

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR DUPLO TUBO PARA
RESFRIAMENTO DO MOSTO NA FABRICAÇÃO DE CERVEJA ARTESANAL

por

Fernando Graeff Macedo

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, junho de 2012



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR DUPLO TUBO PARA
RESFRIAMENTO DO MOSTO NA FABRICAÇÃO DE CERVEJA ARTESANAL

por

Fernando Graeff Macedo

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Comissão de Avaliação:

Prof. Horácio A. Vielmo

Prof.^a. Thamy Cristina Hayashi

Prof. Sérgio Luiz Frey

Porto Alegre, junho de 2012

de modo especial, a meus pais, *Anna* e *Renato (in memoriam)*,
pelo presente da vida.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus, o engenheiro do Universo,

A todos os professores desta Universidade por compartilharem comigo seus ensinamentos, em especial ao meu orientador Prof. Dr. Paulo Smith Schneider,

Aos meus pais, por me darem condições de lutar pelos meus sonhos,

Ao meu irmão André, pelo apoio incondicional,

E a todos os meus amigos e familiares, sem os quais a vida não teria sentido.

“Nenhum sonho é grande demais
para aquele que ousa segui-lo”

Rimberly Rinehart

MACEDO, F. G. **Dimensionamento de um Trocador de Calor Duplo Tubo para Resfriamento do Mosto na Fabricação de Cerveja Artesanal**. 2012. 23f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

RESUMO

Este trabalho trata do dimensionamento de um trocador de calor duplo tubo em formato espiral, para ser usado no resfriamento de mosto no processo de produção artesanal de cerveja. Para isto, foi feito o levantamento dos parâmetros envolvidos na produção artesanal de cervejas, e o dimensionamento do trocador de calor de acordo com esses parâmetros e as vantagens que esse tipo de trocador de calor tem frente aos trocadores de calor de imersão. O método utilizado consiste em analisar diferentes combinações de tubos comerciais de aço inox para montagem do trocador de calor duplo tubo, realizando simulações matemáticas para avaliar o desempenho, a fim de selecionar qual se adéqua mais a este processo. O modelo proposto mostrou ser adequado para realizar o resfriamento do mosto, respeitando os parâmetros e especificidades envolvidas. Trata-se de uma solução simples mas que possibilita ganhos na qualidade da cerveja produzida, principalmente por reduzir a possibilidade de contaminação do mosto.

PALAVRAS-CHAVE: Trocador de calor, Cerveja Artesanal, Resfriamento do Mosto

MACEDO, F. G. **Design of a Tube-in-Tube Heat Exchanger for Cooling the Wort in the Manufacture of Craft Beer.** 2012. 23f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

ABSTRACT

This study is about the design of a tube-in-tube helical heat exchanger, to be used for cooling the wort in production process of craft beer. For this, the inquiry will be made of the parameters involved in the craft beers production, and sizing of the heat exchanger according to these parameters and the advantages that this type of heat exchanger compared to the immersion heat exchangers. The method consists to analyze different combinations of commercial stainless steel tube for mounting the double-tube heat exchanger, performing mathematical simulations to evaluate the performances in order to select which fits over the process. The proposed model proved to be adequate to perform the cooling of the wort, within the parameters and specifics involved. This is a simple solution but allow gain in the quality of beer produced, especially by reducing the possibility of contamination in the wort.

KEYWORDS: Heat Exchanger, Craft Beer, Cooling the Wort.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	2
3.1 Trocadores de Calor.....	2
3.2 Trocador de Calor Duplo Tubo.....	2
4. PROCESSO DE PRODUÇÃO DE CERVEJA ARTESANAL.....	6
4.1 Etapas do Processo de Produção Artesanal.....	6
4.2 Resfriamento do Mosto.....	7
4.3 Equipamentos Utilizados no Resfriamento.....	7
5. DESENVOLVIMENTO.....	8
5.1 Parâmetros Envolvidos no Resfriamento de Mosto para Produção Artesanal de Cervejas.....	8
5.2 Modelo Proposto.....	8
6. DIMENSIONAMENTO.....	9
7. RESULTADOS E ANÁLISES.....	12
8. CONCLUSÕES.....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	15

1. INTRODUÇÃO

Muito difundida no mundo, a produção caseira e artesanal de cerveja também não é uma novidade no Brasil. Apesar disso, nunca se vivenciou um momento como o atual, com uma ascensão tão representativa e que vem reunindo cada vez mais adeptos. Isto é evidenciado pelo significativo aumento de marcas de cerveja artesanal, concursos e literatura tratando sobre o assunto.

