



**UNIVERSIDADE FEDERAL DA FRONTEIRA SUL**  
**CAMPUS CERRO LARGO**  
**CURSO DE ENGENHARIA AMBIENTAL E SANITÁRIA**

**LUAN DE OLIVEIRA DOS SANTOS**

**OTIMIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR DO TIPO PLACAS PARA  
MICROCERVEJARIAS**

**CERRO LARGO**

**2018**

**LUAN DE OLIVEIRA DOS SANTOS**

**OTIMIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR DO TIPO PLACAS PARA  
MICROCERVEJARIAS**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação apresentado ao título da Universidade Federal da Fronteira Sul, como requisito para obtenção do Graduação em Engenharia Ambiental e Sanitária da Universidade Federal da Fronteira Sul

Orientador. Prof. Fabiano Cassol

**CERRO LARGO**

**2018**

## **Bibliotecas da Universidade Federal da Fronteira Sul - UFFS**

Santos, Luan de Oliveira dos  
Otimização de trocadores de calor do tipo placas para  
microcervejarias / Luan de Oliveira dos Santos. -- 2018.  
35 f.:il.

Orientador: Prof. Dr. Fabiano Cassol.  
Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) -  
Universidade Federal da Fronteira Sul, Curso de  
Engenharia Ambiental e Sanitária, Cerro Largo, RS ,  
2018.

1. Trocador de calor do tipo placas. 2. Otimização.  
3. Análise inversa. 4. Microcervejarias. I. Cassol,  
Fabiano, orient. II. Universidade Federal da Fronteira  
Sul. III. Título.

LUAN DE OLIVEIRA DOS SANTOS

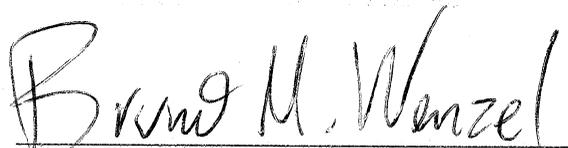
**OTIMIZAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR DO TIPO PLACAS PARA  
MICROCERVEJARIAS**

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentado como requisito para obtenção de grau de Graduação de Engenharia Ambiental e Sanitária da Universidade Federal da Fronteira sul.

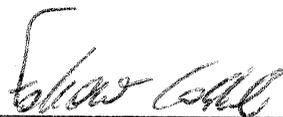
Orientador. Prof. Dr. Fabiano Cassol

Este trabalho de conclusão de curso foi defendido e aprovado pela banca em: 13/12/2018.

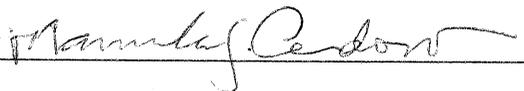
BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. Bruno München Wenzel - UFFS



Prof. Dr. Fabiano Cassol – UFFS



Prof.<sup>a</sup> Dra. Manuela Gomes Cardoso - UFFS

## **RESUMO**

A grande concorrência que existe entre as empresas do setor industrial torna o mercado mais competitivo. O setor alimentício apresenta vários processos, tais como refrigeração, congelamento, pré-tratamento, pasteurização, entre outros. Para o ramo de microcervejarias, o processo de pasteurização é realizado a partir de trocadores de calor do tipo placas que podem ser otimizados a fim de reduzir custos de recursos como a água e a otimização de seus parâmetros para diminuir seu custo de fabricação. O objetivo desse trabalho é realizar a modelagem analítica de um trocador de calor do tipo placas e realizar a otimização do mesmo diminuindo seu custo de produção e minimizar a utilização do fluido de resfriamento. No trabalho foram dimensionados quatro trocadores de calor, onde três deles foram otimizados. A melhor opção entre as quatro propostas foi o trocador otimizado a fim de se obter um menor custo de fabricação somado a uma diminuição do uso do fluido frio.

Palavras-chave: Microcervejarias. Trocador de Calor de Placas. Otimização, Análise inversa, Powel.

## **ABSTRACT**

The great competition that exists between the companies of the industrial sector makes the market more competitive. The food industry presents several processes, such as refrigeration, freezing, pre-treatment, pasteurization, among others. For the microbreweries sector, the pasteurizing process is carried out from plate-type heat exchangers, which can be optimized to reduce resource costs, as water. Also, the plate-type heat exchangers can optimize the process parameters to lower the manufacturing cost. The objective of this work is to perform the analytical modeling of a plate-type heat exchanger and optimize it by reducing its cost of production and minimizing the use of the cooling fluid. In this study, four heat exchangers were designed, where three of them were optimized. The best option among the four proposals was the optimized exchanger in order to obtain a lower manufacturing cost, together with a decrease in the use of cold fluid.

**Key words:** Microbreweries. Plate-type heat exchanger. Optimization, Inverse Analysis, Powel.

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área de troca térmica do trocador ( $m^2$ )
$A_p$	Área de troca térmica da placa ( $m^2$ )
$a_i$	Parâmetro genérico de modelo de simulação (adimensional)
$b$	Distância média entre duas placas (m)
$C$	Comprimento da placa (m)
$C_p$	Calor específico a pressão constante (J/kg.K)
$d$	Densidade do material ( $kg/m^3$ )
$D_h$	Diâmetro hidráulico (m)
$\epsilon_p$	Espessura da placa (m)
$F_t$	Fator de Correção (adimensional)
$G$	Fluxo mássico por canal ( $kg/m^2.s$ )
$h$	Coefficiente convectivo de troca térmica ( $W/m^2.K$ )
$k$	Condutividade térmica do fluido ( $W/m.K$ )
$k_p$	Condutividade térmica da placa ( $W/m.K$ )
$L$	Comprimento da placa (m)
$m$	Vazão mássica da corrente ( $kg/s$ )
$N_p$	Número de placas
$\mu$	Viscosidade (Pa.s)
$Nu$	Número de Nusselt (adimensional)
$P_m$	Perímetro molhado (m)
$Pr$	Número de Prandtl (adimensional)
$Q$	Taxa de calor (W)
$R$	Resistência térmica de incrustação, fouling factor ( $m^2.K/W$ )

$Re$	Número de Reynolds (adimensional)
$T$	Temperatura (°C)
$U$	Coefficiente global de troca térmica (W/m <sup>2</sup> .K)
$w$	Largura da placa (m)
$\Delta T_{lm}$	Média logarítmica das diferenças de temperaturas (K)
$\rho$	Densidade (kg/m <sup>3</sup> )

### **Subscritos**

$e$	Entrada
$f$	Fluido frio ou de resfriamento
$q$	Fluido quente ou de Aquecimento
$s$	Saída

## SUMÁRIO

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>9</b>
<b>2.</b>	<b>OBJETIVOS.....</b>	<b>11</b>
<b>3.</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>11</b>
<b>4.</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>19</b>
4.1	BALANÇO DE MASSA.....	19
4.2	BALANÇO ENERGÉTICO.....	19
4.3	BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA.....	20
4.4	SOLUÇÃO POR MINIMIZAÇÃO.....	23
<b>5.</b>	<b>RESULTADOS E DICUSSÕES.....</b>	<b>26</b>
5.1	PROPRIEDADES DAS PLACAS.....	27
5.2	OTIMIZAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR.....	28
5.2.1	PRIMEIRO CASO – ANÁLISE DIRETA.....	28
5.2.2	SEGUNDO CASO – OTIMIZAÇÃO DA VAZÃO.....	29
5.2.3	TERCEIRO CASO – OTIMIZAÇÃO DO CUSTO.....	29
5.2.4	QUARTO CASO – OTIMIZAÇÃO DO CUSTO E DA VAZÃO.....	30
<b>6.</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>32</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>32</b>

## 1. INTRODUÇÃO

A competitividade existente entre as empresas para atender as exigências do mercado, expõe a necessidade das mesmas se tornarem mais eficientes operacionalmente, procurando a otimização de seus processos produtivos que seria uma característica para se destacarem no seu ramo de trabalho. A otimização dos processos e equipamentos acarretam em redução de custos, energia, materiais e contribuirão para um futuro sustentável, podendo além de ajudar o meio ambiente, agregar valor aos seus produtos e à sua imagem.

