

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MATO GROSSO DO SUL
INSTITUTO DE QUÍMICA
ENGENHARIA QUÍMICA

Getúlio Willms Passos

**ESTUDO DA ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DE UM
TROCADOR DE CALOR DE PLACAS: EFEITOS DA
ESPESSURA DOS CANAIS E ÂNGULO DE CORRUGAÇÃO**

Campo Grande - MS

2024

Getúlio Willms Passos

**ESTUDO DA ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DE UM
TROCADOR DE CALOR DE PLACAS: EFEITOS DA
ESPESSURA DOS CANAIS E ÂNGULO DE CORRUGAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso de
Graduação apresentado como requisito
para obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Química da Universidade
Federal do Mato Grosso do Sul (UFMS).

Orientadora: Prof.(a) Dr.(a) Patrícia
Cristina de Araújo Puglia de Carvalho

Campo Grande - MS

2024

Getúlio Willms Passos

**ESTUDO DA ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DE UM
TROCADOR DE CALOR DE PLACAS: EFEITOS DA
ESPESSURA DOS CANAIS E ÂNGULO DE CORRUGAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação
apresentado como requisito para obtenção do
título de Bacharel em Engenharia Química da
Universidade Federal do Mato Grosso do Sul
(UFMS).

Orientadora: Prof.(a) Dr.(a) Patrícia Cristina de
Araújo Puglia de Carvalho

Campo Grande, MS, 12 de dezembro de 2024.

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof.^a. Dr.^a. Patrícia Cristina de Araújo Puglia de Carvalho

Universidade Federal do Mato Grosso do Sul

Prof.^a. Dr.^a. Janaína Ferreira dos Santos

Universidade Federal do Mato Grosso do Sul

Prof. Dr. João Renato de Jesus Junqueira

Universidade Federal do Mato Grosso do Sul

Aos meus pais, Rives e Enise,
e ao meu irmão Gustavo.

“Todos os homens por natureza propendem ao saber.”
Aristóteles (Metafísica, Livro I)

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, a Nosso Senhor e à Nossa Senhora, a quem tudo devo. Parafrazeando São João Bosco, “foram Eles quem tudo fizeram”. Também ao meu Anjo da Guarda, fiel companheiro.

Aos meus pais, Rives e Enise, e ao meu irmão Gustavo, que nunca mediram esforços por mim e foram os meus maiores apoiadores e incentivadores.

Aos meus amigos: Marcelo, Matheus, Márcio, Nathalia, Aretha, Maria Luiza, Geovana e tantos outros. Obrigado por todas as conversas, conselhos e ajudas; vocês foram e são essenciais.

À Prof^ª. Patrícia, pela orientação, dedicação e constante apoio durante a graduação e realização deste trabalho.

Aos Profs. João Renato, Janaína, Celso, Danieli, Carlos, Jorge, Sérgio e Rebeca, por todo apoio, conversas e conhecimento compartilhado, sem os quais não chegaria aqui.

À minha colega de faculdade Kátia, por toda nossa trajetória, desde a Iniciação Científica, passando pelo Projeto de Conclusão de Curso, ao Estágio. Seu apoio e colaboração foram fundamentais. Também ao meu colega Fernando, por todos os desafios que enfrentamos em todos os trabalhos que fizemos. Sua ajuda foi essencial.

Aos demais colegas de faculdade: Laura, Matheus, Vinícius, José, Johann, Maria Clara, Nathália. Também, aos colegas da Empresa Júnior. A graduação foi mais feliz com vocês!

Ao Instituto de Química e a Universidade Federal de Mato Grosso do Sul, pela oportunidade.

A todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para este trabalho ou para minha graduação. Muito obrigado!

RESUMO

O processo de troca de calor entre dois fluidos em temperaturas distintas, separados por uma barreira sólida, é amplamente utilizado em diversas aplicações da engenharia. O equipamento responsável por essa função é denominado trocador de calor e encontra aplicação em setores como as indústrias alimentícia, química e petrolífera. Existem diversos tipos de trocadores de calor, classificados de acordo com diferentes critérios, como a geometria de construção. Os principais incluem trocadores tubulares, de placas e aletados. Para atender às crescentes demandas da indústria por equipamentos mais econômicos, compactos e eficientes, diversas variações desses dispositivos foram desenvolvidas, destacando-se os trocadores de calor de placas (TCP). Neste contexto, o presente trabalho teve como objetivo estudar e dimensionar um TCP, com ênfase na análise de sensibilidade envolvendo variáveis geométricas, como a espessura do canal (b) e o ângulo de corrugação (β). Por meio de uma revisão da literatura científica, foi proposto um método de dimensionamento aplicado a uma condição operacional de resfriamento de etanol, considerando valores iniciais de $b = 2,8 \text{ mm}$ e $\beta = 30^\circ$. A análise de sensibilidade foi conduzida a partir da simulação de diferentes configurações do TCP, variando o ângulo de corrugação ($\beta = 30^\circ, 45^\circ, 50^\circ, 60^\circ$ e 65°) e a espessura do canal ($b = 1,0$ a $5,0 \text{ mm}$). As simulações foram realizadas utilizando *Microsoft Excel* e *PyCharm* (com a linguagem *Python*), gerando gráficos simples e superfícies de resposta. Os resultados mostraram que menores espessuras e ângulos de corrugação aumentam o fluxo mássico e a velocidade do fluido nos canais, promovendo um escoamento mais turbulento e elevando os coeficientes convectivo e global de troca térmica. Essa maior eficiência térmica resulta na redução da área de troca térmica necessária e no número de placas do equipamento. Contudo, o maior fluxo mássico nos canais também implica um aumento na perda de carga total. Dessa forma, este trabalho contribui para a compreensão dos impactos das variáveis geométricas no desempenho térmico, hidráulico e configuracional de trocadores de calor de placas, oferecendo subsídios para a otimização desses equipamentos em aplicações industriais.

Palavras-chave: Transferência de calor. Dimensionamento de equipamentos. Simulação de processos. Python. Superfície de resposta.

ABSTRACT

The heat exchange process between two fluids at different temperatures, separated by a solid barrier, is widely applied in various engineering fields. The equipment responsible for this function is called a heat exchanger, and it is utilized in sectors such as the food, chemical, and oil industries. There are several types of heat exchangers, classified based on different criteria, such as construction geometry. The main types include tubular, plate, and finned heat exchangers. To meet the increasing demands for more economical, compact, and efficient equipment, various designs have been developed, with plate heat exchangers (PHEs) standing out as a noteworthy alternative. In this context, this study aimed to analyze and design a PHE, focusing on sensitivity analysis involving geometric variables such as channel thickness (b) and corrugation angle (β). Based on a review of the scientific literature, a design method was proposed for a cooling process of ethanol under operational conditions, considering initial values of $b = 2.8 \text{ mm}$ and $\beta = 30^\circ$. The sensitivity analysis was conducted through simulations of different PHE configurations, varying the corrugation angle ($\beta = 30^\circ, 45^\circ, 50^\circ, 60^\circ, \text{ and } 65^\circ$) and channel thickness ($b = 1.0 \text{ to } 5.0 \text{ mm}$). Simulations were performed using *Microsoft Excel* and *PyCharm* (with the *Python* programming language), generating simple graphs and response surfaces. The results indicated that smaller channel thicknesses and corrugation angles increase the mass flow rate and fluid velocity within the channels, promoting more turbulent flow and enhancing the convective and overall heat transfer coefficients. This improved thermal efficiency reduces the required heat transfer area and the number of plates in the equipment. However, higher mass flow rates in the channels also result in increased total pressure drop. Thus, this study contributes to the understanding of the impacts of geometric variables on the thermal, hydraulic, and configurational performance of plate heat exchangers, providing insights for optimizing these devices in industrial applications.

Keywords: Heat transfer. Equipment design. Process simulation. Python. Response surface.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1.	INTRODUÇÃO	1
1.1.	OBJETIVOS	2
1.2.	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	2
1.3.	JUSTIFICATIVA	2
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1.	Trocadores de calor.....	4
2.2.	Trocadores de calor de placas.....	6
2.3.	Estrutura e componentes de um TCP.....	7
2.4.	Dimensionamento de um TCP.....	16
2.4.1	Principais dimensões.....	16
2.4.2	Projeto de um TCP.....	18
3.	METODOLOGIA	30
4.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	32
4.1.	Dimensionamento do TCP.....	32
4.2.	Análise de sensibilidade variando a espessura do canal e o ângulo do <i>chevron</i> ..	34
5.	CONCLUSÃO	48
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	49

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Transferência de calor (indireta) entre fluidos através de uma superfície	4
Figura 2. Troca de calor por tubos, placas e aletas	5
Figura 3. Exemplo de um trocador de calor de casco e tubos de grandes dimensões	5
Figura 4. TCP gaxetado.....	6
Figura 5. TCP utilizado no processo de resfriamento do leite.....	7
Figura 6. Partes principais do trocador de calor a placas e gaxeta	8
Figura 7. Distribuição do fluido ao longo do TCP	9
Figura 8. escoamento delimitado pela gaxeta	9
Figura 9. Respiros nas gaxetas	10
Figura 10. Sobreposição de placas e formação dos canais de escoamento	10
Figura 11. Tipos de fluxo em um canal	10
Figura 12. Diferença entre tipos de fluxo em um trocador de calor de quatro canais	11
Figura 13. escoamento turbulento ao longo dos canais	11
Figura 14. Efeito das corrugações na turbulência do escoamento.....	12
Figura 15. Diferentes tipos de corrugações em placas: (a) <i>washboard</i> , (b) <i>herringbone</i> ou zigue-zague, (c) <i>chevron</i> , (d) protruções e depressões (e) <i>washboard</i> com corrugações secundárias, e (f) <i>washboard</i> oblíqua.....	12
Figura 16. Placas <i>chevron</i> L (<i>Low theta</i>) e H (<i>High theta</i>)	13
Figura 17. Canais L, M e H	14
Figura 18. escoamento turbulento com movimento rotacional nos canais	14
Figura 19. Fluxos em paralelo e em contracorrente	14
Figura 20. Exemplo de 4 passes no fluido frio e 2 passos no fluido quente.....	15
Figura 21. Configurações de escoamento possíveis para um trocador de placas com 4 canais	15
Figura 22. Principais dimensões de uma placa do tipo <i>chevron</i>	17
Figura 23. Relação entre os comprimentos desenvolvido e projetado	17
Figura 24. Passo da placa	18
Figura 25. Algoritmo para modelagem de um TCP	19
Figura 26. Lados I e II em um TCP	20
Figura 27. Método da resistência térmica para o cálculo de U	26
Figura 28. Fluxograma da metodologia do trabalho.....	30

LISTA DE FIGURAS

Figura 29. Gráfico do efeito da espessura média dos canais no fluxo mássico por canal	34
Figura 30. Gráfico do efeito do ângulo <i>chevron</i> da placa no fluxo mássico por canal ..	35
Figura 31. Superfície de resposta do fluxo mássico por canal [lado I]	35
Figura 32. Superfície de resposta do fluxo mássico por canal [lado II]	35
Figura 33. Gráfico do efeito da espessura média dos canais na velocidade do fluido ...	36
Figura 34. Gráfico do efeito do ângulo <i>chevron</i> da placa na velocidade do fluido.....	36
Figura 35. Superfície de resposta da velocidade do fluido [lado I]	37
Figura 36. Superfície de resposta da velocidade do fluido [lado II].....	37
Figura 37. Gráfico do efeito da espessura média dos canais no coeficiente convectivo de troca térmica	38
Figura 38. Gráfico do efeito do ângulo <i>chevron</i> da placa no coeficiente convectivo de troca térmica	38
Figura 39. Superfície de resposta do coeficiente convectivo de troca térmica [lado I]..	39
Figura 40. Superfície de resposta do coeficiente convectivo de troca térmica [lado II]..	39
Figura 41. Gráfico do efeito da espessura média dos canais no coeficiente global de troca térmica	40
Figura 42. Gráfico do efeito do ângulo <i>chevron</i> da placa no coeficiente global de troca	40
Figura 43. Superfície de resposta do coeficiente global de troca térmica	41
Figura 44. Gráfico do efeito da espessura média dos canais na área de troca térmica... 41	
Figura 45. Gráfico do efeito do ângulo <i>chevron</i> da placa na área de troca térmica	42
Figura 46. Superfície de resposta da área de troca térmica	42
Figura 47. Gráfico do efeito da espessura média dos canais no número de placas	43
Figura 48. Gráfico do efeito do ângulo <i>chevron</i> da placa no número de placas	43
Figura 49. Superfície de resposta do número de placas	44
Figura 50. Gráfico do efeito da espessura média dos canais na perda de carga total.....	45
Figura 51. Gráfico do efeito do ângulo <i>chevron</i> da placa na perda de carga total	45
Figura 52. Superfície de resposta da perda de carga total [lado I]	45
Figura 53. Superfície de resposta da perda de carga total [lado II]	46

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Condutividade térmica de alguns tipos de metais.....	8
Tabela 2. Coeficientes globais de troca térmica típicos	22
Tabela 3. Parâmetros de troca térmica para trocador de calor com placas <i>chevron</i>	25
Tabela 4. Fatores de incrustação para trocadores de calor de placas	27
Tabela 5. Parâmetros para fator de atrito em trocadores de calor de placas com placas <i>chevron</i>	28
Tabela 6. Parâmetros iniciais de dimensionamento do TCP	32
Tabela 7. Resultados do dimensionamento do TCP	33

LISTA DE ABREVIATURAS

MLDT	Média logarítmica da diferença de temperatura
TCP	Trocador de calor de placas

LISTA DE SÍMBOLOS

\propto	Símbolo de proporcionalidade
A	Área de troca térmica do trocador de calor de placas (m^2)
$a_1, a_2, a_3,$ a_μ	Parâmetros empíricos para correlação do número de Nusselt (adimensional)
a_4, a_5, a_6	Parâmetros empíricos para o cálculo do fator de atrito de Fanning (adimensional)
A_e	Área de escoamento (m^2)
A_{placa}	Área real de troca térmica de uma placa (m^2)
$A_{projeto}$	Área projetada de uma placa térmica (m^2)
b	Espessura média dos canais (m)
C_p	Calor específico (J/kg °C)
D_h	Diâmetro hidráulico (m)
D_p	Diâmetro do bocal (m)
E_U	Erro entre o valor estimado e calculado para o coeficiente global de troca térmica (%)
F	Fator de correção da MLDT (adimensional)
f	Fator de atrito de Fanning (adimensional)
g	Gravidade (9,8 m/s ²)
G_c	Fluxo mássico por canal (kg/m ² s)
G_p	Fluxo mássico no orifício e nos dutos de distribuição (kg/m ² s)
h	Coefficiente convectivo de troca térmica (W/m ² °C)
k	Condutibilidade térmica (W/m °C)
k_p	Condutividade térmica da placa (W/m °C)
L	Comprimento efetivo de troca térmica (m)
\ln	Logaritmo natural (adimensional)
L_p	Comprimento efetivo de escoamento (m)
N	Número de passagens (adimensional)
N_c	Número de canais de escoamento (adimensional)
N_p	Número de placas (adimensional)
N_{pt}	Número de placas térmicas (adimensional)
Nu	Número de Nusselt (adimensional)
p	Passo da placa (m)
P	Número de passes (adimensional)

LISTA DE SÍMBOLOS

Pr	Número de Prandtl (adimensional)
P_w	Perímetro molhado (m)
Q	Taxa de calor trocada entre os fluidos (W)
Re	Número de Reydolds (adimensional)
R_f	Resistência térmica de incrustação ou fator de incrustação, <i>fouling factor</i> ($m^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$)
T	Temperatura ($^\circ\text{C}$)
U	Coefficiente global de troca térmica ($\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$)
v	Velocidade do fluido nos canais (m/s)
w	Largura efetiva do canal (adimensional)
W	Vazão mássica (kg/s)

Símbolos gregos

β	Ângulo de inclinação das corrugações/ranhuras <i>chevron</i> (graus)
β^*	Ângulo <i>chevron</i> medido em relação ao fluxo (graus)
ΔP_1	Perda de carga por atrito no escoamento dentro dos canais corrugados (Pa)
ΔP_2	Perda de carga no escoamento nos dutos de distribuição e orifícios das placas (Pa)
ΔP_3	Perda de carga por mudança de cota (Pa)
ΔP_T	Perda de carga total (Pa)
ΔT_1	Diferença terminal de temperatura 1 ($^\circ\text{C}$)
ΔT_2	Diferença terminal de temperatura 2 ($^\circ\text{C}$)
ε_p	Espessura da placa (m)
ϕ	Fator de alargamento (adimensional)
μ	Viscosidade dinâmica (kg/m s)
ρ	Massa específica (kg/m^3)

Subscritos

c	Calculado
e	Entrada
es	Estimado
f	Fluido frio

LISTA DE SÍMBOLOS

m	Médio
q	Fluido quente
s	Saída

Sobrescritos

I	Lado I do trocador (conjunto dos canais ímpares)
II	Lado II do trocador (conjunto dos canais pares)

1. INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são equipamentos utilizados para transferir energia entre dois fluidos de diferentes temperaturas. Eles melhoram a eficiência energética de um sistema, uma vez que a energia presente em um fluido pode ser transferida para outra parte do processo, em vez de simplesmente ser desperdiçada. Na nova era da sustentabilidade, a crescente urgência em economizar energia e reduzir os impactos ambientais globais tem dado grande destaque ao uso de trocadores de calor com melhores eficiências térmicas. Nesse novo cenário, o trocador de calor de placas (TCP) desempenha um papel relevante (MOTA *et al.*, 2015).

