

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**MATHEUS PELLEGRINI FERREIRA**

**AVALIAÇÃO TEÓRICA DO DESEMPENHO DE UM TROCADOR DE CALOR A  
PLACAS EMPREGADO EM UM PROCESSO DE UMA INDÚSTRIA ALIMENTÍCIA**

**LONDRINA**

**2023**

**MATHEUS PELLEGRINI FERREIRA**

**AVALIAÇÃO TEÓRICA DO DESEMPENHO DE UM TROCADOR DE CALOR A  
PLACAS EMPREGADO EM UM PROCESSO DE UMA INDÚSTRIA ALIMENTÍCIA**

**Theoretical evaluation of the performance of a plate heat exchanger used in a  
food industry process**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação  
apresentado como requisito para obtenção do título  
de Bacharel em Engenharia Mecânica da  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná  
(UTFPR).

Orientador: Rafael Sene de Lima.

**LONDRINA**

**2023**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

Esta licença permite compartilhamento do trabalho, mesmo para fins comerciais, sem a possibilidade de alterá-lo, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

**MATHEUS PELLEGRINI FERREIRA**

**AVALIAÇÃO TEÓRICA DO DESEMPENHO DE UM TROCADOR DE CALOR A  
PLACAS EMPREGADO EM UM PROCESSO DE UMA INDÚSTRIA ALIMENTÍCIA**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação  
apresentado como requisito para obtenção do título  
de Bacharel em Engenharia Mecânica da  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná  
(UTFPR).

Data de aprovação: 28/novembro/2023.

---

Rafael Sene de Lima  
Doutorado em Engenharia Mecânica  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Ismael De Marchi Neto  
Doutorado em Engenharia Mecânica  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Ricardo de Vasconcelos Salvo  
Doutorado em Engenharia Mecânica  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

**LONDRINA**

**2023**

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a Deus por sempre me capacitar e permitir que eu atinja meus objetivos, mesmo em meio a dificuldades.

Agradeço a minha família, em especial aos meus pais por me apoiarem e incentivarem a completar esta jornada, sem seu empenho e cuidados nada teria sido possível.

Um agradecimento especial a minha namorada e futura esposa, a qual sempre permaneceu ao meu lado, nos momentos de tranquilidade e nos momentos de dificuldade.

Agradeço ao meu orientador Prof. Dr. Rafael Sene de Lima, por ter me orientado e acreditado em meu potencial.

Enfim a todos que direta ou indiretamente contribuíram para que este trabalho fosse realizado, bem como apoio à minha jornada acadêmica.

## RESUMO

Trocadores de calor são fundamentais em processos industriais, e o trocador de calor a placas, desenvolvido no século XIX para a implementação na indústria cervejeira, é amplamente utilizado nas indústrias alimentícias, químicas e farmacêuticas desde então devido a sua capacidade de operar sem o comprometimento do produto final. A utilização de um trocador de calor mal dimensionado culmina em custos operacionais elevados e não otimizados. Neste trabalho é realizado uma avaliação teórica de um trocador de calor do tipo resfriador de placas implementado em uma indústria alimentícia situada no norte do Paraná, que o utiliza em parte de seu processo de fabricação de bebidas estratificadas. Tal estudo permitirá avaliar o desempenho do trocador de calor do ponto de vista térmico e fluidodinâmico, permitindo quantificar a efetividade térmica do equipamento e a perda de carga proporcionada ao escoamento em seu interior. Por fim, um estudo a respeito da possível otimização na transferência de calor e massa no interior do trocador de calor é realizado, avaliando a influência da variação de parâmetros geométricos intrínsecos aos componentes construtivos do equipamento no valor da efetividade térmica e perda de carga. Com a alteração de parâmetros construtivos das placas, como a largura efetiva de troca térmica, é possível atingir um ganho de 4% em efetividade térmica e uma redução de 55% em perda de carga e conseqüentemente em potência de bombeamento, a qual se mostram otimizações de extrema importância.

**Palavras-chave:** transferência de calor; efetividade térmica; trocador de calor a placas; indústria alimentícia.

## ABSTRACT

Heat exchangers are fundamental in industrial processes, and the plate heat exchanger, developed in the 19th century for implementation in the brewing industry, has been widely used in the food, chemical and pharmaceutical industries ever since due to its ability to operate without compromising the final product. The use of a poorly sized heat exchanger results in high and non-optimized operating costs. In this work, a theoretical evaluation of a plate heat exchanger implemented in a food industry located in northern Paraná, which uses it in part of its stratified beverage manufacturing process, is carried out. This study will allow evaluating the performance of the heat exchanger from a thermal and fluid dynamic point of view, allowing to quantify the thermal effectiveness of the equipment and the loss of load provided to the flow inside it. Finally, a study on the possible optimization of heat and mass transfer within the heat exchanger is carried out, evaluating the influence of variations in geometric parameters intrinsic to the constructive components of the equipment on the value of thermal effectiveness and loss of load. With the alteration of the constructive parameters of the plates, such as the effective width of thermal exchange, it is possible to achieve a gain of 4% in thermal effectiveness and a reduction of 55% in pressure loss and consequently in pumping power, which are extremely important optimizations.

**Keywords:** heat transfer; thermal effectiveness; plate heat exchanger; food industry.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Trocador de calor do tipo resfriador de placas .....	11
Figura 2 - escoamento no interior das cavidades entre as placas paralelas de um resfriador de placas paralelas.....	12
Figura 3 - Resfriador de placas com construção modular.....	13
Figura 4 - Principais componentes presentes em um TCP.....	18
Figura 5 - Principais formatos de gaxetas vedantes no TCP.....	19
Figura 6 - Placas corrugadas empilhadas com vedação.....	20
Figura 7 - Placa com corrugações no formato chevron.....	22
Figura 8 - Principais configurações de escoamento no interior de um TCP....	23
Figura 9 - Disposição das placas em um TCP.....	24
Figura 10 - Distribuição dos canais entre os lados de um TCP.....	25
Figura 11 - Circuito térmico equivalente a um problema de transferência de calor através de uma parede plana.....	28
Figura 12 - Vista isométrica do esquema de montagem do TCP.....	30
Figura 13 - Configuração dos escoamentos de processo e de resfriamento no interior do TCP.....	31
Figura 14 - Circuito térmico estabelecido entre os canais de escoamento quente e frio e placa.....	35
Figura 15 - Curvas de E - NUT para valores de R distintos.....	40

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1 - Condutibilidade térmica de diferentes materiais metálicos para fabricação de placas .....</b>	<b>21</b>
<b>Tabela 2 - Resistência térmicas devido às incrustações .....</b>	<b>36</b>
<b>Tabela 3 - Parâmetros de troca térmica para diferentes condições de operação aplicados à placas com corrugações chevron .....</b>	<b>38</b>
<b>Tabela 4 - Parâmetros de escoamento para diferentes condições de operação aplicados à placas com corrugações chevron .....</b>	<b>42</b>



## LISTA DE SÍMBOLOS

$a_i$	Parâmetro genérico	-
$A$	Área total de transferência de calor	$m^2$
$A_e$	Área de escoamento	$m^2$
$A_p$	Área real de transferência de calor	$m^2$
$b$	Espessura dos canais	$m$
$\beta$	Inclinação das corrugações <i>chevron</i>	$^\circ$
$c_{p,f}$	Calor específico do fluido frio	$J/Kg \cdot K$
$c_{p,q}$	Calor específico do fluido quente	$J/Kg \cdot K$
$C_{máx}$	Capacidade térmica máxima	$J/K$
$C_{min}$	Capacidade térmica mínima	$J/K$
$C_{p,f}$	Capacidade térmica do fluido frio	$J/K$
$C_{p,q}$	Capacidade térmica do fluido quente	$J/K$
$D_e$	Diâmetro hidráulico	$m$
$\Delta P$	Perda de carga	$Pa$
$\Delta T_{ml}$	Média logarítmica das diferenças de temperatura	$K$
$D_p$	Diâmetro do orifício	$m$
$E$	Efetividade	-
$\varepsilon_p$	Espessura da placa corrugada	$m$
$\eta_b$	Eficiência da bomba	-
$f$	Fator de atrito de Fanning	-
$g$	Aceleração gravitacional	$m/s^2$
$G_c$	Fluxo mássico por canal	$Kg/m^2 \cdot s$
$G_c^I$	Fluxo mássico por canal do lado I	$Kg/m^2 \cdot s$
$G_c^{II}$	Fluxo mássico por canal do lado II	$Kg/m^2 \cdot s$

$G_p$	Fluxo mássico no orifício	$Kg/m^2 \cdot s$
$h$	Coeficiente convectivo de transferência de calor	$W/m^2 \cdot k$
$h_f$	Coeficiente convectivo de transferência de calor do fluido frio	$W/m^2 \cdot k$
$h_q$	Coeficiente convectivo de transferência de calor do fluido quente	$W/m^2 \cdot k$
$k$	Condutividade térmica	$W/m \cdot k$
$k_p$	Condutividade térmica da placa	$W/m \cdot k$
$L$	Comprimento efetivo de troca térmica	$m$
$L_p$	Comprimento efetivo de escoamento	$m$
$L_{pac}$	Comprimento total do pacote de placas	$m$
$N_c$	Número de canais	-
$N_c^I$	Número de canais do lado I	-
$N_c^{II}$	Número de canais do lado II	-
$N_p$	Número de placas	-
$Nu$	Número de Nusselt	-
$NUT$	Número de unidades de transferência	-
$P$	Número de passes	-
$P^I$	Número de passes do lado I	-
$P^{II}$	Número de passes do lado II	-
$P_b$	Potência de bombeamento	$W$
$\Phi$	Fator de alargamento	-
$\pi$	Pi	-
$Pr$	Prandtl	-
$Q$	Taxa de transferência de calor	$KW$
$Q_{máx}$	Taxa de transferência de calor máxima	$KW$
$Q_q$	Taxa de transferência de calor do escoamento quente	$KW$
$Q_f$	Taxa de transferência de calor do escoamento frio	$KW$

$q_x$	Taxa de transferência de calor na direção de x	$KW$
$Re$	Reynolds	-
$R_{f,f}$	Resistência térmica de incrustação do lado frio	$m^2 \cdot k/W$
$R_{f,q}$	Resistência térmica de incrustação do lado quente	$m^2 \cdot k/W$
$\rho$	Densidade	$Kg/m^3$
$R_{t,cond}$	Resistência térmica a condução	$K/W$
$R_{t,conv}$	Resistência térmica a convecção	$K/W$
$R_{tot}$	Resistência térmica total	$K/W$
$\sigma$	Condutividade elétrica	$S/m$
$T_f$	Temperatura escoamento frio	$K$
$T_{f,e}$	Temperatura escoamento frio na entrada	$K$
$T_{f,s}$	Temperatura escoamento frio na saída	$K$
$T_{q,e}$	Temperatura escoamento quente na entrada	$K$
$T_{q,s}$	Temperatura escoamento quente na saída	$K$
$T_q$	Temperatura escoamento quente	$K$
$T_{s,f}$	Temperatura de superfície do lado frio	$K$
$T_{s,q}$	Temperatura de superfície do lado quente	$K$
$U$	Coefficiente convectivo global de transferência de calor	$W/m^2 \cdot k$
$\mu$	Viscosidade dinâmica	$Pa \cdot s$
$w$	Largura efetiva do canal	$m$
$W_f$	Taxa de escoamento mássico fluido frio	$Kg/s$
$W_q$	Taxa de escoamento mássico fluido quente	$Kg/s$
$W^I$	Taxa de escoamento mássico lado I	$Kg/s$
$W^{II}$	Taxa de escoamento mássico lado II	$Kg/s$

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>11</b>
<b>2</b>	<b>OBJETIVOS.....</b>	<b>15</b>
<b>2.1</b>	<b>Objetivos gerais.....</b>	<b>15</b>
<b>2.2</b>	<b>Objetivos específicos.....</b>	<b>15</b>
<b>3</b>	<b>JUSTIFICATIVA.....</b>	<b>16</b>
<b>4</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>17</b>
<b>4.1</b>	<b>Principais aspectos construtivos intrínsecos ao TCP.....</b>	<b>17</b>
<b>4.2</b>	<b>Caracterização das configurações.....</b>	<b>23</b>
<b>4.3</b>	<b>Resistência térmica.....</b>	<b>26</b>
<b>5</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>29</b>
<b>5.1</b>	<b>Balanco material.....</b>	<b>31</b>
<b>5.2</b>	<b>Balanco energético global.....</b>	<b>32</b>
5.2.1	Efetividade térmica (E).....	34
5.2.2	Número de unidades de transferência (NUT).....	34
5.2.3	Efetividade - NUT.....	39
<b>5.3</b>	<b>Perda de carga no interior do TCP.....</b>	<b>40</b>
<b>6</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>44</b>
<b>6.1</b>	<b>Distribuição de temperatura e viscosidade.....</b>	<b>44</b>
<b>6.2</b>	<b>Determinação de Efetividade - NUT.....</b>	<b>47</b>
<b>6.3</b>	<b>Determinação da Perda de carga e Potência de bombeamento.....</b>	<b>48</b>
<b>6.4</b>	<b>Avaliação do desempenho do TCP.....</b>	<b>48</b>
6.4.1	Avaliação da Efetividade Térmica (E).....	48
6.4.2	Avaliação da Perda de carga ( $\Delta P$ ).....	51
6.4.3	Avaliação da potência de bombeamento (Pb).....	54
<b>7</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>57</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>58</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são amplamente utilizados em processos industriais, construídos em diferentes geometrias e com diferentes princípios de funcionamento, com a finalidade de estabelecer uma troca de calor entre dois fluidos que estão em diferentes temperaturas. (INCROPERA et al., 2007).

Dentre a vasta gama de trocadores de calor existentes no mercado, o objeto de estudo do presente trabalho é o do tipo trocador de calor a placas, ou simplesmente resfriador de placas, como exemplificado na Figura 1. Segundo a SCI, sua origem remonta a meados do século XIX, desenvolvido pelo então engenheiro mecânico Dr. Richard Seligman, fundador da *Aluminum Plant and Vessel Company Ltd.*, que patenteou seu projeto de trocador de calor a placas aplicado na indústria cervejeira. Desde então, este modelo tem sido amplamente utilizado nas indústrias alimentícias, químicas, farmacêuticas, entre outras várias, não somente em operações fabris, porém também utilizado em conjunto a outros equipamentos que compõem parte de uma infraestrutura, como resfriador de óleo em transformadores, aquecimento urbano ou residencial, servindo como aquecedor de água para banho ou até mesmo para o derretimento de neve.