As indústrias que utilizam processamentos químicos, físicos e no ramo da energia, demonstram ter uma atenção especial para a conservação de energia e para processos de recuperação de calor, inclusive essas vêm se aperfeiçoando e otimizando processos e operações. Nesse ramo, é essencial o projeto e suas operações visarem a minimização de custos fixos e custos operacionais, e a maximização de sua eficiência termodinâmica (GUT, 2003).

O ramo alimentício por sua vez apresenta vários desses processos, tais como refrigeração, congelamento, pré-tratamento, pasteurização, entre outros. O ponto principal nesses casos é que a maioria desses processos se resumem em transferência de calor entre o produto e o meio. Esses processos são necessários para advir em ganho no tempo de fabricação do produto, além de resultar em prevenção de crescimento de micro-organismos (BERTO, 2000; BENZE, 2013).

No contexto de trocadores de calor, estudos e projetos vem sendo realizados, visando a otimização dos mesmos. Esses são utilizados em diversas áreas, como indústrias químicas, mecânicas e alimentícias. O campo de ação dos trocadores de calor é grande, por isso, são utilizados desde usos cotidianos até processos industriais mais complexos. No ramo industrial, existe a necessidade de metodologias e análises que visem aumentar sua eficiência, por isso trocadores de calor mais eficientes são desenvolvidos para atender as exigências industriais. Nesse ramo o trocador de calor composto por placas é destacado (GUT, 2003).

Seguindo no contexto alimentício, indústrias cervejeiras apresentam um contínuo crescimento, visto que a cerveja tem sido a bebida alcoólica mais consumida em todo o mundo. O consumo aumentou, pois, antes as opções de insumos utilizados na produção das cervejas eram bastante limitadas, fazendo com que os sabores e estilos de cervejas fossem semelhantes (KUNZE, 2014).

A produção de cerveja possui diversas etapas de aquecimento e resfriamento, sendo uma das etapas no seu processo de produção o resfriamento do mosto que deve ser feito dentro de limites de temperatura e tempo com o intuito de inibir atividades microbiológicas.

Relacionando a produção de cerveja ao tema sustentabilidade, é possível apontar que o processo de produção dessa bebida consome quantidades significativas de água e energia em algumas de suas etapas. Por esse motivo é importante que o equipamento utilizado na etapa de resfriamento seja dimensionado adequadamente afim de que se consiga utilizar a mínima vazão de água possível.

Trocadores de calor do tipo placas podem ser dimensionados e otimizados afim de que possam ser usados no processo de resfriamento da cerveja. Esses são muito utilizados em escala industrial, visto que a área de contato entre o fluido de resfriamento e o mosto proporciona uma troca de calor mais eficiente fazendo com que a produção possa ocorrer de forma rápida e contínua.

Para a otimização dos trocadores de calor é proposto o método de análise inversa. Essa análise faz parte de um ramo de interesse nas engenharias na área de otimização. Questões envolvendo análise inversa podem ser apontados como questões onde sabemos a resposta, mas não sabemos a pergunta. Pelo olhar da engenharia, a análise inversa é bastante importante visto que os problemas de otimização, que atendem a características desejadas, podem ser designados como problemas inversos (FERREIRA, 2007).

Para a execução do método de análise inversa, os métodos computacionais são os mais utilizados, conhecidos pelo uso de algoritmos. Porém para coloca-los em prática é necessário um grande esforço computacional. Os algoritmos surgiram na década de 60 a partir de estudos desenvolvidos por John Holland e por colaboradores da Universidade de Michigan (Holland, 1975). Essa técnica emprega um processo adaptativo visando buscar soluções de problemas mais complexos e que possuem uma difícil modelagem matemática (MARTINEZ, 2010).

## 2. OBJETIVOS

O objetivo desse trabalho é realizar a modelagem analítica de um trocador de calor do tipo placas, com equações que já estão consolidadas na literatura e aplicar a metodologia de análise inversa por meio de algoritmos com o intuito de otimizar parâmetros do trocador de calor (área de troca térmica, espessura da placa e distância entre as placas). Esse projeto se justifica pelo fato das indústrias ou pequenas cervejarias visarem apenas economizar custos na hora de fabricar o seu equipamento relacionados a trocas de calor, e não pensarem na minimização do uso de recursos como a água.

## 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os trocadores de calor são equipamentos que permitem a transferência de energia térmica ou a troca de calor entre dois fluidos, sem que haja um contato direto entre eles. Os sistemas utilizados nesses equipamentos têm passagens para cada um dos dois fluxos (quente e frio) separados por alguma superfície de troca de calor.

Para Ganshis D. (2015) podemos utiliza-los para aquecer ou resfriar ambientes, no condicionamento de ar, produção de energia, na recuperação de calor e em processos alimentícios. Os trocadores de calor são os sistemas em que um fluido fica separado do outro por meio de uma parede, através de qual o calor é transferido.

Vieira et al. (2011) aponta que o aquecimento e o resfriamento consecutivos de alimentos líquidos por exemplo, podem ser feitos em trocadores de calor, que são equipamentos que transferem energia térmica entre dois fluidos com temperaturas diferentes.

Diversos modelos de trocadores de calor são estudados atualmente, entre eles podemos citar trocadores de calor bi tubulares e o de placas. O primeiro oferece uma construção mais simples e são obtidos no formato de módulos que podem ser montados em séries ou em paralelo onde a área de troca de calor pode ser ajustada com facilidade mas pecam pelo fato de ocorrência de vazamentos pelo grande número de conexões que possui. Já o trocador de placas oferece exposição a uma maior superfície facilitando a transferência de calor aumentando a velocidade de mudança de temperatura (VIEIRA et al., 2011).

O trocador de calor de placas foi desenvolvido no início de 1900, e foi introduzido

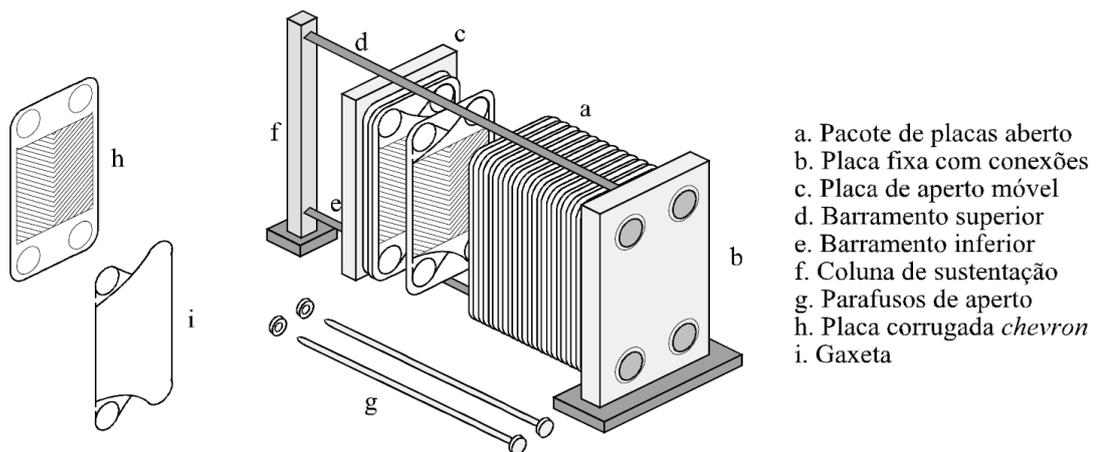
na década de 1930 com o intuito de atender as exigências higiênicas das indústrias de laticínios. Devido à falta de calor de básica transferência e com falta de dados do projeto o mesmo foi restrito apenas a certos campos de aplicação (MELAKU, 1993).