Se por um lado essa rápida expansão facilita o acesso aos princípios e técnicas da produção de cervejas, por outro existe uma necessidade de dimensionamento e adequação dos procedimentos. Na prática, questões como o menor volume de produção, falta de equipamentos técnicos específicos e menor possibilidade de investimento financeiro acabam sendo imperativas. Isto acaba resultando, em muitos casos, na adoção de procedimentos que reduzem a qualidade da cerveja e pecam na possibilidade de replicação futura e nos cuidados sanitários básicos.

Entre as etapas de produção de cerveja, uma das mais críticas é a de resfriamento do mosto [Slemer, 1995]. O resfriamento deve ser feito o mais rapidamente possível, para diminuir as chances de contaminação e aumentar as chances do produto final ficar de acordo com o planejado na receita. A demora no resfriamento provoca alterações no sabor e visual da cerveja, além de favorecer o crescimento de bactérias no mosto [Palmer, 2006].

A única forma de remover calor do mosto é fazendo com que ele transfira parte de sua energia térmica para outro meio. Os equipamentos utilizados para promover essa troca são os trocadores de calor.

Cervejarias e microcervejarias utilizam trocadores de calor de placas, fabricados em ligas de aço inox para fazer o resfriamento do mosto devido a alta eficiência destes equipamentos. Por outro lado este tipo de trocador tem um custo inicial elevado, o que acaba inviabilizando seu uso na produção artesanal, onde os equipamentos mais utilizados são resfriadores de imersão e duplo tubo em espiral, normalmente fabricados com ligas de cobre [Palmer, 2006]. Os trocadores de calor duplo tubo têm vantagens importantes em relação aos de imersão, tais como maior velocidade de resfriamento, atenderem a volumes de produção variados e evitar que o mosto permaneça muito tempo em temperaturas intermediárias.

Dessa forma, o objetivo deste trabalho é realizar o dimensionamento de um trocador de calor duplo tubo para ser usado no resfriamento de mosto no processo de produção artesanal de cerveja. Para isto, será feito um levantamento dos parâmetros envolvidos na produção artesanal de cervejas e o dimensionamento do trocador de calor duplo tubo de acordo com esses parâmetros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O artigo publicado por Joye e Smith, 2000, apresenta uma avaliação de diferentes tipos de serpentinas de imersão utilizadas para resfriar o mosto no processo de produção de cerveja artesanal. Dados comparativos entre os modelos como coeficientes de transferência de calor e taxa de resfriamento são apresentados e são discutidas as vantagens e desvantagens da adoção desse tipo de resfriador. Para os modelos de serpentinas mais utilizados, o coeficiente de transferência de calor na temperatura de 40°C é de aproximadamente 900 W/(m²K). Esses pesquisadores verificaram ainda a existência de uma variação de temperatura importante na panela durante o resfriamento, o que não é recomendável. Na região próxima ao topo da panela, após transcorridos 30 minutos do início do resfriamento, observaram temperaturas superiores a 50°C, enquanto na região próxima ao fundo já estava próxima de 20°C.

Kumar *et al.*, 2006, investigaram as características hidrodinâmicas e de transferência de calor em trocadores de calor duplo tubos em espiral com fluxo em contracorrente em um modelo em escala real. Os resultados obtidos mostraram de forma experimental e computacional que a transferência de calor utilizando a configuração espiral pode chegar a ser

três vezes maior quando em comparação a utilização de tubos retos. Em contrapartida, o fator de atrito aumenta resultando em perdas de carga maiores do que na montagem de tubos retos.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Trocadores de Calor

Trocadores de calor são dispositivos projetados para promover o fluxo de energia térmica entre dois ou mais fluidos com diferentes temperaturas [Kakaç e Liu, 2002]. Sempre que existir uma diferença de temperatura, a transferência de calor vai ocorrer entre os meios, de forma a tentar igualá-las. Assim, esses equipamentos podem ser utilizados para se condicionar a temperatura de um fluido através da utilização de outro fluido. A água é muito utilizada como fluido condicionante, devido principalmente a sua disponibilidade e não toxicidade.