**Figura 1 - Trocador de calor do tipo resfriador de placas.**

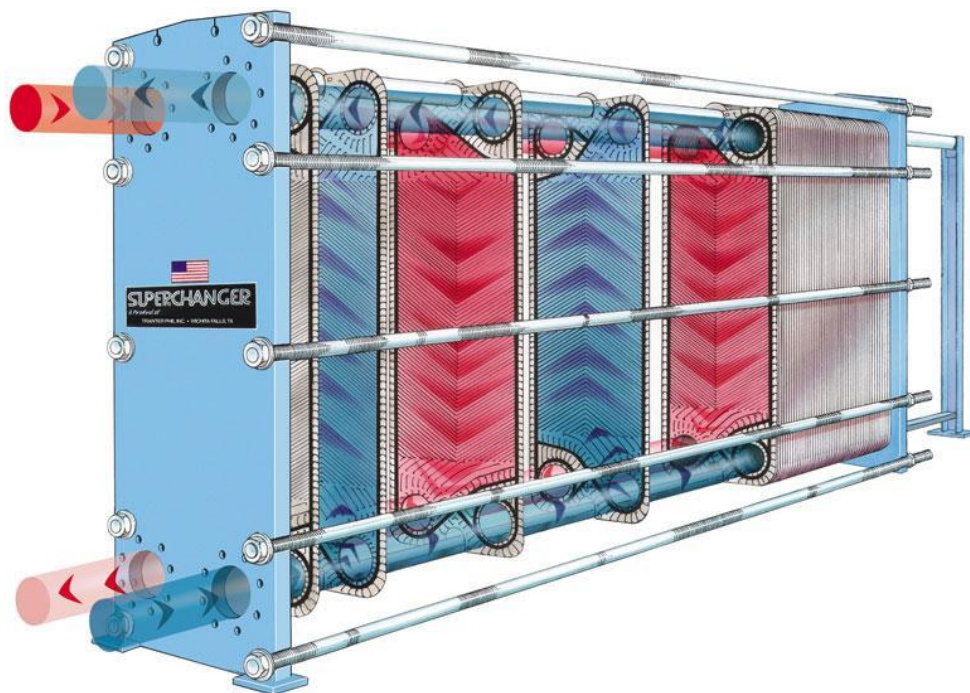


**Fonte: Bermo Válvulas e Equipamentos Industriais Ltda (2023).**

Seu emprego na indústria alimentícia está fortemente ligado a processos de fabricação de derivados lácteos, sucos e bebidas extratificadas em geral que demandam certo nível de resfriamento, e sua aplicabilidade neste ramo industrial está associada ao seu baixo custo fabril, fácil manutenção e eficiência térmica. Outro fator que o torna atrativo à indústria alimentícia é sua capacidade de operar com fluidos que possuem composições e propriedades viscosas diferentes entre si, sem o comprometimento do produto final.

Sua forma construtiva consiste em finas placas corrugadas empilhadas horizontalmente e comprimidas por um conjunto de parafusos formando cavidades estreitas. A grande superfície de contato por onde o fluido de processo e o fluido de resfriamento escoam paralelamente, proporcionam uma transferência de calor eficiente entre os escoamentos, sendo esta medida com base na efetividade térmica, destacando-o entre os demais modelos de trocadores de calor. Na Figura 2 é possível visualizar seu funcionamento e identificar ambos os escoamentos atuando entre as placas paralelas.

**Figura 2 - Escoamento no interior das cavidades entre as placas paralelas de um resfriador de placas paralelas.**

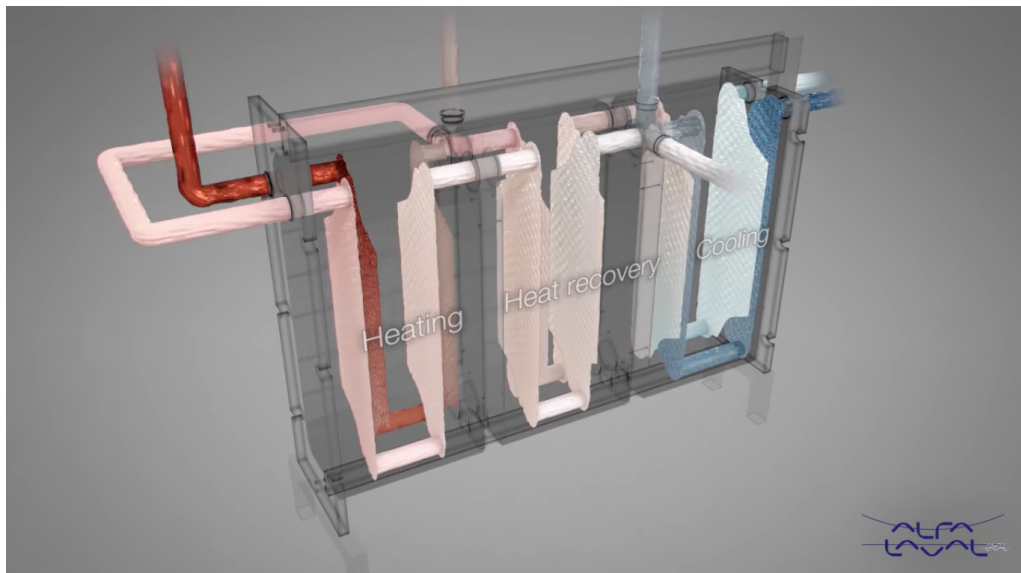


Fonte: Joe Bell, Tranter PHE Inc (2006).

Estes equipamentos podem operar em diferentes regimes de vazão sob níveis de pressões e temperaturas de escoamento preestabelecidos em projeto. Os níveis de pressão de trabalho aos quais é submetido não podem ser superiores a 25 bar em decorrência de vazamentos nas gaxetas vedantes presentes entre as placas, e temperaturas acima de 150°C tornam necessária a implementação de gaxetas especiais. (GUT, 2003)

Os resfriadores de placas podem ser construídos em seções modulares, proporcionando estágios separados de resfriamento adaptados para diferentes fluxos e condições operacionais, singulares a cada demanda industrial. A Figura 3 exemplifica um resfriador de placas com três seções modulares instalado em uma operação para pasteurização de leite, com a finalidade de se criar um estágio intermediário de aquecimento, por meio da recuperação do calor transferido por um dos escoamentos aquecido em um estágio anterior.

**Figura 3 - Resfriador de placas com construção modular.**



**Fonte: Alfa Laval (2017).**

Uma outra aplicação para este equipamento é na indústria sucroenergética caracterizada por açucareiras e destilarias, responsáveis pelo processamento da cana de açúcar para obtenção final do açúcar cristalizado, álcool, aguardente e

etanol. O extrato retirado da cana é purificado e posteriormente aquecido ou resfriado, dependendo da destinação, em trocadores de calor a placas, priorizados por seu desempenho na troca térmica com pouca chance de contaminação do produto.

Neste trabalho será realizado uma avaliação teórica de um trocador de calor do tipo resfriador de placas implementado em uma indústria alimentícia situada em Londrina, no norte do Paraná, que o utiliza em parte de seu processo de fabricação de bebidas estratificadas. Este estudo permitirá avaliar a qualidade do funcionamento do trocador de calor do ponto de vista térmico, não considerando questões estruturais de tal equipamento.



## **2 OBJETIVOS**

Nesta seção serão apresentados os objetivos gerais e específicos com a realização do presente trabalho.

### **2.1 Objetivos gerais**

Tem-se como objetivo geral deste trabalho a formulação de um modelo para se realizar uma análise teórica de um trocador de calor do tipo resfriador de placas implementado em uma indústria alimentícia, com uma possível proposta de melhoria do equipamento.

### **2.2 Objetivos específicos**

- I. Coleta de dados de operação do trocador de calor de placas paralelas para o estabelecimento das condições de contorno;
- II. Estudo da metodologia utilizada por Gut (2003) e demais referências encontradas, pertinentes ao assunto do presente trabalho, para o cálculo do desempenho do trocador de calor de placas;
- III. Aplicação das metodologias utilizadas por Gut (2003) e demais referências encontradas, pertinentes ao assunto do presente trabalho, para o trocador de calor especificado anteriormente (indústria alimentícia);
- IV. Proposição de melhorias no trocador de calor de placas estudado no presente trabalho com base nos resultados obtidos para efetividade - NUT;

### **3 JUSTIFICATIVA**

Segundo dados da ABIA (Associação Brasileira da Indústria de Alimentos) (2022), a indústria brasileira responsável pela produção de alimentos e bebidas representa 10,8% do PIB nacional, sendo capaz de gerar cerca de 1,8 milhão de empregos formais. Este grande potencial produtivo faz com que o Brasil seja o segundo maior exportador de alimentos industrializados do mundo, fornecendo alimentos para mais de 190 países.

É fundamental o uso de trocadores de calor na indústria alimentícia para a realização de seus processos de fabricação, uma vez que sua operação possui várias etapas que demandam o resfriamento ou aquecimento de seu produto. A utilização de um equipamento mal dimensionado culmina em custos operacionais mais elevados e não otimizados.

## **4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Nesta seção serão abordados os conceitos fundamentais para a aplicação da metodologia proposta por Gut (2003) abordada no presente trabalho, satisfazendo parte do objetivo específico. Tais conceitos correspondem a fundamentos de termodinâmica e a transferência de calor, bem como aspectos construtivos de um TCP (Trocador de Calor a Placas) e características de suas configurações. Os procedimentos abordados a seguir são os mesmos descritos por Gut (2003) em sua tese, porém são adaptados e apresentados de forma simplificada para atender ao escopo do trabalho e para seu melhor entendimento.

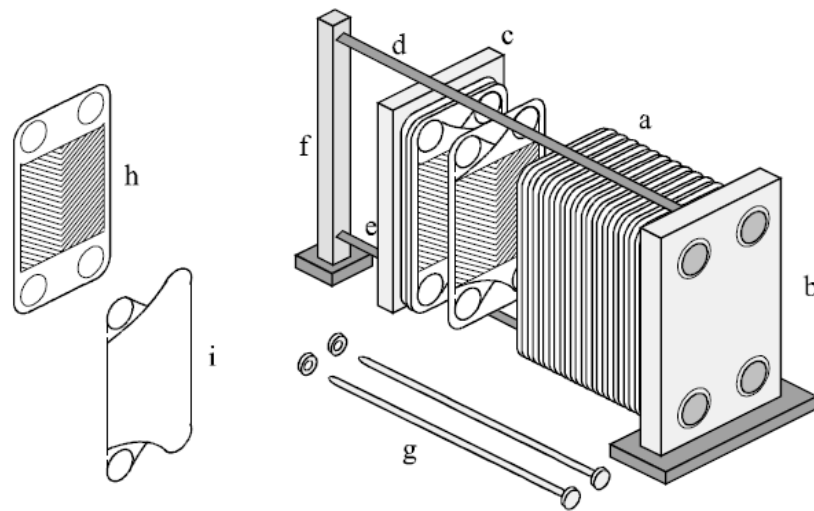
É importante salientar que o entendimento a respeito dos aspectos construtivos de um trocador de calor a placas é crucial para o desenvolvimento deste trabalho, por isso caracteriza-se como um dos tópicos de maior relevância.

### **4.1 Principais aspectos construtivos intrínsecos ao TCP**

Um trocador de calor a placas possui sua construção típica ilustrada na Figura 4, na qual consiste em um conjunto de placas corrugadas montadas paralelamente umas às outras, separadas por gaxetas vedantes que mantêm o escoamento confinado nos canais formados entre as placas. Sua partes principais apresentadas na Figura 4 são listadas a seguir:

- a - Pacote de placas abertas;
- b - Placa fixa com conexões (Pedestal);
- c - Placa de aperto móvel (Pedestal);
- d - Barramento superior;
- e - Barramento inferior;
- f - Coluna de sustentação;
- g - Parafusos de aperto;
- h - Placa corrugada;
- i - Vedação (Gaxeta).

**Figura 4 - Principais componentes presentes em um TCP.**

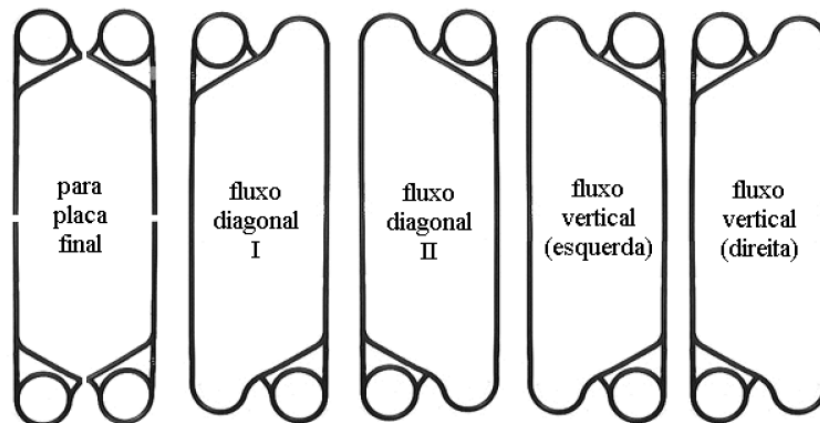


**Fonte: GUT (2003).**

As placas dispostas de forma paralela umas às outras compõem o que foi chamado de pacote de placas abertas, e em meio a este pacote de placas são formados os canais por onde escoam os fluidos de processo e o fluido de resfriamento.

As gaxetas são posicionadas entre as placas do trocador de calor, atuando como um elemento de vedação no qual isola-se os canais da atmosfera e impede-se que os fluidos que escoam através das placas vazem ou sejam contaminados por agentes externos. Para cada formato desejado de escoamento no interior dos canais há um formato específico de gaxeta, afinal são elas que delimitam o caminho em que o fluxo irá escoar em meio aos canais, e estes formatos são ilustrados na Figura 5.

**Figura 5 - Principais formatos de gaxetas vedantes no TCP.**



**Fonte: GUT (2003).**

Durante a fixação das placas nos barramentos, as gaxetas são pressionadas contra as superfícies das placas por intermédio dos parafusos de aperto, garantindo a vedação adequada dos canais.

