

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO E MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Tatiana de Limas Santos

**ANÁLISE DO DESEMPENHO TÉRMICO DE TROCADORES DE
CALOR TIPO SERPENTINA APLICADOS EM UMA CERVEJARIA
ARTESANAL**

Juiz de Fora

2019

Tatiana de Limas Santos

**ANÁLISE DO DESEMPENHO TÉRMICO DE TROCADORES DE
CALOR TIPO SERPENTINA APLICADOS EM UMA CERVEJARIA
ARTESANAL**

Orientador: Prof. Dr. Washington Orlando Irrazabal Bohorquez

Juiz de Fora

2019

Ficha catalográfica elaborada através do programa de geração automática da Biblioteca Universitária da UFJF, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Santos, Tatiana de Limas.

ANÁLISE DO DESEMPENHO TÉRMICO DE TROCADORES DE CALOR TIPO SERPENTINA APLICADOS EM UMA CERVEJARIA ARTESANAL / Tatiana de Limas Santos. -- 2019.

67 f.

Orientador: Washington Orlando Irrazabal Bohorquez
Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Juiz de Fora, Faculdade de Engenharia, 2019.

1. Trocadores de Calor. 2. Serpentina. 3. Cerveja Artesanal. I. Bohorquez, Washington Orlando Irrazabal , orient. II. Título.

Tatiana de Limas Santos

**ANÁLISE DO DESEMPENHO TÉRMICO DE TROCADORES DE
CALOR TIPO SERPENTINA APLICADOS EM UMA CERVEJARIA
ARTESANAL**

Aprovada em 06 de Novembro de 2019.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Washington Orlando Irrazabal Bohorquez
Orientador
Universidade Federal de Juiz de Fora

Profa. Dra. Yipsy Roque Benito
Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof. Dr. Marco Aurélio da Cunha Alves
Universidade Federal de Juiz de Fora

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar à Deus pelo amor e saúde. Por nos dar força e sabedoria para enfrentar cada dificuldade dessa jornada.

Agradeço à minha mãe, Clara Cristina de Limas Santos pelo exemplo de vida. Por ser a melhor pessoa desse mundo em todos os sentidos. Agradeço ao meu pai Luiz Antônio dos Santos (*in memoriam*), pelos ensinamentos, mesmo sem palavras, que infelizmente não está neste plano para ver mais uma vitória.

Agradeço meu irmão e minhas irmãs pelo amor, carinho e paciência.

Agradeço cada amiga e amigo que fiz durante todos esses anos de faculdade, em especial Jéssica Maria, Jéssica Miranda, Maria Alice e Thiago Amorim, por cada hora de estudo, incentivo, conselhos e alegria. Sem vocês seria muito difícil e entediante esta jornada.

Agradeço a cada professor e funcionário desta faculdade. Obrigado pelos ensinamentos e por fazer esse sonho possível.

E, enfim, a todos que contribuíram para a realização deste trabalho, seja de forma direta ou indireta, fica registrado aqui, o muito obrigado.

"Seja forte e corajoso!
Não fique desanimado,
nem tenha medo, porque eu,
o Senhor, seu Deus,
estarei com você
em qualquer lugar
para onde você for!"
Josué 1:9 - Bíblia Sagrada.

RESUMO

Esse trabalho tem como objetivo analisar a capacidade de um trocador de calor tipo serpentina de alcançar as taxas de transferência de calor requisitadas por um processo de produção de cerveja artesanal. No local é utilizado um trocador de calor tipo placas paralelas para resfriar o mosto, mas há um trocador tipo serpentina para diminuir a temperatura oriunda da fonte fria. Inicialmente foram relacionados os conceitos teóricos referentes à transferência de calor aplicáveis ao caso. Em seguida, foi realizado o mapeamento das principais informações referentes ao processo produtivo e levantadas as especificações técnicas dos equipamentos empregados no sistema de resfriamento atual. Utilizando como referência as dimensões do trocador hoje instalado, foram realizados os cálculos para a determinação do comprimento da serpentina ideal para diferentes vazões do fluido quente. Por fim, foi concluído que o possível trocador de calor não fornecerá as taxas de transferência de calor necessárias para o valor de vazão máxima suportada pelo de placas paralelas, utilizado pela empresa.

Palavras-chave: Trocador de calor. Serpentina. Cervejaria Artesanal.

ABSTRACT

The purpose of this research is to analyse the capacity of a coil heat exchanger to reach the heat transfer rates required by the production process of handmade beer at a specific company. There, it is currently used a parallel plate heat exchanger to cool the wort, but there is also a coil heat exchanger used to drop the cold source temperature. At first, the theoretical concepts referring to the heat transfer had been related to the case. Then, it was conducted the mapping of the main information referred to the productive process and it was collected the technical specifications of the machinery used for the current cooling system. Using as a benchmark the dimensions of the current heat exchanger, calculations were performed for determining the length of the optimal coil for several hot fluid outflows. Finally, it was concluded that the heat exchanger in question will not provide the heat transfer rates required to the maximum flow rate afforded by the one with parallel plates, used by the company.

Key-words: Heat Exchanger. Helical tube. Craft Beer.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Diagrama do processo de produção da cerveja	23
Figura 2 – Parte do cozimento	24
Figura 3 – Processo de resfriamento do mosto	24
Figura 4 – Parte do processo de armazenamento da cerveja	25
Figura 5 – Trocador de calor de fluxo paralelo (a) e contra corrente (b).	26
Figura 6 – Comportamento das temperaturas dos fluidos em trocadores de calor em escoamento paralelo e em contracorrente	27
Figura 7 – Trocador de calor tipo placas	28
Figura 8 – Esquema do trocador de calor helicoidal	31
Figura 9 – Modos de transferência de calor: condução, convecção e radiação.	32
Figura 10 – Associação da transferência de calor por condução à difusão de energia devido à atividade molecular.	33
Figura 11 – Desenvolvimento da camada limite na transferência de calor por convecção.	34
Figura 12 – Parede plana.	37
Figura 13 – Distribuição de temperatura em um trocador de calor de correntes contrárias	40
Figura 14 – Efetividade de trocadores de calor	45
Figura 15 – O módulo de serviço e trocador de calor vaso encamisado com aqueci- mento pela serpentina	47
Figura 16 – Distribuição de temperaturas no trocador do LCTH	51
Figura 17 – Gráfico do coeficiente de transferência de calor (U) em função da vazão do fluido frio	52
Figura 18 – Gráfico da efetividade NUT em função da vazão do fluido frio	52
Figura 19 – Gráfico da média logarítmica em função da vazão do fluido frio	53
Figura 20 – Gráfico da eficiência em função da vazão do fluido frio	53
Figura 21 – Dimensões do trocador de calor tipo serpentina.	54
Figura 22 – Modelo simplificado do trocador de calor tipo serpentina.	54
Figura 23 – Gráfico da vazão do fluido quente em função do comprimento.	58
Figura 24 – Gráfico da temperatura de saída do fluido frio em função do comprimento.	58
Figura 25 – Gráfico do coeficiente de transferência de calor em função do comprimento.	59

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Constantes C e m para cilindro circular em escoamento cruzado.	38
Tabela 2 – Relações de efetividade para trocadores de calor	43
Tabela 3 – Dados de entrada e saída dos fluidos	49
Tabela 4 – Propriedades do fluido quente	50
Tabela 5 – Propriedades do fluido frio	50
Tabela 6 – Propriedades calculadas	51
Tabela 7 – Resultados obtidos para a configuração inicial	56
Tabela 8 – Comprimento da serpentina para diferentes vazões de fluido quente. . .	57

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

IBU	Unidade Internacional de Amargor
LCTH	Laboratório de Ciências Térmicas Hidráulicas
MLDT	Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura
PIB	Produto Interno Bruto
SINDICERV	Sindicato Nacional da Indústria da Cerveja

LISTA DE SÍMBOLOS

δ	Relação de raio de curvatura
ε	Efetividade
η	Eficiência
μ	Viscosidade do fluido
ν	Viscosidade cinemática
ρ	Massa específica do fluido
ΔT	Variação de temperatura
A	Área de troca térmica
C	Capacidade calorífica
C_p	Calor específico a pressão constante
C_r	Razão entre as capacidades térmicas mínima e máxima
D_e	Diâmetro externo da serpentina
D_t	Diâmetro médio do tanque
d_i	Diâmetro interno da serpentina
E	Energia total
E_c	Energia cinética
E_p	Energia potencial
f	Fator de atrito
f	Frio
g	Aceleração da gravidade
h	Entalpia
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção
k	Coefficiente de condutividade térmica
L	Comprimento da serpentina
\dot{m}	Vazão mássica

Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Q_{max}	Quantidade de calor máxima possível de ser trocada
q	Fluxo de calor
q	Quente
R	Resistência à condução de calor
R_c	Raio médio da serpentina
Re	Número de Reynolds
T_∞	Temperatura do fluido
T_{f1}	Temperatura de entrada do fluido frio
T_{f2}	Temperatura de saída do fluido frio
T_{q1}	Temperatura de entrada do fluido quente
T_{q2}	Temperatura de saída do fluido quente
T_s	Temperatura superfície
U	Coefficiente global de troca térmica
V	Velocidade média
W	Trabalho mecânico elétrico

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	JUSTIFICATIVA	15
1.2	OBJETIVO GERAL	16
1.2.1	Objetivos específicos	16
1.3	ESCOPO DO TRABALHO	16
2	ESTADO DA ARTE DA PRODUÇÃO ARTESANAL DE CER- VEJA	18
2.1	CERVEJARIA ARTESANAL	19
2.1.1	Processo produtivo da cerveja artesanal - matéria-prima	19
2.1.2	Etapas da produção de cerveja	22
3	TROCADORES DE CALOR	26
3.1	TROCADOR DE CALOR DE PLACAS PARALELAS	27
3.2	TROCADOR DE CALOR TUBULAR TIPO SERPENTINA	28
4	ANÁLISE E DESEMPENHO DOS TROCADORES DE CALOR	32
4.1	MODOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	32
4.1.1	Condução	32
4.1.2	Convecção	33
4.2	DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR	34
4.2.1	Balanco de Energia	35
4.2.2	Coefficiente global de transferência de calor	36
4.2.3	Parâmetros adimensionais	37
4.2.4	Escoamento externo em cilindro	38
4.2.5	Escoamento interno em tubo espiral	38
4.2.6	Eficiência do trocador em espiral do LCTH	39
4.3	ANÁLISE DO DESEMPENHO	39
4.3.1	Média logarítmicas das diferenças de temperaturas	39
4.3.2	Método da efetividade-NUT	42
5	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	46
5.1	ENSAIO EXPERIMENTAL NO TROCADOR DE CALOR DO LCTH	47
6	ANÁLISE DOS RESULTADOS	49
6.1	RESULTADOS DO ENSAIO NO TROCADOR DE CALOR TIPO SERPENTINA DO LCTH	49

6.2	ANÁLISE DOS TROCADORES DE CALOR USADOS EM UMA CER- VEJARIA ARTESANAL	53
7	CONCLUSÕES	60
7.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	60
	REFERÊNCIAS	61
	APÊNDICE A – TABELA DE PROPRIEDADES TERMO- FÍSICAS DA ÁGUA SATURADA	64
	ANEXO A – TERMO DE AUTENTICIDADE	65
	ANEXO B – DECLARAÇÃO DA EMPRESA	66

1 INTRODUÇÃO

O processo de troca de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas e se encontram separados por uma parede sólida ocorre em muitas aplicações de engenharia.

O campo de aproveitamento dos trocadores de calor é bastante diverso, este engloba desde aparelhos domésticos simples, à equipamentos industriais complexos, variando o tamanho e finalidade. No processo industrial, podem ser utilizados de maneira direta ou indireta, como no aquecimento ou resfriamento de produtos, ou como evaporadores e condensadores.

O setor cervejeiro é um dos mais relevantes da economia brasileira. Com mais de 2,7 milhões de pessoas empregadas ao longo da cadeia produtiva, está entre os maiores empregadores do Brasil e é forte indutor da economia nacional. Como possui um importante efeito multiplicador, sua atuação movimenta uma extensa rede que é responsável por 1,6% do PIB e 14% da indústria de transformação nacional. (TOZETTO, 2017)

As cervejas artesanais dizem respeito a uma classe de produtos com qualidade superior e maior valor agregado, produzidas por meio de formulações ou processos distintos aos utilizados em escala industrial. A produção em pequena escala possibilita produtos diferenciados aos consumidores, mais exigentes com o cuidado na seleção da matéria-prima e levando a uma tendência da valorização do regional. (TOZETTO, 2017)

Para a análise do desempenho e projeto dos trocadores de calor, serão utilizado dois métodos comumente citados na literatura científica, a saber o da média logarítmica das diferenças de temperatura (MLDT) e o da Efetividade – NUT (ϵ -NUT).

O objeto de pesquisa deste trabalho trata-se da análise do trocador de calor aquecido pela serpentina em escala laboratorial, que se encontra no Laboratório de Ciências Térmicas e Hidráulicas (LCTH), localizado na Faculdade de Engenharia/ UFJF, em comparação com o mesmo tipo utilizado por uma cervejaria artesanal, também em Juiz de Fora/MG.

1.1 JUSTIFICATIVA

A indústria de cerveja artesanal é um dos segmentos crescentes na indústria de bebidas e sua popularidade também afeta as preferências comerciais de cerveja dos indivíduos e as tendências de consumo. Os esforços dos grupos cervejeiros para aumentar a oferta dos produtos oferecidos com baixo teor alcoólico foram motivados pelo aumento da sua produção global. O objetivo, nesse caso, era desenvolver produtos inovadores em países com mercado altamente competitivos, disponibilizando aos consumidores de cerveja produtos alternativos.

A eficiência energética consiste em se obter o melhor desempenho na produção de um serviço ou produto aliando ao menor gasto de energia possível. Para promover

a eficiência energética é necessário analisar o processo produtivo identificando perdas a serem eliminadas ou pontos de reutilização. Dentre os vários sistemas que compõe os processos produtivos, os sistemas de refrigeração se destacam pelo alto consumo de energia elétrica, fazendo com que as indústrias se esforcem na busca por formas de aumentar a sua eficiência.

Ao buscar-se uma fonte de energia alternativa, o consumo de energia elétrica empregado no funcionamento da torre de resfriamento é reduzido, o que conseqüentemente leva à diminuição dos custos de manutenção desse equipamento e ao aumento de sua vida útil.

Além disso, promove-se a redução dos impactos ambientais gerados pela demanda por produção de energia. Sendo assim, este Trabalho de Graduação se justifica para a indústria analisada, por buscar melhorias que aumentem sua competitividade através da redução dos gastos com energia elétrica, para a área da Engenharia, por apresentar uma análise técnica que pode ser adaptada e implantada em outros cenários, para o meio no qual a indústria está inserida e por minimizar os impactos ambientais gerados pela maior demanda de energia.

1.2 OBJETIVO GERAL

Esse trabalho tem como objetivo principal determinar o comprimento e o desempenho térmico de um trocador de calor tipo serpentina com base na parametrização das condições operativas especificadas para um trocador de calor tipo placas de uma cervejaria artesanal, a saber as taxas de transferência de calor requisitadas pelo processo, as características do trocador de calor e, a partir de então, analisar as diferentes e as suas propriedades, com base em cálculos e dados disponíveis na literatura científica.

1.2.1 Objetivos específicos

- Estudar as propriedades que influenciam no rendimento do trocador de calor na fase de resfriamento do mosto, pós-fervura;
- Estudar os parâmetros requeridos para troca térmica adequada;
- Fazer uma comparação dos resultados obtidos para validar os métodos existentes;
- Definir o tipo de trocador mais adequado para o processo de resfriamento do mosto.

1.3 ESCOPO DO TRABALHO

No capítulo 1 será explanado de uma forma geral, uma introdução ao leitor aos principais assuntos que serão abordados ao longo da monografia, suas justificativas,

objetivos e importância do tema.

No capítulo 2, será abordado o aspecto cultural e histórica das cervejarias, a definição de cervejarias artesanais, o processo produtivo de cervejas artesanais, como seus principais ingredientes e as etapas de produção.

No capítulo 3, após um pequeno histórico, são introduzidos os principais tipos de trocadores, com suas configurações básicas, até chegar ao trocador de serpentina, objeto de estudo deste trabalho.