Como os processos envolvendo trocadores de calor de placa vieram se aperfeiçoando desde a década de 30, o seu uso além de ser englobado em processos alimentícios e farmacêuticos, passaram a ser empregados em outras áreas, que geralmente utilizavam processos líquido-líquido (GUT, 2003).

Os trocadores de calor de placas foram originalmente utilizados para processos que tinham necessidade de alto grau de higiene e sanitização, como no processamento de fluidos alimentícios. Nas últimas décadas, a sua aplicação cresceu e tomou rumo para indústrias químicas como as farmacêuticas e petroquímicas, em processos que envolviam aquecimento e resfriamento dos fluidos. A razão da utilização desse modelo nessas indústrias não se deve somente pela facilidade de limpeza e sua forma compacta, mas sim pelo fato de ser possível alcançar alta taxa de transferência de calor devido à alta turbulência com velocidades de escoamento baixas se comparado a outros trocadores de calor (BERTO, 2000).

Esse dispositivo é basicamente formado por um pacote de placas finas que estarão prensadas em um pedestal. As placas têm orifícios para a passagem do fluido e gaxetas para formar canais de escoamento pelos quais os fluidos quente e frio circulam de forma alternada, trocando calor através das placas. O pedestal possui uma placa fixa, uma placa de aperto móvel, barramentos inferior e superior e parafusos de aperto. A parte fixa e a placa de aperto possuem bocais para conexão das tubulações de alimentação e de coleta dos fluidos (BENZE, 2013). Um esquema da estrutura de um trocador de calor de placas é mostrado na Figura 1.

Figura 1- Principais componentes de um trocador de calor a placas.

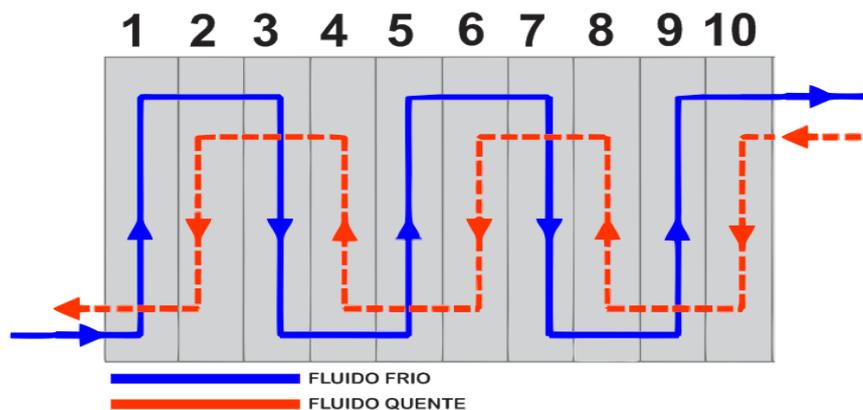


Fonte: BENZE, 2013.

O espaço que se dá entre duas placas é denominado de canal de escoamento. A distribuição do fluxo pelos canais do trocador é realizada na forma de passes, compostos por um determinado número de passagens. Na mudança de sentido do fluxo ocorre a mudança de passe (GUT, 2003).

A Figura 2 faz uma ilustração dos fluidos circulando de forma alternada trocando calor em que o fluxo do fluido quente está escoando de forma contrária ao fluido frio caracterizando o fluxo como contracorrente. O dispositivo mostrado possui 10 canais.

Figura 2 - Exemplo de um arranjo em série de um trocador de calor de placas com 10 canais.



Fonte: Autor, 2018.

As placas normalmente são feitas de metal laminado, entretanto outros metais podem ser utilizados, tais como o Titânio, Níquel 200, Cobre/Níquel, Alumínio-latão. As placas possuem ranhuras que aumentam a turbulência no escoamento e os coeficientes convectivos (GUT, 2003).

Berto (2000) afirmou que a predição da temperatura dos fluidos alimentícios que depende das condições de operação para um tratamento térmico realizado em trocadores de calor é fundamental para a obtenção de um produto final de boa qualidade, e a partir disso realizou um trabalho que consistiu na modelagem matemática e simulação dinâmica do resfriamento de suco de laranja natural e concentrado, realizado em um trocador de calor de placas. O autor observou através das simulações o grau de influência das variáveis sobre a temperatura do produto após o resfriamento e concluiu que as alterações nas características do fluido, nas configurações das placas e das condições iniciais de operação afetam diretamente a temperatura final do processo de resfriamento.

Gut (2003) utilizou técnicas de otimização para determinar a melhor configuração para trocadores de calor a placas e utilizou um conjunto de seis parâmetros para a caracterização da configuração. O autor constatou que para processos de pasteurização é muito eficiente utilizar algoritmos de buscas capazes de localizar as configurações que apresentam mínimos custos fixos e operacionais realizando um número extremamente reduzido de avaliações das seções do trocador.

Dentro do ramo alimentício vem se destacando o setor cervejeiro que é considerado o mais importante do mercado sul-americano e um dos maiores do mundo. As indústrias procuram se firmar num mercado cada vez mais exigente e competitivo, no qual busca por produtos que tenham qualidade e com preço acessível constante. O ramo da cerveja não foge à regra e uma das formas de reduzir os custos da sua fabricação é o melhoramento e a otimização de seus equipamentos (POZZA, 2009). Em função disso, vários projetos foram desenvolvidos em relação a esse tema.

Mega et al., (2011) fez um estudo sobre a produção da cerveja no Brasil e constatou que em quantidade a água é o principal componente da cerveja e sua propriedade é um dos fatores mais significativos na qualidade final do produto.

Limberger (2013) projetou e construiu um equipamento para o resfriamento acelerado ou assistido do mosto composto por trocadores de calor em conjunto com um banco de acumulação de água fria. Sua operação foi analisada e comparada com o procedimento convencional, que opera com água a temperatura da rede de abastecimento e concluiu que