Existe uma ampla variedade de tipos de trocadores de calor com diferentes configurações, características e aplicações. Os mais conhecidos e utilizados são os trocadores do tipo casco-tubo, trocadores de placas e os do tipo duplo tubo, sendo este último o modelo base utilizado neste trabalho. Uma descrição mais detalhada destes equipamentos pode ser encontrada em [Kakaç e Liu, 2002; Saunders, 1988].

Segundo Saunders, 1988, a utilização de trocadores de calor do tipo duplo tubo tem como ponto positivo permitir a operação em contracorrente, o que proporciona uma menor variação na diferença de temperatura dos fluidos ao longo do trocador. Para o autor, este tipo de trocador deve ser considerado uma alternativa aos trocadores casco tubulares, especialmente quando se tem baixas vazões e grandes diferenças de temperatura. Por outro lado, esse trocador não é, em geral, a melhor opção devido ao grande número de tubos com pequeno diâmetro.

Considerações muito similares foram feitas posteriormente por Barlet, 1996, que colocou como ponto positivo na utilização do trocador duplo tubo a maior velocidade de escoamento, já que o fluido passa através de um único tubo, favorecendo um regime de escoamento turbulento.

3.2 Trocador de calor duplo tubo ou concêntrico

Este tipo de trocador consiste basicamente em um tubo que é montado concentricamente no interior de outro tubo de maior diâmetro [Saunders, 1988], conforme modelo ilustrado na Figura 3.1. Neste tipo de trocador, um dos fluidos escoam através do tubo de menor diâmetro e o outro através da região anular existente entre os dois tubos, e devido a diferença de temperatura entre eles ocorre a transferência de calor, que precisa vencer ainda a resistência do tubo que separa um fluido do outro. A Figura 3.2 mostra uma variação do modelo duplo tubo, que é o tipo duplo tubo em espiral.



Figura 3.1 - Trocador de calor duplo tubo
(fonte: www.bellinox.com.br).

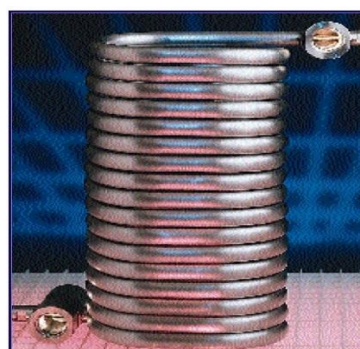


Figura 3.2 - Trocador duplo tubo em espiral
(fonte: Barlet, 1996).

As equações que seguem foram retiradas de Kakaç e Liu, 2002 e Soumerai, 1987.

Para trocadores de calor tubulares não aletados, o coeficiente global de transferência de calor U ($W/m^2.K$) é obtido através da equação:

$$\frac{1}{UA_e} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{d,i}}{A_i} + \frac{\ln(d_e / d_i)}{2\pi k L} + \frac{R''_{d,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (3.1)$$

onde, A_i e A_e , são as áreas de troca térmica interna e externa da interface onde ocorre a transferência de calor em metros quadrados (m^2), respectivamente; d_e e d_i são os diâmetros externo e interno do tubo em metros (m); k é a condutividade térmica do material que separa os fluidos ($W/(m.K)$); L é o comprimento do tubo (m); $R''_{d,e}$ e $R''_{d,i}$ representam as resistências de incrustação externa e interna ao tubo ($m^2.K/W$) e h_e e h_i são os coeficientes de transferência de calor externo e interno ao tubo ($W/(m^2.K)$).

Para dimensionar o trocador de calor é necessário efetuar um balanço da energia global para um dos fluidos, quente ou frio, que neste caso como não passam por mudança de fase, pode ser feito com a utilização de uma das seguintes equações para taxa de transferência de calor:

$$q = \dot{m}_q c_{p,q} (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (3.2)$$

$$q = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (3.3)$$

onde q é a taxa de transferência de calor (W); \dot{m} é a vazão mássica do fluido (kg/s); c_p é o calor específico do fluido ($J/(kg.K)$) e T é a temperatura do fluido em kelvin (K). Os subíndices e e s indicam se a propriedade é avaliada na entrada ou saída do trocador respectivamente e os subíndices q e f indicam se tratar respectivamente do fluido quente ou frio.

As equações (3.2) e (3.3), para serem resolvidas necessitam que parâmetros do processo sejam conhecidos ou então estimados.