No capítulo 4 são apresentados os métodos para o dimensionamento dos trocadores. Apresentando as equações básicas, principais coeficientes, parâmetros e tipo de escoamento.

No capítulo 5 é descrito toda a metodologia necessária para a avaliação do trocador de calor apresentado. Além de mostrar os experimentos, como foram coletados os dados.

No capítulo 6 são mostrados os resultados obtidos para o trocador tipo serpentina que foi apresentado como possível substituição.

No capítulo 7 são apresentadas as principais conclusões obtidas, além da proposição de futuros estudos que podem ser feitos acerca do que já foi possível ser coletado durante este trabalho.

2 ESTADO DA ARTE DA PRODUÇÃO ARTESANAL DE CERVEJA

A cerveja é uma das bebidas alcoólicas mais ingeridas no mundo, pode ser constada na alimentação humana desde 8000 a.C. Além de que possui bastante corroboração popular devido as suas características perceptuais, além das suas vantagens para a saúde, boa quantia nutritiva e variedade de aspecto (KWAKITA; QUEIROZ, 2017).

Nos Estados Unidos, é através da escala de produção que se defini se uma cerveja é artesanal ou não para a associação americana Brewers Association (2017), a cervejaria artesanal é: Pequena, com capacidade de produzir até seis milhões de barris por ano (próximo de 700 milhões de litros); Independente, nenhuma empresa de grande porte do ramo bebidas etilistas deve ter mais de 25% de ações da sociedade da cervejaria, exceto outra cervejaria artesanal; Tradicional, seus aromas e sabores das cervejas têm origem na fermentação das matérias-primas tradicionais ou inovadores (KWAKITA; QUEIROZ, 2017).

Segundo o Decreto nº 2.314, de 04 de setembro do ano de 1997, a cerveja é a bebida adquirida da fermentação alcoólica do mosto cervejeiro vindo do malte de cevada e água, por meio da levedura com adição do lúpulo, que consiste na conversão em álcool dos açúcares presentes nos grãos de cevada. A fermentação é a principal etapa do processo cervejeiro e sua efetividade depende de várias operações anteriores, incluindo o preparo das matérias-primas. Após a fermentação são realizadas etapas de tratamento da cerveja, para conferir as características organolépticas (sabor, odor, textura) desejadas no produto final.

Na fabricação de cerveja a exigência da energia térmica é determinada na maior parte pela casa de fermentação. Neste local, acontece a fermentação, o pré-aquecimento do mosto e a ebulição do mosto, que constituem a maioria das etapas intensivas da energia. A geração de água quente da fermentação é feita geralmente sobre a recuperação do calor do mosto quente que é arrefecido à temperatura da adega (TUSAR et al., 2018).

O resultado da análise de cervejarias mostra que a relação de calor sobre armazenamentos diretos precisa ser integrada de uma forma inteligente, como muitas vezes a água quente que é gerada a partir de resíduos de calor pode ser aplicado diretamente em processos. O calor disponível em altas temperaturas precisa ser reutilizado a temperaturas semelhantes e a exergia não deve ser destruída pela mistura com água fria. Um exemplo de tal "balanço de energia" inteligente é o uso da água de fermentação quente para pré-aquecer o mosto e o conseqüente uso como água de fermentação. As redes práticas desviam-se do projeto teórico porque as condições locais, como os tanques de armazenamento existentes, devem ser consideradas.

2.1 CERVEJARIA ARTESANAL

A indústria da cerveja artesanal é de crescente interesse para os acadêmicos traçar uma “geografia da cerveja”. De fato, o crescimento da indústria da cerveja artesanal reside nonexo entre natureza, lugar e identidade. A estrutura pode ser usada em vários contextos de desenvolvimento econômico e em vários setores (GATRELL, 2017).

No início do século XXI foi criada a identidade intitulada como “cerveja artesanal”, no Brasil, como obra inovadora. Opondo-se à produção de cerveja industrial, surgem grupos sociais que buscam salvar os valores da produção de cerveja artesanal, levando assim o emblema da cerveja para outros cenários culturais e sociais (KWAKITA; QUEIROZ, 2017).

As cervejas artesanais precisam de maior cuidado durante sua produção, pois nas suas receitas são produtos naturais, livres de conservantes e aditivos, possuem sabor e aroma mais característicos, geralmente são comercializadas em menor escala e são mais limitadas.

Atualmente no Brasil existe cerca de 200 micro-cervejarias, em várias partes do país, porém há uma maior concentração nas regiões Sul e Sudeste. Segundo o Sindicato Nacional da Indústria da Cerveja (SINDICERV), a cerveja consumida pelo brasileiro chega por meio de uma frota de 38 mil veículos e de uma rede de mais de 1,2 milhão de pontos de vendas. E o mercado cervejeiro ainda tem grande potencial de crescimento, para gerar ainda mais valor a todos. Atentas a essa perspectiva, em 2017, as empresas investiram R\$ 3,7 bilhões em sua capacidade produtiva – e a previsão é que coloquem mais R\$ 4 bilhões em 2018 e R\$ 4,2 bilhões em 2019. Desta forma, a cerveja artesanal com o passar do tempo vem sendo cada vez mais consumida no Brasil, assim como em outros países, além de movimentar vários setores do mercado (KWAKITA; QUEIROZ, 2017).

2.1.1 Processo produtivo da cerveja artesanal - matéria-prima

A indústria de cerveja artesanal é um dos segmentos crescentes na indústria de bebidas e sua popularidade também afeta as preferências comerciais de cerveja dos indivíduos e as tendências de consumo (AQUILANI et al, 2015). Os esforços dos grupos cervejeiros para aumentar a oferta dos produtos oferecidos com baixo teor alcoólico foram motivados pelo aumento da sua produção global. O objetivo, nesse caso, era desenvolver produtos inovadores em países com mercado altamente competitivos, disponibilizando aos consumidores de cerveja produtos alternativos.

A seguir são listadas as principais matérias-primas para a produção da cerveja artesanal. São essas:

- Água

A água para produção de cerveja deve ser livre de impurezas, filtrada, sem cloro,

sabor e cheiro, inócua, livre de contaminações, para servir de nutriente para as leveduras fermentativas. Quanto a sua dureza, a água com elevado teor de sulfato de cálcio (dureza permanente) está associada a cervejas amargas e para a cerveja Pilsen necessita de água mole para a sua produção, isto é, pobre em cálcio e magnésio. Em volume, a água é o principal constituinte do produto, ultrapassando os 92% do total, e para cada litro de cerveja produzida são utilizados em média 12 litros de água em todo o processo de fabricação (CALEGARI, 2013)

A relação consumo de água/produção de cerveja varia de modo bastante significativo conforme o porte das instalações, sendo que a tendência geral é que quanto menores as instalações, maior o consumo relativo. As etapas que apresentam o maior consumo de água nas cervejarias são o resfriamento e lavagem, por isso a importância de um estudo sobre planta e equipamentos.

Quanto à distribuição do consumo de água por uso, um estudo realizado em uma cervejaria da Holanda mostra a seguinte distribuição: Operações de limpeza e desinfecção: 44%; Preparo do mosto: 20%; Resfriamento: 11%, e outros fins (produção de vapor, doméstico, refeitório etc.) e perdas: 25%. Estes valores demonstram que são grandes as possibilidades de otimização do uso da água, atuando sobre os procedimentos operacionais e equipamentos de limpeza, resfriamento, e eliminação de perdas. O uso da água em cada uma das etapas do processo sofre grande variação em função das práticas operacionais de cada instalação (TOZETTO, 2017)

- Malte

A cevada, antes de ser utilizada como insumo para a elaboração de cerveja necessita passar por um processo de conversão do amido, necessário para a produção da bebida, a malteação. Este processo é a transformação enzimática, sendo dividido em três etapas básicas: a maceração ou embebição, a germinação e a secagem ou clivagem. Envolve o controle do umedecimento com água e posterior germinação sob condições controladas de temperatura com o intuito de obter mudanças físicas e químicas desejadas, com uma perda mínima de energia pelo processo de respiração

Nas maltarias, os grãos do cereal germinam sobre condições ambientais controladas e dirigidas a fim de se produzir enzimas utilizadas na conversão das matérias primas em mosto cervejeiro.

O principal cereal utilizado na maltagem é a cevada, gramínea da espécie *Hondeum vulgare*. Qualquer tipo de cereal pode ser utilizado para malteação, mas a nomenclatura por cereais deverá conter “malte de”. Exemplo: Malte de milho, malte de trigo, malte de sorgo, entre outros. Apenas a cevada maltada recebe o nome de malte propriamente dito (ARTEBREW, 2019).

O malte é o ingrediente da fonte de carbono da bebida. Confere o sabor, a cor e atua na formação de espuma do produto. O malte é um produto rico em açúcar, obtido com a germinação parcial dos grãos de cereais. Eles possuem influência decisiva sobre as características da cerveja. A combinação correta dos maltes selecionados para a elaboração da cerveja irá determinar a cor final, sabor, sensação na boca, corpo e aroma da cerveja. Em cervejas de baixa fermentação podemos apenas utilizar malte de cevada. Para cervejas de alta fermentação, podemos utilizar outros tipos de malte, como por exemplo, malte de trigo ou de centeio (SANTOS, 2014).

- Lúpulo

Lúpulo são cones de *Humulus lupulus*, uma planta trepadeira perene de origem de climas temperados, de forma natural ou industrializada. No processo cervejeiro são utilizadas apenas flores fêmeas. Este ingrediente confere o aroma e o sabor amargo na cerveja, que é expresso em termos de Unidade Internacional de Amargor (IBU).

Por fornecer amargor à mistura, equaliza a acidez e o leve dulçor do produto, conferindo aromas e sabores característicos. Segundo Almaguer et al (2014) aproximadamente 97% da produção do lúpulo mundial é destinada para fins cervejeiros. Seu uso é reduzido, sendo necessários entre 40 a 300 gramas para o preparo de 100L de cerveja. O lúpulo pode ser comercializado na forma de flores secas, em pellets e como extrato. É utilizado como agente de paladar e aroma, além de um conservante para a cerveja. Cada cerveja pode usar mais de uma variedade de lúpulo, podendo ser utilizadas até dez variedades para se conseguir o sabor desejado. Além das características citadas, dadas a cerveja pelo lúpulo, esta planta ainda possui outras funções como evitar a produção de espumas durante a fervura, por exemplo (TOZETTO, 2017).

- Fermento

A levedura, ou fermento; é um microrganismo eucarionte, unicelular, desprovido de clorofila e pertencente ao Reino Fungi, que se reproduz geralmente por gemulação ou brotamento. A transformação da matéria-prima em álcool é efetuada por microrganismos, usualmente leveduras da espécie *Saccharomyces cerevisiae*, por meio da fermentação alcoólica. Para que a fermentação tenha sucesso, dentro de especificações técnicas, é muito importante que se misture ao mosto uma quantidade de leveduras capaz de converter os açúcares em álcool e gás carbônico, dentro de determinadas condições metabolizando os açúcares fermentescíveis a fim de se produzir álcool, gás carbônico, energia na forma de ATP e calor. Quando ocorre o processo de fermentação, estão sendo consumidos os açúcares fermentescíveis, como a maltose, a glicose, a frutose, a galactose, a manose e a maltotriose, sendo o etanol o principal produto formado da degradação desses açúcares (TOZETTO, 2017).

- Cevada

O Brasil produz cevada em escala comercial desde 1930. O ciclo total da cultura até a colheita no Brasil é de aproximadamente 110 dias. Cevada, (*Hordeum sp*) é uma cultura milenar e atualmente é o quarto cereal mais colhido no mundo. Dentre os tipos de cevada existentes, somente aquela com características para a produção de cerveja é cultivada comercialmente no Brasil. A produção brasileira de cevada está concentrada na Região Sul, com cultivo também nos estados de Goiás, de Minas Gerais e de São Paulo, sendo cultivada em mais de 140 mil hectares, e a produção é de aproximadamente 380 mil toneladas. A maioria da cevada cervejeira feita por micro cervejarias é importada de países com tradições como Alemanha, Bélgica, Inglaterra, República Tcheca e Estados Unidos da América (SANTOS, 2014).

A cevada adequada para a produção de cerveja necessita apresentar alguns atributos, mas principalmente deve germinar fácil e uniformemente, apresentando brotamento em mais que 98% dos grãos após a fase de maceração na maltagem (SANTOS, 2014).

2.1.2 Etapas da produção de cerveja

O processamento industrial de cerveja pode ser dividido em operações essenciais: moagem do malte; mosturação ou tratamento enzimático do mosto; filtração; fervura; tratamento do mosto (remoção do precipitado, resfriamento e aeração); fermentação; maturação e clarificação. Essa sequência de etapas envolve muito conhecimento teórico e prático, pois estão envolvidas diversas reações químicas e bioquímicas, necessitando de um cuidadoso acompanhamento; podendo ser divididas em dois grandes grupos ditos de parte quente e parte fria do processo de manufatura. Cada planta fabril possui suas características particulares, independente do volume de produção.

A moagem tem por objetivo quebrar o grão do cereal e expor o seu amido interno, aumentando a superfície de contato com as enzimas do malte, favorecendo a hidrólise. Essa etapa tem relação direta com a rapidez das transformações físico-químicas, rendimento, clarificação e qualidade final da cerveja. Pode ser executada em equipamentos que permitam a exposição do conteúdo interno do cereal, do tipo moinhos de rolos, discos ou martelos.

A mosturação, ou tratamento enzimático do mosto; é a mistura do malte moído com a água cervejeira na tina de mostura, ou cozinhador de malte ou ainda na primeira panela se for processado em escala reduzida. Nesta etapa emprega-se um controle rigoroso de tempos e temperaturas de processo, com o objetivo de favorecer as reações bioquímicas necessárias ao processo. A filtração do mosto tem por objetivo a separação da parte sólida, chamada de bagaço de malte; e a parte líquida, o mosto cervejeiro; de real interesse para o processo de manufatura (TOZETTO, 2017).

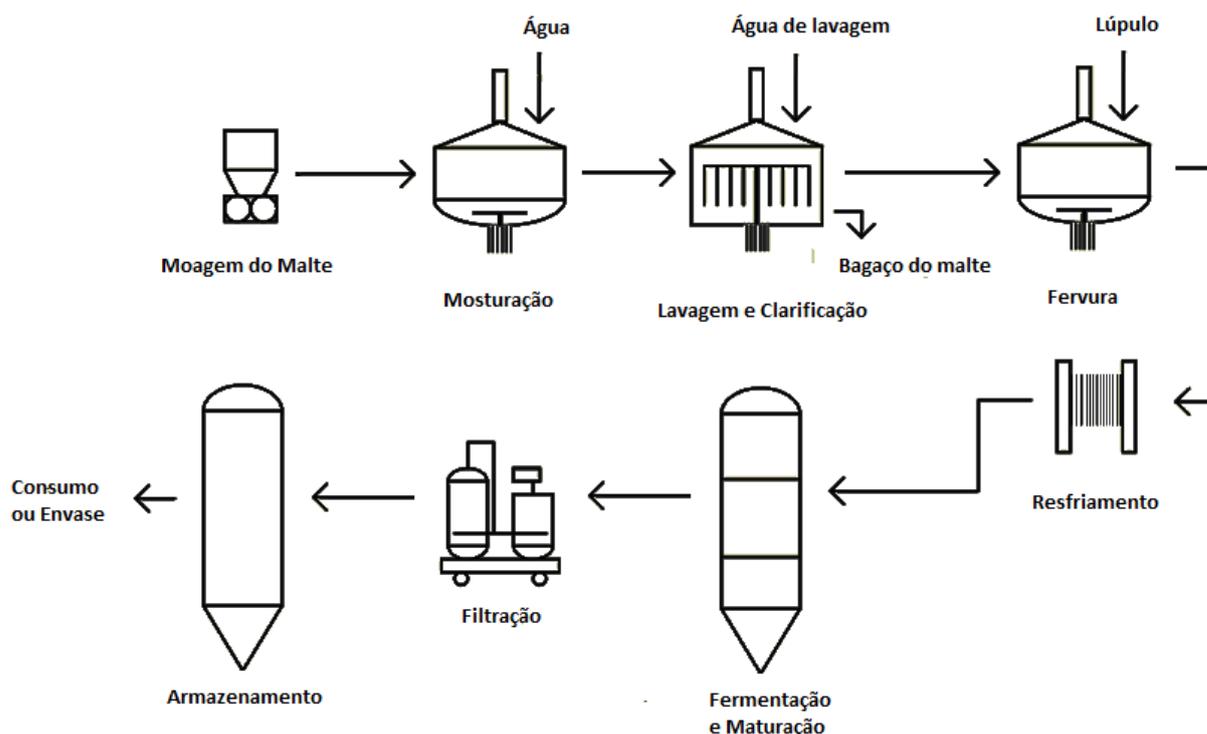
Na etapa de fervura do mosto ocorre desnaturação proteica, a concentração do mosto, a eliminação de compostos sulfurosos, a esterilização e escurecimento do mosto. Nessa etapa ocorre a adição do lúpulo, normalmente feita em duas etapas: no início da fervura, para conferir o amargor e mais ao final da fervura, responsável por conferir o aroma característico de cerveja (TOZETTO, 2017).