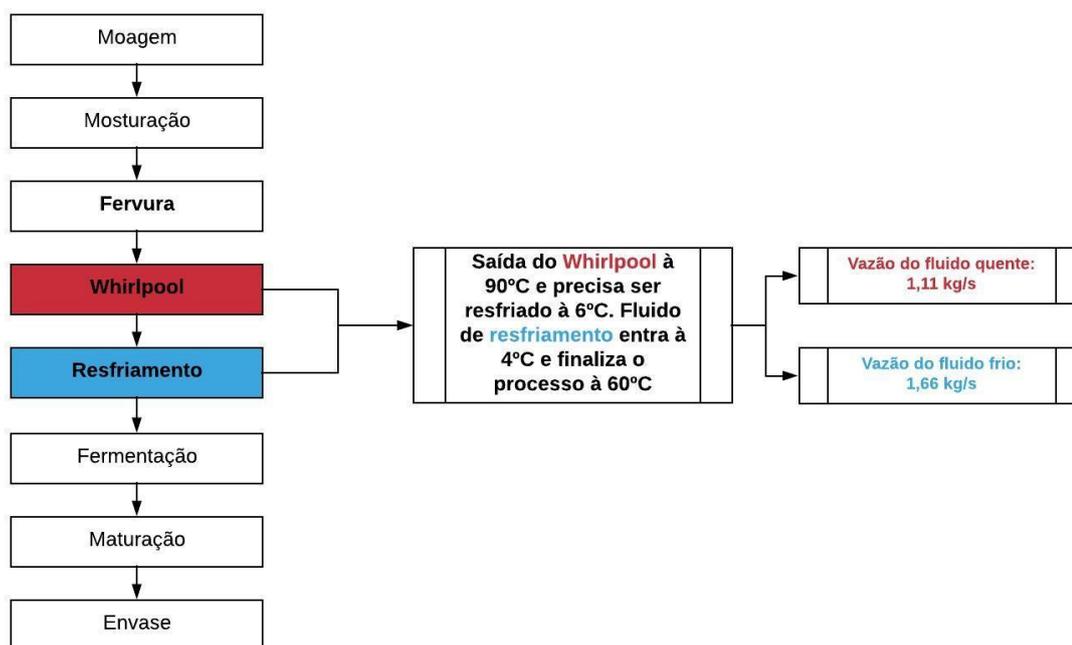
o modelo proposto reduziu o tempo de resfriamento em 19,7% e que o sistema refrigerado deve ser projetado para atingir um melhor desempenho de sua taxa de resfriamento.

Vieira et al., (2011) projetou um trocador de calor para arrefecimento do mosto da cerveja afim de diminuir a temperatura da água proveniente da fonte quente para a mais próxima possível da fonte fria (temperatura ambiente). O autor concluiu que o dimensionamento, bem como as vazões estabelecidas dependem de diversos aspectos e que existiu uma grande dificuldade no processo pelo fato do grande número de variáveis que tornam um trocador de calor eficaz.

Rekowsky et al. (2011), construíram um trocador de calor para resfriar o mosto da cerveja e obtiveram uma efetividade de 24,4% apontando que seriam necessárias alterações no trocador de calor dimensionado como no aumento da área de troca térmica para utiliza-lo para o processo de fabricação de cerveja.

A Figura 3 mostra um fluxograma do processamento da cerveja onde a cevada passa pela moagem, logo após se dá a mosturação, a fervura, o whirlpool e o resfriamento, que são processos onde são identificadas altas taxas de troca térmica. A fermentação e a maturação, que são processos a baixa temperatura, e por fim, o envase que é o envasilhamento da cerveja. Em um projeto de cervejaria desenvolvido por Kunze (2014), o mosto cervejeiro, após a fervura, passa por um processo de clarificação, denominado whirlpool, antes de ser resfriado pelo trocador de calor, com uma vazão de 1,11 kg/s (considerando um processo envolvendo 2000 litros de mosto cervejeiro) e uma temperatura inicial de 90°C, devendo ser resfriado até 6°C. Para o processo de resfriamento, se utilizou um trocador de calor de placas onde o fluido de resfriamento entra com uma temperatura de 4°C e finalizava o processo a 60°C.

Figura 3 – Fluxograma do processo de produção de cerveja.



Fonte: Autor, 2018.

Pelo fato de muito dos trocadores dimensionados não apresentarem uma eficiência satisfatória, custos altos de fabricação e utilização de recursos de forma demasiada, faz-se necessário encontrar maneiras de melhorar e otimizar esses aparelhos. Uma das formas de se obter a otimização desejada é a partir de métodos como a análise inversa que consiste em determinar a causa a partir do efeito, ou seja, um procedimento de otimização que procura um conjunto de parâmetros do modelo que minimiza a diferença ente observações experimentais já propostas.

Problemas inversos fazem parte de um ramo muito interessante de problemas nas engenharias. Esses problemas podem ser apontados como os problemas onde sabemos a resposta, mas não sabemos a pergunta. Nos olhares da engenharia a análise inversa é bastante importante, visto que os problemas de otimização que atendam a certas características desejadas podem ser designados como problemas inversos ou problemas de otimização (FERREIRA, 2007).

Muitas técnicas vêm sendo desenvolvidas ao longo dos anos em relação a problemas inversos (FERREIRA, 2007). Métodos que podem ser citados:

- Métodos Explícitos: onde se tem uma inversão direta no qual é aplicada em soluções analíticas e em problemas discretos quando estes apresentam um sistema bem-posto, o que não acontece muito em problemas de engenharia.

Esse método pode ser exemplificado com sistemas de equações algébricas lineares onde ocorrem situações em que existem mais equações que incógnitas.

- Métodos de minimização: é citado principalmente o método de mínimos quadrados que consiste em um procedimento matemático que busca encontrar a curva que melhor ajusta um conjunto de pontos de uma determinada amostra que tem por objetivo minimizar o quadrado das distâncias entre esta curva e os pontos.
- Métodos Evolutivos: os algoritmos genéticos se destacam, pois, uma forma muito interessante de se interpretar um problema inversa é considera-lo um problema de otimização.

A otimização de processos tem um propósito muito claro, que é de ter uma redução de desperdícios de tempo, recursos e gastos. Em uma empresa, essa otimização pode se tornar uma ferramenta muito importante pois ela irá ajudar a sanar problemas que estão nos gerando custos não só financeiros, mas ambientalmente também, como o desperdício de água.

A otimização de um componente mecânico é um importante aspecto do processo de engenharia pois um sistema bem projetado irá permitir uma redução de custos durante a fase de operação e fabricação do equipamento (SIMÕES e BECKEN, 2014).

Martinez (2010) aponta que nos últimos anos, os métodos utilizando algoritmos e programas que vem revolucionando esse artifício, estão atraindo a atenção de projetistas e engenheiros. Eles têm uma grande vantagem em relação a modelos de otimizações mais antigos e são utilizados para resolução de problemas em diversas áreas.

Goldberg (1989) expõe que os algoritmos objetivam melhorar a eficiência e a eficácia de busca, para aumentar a sua performance e reduzir seu custo. Para Whitley (1994) os algoritmos são utilizados para se ter uma resolução de questões com variáveis que independem umas das outras, onde a alteração de qualquer uma delas podem mudar o resultado como um todo.

Para a otimização existem diversas bibliotecas dentro de softwares de programação que auxiliam e facilitam a vida do profissional, disponibilizando a ele conjuntos de funções e rotinas já desenvolvidas por programadores. As bibliotecas mais básicas são voltadas para a manipulação, processamento e limpeza de dados para análises que vão exigir um menor esforço do programador.

Skrzypinsky et al. (2018) utilizaram o método numérico disponibilizado pela biblioteca SciPy Sequential Least Squares Programming (SLSQP) que utiliza uma rotina de minimização de parâmetros para a otimização de um determinado processo para otimizar turbinas eólicas devido a demanda destas serem mais eficazes e competitivas no mercado.

O método SLSQP é um algoritmo sequencial de programação que usa o método de Han-Powell. O otimizador usa uma versão ligeiramente modificada do solver não linear de mínimos quadrados de Lawson e Hanson (SECCHI R. 2015).

Baudis (2014) apontou e comparou seis minimizadores de ações fornecidos pela biblioteca SciPy que são disponíveis para uso direto e concluíram que o método SLSQP é muito eficiente para diversas funções, especialmente para funções de altas dimensões e complexibilidade.

Para a realização do método SLSQP é necessário formular uma função objetivo a fim de minimizá-la, seja ela a vazão de um fluido ou o custo de fabricação de um equipamento por exemplo. A função objetivo é o problema geral de programação e é utilizado para otimizar uma função linear de variáveis. É preciso também definir as variáveis de decisão da otimização, as do equipamento junto as suas restrições e por fim as estimativas iniciais indicadas pelo projetista.