Um TCP consiste basicamente de um pacote de finas placas metálicas corrugadas comprimido por parafusos de aperto em um pedestal. Entre cada par de placas são usadas gaxetas para formar canais de escoamento pelos quais os fluidos quente e frio circulam alternadamente, trocando calor através das placas metálicas. O TCP foi introduzido inicialmente em 1923 no processo de pasteurização do leite, e hoje é utilizado em diversas aplicações nos setores químico, petrolífero, de sistemas HVAC (heating, ventilation and air conditioning – aquecimento, ventilação e ar condicionado), de laticínios, farmacêuticos e de bebidas (GUT, 2003; MOTA *et al.*, 2015).

Nos últimos anos, os TCPs estão continuamente substituindo outros trocadores de calor em várias indústrias, devido a sua fácil limpeza e manutenção, tamanho compacto, possibilidade de troca de calor com baixas diferenças de temperatura, alto coeficiente global de troca térmica, menor incrustação e baixa retenção de líquidos. Apresenta também como vantagens o bom controle de temperatura e a flexibilidade do design térmico, já que as placas podem simplesmente ser adicionadas ou retiradas, a fim de atender diferentes demandas caloríficas em processos de aquecimento, resfriamento e regeneração (MOTA *et al.*, 2015; PANDAY, 2020).

Ao passo que os TCPs têm desempenhado um papel cada vez mais fundamental nas indústrias, que buscam progressivamente um processo mais sustentável, unindo o desenvolvimento econômico com o melhor uso dos recursos, torna-se essencial um maior entendimento desse equipamento para a melhoria do processo, garantindo maior ganho econômico e menor impacto ambiental.

Dado que a literatura acerca do tema não é extensa, o presente trabalho busca dimensionar um TCP conforme métodos propostos pela literatura e realizar uma análise

de sensibilidade, com o objetivo de avaliar os efeitos da espessura dos canais e do ângulo de corrugação das placas nos principais parâmetros do TCP, como fluxo mássico por canal, velocidade do fluido nos canais, coeficientes convectivo e global de troca térmica, área de troca térmica, número de placas e perda de carga total.

1.1. OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo dimensionar um TCP e realizar uma análise de sensibilidade de seus principais parâmetros.

1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Por meio deste trabalho, buscam-se alcançar os seguintes objetivos específicos:

- Realizar uma pesquisa bibliográfica sobre TCP, destacando seu funcionamento e principais componentes;
- Dimensionar um TCP, conforme método proposto na literatura;
- Fazer uma análise de sensibilidade nos principais parâmetros do TCP, sejam estes: fluxo mássico por canal, velocidade do fluido nos canais, coeficientes convectivo e global de troca térmica, área de troca térmica, número de placas e perda de carga total.

1.3. JUSTIFICATIVA

Os TCPs são reconhecidos como equipamentos eficientes e compactos, amplamente utilizados em aplicações industriais. No entanto, a literatura científica disponível sobre esses dispositivos ainda é limitada, especialmente no que diz respeito à compreensão detalhada das variáveis geométricas e operacionais que impactam diretamente seu desempenho térmico e hidráulico. Isso dificulta a disseminação de conhecimentos específicos sobre o funcionamento dos TCPs.

Neste trabalho, são analisadas variáveis-chave, como fluxo mássico por canal, velocidade do fluido nos canais, coeficientes convectivo e global de troca térmica, área de troca térmica, número de placas e perda de carga total, que desempenham um papel

central na eficiência e funcionalidade dos TCPs. A interação entre essas variáveis geométricas e operacionais ainda não é amplamente discutida em estudos acadêmicos, o que torna desafiador compreender como diferentes configurações influenciam o equilíbrio entre desempenho térmico e perdas hidráulicas.

Portanto, este estudo busca colaborar para o entendimento e dimensionamento de TCPs. Ao explorar e modelar as interações entre as variáveis mencionadas, espera-se contribuir para o aprimoramento do conhecimento técnico desses dispositivos, permitindo a otimização de projetos industriais de TCPs.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

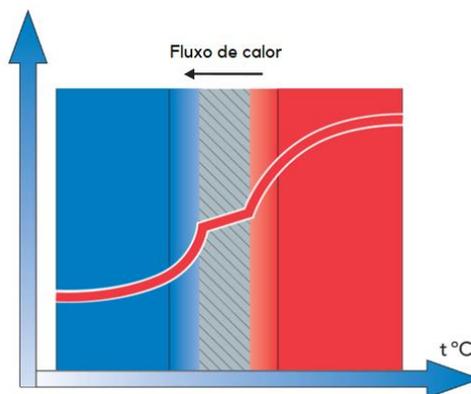
2.1. TROCADORES DE CALOR

A transferência de calor entre dois fluidos é um mecanismo chave para uma gama de processos industriais. Para que ela ocorra, é necessário que haja uma diferença de temperatura entre eles, sendo o calor transferido do fluido de maior temperatura para o de menor temperatura, seguindo o princípio da segunda lei da termodinâmica (BYLUND, 2015).

Essa transferência de calor, na prática, é realizada em equipamentos chamados trocadores de calor, que são dispositivos de transferência de calor usados para transferência de energia térmica interna entre dois ou mais fluidos disponíveis em diferentes temperaturas (THULUKKANAM, 2013).

Industrialmente, são utilizados dois princípios de troca de calor entre fluidos: aquecimento/resfriamento direto e indireto, sendo que, na maioria dos trocadores de calor, utiliza-se o método indireto (Figura 1), isto é, os fluidos são separados por uma superfície de transferência de calor e, idealmente, não se misturam (THULUKKANAM, 2013; BYLUND, 2015).

Figura 1. Transferência de calor (indireta) entre fluidos através de uma superfície

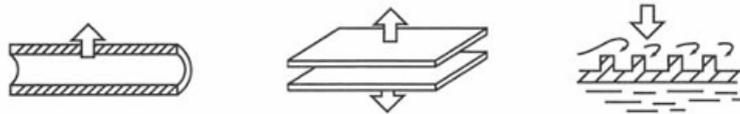


Fonte: Adaptado de BYLUND, 2015.

Os trocadores de calor são usados em uma ampla variedade de aplicações, como produção de energia, indústrias alimentícia, química, petrolífera e eletrônica, recuperação de calor residual, indústria de manufatura, ar-condicionado, refrigeração, criogenia, aplicações espaciais e em muitos outros processos e indústrias (KAKAÇ *et al.*, 2012; THULUKKANAM, 2013).

Exemplos comuns de trocadores de calor familiares para nós no uso diário são radiadores de automóveis, condensadores, evaporadores, pré-aquecedores de ar e resfriadores de óleo. Os trocadores de calor podem ser classificados de muitas maneiras diferentes, como por exemplo segundo a sua geometria de construção, sendo os principais tipos os trocadores de calor tubulares, de placas e aletados (Figura 2) (KAKAÇ *et al.*, 2012; THULUKKANAM, 2013).

Figura 2. Troca de calor por tubos, placas e aletas



Fonte: KAKAÇ *et al.*, 2012.

Trocadores de calor de casco e tubo são os trocadores de calor mais amplamente utilizados nas indústrias. Eles são a primeira escolha devido aos procedimentos bem estabelecidos para o projeto e fabricação em uma ampla variedade de materiais, muitos anos de serviço satisfatório e à disponibilidade de códigos e normas para projeto e fabricação (GAWANDE *et al.*, 2012; THULUKKANAM, 2013).

Embora o tradicional trocador de calor casco e tubos ainda seja muito utilizado, ele tende a ter grandes diâmetros hidráulicos e a exigir uma área relativamente grande para ser instalado (Figura 3). Em busca de proporcionar alternativas mais econômicas, compactas e eficientes, desenvolveu-se uma grande variedade de trocadores de calor para atender às crescentes exigências da indústria. Diante desse cenário, o TCP tem um grande destaque (PEARCE, 2001; MOTA, 2011).

Figura 3. Exemplo de um trocador de calor de casco e tubos de grandes dimensões



Fonte: INCASE, [s.d.].

2.2 TROCADORES DE CALOR DE PLACAS

Usualmente, utiliza-se o termo “TCP” para falar do “TCP gaxetado” (*Gasketed plate-and-frame heat exchangers*), embora a classificação englobe também os trocadores de calor de placas tipo espiral, lamela e circuito impresso. No entanto, o TCP gaxetado, apresentado na Figura 4, ainda é o mais utilizado (ROHSENOW *et al.*, 1998).

Devido a aperfeiçoamentos contínuos, seu uso vem se intensificando desde a década de 30, em áreas onde a escolha tradicional para processos de aquecimento ou resfriamento era o robusto trocador casco e tubo (PEARCE, 2001). Atualmente os TCP são extensamente empregados em processos que exijam alta eficiência e flexibilidade com temperaturas inferiores a 250°C e pressões menores que 25 bar (KAKAÇ *et al.*, 2012).

Figura 4. TCP gaxetado



Fonte: ALFA LAVAL, [s.d.].

Os trocadores de calor a placas gaxetados foram introduzidos na década de 1930, principalmente para as indústrias alimentícias, com destaque para o uso em laticínios (Figura 5), devido à sua facilidade de limpeza, e seu design atingiu a maturidade na década de 1960 com o desenvolvimento de geometrias de placas mais eficazes, conjuntos e materiais de gaxetas aprimorados (KAKAÇ *et al.*, 2012).

Figura 5. TCP utilizado no processo de resfriamento do leite



Fonte: READ INDUSTRIAL, [s.d.].

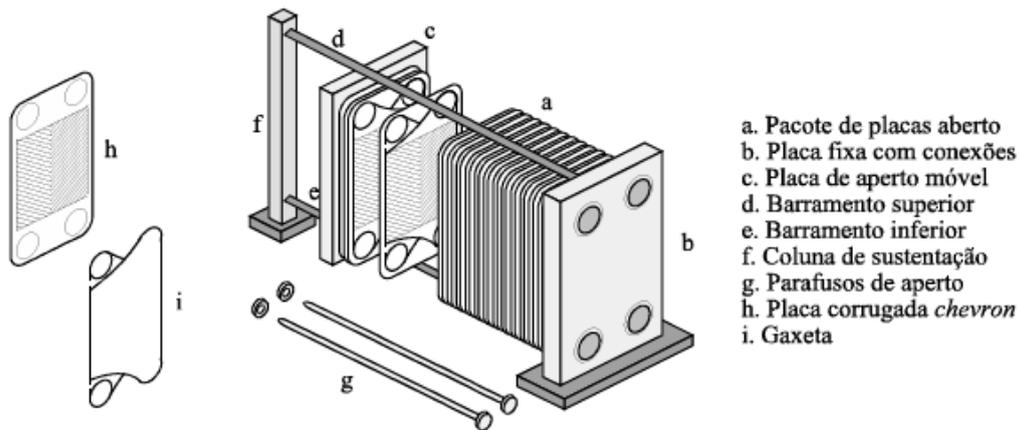
As perspectivas de aplicações possíveis ampliaram-se consideravelmente e, atualmente, sob condições específicas e apropriadas, sobrepõe-se e compete com sucesso em áreas historicamente consideradas como domínio de trocadores de calor tubulares. Eles são capazes de atender a uma gama extremamente ampla de tarefas em muitas indústrias (KAKAÇ *et al.*, 2012).

As maiores vantagens dos trocadores a placas são a flexibilidade, versatilidade, economia de espaço, grande facilidade de limpeza e manutenção, alto rendimento térmico e bom controle de temperatura (GUT, 2003). Portanto, podem ser usados como uma alternativa aos trocadores de calor do tipo casco e tubo para aplicações de transferência de calor de baixa e média pressão, em qualquer combinação de gás, líquido e correntes bifásicas (KAKAÇ *et al.*, 2012).

2.3 ESTRUTURA E COMPONENTES DE UM TCP

De uma forma geral, os trocadores de calor de placas consistem, basicamente, de um pacote de finas placas metálicas corrugadas que separam os fluidos e formam canais de fluxo, comprimidas por parafusos de aperto em um pedestal, conforme a Figura 6. São de fácil limpeza e esterilização, uma vez que podem ser totalmente desmontados (GUT, 2003; KAKAÇ *et al.*, 2012).

Figura 6. Partes principais do trocador de calor a placas e gaxeta



Fonte: GUT, 2003.

A troca de calor ocorre através das finas placas metálicas, que são normalmente de aço inoxidável AISI-316, mas outros metais dúcteis podem ser empregados como Titânio, Hastelloy C-276™, Incoloy 825™, Níquel 200, Cobre/Níquel, Monel 400™, Inconel 600™, Alumínio-latão ou Tântalo (GUT, 2003; APV, 1977; SAUNDERS, 1988). É importante notar que diferentes materiais possuem diferentes condutividades térmicas (k_p), fator crucial para uma troca térmica eficiente, conforme Tabela 1.

Tabela 1. Condutividade térmica de alguns tipos de metais

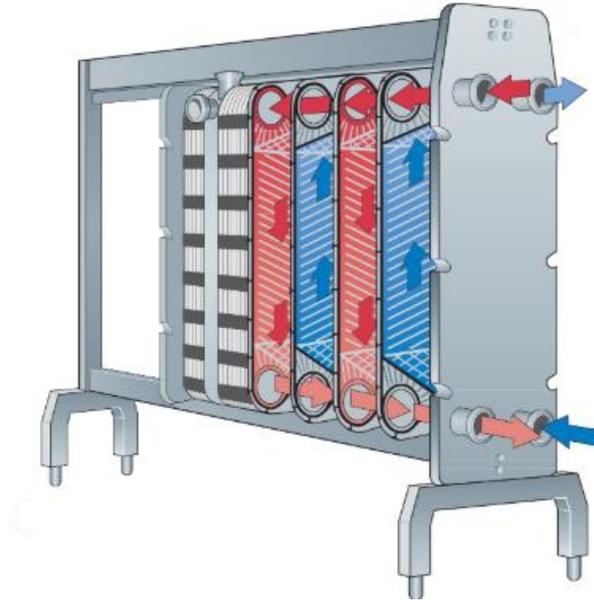
Material	Condutividade térmica (W/ m ² °C)
Aço inoxidável (AISI 316)	16,5
Titânio	20
Inconel 600	16
Incoloy 825	12
Hastelloy C276	10,6
Monel 400	66
Níquel 200	66
Cuproníquel 90-10	52
Cuproníquel 70-30	35

Fonte: Adaptado de KAKAÇ *et al.*, 2012.

A distribuição das correntes ao longo do trocador, apresentada na Figura 7, é determinada pela perfuração das placas, pela localização dos bocais de alimentação dos fluidos e pelos tipos e posições das gaxetas (*gaskets*; também chamadas de juntas), que

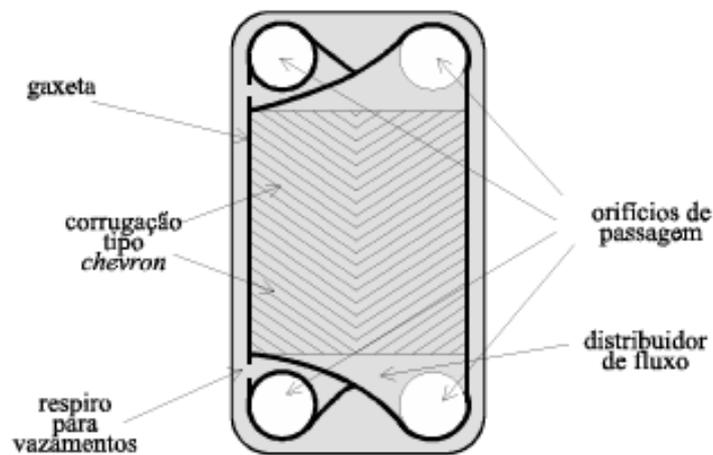
selam as extremidades das placas e evitam a mistura dos fluidos, impedindo que ocorram vazamentos para o ambiente externo e direcionando os fluidos nos canais de forma desejada, conforme Figura 8 (GUT, 2003; KAKAÇ *et al.*, 2012).

Figura 7. Distribuição do fluido ao longo do TCP



Fonte: BYLUND, 2015.

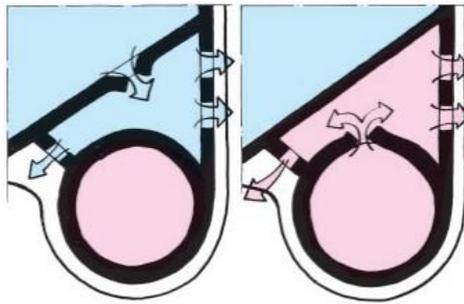
Figura 8. Escoamento delimitado pela gaxeta



Fonte: GUT, 2003.

As gaxetas são tipicamente elastômeros moldados, geralmente borrachas butílicas ou nitrílicas, e são selecionadas de acordo com a compatibilidade com os fluidos e condições de temperatura e pressão. Possuem respiros (Figuras 8 e 9) que impedem que os fluidos se misturem no caso de alguma falha, o que também facilita a localização de vazamentos (MOTA, 2011).