O processo leva normalmente de oitenta minutos de fervura efetiva e mais trinta minutos para o aquecimento do líquido. Logo após o final da fervura, o mosto é bombeado para outro tanque. O objetivo dessa operação unitária é promover a decantação de todo o excesso de proteína desnaturada na fervura, por meio de um tempo de repouso em torno de meia hora (TOZETTO, 2017).

O processo de fermentação é iniciado após a inoculação da levedura, com o mosto já devidamente resfriado e aerado. Nessa etapa, ocorre a liberação de CO₂ e calor nessa fase do processo. Após a retirada do fermento, acontece a redução de temperatura no tanque iniciando assim a fase de maturação, de no mínimo setenta e duas horas. Ocorrem importantes reações físico-químicas de transformação do aspecto visual da bebida além da produção de aromas e sabores característicos. A indústria ainda faz a filtração do líquido antes de enviar para a linha de envase (TOZETTO, 2017).

A figura 1 ilustra o fluxograma geral do processo como um todo, desconsiderando as particularidades da unidade produtora planta fabril.

Figura 1 – Diagrama do processo de produção da cerveja



As figuras 2, 3 e 4 ilustram parte do processo de fabricação da cervejaria São Bartolomeu.

Figura 2 – Parte do cozimento



Fonte: Cedida pela empresa.

Figura 3 – Processo de resfriamento do mosto



Fonte: Cedida pela empresa.

Figura 4 – Parte do processo de armazenamento da cerveja



Fonte: Cedida pela empresa.

3 TROCADORES DE CALOR

Usualmente, os trocadores de calor são classificados em função da configuração do escoamento e do tipo de construção. No trocador de calor mais simples, os fluidos quente e frio se movem no mesmo sentido ou sentido oposto em uma construção com tubos concêntricos.

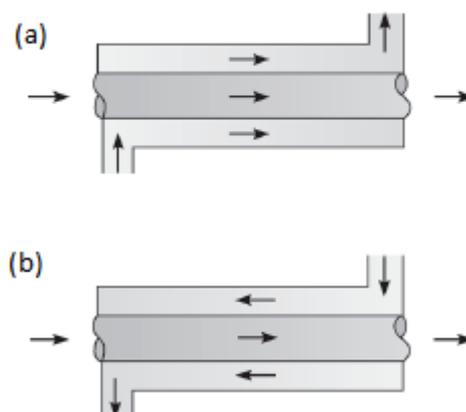
O desempenho térmico dos trocadores de calor é de grande importância para a operação econômica eficiente de maquinários industriais. Existem muitas técnicas ativas e passivas para melhorar o desempenho térmico da transferência de calor de convecção de calor trocadores tipo tubos (TUSAR et al. 2018).

Os trocadores de calor são equipamentos responsáveis em promover a transferência de calor entre duas ou mais substâncias, cujas temperaturas são diferentes. Na maior parte dos casos, esta transferência acontece entre dois fluidos, sejam eles líquidos ou gasosos.

Dentre a diversidade de equipamentos, a classificação pode ser feita a partir do arranjo de escoamentos, da forma construtiva e quanto ao grau de compacidade.

As formas do arranjo de escoamento mais usuais são as de fluxo paralelo, de fluxo contrário e de fluxo cruzado, como pode ser visto na figura 5. O arranjo de fluxo paralelo caracteriza-se pelo escoamento dos dois fluidos estarem no mesmo sentido, enquanto o arranjo de fluxo contrário, ou contracorrente, caracteriza-se pelo escoamento dos fluidos estarem em sentidos opostos. O arranjo de fluxo cruzado, caracteriza-se pelo cruzamento entre os escoamentos dos fluidos (KREITH et al. 2014).

Figura 5 – Trocador de calor de fluxo paralelo (a) e contra corrente (b).

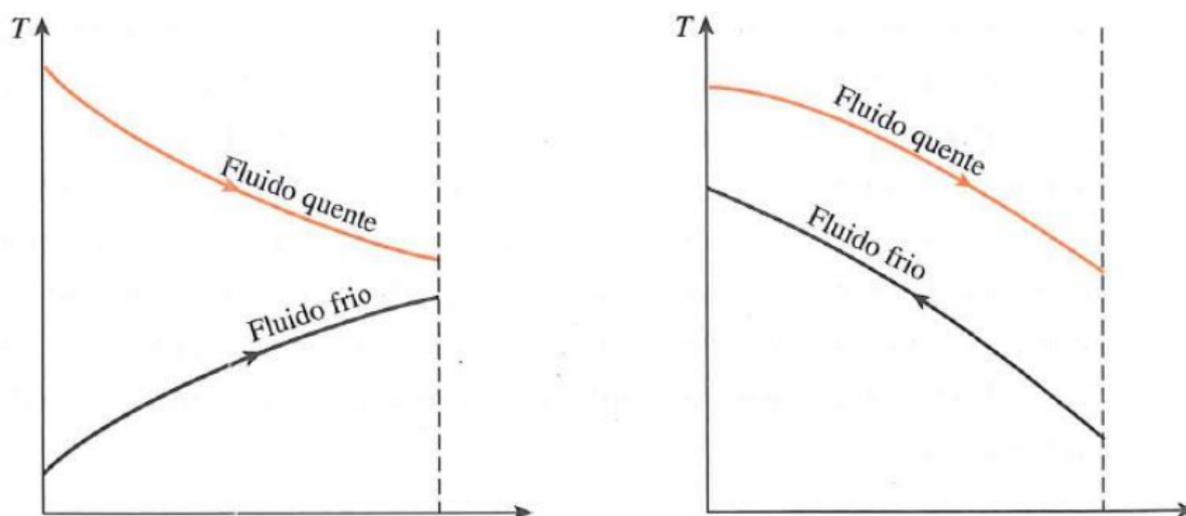


Fonte: Incropera, 2008.

Destes arranjos, o trocador de fluxo contracorrente é o que apresenta melhor desempenho, e o de fluxo paralelo o menor. Esta diferença entre os trocadores com escoamento em paralelo e contracorrente pode ser visualizada na figura 6 através dos

gráficos do comportamento das temperaturas dos fluidos ao longo dos trocadores. No caso contracorrente, o gráfico possui maior variação possível de temperaturas quente e fria na entrada (INCROPERA, 2008).

Figura 6 – Comportamento das temperaturas dos fluidos em trocadores de calor em escoamento paralelo e em contracorrente



Fonte: Çengel, 2012.

3.1 TROCADOR DE CALOR DE PLACAS PARALELAS

Os trocadores calor de placas consistem basicamente de um pacote de finas placas metálicas corrugadas comprimidas por parafusos de aperto em um pedestal. Entre cada par de placas são usadas gaxetas para formar canais de escoamento pelos quais os fluidos quente e frio circulam alternadamente, trocando calor através das placas metálicas (PERUSSI, 2010).

O tamanho e a quantidade das placas determinam o desempenho deste trocador de calor. O maior número placas significa mais área de transferência de calor, mas aumenta a resistência ao escoamento. As placas dos trocadores de calor por placas comerciais possuem formas de espinha de peixe conformadas na sua superfície para aumentar a área superficial de troca de calor e para causar distúrbio ao escoamento também para possibilitar uma melhor troca de calor. O conjunto de placas é comprimido de tal forma a vedar os canais. Os fluidos são então direcionados em canais alternados.

Esses trocadores de calor têm a vantagem de serem bastante compactos e se adaptam bem a mudanças de demanda térmica, pois as placas podem ser retiradas para adequar a capacidade do trocador. Além disso também são simples a limpeza e manutenção (SILVA JÚNIOR, 2016).

Segundo a classificação dos trocadores de calor de placas, eles podem ser em espiral, lamela e trocador de calor a placas com gaxeta (normalmente designados pela sigla PHE - plate heat exchanger). Os trocadores têm como uma característica comum as placas paralelas que formam canais para o escoamento alternado dos fluidos. A figura 7 apresenta um modelo de trocador de calor de placas com gaxeta da fabricante Alfa Laval (GUSMÃO, 2013).

Figura 7 – Trocador de calor tipo placas



Fonte: ALFA LAVAL, 2012.

3.2 TROCADOR DE CALOR TUBULAR TIPO SERPENTINA

Este trocador de calor consiste em um vaso dentro de outro, então o vaso interno possui uma camisa externa. O vaso interno possui uma entrada na sua parte superior e uma saída para o caso de transbordar em um nível alto, para conter uma quantidade determinada de água fria. Isto permite que você realize testes com uma quantidade determinada de água, ou deixe a água correndo com um teste de escoamento contínuo com um nível fixo (TECQUIPMENT, 2009).

O circuito de água quente pode ser conectado à camisa em torno do vaso interno, então o calor se transfere através da parede de metal do vaso interno (aquecimento pela camisa). O circuito de água quente, também pode ser conectado a uma serpentina dentro do vaso interno, para que o calor se transfira pela parede de metal da serpentina (aquecimento pela serpentina). O vaso interno inclui um termopar adicional para medir sua temperatura da água e também um agitador com velocidade ajustável para mostrar como a agitação pode afetar a transferência de calor (TECQUIPMENT, 2009).

No que se refere à transmissão de calor em tubos curvos, os trabalhos relativos ao assunto até meados da década de 60 eram todos experimentais, pois havia dificuldades inerentes para a solução numérica do campo de velocidades. Os estudos continuaram

de forma teórico-experimentais em tubos toroidais, incluindo os conceitos de curvatura e escoamento secundário. Para se descrever um fluido escoando em um tubo helicoidal, deve-se considerar, dentre outros, a influência do campo centrífugo e as equações de Navier-Stokes. A complexidade do escoamento em tubos helicoidais é grande, principalmente para elevados números de Reynolds, pelo surgimento de um escoamento secundário. Dito isto, simulações utilizando fluidodinâmica computacional vem sendo amplamente utilizadas para resolver as equações de conservação visando melhor observar o fenômeno, enquanto para análises menos profundas, implementa-se o uso das correlações existentes (AZIZ, 2010).

Estes tipos de trocadores são encontrados em diversas aplicações industriais, como por exemplo na indústria alimentícia, em reatores nucleares, em sistemas de recuperação de calor, em processos químicos e em equipamentos médicos. Esse equipamento é uma alternativa em situações em que o espaço é limitado pois podem acomodar uma grande área de transferência de calor em um pequeno espaço, se destacando em relação aos trocadores de tubos retos, por exemplo (FERREIRA, 2015).

As taxas de transferência de calor em bobinas helicoidais são altas em comparação com tubos retos, especialmente no regime laminar. A curvatura do tubo causa forças centrífugas que agem sobre o fluido, resultando em um padrão secundário perpendicular ao fluxo axial principal. Esse padrão de fluxo secundário geralmente consiste em dois vórtices, que movem o fluido da parede interna do tubo através do centro do tubo para a parede externa e ele volta para a parede interna após a parede externa. O movimento de fluxo secundário induzido pelo efeito de curvatura e a força centrífuga resultante tornam o coeficiente de transferência de calor e o coeficiente de atrito maiores que o de um tubo reto (SAHOO, 2003).

Para um determinado conjunto de condições, a taxa de transferência de massa nos tubos helicoidais é maior que a dos tubos retos (AZIZ, 2010).

Segundo Mirzaei et al. (2012), o aumento no diâmetro da serpentina aumenta a temperatura média final do líquido. Isto é devido ao fato de que, aumentando o diâmetro helicoidal, o tubo passa por um ponto superior da casca que leva ao menor tempo de fusão para a metade superior. Quanto maior o gradiente de temperatura média do material, mais a diferença de temperatura entre o fluido de transferência de calor e o material reduz, o que leva a uma menor taxa de transferência de calor entre eles. E que resulta em uma maior temperatura de saída do fluido de transferência ao longo do tempo.

Recentemente, tem havido uma investigação significativa sobre os benefícios do uso de trocadores de calor helicoidais em aplicações de processamento de alimentos. A curvatura resulta em padrões de fluxo não secundários, perpendiculares ao fluxo axial principal, o que aumenta a mistura de fluidos (RENNIE, 2006).

Na maioria das vezes, as características de transferência de calor para o fluxo do tubo são descritas usando números adimensionais, com o número Nusselt expresso em função de o número de Reynolds e o número de Prandtl. No entanto, para bobinas helicoidais, o número de Reynolds é frequentemente substituído pelo número de Dean, que é definido como o número de Reynolds multiplicado pela raiz quadrada da razão de curvatura (a razão entre o raio do tubo e o raio da curvatura). O número de Dean é usado para representar a força dos fluxos secundários; no entanto, nem todas as correlações para transferência de calor em bobinas helicoidais utilizam o número de Dean. Outras correlações foram baseadas em fatores de atrito, número de Graetz (no caso de fluxo de desenvolvimento) e/ou a razão de curvatura (RENNIE, 2006).

Sahoo citando Prabhajan et al. (2004) diz, uma investigação experimental foi realizada sobre transferência de calor por convecção natural de tubos helicoidais em espiral imersos em água. Eles se correlacionaram fora do número de Nusselt com o número de Rayleigh e consideraram a altura da bobina como a melhor representação para uma bobina vertical. Uma investigação experimental da transferência de calor por convecção natural em estado estacionário de tubos helicoidais aquecidos uniformemente orientados vertical e horizontalmente são apresentados por Moawed (2005).

Rennie et al. (2006) realizaram estudos numéricos em trocador de calor helicoidal de tubo duplo no regime laminar. Coeficientes Transferência de calor foram calculados para fluxo paralelo e contra fluxo e obtiveram uma correlação para o número de anel de Nusselt em termos número de Dean modificado.

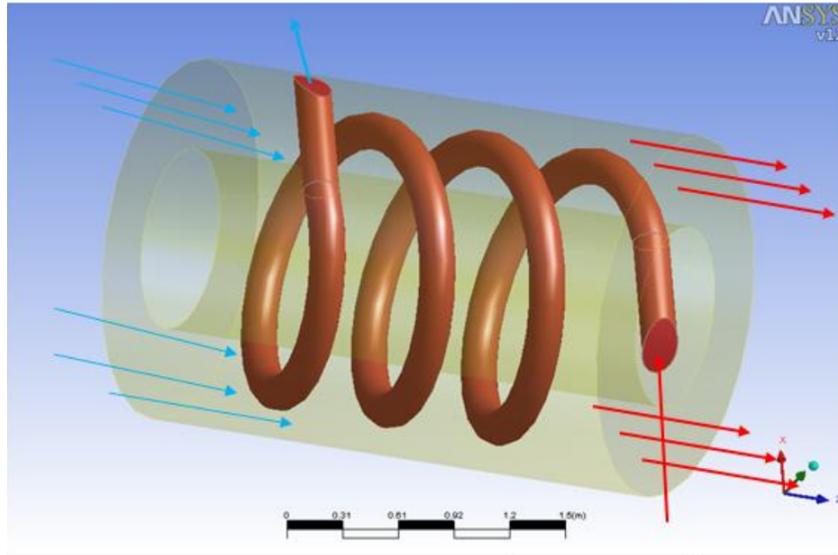
Shokouhmand e Salimpour (2007) realizaram estudos sobre um trocador de calor helicoidal com ar e água como fluido de transferência de calor e propôs uma correlação para estimar o coeficiente de transferência de calor.

