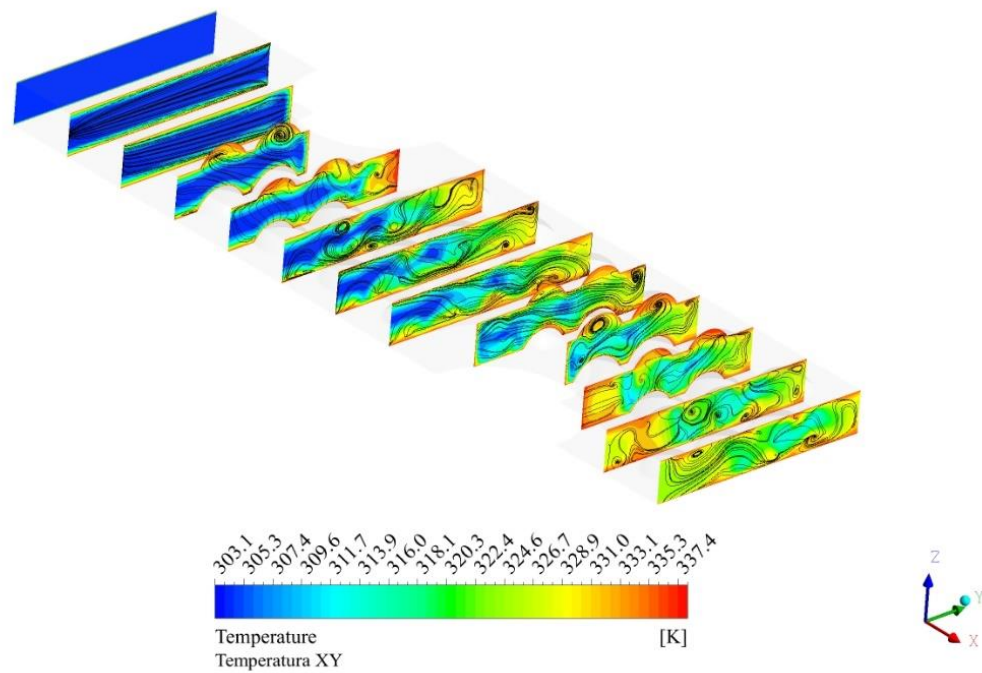
(b) Modelo com *Dimples* (Alinhados 3)

Fonte: O autor (2022).

Figura 18. Linhas de corrente e perfis de temperatura modelo *Dimples* 3 para $Re = 4000$.



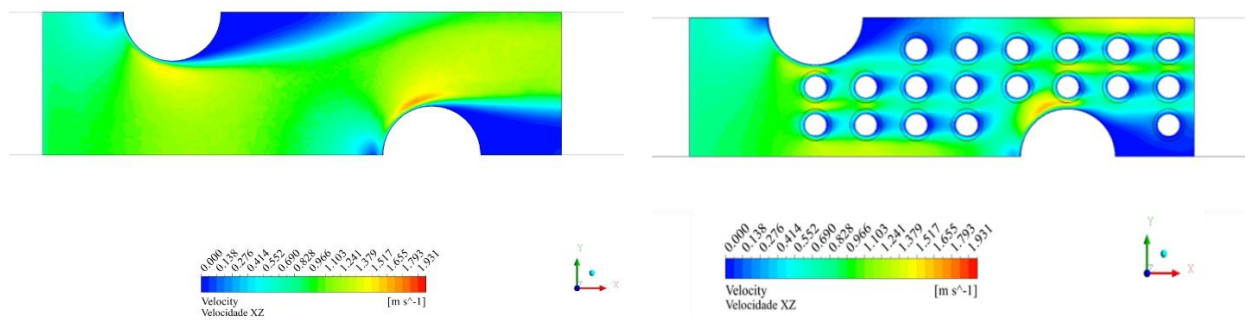
(a) Placa Plana



(b) Modelo com *Dimples* (Alinhados 3)

Fonte: O autor (2022)