As placas possuem corrugações com formatos específicos, que auxiliam no direcionamento do escoamento e na intensificação da transferência de calor, e a performance térmica e hidráulica são fortemente influenciadas pela geometria das corrugações estampadas nas placas, como afirma Wang, Sundén e Manglik (2007). A Figura 6 ilustra um conjunto de placas corrugadas empilhadas uma sobre as outras, evidenciando o alinhamento entre as corrugações que direciona o escoamento no interior dos canais.

**Figura 6 - Placas corrugadas empilhadas com vedação.**



**Fonte: Varalka (2023).**

O formato das corrugações intrínsecas às placas abordado no presente trabalho se baseia no formato *chevron*, em que as corrugações são conformadas mecanicamente a certa inclinação  $\beta$  com relação a horizontal, com valores que comumente variam entre  $25^\circ$  à  $65^\circ$  segundo Jamil et al (2020). Na Figura 7, é possível identificar o posicionamento das corrugações, bem como alguns outros parâmetros geométricos.

As placas podem ser fabricadas utilizando-se de uma vasta gama de materiais metálicos, dentre elas algumas ligas de aço inoxidável adequadas para processos de fabricação de alimentos, que apresentam diferentes valores de condutibilidade térmica. Tais valores estão diretamente ligados com a capacidade de transferência e calor dos TCP's, e podem ser visualizados na Tabela 1.

**Tabela 1 - Condutibilidade térmica de diferentes materiais metálicos para fabricação de placas.**

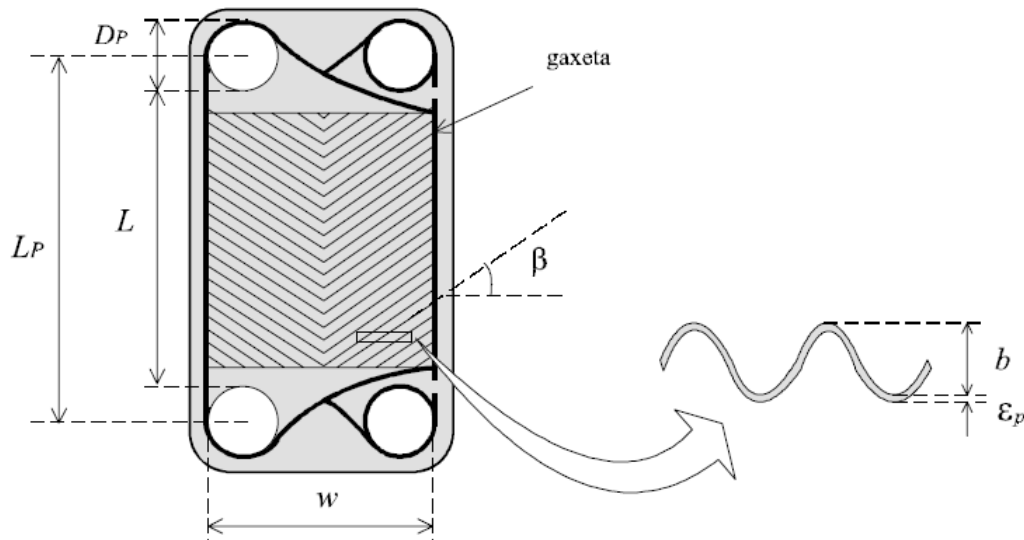
Material	$k_p$ [W/m. K]	Material	$k_p$ [W/m. K]
Cobre	389	Aço Inox 316	17
Alumínio	208	Titânio	20
Níquel 200	66	Inconel 600™	16
Monel 400™	26	Incoloy 825™	12

**Fonte: Adaptado de Gut (2003).**

As principais dimensões que caracterizam uma placa com corrugações do formato *chevron*:

- $D_p$ : É o diâmetro do orifício de entrada e saída do escoamento;
- $L_p$ : É o comprimento efetivo de escoamento, delimitado entre os centros dos orifícios de entrada e saída do escoamento;
- $L$ : É o comprimento efetivo de troca térmica, delimitado entre as bordas dos orifícios de entrada e saída do escoamento;
- $w$ : É a largura efetiva do canal de escoamento, delimitada entre as gaxetas;
- $\beta$ : É o ângulo de inclinação formado entre as corrugações e a referência horizontal;

**Figura 7 - Placa com corrugações no formato *chevron*.**



**Fonte: GUT (2003).**

Devido à corrugação das placas, a espessura do canal formado entre as placas não é uniforme em toda a sua extensão, o que torna necessário o cálculo de uma espessura média, dada por  $b$ , indicado por Kakaç e Liu (2002). Tal cálculo pode ser realizado através da utilização da equação (1), levando em consideração o comprimento total do pacote de placas,  $L_{pac}$ , e a espessura das placas metálicas,  $\epsilon_p$ .

$$b = \frac{L_{pac} - N_p \cdot \epsilon_p}{N_p - 1} \quad (1)$$

É importante ressaltar que, como as gaxetas utilizadas são elastoméricas, a espessura do canal é diretamente influenciada pelo aperto dos parafusos de fixação. Portanto, é recomendado o uso de um valor médio para o comprimento total do pacote de placas,  $L_{pac}$ , a fim de garantir a precisão do cálculo da espessura média.

Para determinação da área real de troca térmica,  $A_p$ , é utilizada a equação (2), a qual representa o produto entre a largura efetiva de troca térmica  $w$ , e o comprimento efetivo de troca térmica  $L$ , considerando um fator de alargamento  $\Phi$ . O fator de alargamento deve ser considerado para efeito de correção do valor da área projetada, determinada por  $w \cdot L$ , devido a presença das corrugações na superfície



das placas, e seu valor varia entre 1,15 e 1,25, sendo usualmente adotado o valor igual a 1,17 como recomendado por Kakaç e Liu (2002).

$$A_p = \Phi \cdot w \cdot L \quad (2)$$

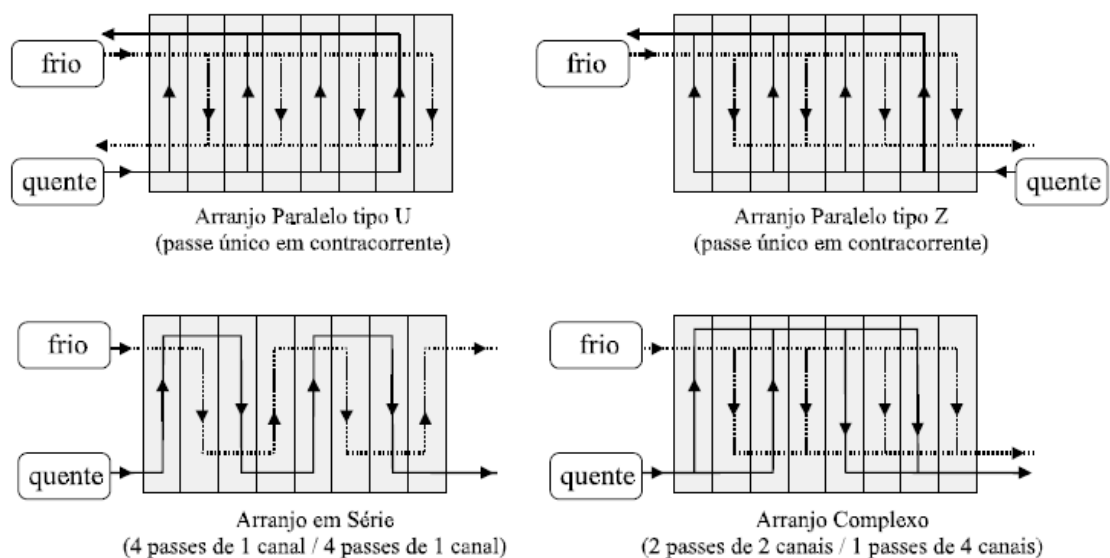
O diâmetro hidráulico  $D_e$  considerado para o canal formado entre as placas TCP é calculado utilizando-se a equação (3), a qual consiste no quádruplo da razão entre a área de escoamento  $A_e$ , e o perímetro molhado  $P_w$ .

$$D_e = \frac{4.A_e}{P_w} = \frac{4.(b.w)}{2.(b + \Phi.w)} \quad (3)$$

## 4.2 Caracterização das configurações

São vários os possíveis formatos em que os escoamentos quente e frio assumem no interior dos canais do TCP. A Figura 8 mostra quatro configurações de escoamento comumente estabelecidas em TCP 's. Para cada mudança de sentido dos escoamentos no interior do trocador de calor, é formado um passe, e cada passe é constituído de uma quantidade de canais, chamados então de passagens.

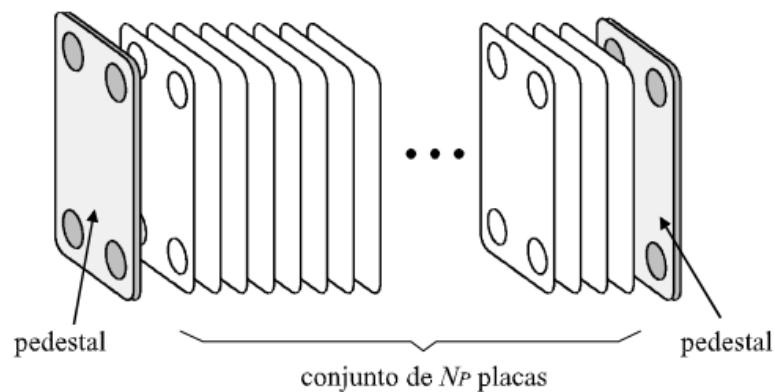
**Figura 8 - Principais configurações de escoamento no interior de um TCP.**



Fonte: GUT (2003).

O número de canais presentes entre as placas paralelas do TCP é dado por  $N_c = N_p - 1$ , na qual  $N_p$  representa a quantidade de “placas térmicas” do trocador que de fato realizam a troca térmica, desconsiderando as placas presentes nas extremidades, também chamadas de “pedestais”, pois estas não exercem troca térmica. A Figura 9 representa a disposição das placas em TCP.

**Figura 9 - Disposição das placas em um TCP.**



**Fonte: GUT (2003).**

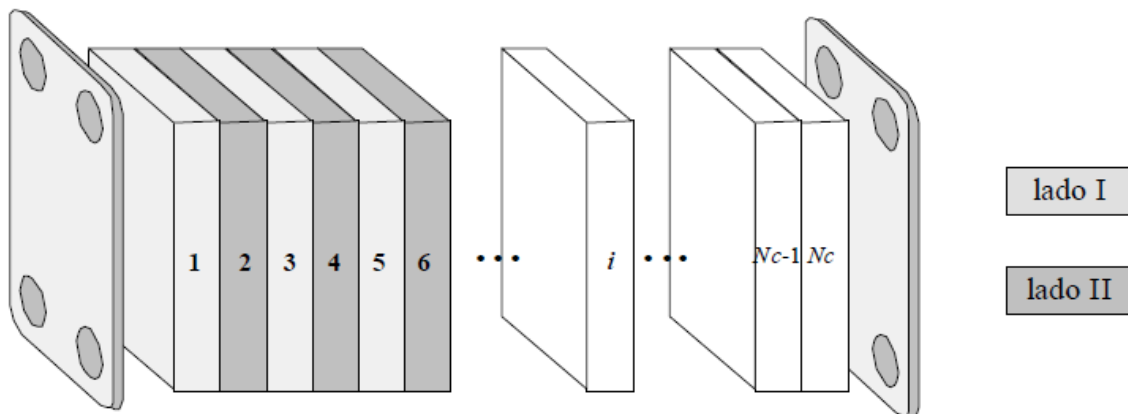
O TCP é dividido em dois lados, onde um lado contém o escoamento de fluido frio e o outro o escoamento de fluido quente, e cada um dos lados possui uma certa quantidade de canais, indicadas por  $N_c^I$  e  $N_c^{II}$ . A determinação do número de canais por lado do trocador é feita através das equações (4):

$$N_c^I = \begin{cases} \frac{N_c}{2} & \text{se } N_c \text{ par} \\ \frac{N_c + 1}{2} & \text{se } N_c \text{ ímpar} \end{cases} \quad (4a)$$

$$N_c^{II} = \begin{cases} \frac{N_c}{2} & \text{se } N_c \text{ par} \\ \frac{N_c - 1}{2} & \text{se } N_c \text{ ímpar} \end{cases} \quad (4b)$$

A Figura 10 ilustra de forma simplificada a disposição dos canais, enumerando cada um dos canais e indicando pela diferença na coloração a qual lado cada canal pertence. O lado *I* contém os canais numerados com números ímpares, já o lado *II* contém os canais numerados com números pares.

**Figura 10 - Distribuição dos canais entre os lados de um TCP.**



**Fonte: GUT (2003).**

Como citado anteriormente no texto, o TCP é dividido em lados, e para cada lado há uma quantidade definida de passes. Para indicar o número de passes no lado *I* é utilizado o termo  $P^I$ , analogamente para o lado *II* é utilizado o termo  $P^{II}$ . Gut (2003) acrescenta que o número de possibilidades para a quantidade de passes que podem conter em cada um dos lados do TCP é definido pelo número de divisores inteiros que  $N_c^I$  e  $N_c^{II}$  possuem. Além disso, para cada passe contido em cada lado do TCP, há uma quantidade de canais, caracterizando o número de passagens

denotados por  $N^I$  e  $N^{II}$ . Os valores de  $N^I$  e  $N^{II}$  podem ser calculados através das equações (5):

$$N^I = \begin{cases} \frac{N_c}{2.P^I} & \text{se } N_c \text{ par} \\ \frac{N_c - 1}{2.P^I} & \text{se } N_c \text{ ímpar} \end{cases} \quad (5a)$$

$$N^{II} = \begin{cases} \frac{N_c}{2.P^{II}} & \text{se } N_c \text{ par} \\ \frac{N_c + 1}{2.P^{II}} & \text{se } N_c \text{ ímpar} \end{cases} \quad (5b)$$

Ao se combinar as diferentes possibilidades de números de passes nos lados 1 e 2, estabelece-se os possíveis arranjos distintos para o TCP.