A transferência de calor por convecção mista em uma bobina no trocador de calor de casca foi investigada experimentalmente por Ghorbani et al. (2010). Foram realizadas experiências para escoamento laminar e turbulento na bobina interna. Experimentos críticos de fluxo de calor foram conduzidos por Chen et al. (2011) em tubos helicoidais horizontais com refrigerante R134a como o fluido de transferência de calor. É relatado que a relação bobina/diâmetro é mais importante que a relação comprimento/diâmetro e propôs uma correlação para estimar o fluxo de calor crítico.

A interação entre a força flutuante e a força centrífuga, devido à fluxo secundário tem efeito significativo sobre a resistência do fluxo. Por outro lado, o coeficiente de transferência de calor foi influenciado pelo calor latente das partículas de gelo. Mahmoudi et al. (2017) investigaram a transferência de calor por convecção e queda de pressão em tubos helicoidais usando TiO_2 /nanofluido de água e relatou que, para um dado número de Reynolds, o número de Dean tem um efeito significativo na transferência de calor.

A Figura 8 ilustra um arranjo semelhante ao deste estudo, onde pode se verificar a bobina helicoidal de cobre e externamente dois cilindros concêntricos passando água refrigerante entre eles. As setas de cor azul representam o fluido frio que passa entre os cilindros. As setas laranja no sentido coaxial representam o fluido frio após aquecimento e a seta vermelha no sentido radial (entrando na serpentina) representa o fluido quente a ser refrigerado.

Figura 8 – Esquema do trocador de calor helicoidal



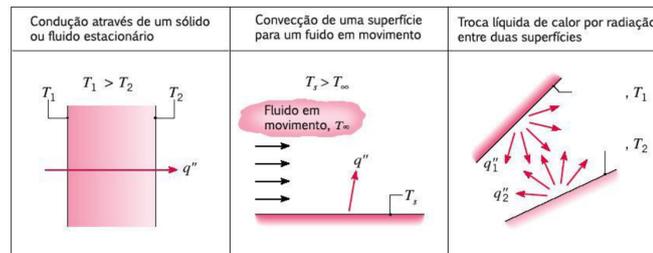
Fonte: CASTRO et al., 2012

4 ANÁLISE E DESEMPENHO DOS TROCADORES DE CALOR

4.1 MODOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Transferência de calor é energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura no espaço, esses modos estão esquematizados na figura 9 (INCROPERA, 2008). Quando existe um gradiente de temperatura em um meio estacionário, que pode ser um sólido ou um fluido, usa-se o termo condução para referir-se à transferência de calor que ocorrerá através do meio. O termo convecção se refere à transferência de calor que ocorrerá entre uma superfície e um fluido em movimento quando eles estiverem a diferentes temperaturas. O terceiro modo de transferência é chamado de radiação térmica. Todas as superfícies com temperatura não nula emitem energia na forma de ondas eletromagnéticas.

Figura 9 – Modos de transferência de calor: condução, convecção e radiação.



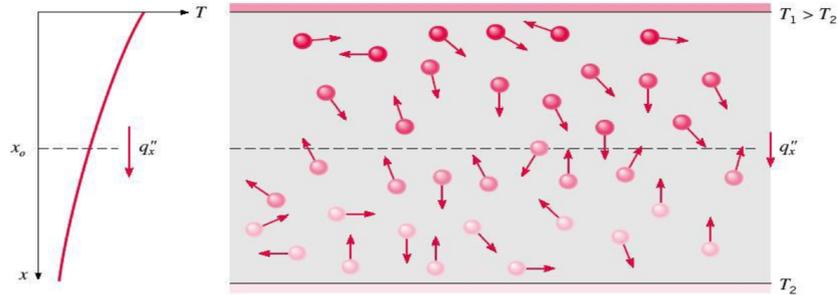
Fonte: Incropera, 2008.

4.1.1 Condução

A condução pode ser vista como a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância devido às interações entre partículas. A Figura 10 ilustra a ocupação de um gás entre duas superfícies de temperaturas diferentes, onde as partículas escuras, que são as mais energizadas, transferem energia às mais claras, com menos energia, através de colisões, para que haja um equilíbrio. Temperaturas mais altas estão associadas às energias moleculares mais altas e quando moléculas vizinhas se chocam uma transferência de energia das moléculas mais energéticas deve ocorrer (INCROPERA, 2008).

Como nos líquidos, pelo fato das moléculas se encontrarem mais próximas que nos gases, as interações são mais fortes e frequentes, o que torna a transferência de calor mais efetiva. Nos sólidos, essa transferência é relacionada a atividades atômicas de vibrações dos retículos, ou, em uma visão mais moderna, ondas na estrutura de retículos induzidos pelo movimento atômico (Incropera, 2008), ("O equacionamento de taxa para tal modo de transferência é conhecida como Lei de Fourier").

Figura 10 – Associação da transferência de calor por condução à difusão de energia devido à atividade molecular.



Fonte: Incropera, 2008.

A equação para uma parede plana unidimensional, como apresentada na Figura 18, é apresentada pela Equação 4.1 o sinal negativo é uma consequência de o calor ser transferido na direção decrescente de temperatura. O parâmetro k é uma propriedade de transporte conhecida como condutividade térmica e é uma característica do material da parede.

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (4.1)$$

Nas condições de estado estacionário mostrado na figura, com a distribuição de temperaturas linear, o gradiente de temperatura pode ser representado como:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (4.2)$$

portanto, o fluxo térmico será:

$$q_x'' = -k \frac{T_2 - T_1}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (4.3)$$

4.1.2 Convecção

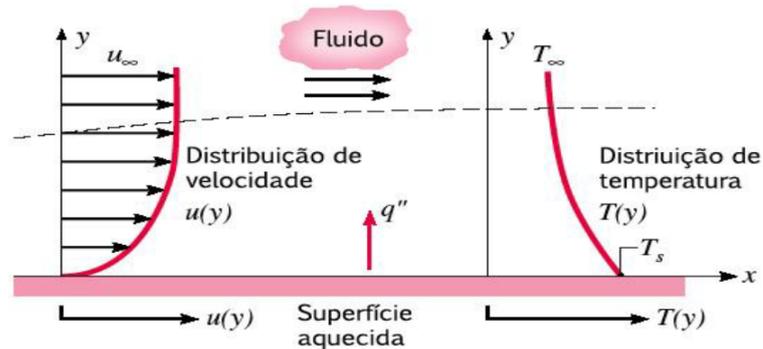
O termo convecção é utilizado para referenciar a transferência de calor cumulativa de dois mecanismos: movimento molecular aleatório, como ocorre na condução, e movimento global do fluido, também chamado de advecção. Este está associado ao movimento coletivo de um grande número de moléculas, que, na presença de um gradiente de temperatura, contribui para a transferência de calor.

O exemplo de convecção mais conhecido é o que ocorre entre um fluido em movimento e uma superfície, estando os dois a diferentes temperaturas. Nestas condições, é criada uma região no fluido denominada camada limite hidrodinâmica ou de velocidade, onde a velocidade varia entre zero, no contato com a superfície ($y=0$), e um valor finito

u_∞ associado ao escoamento do fluido. A Figura 11 ilustra a camada limite. Se as temperaturas da superfície e do fluido forem diferentes, existirá uma região no fluido da qual a temperatura variará de T_s até T_∞ (camada limite térmica).

O estudo e a observação dos fenômenos que ocorrem nesta camada são essenciais para a compreensão da transferência de calor por convecção.

Figura 11 – Desenvolvimento da camada limite na transferência de calor por convecção.



Fonte: Incropera, 2008.

A transferência de calor por convecção pode ser classificada de acordo com a natureza do escoamento do fluido. Referimos à convecção forçada quando o escoamento é causado por meios externos, tais como um ventilador, uma bomba ou ventos atmosféricos. Em contraste, no caso da convecção livre (ou natural) o escoamento do fluido é induzido por forças de empuxo, que são originadas a partir de diferenças de densidades (massas específicas) causadas por variações de temperatura no fluido.

Independentemente da natureza do processo de transferência de calor por convecção, a equação apropriada para o fluxo de transferência possui a forma:

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (4.4)$$

Onde h é coeficiente de transferência de calor por convecção, T_s é a temperatura da superfície e T_∞ é a temperatura do fluido

4.2 DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR

Nessa seção serão apresentados os tópicos relacionados ao processo de dimensionamento de um trocador de calor quando as temperaturas de entrada dos fluidos são conhecidas e as temperaturas de saída estão especificadas.

No desenvolvimento do trabalho foram considerados os seguintes aspectos:

- Propriedades constantes ao longo do escoamento;

- Perda ou ganho de calor para a vizinhança desprezíveis.

4.2.1 Balanço de Energia

O balanço de energia para sistemas abertos sem reação química pode ser escrito como:

$$\Delta E = Q + W - \Delta(H + E_c + E_p) \quad (4.5)$$

Sendo E a energia total, Q o calor transferido, W o trabalho mecânico ou elétrico realizado, H a entalpia, E_c a energia cinética e E_p a energia potencial.

Considerando que o equipamento de troca de calor opera em estado estacionário, no trocador de calor não há trabalho sendo realizado, as variações de energia cinética e energia potencial podem ser desprezadas e não há acúmulo de energia, a equação 4.5 se reduz, para cada corrente no trocador:

$$q = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (4.6)$$

Onde \dot{m} é a vazão mássica do fluido em circulação, h_1 e h_2 entalpias por unidade de massa dos fluxos na entrada e na saída, respectivamente.

No trocador de calor, pode haver troca de calor com o ambiente, porem como a quantidade é pequena se comparada com as trocas entre o fluido, podem ser desprezadas.

Com esta suposição, o calor que um fluido cede é igual ao calor que o outro fluido recebe. Assim, a equação para cada fluido que escoar no trocador de calor é representada a seguir.

Para o fluido quente, onde a vazão mássica é representada por \dot{m}_q , as temperaturas de entrada e saída por T_{q1} e T_{q2} e as entalpias h_{q1} e h_{q2} :

$$q_q = \dot{m}_q(h_{q2} - h_{q1}) \quad (4.7)$$

Para o fluido frio, onde a vazão mássica é representada por \dot{m}_f , as temperaturas de entrada e saída por T_{f1} e T_{f2} e as entalpias h_{f1} e h_{f2} :

$$q_f = \dot{m}_f(h_{f2} - h_{f1}) \quad (4.8)$$

Como o fluido frio recebe o calor quente:

$$q_f = q_q \quad (4.9)$$

$$\dot{m}_f(h_{f2} - h_{f1}) = \dot{m}_q(h_{q2} - h_{q1}) \quad (4.10)$$

Não havendo mudança de fase em nenhum dos fluidos, apenas calor sensível será trocado, portanto a equação acima pode ser escrita como:

$$\dot{m}_f C_{p,f}(T_{f2} - T_{f1}) = \dot{m}_q C_{p,q}(T_{q2} - T_{q1}) \quad (4.11)$$

4.2.2 Coeficiente global de transferência de calor

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor é uma etapa fundamental na análise de um trocador de calor e é definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre os fluidos (INCROPERA, 2014). No caso de dois fluidos separados por uma parede, o coeficiente global de transferência de calor é escrito na forma apresentada na equação 4.12, sendo que U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área superficial, os subscritos f e q indicam os fluidos frio e quente, respectivamente e R_p é a resistência térmica da parede e h é o coeficiente convectivo associado a cada um dos fluidos, dada pela equação 4.13.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f A_f} = \frac{1}{U_q A_q} = \frac{1}{(hA)_f} + R_p + \frac{1}{(hA)_q} \quad (4.12)$$

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k} \quad (4.13)$$

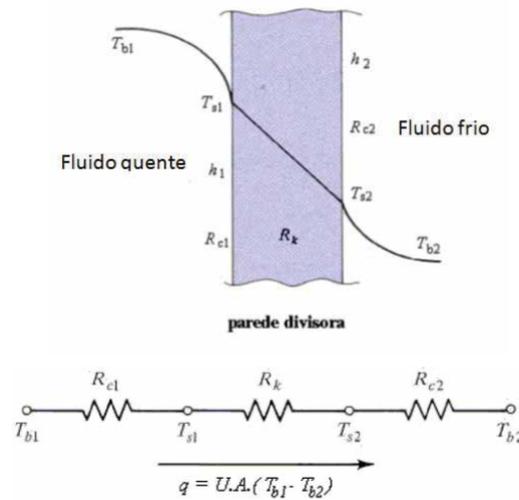
Para uma parede cilíndrica, a resistência térmica à condução é calculada a partir das medidas do raio interno e externo do tubo e do seu comprimento e da condutividade térmica do material do tubo.

Em muitos casos, a parcela relativa à condução pode ser desprezada se o tubo tiver paredes finas e for construído de um material com alta condutividade térmica, e a equação 4.12 pode ser escrita na forma apresentada pela equação 4.14.

$$U = \frac{1}{(h_q)^{-1} + (h_f)^{-1}} \quad (4.14)$$

O coeficiente é determinado levando em consideração as resistências condutiva e convectiva entre fluidos separados por paredes planas. Por exemplo, em casos de paredes planas, demonstrada na figura 12.

Figura 12 – Parede plana.



Fonte: Incropera, 2008.

4.2.3 Parâmetros adimensionais

Para o cálculo dos coeficientes convectivos h , associados aos escoamentos interno e externo, é necessária a determinação de alguns parâmetros adimensionais. Para o trocador de calor dimensionado nesse trabalho, os parâmetros requisitados são: o número de Reynolds, o número de Nusselt e o número de Prandtl (INCROPERA, 2008).

O número de Reynolds é o número adimensional mais relevante que descreve o fluxo de escoamento ou em caso de vasos agitados descreve comportamento dinâmico em função do nível de agitação. O número de Reynolds pode ser classificado quanto ao seu regime sendo laminar para valores menores que 2×10^3 , turbulento para valores maiores que 4×10^3 e transitório para valores compreendidos entre 2×10^3 e 4×10^3 .

O número de Reynolds pode ser interpretado como a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas. Para o cilindro circular, o número de Reynolds é definido na equação:

$$Re_D = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\pi \cdot D \cdot \mu} \quad (4.15)$$

O número de Nusselt fornece uma medida da razão entre a transferência de calor por convecção e por condução pura, dado pela equação abaixo:

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (4.16)$$

O número de Prandtl é definido como a razão entre a viscosidade cinemática, também chamada de difusividade de momento, e a difusividade térmica de um fluido,

conforme equação seguinte:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (4.17)$$

4.2.4 Escoamento externo em cilindro

Para a determinação do coeficiente convectivo de uma superfície em contato com um escoamento externo é necessária a utilização de correlações empíricas obtidas através de dados experimentais realizados em diferentes regimes de escoamento.

Conforme Incropera (2008), para cilindros expostos a um escoamento externo, na direção normal ao eixo circular, existe uma correlação empírica, dada pela equação:

$$Nu_D = C \cdot (Re_D)^m \cdot Pr^{1/3} \quad (4.18)$$

Essa correlação é utilizada para fluidos com número de Prandtl $\geq 0,7$, onde as constantes C e m estão listadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Constantes C e m para cilindro circular em escoamento cruzado.

Re_D	C	m
0,4 - 4	0,989	0,33
4 - 40	0,911	0,385
40 - 4000	0,683	0,466
4000 - 40000	0,193	0,618
40000 - 400000	0,027	0,805

Fonte: Incropera, 2008.

Segundo Incropera, 2008, as propriedades usadas na equação 4.18, deverão ser avaliadas a uma temperatura da camada limite média, chamada de temperatura média, através da seguinte fórmula:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (4.19)$$

4.2.5 Escoamento interno em tubo espiral

Silva Júnior (2016), em seu trabalho diz que dentre as diversas correlações empíricas para a determinação do número de Nusselt para o escoamento interno em um tubo em espiral, Gupta et al. (2012) apresenta a correlação de Roger et al. (1964), correlação essa que pode ser aplicada ao objeto de estudo desse trabalho e que é dada pela relação:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,85} \cdot Pr^{0,4} \cdot \delta^{0,1} \quad (4.20)$$

Segundo Silva Júnior (2016), a aplicação dessa correlação é válida para números de Reynolds maiores que 2000, onde o termo δ conhecido como a relação de curvatura, apresentado na equação a seguir, é dada pela razão entre o raio do tubo e o raio de curvatura do tubo.

$$\delta = \frac{r}{R_c} \quad (4.21)$$

4.2.6 Eficiência do trocador em espiral do LCTH

Para o trocador de calor em regime de contra fluxo (contra corrente) para o qual as taxas de capacidade térmicas são iguais ($C_q = C_f$), utilizando a equação 4.11, obtêm-se de forma simplificada as equações para o cálculo da eficiência do fluido frio e do fluido quente para este trocador.