Após a determinação do coeficiente global de transferência de calor a seguinte equação pode ser utilizada para determinar a taxa de transferência de calor do trocador:

$$q = UA\Delta T_{ml} \quad (3.4)$$

onde ΔT_{ml} é a média logarítmica das diferenças de temperatura entre os fluidos quente e frio dada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.5)$$

Para o escoamento em contracorrente tem-se que:

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s}; \quad (3.6)$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e} \quad (3.7)$$

Para o tubo interno do trocador de calor, o número de Reynolds, Re_D (adimensional) é calculado pela equação:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}_q}{\pi d_i \mu_i} \quad (3.8)$$

onde μ_i é a viscosidade dinâmica do fluido ($N.s/m^2$) e d_i é o diâmetro interno (m).

Para região anular delimitada pela superfície exterior do tubo interno, e a superfície interna do tubo externo, conforme figura 3.3, o número de Reynolds é:

$$\text{Re}_D = \frac{4\dot{m}_f}{\pi(D_i + d_e)\mu_e} \quad (3.9)$$

onde D_i é o diâmetro interno do tubo montado externamente (m), e μ_e é a viscosidade dinâmica do fluido que escoar na região anular.

O número de Nusselt, Nu_D (adimensional), pode ser calculado através da correlação de Gnielinski que é válida para números de Reynolds entre 3000 e 5×10^6 e número de Prandtl entre 0,5 e 2000.

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(\text{Re}_D - 1000)\text{Pr}}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (3.10)$$

onde Pr é o número de Prandtl (adimensional) e f é o fator de atrito, que para tubos lisos, com $3000 < \text{Re}_D < 5 \times 10^6$, pode ser obtido pela correlação de Petrukov mostrada abaixo:

$$f = (0,790 \ln \text{Re}_D - 1,64)^{-2} \quad (3.11)$$

No caso de tubos em espiral, o fator de atrito não é o mesmo que para tubos retos. A seguinte correlação foi proposta por Ito para o cálculo do fator de atrito para escoamento turbulento em tubos em espiral:

$$f_c(\lambda)^{0,5} = 0,00725 + 0,76 \left[\text{Re}_D(\lambda)^{-2} \right]^{-0,25} \quad (3.12)$$

onde λ é a razão entre o diâmetro da espira pelo diâmetro do tubo em que se deseja calcular o fator de atrito. Válida para, $0,034 < \text{Re}_D(\lambda)^{-2} < 300$.

Para trocadores duplo tubos em espiral, Mishra e Gupta, 1979, obtiveram de forma experimental a seguinte correlação:

$$f_c - f = \frac{0,0075}{\sqrt{\lambda}} \quad (3.13)$$

válida para $4500 < \text{Re}_D < 10^5$, $6,7 < \lambda < 346$ e $0 < (H/D_c) < 25,4$, onde H é o passo da espiral (m) e D_c é o diâmetro da espiral.

Para o escoamento ocorrendo no interior de tubos montados em forma de espiral, conforme mostrado na Figura 3.2, uma correção no número de Nusselt deve ser feita para o fluido que escoar no tubo interno. Sendo válida para escoamento turbulento, essa correlação foi proposta por Pratt's [Kakaç e Liu, 2002], como segue:

$$\frac{Nu_c}{Nu_D} = 1,0 + 3,4 \left(\frac{1}{\lambda} \right) \quad (3.14)$$

válida para $1,5 \times 10^3 < \text{Re}_D < 2 \times 10^4$, onde Nu_c é o número de Nusselt corrigido para configuração em espiral.

Os coeficientes interno e externo de transferência de calor são obtidos respectivamente pela expressão do número de Nusselt,

$$h = Nu_D \frac{k}{d} \quad (3.15)$$

onde k é a condutividade térmica do fluido e d é o comprimento característico (m), que para região anular deve ser utilizado o diâmetro hidráulico (m), dado por:

$$D_h = \frac{(D_i^2 - d_e^2)}{d_e} \quad (3.16)$$

Segundo o Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1988, a resistência de incrustação para água líquida tratada é de 0,000176 (m²K/W).

A perda de carga no interior da tubulação é calculada através da equação de Fanning para o fator de atrito:

$$f = \left(\frac{\Delta p D_t}{2 \rho u_m^2 L} \right) \quad (3.17)$$

onde D_t é o diâmetro equivalente do tubo (m) Δp é a variação da pressão em pascal (Pa); u_m é a velocidade média do escoamento (m/s); ρ é a massa específica do fluido (kg/m³) e L é o comprimento da tubulação (m).