### 4.3 Resistência térmica

No âmbito da transferência de calor, há uma forma de estabelecer uma analogia entre a difusão de calor e a difusão de cargas elétricas, sendo esta analogia possível de ser estabelecida na modelagem de problemas onde há transferência de calor unidimensional, sem geração interna de energia e propriedades constantes. Incropera et al (2007) define que da mesma forma que a resistência elétrica está associada a dificuldade de se realizar a condução de eletricidade, quantificada pela lei de Ohm através da equação (6), a resistência térmica está associada à dificuldade de se realizar a condução de calor através de um corpo, esta calculada através da equação (7), simplificada a partir da lei de Fourier para condução de calor.

$$R_e = \frac{V_1 - V_2}{I} = \frac{\varepsilon_p}{\sigma \cdot A} \quad (6)$$

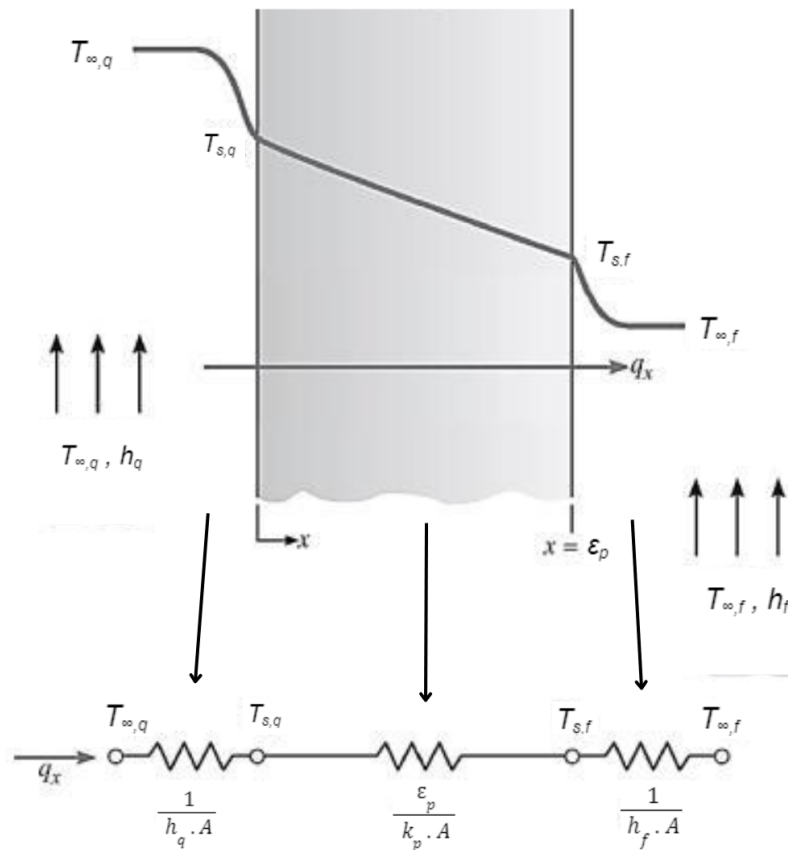
$$R_{t,cond} = \frac{T_q - T_f}{q_x} = \frac{\varepsilon_p}{k_p \cdot A} \quad (7)$$

É possível estabelecer também esta analogia entre a resistência elétrica e resistência térmica através da lei de Newton para o resfriamento, associada à transferência de calor por meio da convecção, descrita pela equação (8).

$$R_{t,conv} = \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{h \cdot A} \quad (8)$$

Para a troca térmica que ocorre através de uma parede plana, muito semelhante aos fenômenos de transferência de calor que ocorrem no interior de um trocador de calor a placas, assim como o estudado no presente trabalho, um circuito de resistências térmicas equivalentes pode ser montado em série, como ilustrado na Figura 11. A transferência de calor nos escoamentos entre as placas ocorre através da convecção, já a transferência de calor através da placa ocorre por meio da condução térmica, em sua direção transversal.

**Figura 11 - Circuito térmico equivalente a um problema de transferência de calor através de uma parede plana.**



**Fonte: Adaptado de Incropera et al (2007).**

A soma das resistências térmicas equivalentes em série é realizada através da equação (9), resultando na resistência térmica total.

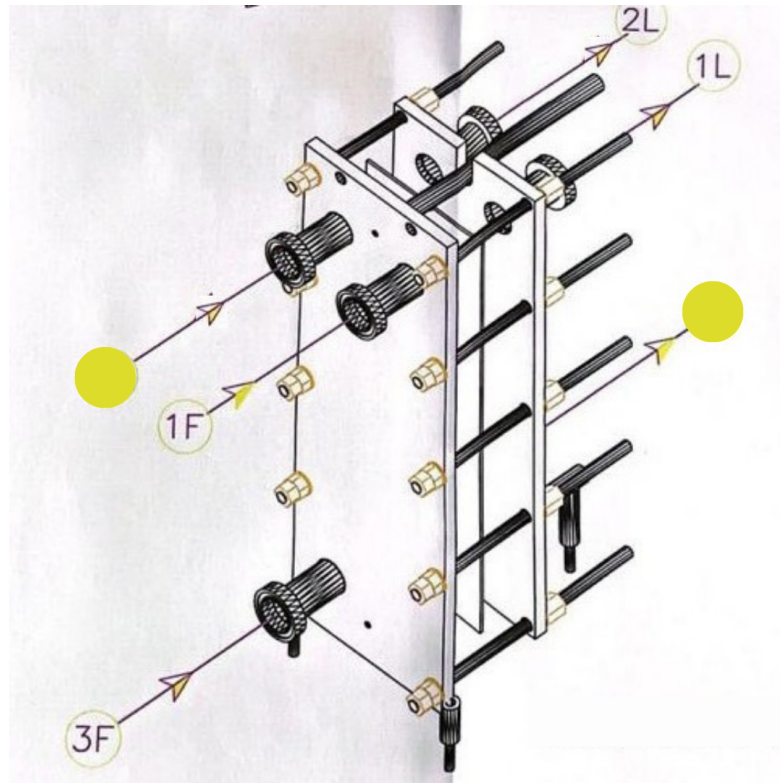
$$R_{tot} = \frac{1}{h_q \cdot A} + \frac{\epsilon_p}{k_p \cdot A} + \frac{1}{h_f \cdot A} \quad (9)$$

## 5 METODOLOGIA

Nesta seção é abordada a metodologia por trás da realização de uma avaliação teórica de um trocador de calor a placas, lançando mão de conceitos termodinâmicos, fluidodinâmicos e de transferência de calor. Tal procedimento metodológico abordado no presente trabalho é baseado no estudo realizado por Gut (2003) em sua tese, com as devidas simplificações cabíveis, pertinentes para a realização dos objetivos do trabalho. A avaliação teórica consiste na determinação da efetividade - NUT (número de unidades de transferência), o que diz respeito ao desempenho térmico, e a perda de carga resultante ao escoamento no interior dos canais de um TCP empregado na indústria alimentícia.

O trocador de calor a placas selecionado para se aplicar a metodologia do presente trabalho consiste em um TCP utilizado em uma indústria alimentícia do norte do Paraná, como pode ser visualizado na Figura 12 sua vista de montagem. O TCP tem seu emprego em parte do processo desta indústria e resfria o fluido de processo utilizando-se água como fluido refrigerante. As temperaturas de entrada dos fluidos de processo (quente) e de resfriamento (frio) são respectivamente  $T_{q,e}$  igual à 110 °C e  $T_{f,e}$  igual à 30 °C, já as temperaturas de saída de ambos são  $T_{q,s}$  igual á 36,46 °C e  $T_{f,s}$  igual à 43,48 °C respectivamente.

**Figura 12 - Vista isométrica do esquema de montagem do TCP.**



**Fonte: Documento próprio (2023).**

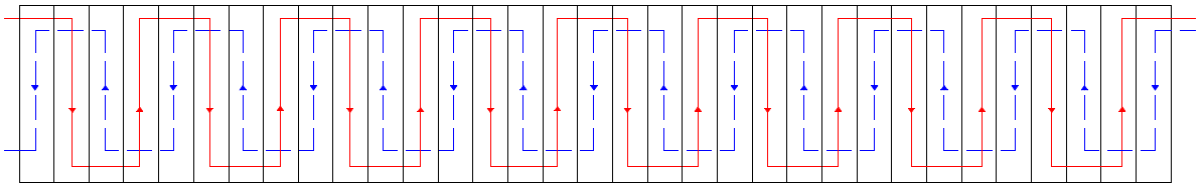
O trocador de calor opera com o fluido de processo à uma vazão volumétrica de  $15 \text{ m}^3/\text{h}$ , parâmetro que pode ser avaliado em termos de vazão mássica. A pressão manométrica de trabalho do fluido de processo é igual a 9 bar, já o fluido refrigerante opera sob uma pressão manométrica de 6 bar.

A respeito da caracterização de sua configuração de operação, o TCP possui 34 placas paralelamente posicionadas umas contra as outras, totalizando uma área de troca igual à  $14,72 \text{ m}^2$ , todas com valores de inclinação das corrugações *chevron* iguais a  $60^\circ$ . O arranjo dos canais de cada lado do TCP é em série, como é possível observar na Figura 13, sendo o número de passes  $P^I$  do lado *I* igual à 16, e o número de passes  $P^{II}$  do lado *II* igual à 17, caracterizando uma distribuição assimétrica uma vez que o trocador possui 33 canais totais. Portanto, ambos os lados do trocador possuem apenas uma passagem, sendo então  $N^I$  e  $N^{II}$  iguais à 1, correspondendo a um canal por passe para ambos os lados do TCP.



O escoamento do lado *I* consiste no fluido de processo, quente, representado pela linha contínua vermelha na Figura 13, e o escoamento do lado *II* consiste no fluido de resfriamento, representado na Figura 13 pela linha tracejada azul.

**Figura 13 - Configuração dos escoamentos de processo e de resfriamento no interior do TCP.**



**Fonte: Autoria própria (2023).**

Como composição da metodologia deste trabalho, fazem parte procedimentos tais como balanço material, balanço energético global do trocador de calor e a contabilização da perda de carga do fluido que escoava através dos canais do TCP.

### 5.1 Balanço material

Para a aplicação do balanço material, é necessário o estabelecimento de algumas hipóteses a respeito do escoamento no interior dos canais do TCP, como indica Gut (2003).

1. O TCP opera em regime permanente;
2. O fluxo que escoava através dos passes é dividido de forma igualitária entre as passagens;
3. O escoamento apresenta uma mistura homogênea ao sair das passagens que compõem cada passe;
4. O escoamento apresenta um comportamento pistonado, ou também conhecido como *plug-flow*, escoando de forma pulsátil.

É válido ressaltar que o escoamento no interior dos canais do TCP é turbulento em valores baixos de Reynolds, e sua turbulência é ocasionada por

perturbações impostas ao escoamento graças a presença das corrugações nas placas assim como afirma Gut (2003), validando a terceira hipótese.

Diferenças nas distribuições de fluxos entre os canais podem interferir consideravelmente na perda de carga do escoamento no interior do TCP, uma vez que o termo de velocidade é de grande relevância para o cálculo da perda de carga. O equacionamento para o cálculo da perda de carga do sistema será apresentado mais adiante na subseção 5.3.

Conforme a segunda hipótese, que supõe um escoamento uniforme entre as passagens pertencentes aos passes, o cálculo do fluxo mássico que escoava através das passagens é realizado por meio da equação (10).

$$W_i = \begin{cases} \frac{W^I}{N^I} & \text{se } i \text{ é par (canal contido no lado 1)} \\ \frac{W^{II}}{N^{II}} & \text{se } i \text{ é ímpar (canal contido no lado 2)} \end{cases} \quad (10)$$

## 5.2 Balanço energético global

Para a determinação da taxa de troca térmica entre os escoamentos presentes nos dois lados do trocador e posteriormente sua efetividade, é necessário a realização de um balanço energético, e se caracteriza por ser um balanço estabelecido de forma global por contabilizar a carga térmica de todo o TCP, não se restringindo a um balanço individual pelos canais.

Para a realização de tal modelagem térmica, são estabelecidas por Gut (2003) algumas hipóteses, contempladas também para o desenvolvimento da metodologia deste trabalho:

1. O trocador de calor é isolado e quaisquer perdas de calor para o ambiente são desprezadas;
2. Não há mudanças de fases durante a troca térmica entre os escoamentos;
3. Não há troca de calor no sentido a montante e a jusante ao escoamento e nem nas direções longitudinais das placas;

4. A troca de calor só ocorre perpendicularmente ao escoamento e as placas;
5. Não há gradiente de temperatura na seção transversal do escoamento no interior dos canais;
6. Não há troca térmica nos pedestais localizados nas extremidades do TCP, caracterizando-os como adiabáticos;
7. Os fluidos de processo e refrigerante apresentam comportamento Newtoniano;
8. As propriedades físicas dos fluidos se mantêm constantes ao longo de todo o escoamento no interior do TCP;

Para a contabilização da taxa de calor trocado entre os escoamentos é aplicado um balanço de energia, representado pela equação (11), em um volume de controle estabelecido no escoamento de fluido de processo ou em um volume de controle estabelecido no escoamento de fluido de resfriamento, sendo esta energia térmica totalmente conservada entre os escoamentos, respeitando a primeira hipótese.

$$Q = \begin{cases} Q_q = W_q \cdot \overline{C_{p,q}} \cdot |T_{q,e} - T_{q,s}| \\ Q_f = W_f \cdot \overline{C_{p,f}} \cdot |T_{f,e} - T_{f,s}| \end{cases} \quad (11)$$

A vazão mássica do fluido de processo é determinada através da equação (11), igualando as expressões para o balanço de energia entre ambos os escoamentos e mantendo  $W_f$  em evidência, garantindo assim que as hipóteses 1 e 6 sejam satisfeitas. Isso se faz conveniente para a aplicação da metodologia deste trabalho, onde a vazão mássica do fluido de processo se torna um parâmetro livre, podendo ser ajustado para diferentes valores de vazão de fluido refrigerante.