Essas equações são utilizadas pela fornecedora TecQuipment em seu manual do usuário, fornecido para realização dos ensaios.

A eficiência da temperatura do circuito quente do trocador de calor consiste na razão entre a mudança de temperatura no circuito quente, dividida pela diferença entre a temperatura máxima e a temperatura mínima dos circuitos quente e frio:

$$\eta_f = \left(\frac{T_{f2} - T_{f1}}{T_{q1} - T_{f1}} \right) .100 \quad (4.22)$$

A eficiência da temperatura do circuito frio do trocador de calor consiste na razão entre a mudança de temperatura no circuito frio, dividida pela diferença entre a temperatura máxima e a temperatura mínima dos circuitos quente e frio:

$$\eta_q = \left(\frac{T_{q1} - T_{q2}}{T_{q1} - T_{f1}} \right) .100 \quad (4.23)$$

4.3 ANÁLISE DO DESEMPENHO

Para o trocador TD360, do LCTH, será utilizada a equação 4.23 para cálculo da eficiência do fluido quente, e a equação 4.22 para o fluido frio.

Foram usados os métodos para analisar o desempenho dos trocadores de calor. O método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (MLDT) e o da efetividade-NUT ($\varepsilon - NUT$).

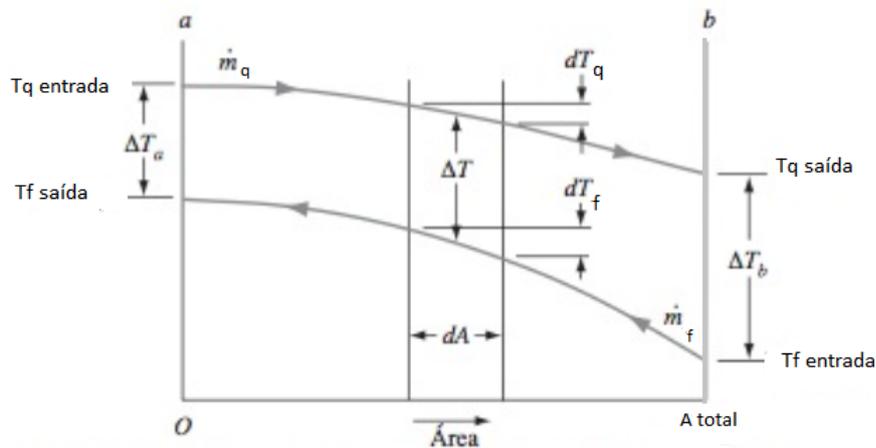
4.3.1 Média logarítmica das diferenças de temperaturas

O método da média logarítmica da diferença de temperaturas é usado na análise de trocadores de calor, em particular no dimensionamento, para situações onde as

temperaturas são conhecidas (ou podem ser determinadas) e o tamanho do trocador é requerido.

As temperaturas dos fluidos no interior de um trocador de calor não são, geralmente, constantes, variando de ponto a ponto à medida que os fluidos, quente e frio, trocam calor. A figura 13 ilustra como pode ocorrer a variação de temperatura no interior de um trocador de calor simples.

Figura 13 – Distribuição de temperatura em um trocador de calor de correntes contrárias



Fonte: Incropera, 2008.

O balanço de energia, no estado estacionário, para uma seção diferencial do trocador de calor pode ser representado pela equação abaixo:

$$dq = U\Delta T dA \quad (4.24)$$

Logo, para determinar a quantidade de calor transferido do fluido quente para o fluido frio por unidade de tempo, a equação 4.24 deve ser integrada sobre a área de transferência de calor ao longo do comprimento do trocador de calor.

Considerando o coeficiente global de transferência de calor constante, desprezando as variações de energia cinética e a troca de calor com o ambiente, a equação 4.24 poderá ser integrada para os casos de correntes paralelas e contra corrente, obtendo-se:

$$dq = \dot{m}_f \cdot C_p \cdot dT_f = \dot{m}_q \cdot C_p \cdot dT_q = U \cdot dA \cdot (T_q - T_f) \quad (4.25)$$

Substituindo na equação 4.11, temos:

$$T_{q2} = T_{q1} - \frac{C_f}{C_q} \cdot (T_{f2} - T_{f1}) \quad (4.26)$$

De onde obtém-se:

$$T_{q2} - T_{f2} = -\left(1 + \frac{C_f}{C_q}\right) \cdot T_{f2} + \frac{C_f}{C_q} \cdot T_{f1} + T_{q1} \quad (4.27)$$

Substituindo na equação 4.25 os valores das temperaturas da equação 4.27, tem-se:

$$\frac{dT_{f2}}{-\left[1 + \left(\frac{C_f}{C_q}\right)\right] \cdot T_{f2} + \left(\frac{C_f}{C_q}\right) \cdot T_{f1} + T_{q1}} = \frac{U \cdot dA}{C_f} \quad (4.28)$$

Integrando a equação 4.28, tem-se:

$$\ln \left[\frac{\left(1 + \frac{C_f}{C_q}\right) \cdot (T_{f1} - T_{f2}) + T_{q1} - T_{f1}}{T_{q1} - T_{q2}} \right] = - \left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_q} \cdot U \cdot A \right) \quad (4.29)$$

Como:

$$\frac{C_f}{C_q} = - \frac{T_{q2} - T_{q1}}{T_{f2} - T_{f1}} \quad (4.30)$$

Obtem-se da equação 4.29:

$$\ln \left(\frac{T_{q2} - T_{f2}}{T_{q1} - T_{f1}} \right) = [(T_{q2} - T_{f2}) - (T_{q1} - T_{f1})] \frac{U \cdot A}{q} \quad (4.31)$$

Fazendo $T_q - T_f = \Delta T$, a equação 4.29 pode ser reescrita como:

$$q = U \cdot A \cdot \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \quad (4.32)$$

Onde os índices a e b referem-se às extremidades do trocador de calor, conforme a figura 13. Então,

$$MLDT = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \quad (4.33)$$

A expressão acima resulta em uma taxa de transferência de calor local, de maneira que, a partir de sua forma integral, a taxa de transferência de calor total pode então ser determinada por:

$$q = U A \Delta T_{ml} \quad (4.34)$$

4.3.2 Método da efetividade-NUT

O método da efetividade – NUT (ε -NUT) é utilizado em situações onde o tamanho do trocador de calor e as temperaturas de entrada são conhecidos e a taxa de transferência de calor e as temperaturas de saída dos fluidos são pretendidas. Problemas de dimensionamento também podem ser solucionados por esse método.

O método ε -NUT pode ser definido como a razão entre a taxa de transferência de calor real do trocador de calor em estudo e a taxa de transferência máxima, que pode ser obtida de um trocador de calor contracorrente puro com comprimento infinito, o que garante a máxima diferença possível de temperaturas no fluido de menor capacidade térmica. Esta razão pode ser escrita da seguinte forma:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (4.35)$$

onde

$$q_{m\acute{a}x} = C_{min} (T_{q,1} - T_{f,1}) \quad (4.36)$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (4.37)$$

Para cálculos que envolvem o projeto de trocadores de calor, o número de unidades de transferência (NUT) é amplamente utilizado. A definição deste parâmetro adimensional é apresentada como:

$$NUT = \frac{U.A}{C_{min}} \quad (4.38)$$

A tabela 2, apresenta as relações de efetividades para vários trocadores de calor, Çengel (2012). Esses gráficos, demonstrados abaixo, e as relações também foram retiradas da mesma literatura. As relações analíticas para efetividade fornecem resultados mais precisos que os gráficos, já que erros de leitura nos gráficos são inevitáveis. As relações são muito apropriadas para a análise computadorizada de trocadores de calor.

Tabela 2 – Relações de efetividade para trocadores de calor

Tipo de trocador de calor	Relação de efetividade
Tubo duplo	
Escoamento paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contracorrente:	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \cdot \exp[-NTU(1 - c)]}$
Casco e tubo	
Um passe no casco 2, 4,...pases nos tubos	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
Escoamento cruzado (Um único passe)	
Ambos os fluidos sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0,22}}{c} [\exp(-c \cdot NTU^{0,78}) - 1] \right\}$
$C_{m\acute{a}x}$ com mistura e C_{min} sem mistura	$\varepsilon = \frac{1}{c} 1 - \exp[-c(1 - \exp(-NTU))]$
C_{min} com mistura e $C_{m\acute{a}x}$ sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-cNTU)] \right\}$
Todos os trocadores de calor com $c = 0$	
$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	

Fonte: Adaptado de Çengel (2012).

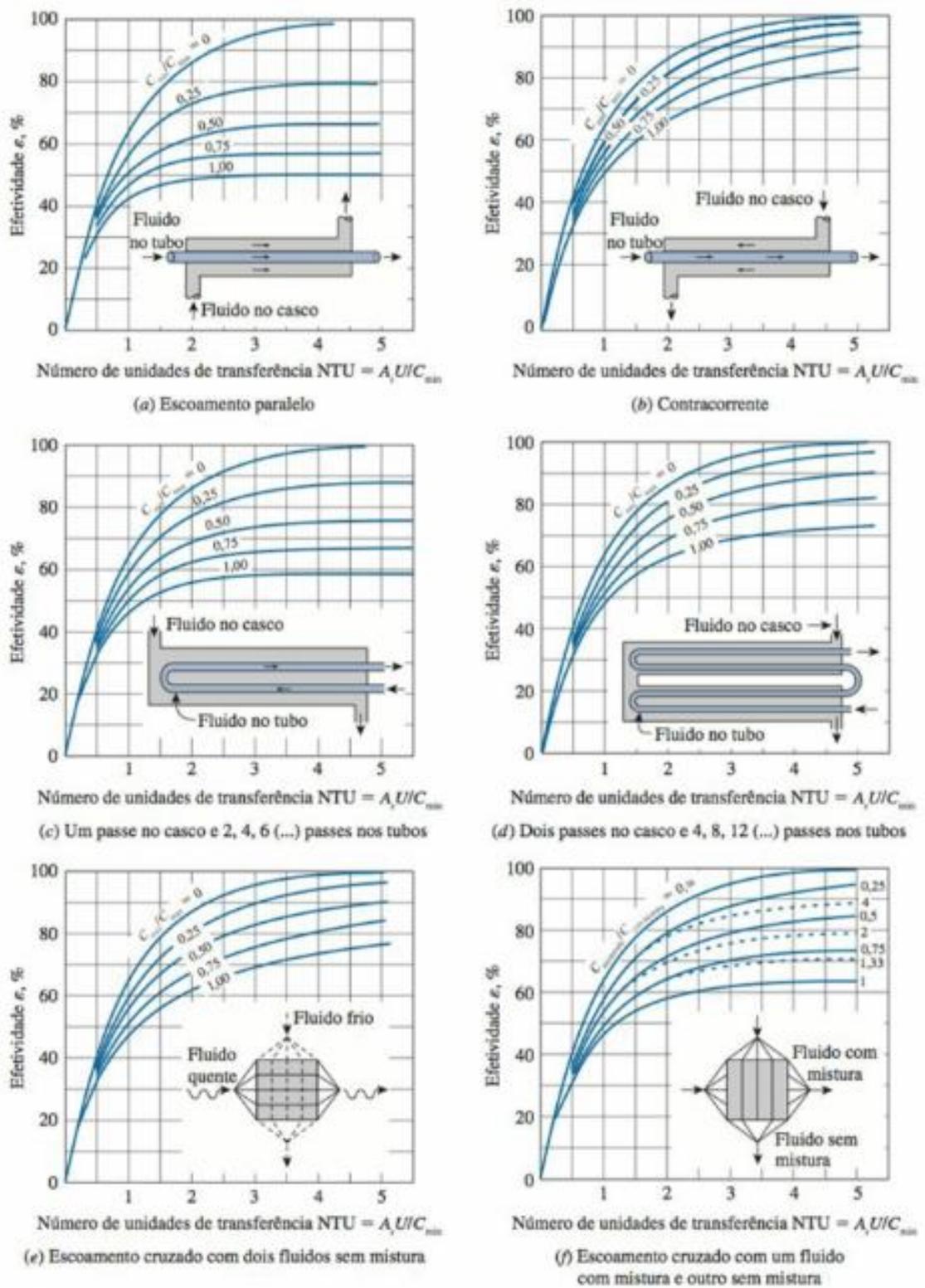
Em relação aos gráficos da figura 14, pode-se observar que, Çengel (2012),

1. O valor da efetividade varia entre 0 e 1. Ela aumenta rapidamente com NUT para valores pequenos (até cerca de $NUT=1,5$), mas muito devagar para valores maiores, sendo que a utilização de um trocador de calor com um grande NUT, maiores que 3 e, portanto, uma grande dimensão pode não ser justificada economicamente pois um grande aumento do NUT, neste caso, corresponde a um pequeno aumento de efetividade. Assim, um trocador de calor com elevada efetividade pode ser desejável do ponto de vista de transferência de calor, mas indesejável do ponto de vista econômico.

2. Para um dado NUT e uma razão de capacidade $c = C_{min}/C_{máx}$, o trocador de calor contracorrente tem maior efetividade, seguindo de perto pelo trocador de calor de escoamento cruzado com ambos os fluidos sem mistura. Ou seja, os menores valores de efetividade são encontrados em trocadores de calor de escoamento paralelo.
3. A efetividade de um trocador é independente da razão de capacidade c para valores de NUT inferiores a cerca de 0,3.
4. O valor da razão de capacidade c varia entre 0 e 1. Para um dado NUT, a efetividade torna-se máxima para $c = 0$ e mínima para $c = 1$. O caso $c \rightarrow \infty$ corresponde ao $C_{max} \rightarrow \infty$, que é obtido durante o processo de mudança de fase em condensador em evaporador.

Como mencionado, quando todas as temperaturas de entrada e saída são especificadas, o tamanho do trocador de calor pode ser facilmente determinado utilizando o método MLDT. Alternativamente, pode ser verificado a partir do método ε -NUT, primeiro pela avaliação da ε a partir da sua definição e, depois pela avaliação do NUT a partir da figura 14.

Figura 14 – Efetividade de trocadores de calor



Fonte: Çengel (2012).

5 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Para projetar um trocador de calor, é necessário conhecer os dois fluidos que serão utilizados na troca térmica, as temperaturas (entrada e saída) e suas vazões. Uma vez conhecendo os fluidos, é preciso encontrar a quantidade de calor para o fluido quente (mosto) e assim a temperatura de saída no trocador de calor. Para o fluido frio (água) devemos conhecer no mínimo a temperatura de entrada.

Para calcular o comprimento do trocador de calor, foram avaliados as variáveis descritas abaixo, assim como o tipo de escoamento dos trocadores. É descrito e discutido o dimensionamento de trocador de calor para o processo de resfriamento do mosto na indústria cervejeira. Neste caso, são definidos os seguintes parâmetros:

- Número de Reynolds;
- Regime de escoamento;
- Nusselt;
- Coeficiente convectivo interno;
- Coeficiente convectivo externo;
- Coeficiente de transferência de calor;
- Definição da diferença entre as médias logarítmicas das temperaturas de acordo com o escoamento;
- Discussão sobre as dificuldades do dimensionamento;
- Equacionar a dimensão global do trocador de calor;
- Equacionar a transferência de calor;
- Coeficiente de convecção;
- Comprimento da serpentina.

Após calcular o dimensionamento do trocador de calor tipo serpentina, foram discutidas algumas variações, juntamente com o desempenho da possível mudança do trocador tipo placas usado na cervejaria, pelo trocador tipo serpentina proposto por este trabalho. A seguir, serão demonstradas as diretrizes metodológicas que foram utilizadas para a realização do presente projeto de pesquisa, descrevendo o local onde foram realizados os experimentos e analisados os dados.