Figura 19. Perfis de Velocidade plano xy $Re = 500$ para placa plana e *Dimples*

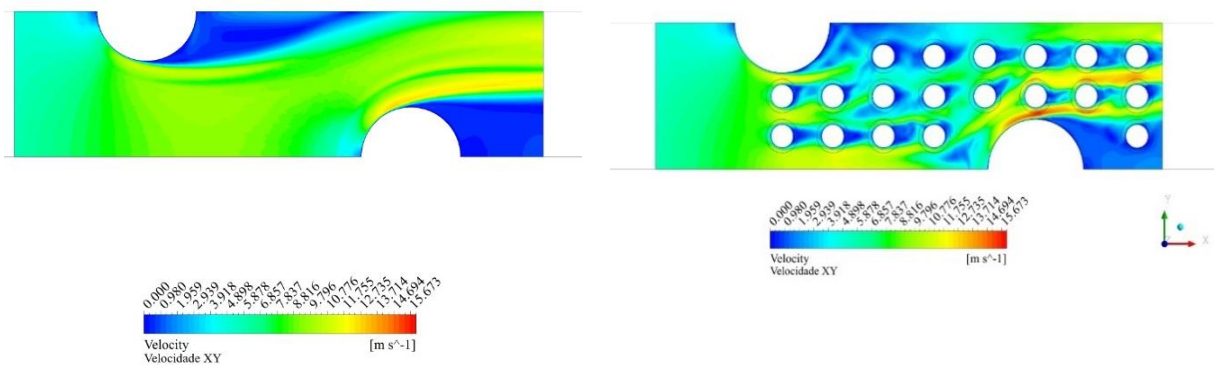


(a) Placa Plana

(b) Modelo com *Dimples* (Alinhados 3)

Fonte: O autor (2022)

Figura 20. Perfis de Velocidade plano (xy) $Re = 4000$ para placa plana e *Dimples*

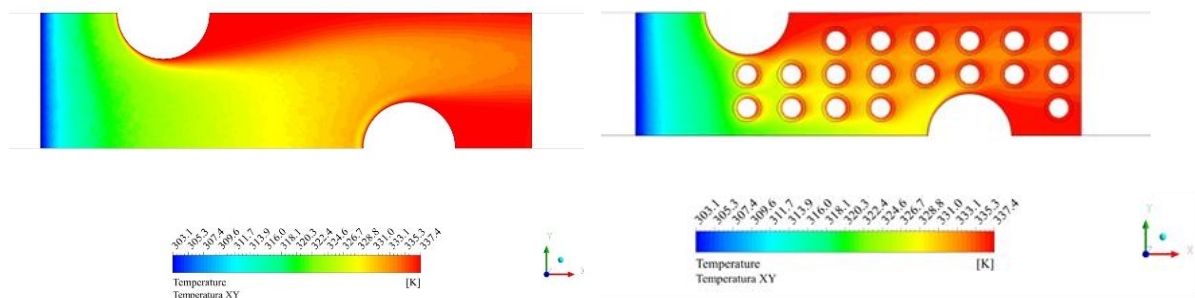


(a) Placa Plana

(b) Modelo com *Dimples* (Alinhados 3)

Fonte: O autor (2022)

Figura 21. Perfil de Temperatura plano (xy) para placa plana e *Dimples* $Re = 500$