## **4. METODOLOGIA**

Segundo a metodologia de cálculo analítico aplicada em trocadores de calor de placas proposta por Gut (2003), para projetar o desempenho de um trocador de calor é de suma importância relacionar a taxa total de transferência de calor à área superficial total disponível para transferência de calor.

A metodologia de cálculo analítico que foi aplicada no projeto seguiu as considerações citadas por Gut (2003) e Berto (2000). Portanto, o trocador de calor de placas está operando em estado estacionário, os fluidos são incompressíveis e sem mudança de fase.

### **4.1 BALANÇO DE MASSA**

O fluxo dos fluidos é dividido entre os canais. O fluido então escoar por dentro dos canais e ao final ocorre a mistura dos fluidos novamente. Para a modelagem hidrodinâmica do trocador de calor são feitas as seguintes considerações:

1º: O trocador de calor opera em regime permanente (propriedades são inalteráveis no tempo);

2º: O fluxo principal é dividido igualmente entre os canais (mesma vazão em cada canal);

3º: Ao final de cada passe ocorre a mistura perfeita dos fluxos que deixam os canais.

Pelo fato de não haver uma modelagem exata para a distribuição de vazão pelos canais de um trocador de calor com configuração genérica, é assumida a 2ª hipótese de distribuição uniforme.

### **4.2 BALANÇO ENERGÉTICO**

As considerações feitas acerca do balanço energético são:

1º: As perdas de calor para o ambiente são desprezíveis,

2º: Não ocorre mudança de fase,

3º: As propriedades dos fluidos são constantes.

A 3ª consideração feita em relação ao balanço energético, vai resultar em um coeficiente global de troca térmica  $U$ , constante ao longo do trocador de calor.

### 4.3 BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA

A taxa de calor trocado ( $Q$ ) igual a taxa de calor recebido pela corrente fria, e liberado pela corrente quente, e estão representadas pelas Equações 1 e 2 em que a taxa de calor se dá pelo produto da vazão mássica do fluido ( $m$ ), com o calor específico ( $Cp$ ) e com a diferença de temperaturas ( $T$ ) de entrada e saída do fluido. Vale salientar que os subscritos ao lado de cada variável ou constante se refere ao fluido quente ( $q$ ), fluido frio ( $f$ ), de entrada ( $e$ ) e saída ( $s$ ).

$$Q_q = m_q \cdot Cp_q \cdot (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (1)$$

$$Q_f = m_f \cdot Cp_f \cdot (T_{f,e} - T_{f,s}) \quad (2)$$

A taxa de calor trocado pode ser relacionada também a área de troca térmica do trocador de calor que se dá pelo produto do coeficiente global de troca térmica ( $U$ ), com a área de troca térmica ( $A$ ) e com a diferença de temperaturas entre os fluidos ( $\Delta T_{lm}$ ) como é apresentada na equação 3:

$$Q = U \cdot A \cdot F_t \cdot \Delta T_{lm} \quad (3)$$

Quando o escoamento é determinado como contracorrente, o fator de correção ( $F_t$ ) é igual a 1,0. A diferença de temperaturas é determinada pela a média logarítmica das temperaturas representada pela equação 4:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln \frac{(T_{q,e} - T_{f,s})}{(T_{q,s} - T_{f,e})}} \quad (4)$$

Para a determinação da taxa de calor em outros tipos de escoamentos que não sejam puramente contracorrente, é utilizado o fator de correção ( $F_t$ ) que varia entre 0 e 1. Esse fator dependerá da configuração do trocador e da relação entre as capacidades térmicas das correntes. Alguns autores publicaram tabelas para esse fator para configurações usuais de trocadores de calor de placas.

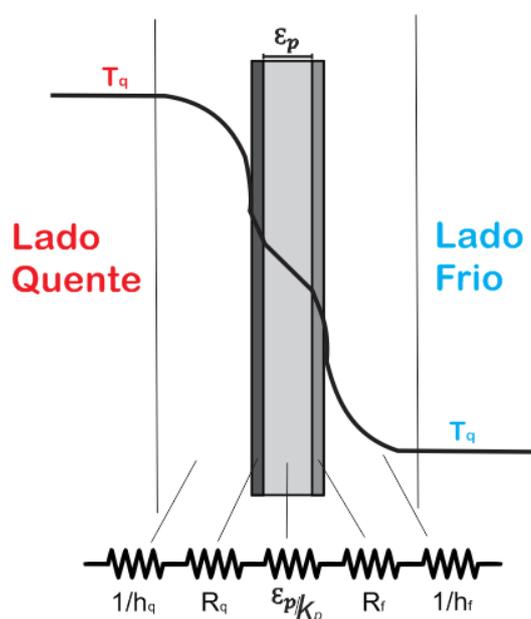
O coeficiente global de troca térmica é conhecido como o inverso da resistência térmica para a troca entre os fluidos quente e frio e está representado pela equação 5. Para

o seu cálculo são necessários os coeficientes convectivos de troca térmica ( $h$ ), espessura da placa ( $\epsilon_p$ ), sua condutividade térmica ( $k_p$ ) e os fatores de incrustações ( $R$ ).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_q} + \frac{1}{h_f} + \frac{\epsilon_p}{k_p} + R_q + R_f \quad (5)$$

Podemos observar na Figura 4, o circuito térmico que quando somado forma a Equação 5 para o trocador de calor de placas.

Figura 4 - Circuito térmico para a troca de calor no trocador de calor do tipo placas.



Fonte: Autor, 2018.

Para a condutividade térmica do material a ser utilizado no projeto, as condutividades térmicas de metais usados na fabricação de placas utilizadas nas indústrias alimentícias são ilustradas na Tabela 1.

Tabela 1: Condutividade térmica de materiais de placas utilizadas na indústria alimentícia.

MATERIAL	$k_p$ (W/m.K)
Cobre	389
Alumínio	208
Aço Inoxidável 316	17

Fonte: (Saunders, 1988).

Como para o caso de trocadores de placas, informações bibliográficas são limitadas, os métodos para calcular os coeficientes de transferência nesses dispositivos e a relação entre os números adimensionais consistem em utilizar as equações desenvolvidas para os trocadores tubulares (BERTO, 2000).

Os coeficientes convectivos são calculados usando as correlações com o número de Nusselt ( $Nu$ ), que é responsável por proporcionar uma medida da transferência convectiva de calor na superfície, Reynolds ( $Re$ ) que proporciona o cálculo do regime de escoamento do fluido sobre uma superfície e o número de Prandtl ( $Pr$ ) que controla a espessura relativa das camadas limite de momento (velocidade) e térmica.

A Equação 6 é conhecida como equação de Sieder-Tate e é utilizada em dutos circulares onde é válida para regime turbulento completamente desenvolvido, que possui três parâmetros empíricos,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$  (BERTO,2000).

$$Nu = a_1 \cdot Re^{a_2} \cdot Pr^{a_3} \quad (6)$$

Berto (2000), citou os valores adotados por Dittus-Boelter onde  $a_1$  e  $a_2$ , são 0,23 e 0,8, respectivamente e o valor de  $a_3$  para o fluido de resfriamento é 0,4 e o fluido de aquecimento 0,3.

Os adimensionais de Nusselt, Reynolds e Prandtl são representados pelas Equações 7,8 e 9 respectivamente. A equação de Nusselt relaciona o coeficiente convectivo de troca térmica ( $h$ ) com o diâmetro hidráulico ( $D_h$ ) e com a condutibilidade térmica do fluido ( $k$ ). Já a equação de Reynolds faz relação do fluxo mássico do canal ( $G$ ) do diâmetro hidráulico ( $D_h$ ) e com a viscosidade do fluido ( $\mu$ ). Por fim, o número de Prandtl relaciona o calor específico do fluido ( $C_p$ ) com a viscosidade ( $\mu$ ) e com condutibilidade térmica do fluido ( $k$ ).