5.1 ENSAIO EXPERIMENTAL NO TROCADOR DE CALOR DO LCTH

Para avaliar a eficiência de troca térmica foi usado o trocador de calor tipo serpentina de escala laboratorial. Os dados foram coletados e analisados a partir dos experimentos neste equipamento e, a seguir, comparados com os dados fornecidos pelo produtor da Cerveja São Bartolomeu, também situada em Juiz de Fora. Sendo que o fluido utilizado no laboratório é água à temperatura ambiente, pois nas literaturas consultadas, foi relatado que seu comportamento assemelha-se com o mosto da cerveja, que no caso passa em maior temperatura para ceder calor, e é obtido através de um tanque de aquecimento do próprio equipamento, enquanto que o fluido frio é o que passa em menor temperatura e foi obtido diretamente de uma fonte de água do laboratório à temperatura ambiente.

O equipamento usado foi a bancada didática da fornecedora TecQuipment, incluindo o vaso encamisado com aquecimento pela serpentina (TD360d), figura 15.

Figura 15 – O módulo de serviço e trocador de calor vaso encamisado com aquecimento pela serpentina



Fonte: TecQuipment,2009.

As informações relevantes do trocador Vaso Encamisado com serpentina e agitador (TD360d), retiradas do manual do fornecedor, estão listadas abaixo:

- Dimensões brutas: largura de 500 mm, profundidade de 260 mm, altura de 310 mm e 6 kg;
- Vaso externo: Plástico UPVC, diâmetro externo de 125 mm, diâmetro interno de 113 mm;
- Vaso interno encamisado: Aço inoxidável, diâmetro externo de 101 mm e interno de 99 mm;
- Serpentina: Aço inoxidável, diâmetro externo de 6 mm e interno de 4 mm;

- Volume definido: Aproximadamente 0,5 litro;
- Área média de transferência de calor: $0,02 \text{ m}^2$

A fonte de água fria, disponível no ponto de fornecimento como uma torneira comum, e o fluido quente também é água.

A intenção inicial foi ensaiar o trocador de calor tipo serpentina nas mesmas condições de operação do trocador de calor tipo placas, utilizado na cervejaria, mas devido à limitação do equipamento usado no laboratório, foi ensaiado o trocador de calor tipo serpentina e placas em temperaturas de entradas menores, mas ajustando as vazões para que o coeficiente de transferência de calor seja próximo do valor real. Este procedimento foi adotado, pois todos os trocadores do laboratório possuem valores limites para a temperatura do tanque de aquecimento de $60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Quando os fluidos já estavam em movimento, monitorou-se a temperatura de entrada da água quente até que esta atingisse a desejada no experimento. Então foram coletadas as temperaturas de saída de ambos os fluidos e também a de entrada do fluido frio. Este procedimento foi repetido para todos os ensaios experimentais, em que se alterou a vazão do fluido quente. Para auxiliar o operador, como é uma bancada didática, há um layout em cada trocador, conforme deseja-se proceder com o escoamento, fluxo paralelo ou contracorrente.

6 ANÁLISE DOS RESULTADOS

A dificuldade de se projetar um trocador de calor se deve ao fato da dimensão e do tipo de trocador de calor a ser utilizado no adequado processo, devido a diversos tipos diferentes de trocadores de calor e também pelo desenvolvimento atual da tecnologia na área.

Para se desenvolver o dimensionamento de um trocador de calor, primeiramente é necessário conhecer os dois fluidos que serão utilizados na troca térmica. No processo de resfriamento do mosto, os fluidos utilizados são o próprio mosto e a água. Para o fluido quente, o principal fluido do processo (mosto) sabe-se a temperatura de entrada e saída no trocador de calor e para o fluido frio (água) deve-se conhecer no mínimo a temperatura de entrada. A tabela 3 descreve os dados específicos necessários de cada fluido. Os dados do mosto foram obtidos a partir da visita técnica à Cervejaria São Bartolomeu - Juiz de Fora/MG.

Segue os dados de entrada e saída:

Tabela 3 – Dados de entrada e saída dos fluidos

Dados	Mosto	Água
Vazão Mássica (L/min)	50	2,0
Temperatura de entrada (°C)	95	19
Temperatura de saída (°C)	10	-

Fonte: Autora, 2019.

Neste capítulo, serão apresentados os resultados do dimensionamento de um trocador de calor tipo serpentina que possua as mesmas características operacionais do trocador de placas paralelas utilizado na cervejaria, com o objetivo de determinar o comprimento do tubo necessário para fornecer a taxa de transferência de calor equivalente a fornecida pelo trocador de placas paralelas. Com esses cálculos será possível realizar a análise da situação e verificar se são necessárias alterações no equipamento hoje instalado.

6.1 RESULTADOS DO ENSAIO NO TROCADOR DE CALOR TIPO SERPENTINA DO LCTH

A intenção inicial era ensaiar o trocador de calor tipo serpentina nas mesmas condições de operação do trocador de calor tipo placas, utilizado na cervejaria, mas devido a limitação do equipamento usado no laboratório, foi ensaiado o trocador de calor tipo serpentina em temperaturas de entradas menores, mas ajustando as vazões para que o coeficiente de transferência de calor seja próximo do valor real. Este procedimento foi adotado, pois todos os trocadores do laboratório possuem o mesmo valor para a área de

transferência de calor, e uma temperatura limite de operação de 60° C, valores acima pode comprometer o equipamento.

Os ensaios foram realizados no LCTH, com os parâmetros relatados nas tabelas a seguir, e com a utilização do software *Vdas*[®] para coletar os dados.

Para o trocador de calor, foram calculados a efetividade, a média logarítmica, a eficiência e o coeficiente global de transferência de calor, de acordo com as equações do capítulo anterior. Todos os resultados para as diferentes configurações de temperatura e vazões, tanto do fluido quente como o frio, estão listados abaixo. Os ensaios foram realizados no LCTH, com os parâmetros relatados nas tabelas a seguir.

- Propriedades calculadas para o trocador tipo serpentina

Tabela 4 – Propriedades do fluido quente

T_{q1}	T_{q2}	$T_{média}$	$\rho(kg/m^3)$	$C_{p,q}(J/kg.K)$	vazão (l/min)	C (W/K)
50,00	38,6	44,3	990,49	4189,8	3	205,423
60,10	55,05	57,58	984,41	4201,84	3	205,208
53,58	49,57	51,58	987,30	4204,52	3	210,866
54,46	50,0	52,23	987	203,32	3,5	243,889
50	47,36	48,68	988,61	4208,43	3	209,741

Fonte: Autora, 2019.

Tabela 5 – Propriedades do fluido frio

T_{f1}	T_{f2}	$T_{média}$	$\rho(kg/m^3)$	$C_{p,f}(J/kg.K)$	vazão (l/min)	C (W/K)
29,0	30,5	29,75	995,71	4212,08	3,0	210,400
28,84	33,99	31,42	995,20	4201,58	2,5	173,668
28,70	32,96	30,83	995,38	4203,85	2,5	174,13
29,19	34,47	31,83	995,07	4201,27	1,5	101,67
29,19	33,70	31,45	995,19	4203,21	1,0	69,76

Fonte: Autora, 2019.

A seguir, na tabela 6, estão as propriedades calculadas para este trocador.

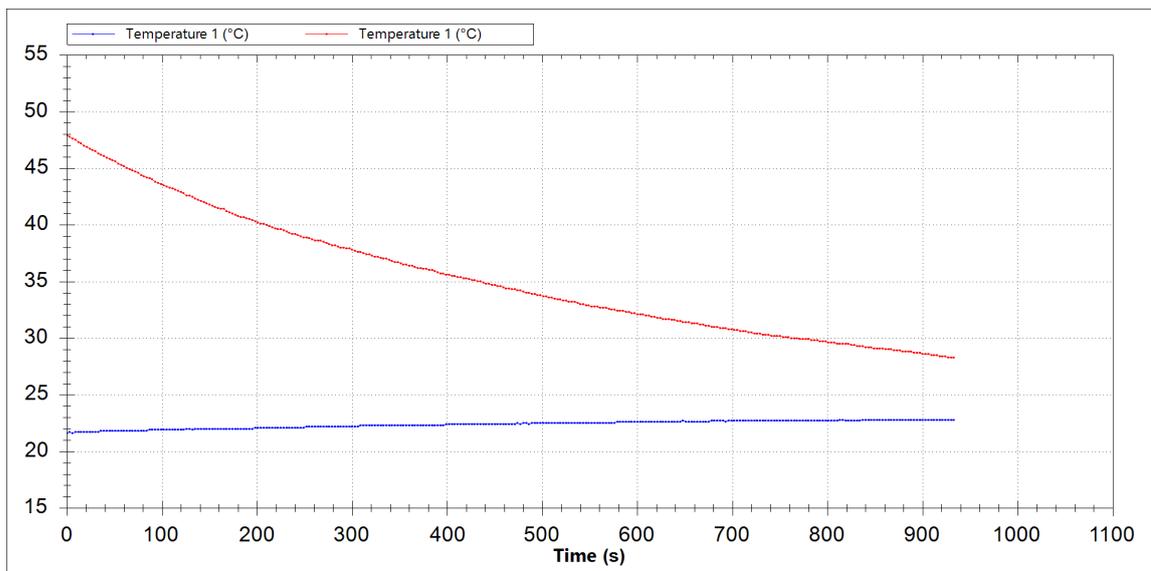
Tabela 6 – Propriedades calculadas

$q_{m\acute{a}x}$	NUT	Cr	ε	$U(W/m^2K)$	MLDT	$\eta(\%)$
4313,89	0,842	0,976	0,904	8647	13,54	54,3
5428,32	0,231	0,846	0,646	2004	25,82	16,14
4332,84	0,237	0,825	0,645	2064	20,47	16,11
2569,17	0,534	0,417	0,669	2718	20,01	17,65
1451,52	0,648	0,332	0,597	1633	16,98	12,71

Fonte: Autora, 2019.

A figura 16 representa a distribuição de temperatura do trocador tipo serpentina do LCTH. Percebe-se que o ΔT aproxima assintoticamente de zero.

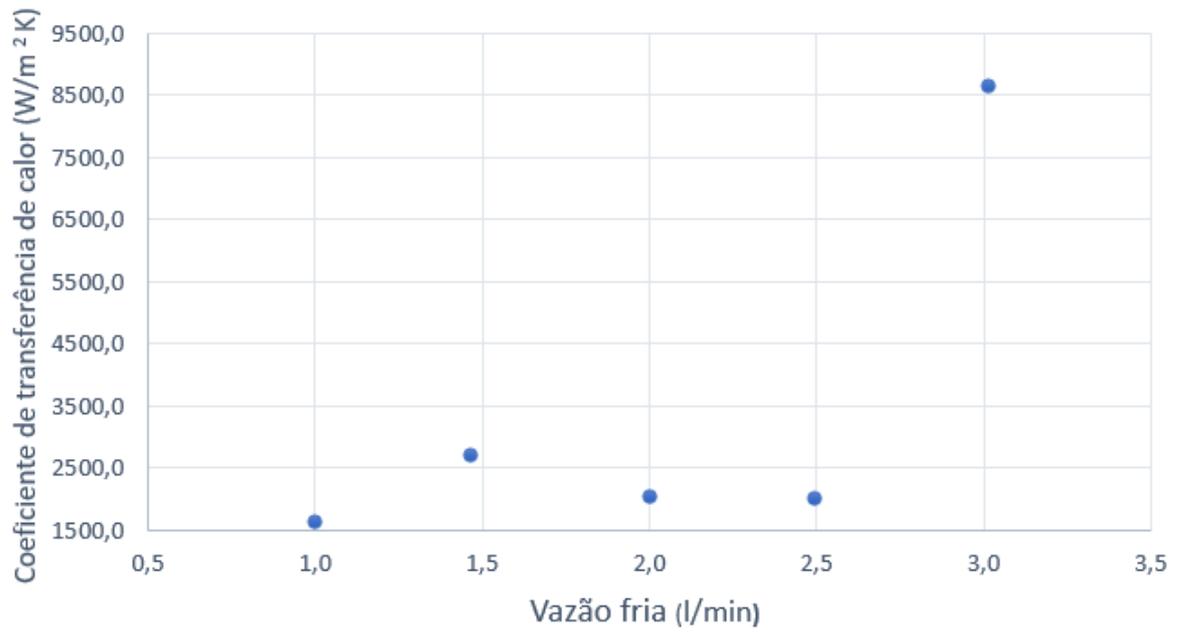
Figura 16 – Distribuição de temperaturas no trocador do LCTH



Fonte: Autora, 2019.

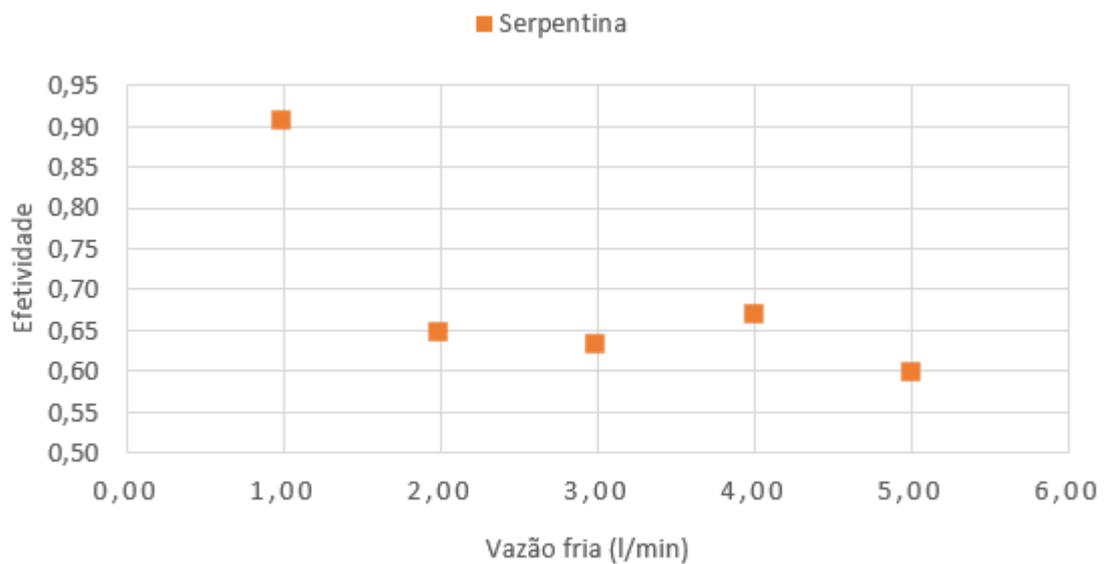
Nas figuras 17 até a 20, estão apresentadas as curvas dos principais parâmetros do desempenho do trocador de calor tipo serpentina do LCTH em função da vazão do fluido frio.

Figura 17 – Gráfico do coeficiente de transferência de calor (U) em função da vazão do fluido frio



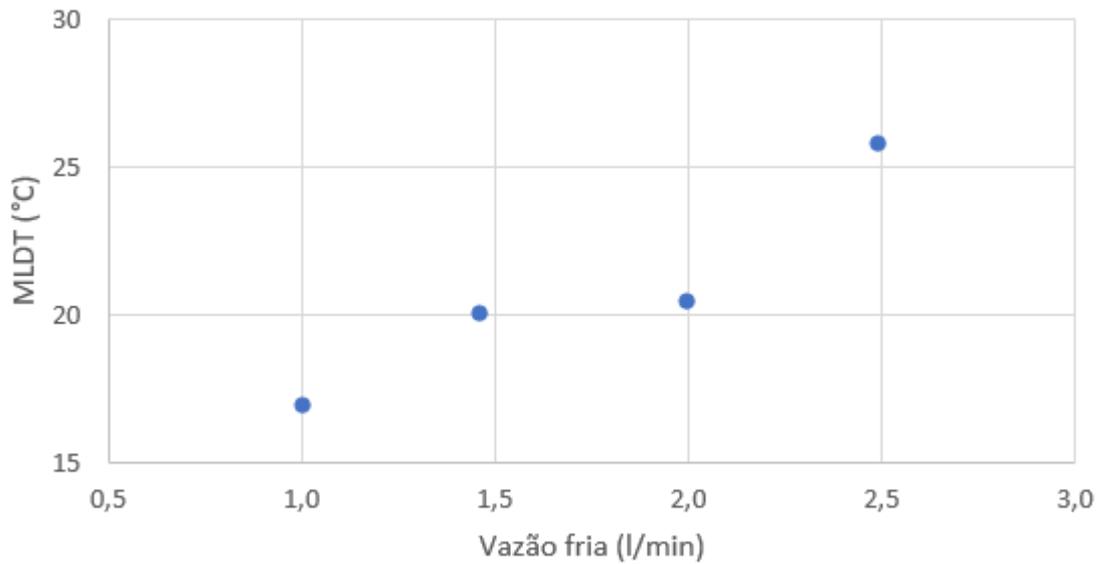
Fonte: Autora, 2019.