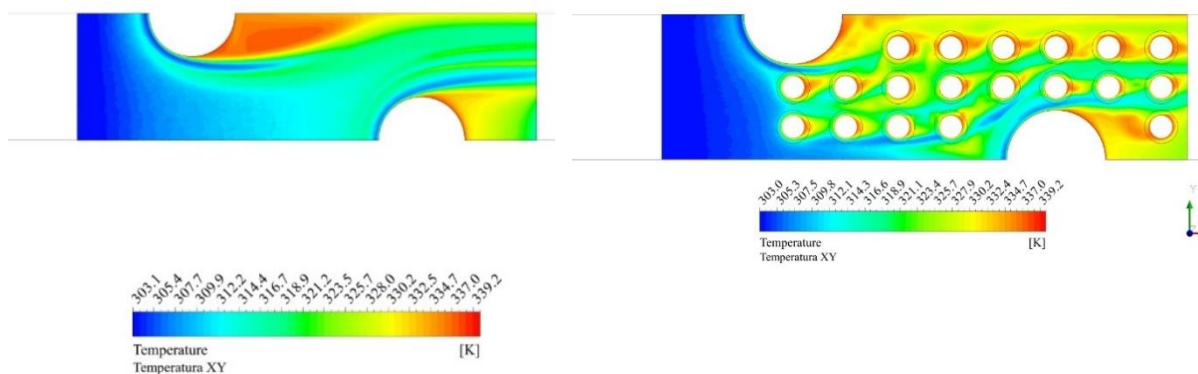


(a) Placa Plana

(b) Modelo com *Dimples* (Alinhados 3)

Fonte: O autor (2022)

Figura 22. Perfis de Temperatura plano (xy) $Re = 4000$ para placa plana e *Dimples*



(a) Placa Plana

(b) Modelo com *Dimples* (Alinhados 3)

Fonte: O autor (2022)

Comparando as Figuras 17 (a) e (b), nota-se que o aumento do fator de Colburn está vinculado aos fenômenos de distorção no escoamento e a formação de vórtices que são gerados na parte interna da concavidade dos *dimples*, bem como escoamentos secundários gerados devido ao caminho do fluido no escoamento. Tais efeitos promovem a distorção nas linhas de corrente, auxiliando no aumento da transferência de calor. O mesmo efeito é verificado com mais intensidade nas Figuras 18 (a) e (b) devido a maior turbulência ao aumentar o número de Reynolds.

Outro fator verificado foi a diminuição da zona de esteira na região formada pelo primeiro tubo ao comparar os escoamentos apresentados nas Figura 19 (a) e (b), significando a indução do escoamento naquela região, justificando a intensificação da transferência térmica nos casos em que os *dimples* estavam presentes. Este fenômeno é ainda mais intenso quando se visualiza os escoamentos apresentados nas figuras Figura 20 (a) e (b) com $Re = 4000$. Também foi verificado que os *dimples*, promovem pequenas regiões de esteira em seus contornos como verificado na Figura 20 (b), dificultando o escoamento espontâneo e promovendo assim penalidades de perda de carga devido ao aumento do fator de atrito.

Ao analisar os resultados Figuras 21 e 22, também é possível notar que em toda extensão do trocador de calor houve uma maior turbulência no escoamento, quando comparado ao caso base, promovendo uma intensificação da transferência de calor significativa ao longo do trocador de calor nas regiões de *Dimples*.

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi realizado um estudo acerca das implicações no desempenho de um trocador de calor compacto tubo aletado com *dimples*. A abordagem numérica considerou um modelo periódico, utilizando um *software* comercial para a solução das equações governantes do escoamento, considerando um escoamento turbulento, tridimensional e em regime estacionário.