A efetividade é um parâmetro para o cálculo do desempenho de um trocador de calor, definida como:

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{\max}} \quad (3.18)$$

onde q_{\max} é a máxima taxa de transferência de calor possível para o trocador (W).

O número de unidades de troca (NUT) para o escoamento em contracorrente em trocador duplo tubo é obtido pela equação:

$$NUT = \frac{1}{C_r - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1} \right) \quad (3.19)$$

onde C_r é a razão entre as taxas de capacidades caloríferas que é definida como sendo:

$$C_r \equiv \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.20)$$

onde C_{\min} e C_{\max} são o menor e o maior valor respectivamente obtidos pelo produto $\dot{m} c_p$ de cada um dos fluidos envolvidos.

A vazão volumétrica \dot{V} (m³/s) é dada é dada pela equação:

$$\dot{V} = u_m A \quad (3.21)$$

A equação da energia com perdas para cada corrente de fluido que circula no traçador é dada por:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho u_1^2 + \rho g z_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho u_2^2 + \rho g z_2 + \Delta p \quad (3.22)$$

onde p é a pressão estática (Pa), u é a velocidade do escoamento (m/s), z é a altura em relação ao ponto de referência (m) e Δp a perda de carga no trecho analisado. Os subíndices 1 e 2 identificam os pontos onde estão sendo avaliados esses parâmetros e g é a aceleração da gravidade (m/s^2), assumida como sendo constante e igual a $9,8 m/s^2$.

4. PROCESSO DE PRODUÇÃO DE CERVEJA ARTESANAL

O processo de fabricação da cerveja artesanal ou industrializada segue os mesmos princípios. As maiores diferenças aparecem na quantidade produzida, equipamentos utilizados, seleção dos ingredientes e no fato de que em geral as cervejas artesanais não são pasteurizadas.

4.1 Etapas do Processo de Produção Artesanal

O processo artesanal pode ser separado nas seguintes etapas [Slemer, 1995]:

- Seleção dos ingredientes - Os quatro ingredientes básicos são: água, malte, lúpulo e fermento.
- Brassagem ou mosturação – É o cozimento do malte moído em diferentes tempos e temperaturas com o objetivo de extrair do malte os açúcares necessários para fermentação.
- Filtração do mosto – Etapa onde o mosto líquido é separado do bagaço de malte.
- Fervura do mosto – Durante a fervura do mosto são adicionados os lúpulos que darão sabor e aroma a cerveja. Nesta etapa ocorre também a estabilidade microbiológica pela esterilização do mosto e a estabilidade sensorial pela inativação das enzimas.
- Resfriamento do mosto – O resfriamento é necessário para que o mosto atinja a temperatura desejada para fermentação. É importante destacar que o fermento morre em temperaturas elevadas
- Aeração do mosto – A aeração é necessária para fornecer à levedura o oxigênio necessário para que inicie seu metabolismo.
- Fermentação – É nesta etapa que os açúcares serão convertidos em dióxido de carbono e álcool pela ação das leveduras.
- Maturação – Etapa onde ocorre a carbonatação natural da cerveja e as transformações físico-químicas que produzem aromas e sabores e alteram o aspecto da cerveja. Nessa etapa, podem ser adicionadas especiarias que conferem aroma e sabor diferenciado.
- Envase - É opcional, muitos preferem manter a cerveja no tanque de maturação.

A figura 4.1, mostra esquematicamente os equipamentos utilizados no processo, identificados conforme a etapa em que são utilizados.