Figura 18 – Gráfico da efetividade NUT em função da vazão do fluido frio



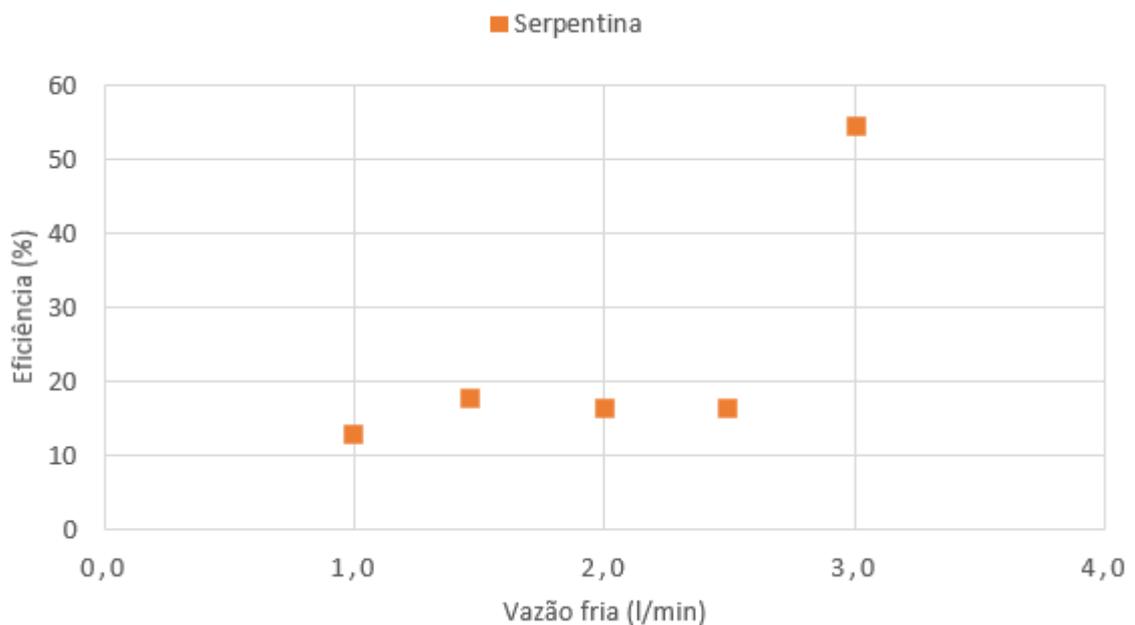
Fonte: Autora, 2019.

Figura 19 – Gráfico da média logarítmica em função da vazão do fluido frio



Fonte: Autora, 2019.

Figura 20 – Gráfico da eficiência em função da vazão do fluido frio



Fonte: Autora, 2019.

6.2 ANÁLISE DOS TROCADORES DE CALOR USADOS EM UMA CERVEJARIA ARTESANAL

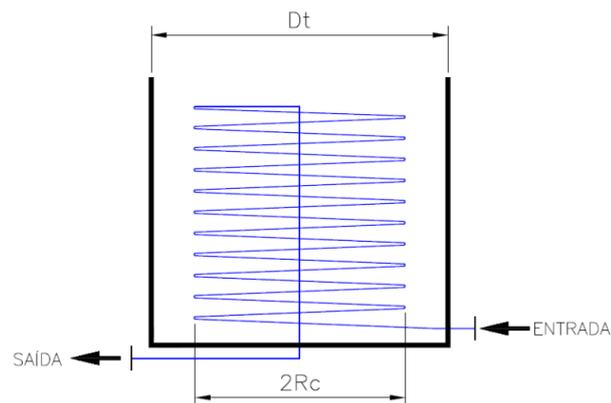
Como as propriedades termofísicas da cerveja são praticamente as mesmas da água, isso permite que se usem tabelas com propriedades da água sem prejuízo ao dimensionamento. (Macedo, 2012).

Com esses cálculos será possível realizar a análise da situação e verificar se são necessárias alterações no equipamento hoje instalado.

- Diâmetro externo do tubo (D_e): 19,05 mm;
- Diâmetro interno do tubo (d_i): 17,46 mm;
- Diâmetro médio da serpentina ($2R_c$): 700 mm;
- Comprimento da serpentina (L): 50000 mm;
- Diâmetro médio do tanque (D_t): 800 mm

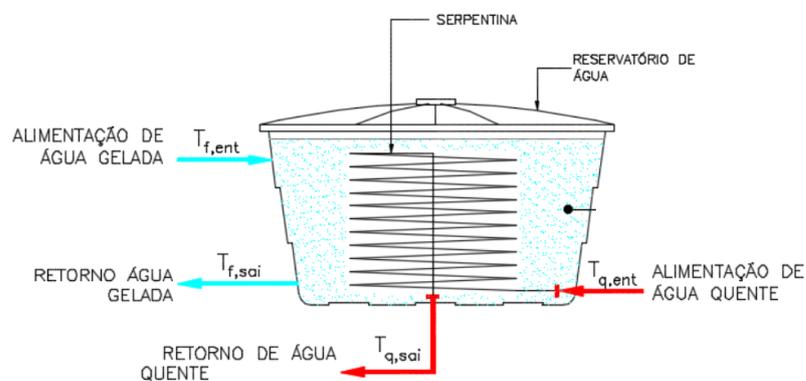
A figura 21 representa as possíveis dimensões e a figura 22 está um modelo simplificado.

Figura 21 – Dimensões do trocador de calor tipo serpentina.



Fonte: Adaptado de Silva Júnior, 2016.

Figura 22 – Modelo simplificado do trocador de calor tipo serpentina.



Fonte: Adaptado de Silva Júnior, 2016.

De acordo com as temperaturas do trocador tipo placas fornecidas, é possível calcular a temperatura média de entrada e saída do fluido quente, e as demais propriedades seguindo as formulações apresentadas no capítulo sobre a análise e desempenho dos trocadores.

A partir da interpolação da tabela de propriedades termofísicas da água saturada (Apêndice A), para $T_f = 300K$, também são obtidas as propriedades para o fluido quente. Substituindo os valores das temperaturas na equação 4.33 é obtida a média logarítmica das diferenças de temperatura.

Para os cálculos do escoamento externo da serpentina será considerado um cilindro reto de seção circular exposto a um fluxo cruzado. Essa aproximação pode ser usada como recurso para a continuação da análise proposta nesse trabalho, porém em outras situações pode não ser aplicável devido ao seu grau de imprecisão.

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor é necessário calcular os coeficientes convectivos dos escoamentos interno e externo da serpentina, obtidos.

O fluido quente deverá escoar internamente pela serpentina e o que fluido frio externamente. Substituindo as propriedades do fluido, o diâmetro interno da serpentina e vazão mássica do fluido quente na equação 4.15, é obtido o número de Reynolds para o escoamento interno.

Com os valores do raio interno e raio de curvatura da serpentina, é possível calcular a relação de curvatura pela equação 4.21.

Substituindo o número de Reynolds, relação de curvatura e número Prandtl da tabela 1 na equação 4.27, é obtido o número de Nusselt.

Utilizando a condutividade térmica do fluido quente e igualando as equações 4.18 e 4.16, é possível definir o coeficiente convectivo para o escoamento interno.

Para os cálculos do escoamento externo da serpentina será considerado um cilindro reto de seção circular exposto a um fluxo cruzado, sendo diâmetro interno e diâmetro externo demonstrados anteriormente. Essa aproximação pode ser usada como recurso para a continuação da análise proposta nesse trabalho, porém em outras situações pode não ser aplicável devido ao seu grau de imprecisão.

Substituindo as propriedades do fluido, o diâmetro externo da serpentina e a velocidade do escoamento externo na equação 4.15, é obtido o número de Reynolds para o escoamento externo. Utilizando um tanque médio de 800 mm para acomodar a serpentina.

Utilizando a equação 4.18 e as propriedades do fluido da Tabela 7 e as constantes C e m da Tabela 1, é calculado o número de Nusselt para escoamento externo.

Fazendo uso a condutividade térmica do fluido frio da Tabela 7 e igualando as equações 4.16 e 4.18, é possível definir o coeficiente convectivo externo. Com os coeficientes

convectivos interno e externo e utilizando a equação 4.14, é possível determinar o coeficiente global de transferência de calor.

A partir dos valores obtidos da taxa de transferência de calor, da média logarítmica das temperaturas e do coeficiente global de transferência de calor, substituindo na equação 4.34 e isolando a área.

Para uma serpentina com diâmetro interno de 17,46 mm possua essa área superficial será necessário um comprimento equivalente ao da tabela abaixo:

Tabela 7 – Resultados obtidos para a configuração inicial

	Fluido Frio	Fluido quente
Temperatura de entrada °C	10,0	95,0
Temperatura de saída °C	41,6	15,0
Temperatura média °C	25,8	55,0
Vazão mássica \dot{m} (Kg/s)	0,8	0,3
vazão (l/min)	50,0	20,0
Taxa de transferência de calor, q (W)	109956,0	109956,0
MLDT	20,4	20,4
Reynolds, Re	27,1	65430,7
Prandlt, Pr	6,5	3,2
Nusselt, Nu	6,0	315,9
Relação de curvatura, δ	x	0,02494
C_p (J/Kg.K)	4188,4	4183,3
Viscosidade $N.s/m^2$	0,0	0,0
Densidade, $\rho(Kg/m^3)$	996,8	985,7
Volume específico, $\nu(m^3/kg)$	1001,1	1014,9
Condutividade térmica, K (W/m.K)	0,6	0,6
Coeficiente convectivo, h ($W/m^2.K$)	19,4	1172,8
Coeficiente de transf. de Calor, U ($W/m^2.K$)	19,1	
Área, A (m^2)	281,9	
Comprimento, L (m)	514,0	

Fonte: Autora, 2019.

Fixando a vazão do fluido frio e aplicando as mesmas etapas de cálculo descritas nessa seção, foram encontrados os comprimentos de tubo necessários para fornecer a troca térmica para diferentes vazões de fluido quente, estes resultados estão representados na tabela 8.

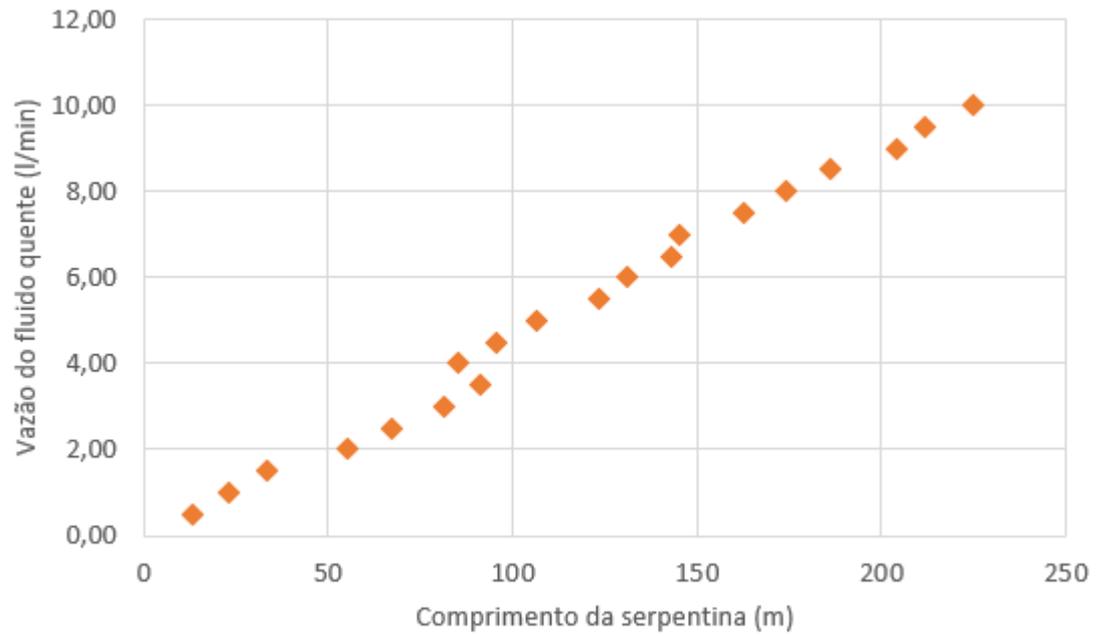
Tabela 8 – Comprimento da serpentina para diferentes vazões de fluido quente.

Qq [l/min]	Qf [l/min]	T_{f2} [C]	h_i [W/K.m ²]	h_e [W/K.m ²]	U [W/K.m ²]	L [m]
0,5	50,0	10,8	51,0	18,6	13,6	13,1
1,0	50,0	11,6	51,0	18,6	15,5	23,2
1,5	50,0	12,4	51,0	18,6	16,3	33,3
2,0	50,0	13,2	51,0	17,8	13,2	55,3
2,5	50,0	13,9	51,0	18,6	13,7	67,2
3,0	50,0	14,7	51,0	18,7	13,7	81,2
3,5	50,0	15,5	51,0	19,8	14,3	91,4
4,0	50,0	16,3	298,6	18,7	17,6	85,0
4,5	50,0	17,1	298,6	18,8	17,8	95,7
5,0	50,0	17,9	298,6	18,8	17,9	106,5
5,5	50,0	18,7	298,6	18,1	17,1	123,4
6,0	50,0	19,5	298,6	18,8	17,7	131,0
6,5	50,0	20,3	298,6	18,8	17,7	142,8
7,0	50,0	21,0	298,6	20,2	18,9	145,0
7,5	50,0	21,8	509,5	18,9	18,2	162,5
8,0	50,0	22,6	509,5	18,9	18,3	174,2
8,5	50,0	23,4	509,5	18,9	18,3	186,0
9,0	50,0	24,2	509,5	18,5	17,8	204,0
9,5	50,0	25,0	509,5	18,9	18,2	212,0
10,0	50,0	25,8	509,5	18,9	18,3	224,7

Fonte: Autora, 2019.

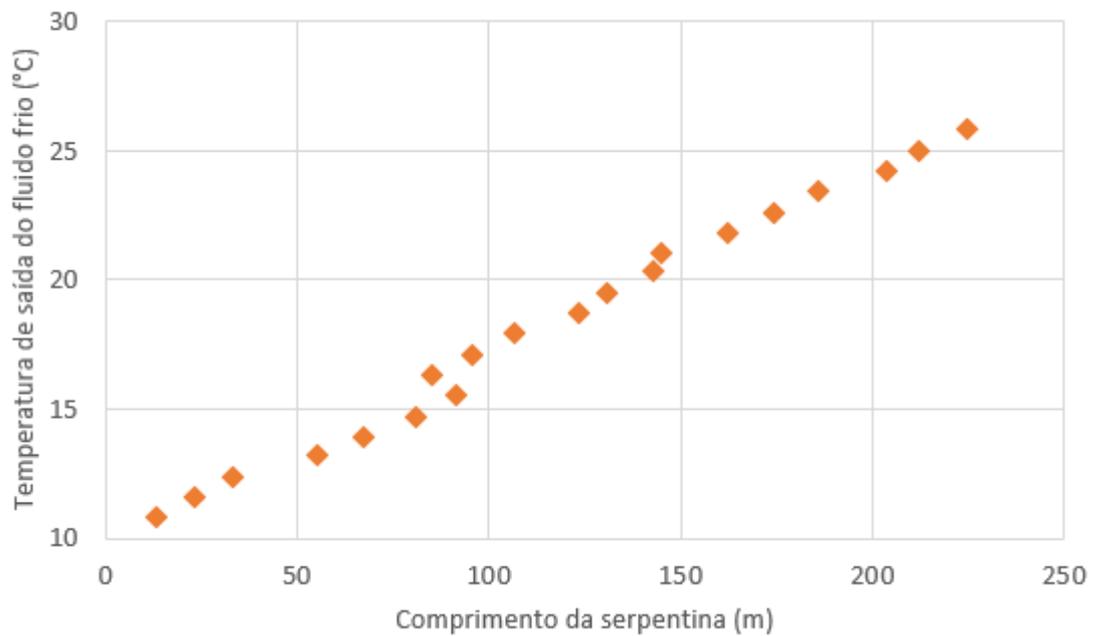
A partir da tabela acima foram elaborados gráfico em função do comprimento da serpentina. Estes parâmetros foram escolhidos, pois a vazão, figura 23, e a temperatura, figura 24, influenciam diretamente no produto final, de acordo com o mestre cervejeiro da São Bartolomeu e, o coeficiente de transferência de calor, figura 25, influencia a decisão final do trocador selecionado.