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (7)$$

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu} \quad (8)$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (9)$$

Considera-se que o diâmetro hidráulico ( $D_h$ ), definido como o quádruplo da razão entre a área ( $A$ ), e o perímetro molhado ( $P_m$ ) representado pela Equação 10. Para o caso de um duto circular, o diâmetro hidráulico reduz-se ao diâmetro interno da tubulação.

Para o caso dos trocadores de calor de placas, obtém-se  $D_h = 2b$  como está apontada na Equação 10, em que  $b$  é a distância média entre duas placas (GUT, 2003).

$$D_h = \frac{4.A}{P_m} = \frac{4.(b.w)}{2(b+w)} = 2b \quad (10)$$

O fluxo mássico por canal ( $G$ ) que está representado pela Equação 11 é a razão entre a vazão mássica ( $m$ ) e a área transversal de escoamento que se dá pelo produto do comprimento ( $L$ ) pela largura ( $w$ ) da placa.

$$G = \frac{m}{L.w} \quad (11)$$

#### 4.4 SOLUÇÃO POR MINIMIZAÇÃO

Em um problema de otimização, deseja-se obter um projeto ótimo, minimizando uma função a qual denominamos de função o objetivo. Isso deve ser realizado através da determinação dos parâmetros que definem o sistema. Estes parâmetros são denominados de variáveis de projeto. Nos problemas, são encontradas restrições impostas para que o projeto seja admissível ou viável, devido às leis físicas da natureza ou limitações de orçamento (SINTRA, 2017).

O método de Han-Powell SLSQP (Programação Quadrática Sequencial) é um algoritmo criado para determinar o valor mínimo de uma função respeitando as restrições do problema. O método minimiza a função por meio de uma busca bidirecional ao longo de cada vetor de busca utilizando os mínimos quadrados onde apontamos um ponto de partida inicial a partir de uma análise direta (PRESS, 2007). Os mínimos quadrados é uma técnica de otimização matemática que tem por objetivo encontrar o melhor ajuste para um conjunto de dados tentando minimizar a soma dos quadrados das diferenças entre o valor estimado e os dados observados (HELENE, 2014).

A partir do ponto inicial, o método vai encontrando novos valores a partir de vetores de busca. O vetor que teve uma maior contribuição para a minimização da função contribuiu para a determinação do próximo valor. O algoritmo itera um número arbitrário de vezes até que nenhuma melhora significativa seja realizada (SECCHI R., 2015).

O método SLSQP disponibilizado pela biblioteca da linguagem de programação Python. Essa que está se estabelecendo como uma das linguagens mais populares dentro

da computação científica. Graças a sua natureza interativa de alto nível, que é uma opção atraente para o desenvolvimento de algoritmos e análises exploratórias. Essa linguagem está cada vez mais sendo usada não só na área acadêmica, mas também na área industrial (PEDREGOSA et al., 2011).

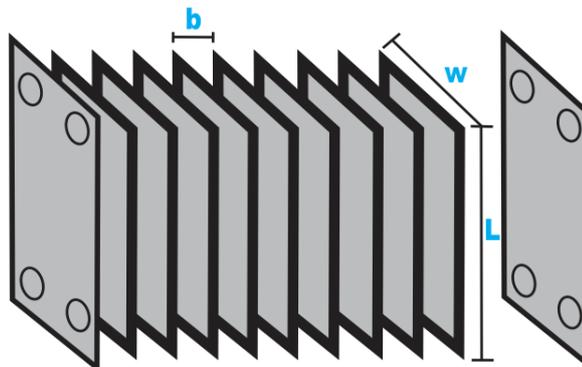
Para o desenvolvimento do algoritmo em questão, foi utilizado o software Spyder, que é um ambiente de desenvolvimento integrado aberta para programação científica na linguagem Python.

Na solução do projeto, o interesse é de que a partir das temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio e das vazões dos fluidos, se tenha a determinação dos parâmetros otimizados do trocador de calor visando uma minimização na utilização do fluido de resfriamento e um menor custo econômico na fabricação do dispositivo. As variáveis que serão determinadas do trocador de calor de placas são:

- Comprimento da placa ( $L$ );
- Largura da placa ( $w$ );
- Área de troca térmica da placa ( $A$ );
- Espessura da placa ( $E_p$ );
- Distância entre as placas ( $b$ );
- Número de placas ( $N_p$ );
- Custo econômico;
- Vazão do fluido de resfriamento.

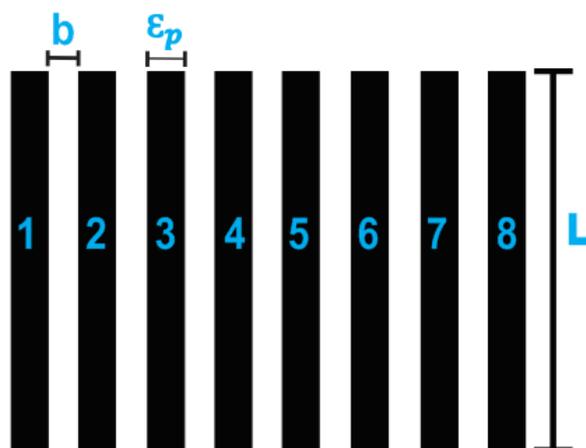
Para uma melhor visualização desses parâmetros, as Figuras 5 e 6 nos mostram um trocador de calor de placas, apontando onde cada variável se localiza no dispositivo.

Figura 5 - Trocador de calor e suas dimensões.



Fonte: Autor 2018

Figura 6 - Trocador de calor com 8 placas e suas dimensões.



Fonte: Autor 2018

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

As determinações dos parâmetros dos fluidos tais como temperaturas e vazões de entrada e saída foram escolhidas de acordo com os processos e requisitos de produção de cerveja determinados por Kunze, W. (2014) onde o mosto cervejeiro pode ser modelado com as propriedades termo físicas da água. Assim, o fluido quente com uma vazão de 1,11 kg/s, após a fervura e o processo de whirlpool, o fluido está a uma temperatura de 90°C e precisa ser resfriado até uma temperatura de 6°C. O fluido de resfriamento entra a 4°C a uma vazão de 1,66 Kg/s e ao sair do processo se encontra a uma temperatura de 60°C fazendo com que a taxa de calor trocado entre os dois fluidos seja de 391,6 W.

As constantes tais como a condutibilidade térmica, calor específico e a viscosidade da água, foram obtidas no livro *University Physics* de Youg e Hugh D. (1992). Em relação ao fator de incrustação, o seu valor foi considerado insignificante pelo fato do material das placas ser novo. As Tabelas 2 e 3 apresentam os valores das constantes, das temperaturas de entrada/saídas o fluido frio e do quente, e as vazões mássicas dos mesmos utilizados para realizar a otimização proposta pelo projeto.

Tabela 2: Propriedades, temperatura e vazão do fluido quente.

Fluido Quente (Água)	
$T_e$ (°C)	90
$T_s$ (°C)	6
$R_f$ (m <sup>2</sup> .K/W)	0
$m$ (kg/s)	1,11
$k$ (W/m.K)	0,6
$C_p$ (J/kg.K)	4,2
$\mu$ (Pa.s)	0,1

Fonte: Youg e Hugh D. (1992) e Kunze, W. (2014).