### 5.2.1 Efetividade térmica (E)

A avaliação da eficiência térmica do TCP, também denominada pelas literaturas como efetividade, é realizada a partir da equação (12), através da razão entre a taxa de calor real  $Q$  transferida entre os escoamentos, determinada a partir da equação (11), e a taxa máxima de transferência de calor entre os escoamentos  $Q_{max}$ , sendo este um parâmetro puramente teórico e idealizado.

$$E = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (12)$$

A taxa máxima de transferência de calor seria proporcionada em um trocador de calor com seu comprimento de troca térmica  $L$  tendendo ao infinito, resultando na maior variação de temperatura que os fluidos quente e frio poderiam sofrer, como explica Incropera et al (2007). A taxa máxima de transferência de calor entre os dois escoamentos  $Q_{max}$ , teria então que ser limitada através do mínimo calor específico entre os dois fluidos que trocam calor, calculada a partir da equação (13), pois se  $Q_{max}$  fosse determinada a partir do maior valor de calor específico entre os dois fluidos, o fluido que possuir o menor valor de calor específico experimentaria uma variação de térmica além dos limites inferior e superior de temperatura nas entradas e saídas do TCP.

$$Q_{max} = \min(W_q \cdot \overline{C}_{p,q}; W_f \cdot \overline{C}_{p,f}) \cdot (T_{q,e} - T_{f,s}) \quad (13)$$

### 5.2.2 Número de unidades de transferência (NUT)

A taxa de transferência de calor entre os dois escoamentos no interior do TCP pode ser calculada a partir da equação (14), partindo da Lei de Newton para o resfriamento. Tal relação matemática leva em conta parâmetros como a área total de transferência de calor  $A = (N_c - 1) \cdot A_p$  e o coeficiente convectivo global de transferência de calor  $U$ .

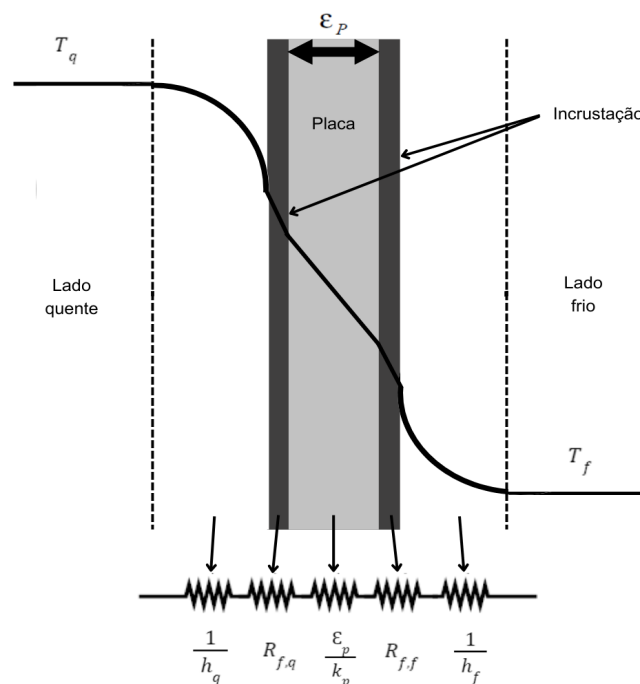
$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (14)$$

O termo  $\Delta T_{ml}$  representa a diferença de temperatura média logarítmica, sendo a forma correta de se utilizar a média da diferença de temperatura entre ambos os fluidos segundo Cengel e Ghajar (2009), para uma configuração de escoamento puramente contracorrente, calculado utilizando-se a equação (15).

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln \frac{(T_{q,e} - T_{f,s})}{(T_{q,s} - T_{f,e})}} \quad (15)$$

O coeficiente convectivo global  $U$  pode ser determinado a partir de um circuito térmico estabelecido através dos canais de escoamento e das placas, análogo a um circuito de resistências elétricas em série. Na Figura 14 é ilustrado um circuito de resistências térmicas sendo estabelecido em uma placa do TCP e em dois canais separados por esta.

**Figura 14 - Circuito térmico estabelecido entre os canais de escoamento quente e frio e placa.**



Fonte: Autoria própria (2023).

A partir do estabelecimento do circuito térmico nos canais e na placa entre eles, o coeficiente convectivo global pode ser calculado a partir da soma do inverso das resistências térmicas para troca de calor entre os escoamentos, como pode ser visto na equação (16).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_q} + \frac{1}{h_f} + \frac{\varepsilon_p}{k_p} + R_{f,q} + R_{f,f} \quad (16)$$

Os termos  $h_q$  e  $h_f$  são os coeficientes convectivos de troca de calor para o escoamento quente e frio respectivamente,  $\varepsilon_p$  é a espessura da placa corrugada,  $k_p$  é sua condutividade térmica e  $R_{f,q}$  e  $R_{f,f}$  são as resistências térmicas devido às incrustações na superfície da placa.

A Tabela 2 contém valores para as resistências térmicas devido às incrustações que podem ocorrer na superfície das placas.

**Tabela 2 - Resistência térmicas devido às incrustações.**

Fluido	$R_f [m^2 \cdot K/W]$
Água mole	$1,7 \times 10^{-5}$
Água dura	$4,3 \times 10^{-5}$
Água de resfriamento (tratada)	$3,4 \times 10^{-5}$
Água do mar	$2,6 \times 10^{-5}$
Água de rio	$4,3 \times 10^{-5}$
Água de cilindro de motores	$5,2 \times 10^{-5}$
Óleos vegetais	$1,7 \times 10^{-5} - 5,2 \times 10^{-5}$

**Fonte: Gut (2003).**

Para o cálculo dos coeficientes de troca de calor de ambos os escoamentos, primeiramente é necessário lançar mão de uma correlação matemática, mostrada na equação (17), e sua utilização se dá por sua flexibilidade em se adequar sob diversas condições de operação, pontua Jamil et al (2020).

$$Nu = a_1 \cdot Re^{a_2} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (17)$$

Os termos adimensionais explícitos na equação (17) são o número de Nusselt ( $Nu$ ), Reynolds ( $Re$ ) e Prandtl ( $Pr$ ), determinados pelas equações (18), (19) e (20).

$$Nu = \frac{h \cdot D_e}{k} \quad (18)$$

$$Re = \frac{G_c \cdot D_e}{\mu} \quad (19)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (20)$$

Os coeficientes  $a_1$  e  $a_2$  variam para diferentes valores de inclinação  $\beta$  das corrugações em formato *chevron*, e diferentes regimes de operação, caracterizados por faixas de valores de *Reynolds*, segundo Kakaç e Liu (2002). Seus valores são apresentados na Tabela 3.

**Tabela 3 - Parâmetros de troca térmica para diferentes condições de operação aplicados à placas com corrugações *chevron*.**

$\beta$	$Re$	$a_1$	$a_2$
$\leq 30^\circ$	$\leq 10$	0,718	0,349
	$> 10$	0,348	0,663
$45^\circ$	$< 10$	0,718	0,349
	10 - 100	0,400	0,598
	$> 10$	0,300	0,663
$50^\circ$	$< 20$	0,630	0,333
	20 - 300	0,291	0,591
	$> 300$	0,130	0,732
$60^\circ$	$< 20$	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 Kakaç e Liu (2002).

O fluxo mássico por canal  $G_c$  é determinado através da equação (21), para ambos os lados do trocador de calor. Segundo Gut (2003), este parâmetro é dependente direto da configuração estabelecida ao trocador de calor a placas, mais especificamente ao número de passagens que este possui. Se há muitas passagens no TCP, o fluxo mássico por canal é reduzido, conseqüentemente a troca térmica e a perda de carga são reduzidas também. Porém se há poucas passagens no TCP, o fluxo mássico por canal é elevado, intensificando a troca térmica e a perda de carga.

$$G_c^I = \frac{W^I}{N^I \cdot b \cdot w} \quad , \quad G_c^{II} = \frac{W^{II}}{N^{II} \cdot b \cdot w} \quad (21)$$

O número de unidades de transferência (NUT) é determinado a partir da equação (22) fazendo uso do valor do coeficiente global de transferência  $U$ , sendo este advindo da equação (16). Seu cálculo consiste na razão entre a condutância



global  $U.A$  e a menor capacidade térmica entre ambos os escoamentos, e seu valor equivale a um “comprimento térmico” relacionado ao trocador de calor. (GUT, 2003)

$$NUT = \frac{U.A}{\min(W_q \cdot \overline{C}_{p,q}; W_f \cdot \overline{C}_{p,f})} \quad (22)$$

### 5.2.3 Efetividade - NUT

O NUT é uma medida que diz respeito à área de transferência de calor requerida para uma determinada demanda térmica (WANG, SUNDÉN E MANGLIK, 2007), e seu valor está diretamente relacionado à eficiência na troca de calor, ou seja, a efetividade térmica  $E$ .

Portanto, é possível tornar explícita a relação entre NUT e a efetividade em uma única expressão matemática para um TCP com configuração de escoamento contra corrente, a partir da equação (23), como indica Wang, Sundén e Manglik (2007).

$$E = \frac{1 - \exp[-(1 - R) \cdot NUT]}{1 - R \cdot \exp[-(1 - R) \cdot NUT]} \quad (23)$$

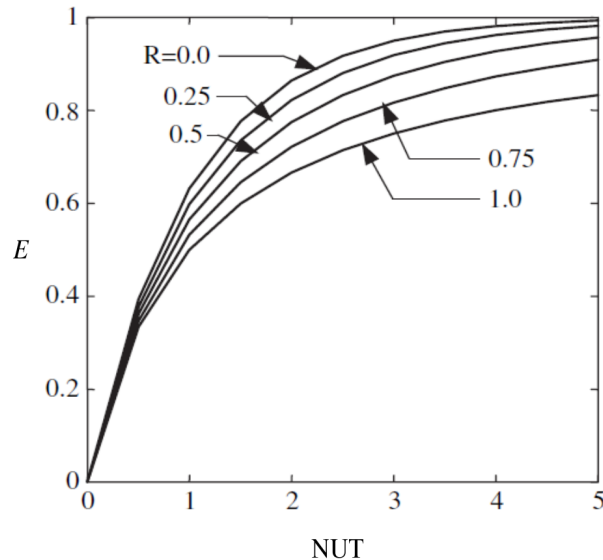
O termo  $R$  explícito na equação (23) representa a razão entre a mínima e máxima capacidade térmica respectivamente, de ambos os escoamentos no interior do TCP, conforme a equação (24).

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (24)$$

A partir da equação (23), nota-se que quanto maior o valor do NUT, mais o TCP se aproxima assintoticamente de seu limite termodinâmico, pois o valor da efetividade tende à um valor unitário a medida que a taxa de transferência de calor  $Q$  desempenhada entre os escoamentos se aproxima do valor máximo teórico  $Q_{máx}$ . É

possível visualizar este comportamento a partir da Figura 15, na qual é plotado os valores para equação (23) para diferentes valores de  $R$ .

**Figura 15 - Curvas de  $E$  - NUT para valores de  $R$  distintos.**



**Fonte: Wang, Sundén e Manglik (2007).**

### 5.3 Perda de carga no interior do TCP

A perda de carga no interior de um trocador de calor a placas pode ser particionada em três parcelas principais segundo Gut (2003), onde estas são provenientes de efeitos distintos. Os efeitos causadores das perdas de carga são:

- I. A perda de carga no escoamento através dos canais entre as placas corrugadas devido ao atrito;
- II. A perda de carga no escoamento proveniente dos orifícios das placas que formam os dutos de passagem;
- III. Variação de pressão por mudança de cota;

A composição dos efeitos descritos separadamente é realizada pela equação (25), resultando no montante da perda de carga no escoamento no interior do TCP.

$$\Delta P = \left( \frac{2.f.L_p.P.G_c^2}{\rho.D_e} \right) + 1,4 \cdot \left( \frac{G_p^2}{2.\rho} \right) \cdot P + (\rho.g.L_p) \quad (25)$$

A primeira parcela da equação (25) diz respeito a perda de carga por atrito entre o fluido que escoar nos canais e a superfície das placas corrugadas que compõem o TCP. O termo  $f$  é o fator de atrito de Fanning e este é calculado através da equação (26), demonstrada por Kakaç e Liu (2002). Os demais termos contidos na primeira parcela da equação (25) podem ser consultados na seção 4 deste trabalho.

$$f = \frac{a_3}{Re^{a_4}} \quad (26)$$

Os fatores presentes na equação (26) são compilados na Tabela 4, e variam sob diferentes condições de operação e para diferentes inclinações das corrugações *chevron* conformadas nas placas.

**Tabela 4 - Parâmetros de escoamento para diferentes condições de operação aplicados à placas com corrugações *chevron*.**

$\beta$	$Re$	$a_3$	$a_4$
$\leq 30^\circ$	< 10	50	1
	10 - 100	19,40	0,589
	> 100	2,99	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
	20 - 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 Kakaç e Liu (2002).

A segunda parcela da equação (25) corresponde a perda de carga nos orifícios das placas corrugadas, e o termo  $G_p$  é o fluxo mássico no orifício, calculado através da equação (27).

$$G_p = \frac{4.W}{\pi.D_p^2} \quad (27)$$

A terceira parcela da equação (25) é referente a variação de cota entre a entrada e a saída do escoamento como explicado por Gut (2003), com  $L_p$  sendo o comprimento efetivo de escoamento.

Um parâmetro de grande relevância para a avaliação do desempenho hidráulico do TCP é a potência de bombeamento de fluido  $P_b$ , sendo este diretamente proporcional a perda de carga total do escoamento no interior do

trocador de calor. A equação (28) é utilizada para o cálculo da potência de bombeamento, e é válido salientar que esta equação não leva em consideração as perdas de carga nas linhas de alimentação do trocador, portanto, para um correto dimensionamento da bomba de alimentação, tais perdas devem ser consideradas.

$$P_b = \frac{\Delta P \cdot W}{\rho \cdot \eta_b} \quad (28)$$

## 6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção são apresentados e discutidos os resultados obtidos através da aplicação do modelo proposto na metodologia do presente trabalho. Tais resultados indicam os valores de efetividade de troca térmica entre os escoamentos no interior do TCP, perda de carga no interior dos canais de escoamento e a potência de bombeamento do escoamento requerida para a operação nas condições propostas.