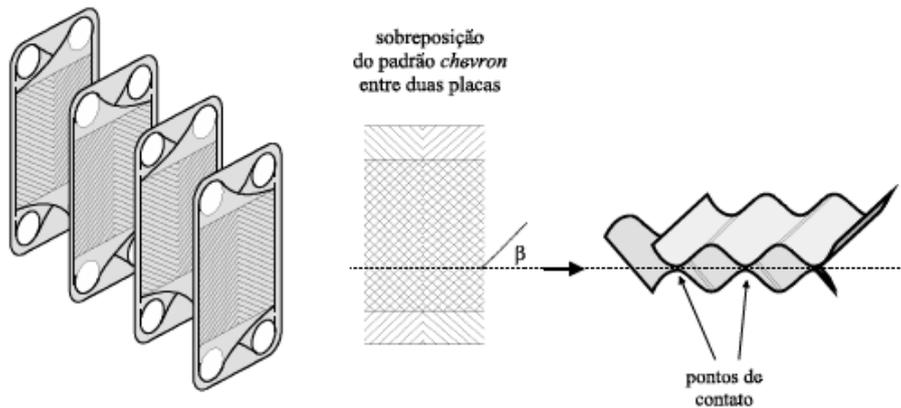
Figura 9. Respiros nas gaxetas



Fonte: TACO, 2011.

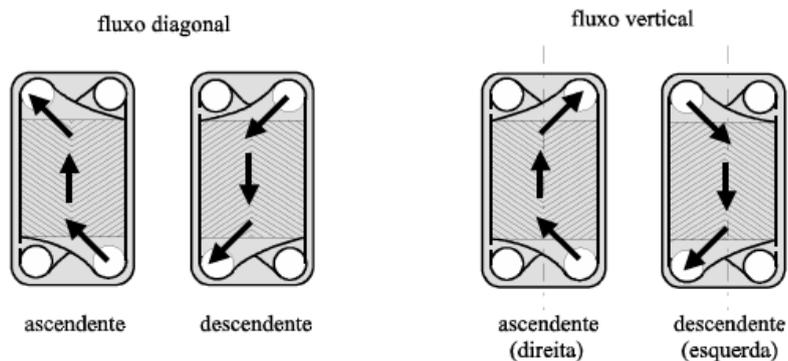
O espaço compreendido entre duas placas, quando são alinhadas e comprimidas, forma um canal de escoamento, conforme a Figura 10. O fluido entra e sai de um canal através dos orifícios de passagem da placa, sendo o escoamento direcionado pela gaxeta, podendo formar diferentes tipos de fluxo, que são apresentados nas Figuras 11 e 12 (GUT, 2003).

Figura 10. Sobreposição de placas e formação dos canais de escoamento



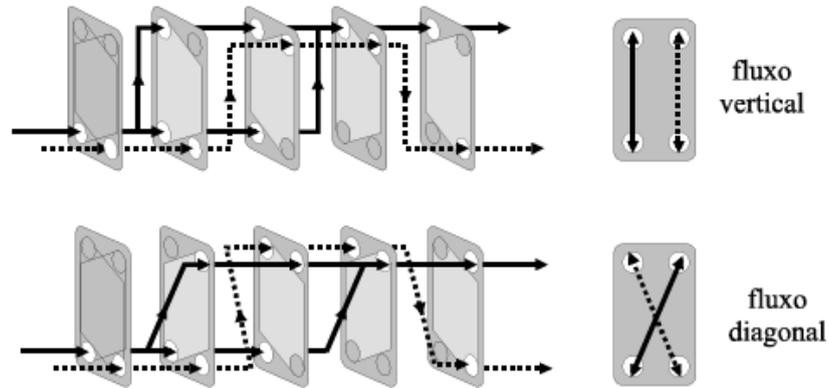
Fonte: GUT, 2003.

Figura 11. Tipos de fluxo em um canal



Fonte: GUT, 2003.

Figura 12. Diferença entre tipos de fluxo em um trocador de calor de quatro canais



Fonte: GUT, 2003.

Uma característica importante dos trocadores de calor de placas é que, em virtude de seus canais de fluxo serem estreitos, a geração de vórtices intensos (Figura 13) proporciona altos coeficientes de transferência de calor, altas perdas de carga e elevada força de cisalhamento local, o que minimiza o acúmulo de incrustações (HEWITT *et al.*, 1994).

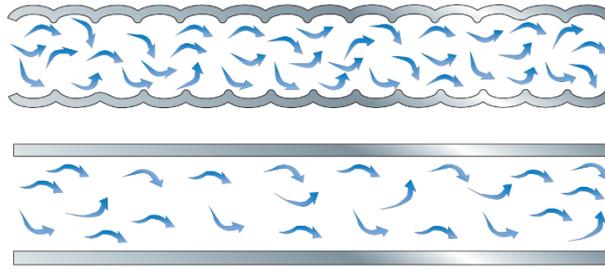
Figura 13. Escoamento turbulento ao longo dos canais



Fonte: TACO, 2002.

Um fator muito relevante para a eficiência da troca de calor é que as placas possuem corrugações, conforme Figura 14, a fim de gerar alta turbulência nos fluidos, o que resulta em um coeficiente de transferência de calor muito elevado em comparação aos obtidos em trocadores de calor do tipo casco e tubos para funções similares, por exemplo. As corrugações também tem a importante função de aumentar as áreas efetivas de superfície (MARRIOTT, 1979).

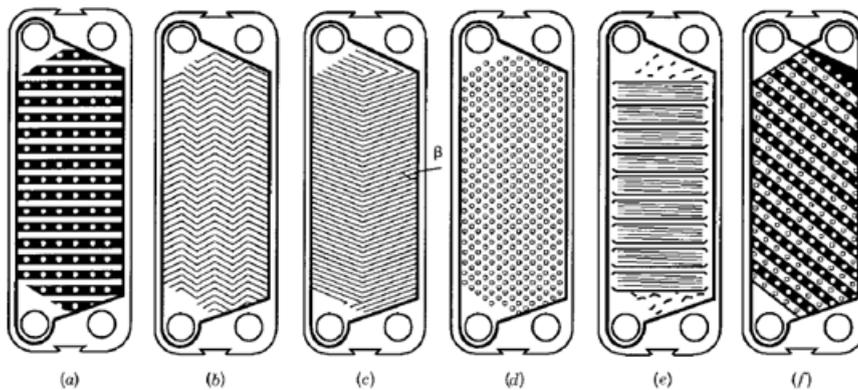
Figura 14. Efeito das corrugações na turbulência do escoamento



Fonte: BYLUND, 2015.

Existem mais de 60 tipos de padrões de corrugação de placas (Figura 15), sendo o tipo *chevron* o mais utilizado. Nesse tipo de corrugação, o padrão corrugado possui um ângulo β , que é denominado ângulo *chevron*. Estes fatores, o tipo de corrugação e o ângulo de inclinação das ranhuras têm grande influência no desempenho térmico e hidráulico do equipamento (FOCKE *et al.*, 1985; SHAH & FOCKE, 1988; KAKAÇ, 2012).

Figura 15. Diferentes tipos de corrugações em placas: (a) *washboard*, (b) *herringbone* ou zigue-zague, (c) *chevron*, (d) protusões e depressões (e) *washboard* com corrugações secundárias, e (f) *washboard* oblíqua



Fonte: SHAH e SEKULIC, 2003.

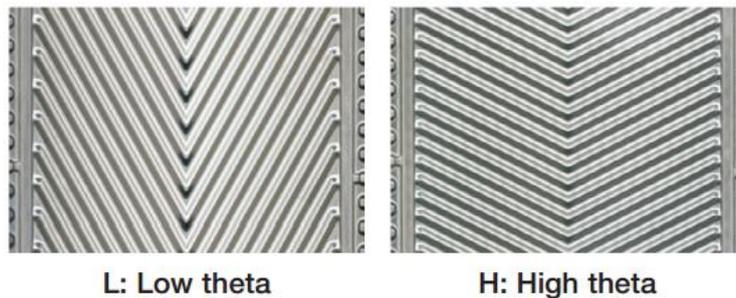
As ranhuras elevam a turbulência do escoamento e reduzem o valor do número de Reynolds crítico (transição para o regime turbulento) para valores entre 10 e 400, enquanto para um tubo liso de seção circular a transição ocorre em Reynolds de 2.100 (LEULIET, 1987; GUT, 2003).

As placas do tipo *chevron* podem ser classificadas de acordo com seu ângulo de corrugação entre placas L (*Low theta*) e H (*High theta*), conforme Figura 16. Placas L possuem um menor ângulo *chevron*, o que resulta em uma queda de pressão mais baixa,

menor transferência de calor e menor resistência ao fluxo. Por outro lado, placas H apresentam um ângulo *chevron* maior, proporcionando uma queda de pressão mais elevada, maior transferência de calor e maior resistência ao fluxo (ALFA LAVAL, [s.d.]).

Importante notar que o ângulo *chevron* pode ser medido em relação ao sentido do fluxo, ou seja, $\beta^* = 90^\circ - \beta$ (GUT, 2003), como é o caso das placas L e H. Portanto, placas L possuem maior ângulo β , enquanto placas H possuem menor ângulo β .

Figura 16. Placas *chevron* L (*Low theta*) e H (*High theta*)

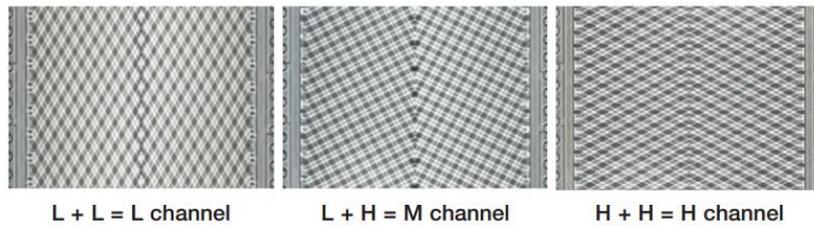


Fonte: ALFA LAVAL, [s.d.].

Nesse tipo de placas, o ângulo *chevron* é invertido em placas adjacentes de modo que quando as placas são apertadas, as corrugações dão sustentação ao equipamento e criam pontos de contato entre placas vizinhas, evitando que se curvem. Esses vários pontos de contato ao longo das placas permitem que elas suportem a pressão diferencial existente entre as placas adjacentes (MARRIOT, 1979; GUT, 2003; MOTA, 2011).

A combinação desses dois tipos de placas permite três diferentes tipos de canais: canais L, compostos por duas placas L; canais M, por uma placa L e uma placa H; e canais H, por duas placas H (Figura 17). O tipo de canal está atrelado sobretudo a turbulência e a queda de pressão. Canais L possuem baixa turbulência e queda de pressão, enquanto o canal M possui um valor intermediário e o canal H atingirá os maiores valores. O tipo ideal de canal é selecionado com base no programa de temperatura a ser atendido e na máxima queda de pressão permitida (ALFA LAVAL, [s.d.]).

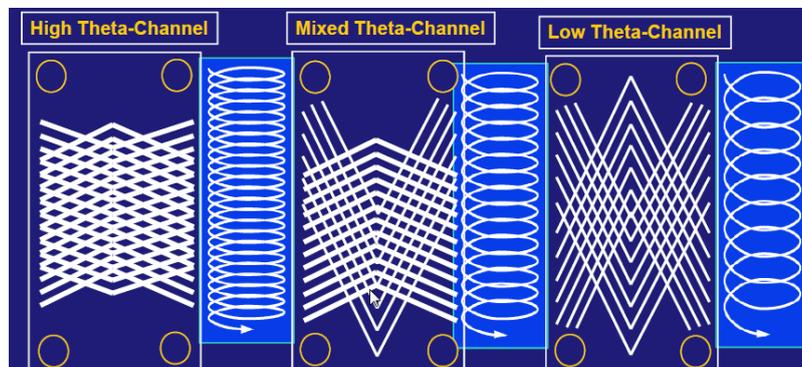
Figura 17. Canais L, M e H



Fonte: ALFA LAVAL, [s.d.].

Esse tipo de conformação, com alternância dos ângulos entre as placas vizinhas, aumenta a turbulência do escoamento no canal de fluxo e proporciona um movimento rotacional aos fluidos, apresentado na Figura 18 (GUT, 2003, KAKAÇ, 2012).

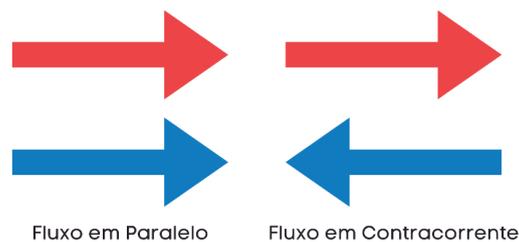
Figura 18. Escoamento turbulento com movimento rotacional nos canais



Fonte: DIESELSHIP, [s.d.].

São muitas as possibilidades de distribuição das correntes quente e fria pelos canais, podendo o escoamento ser em paralelo e/ou em contracorrente, como indicado na Figura 19 (GUT, 2003). O fluxo em paralelo propicia menor efetividade de troca térmica, embora possa ser vantajoso para situações específicas, enquanto, idealmente, o fluxo em contracorrente proporciona a maior troca térmica possível. Por consequência, o padrão de fluxo geralmente é escolhido de modo que os fluidos escoem majoritariamente em contracorrente (KAKAÇ *et al.*, 2012; THULUKKANAM, 2013).

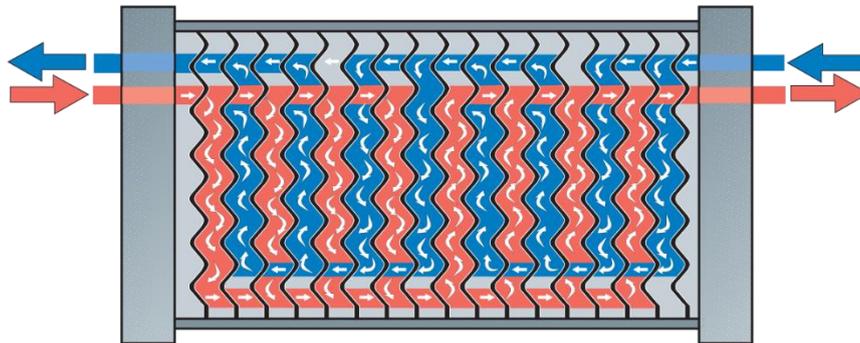
Figura 19. Fluxos em paralelo e em contracorrente



Fonte: AUTOR, 2024.

A Figura 20 apresenta um exemplo das possíveis configurações para um TCP. Um conjunto de canais no qual o fluxo principal é distribuído, escoando em um único sentido, é denominado “passe”. Cada vez que ocorre uma mudança de sentido, muda-se de passe. Os diferentes arranjos são obtidos usando placas especiais com orifícios fechados que segmentam os dutos de distribuição e coleta (GUT, 2003).

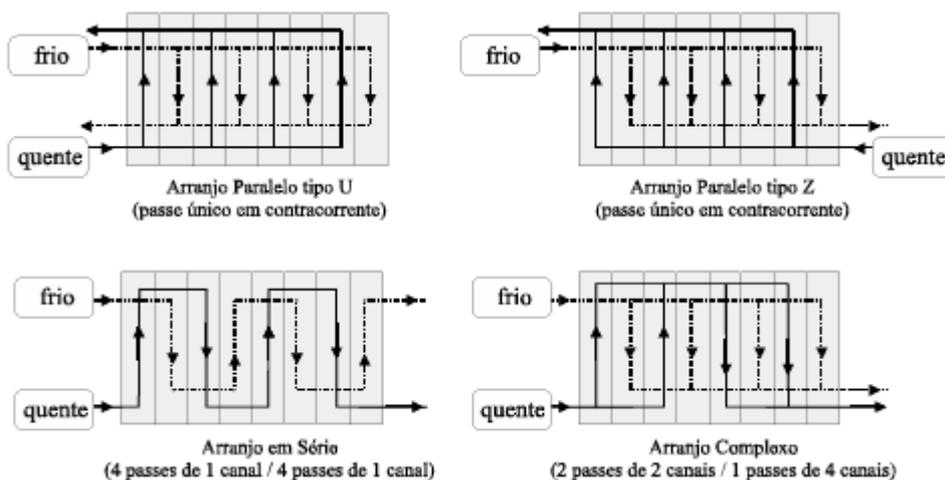
Figura 20. Exemplo de 4 passes no fluido frio e 2 passes no fluido quente



Fonte: BYLUND, 2015.

Uma corrente pode seguir sequencialmente pelos canais (arranjo em série), realizando diversos passes no trocador, ou pode ser dividida entre eles para realizar apenas um passe pelo trocador (arranjo em paralelo). Existem ainda diversas combinações possíveis de escoamento série/paralelo que tornam o trocador a placas um equipamento muito versátil (GUT, 2003) Algumas configurações possíveis são apresentadas na Figura 21.

Figura 21. Configurações de escoamento possíveis para um trocador de placas com 4 canais



Fonte: GUT, 2003.

Considerando que os lados quente e frio do trocador podem ser configurados de uma maneira quase independente, as combinações das possibilidades geram uma quantidade muito grande de configurações para o trocador. (GUT, 2003)

2.4 DIMENSIONAMENTO DE UM TCP

O projeto de TCP é altamente especializado, considerando a variedade de *designs* disponíveis para as placas e os arranjos que podem obedecer a diferentes aplicações. Diferentemente dos trocadores de calor tubulares, que possuem dados e métodos de projeto facilmente disponíveis, o projeto de TCP continua sendo de propriedade dos fabricantes, que desenvolvem seus próprios procedimentos de projeto computadorizados aplicados aos trocadores que comercializam (KAKAÇ *et al.*, 2012).