- Todos os casos com *dimples* apresentaram um aumento no fator de Colburn, quando comparado ao caso base.
- As configurações de *Dimples* Alinhadas tiveram uma melhor performance em relação a transferência de calor comparados aos *Dimples* Intercalados.
- Quanto maior o diâmetro de *Dimples* para os casos estudados, maiores foram o acréscimo de transferência de Calor, para estes casos também verificou um aumento no fator de atrito.
- O modelo Alinhados 2 se destacou, pois apresentou uma melhor eficiência em relação ao caso base, chegando a um aumento no fator de Colburn de até 43,3% e uma eficiência máxima de 19%. E o modelo Alinhados 3 por apresentar o maior aumento do fator de Colburn de até 48,8% e uma eficiência máxima de 13%.
- As linhas de correntes e os contornos de temperatura mostraram uma distorção no escoamento e apresentaram estruturas de vórtices formadas na concavidade dos *dimples*, além de apresentarem fluxos secundários promovendo uma maior mistura no escoamento. Os contornos de velocidade mostraram que há redução na região de esteira atrás do primeiro tubo, favorecendo também com o aumento da transferência de calor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALAM, T.; KIM, M. H. A comprehensive review on single phase heat transfer enhancement techniques in heat exchanger applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [s. l.], v. 81, n. June 2017, p. 813–839, 2018.
- ASLAM BHUTTA, M. M.; HAYAT, N.; BASHIR, M. H.; KHAN, A. R.; AHMAD, K. N.; KHAN, S. CFD applications in various heat exchangers design: A review. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 32, n. 1, p. 1–12, 2012.
- CELIK, I. B.; GHIA, U.; ROACHE, P. J.; FREITAS, C. J.; COLEMAN, H.; RAAD, P. E. **Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications**. [S. l.]: Journal of Fluids Engineering, 2008.
- CHANG, Y. J.; WANG, C. C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s. l.], v. 40, n. 3, p. 533–544, 1997.
- 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**, [s. l.], v. 111, p. 325–339, 2017. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.120>.
- ELYYAN, M. A.; ROZATI, A.; TAFTI, D. K. Investigation of dimpled fins for heat transfer enhancement in compact heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s. l.], v. 51, n. 11–12, p. 2950–2966, 2008.
- FAN, J. F.; DING, W. K.; HE, Y. L.; TAO, W. Q. Three-dimensional numerical study of fluid and heat transfer characteristics of dimpled fin surfaces. **Numerical Heat Transfer; Part A: Applications**, [s. l.], v. 62, n. 4, p. 271–294, 2012.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; WILEY, J.; NJ, H. Book Review: Fundamentals of Heat and Mass Transfer. **Chemical Engineering Research and Design**, [s. l.], v. 85, n. A12, p. 1683–1684, 2007.
- JEONG, M.; HA, M. Y.; PARK, Y. G. Numerical investigation of heat transfer enhancement in a dimpled cooling channel with different angles of the vortex generator. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s. l.], v. 144, p. 118644, 2019. Disponível em:

<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118644>.

KASHYAP, P. K.; JHAVAR, priyanka. Enhancement of Heat Exchanger Performance by the Extended Surfaces-Fins. **International Journal of Engineering Trends and Technology**, [s. l.], v. 34, n. 6, p. 260–265, 2016.

KEW, P. A.; REAY, D. A. Compact/micro-heat exchangers – Their role in heat pumping equipment. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 31, n. 5, p. 594–601, 2011.

LI, Q.; FLAMANT, G.; YUAN, X.; NEVEU, P.; LUO, L. Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [s. l.], v. 15, n. 9, p. 4855–4875, 2011.

MAHMOOD, G. I.; LIGRANI, P. M. Heat transfer in a dimpled channel: Combined influences of aspect ratio, temperature ratio, Reynolds number, and flow structure. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s. l.], v. 45, n. 10, p. 2011–2020, 2002.

NASCIMENTO, I. P.; GARCIA, E. C. Heat transfer performance enhancement in compact heat exchangers by using shallow square dimples in flat tubes. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 96, p. 659–670, 2016.

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**, [s. l.], 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**, [s. l.], v. 95, p. 311–329, 2016. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.069>.

SAMAD, A.; LEE, K. D.; KIM, K. Y. Multi-objective optimization of a dimpled channel for heat transfer augmentation. **Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung**, [s. l.], v. 45, n. 2, p. 207–217, 2008.

WANG, C.-C.; CHI, K.-Y.; CHANG, C.-J. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [s. l.], v. 43, n. 15, p. 2693–2700, 2000.

WU, X.; FENG, L.; LIU, D.; MENG, H.; LU, Y. Numerical Study on the Effect of Tube Rows on the Heat Transfer Characteristic of Dimpled Fin. **Advances in Mechanical Engineering**, [s. l.], v. 2014, 2014.

XIA, H. H.; TANG, G. H.; SHI, Y.; TAO, W. Q. Simulation of heat transfer enhancement by longitudinal vortex generators in dimple heat exchangers. **Energy**, [s. l.], v. 74, n. C, p. 27–36, 2014. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.02.075>.

ZHANG, Z.; XIE, Y.; ZHANG, D.; XIE, G. Flow Characteristic and Heat Transfer for Non-Newtonian Nanofluid in Rectangular Microchannels with Teardrop Dimples/Protrusions. **Open Physics**, [s. l.], v. 15, n. 1, p. 197–206, 2017.