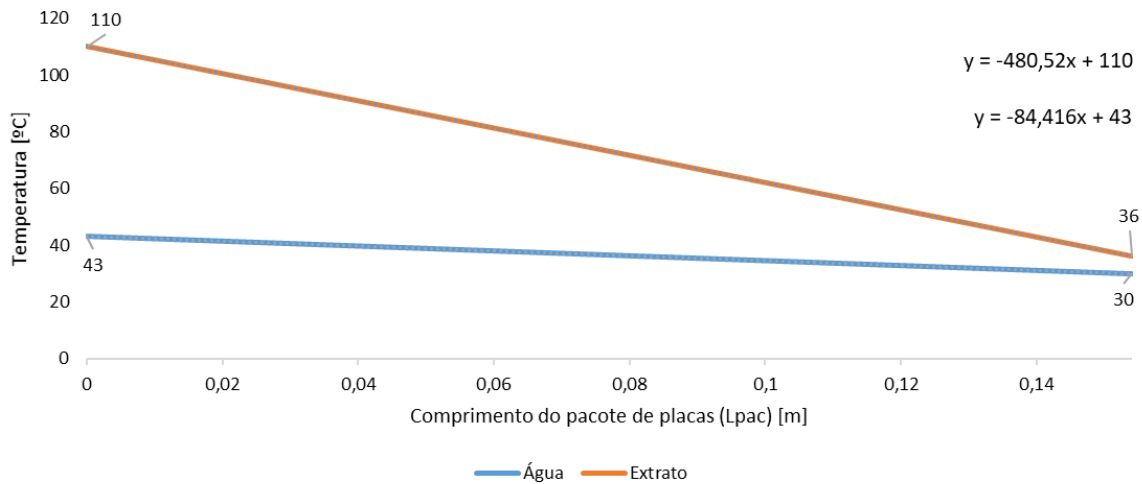
Uma avaliação a respeito do comportamento dos itens supracitados com a alteração de alguns parâmetros geométricos intrínsecos ao TCP também é realizada, culminando em uma possível proposta de otimização do trocador de calor.

### 6.1 Distribuição de temperatura e viscosidade

A partir das condições de contorno para as temperaturas nos terminais de entrada e saída do TCP estabelecidas na metodologia, foram determinadas as curvas para a distribuição de temperatura no interior dos canais no TCP com relação ao comprimento total do pacote de placas,  $L_{pac}$ . Para simplificação da análise, foi proposto um modelo de regressão linear para a distribuição de temperatura, onde as curvas são apresentadas no Gráfico 1, possibilitando identificar a temperatura no interior de cada canal do TCP. O fluido de processo em questão se caracteriza por uma bebida extratificada, e água é usada como fluido refrigerante.

As expressões resultantes para as regressões lineares são  $T = -480,52 \times X + 110$  para a curva de temperatura do extrato, e  $T = -84,416 \times X + 43$  para a curva de temperatura da água.

**Gráfico 1 - Regressão linear para a distribuição de temperatura no interior do TCP.**



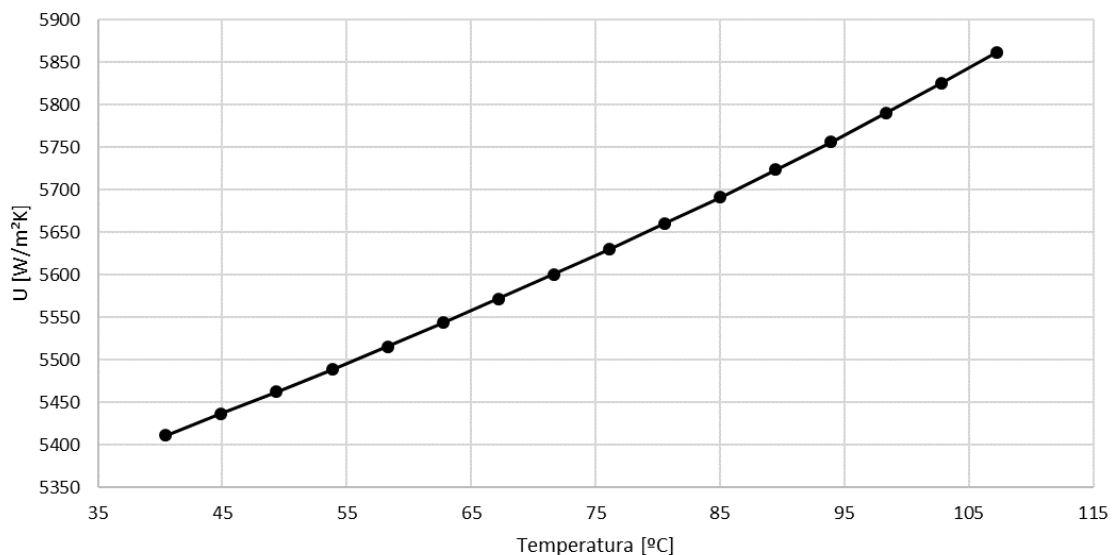
**Fonte: Autoria própria (2023).**

Por meio de valores obtidos para a viscosidade do extrato e da água para diferentes condições de temperatura (WHITE, 2007), foi possível utilizar um modelo de regressão cúbica para a determinação da curva de viscosidade do extrato e um modelo de regressão quadrática para a obtenção da curva de viscosidade da água, ambos em função da temperatura. A expressão cúbica obtida para a viscosidade da água foi  $\mu = -6 \times 10^{-9} T^3 + 9 \times 10^{-7} T^2 - 5 \times 10^{-5} T + 0,0018$ , com coeficiente de correlação  $R^2$  igual à 0,999, e a expressão quadrática obtida para a viscosidade da água foi  $\mu = 3 \times 10^{-5} T^2 - 0,0121 T + 1,1685$ , também com coeficiente de correlação  $R^2$  igual à 0,999.

Para a obtenção do valor de vazão de fluido de resfriamento através da equação (11), foram igualadas as expressões para o balanço de energia entre os escoamentos e mantido  $W_f$  em evidência, garantindo assim que as hipóteses 1 e 6 apresentadas na seção 5 deste trabalho fossem satisfeitas, obtendo um valor de vazão igual à  $119,58 \text{ m}^3/\text{h}$ , para um valor de vazão de fluido de processo igual à  $15 \text{ m}^3/\text{h}$ . O valor para o calor específico do fluido de processo foi obtido em literatura, sendo este determinado através de análises experimentais (BORÉM et al, 2001).

Através das curvas obtidas para os valores de viscosidade em função da temperatura, foram determinados os valores de viscosidade de extrato e água para cada canal ao longo do trocador de calor. Os valores de viscosidade de extrato para cada canal do TCP apresentaram uma variação de 237,68%, o que fez necessário uma análise da dependência dos valores do coeficiente convectivo global de transferência de calor com a temperatura. O Gráfico 2 ilustra os valores do coeficiente convectivo global em relação à temperatura.

**Gráfico 2 - Coeficiente convectivo global com relação à temperatura.**



**Fonte: Autoria própria (2023).**

Nota-se uma variação de 7,69% para os valores do coeficiente convectivo global entre os canais dos extremos do TCP, sendo razoável considerar tal variação baixa uma vez que ocorre uma variação de 74°C no valor da temperatura do extrato entre os terminais de entrada e saída. Portanto, foi obtido um valor médio aritmético para o valor do coeficiente convectivo global,  $U = 5623,22 \text{ W/m}^2\text{K}$ , para a determinação do valor do Número de Unidades de Transferência (NUT) e Efetividade do trocador de calor.

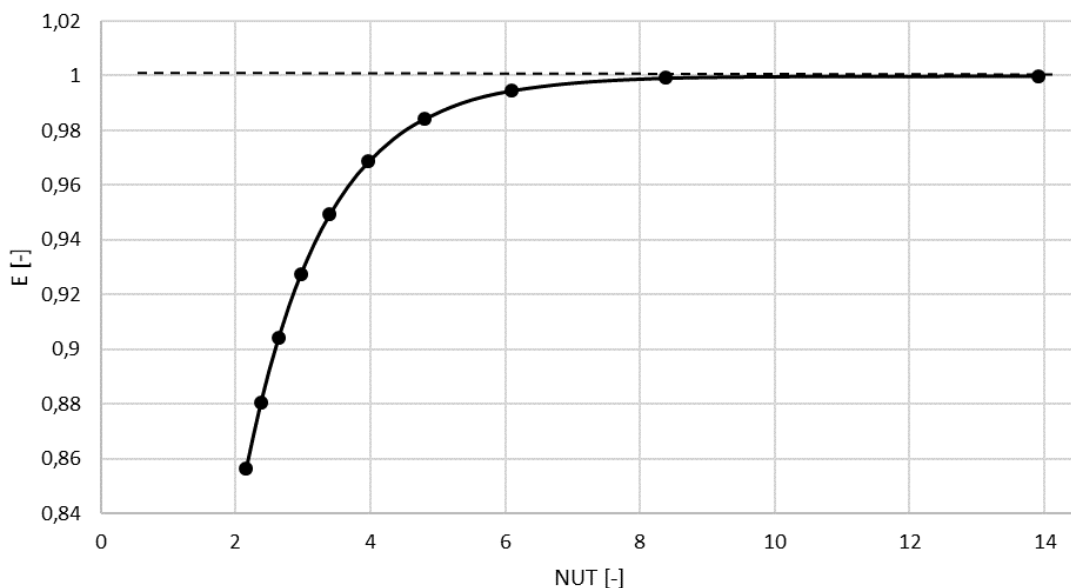


## 6.2 Determinação de Efetividade - NUT

Com o valor médio do coeficiente convectivo global obtido anteriormente, foi possível determinar o valor para o NUT através da equação (22), sendo este valor igual à 3,3973. O valor para efetividade térmica do TCP pôde ser calculado por meio da equação (23), resultando em um valor igual à 0,9494.

Foi possível plotar os valores de efetividade com relação ao NUT para diferentes valores de vazão de extrato, com a finalidade de se avaliar o comportamento da efetividade térmica do TCP ao se alterar os valores de vazão. Para a análise, os valores de vazão de extrato foram variados de  $2,5 \text{ m}^3/\text{h}$  até  $25 \text{ m}^3/\text{h}$ , com uma passo igual à 2,5 e os valores de efetividade e NUT correspondentes são indicados no Gráfico 3.

**Gráfico 3 - Efetividade térmica do TCP com relação ao NUT.**



**Fonte: Autoria própria (2023).**

É possível notar um comportamento assintótico da efetividade com o aumento do número de unidades de transferência, ao passo que é reduzido o valor de vazão de extrato, assim como ilustra a Figura 15 presente na seção 5. A presença de uma única curva, embora sejam variadas as vazões, ocorre devido o TCP ser isolado, o que influencia em um valor constante para a razão das capacidades térmicas mínima e máxima, conforme mostrado na equação (24).

### 6.3 Determinação da Perda de carga e Potência de bombeamento

A perda de carga foi calculada ao longo de todos os canais do trocador de calor através da equação (25), e resultou em um valor médio igual à 489,26  $KPa$ . Foi considerado um valor médio para a perda de carga pois, o fator de atrito de Fanning apresenta variação em seu valor para diferentes valores de viscosidade, resultando em uma variação igual à 22,96% nos valores de perda de carga.

Já a potência de bombeamento do extrato a ser resfriado foi determinada através da equação (28), e seu valor foi igual à 2,04  $KW$ . Seu cálculo foi realizado considerando um valor médio para a perda de carga do escoamento no interior do TCP, e seu valor resultante se mostra razoável sob um ponto de vista prático, pois demandaria uma motobomba com potência próxima à 3 cv, o que de fato é empregado na indústria.

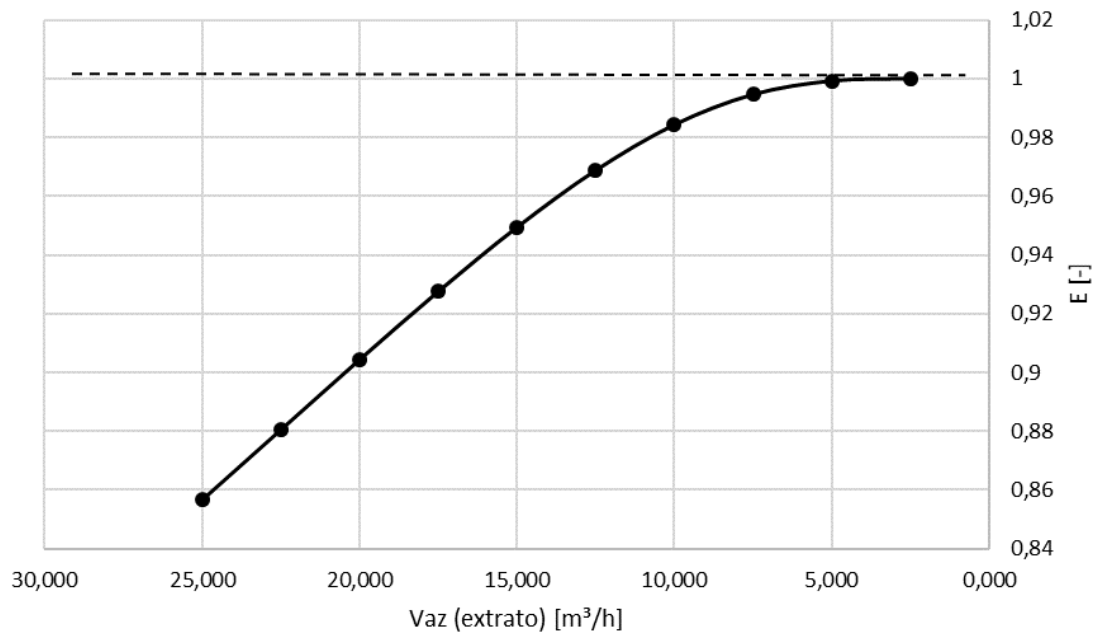
### 6.4 Avaliação do desempenho do TCP

Foram alterados alguns parâmetros geométricos inerentes ao projeto proposto inicialmente e fluidodinâmico, com o objetivo de avaliar sua influência nos valores de efetividade térmica do TCP, perda de carga do escoamento de extrato através dos canais e a potência de bombeamento de extrato para o TCP. Tais parâmetros são a vazão volumétrica de extrato, a inclinação das corrugações *chevron*, a largura efetiva de troca e o diâmetro do orifício das placas.

#### 6.4.1 Avaliação da Efetividade Térmica (E)

Inicialmente foi realizada uma avaliação da efetividade com relação a vazão de extrato, e para tal, os valores de vazão de extrato foram variados de 2,5  $m^3/h$  até 25  $m^3/h$ , com um passo igual à 2,5. O Gráfico 4 indica o comportamento da efetividade com a diminuição da vazão volumétrica.