Contudo, nos últimos anos, a tecnologia relacionada aos trocadores de calor de placas vem se popularizando, de modo que podem ser encontrados diversos livros e estudos científicos abordando seu funcionamento e dimensionamento. Estes textos trazem informações importantes e condensadas, tais como, características, aplicações, vantagens e desvantagens, materiais de construção, montagem e correlações para cálculos de coeficiente de troca térmica e fator de atrito. (GUT, 2003; MOTA, 2011).

2.4.1 PRINCIPAIS DIMENSÕES

O TCP pode ser visto, essencialmente, como um pacote de N_p placas corrugadas, separadas por gaxetas, que formam N_c canais de escoamento, conforme Equação (1):

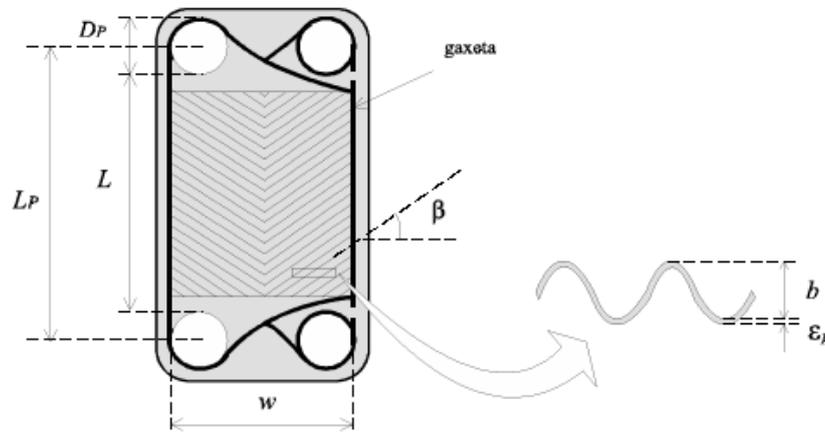
$$N_c = N_p - 1 \quad (1)$$

As principais dimensões das placas *chevron* são mostradas na Figura 22 e descritas abaixo (GUT, 2003):

- L é o comprimento efetivo para a troca térmica (medido entre as bordas dos orifícios);
- w é a largura efetiva do canal (medida entre as gaxetas);
- D_p é o diâmetro do bocal/orifício;
- L_p é o comprimento efetivo de escoamento (medido entre os centros dos orifícios);

- β é o ângulo de inclinação das ranhuras *chevron*.

Figura 22. Principais dimensões de uma placa do tipo *chevron*



Fonte: GUT, 2003.

Conforme MOTA (2011) o ângulo de inclinação das ranhuras varia normalmente entre os extremos de 25° e 65° , e é o grande responsável pela queda de pressão e transferência de calor da placa.

Já GUT (2003) relata, que dois fatores também extremamente importantes para o correto dimensionamento do TCP são a espessura do canal (b) e da placa (ϵ_p). Como as placas são corrugadas, a espessura do canal não é uniforme em sua extensão, considerando-se uma espessura média. Vale destacar que, as corrugações aumentam a área superficial da placa em comparação à área plana original, conforme apresentado na Figura 23. Para mostrar a relação do aumento do comprimento desenvolvido com comprimento projetado, define-se um fator de ampliação da superfície ou fator de alargamento (ϕ) como a razão entre o comprimento desenvolvido e o comprimento plano ou projetado, apresentado na Equação (2) (KAKAÇ *et al.*, 2012).

$$\phi = \frac{\text{comprimento desenvolvido}}{\text{comprimento projetado}} \quad (2)$$

Figura 23. Relação entre os comprimentos desenvolvido e projetado

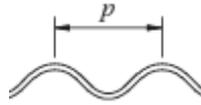


Fonte: KAKAÇ *et al.*, 2012.

O valor de ϕ é uma função do espaçamento das corrugações e da profundidade

das corrugações ou do passo da placa (p) (Figura 24). O fator de ampliação é adimensional e varia entre 1,15 e 1,25, sendo que o valor de 1,17 pode ser considerado uma média típica (EDWARDS *et al.*, 1974; SAUNDERS, 1988).

Figura 24. Passo da placa



Fonte: THULUKKANAM, 2013.

A área projetada de uma placa térmica seria, em teoria, $A_{projeto} = w \cdot L$. No entanto, levando em conta o efeito das ranhuras, a área real de troca térmica, A_{placa} , será maior que a projetada e é calculada pela Equação (3), multiplicando-se a área projetada pelo fator de alargamento (GUT, 2003):

$$A_{placa} = w \cdot L \cdot \phi \quad (3)$$

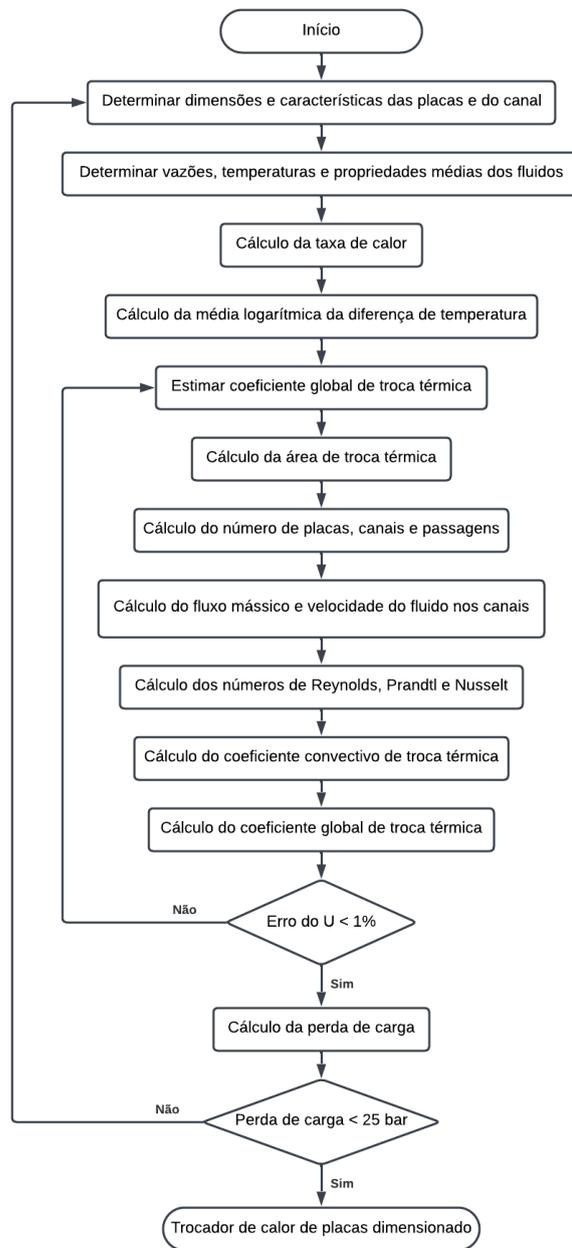
Quanto ao diâmetro equivalente do canal, descrito na Equação (4), considera-se que seja o seu diâmetro hidráulico, D_h , definido pelo quadruplo da razão entre a área de escoamento, A_e , e o perímetro molhado, P_w . É importante mencionar que é comum o uso de $D_h = 2 \cdot b$ por alguns autores para simplificação (GUT, 2003; KAKAÇ *et al.*, 2012).

$$D_h = \frac{4 \cdot \text{área de escoamento do canal}}{\text{perímetro molhado}} = \frac{4 \cdot A_e}{P_w} = \frac{4 \cdot (b \cdot w)}{2 \cdot (b + w \cdot \phi)} \cong \frac{2 \cdot b}{\phi} \quad (4)$$

2.4.2 PROJETO DE UM TCP

A modelagem utilizada é baseada, principalmente, no método proposto por SINNOTT (2005) e ROHMAH *et al.* (2015), considerando-se também os métodos de design apresentados por KAKAÇ *et al.* (2012) e THULUKKANAM (2013). A metodologia proposta por GUT (2003), e replicada por MOTA (2011), embora com algumas simplificações, também foi utilizada. O algoritmo da modelagem é apresentado na Figura 25 e detalhado em seguida.

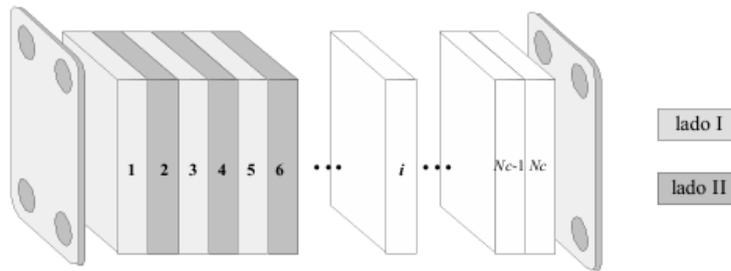
Figura 25. Algoritmo para modelagem de um TCP



Fonte: AUTOR, 2024.

Inicialmente, considera-se o TCP como um vetor de canais paralelos numerados de 1 até N_c (número de canais). Análogo ao trocador casco e tubo, com os lados “do casco” e “dos tubos”, definem-se os lados I e II no TCP, sendo aquele o conjunto dos canais de número ímpar e este os canais de número par, conforme descrito pela Figura 26 (GUT, 2003).

Figura 26. Lados I e II em um TCP



Fonte: GUT, 2003.

Para a modelagem do TCP, devem-se determinar primeiramente algumas características das placas e dos fluidos a serem utilizados:

- Dimensões da placa e do canal: $L, w, b, D_p, \varepsilon_p$ e β ;
- Fator de alargamento da placa: ϕ ;
- Condutibilidade térmica do material da placa: k_p ;
- Temperaturas: $T_{q,e}, T_{q,s}, t_{f,e}, t_{f,s}$;
- Vazões mássicas: W_{quente} e W_{frio} ;
- Massa específica: ρ_{quente} e ρ_{frio} ;
- Viscosidade dinâmica: μ_{quente} e μ_{frio} ;
- Calor específico: $C_{p,quente}$ e $C_{p,frio}$;
- Condutibilidade térmica: k_{quente} e k_{frio} ;
- Fatores de incrustação: $R_{f,quente}$ e $R_{f,frio}$.

Supõe-se um TCP ideal, operando em regime permanente, cujo fluxo principal é dividido igualmente entre os canais que compõem cada passe, ocorrendo a mistura perfeita dos fluxos que deixam seus canais. Considera-se, também, que as perdas de calor para o ambiente são desprezíveis, que a troca térmica ocorre somente através das placas e que as propriedades físicas dos fluidos são constantes.

A partir disso, poder-se-á supor que a taxa de calor trocado, Q , é igual às taxas de calor recebido pela corrente fria e liberado pela corrente quente, conforme a Equação (5):

$$Q = W_q \cdot C_{p,q} \cdot (T_{q,e} - T_{q,s}) = W_f \cdot C_{p,f} \cdot (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (5)$$

A taxa de calor trocado é proporcional à área de troca térmica do TCP, A , de acordo com a Equação (6):

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \text{MLDT} \rightarrow A = \frac{Q}{U \cdot F \cdot \text{MLDT}} \quad (6)$$

que relaciona o coeficiente global de troca térmica, U , e a média logarítmica da diferença de temperatura, MLDT. Nota-se também um fator F , utilizado para a correção da temperatura. Este fator depende sobretudo da configuração do trocador, e varia de 0 a 1. É utilizado apenas para arranjos de escoamento que não sejam puramente contracorrente, pois, nesse caso, $F = 1$ (GUT, 2003).

A diferença de temperatura calculada no projeto do TCP, descrita na Equação (7), leva em conta as diferenças terminais de temperatura, isto é, a diferença de temperatura na entrada e na saída do trocador de calor, conforme Equações (8) e (9) (MOTA, 2011; KAKAÇ *et al.*, 2012).

$$\text{MLDT} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (7)$$

$$\Delta T_1 = \begin{cases} T_{q,e} - T_{f,s}, & \text{se escoamento em contracorrente} \\ T_{q,e} - T_{f,e}, & \text{se escoamento concorrente} \end{cases} \quad (8)$$

$$\Delta T_2 = \begin{cases} T_{q,s} - T_{f,e}, & \text{se escoamento em contracorrente} \\ T_{q,s} - T_{f,s}, & \text{se escoamento concorrente} \end{cases} \quad (9)$$

Quanto ao coeficiente global de troca térmica, o método propõe que ele seja inicialmente estimado a partir de valores típicos, apresentados na Tabela 2, para que posteriormente seja calculado a partir do método da resistência térmica. Far-se-á, então, um conjunto de iterações, a fim de que seu valor convirja e alcance o valor real de U .

Tabela 2. Coeficientes globais de troca térmica típicos

Fluido quente	Fluido frio	U (W/ m ² °C)
Orgânico leve	Orgânico leve	2500 - 5000
Orgânico leve	Orgânico viscoso	250 - 500
Orgânico viscoso	Orgânico viscoso	100 - 200
Orgânico leve	Água de processo	2500 - 3500
Orgânico viscoso	Água de processo	250 - 500
Orgânico leve	Água de resfriamento	2000 - 4500
Orgânico viscoso	Água de resfriamento	250 - 450
Condensado de vapor	Orgânico leve	2500 - 3500
Condensado de vapor	Orgânico viscoso	250 - 500
Água de processo	Água de processo	5000 - 7500
Água de processo	Água de resfriamento	5000 - 7000
Soluções aquosas diluídas	Água de resfriamento	5000 - 7000
Condensado de vapor	Água de processo	3500 - 4500

Fonte: Adaptado de SINNOTT, 2005.

Calculada a área de troca térmica, pode-se chegar então à quantidade de placas térmicas do trocador de calor, N_{pt} , relacionando-a com a área de troca térmica de uma placa, segundo a Equação (10):

$$N_{pt} = \frac{A}{A_{placa}} \quad (10)$$

sendo que o número total de placas, N_p , será o número de placas térmicas acrescido de dois, conforme a Equação (11), visto que as duas placas das extremidades não trocam calor, isto é:

$$N_p = N_{pt} + 2 \quad (11)$$

A partir do número de placas, chega-se ao número de canais, conforme as Equações (12) e (13). Cada lado do TCP tem um certo número de canais de escoamento, N_c^I e N_c^{II} . Se N_c for par, os lados I e II terão o mesmo número de canais. No caso de N_c ser ímpar, o lado I terá um canal a mais (GUT, 2003):

$$N_c^I = \begin{cases} \frac{N_c}{2}, & \text{se } N_c \text{ for par} \\ \frac{N_c + 1}{2}, & \text{se } N_c \text{ for ímpar} \end{cases} \quad (12)$$

$$N_c^{II} = \begin{cases} \frac{N_c}{2}, & \text{se } N_c \text{ for par} \\ \frac{N_c - 1}{2}, & \text{se } N_c \text{ for ímpar} \end{cases} \quad (13)$$

Define-se, então, o número de passes nos lados I e II, P^I e P^{II} . Cada lado é dividido em passes com mesmo número de canais para que a configuração seja regular. O termo “passagens” é usado para indicar o número de canais por passe. Todos os divisores inteiros de N_c^I e de N_c^{II} constituem os conjuntos dos possíveis números de passes para os lados I e II do trocador. Portanto, os parâmetros P^I e P^{II} podem assumir um conjunto finito de valores, dependendo de N_c . Os números de passagens em cada lado do trocador, N^I e N^{II} , são calculas pelas Equações (14) e (15) (GUT, 2003):

$$N^I = \begin{cases} \frac{N_c}{2 \cdot P^I}, & \text{se } N_c \text{ for par} \\ \frac{N_c + 1}{2 \cdot P^I}, & \text{se } N_c \text{ for ímpar} \end{cases} \quad (14)$$

$$N^{II} = \begin{cases} \frac{N_c}{2 \cdot P^{II}}, & \text{se } N_c \text{ for par} \\ \frac{N_c - 1}{2 \cdot P^{II}}, & \text{se } N_c \text{ for ímpar} \end{cases} \quad (15)$$

Fator importante para analisar o escoamento no trocador é a determinação do fluxo mássico por canal, G_c , que é a razão entre a vazão mássica e a área transversal de escoamento do canal, descrito pela Equação (16):

$$G_c^I = \frac{W^I}{N^I \cdot b \cdot w} \quad G_c^{II} = \frac{W^{II}}{N^{II} \cdot b \cdot w} \quad (16)$$

O valor de G_c está muito atrelado à configuração do trocador. Quando o número de passagens (canais por passe) é reduzido, o fluxo é maior e conseqüentemente a troca térmica e a perda de carga são elevadas. Já para alto número de passagens, o fluxo por canal é menor, diminuindo a troca térmica e a perda de carga. Por este motivo não é simples determinar um arranjo de passes que respeite os limites de perda de carga e ao mesmo tempo atinja as especificações de carga térmica (GUT, 2003).