Tabela 3: Propriedades, temperatura e vazão do fluido frio.

<b>Fluido Frio (Água)</b>	
$T_e$ (°C)	4
$T_s$ (°C)	60
$R_f$ (m <sup>2</sup> .K/W)	0
$m$ (kg/s)	1,66
$k$ (W/m.K)	0,6
$C_p$ (J/kg.K)	4.2
$\mu$ (Pa.s)	0,1

Fonte: Youg e Hugh D. (1992) e Kunze, W. (2014).

### 5.1 PROPRIEDADES DAS PLACAS

O material utilizado no trabalho foi o Aço Inox. 360, Chevron que embora apresente condução térmica 17 W/m.K, a menor entre os três materiais citados na Tabela 1, foi escolhido por ser o material mais utilizado na indústria cervejeira, pois o mesmo tem características específicas importantes para os processos alimentícios, como alta durabilidade (resistente à corrosão), facilidade de limpeza e resistente a variações bruscas de temperatura.

Os parâmetros das placas seguiram a metodologia de Gut (2003) que fez uma estimativa e restringiu intervalos do dimensionamento de cada parâmetro do dispositivo. Essas restrições são apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4: Valor mínimo e máximo dos parâmetros do trocador de calor.

<b>Parâmetro</b>	<b>min</b>	<b>máx</b>	<b>Passo de Variação</b>
Área (m <sup>2</sup> )	0,03	3,6	0,01
$\epsilon_p$ (m)	0,0005	0,001	0,0001
$b$ (m)	0,0015	0,005	0,0005
Nº de placas	10	40	1

Fonte: Gut (2003)

Como podemos observar na tabela 4, cada parâmetro se restringe a um valor máximo e a um valor mínimo, a espessura da placa ( $\epsilon_p$ ) pode variar entre 0,0005m e 0,001m, a área de troca térmica da placa se restringirá a 0,03 m<sup>2</sup> e a 3,6 m<sup>2</sup>, a distância entre as placas ficar entre o intervalo de 0,0015 e 0,005, por fim, o dispositivo terá no mínimo 10 placas e no máximo 40 placas. Vale salientar que, os passos de variação de cada restrição estão apontados também na Tabela 4 onde o passo de variação para a área é de 0,01, para a espessura de 0,0001, para a distância entre as placas de 0,0005 e para o número de placas de 1. Quando utilizado o método SLSQP, esses intervalos serão os nossos valores para a tomada de decisão do software.

## **5.2 OTIMIZAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR**

O primeiro caso não foi resultado de uma otimização, logo foi determinado a partir de uma análise direta, onde o trocador de calor foi dimensionado com base em estudos e estimativas iniciais onde o mesmo serviu como base para que o método de otimização possa ter uma referência. Para o segundo caso, o trocador de calor foi dimensionado a fim de se ter uma minimização do fluido de resfriamento, o caso três teve como intuito o dimensionamento presando o seu custo de fabricação e por fim, caso quatro teve como objetivo otimizar o trocador de calor a fim de se ter uma minimização da utilização do fluido frio somado a um menor custo de fabricação do dispositivo.

### **5.2.1 Primeiro Caso – Análise direta**

Em seu projeto de configurações ótimas para trocadores de calor a placas, Gut (2003) fez diversas simulações a fim de medir a eficiência de troca térmica de cada uma. Em uma das suas simulações ele define que a placa teria um comprimento de 0,74 m, 0,275 m de largura chegando a um valor de 0,204 m<sup>2</sup> de área de troca de calor. A distância entre as placas era de 0,00270 m e a espessura das placas seria de 0,0007m. Esses valores serviram como base para o projeto e foram usados como estimativas iniciais para o método.

A partir de cálculos realizados, a taxa de calor encontrada utilizando os parâmetros citados anteriormente, a partir da Equação 3, que relacionará os as propriedades das placas e dos fluidos, foi de 10,3 W para cada placa. Para conseguirmos obter os mesmos 391,6 W de calor encontradas pelas Equações 1 e 2, teríamos que ter 38 placas no trocador de calor, e então ficou definido que a estimativa inicial do número de placas do dispositivo seria as 38 placas.

### 5.2.2 Segundo Caso – Otimização da vazão

A partir das restrições dos parâmetros e das estimativas iniciais, o dispositivo foi otimizado a fim de se ter uma vazão menor do fluido frio (água fria da rede de abastecimento). Sua função objetivo a fim de ser minimizada foi a própria vazão do fluido frio ( $m_f$ ), e está representada pela Equação 12. O valor final da função teve uma queda de 33% em relação ao da inicial. A vazão fluida de resfriamento que era de 1,66 kg/s caiu para 1,11 kg/s fazendo com que a proporção do fluido frio e do quente se tornasse 1, o que é muito satisfatório quando se comparado ao primeiro trocador que havia uma proporção de 1 para 1,5 do fluido de aquecimento para o de resfriamento.

$$\min(Vazão_f) = m_f \quad (12)$$

Em relação aos parâmetros da placa, podemos observar um aumento na área de troca térmica que era de 0,204 m<sup>2</sup> e foi para 0,235 m<sup>2</sup> quando se comparado ao primeiro caso, onde a largura da placa se manteve constante fazendo com que a sua altura aumentasse. A distância entre as placas juntamente com a espessura da mesma, tiveram o seu valor diminuído, se igualando a restrição mínima de 0,0015m e 0,0005m respectivamente apresentada na Tabela 4 e o número de placas se manteve o mesmo, com 38 placas.

### 5.2.3 Terceiro Caso – Otimização do custo

Para a resolução do 3º caso, foi levado em consideração os custos financeiros na hora da fabricação do dispositivo. A sua função objetivo foi baseada em calcular o custo envolvendo o valor por quilograma do material utilizado para a construção do trocador de calor. A equação utilizada para ser a função objetivo se dá pelo produto da área ( $A_p$ ), espessura ( $\epsilon_p$ ), densidade do material ( $\rho$ ) que tem como valor 800 kg/m<sup>3</sup> (densidade do Aço Inox. 360) e o n° de placas ( $N_p$ ) utilizadas no dispositivo e é representada pela Equação 13.

$$\min(Custo) = A_p \cdot \epsilon_p \cdot \rho \cdot N_p \quad (13)$$

A função objetivo resultará em massa (kg) do material utilizado, podendo-se assim afirmar que quanto mais aço utilizado, maior será o custo da fabricação do dispositivo. Quando se comparado as funções iniciais e finais, percebemos que houve um decréscimo

bem significativo chegando a 77%, logo, o preço para a fabricação seria bem mais barato pois após a otimização visando somente o custo do dispositivo, cairia quase 4,3 vezes.

Em relação aos parâmetros das placas, podemos perceber que a sua área teve um decréscimo em relação primeiro (0,204 m<sup>2</sup>) e segundo (0,235 m<sup>2</sup>) caso chegando a 0,063 m<sup>2</sup>. Os valores relacionados a distância entre as placas e a sua espessura se mantiveram utilizando o seu valor mínimo possível, da mesma forma que aconteceu no segundo caso. O número de placas aumentou para 40, duas a mais quando se comparado aos primeiros trocadores dimensionados.

Como era de se esperar, com a diminuição do material utilizado, embora o número de placas tenha aumentado, o que aumentou significativamente foi a vazão do fluido frio e a proporção do fluido frio para o quente ficou de 2 para 1, aumentando então o uso desse recurso. Com isso, podemos apontar que o método preferiu diminuir ao máximo o material utilizado, mas em compensação, para conseguir manter a taxa de transferência de calor de 391 W, aumentou bastante a vazão do fluido de resfriamento.