**Gráfico 4 - Efetividade térmica com relação a vazão de extrato.**



**Fonte: Autoria própria (2023).**

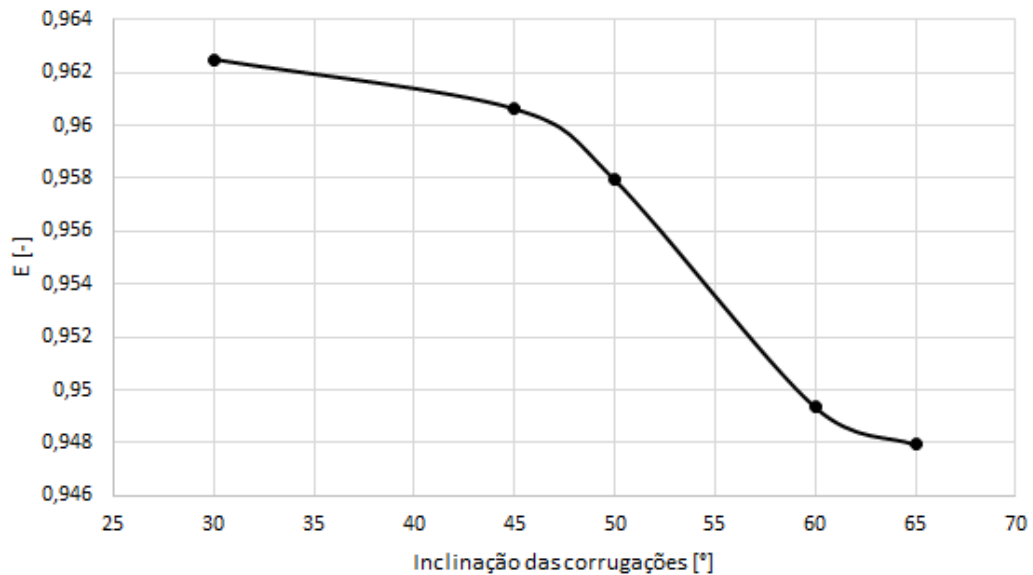
É possível notar que a efetividade térmica do TCP tende a um valor unitário à medida em que a vazão volumétrica de extrato é reduzida, apresentando um aumento de 16,72% com uma redução de 10 vezes no valor da vazão volumétrica. Para as demais análises, a vazão volumétrica foi mantida constante, com seu valor igual a  $15 \text{ m}^3/\text{h}$ , avaliando somente a influência dos parâmetros geométricos no valor da efetividade térmica.

Foi também realizada a análise da influência da inclinação das corrugações *chevron* no valor da efetividade térmica do TCP. Foram utilizados os valores de inclinação para as corrugações contidos na Tabela 3, apresentada na seção 5, pois tais valores possuem coeficientes  $a_1$  e  $a_2$  correspondentes, fornecidos pela literatura de referência, as quais possuem influência direta nos parâmetros fluidodinâmicos do escoamento. O emprego destes coeficientes é demonstrado na equação (17), também apresentada na seção 5 deste trabalho.

No Gráfico 5 é demonstrado o comportamento da efetividade com a alteração da inclinação das corrugações *chevron*, onde é possível notar uma redução de 1,5% no valor da efetividade com o aumento dos valores de inclinação, considerando os

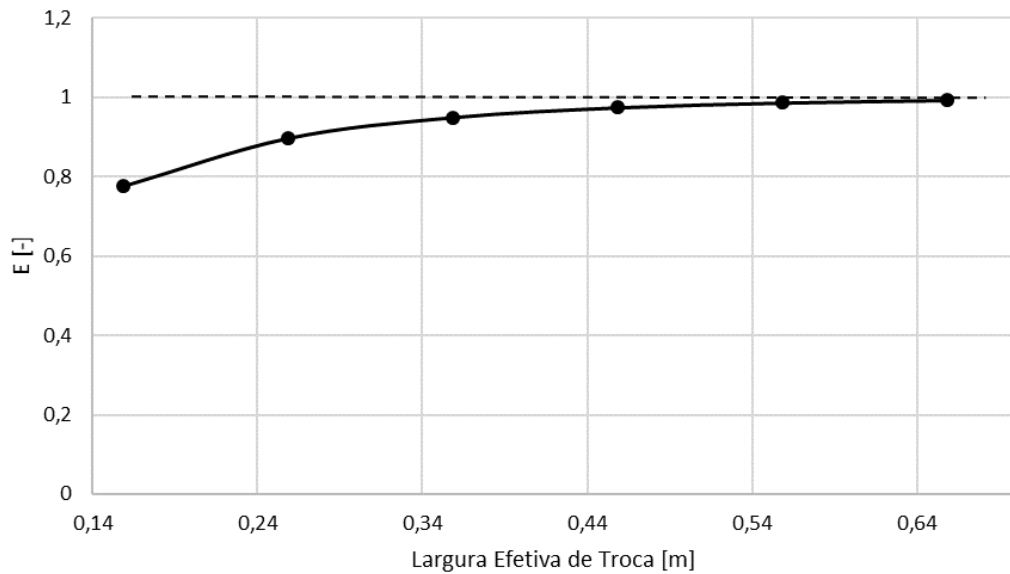
valores de inclinação iguais à 30°, 45°, 50°, 60° e 65°, valores este comercialmente utilizados.

**Gráfico 5 - Efetividade térmica com relação a inclinações *Chevron*.**



**Fonte: Autoria própria (2023).**

Um aumento nos valores de largura efetiva de troca proporcionou um aumento de 27,94% no valor da efetividade, sendo o valor da largura alterado de 0,15 *m* até 0,65 *m*, com passo de variação de 0,1 *m*. O Gráfico 6 indica o comportamento da efetividade com a largura efetiva de troca.

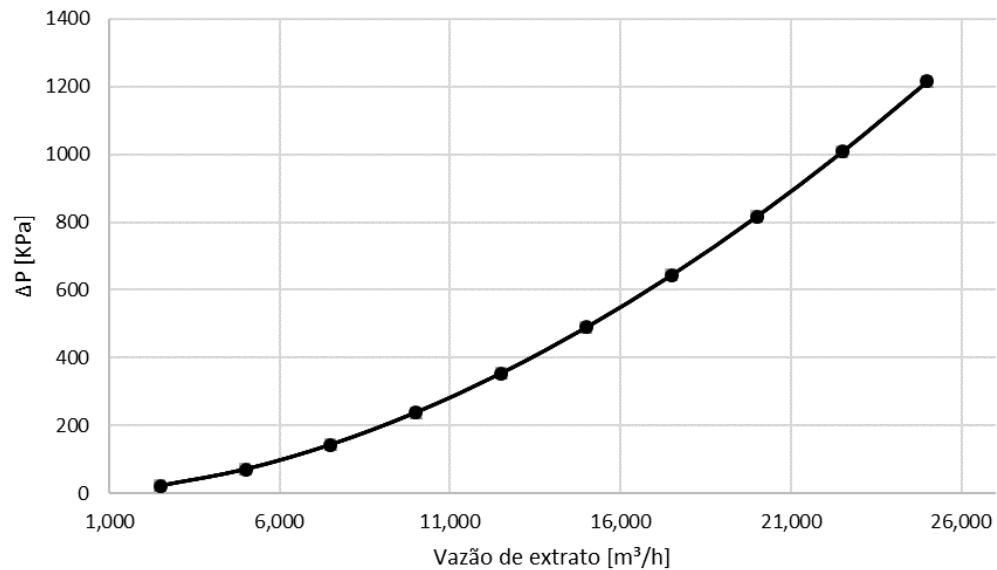
**Gráfico 6 - Efetividade térmica com relação a largura efetiva de troca.**

**Fonte: Autoria própria (2023).**

O diâmetro dos orifícios das placas não mostrou influência alguma nos valores de efetividade térmica, uma vez que seu valor não está implicitamente envolvido na determinação da efetividade.

#### 6.4.2 Avaliação da Perda de carga ( $\Delta P$ )

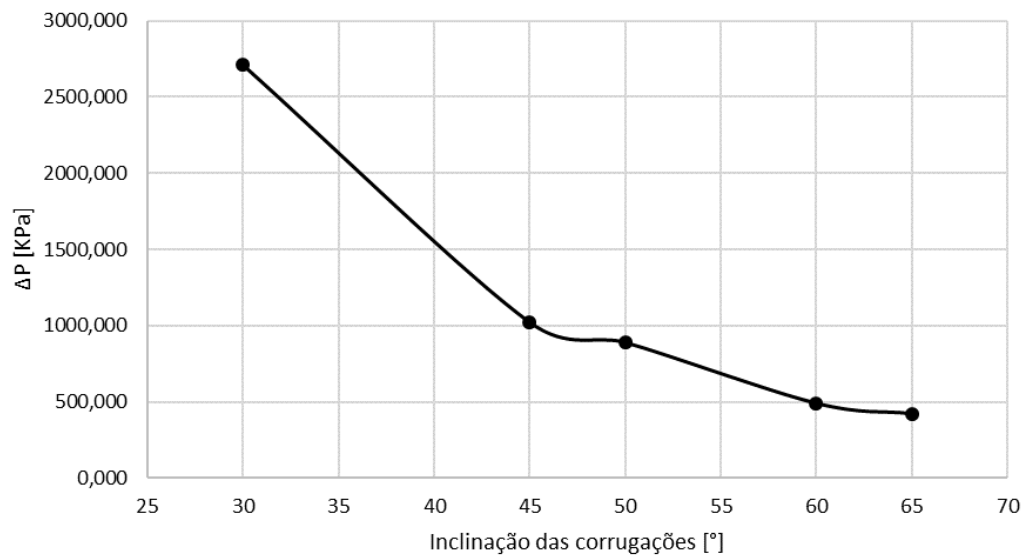
A avaliação da perda de carga com relação a vazão de extrato foi realizada, com valores de vazão de extrato variando entre  $2,5 \text{ m}^3/h$  e  $25 \text{ m}^3/h$ , com uma passo igual à 2,5. O Gráfico 7 indica o comportamento da perda de carga com relação a vazão volumétrica, sendo reduzida em 98,26% com uma redução de 10 vezes no valor da vazão, comportamento este esperado, visto que a vazão é diretamente proporcional a perda de carga.

**Gráfico 7 - Perda de carga com relação a vazão de extrato.**

**Fonte: Autoria própria (2023).**

Foi realizada a avaliação da variação das inclinações *chevron* com relação a perda de carga, a qual mostrou uma redução de 84,5% com o aumento dos valores das inclinações, se mostrando uma redução significativa. Esta redução no valor da perda de carga ocorre devido as placas com inclinações maiores favorecerem o escoamento diagonal entre os canais. Os valores de inclinação foram iguais à 30°, 45°, 50°, 60° e 65°, sendo estes valores comercialmente utilizados. No Gráfico 8 é demonstrado o comportamento da perda de carga com a alteração da inclinação das corrugações *chevron*.

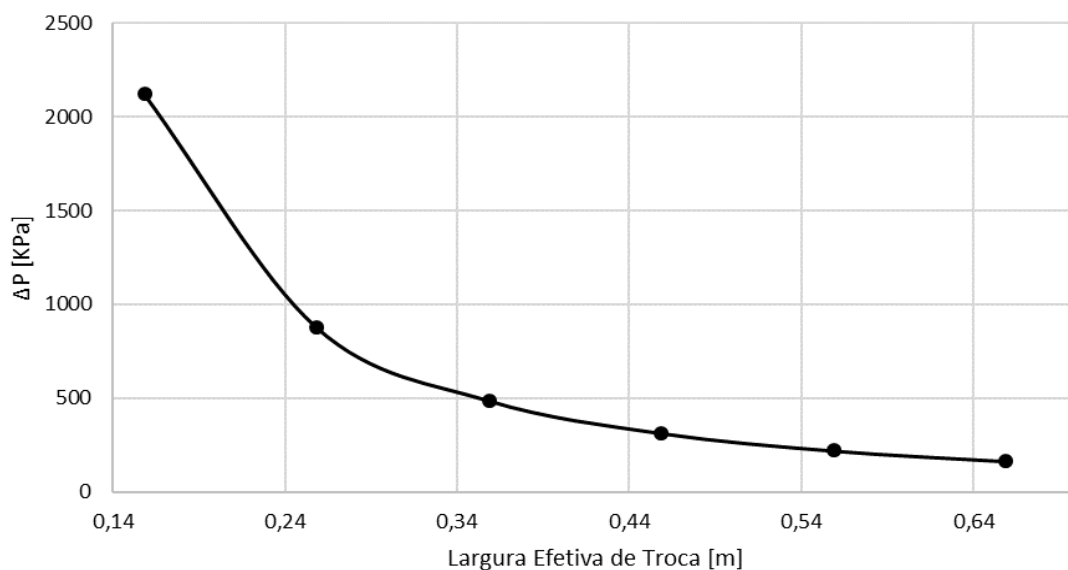
**Gráfico 8 - Perda de carga com relação a inclinações *Chevron*.**



**Fonte: Autoria própria (2023).**

A análise a respeito da variação da largura efetiva de troca mostrou uma redução de 92,20% no valor de perda de carga, para valores de largura efetiva de troca partindo de 0,15 m e indo até 0,65 m, com passo de variação de 0,1 m. O comportamento da perda de carga com relação a largura efetiva de troca pode ser avaliado pelo Gráfico 9.