Determinado o valor do fluxo mássico por canal, pode-se calcular a velocidade do fluido nos canais, v , a partir da Equação (17):

$$v^I = \frac{G_c^I}{\rho^I} \qquad v^{II} = \frac{G_c^{II}}{\rho^{II}} \qquad (17)$$

A velocidade dos fluidos em regime turbulento pode variar de 0,1 a 3 m/s, dependendo da perda de carga requerida. No entanto, tipicamente, a faixa de velocidades vai até 1 m/s, não utilizando-se velocidades menores que 0,1 m/s, devido ao baixo coeficiente de troca de calor e pouca eficiência térmica. O ideal é que v seja superior a 0,3 m/s, para evitar a formação de zonas de estagnação ou incrustação (KHO & MÜLLER-STEINHAGEN, 1999; THONON *et al.*, 1999; KAKAÇ *et al.*, 2012; THULUKKANAM, 2013).

Determinada a configuração hidráulica do TCP, isto é, seu número de placas, canais e passes, e o fluxo mássico por canal, prossegue-se ao cálculo dos números adimensionais, definidos nas Equações (18), (19) e (20), que avaliarão o comportamento de escoamento e troca de calor nos canais do trocador.

$$Re^I = \frac{G_c^I \cdot D_h}{\mu^I} \qquad Re^{II} = \frac{G_c^{II} \cdot D_h}{\mu^{II}} \qquad (18)$$

$$Pr^I = \frac{C_p^I \cdot \mu^I}{k^I} \qquad Pr^{II} = \frac{C_p^{II} \cdot \mu^{II}}{k^{II}} \qquad (19)$$

$$Nu^I = \frac{h^I \cdot D_h}{k^I} \qquad Nu^{II} = \frac{h^{II} \cdot D_h}{k^{II}} \qquad (20)$$

Os números de Reynolds, Re , e Prantdl, Pr , são facilmente calculáveis, pois dispomos de todos as propriedades e características necessárias. O número de Nusselt, Nu , no entanto, depende do coeficiente convectivo de troca térmica, h , um fator de difícil obtenção. Deve-se recorrer, portanto, às correlações empíricas.

SHAH e FOCKE (1988) apresentam uma correlação para Nu que depende de Re , Pr e contêm quatro parâmetros empíricos, que dependem do tipo de placas utilizada, conforme a Equação (21):

$$Nu = a_1 \cdot Re^{a_2} \cdot Pr^{a_3} \cdot \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{a_4} \qquad (21)$$

Normalmente, considera-se $a_3 = 1/3$, desprezando-se μ_m/μ_w para o regime turbulento, que é o fator de correção para a viscosidade na parede (SAUNDERS, 1988).

Tal simplificação permite que a correlação passe a depender somente de dois parâmetros.

Tabela 3. Parâmetros de troca térmica para trocador de calor com placas *chevron*

β	Re	a1	a2
$\leq 30^\circ$	≤ 10	0,718	0,349
	> 10	0,348	0,663
45°	< 10	0,718	0,349
	10 - 100	0,400	0,598
	> 100	0,300	0,663
50°	< 20	0,630	0,333
	20 - 300	0,291	0,591
	> 300	0,130	0,732
60°	< 20	0,562	0,326
	20 - 400	0,306	0,529
	> 400	0,108	0,703
$\geq 65^\circ$	< 20	0,562	0,326
	20 - 500	0,331	0,503
	> 500	0,087	0,718

Fonte: Adaptado de SAUNDERS, 1988.

Obtido o valor de Nu , pode-se então calcular o coeficiente convectivo de troca térmica nos canais, dado pela Equação (22):

$$h^I = \frac{Nu^I \cdot k^I}{D_h} \qquad h^{II} = \frac{Nu^{II} \cdot k^{II}}{D_h} \qquad (22)$$

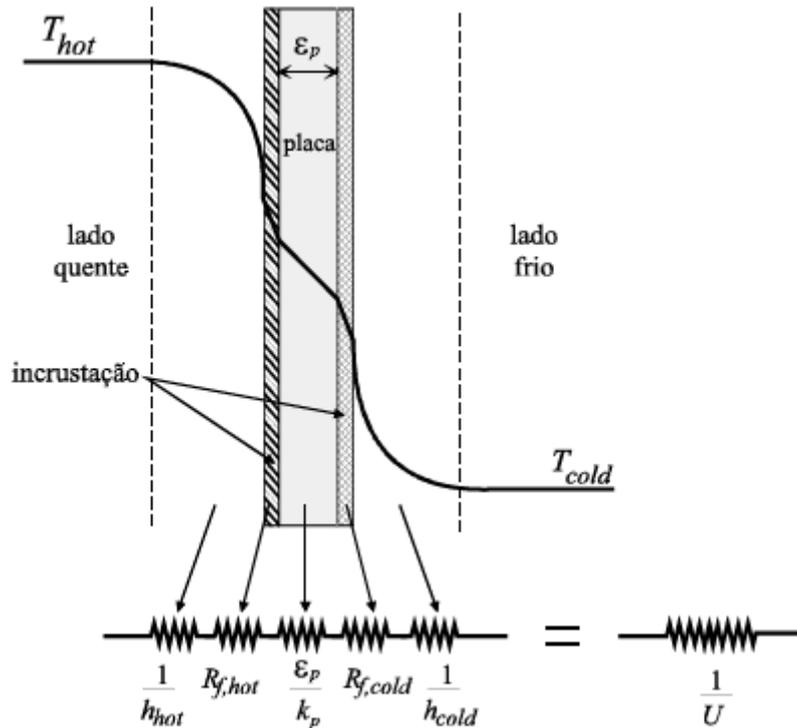
O cálculo dos coeficientes convectivos de troca térmica é um fator chave para a obtenção do coeficiente global de troca térmica. Utiliza-se aqui o método da resistência térmica, considerando U como o inverso da resistência térmica para a troca entre os fluidos quente e frio, conforme Equação (23) e Figura 27:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{\text{quente}}} + \frac{1}{h_{\text{frio}}} + \frac{\varepsilon_p}{k_p} + R_{f,q} + R_{f,f} \qquad (23)$$

Leva-se em conta para o cálculo do coeficiente global de troca térmica, além dos coeficientes convectivos, a espessura da placa (ε_p), a condutividade térmica da placa (k_p) e os fatores de incrustação ($R_{f,q}$ e $R_{f,f}$) tanto do lado quente quanto do

lado frio. A incrustação é um dos principais responsáveis por diminuir a troca térmica, e seus valores são apresentados na tabela (4).

Figura 27. Método da resistência térmica para o cálculo de U



Fonte: GUT, 2003.

A partir do valor obtido de U , calcula-se o erro (E_U) entre os coeficientes globais inicialmente estimado, U_{es} , e calculado, U_c , descrito pela equação (24). ROHMAH *et al.* (2015) sugere que o erro seja inferior a 5%. Portanto, inicia-se um processo iterativo, em que, para erros maiores, utiliza-se o valor de U calculado como nova estimativa e procede-se ao recálculo da área de troca térmica, até que os valores passem a convergir.

$$E_U = \left(\frac{U_{es} - U_c}{U_c} \right) \cdot 100 \quad (24)$$

Tabela 4. Fatores de incrustação para trocadores de calor de placas

Fluido	R _f (m ² °C/W)
Água destilada/desmineralizada	8,6 . 10 ⁻⁶
Água mole	1,7 . 10 ⁻⁵
Água dura	4,3 . 10 ⁻⁵
Água de resfriamento (tratada)	3,4 . 10 ⁻⁵
Água do mar (costa) / Estuário	4,3 . 10 ⁻⁵
Água do mar (oceano)	2,6 . 10 ⁻⁵
Água de rio, canal ou poço	4,3 . 10 ⁻⁵
Água de cilindro de motores	5,2 . 10 ⁻⁵
Óleos de lubrificação	1,7 . 10 ⁻⁵ a 4,3 . 10 ⁻⁵
Óleos vegetais	1,7 . 10 ⁻⁵ a 5,2 . 10 ⁻⁵
Solventes orgânicos	8,6 . 10 ⁻⁶ a 2,6 . 10 ⁻⁵
Fluidos de processo, geral	8,6 . 10 ⁻⁶ a 5,2 . 10 ⁻⁵

Fonte: Adaptado de MARRIOTT, 1971.

SHAH e FOCKE (1988) consideram que a perda de carga de um fluido escoando em um TCP pode ser dividida em três parâmetros principais, descritos a seguir e apresentados na Equação (25):

- 1) a perda de carga por atrito no escoamento dentro dos canais corrugados (ΔP_1);
- 2) a perda de carga no escoamento nos dutos de distribuição e orifícios das placas (ΔP_2);
- 3) a variação de pressão por mudança de cota (ΔP_3).

$$\Delta P_T = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = \left(\frac{2 \cdot f \cdot L_p \cdot P \cdot G_c^2}{\rho \cdot D_h} \right) + 1,4 \cdot \left(\frac{G_p^2}{2 \cdot \rho} \right) \cdot P + \rho \cdot g \cdot L_p \quad (25)$$

O primeiro termo da equação, ΔP_1 , é relativo à perda de carga por atrito, sendo f o fator de atrito de Fanning e L_p o comprimento efetivo de escoamento no canal, conforme a Equação (26):

$$L_p = L + D_p \quad (26)$$

SHAH e FOCKE (1988) apresentam f como função de Re e de três parâmetros empíricos (a_4 , a_5 e a_6), segundo a Equação (27):

$$f = a_4 + \frac{a_5}{\text{Re}^{a_6}} \quad (27)$$

Para regime turbulento, tem-se que $a_4 = 0$, enquanto para regime laminar considera-se $a_6 = 1$. Na Tabela 5, são apresentados valores típicos de a_5 e a_6 (com $a_4 = 0$) para placas *chevron* com ângulo de inclinação das ranhuras β .

Tabela 5. Parâmetros para fator de atrito em trocadores de calor de placas com placas *chevron*

β	Re	a_5	a_6
$\leq 30^\circ$	< 10	50	1
	10 - 100	19,40	0,589
	> 100	2,990	0,183
45°	< 15	47	1
	15 - 300	18,29	0,652
	> 300	1,441	0,206
50°	< 20	34	1
	20 - 300	11,25	0,631
	> 300	0,772	0,161
60°	< 40	24	1
	40 - 400	3,24	0,457
	> 400	0,760	0,215
$\geq 65^\circ$	< 50	24	1
	50 - 500	2,80	0,451
	> 500	0,639	0,213

Fonte: Adaptado de SAUNDERS, 1988.

O segundo termo da equação, ΔP_2 , é o da perda de carga nos dutos e orifícios. O fluxo mássico no orifício, G_p , é calculado pela Equação (28):

$$G_p = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot D_p^2} \quad (28)$$

SHAH (1983) afirma que, como a perda de carga nos dutos e orifícios não contribui para a troca térmica, o seu valor não deve ultrapassar metade da perda de carga total do fluido, sendo que seu efeito é maior quando a viscosidade do fluido é baixa, o passe é único e o diâmetro do orifício da placa é pequeno.

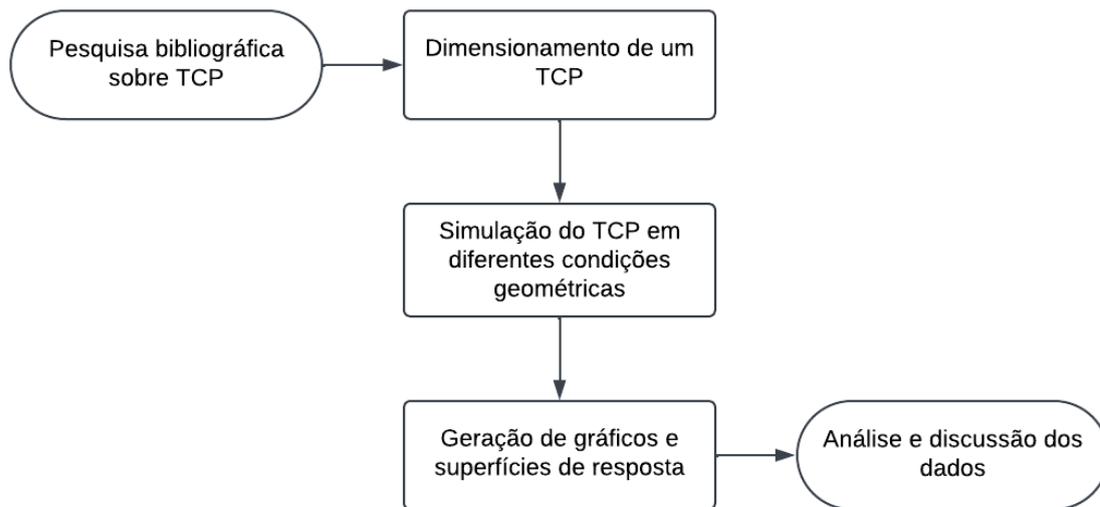
O terceiro e último termo da equação, ΔP_3 , é referente a uma possível variação de cota entre a entrada e a saída do fluido, de altura igual a L_p . Como no

dimensionamento de um TCP não são conhecidas informações sobre a posição das tubulações de entrada e saída ou mesmo a localização das bombas de alimentação, este termo será considerado sempre positivo. Desta forma, o valor calculado de ΔP_T será sempre maior ou igual ao real, evitando assim a subestimação da perda de carga nos casos de dimensionamento ou avaliação (GUT, 2003).

3. METODOLOGIA

Este trabalho teve início a partir da pesquisa bibliográfica sobre TCP e apresenta o dimensionamento, baseado na literatura, de um trocador de calor de placas, realizando uma análise de sensibilidade para avaliar o impacto de variáveis geométricas no desempenho configuracional, térmico e hidráulico do equipamento. A metodologia é descrita em um fluxograma na Figura 28 e detalhada a seguir.

Figura 28. Fluxograma da metodologia do trabalho



Fonte: AUTOR, 2024.

A metodologia foi dividida em cinco etapas principais: pesquisa bibliográfica, dimensionamento de um TCP, análise de sensibilidade a partir da simulação de diversos TCPs em variadas condições de ângulo de corrugação e espessura do canal, e os resultados foram apresentados no formato de gráfico simples e superfícies de respostas e, por fim, análise e discussão dos dados gerados.

A partir da pesquisa bibliográfica acerca do TCP, foi comprovada sua importância para os diversos processos industriais. Explicou-se então seu funcionamento e componentes, com destaque para as placas, seu principal constituinte, e o método de dimensionamento proposto no presente trabalho.

Finalizada a pesquisa na literatura científica, seguiu-se para o dimensionamento de um TCP, aplicando todas as equações e parâmetros anteriormente descritos em uma condição operacional de resfriamento de etanol, utilizando uma placa

com ângulo *chevron* de $\beta = 30^\circ$ e espessura de canais de 2,8 mm. Tanto as correntes quente e fria quanto os parâmetros das placas foram baseados num TCP de uma usina de etanol de Mato Grosso do Sul.

Com base no dimensionamento realizado, partiu-se para análise de sensibilidade do TCP, simulando-o a partir de variações do ângulo *chevron* para $\beta = 30, 45^\circ, 50^\circ, 60^\circ$ e 65° , com espessura dos canais variando de 1,0 a 5,0 mm, isto é, $b = 1,0; 1,1; \dots; 4,9; 5,0$.

Essa variação dos parâmetros permitiu a geração de diversos gráficos e superfícies de respostas. Tanto para o dimensionamento do TCP quanto para os gráficos, utilizou-se o *software Microsoft Excel*, enquanto as superfícies de resposta foram geradas a partir do *software PyCharm*, utilizando linguagem de programação em *Python*.

Foram avaliadas as variações no fluxo mássico por canal, velocidade do fluido nos canais, coeficientes convectivo e global de troca térmica, área de troca térmica, número de placas e perda de carga total, tanto individualmente (somente com a alteração do ângulo *chevron* ou espessura dos canais), quanto em conjunto (variando os dois parâmetros simultaneamente). Os dados, gráficos e superfícies de resposta foram então analisados e discutidos e estão apresentados no Capítulo 4.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 DIMENSIONAMENTO DO TCP

Para o dimensionamento do TCP escolheu-se um processo de resfriamento de etanol de uma usina de etanol de Mato Grosso do Sul, cujos parâmetros iniciais de dimensionamento são descritos na Tabela 6. A placa utilizada foi de aço inoxidável, com corrugações *chevron*. Importante notar que as propriedades físicas foram retiradas na temperatura média do fluido, T_m .

Tabela 6. Parâmetros iniciais de dimensionamento do TCP

Dimensões e características da placa e dos canais					
L	1,235	m	ϵ_p	0,0005	m
w	0,335	m	β	30°	
b	0,0028	m	ϕ	1,17	
D_p	0,105	m	k_p	16,5	W/m K
Fluido quente (etanol)			Fluido frio (água de resfriamento)		
T_e	78	°C	T_e	30	°C
T_s	35	°C	T_s	43,55	°C
T_m	56,5	°C	T_m	36,77	°C
W	6,38	kg/s	W	13,87	kg/s
ρ_m	784,14	kg/m ³	ρ_m	992,03	kg/m ³
μ_m	$5,76 \cdot 10^{-4}$	kg/m s	μ_m	$6,67 \cdot 10^{-4}$	kg/m s
$C_{p,m}$	3646,2	J/kg °C	$C_{p,m}$	5320,47	J/kg °C
k_m	0,173	W/m K	k_m	0,629	W/m K
R_f	$1,73 \cdot 10^{-5}$	m ² K/W	R_f	$3,4 \cdot 10^{-5}$	m ² K/W

Fonte: AUTOR, 2024.