#### 5.2.4 Quarto Caso – Otimização do custo e da vazão

Para o quarto caso, o trocador de calor foi otimizado a fim de se obter um menor custo financeiro na hora da fabricação do trocador de calor de placas e somando-se a isso, obter uma vazão minimizada do fluido de resfriamento. Sua função objetivo a fim de ser otimizada se deu pela soma da vazão do fluido de resfriamento ( $m_f$ ) com a equação que define o custo do dispositivo e está apresentada na Equação 14. A função objetivo inicial que era de 6 utilizando as estimativas iniciais, teve uma baixa de 38,5% resultando em 3,69.

$$\min(\text{Custo} + \text{vazão}) = m_f + A_p \cdot \epsilon_p \cdot \rho \cdot Np \quad (14)$$

Em relação aos parâmetros do trocador de calor, podemos observar que os valores da distância entre as placas e a sua espessura se mantiveram o mesmo das outras otimizações. O número de placas se manteve quando comparado ao terceiro caso e teve um aumento de duas placas em relação aos trocadores do primeiro e segundo caso. O valor da área teve um decréscimo em relação aos dois primeiros trocadores, mas teve um aumento em relação ao trocador do caso quatro. Assim como a vazão do fluido de resfriamento que apresentou uma vazão de 1,5 kg/s, uma baixa bem significativa do que se comparado trocador do quarto caso que visou somente o custo de fabricação do dispositivo.

Como era de se esperar, os valores do custo de fabricação e vazão do fluido frio, ficaram entre os valores otimizados anteriormente, satisfazendo o objetivo dessa otimização. Logo, foi dimensionado um trocador de calor não tão grande, quanto se comparado ao trocador dos dois primeiros casos, dimensionado com um preço mais acessível e que não utilizasse tanta água, quando se comparado ao terceiro caso, para a parte de resfriamento do fluido quente, minimizando o uso desse recurso. Na tabela 5 estão representados os 4 casos dimensionados e otimizados.

Tabela 5 - Comparação entre os quatros casos dimensionados.

<b>Dimensões/parâmetros</b>	<b>1º Caso</b>	<b>2º Caso</b>	<b>3º Caso</b>	<b>4º Caso</b>
L (m)	0,74	0,85	0,23	0,36
w(m)	0,275	0,275	0,275	0,275
$A_p$ (m <sup>2</sup> )	0,204	0,235	0,063	0,1
b (m)	0,00270	0,0015	0,0015	0,0015
$\epsilon_p$ (m)	0,0007	0,0005	0,0005	0,0005
Número de placas	38	38	40	40
Vazão do fluido frio(kg/s)	1,66	1,11	2	1,5
Função objetivo inicial/final	-	1,66/1,11	4,34/1,01	6,00/3,69

## 6. CONCLUSÃO

A partir das considerações realizadas ao longo do projeto, pode-se concluir que a melhor opção entre as quatro propostas de trocadores de calor a placas dimensionados nesse estudo foi o trocador de calor do caso quatro, que foi dimensionado a fim de obter um menor custo de fabricação quando comparado aos dois primeiros casos e uma vazão do fluido frio minimizada. A área da placa otimizada foi de  $0,1\text{m}^2$ , metade do tamanho quando se comparado à área do caso 1 e 2 em que a área foi de  $0,204\text{m}^2$  e  $0,235\text{m}^2$  respectivamente. A vazão do fluido de resfriamento encontrado foi de  $1,5\text{ kg/s}$ , bem menor do que se comparado à vazão mássica do 3º caso. Otimizar somente a utilização de água em um trocador de calor faz com que se tenha um gasto maior no dimensionamento e construção do dispositivo. Quando se decide economizar somente na construção do trocador, será necessário utilizar uma maior vazão do fluido para resfriamento.

Sendo assim, o trocador do caso quatro se tornou uma otimização multi-objetivo e uma boa escolha que equilibrou os parâmetros que mais tem interferência no meio ambiente e no custo final do produto.

## REFERÊNCIAS

BAUDIS, Petr. COCOpf: Na Algorithm Portfolio Framework. Dept. of Cybernetics, Czech Technical University, 2014.

BENZE, Rafael Viana. Modelagem matemática do processo térmico contínuo de alimentos líquidos em trocadores de calor a placas. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2013.

BERTO, M. I. Modelagem matemática e simulação dinâmica de trocadores de calor de placas para o resfriamento de sucos de laranja natural e concentrado. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Alimentos) – Universidade Federal de Campinas, Campinas, 2000.

FERREIRA, M. D. C. Análise inversa em sólidos bidimensionais utilizando o método dos elementos de contorno. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Estruturas) – Escola de engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2007.

GANSHIS D.; Apostila do curso de transferência de calor, Centro Federal de Educação Tecnológica(CEFET), Bahia, 2015.

GOLDBERG D. E., Genetic Algorithms in search optimization & machine learning, The University of Alabama, 1989.

GUT, J. A. W.; PINTO, K. M. Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003.

HELENE O.; Método dos Mínimos Quadrados com ênfase em variâncias e com recursos matriciais. Curso de extensão universitária – IFUSP, 2014.

HOLLAND, J. H. Adaptation in Natural and Artificial Systems. University of Michigan Press. Press. Second Edition, MIT Press, 1992.

KUNZE, W. 2014. Technology brewing and malting. 3<sup>rd</sup> ed. VLB Berlin.

LIMBERGER R.; Sistema de resfriamento de mosto de cerveja em processos artesanais. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Departamento de engenharia mecânica, 2013.

MARTINEZ L. C; Otimização Numérica de um Trocador de Calor de Double-tubo Utilizando Algoritmos Genéticos, Revista de inteligência computacional aplicada, 2010.

MEGA J., NEVES E., ANDRADE C.; A produção de cerveja no Brasil, Engenharia de Alimentos, Universidade do Estado de Mato Grosso, 2011.

MELAKU M., FREESTON D.H.; Performance of plate heat exchangers under single and two-phase flow conditions – experimental results, Geothermal Workshop, 1993.

PEDREGOSA, Fabian et al.; Scikit-learn: Machine Learning in Python, Journal of Learning, 2011.

POOZZA F.; Produção de Cerveja, Revista Agrogeoambiental, 2009.

PRESS, W., TEUKOLSKY S.; Numerical Recipes: The Art of Scientific Computing, Cambridge University, 2007.

REKOWSKY C., AMORTIM F., ARGENTE R.; Construção e operação de um trocador de calor para resfriamento de mosto de cerveja. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Departamento de engenharia mecânica, 2011.

SAUNDERS, E.A.D. Heat Exchangers: Selection, Design & Construction. Harlow (UK): Longman S.&T., 1998.

SECCHI R., Otimização de Processos, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2015

SIMÕES G. J., EBECKEN N. F. F.; Algoritmo genético e enxame de partículas para otimização de suportes laterais de fornos, Revista internacional de métodos numéricos para cálculo e desenho em engenharia, 2014.

SINTREA S.; Métodos para Estimação dos Parâmetros da Distribuição de Pareto Generalizada: novas contribuições, Universidade de Lisboa, Faculdade de Ciências. 2017.

SKRZYPINSKY W. et al; Airfoil Blender for Blade Optimizations, The Science of Making Torque from Wind, 2018.

VIEIRA E. B. F., SCHAFFER L. B., SOUZA P. O.; Projeto de um trocador de calor para arrefecimento de mosto de cerveja, Porto Alegre, 2011.

YOUG, HUGH D., University Physics, 3<sup>o</sup> ed., 1992.

WHITLEY D., A genetic Algorithm Tutorial, Computer Science Department, Colorado State University, 1994.