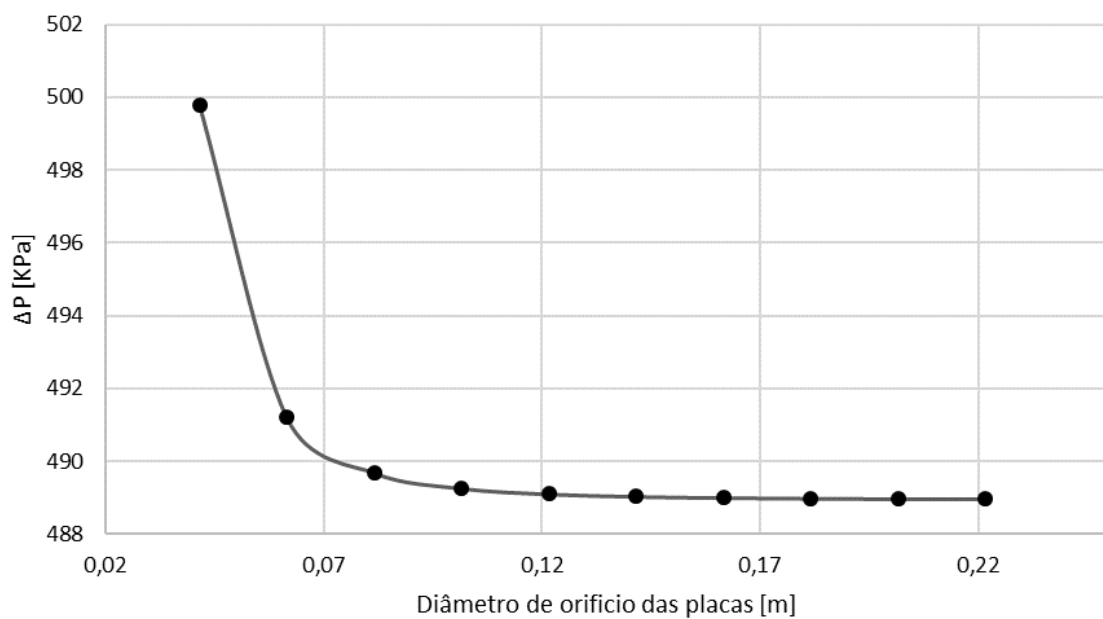
**Gráfico 9 - Perda de carga com relação a largura efetiva de troca.**



**Fonte: Autoria própria (2023).**

Por fim, foi realizada uma avaliação dos valores de perda de carga com relação a variação do diâmetro de orifício das placas. Os valores de diâmetro de orifício variaram de 0,22 m até 0,04 m, com um passo de variação igual à 0,02 m. O valor da perda de carga apresentou um aumento igual à 2,2% com a diminuição do diâmetro do orifício das placas, sendo possível visualizar este comportamento através do gráfico 10.

**Gráfico 10 - Perda de carga com relação ao diâmetro de orifício.**

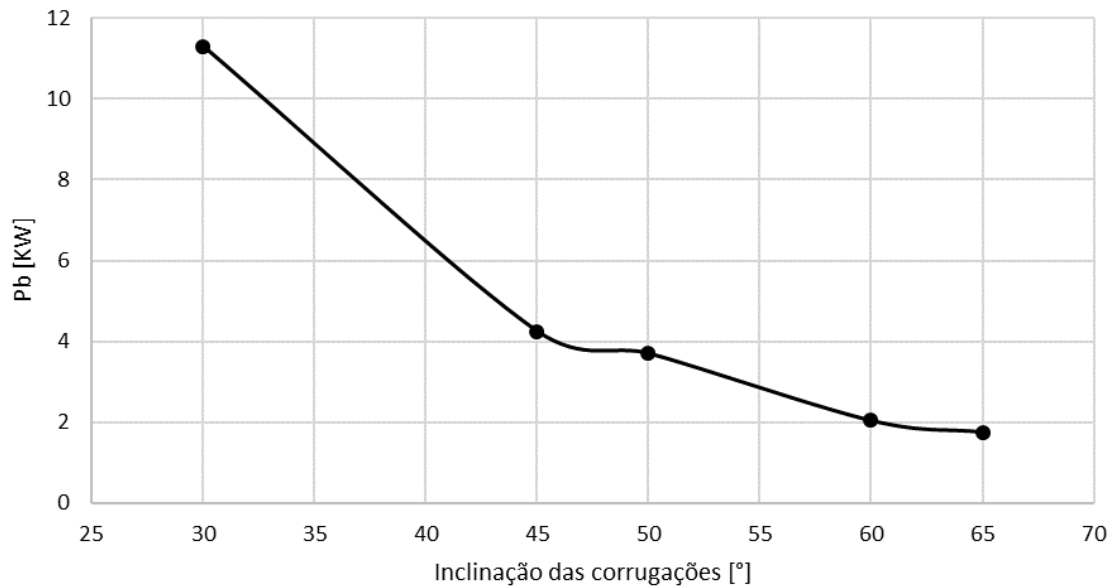


**Fonte: Autoria própria (2023).**

#### 6.4.3 Avaliação da potência de bombeamento (Pb)

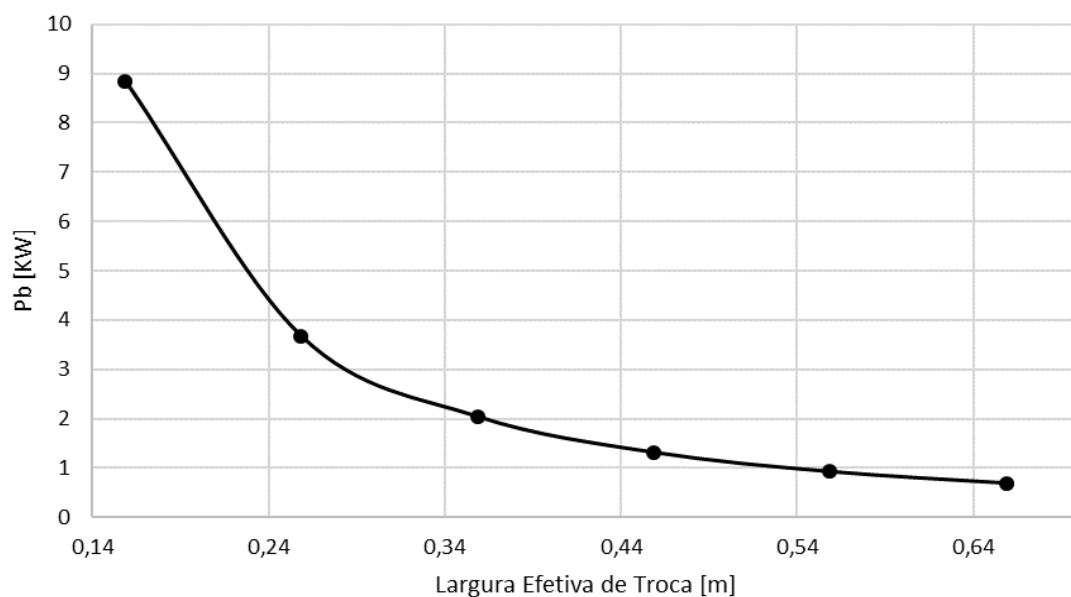
Foi avaliado o comportamento da potência de bombeamento com relação aos valores de inclinação das corrugações *chevron*, apresentando uma redução de 84,5% em seu valor com o aumento do valor das inclinações, considerando os valores de inclinação iguais à 30°, 45°, 50°, 60° e 65°, valores este comercialmente utilizados. Este comportamento pode ser visualizado através do Gráfico 11.



**Gráfico 11 - Potência de bombeamento com relação às inclinações *Chevron*.**

**Fonte: Autoria própria (2023).**

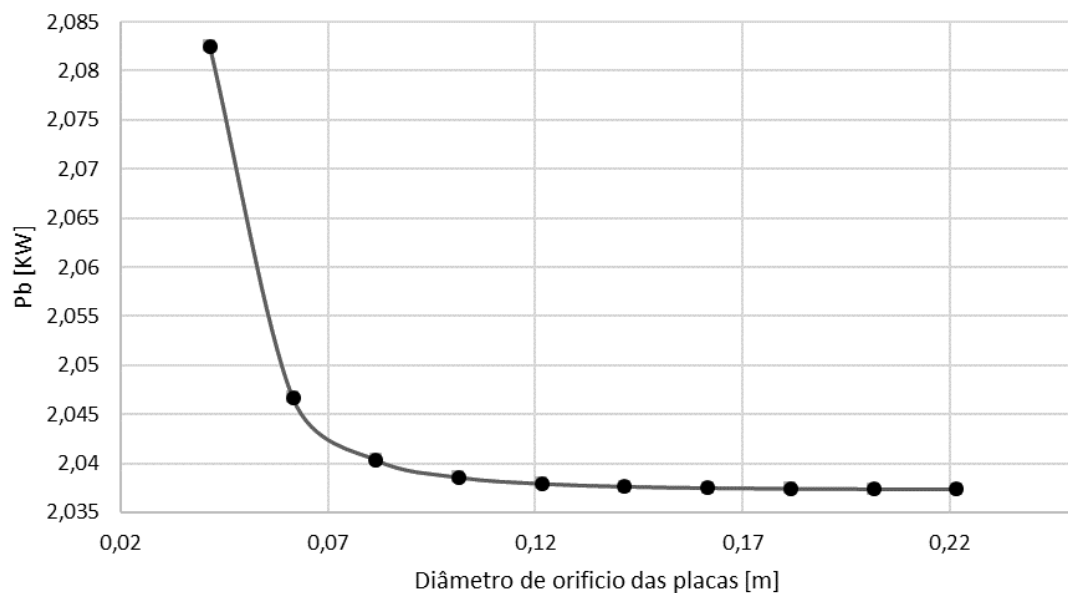
A análise a respeito da potência de bombeamento com relação a largura efetiva de troca mostrou uma redução igual à 92,20% com o aumento dos valores de largura, com estes partindo de 0,15 m e indo até 0,65 m, com passo de variação igual à 0,1 m, onde tal comportamento pode ser visualizado através do Gráfico 12.

**Gráfico 12 - Potência de bombeamento com relação a largura efetiva de troca.**

**Fonte: Autoria própria (2023).**

Também foi avaliado o comportamento da potência de bombeamento com relação ao diâmetro do orifício das placas, onde a potência de bombeamento apresentou um aumento de 2,2% com o diâmetro do orifício das placas, sendo reduzidos de 0,22 m até 0,04 m, com um passo de variação igual à 0,02 m. O Gráfico 12 demonstra esse comportamento, se mostrando semelhante ao Gráfico 11 devido a proporcionalidade entre a perda de carga e a potência de bombeamento, explícita na equação (28).

**Gráfico 13 - Potência de bombeamento com relação ao diâmetro de orifício.**



**Fonte: Autoria própria (2023).**

## 7 CONCLUSÃO

De acordo com os resultados obtidos, seguindo os dados iniciais fornecidos pelo projeto, como os parâmetros geométricos e condições de processo, e respeitando as hipóteses levantadas na metodologia a qual garantem um sistema termicamente isolado ao meio externo, o trocador de calor a placas apresenta um dimensionamento adequado. Tal afirmação é feita considerando-se o valor resultante para a efetividade térmica e número de unidades de transferência, bem como a potência de bombeamento demandada para o escoamento do fluido de processo.

Foi visto que a modelagem para distribuição de temperaturas no interior dos canais do trocador de calor foi satisfatória, em que um modelo de regressão linear se mostrou uma saída razoável para o problema, resultando em valores dentro do esperado. Para uma análise mais fiel a realidade, e conseqüentemente valores mais exatos que descrevem o desempenho térmico do trocador de calor, seria necessário um modelo mais complexo para descrever as curvas de temperatura de ambos os escoamentos, ficando como proposta para trabalhos futuros.

A alteração de alguns parâmetros inerentes ao problema proposto se mostrou relevante, como a alteração de alguns parâmetros geométricos pertencentes ao projeto do trocador de calor. A utilização de placas com inclinações de suas corrugações iguais ou superiores a  $65^\circ$ ,  $5^\circ$  maiores que as utilizadas no trocador de calor proposto na metodologia, resulta em um ganho de 0,15% no valor da efetividade, um valor modesto, porém ofereceria uma redução de 14,04% nos valores de perda de carga e potência de bombeamento. Tal redução na potência resultaria em uma economia de energia substancial em um período de tempo.

Outro parâmetro geométrico intrínseco às placas a qual proporciona um ganho de performance se alterado é a largura efetiva de troca. Com valor proposto em projeto igual à  $0,3586\text{ m}$ , se expandido seu tamanho em 56%, proporciona um ganho de 4% em relação à efetividade, valor que se mostra substancial e justificável. Já os valores para a perda de carga e potência de bombeamento de fluido de processo seriam reduzidos em 55%, redução está extremamente vantajosa para custos operacionais.

## REFERÊNCIAS

- GUT, J. A. W. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**. 2003. Tese (Doutorado em Engenharia Química) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003. doi:10.11606/T.3.2003.tde-22102003-093322. Disponível em: [https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3137/tde-22102003-093322/publico/Tese\\_Jorge\\_A\\_W\\_Gut.pdf](https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3137/tde-22102003-093322/publico/Tese_Jorge_A_W_Gut.pdf). Acesso em: 02 mar. de 2023.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Grupo Editorial Nacional, 2019. *E-book*. ISBN 9788521636656. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788521636656/>. Acesso em: 15 mar. 2023.
- ABIA (Associação Brasileira das Indústrias de Alimentos). Números do setor de alimentos. **Balanco anual de 2022**. Disponível em: <https://www.abia.org.br/numeros-setor>. Acesso em: 03 abr. 2023.
- WANG, L.; SUNDÉN, B.; MANGLIK, R. M. **Plate heat exchangers: design, applications and performance**. WIT Press, 2007. *E-book*. ISBN 9781845642945. Acesso em: 08 mai. 2023.
- ÇENGEL, Y. A. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. AMGH editora: Grupo A, 2009. *E-book*. ISBN 9788580551280. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788580551280/>. Acesso em: 18 mar. 2023.
- KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat exchangers: selection, rating, and thermal design**. CRC press, 2002. *E-book*. ISBN 9780429469862.
- JAMIL, M. A. et al. Thermal-hydraulic characteristics of gasketed plate heat exchangers as a preheater for thermal desalination systems. **Energy Conversion and Management**, v. 205, p. 3, 2020.
- SELIGMAN, R. Where science meets business. **SCI (Society of Chemical Industry)**, 2019. Disponível em: <https://www.soci.org/about-us/history/notable-scientists-and-inventors/richard-seligman>. Acesso em: 20 de mar. de 2023.
- WHITE, F. M. **Mecânica dos Fluidos**. AMGH editora, 2007. *E-book*. ISBN 9788580550092. Acesso em: 05 out. 2023.
- BORÉM, F. M. et al. **Calor específico e condutividade térmica de cinco variedades de café cereja descascado**. In: SIMPÓSIO DE PESQUISA DOS CAFÉS DO BRASIL, 2, 2001, Vitória. *Anais eletrônicos* [...]. Vitória: Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária, 2001. 2. Disponível em: <http://www.sbicafe.ufv.br/handle/123456789/1310>. Acesso em: 05 out. 2023.