Figura 23 – Gráfico da vazão do fluido quente em função do comprimento.



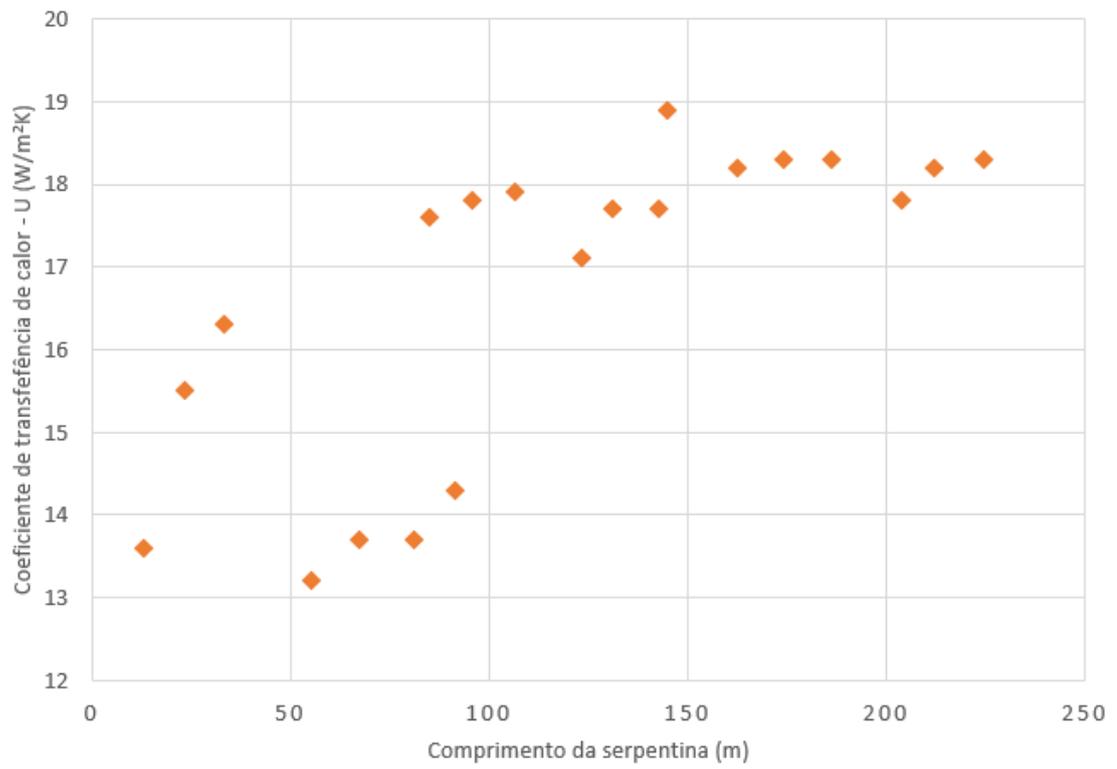
Fonte: Autora, 2019.

Figura 24 – Gráfico da temperatura de saída do fluido frio em função do comprimento.



Fonte: Autora, 2019.

Figura 25 – Gráfico do coeficiente de transferência de calor em função do comprimento.



Fonte: Autora, 2019.

7 CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou a análise de um trocador de calor tipo serpentina para o resfriamento de mosto de uma cervejaria artesanal.

Ao final deste trabalho pode-se chegar à conclusão sobre os aspectos do tipo de trocador de calor estudado e qual trocador é o mais eficiente para o processo de resfriamento do mosto na indústria cervejeira, sendo que na empresa em questão é usado um modelo tipo placa para o resfriamento do líquido.

Para atingir o objetivo principal, de início foram mapeados os parâmetros iniciais e levantadas as especificações necessárias dos equipamentos do processo. Na sequência foi feita uma revisão bibliográfica de trabalhos relacionados a análise de trocadores de calor tipo serpentina e da teoria da transferência de calor, de modo a fundamentar a elaboração da estrutura de cálculo. Por fim, os cálculos foram desenvolvidos e discutidos.

A partir dos resultados, foi verificado que o trocador de calor tipo serpentina, analisado não é capaz de substituir totalmente a capacidade que o trocador de placas possui.

Também foi concluído que a ampliação do comprimento da serpentina mantendo o padrão dimensional existente não é uma solução possível de ser implantada pois não existe espaço físico disponível na empresa para acomodar uma serpentina com o comprimento necessário.

Sendo assim, o trocador hoje instalado continua sendo a melhor opção disponível para este caso.

7.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Dimensionar um trocador de calor tipo serpentina com outras dimensões para atender a demanda da empresa. Para maior precisão dos cálculos, as perdas térmicas e fatores de incrustação podem ser levados em consideração.

Estudo sobre o reaproveitamento da água utilizada no processo, principalmente em cervejarias de pequeno porte, as artesanais.

REFERÊNCIAS

- [1] AGUIAR, Everson Lichtenecker de. **Avaliação preliminar do desempenho e um trocador de calor piloto para uma indústria produtora de extratos vegetais.** 2014. 44 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Química) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2014.
- [2] AQUILANI, Barbara.; et al. **Beer choice and consumption determinants when craft beers are tasted: An exploratory study of consumer preferences.** Food Quality and Preference, v. 41, p. 214-244, 2015.
- [3] AZIZ, M. MANSOUR, I. SEDAHMED, G. Study of the rate of liquid–solid mass transfer controlled processes in helical tubes under turbulent flow conditions, Chem. Eng. Process 40 (2010)
- [4] BRIGIDO, R.; NETTO, M. **Produção de cerveja.** Florianópolis: Ed. UFSC, 2016.
- [5] CALEGARI, Rafael. **Projeto de uma microcervejaria: concepção, dimensionamento e construção.** 2013, 21f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.
- [6] CASTRO, Denis Rodrigues Figueira de et al. **Simulação CFD para análise de desempenho de trocador de calor com tubos helicoidais.** The 4th International Congress On University-industry Cooperation. Taubaté, p. 1-17. dez. 2012.
- [7] CERVBRAZIL. 2019. **Dados do setor cervejeiro.** Disponível em: <http://cervbrasil.org.br>. Acessado em: 21 de agosto de 2019.
- [8] CHEN, C.N., Han, J.T., Jen, T.C., Shao, L., Chen, W.W., 2011. **Experimental study on critical heat flux characteristics of R134a flow boiling in horizontal helicallycoiled tubes.** Int. J. Therm. Sci. 50, 169–177.
- [9] ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J.. **Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática.** São Paulo: Amgh, 2012.
- [10] DEPARTAMENTO DE SEMENTES, MUDAS E MATRIZES. **Cevada cervejeira em São Paulo.** Campinas, 2000.
- [11] FERREIRA, Eric Henrique; PAULINO JÚNIOR, Leandro; MOTA, Natan Mastrocollo da. **Método alternativo para cálculo de aquecimento em vasos agitados com serpentina meia-cana.** 2015. 81 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica – Automação e Sistemas) - Universidade São Francisco, Campinas, 2015.
- [12] GATRELL, Jay; REID, Neil; STEIGERC, Thomas L. **Branding spaces: Place, region, sustainability and the American craft beer industry.** Applied Geography. Louisville, p. 360-370. 3 mar. 2017.
- [13] GHORBANI, N., Taherian, H., Gorji, M., Mirgolbabaie, H., 2010. **Experimental study of mixed convection heat transfer in vertical helically coiled tube heat exchangers.** Exp. Therm. Fluid Sci. 34, 900–905.

- [14] GUSMÃO, William Correia. **Comparação da eficiência térmica de trocadores de calor no laboratório de sistemas térmicos da faculdade de engenharia**. 2013. 98 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Guaratinguetá, 2013.
- [15] INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 645 p.
- [16] KREITH, F. MANGLIK, R. e BOHN, M. 2014, **Princípios de transferência de calor** - Tradução da 7. ed. norte-americana, 2nd edição.
- [17] MACEDO, Fernando Graeff. **Dimensionamento de um trocador de calor duplo tubo para resfriamento do mosto na fabricação de cerveja artesanal**. 2012. 23 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.
- [18] MAHMOUDI, M., Tavakoli, M.R., Mirsoleimani, M.A., Gholami, A., Salimpour, M.R, 2017. **Experimental and numerical investigation on forced convection heat transfer and pressure drop in helically coiled pipes using TiO₂/water nanofluid**. Int. J. Refrig. 74, 627–643.
- [19] MAREK, Allan Pires; BITTENCOURT, Helio Radke; MORAES, Gustavo Inacio de. **Cerveja artesanal versus comerciais: um teste cego de degustação na região carbonífera do Rio Grande do Sul**. Revista de Administração. Porto Alegre, p. 54-66. dez. 2016. Disponível em: <http://repositorio.pucrs.br/dspace/handle/10923/13646>. Acesso em: 21 ago. 2019.
- [20] MIRZAEI, P. A.; HAGHIGHAT, F. (2012). **Modeling of phase change materials for applications in whole building simulation**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16(7), 5355–5362. mar. 2012.
- [21] MUSTER-SLAWITSCH, B. et al. **The green brewery concept e Energy efficiency and the use of renewable energy sources in breweries**. Applied Thermal Engineering. Gleisdorf, Austria, p. 2123-2134. mar. 2011.
- [22] MOAWED, M., 2005. **Experimental investigation of natural convection from vertical and horizontal helicoidal pipes in HVAC applications**. Energy Convers. Manag. 46, 2996–3013.
- [23] ODEJIDE, S.a..**Fluid flow and heat transfer in a collapsible tube with heat source or sink**. Journal Of The Nigerian Mathematical Society. Nigeria, p. 40-49. 4 dez. 2014.
- [24] PELCZAR Jr, MJ, Chan, ECS e Krieg, NR. **Microbiologia**, vol. II, 2a edição - São Paulo: Makron Books, 1996.
- [25] PERUSSI, R. (2010) **Análise do desempenho de trocadores de calor de fluxo cruzado por simulação numérica**. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010.
- [26] PRABHANJAN, D.G., Rennie, T.J., Raghavan, G.S.V., 2004. **Natural convection heat transfer from helical coiled tubes**. Int. J. Therm. Sci. 43, 359–365.

- [27] RENNIE, Timothy J.; RAGHAVAN, Vijaya G.s. **Effect of fluid thermal properties on the heat transfer characteristics in a double-pipe helical heat exchanger**. International Journal Of Thermal Sciences. Canada, p. 1158-1165. 20 mar. 2006.
- [28] SAHOO, P. ANSARI, I. DATTA. A. **A computer based iterative solution for accurate estimation of heat transfer coefficients in a helical tube heat exchanger**. Food Engineering 58 (2003)
- [29] SANTOS, Ana Paula dos; GABRICH, Gabriela Ferreira. **Análise de troca térmica em trocadores de calor tubos concêntricos concorrentes mediante diferentes configurações de aletas**. 2018. 42 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Química) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2018.
- [30] SANTOS, Tiago Mesquita dos. **Elaboração de cerveja caseira (fermentado alcoólico de lúpulo) e avaliação de alguns parâmetros físicoquímicos**. 2014. 32 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Tecnólogo em Alimentos) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2014.
- [31] SCHENKEL, Kelvin Alex. **Monitoramento da efetividade térmica de trocadores de calor**. 2015. 34 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Química) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.
- [32] SHOKOUHMAND, H., Salimpour, M.R., 2007. **Entropy generation analysis of fully developed laminar forced convection in a helical tube with uniform wall temperature**. Heat Mass Transf. 44, 213–220.
- [33] SILVA Jr, José de Arimatéa da. **Análise de um trocador de calor tipo serpentina de uma planta de hipoclorito de sódio**. 2016. 51 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Guaratinguetá, 2016.
- [34] SILVA, Andressa Einloft da et al. **Elaboração de cerveja com diferentes teores alcoólicos através de processo artesanal**. Alimentos e Nutrição Araraquara, Araraquara, v. 20, n. 3, p.369-374, jul. 2009.
- [35] TECQUIPMENT **Bancada de Trocadores de calor - Guia do Usuário**, 2009.
- [36] TOZETTO, Luciano Moro. **Produção e caracterização de cerveja artesanal adicionada de gengibre (*Zingiber officinale*)**. 2017. 82 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2017.
- [37] TUSAR, Mehedi et al. **CFD study of heat transfer enhancement and fluid flow characteristics of laminar flow through tube with helical screw tape insert**. Energy Procedia. Bangladesh, p. 699-706. dez. 2018.

APÊNDICE A – TABELA DE PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DA
ÁGUA SATURADA

Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Temperature, T (K)	Pressure, P (bars) ^b	Specific Volume (m^3/kg)		Heat of Vaporization, h_g (kJ/kg)		Specific Heat (kJ/kg·K)		Viscosity ($N \cdot s/m^2$)		Thermal Conductivity (W/m·K)		Prandtl Number		Surface Tension, $\sigma \cdot 10^3$ (N/m)		Expansion Coef- ficient, $\beta \cdot 10^6$ (K^{-1})		Temperature, T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g	h_{fg}	h_{fg}	$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr	Pr_g	$\sigma \cdot 10^3$	$\beta \cdot 10^6$			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15			
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275			
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280			
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285			
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290			
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295			
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300			
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305			
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310			
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315			
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320			
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325			
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330			
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335			
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340			
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	664	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345			
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350			
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355			
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360			
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365			
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370			
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15			
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375			
380	1.2869	1.049	1.357	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380			
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385			
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390			
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400			
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410			
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420			
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2	1010	430			

ANEXO A – TERMO DE AUTENTICIDADE

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
FACULDADE DE ENGENHARIA**

Termo de Declaração de Autenticidade de Autoria

Declaro, sob as penas da lei e para os devidos fins, junto à Universidade Federal de Juiz de Fora, que meu Trabalho de Conclusão de Curso do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica é original, de minha única e exclusiva autoria. E não se trata de cópia integral ou parcial de textos e trabalhos de autoria de outrem, seja em formato de papel, eletrônico, digital, audiovisual ou qualquer outro meio.

Declaro ainda ter total conhecimento e compreensão do que é considerado plágio, não apenas a cópia integral do trabalho, mas também de parte dele, inclusive de artigos e/ou parágrafos, sem citação do autor ou de sua fonte.

Declaro, por fim, ter total conhecimento e compreensão das punições decorrentes da prática de plágio, através das sanções civis previstas na lei do direito autoral¹ e criminais previstas no Código Penal², além das cominações administrativas e acadêmicas que poderão resultar em reprovação no Trabalho de Conclusão de Curso.

Juiz de Fora, 06 de Novembro de 2019.

Tatiana de Limas Santos – Discente
Matrícula: CPF:

¹ LEI N° 9.610, DE 19 DE FEVEREIRO DE 1998. Altera, atualiza e consolida a legislação sobre direitos autorais e dá outras providências.

² Art. 184. Violar direitos de autor e os que lhe são conexos: Pena – detenção, de 3 (três) meses a 1 (um) ano, ou multa.

ANEXO B – DECLARAÇÃO DA EMPRESA

Declaro para os devidos fins, que *Tatiana L. Santos* estagiário/funcionário da empresa possui autorização para divulgar o nome da empresa *São Bartolomeu* bem como dados não confidenciais na elaboração de seu trabalho de conclusão de curso apresentado a Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Juiz de Fora, *24 de Outubro* de *2019* .

Lucas Pinto Wenzel

Responsável da Empresa
(carimbo da empresa)