Seguindo-se o algoritmo da Figura 25, iniciou-se o dimensionamento a partir de um coeficiente global de troca térmica retirado da Tabela 2, optando-se pelo valor mínimo para o cenário em questão (fluido quente = orgânico leve; fluido leve = água de resfriamento), isto é, $U_{estimado} = 2000 \text{ W/m}^2\text{K}$. Importante notar que escolheu-se inicialmente um trocador de calor com passe único nos dois lados, ou seja, $P^I = P^{II} = 1$, que se mostrou eficiente para atender a demanda térmica, não sendo necessário um ajuste nos passes.

Após 10 iterações, o valor de U convergiu, alcançando-se um desvio próximo de 0, isto é, $E_U < 1\%$. Os resultados do dimensionamento, coletados na 10ª iteração, são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7. Resultados do dimensionamento do TCP

Trocador			Fluido quente (etanol)			Fluido frio (água de resfriamento)		
A_p	0,484	m^2	N_c^I	23		N_c^{II}	22	
A_e	$9,38 \cdot 10^{-4}$	m^2	N^I	23		N^{II}	22	
P_w	0,7895	m	G_c^I	295,72	$kg/m^2 s$	G_c^{II}	672,22	$kg/m^2 s$
D_e	0,0047	m	v^I	0,38	m/s	v^{II}	0,68	m/s
Q	1000,3	kW	Re^I	2439,24		Re^{II}	4789,59	
MLDT	15,257	$^{\circ}C$	Pr^I	12,12		Pr^{II}	5,63	
U_e	2000	$W/m^2 K$	Nu^I	140,77		Nu^{II}	170,58	
A	21,02	m^2	h^I	5134,12	$W/m^2 K$	h^{II}	22601,35	$W/m^2 K$
N_p	46		G_p^I	736,80	$kg/m^2 s$	G_p^{II}	1602,03	$kg/m^2 s$
U_c	3118,92	$W/m^2 K$	ΔP_1^I	45124,66	Pa	ΔP_1^{II}	162892,9	Pa
L_p	1,34	m	ΔP_2^I	484,63	Pa	ΔP_2^{II}	1810,98	Pa
			ΔP_3^I	10297,32	Pa	ΔP_3^{II}	13027,36	Pa
			ΔP_T^I	55906,62	Pa	ΔP_T^{II}	177731,2	Pa

Fonte: AUTOR, 2024.

O TCP dimensionado apresenta uma área total de troca térmica de $21,02 m^2$, configurada para lidar com uma potência térmica de $1000,3 kW$, sendo composto por 46 placas. O coeficiente convectivo no lado do etanol foi de $5134,12 W/m^2 K$, enquanto no lado da água ele alcançou $22.601,35 W/m^2 K$, indicando que a água, devido às suas propriedades térmicas e à maior velocidade ($0,68 m/s$ contra $0,38 m/s$ do etanol), possui uma eficiência térmica muito superior.

O coeficiente global calculado foi de $3118,92 W/m^2 K$, um valor que supera o estimado inicialmente, de $2000 W/m^2 K$. Essa diferença sugere que as condições operacionais favoreceram uma troca de calor mais eficiente do que o previsto. Quanto aos regimes de escoamento, o número de Reynolds no lado do etanol foi de 2439,24 e no lado da água de 4789,59, situando-se ambos em regime turbulento. Esse comportamento no lado da água contribuiu para o seu elevado coeficiente convectivo e para o número de Nusselt (170,58, em comparação a 140,77 no lado do etanol).

As perdas de pressão variaram significativamente entre os dois fluidos. No lado do etanol, a perda total foi de $55.906,62 Pa$ ($0,559 bar$), enquanto no lado da água ela foi bem mais elevada, atingindo $177.731,2 Pa$ ($1,777 bar$). Essa discrepância reflete a maior densidade e vazão no lado da água, que tem um fluxo mássico de $672,22 kg/m^2 s$, em comparação aos $295,72 kg/m^2 s$ do etanol.

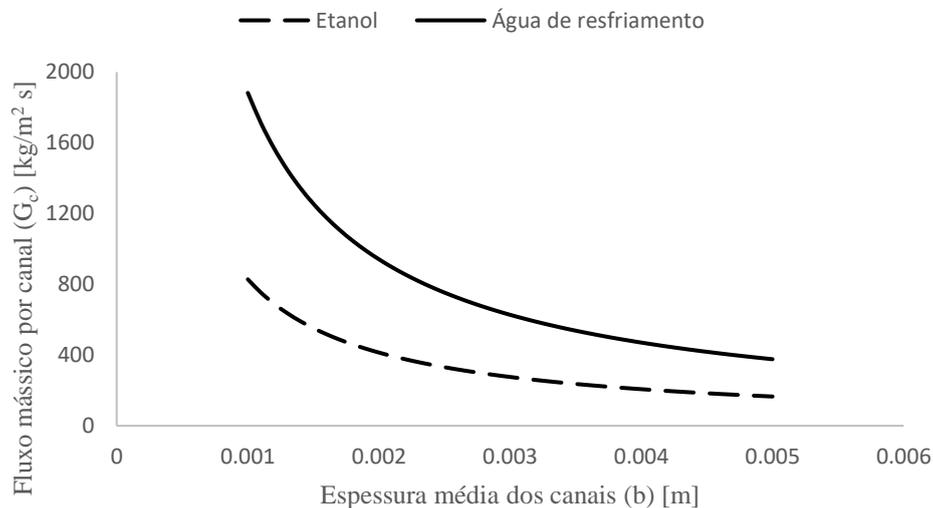
4.2 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE VARIANDO A ESPESSURA DO CANAL E O ÂNGULO DO CHEVRON

Mantendo o ângulo do *chevron* em 30° , foram realizadas simulações variando a espessura do canal de 1,0 a 5,0 mm, com passo de 0,1 mm. Analogamente, mantendo a espessura média em 2,8 mm, foram realizadas simulações variando o ângulo do *chevron* para os valores de 30° , 45° , 50° , 60° e 65° .

Os dados produzidos pelas simulações foram agrupados para a geração de superfícies de resposta, que analisaram os efeitos simultâneos das variações, na espessura dos canais e no ângulo do *chevron*, no fluxo mássico por canal, velocidade do fluido nos canais, coeficientes convectivo e global de troca térmica, área de troca térmica, número de placas e perda de carga total. Os resultados são apresentados nas Figuras 29 a 53.

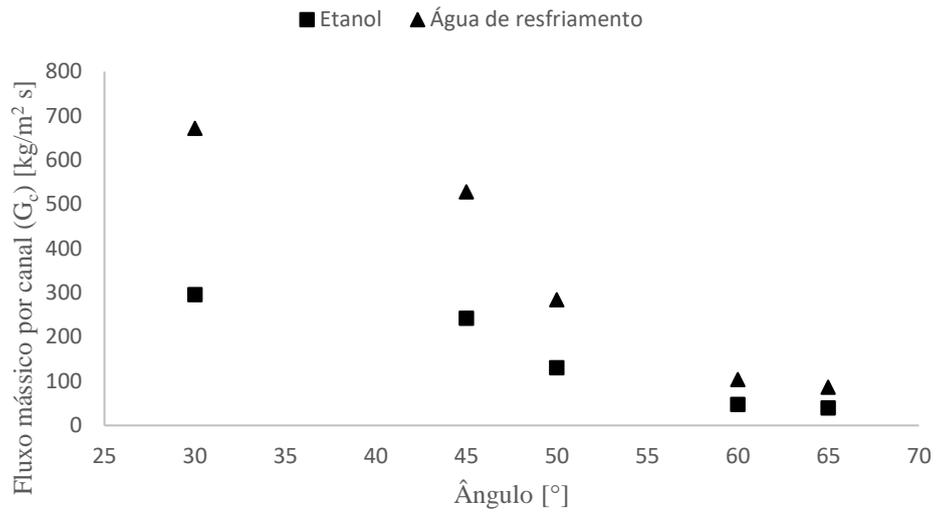
Inicialmente, a partir das Figuras 29 a 32, avalia-se o comportamento do fluxo mássico por canal, uma das principais variáveis na análise de um TCP.

Figura 29. Gráfico do efeito da espessura média dos canais no fluxo mássico por canal



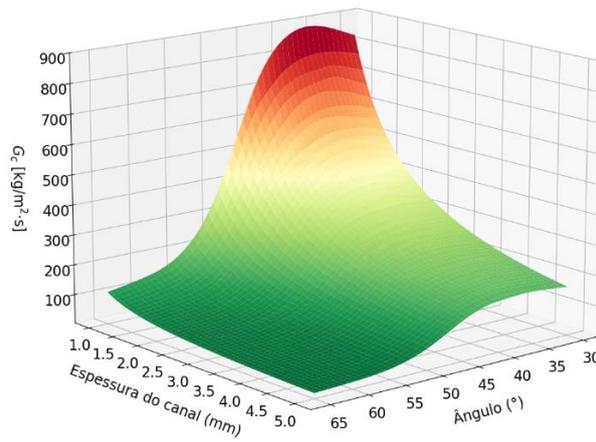
Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 30. Gráfico do efeito do ângulo *chevron* da placa no fluxo mássico por canal



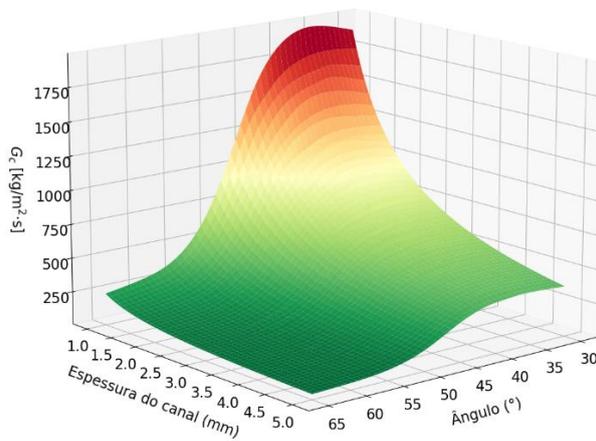
Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 31. Superfície de resposta do fluxo mássico por canal [lado I]



Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 32. Superfície de resposta do fluxo mássico por canal [lado II]

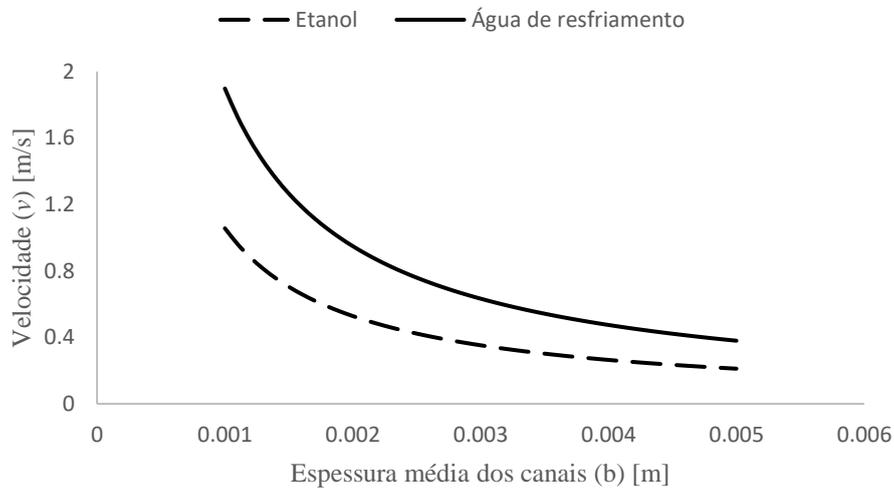


Fonte: AUTOR, 2024.

De acordo com a Equação (16), sabe-se que $G_c \propto 1/b$. Ou seja, quanto menor a espessura do canal, maior será o fluxo mássico. O efeito do ângulo do *chevron* apresenta um comportamento semelhante, pois menores valores de β acarretam em maiores fluxos mássicos, conforme as simulações realizadas. Logo, a partir da superfície de resposta, verifica-se que a região ótima de operação é apresentada em vermelho, onde se encontram os menores valores de espessura do canal e ângulo do *chevron*.

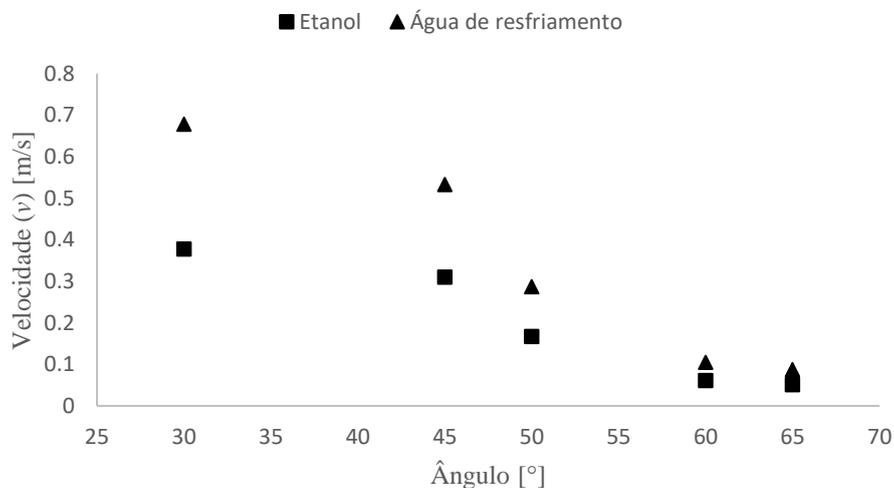
Análogo ao fluxo mássico por canal, o comportamento da velocidade do fluido nos canais é apresentada nas Figuras 33 a 36.

Figura 33. Gráfico do efeito da espessura média dos canais na velocidade do fluido



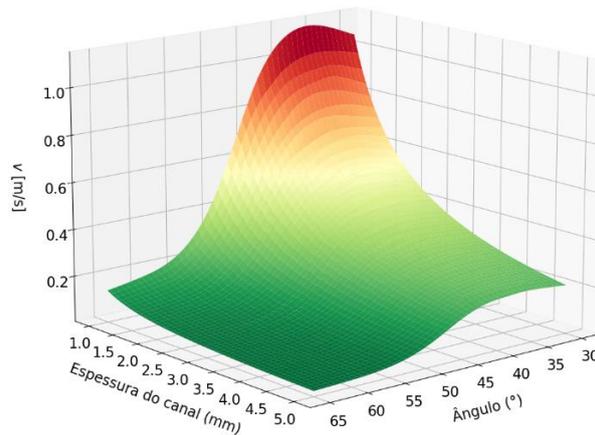
Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 34. Gráfico do efeito do ângulo *chevron* da placa na velocidade do fluido



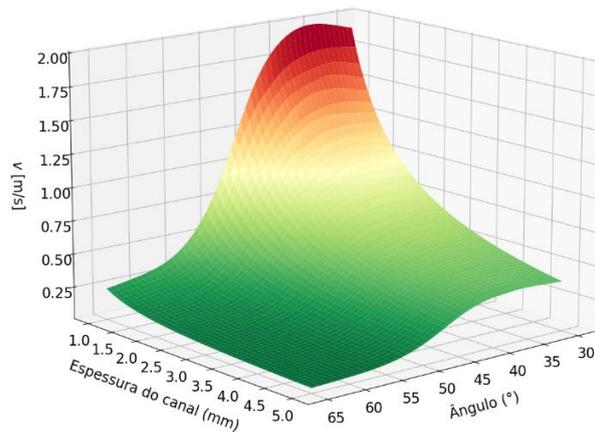
Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 35. Superfície de resposta da velocidade do fluido [lado I]



Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 36. Superfície de resposta da velocidade do fluido [lado II]

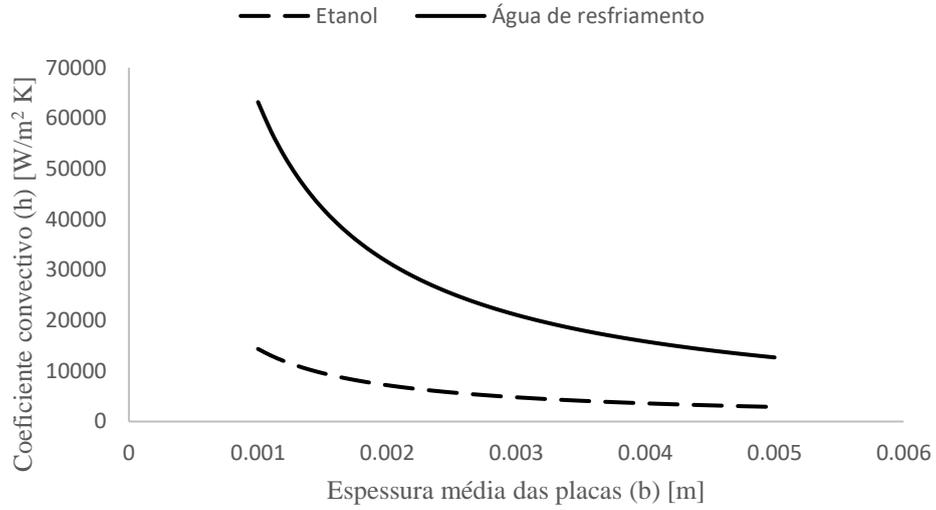


Fonte: AUTOR, 2024.

Partindo da Equação (17), nota-se que $v \propto G_c$. Portanto, a velocidade do fluido nos canais apresenta comportamento equivalente ao do fluxo mássico nos canais, isto é, ao diminuir a espessura do canal e o ângulo do *chevron*, alcançam-se maiores velocidades. A superfície de resposta confirma esse comportamento, apresentando a região ótima de operação em vermelho, nos menores valores de espessura dos canais e ângulo do *chevron*.

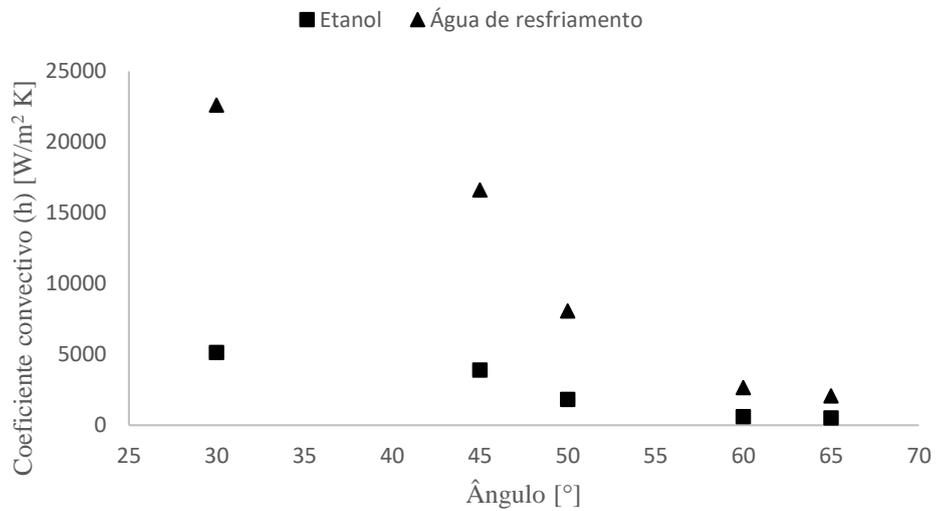
Os impactos do fluxo mássico e da velocidade do fluido nos canais é significativo para a troca térmica. Os efeitos no coeficiente convectivo de troca térmica são apresentados nas Figuras 37 a 40.

Figura 37. Gráfico do efeito da espessura média dos canais no coeficiente convectivo de troca térmica



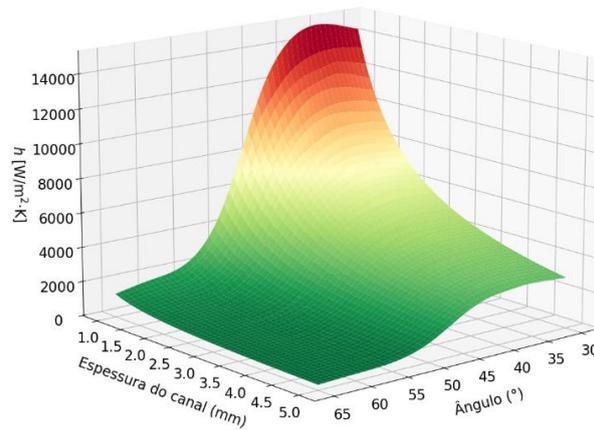
Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 38. Gráfico do efeito do ângulo chevron da placa no coeficiente convectivo de troca térmica



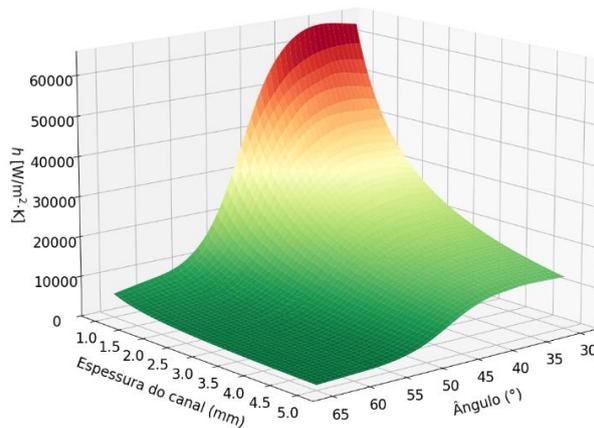
Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 39. Superfície de resposta do coeficiente convectivo de troca térmica [lado I]



Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 40. Superfície de resposta do coeficiente convectivo de troca térmica [lado II]



Fonte: AUTOR, 2024.

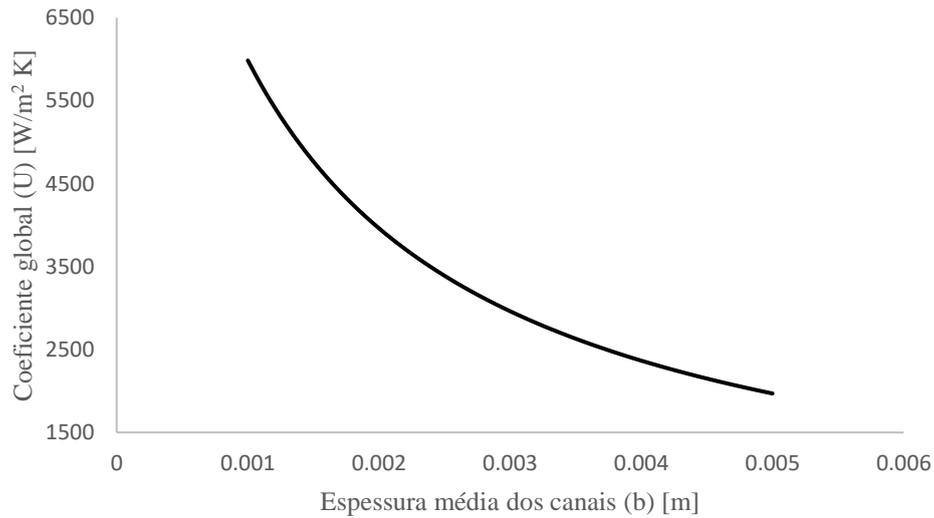
A partir da equação (18), nota-se que o fluxo mássico tem impacto direto no número de Reynolds, ou seja, $Re \propto G_c$. Isso significa que, quanto maior o fluxo mássico, mais turbulento será o escoamento nos canais. Essa turbulência tem efeito no número de Nusselt, que é conceitualmente a relação entre a transferência de calor por convecção e condução (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

A turbulência nos canais afeta diretamente a convecção, aumentando-a, conforme a correlação empírica apresentada na Equação (21), que demonstra uma relação de proporcionalidade entre ambos os números adimensionais, $Nu \propto Re$. A simulação confirma também os resultados obtidos por Nilpueng et al. (2017), que demonstrou que menores valores de β levam a um aumento no número de Nusselt e, por conseguinte, nos coeficientes de troca térmica. A região ótima é apresentada nas

superfícies de resposta em vermelho, apontando também para menores espessuras de canal e menor ângulo do *chevron*.

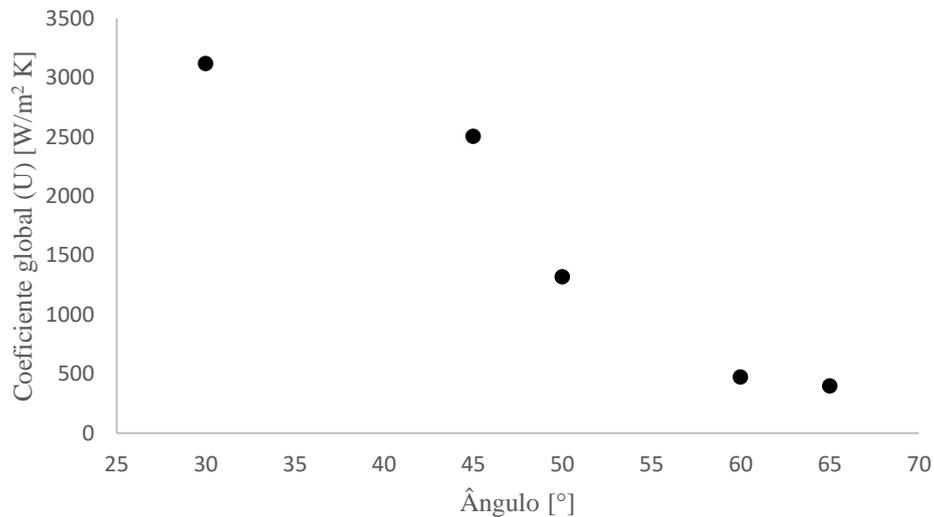
Em consonância com os coeficientes convectivos, o coeficiente global de troca térmica apresenta comportamento semelhante, descrito nas Figuras 41 a 43.

Figura 41. Gráfico do efeito da espessura média dos canais no coeficiente global de troca térmica



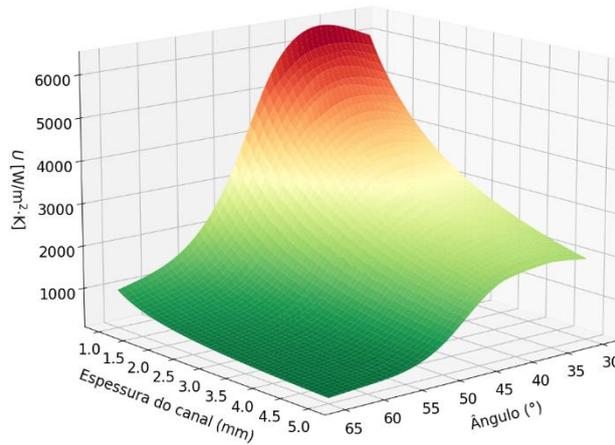
Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 42. Gráfico do efeito do ângulo *chevron* da placa no coeficiente global de troca



Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 43. Superfície de resposta do coeficiente global de troca térmica

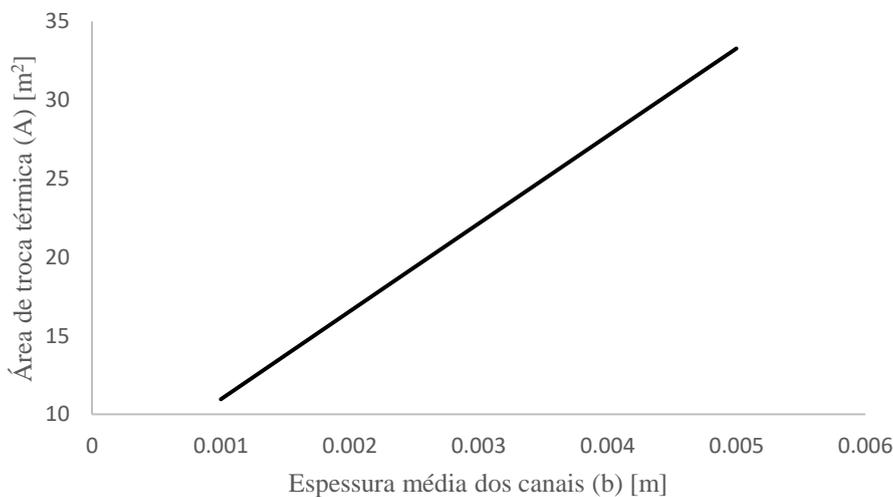


Fonte: AUTOR, 2024.

Como os coeficientes convectivos em ambos os lados do trocador são o principal componente do coeficiente global de troca térmica, conforme Equação (23), depende-se que a diminuição da espessura dos canais e do ângulo do *chevron* terá um efeito aumentativo na troca térmica. As simulações confirmam também o proposto por Gut (2003), de que menores ângulos de corrugação, em razão de acarretarem escoamentos mais turbulentos, aumentam o coeficiente global de troca térmica. A região em vermelho, nas superfícies de resposta, apresentam a região ótima de operação, apontando para menor espessura do canal e menor ângulo do *chevron*.

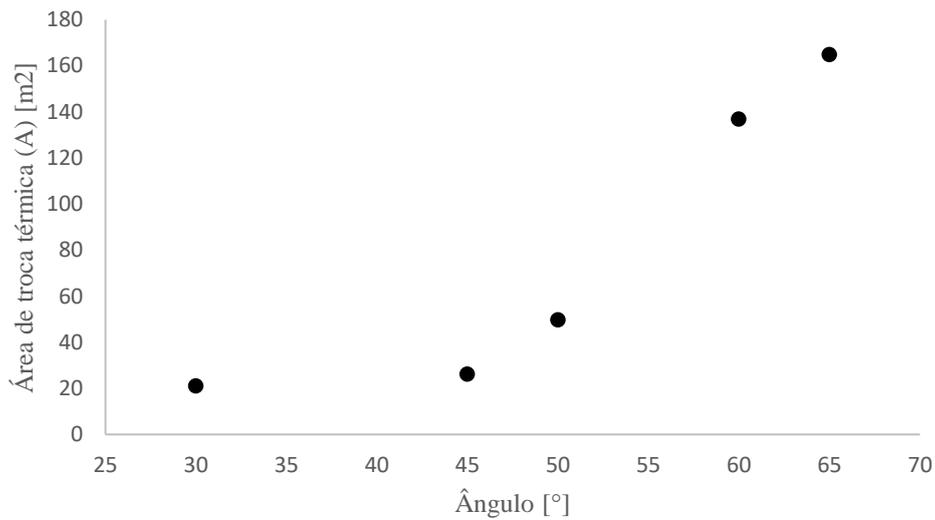
O coeficiente global de troca térmica apresenta relação significativa com a área de troca térmica do TCP. Seus efeitos são apresentados nas Figuras 44 a 46.

Figura 44. Gráfico do efeito da espessura média dos canais na área de troca térmica



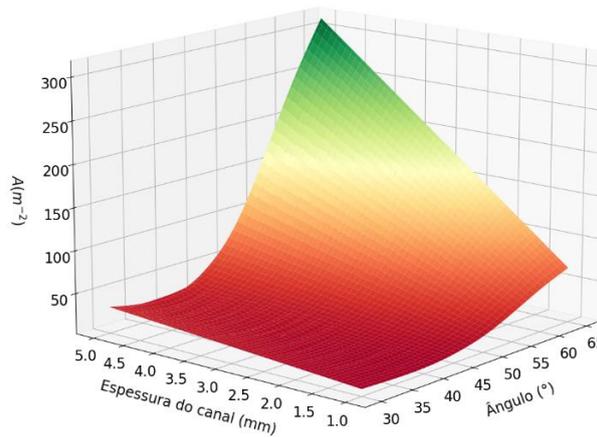
Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 45. Gráfico do efeito do ângulo *chevron* da placa na área de troca térmica



Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 46. Superfície de resposta da área de troca térmica



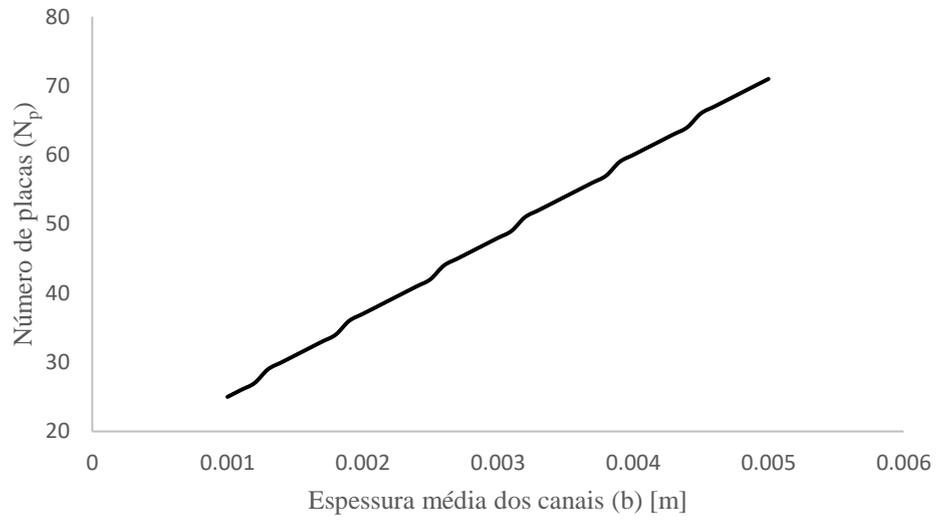
Fonte: AUTOR, 2024.

A Equação (6), que relaciona a área de troca térmica e o coeficiente global de troca térmica, demonstra uma relação inversamente proporcional entre eles, isto é, $A \propto 1/U$. Ou seja, quanto mais eficientemente os fluidos trocarem calor, menor será a área de troca térmica necessária. Portanto, menor espessura do canal e menor ângulo do *chevron* corroboram para menor área de troca térmica, fato confirmado pelas simulações e apresentado como região ótima de operação, em vermelho, na superfície de resposta.

A área de troca térmica tem impacto direto na quantidade de placas utilizadas no TCP. As Figuras 47 a 49 apresentam o comportamento do número de placas, em

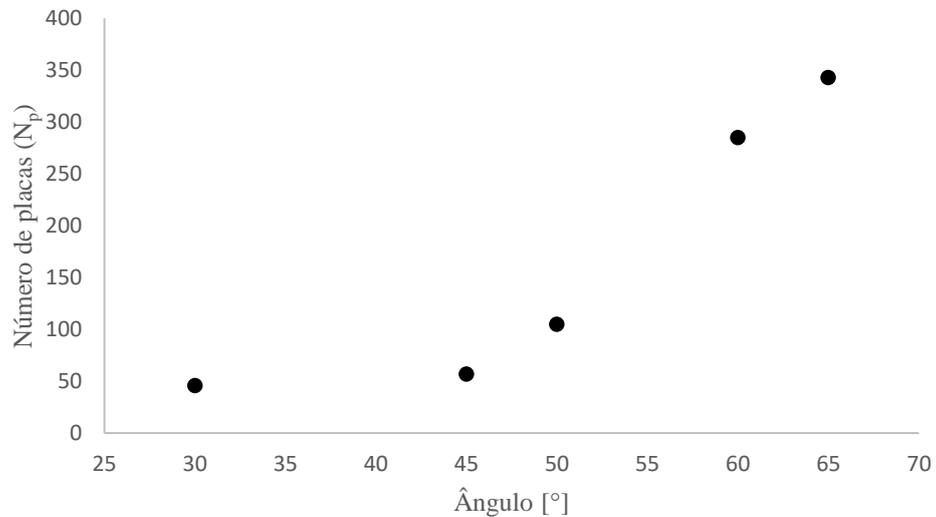
resposta a variação dos parâmetros geométricos do trocador.

Figura 47. Gráfico do efeito da espessura média dos canais no número de placas



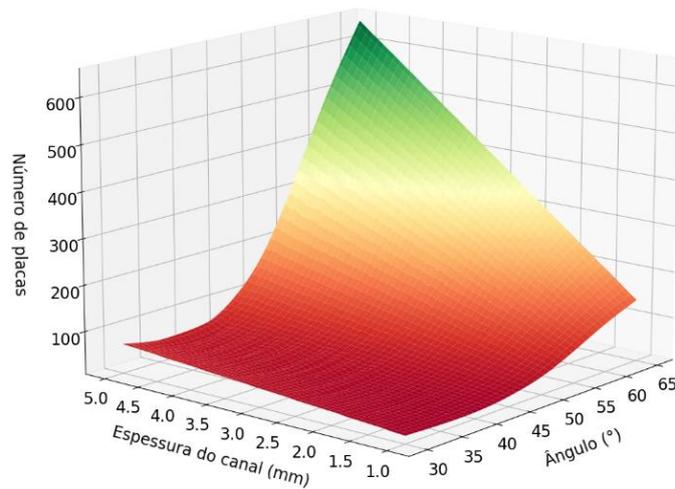
Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 48. Gráfico do efeito do ângulo *chevron* da placa no número de placas



Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 49. Superfície de resposta do número de placas



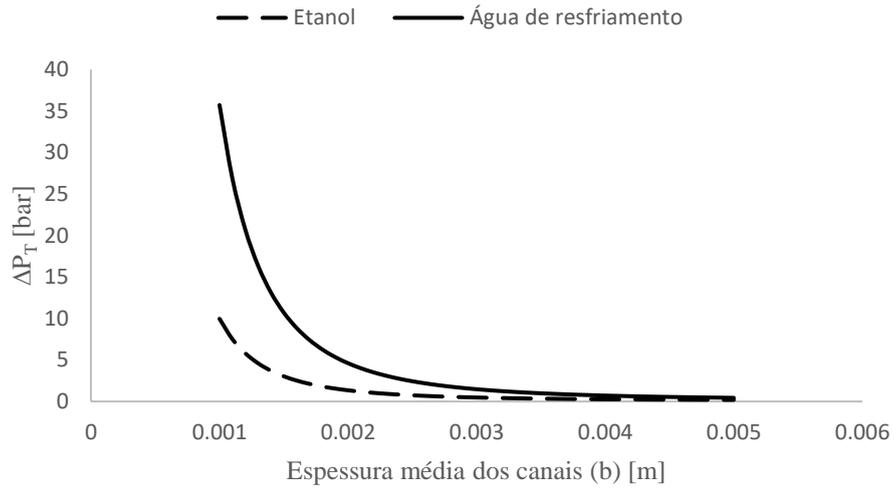
Fonte: AUTOR, 2024.

As Equações (10) e (11), que associam a área de troca térmica com o número de placas totais e térmicas, apresentam uma relação diretamente proporcional, $N_p \propto N_{pt} \propto A$. Isto é, quanto maior a área de troca térmica, mais placas serão necessárias para atender a demanda calorífica do equipamento. As simulações confirmam tal comportamento e a região ótima de operação é indicada na superfície de resposta, em vermelho, apontando para menor espessura dos canais e ângulo do *chevron*.

Por fim, analisou-se a perda de carga do fluido. A partir dos resultados apresentados na Tabela 7, nota-se que o componente dominante na perda de carga é em razão do escoamento nos canais (ΔP_1), sendo os demais componentes não influenciados pela espessura do canal e pelo ângulo do *chevron*.

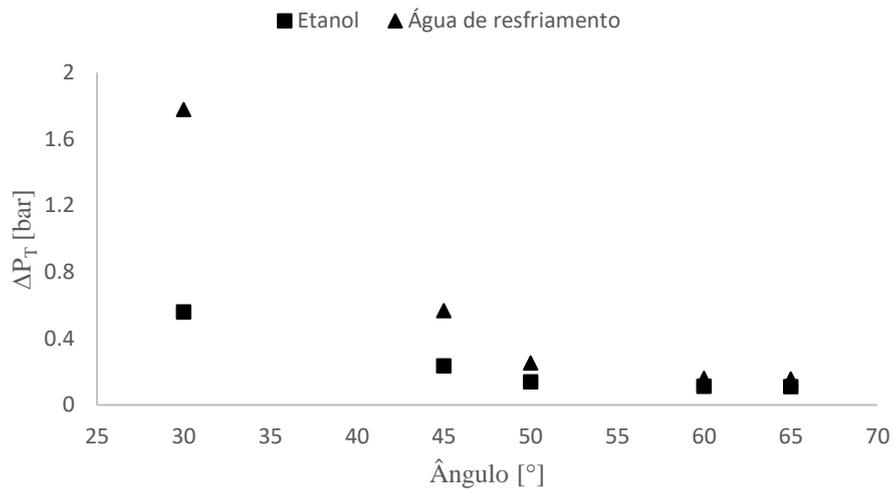
Portanto, somente a perda de carga pelo escoamento nos canais foi analisada. As Figuras 50 a 53 apresentam o comportamento da perda de carga.

Figura 50. Gráfico do efeito da espessura média dos canais na perda de carga total



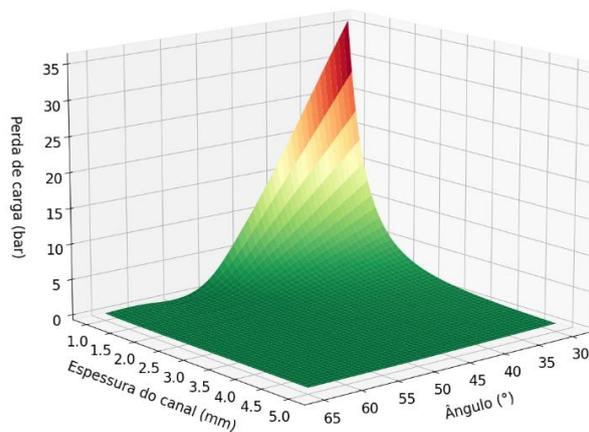
Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 51. Gráfico do efeito do ângulo *chevron* da placa na perda de carga total



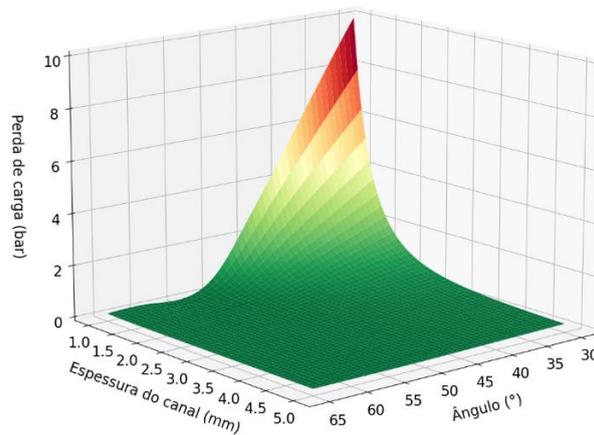
Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 52. Superfície de resposta da perda de carga total [lado I]



Fonte: AUTOR, 2024.

Figura 53. Superfície de resposta da perda de carga total [lado II]



Fonte: AUTOR, 2024.

A Equação (25) mostra que a perda de carga no canal tem relação com o fator de atrito de Fanning, f , com o fluxo mássico no canal e com o diâmetro hidráulico, D_h , três fatores relacionados com a espessura do canal. O fator f , segundo a Equação (27), é inversamente proporcional ao número de Reynolds, isto é, $f \propto 1/Re$. Portanto, como uma espessura menor de canal leva a um escoamento mais turbulento, teremos um fator de atrito menor, que contribuirá para uma perda de carga menor.

No entanto, os outros dois fatores, G_c e D_h , vão na contramão e superam o efeito do fator de atrito na perda de carga, conforme apresentam as simulações realizadas. Uma menor espessura produzirá um maior fluxo mássico nos canais, que é um termo quadrático no cálculo da perda de carga, $\Delta P_1 \propto G_c^2$, resultando no fator de maior contribuição da equação.

Já a Equação (4) apresenta o diâmetro hidráulico, mostrando que quanto menor a espessura dos canais, naturalmente, menor será o diâmetro dos canais. Sendo o diâmetro inversamente proporcional à perda de carga nos canais, $\Delta P_1 \propto 1/D_h$, quanto menor o diâmetro, maior será a perda de carga do fluido ao longo do escoamento.

Os resultados obtidos evidenciaram o papel crucial da espessura do canal (b) e ângulo de corrugação (β) no desempenho térmico e hidráulico dos trocadores de calor de placas. Observou-se que menores valores de b intensificam a turbulência no escoamento devido ao aumento da velocidade dos fluidos nos canais, o que eleva significativamente os coeficientes convectivo e global de troca térmica.

Esse aprimoramento na eficiência térmica reduz a área necessária para a troca de calor e, conseqüentemente, o número de placas, tornando o equipamento mais compacto e eficiente.

Da mesma forma, ângulos de corrugação menores, como $\beta = 30^\circ$, contribuem para um escoamento altamente turbulento, maximizando a transferência de calor e diminuindo a área de troca térmica. No entanto, tanto menores espessuras quanto ângulos mais baixos estão associados a um aumento da perda de carga, o que reforça a importância de equilibrar as demandas térmicas e hidráulicas. Por outro lado, ângulos maiores e espessuras de canal elevadas resultam em menores perdas de carga, mas reduzem a eficiência térmica.

5. CONCLUSÃO

A realização deste estudo sobre TCP permitiu compreender e quantificar os impactos das variáveis geométricas, como a espessura do canal (b) e o ângulo de corrugação (β), no desempenho térmico, hidráulico e configuracional do equipamento. A partir da análise de sensibilidade conduzida, verificou-se que menores valores de b e β aumentam a velocidade do fluido, intensificam a turbulência e melhoram a eficiência térmica, resultando em maiores coeficientes de troca de calor.

Essa maior eficiência térmica possibilita a redução da área necessária para troca térmica e do número de placas, culminando em um trocador de calor mais compacto. Contudo, tais melhorias vêm acompanhadas de um aumento na perda de carga, o que ressalta a importância de equilibrar as demandas térmicas e hidráulicas na definição das configurações geométricas mais adequadas.

O trabalho destacou também o uso de ferramentas computacionais, como o *Python*, na modelagem e visualização de dados complexos a partir da geração de superfícies de resposta, demonstrando sua eficácia no desenvolvimento de soluções otimizadas e alinhadas às necessidades industriais. Elas confirmaram os resultados obtidos nas análises anteriores da espessura do canal e do ângulo de corrugação, corroborando para encontrar uma região ótima de operação.

Dessa forma, o estudo contribui não apenas para o entendimento técnico dos TCPs, mas também para a aplicação prática de metodologias de análise de sensibilidade na engenharia química. Futuros estudos podem explorar outras variáveis geométricas, condições operacionais e fluidos de trabalho, ampliando o escopo das aplicações e otimizando ainda mais o desempenho desses equipamentos essenciais para processos industriais.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALFA LAVAL. **GPHE Plate Technology**. Disponível em: <https://www.alfalaval.com/microsites/gphe/tools/plate-types/>. Acesso em: 26 de nov. 2024.

ALFA LAVAL. **Industrial Gasketed Plate Heat Exchangers**. Disponível em: <https://www.alfalaval.us/microsites/gasketed-plate-heat-exchangers/types/industrial/>. Acesso em: 24 de nov. 2024.

ALFA LAVAL. Thermal Handbook. In KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design**. 3. ed. Boca Raton: CRC Press, 2012.

APV DO BRASIL S.A. Seminário Paraflow. In: GUT, J. A. W. **Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas**. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 244, 2003.

BYLUND, G. **Dairy Processing Handbook**. Tetra Pak Processing Systems. 2015.

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

CHISHOLM, D. Developments in Heat Exchanger Technology. In: THULUKKANAN, K. **Heat Exchanger Design Handbook**. 2. ed. Boca Raton: CRC Press, 2013.

DIESELSHIP. **Plate Type Heat Exchanger**. Disponível em: <https://dieselship.co.uk/mek-general/plate-type-heat-exchanger>. Acesso em: 26 de nov. 2024.

EDWARDS, M. F.; CHANGAL, A. A.; PARROTT, D. L. Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger using Newtonian and non-Newtonian liquids. In: KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design**. 3. ed. Boca Raton: CRC Press, 2012.

FOCKE, W.W; ZACHARIADES, J.; OLIVIER, I. The Effect of the Corrugation Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.28, n.8, p.1469-1479, 1985. In: GUT, J. A. W. **Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas**. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 244, 2003.

GAWANDE, S. H.; WANKHEDE, S. D.; YERAWAR, R. N.; SONAWANE, V. J.; UBARHANDE, U. B. **Design and Development of Shell and Tube Heat Exchanger for Beverage**. *Modern Mechanical Engineering*, 2, p. 121-125, 2012.

GUT, J. A. W. **Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas**. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 244, 2003.

HEWITT, G.F.; SHIRES, G.L.; BOTT, T.R. Process Heat Transfer. In: GUT, J. A. W. **Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas**. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 244, 2003.

INCASE. **Trocador de Calor Casco e Tubo**. Disponível em: <https://www.incase.com.br/trocador-calor-casco-e-tubo>. Acesso em: 25 de nov. 2024.

KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design**. 3. ed. Boca Raton: CRC Press, 2012.

KHO, T.; MÜLLER-STEINHAGEN, H. An Experimental and Numerical Investigation of Heat Transfer Fouling and Fluid Flow in Flat Plate Heat Exchangers. In: GUT, J. A. W. **Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas**. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 244, 2003.

LEULIET, J.C.; MAINGONNAT, J.F.; LALANDE, M. Etude de la Perte de Charge dans des Échangeurs de Chaleur à Plaques Traitant des Produits Non-Newtoniens. In: GUT, J. A. W. **Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas**. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 244, 2003.

MARRIOTT, J. Where and How to Use Plate Heat Exchangers. In: THULUKKANAN, K. **Heat Exchanger Design Handbook**. 2. ed. Boca Raton: CRC Press, 2013.

MOTA, F. A. S. **Projeto Ótimo de Trocadores de Calor de Placas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Universidade Estadual de Maringá. Maringá, p. 85, 2011.

NILPUENG, K.; KEAWKAMROP, T.; AHN, H. S.; WONGWISES, S. **Effect of chevron angle and surface roughness on thermal performance of single-phase water flow inside a plate heat exchanger**. International Communications in Heat and Mass Transfer 91, p. 201-209. 2018.

PEARCE, N. Plate Exchanger Defeats Industry Conservatism. In: GUT, J. A. W. **Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas**. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 244, 2003.

READ INDUSTRIAL. **Plate Heat Exchanger**. Disponível em: <https://www.readindustrial.co.nz/milking-system-components/plate-heat-exchanger/>. Acesso em: 25 de nov. 2024.

ROHSENOW, W.M.; HARTNETT, J.P.; CHO, Y.I. Handbook of Heat Transfer. In: GUT, J. A. W. **Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas**. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 244, 2003.

SAUNDERS, E.A.D. Heat Exchangers: Selection, Design & Construction. In: GUT, J. A. W. **Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas**. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 244, 2003.

SHAH, R. K.; FOCKE, W. W. Plate Heat Exchangers and their Design Theory. In: MOTA, F. A. S. **Projeto Ótimo de Trocadores de Calor de Placas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Universidade Estadual de Maringá. Maringá, p. 85, 2011.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D. P. Fundamentals of Heat Exchanger Design. In: MOTA, F. A. S. **Projeto Ótimo de Trocadores de Calor de Placas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Universidade Estadual de Maringá. Maringá, p. 85, 2011.

SHAH, R.K. Heat Exchanger Basic Design Methods. In: GUT, J. A. W. **Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas**. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 244, 2003.

SINNOTT, R. K. **Chemical Engineering Design**. 4. ed. Oxford, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.

TACO. **Plate Heat Exchanger: Operational and Maintenance Manual**. 2002. Disponível em: https://www.maxflopump.com/pumps/pdfs/34893_1.pdf. Acesso em: 26 de nov. 2024.

THONON, B.; GRANDGEORGE, S.; JALLUT, C. Effect of Geometry and Flow Conditions on Particulate Fouling in Plate Heat Exchangers. In: GUT, J. A. W. **Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas**. Tese (Doutorado em Engenharia Química) – Departamento de Engenharia Química, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 244, 2003.

THULUKKANAN, K. **Heat Exchanger Design Handbook**. 2. ed. Boca Raton: CRC Press, 2013.