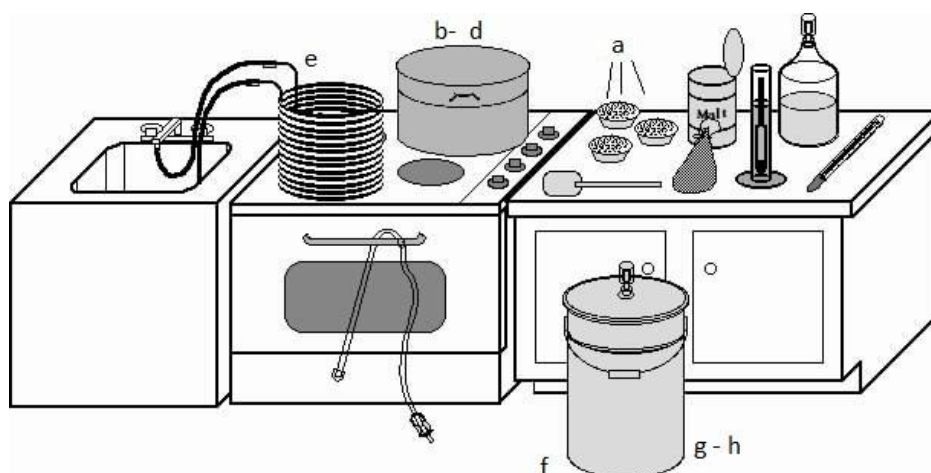


Figura 4.1- Equipamentos utilizados no processo de produção de cerveja artesanal. (fonte: www.comofazercerveja.com.br)

4.2 Resfriamento do mosto

Segundo Palmer, 2006, o resfriamento do mosto é uma das etapas mais críticas do processo de produção das cervejas artesanais, principalmente devido à grande possibilidade de contaminação. Resfriar rapidamente o mosto, além de diminuir as chances de contaminação, pois este ficará menos tempo exposto ao ar do ambiente, contribui para obtenção de uma cerveja mais límpida e palatável devido a reações químicas que ocorrem durante esse processo.

Durante a fervura, ocorre a formação e evaporação do sulfeto de dimetila (DMS), mas após cessar a fervura o DMS ainda é produzido devido à temperatura elevada, não sendo mais eliminado. Resfriar o mosto lentamente pode aumentar o nível de DMS, transmitindo aroma e paladar de milho para cerveja [Slemer, 1995].

Durante o resfriamento, a faixa de temperaturas entre 60°C e 35°C deve ser vencida no menor tempo possível, pois essa faixa de temperaturas é ideal para desenvolvimento bacteriano no mosto, Palmer, 2006.

Outro fato importante é que o mosto não deve ser aerado quando quente, pois isso fará com que ocorram reações de oxidação devido a ligações químicas entre o oxigênio e compostos do mosto, produzindo aromas desagradáveis. A temperatura recomendada para impedir a oxidação do mosto é abaixo de 26°C.

4.3 Equipamentos utilizados no resfriamento

São dois os principais equipamentos utilizados no processo artesanal para resfriar o mosto, e devido a seu princípio de funcionamento e utilização podem ser considerados trocadores de calor.

Os resfriadores de imersão consistem basicamente em um tubo feito com material de boa condutividade térmica, geralmente cobre, conformado em forma espiral, popularmente chamada de serpentina. Essa serpentina é mergulhada diretamente no mosto e por seu interior circula água, normalmente proveniente direto da rede de abastecimento, que estando a uma temperatura inferior a do mosto, receberá parte de seu calor, transportando-o para fora da panela, reduzindo gradativamente a temperatura do mosto.

Para aumentar a eficiência dos resfriadores de imersão, uma das técnicas empregadas é promover a agitação mecânica do mosto, contribuindo para que ocorra a oxidação e contaminação, pois a tampa da panela precisa ficar aberta para que se possa agitar seu conteúdo. Outra característica desse tipo de resfriador é diminuir a temperatura de todo o mosto contido na panela de fervura de forma mais homogênea, o que faz com que o mosto fique um maior tempo exposto a faixa crítica de temperatura para desenvolvimento de bactérias [Palmer, 2006].

O trocador duplo tubo é muito parecido com o de imersão, mas ao invés de apenas um tubo, conta com dois tubos concêntricos conformados em espiral. Neste processo o mosto é drenado através de uma válvula no fundo da panela e escoado pelo tubo interno do trocador transferindo o mosto para outro recipiente. Enquanto isso, no tubo externo circula água. Assim como no trocador de imersão, o material mais utilizado no duplo tubo são as ligas de cobre.

Apesar das vantagens em se utilizar trocadores duplo tubo, existe um grande número de produtores artesanais que defende o uso do sistema de imersão, por questões relacionadas principalmente a limpeza dos equipamentos. No trocador duplo tubo não existe a possibilidade de realizar limpeza mecânica do tubo interno. Essa preocupação existe devido a utilização do cobre como material do tubo, pois este tem uma forte tendência a oxidação, comumente chamada de zinabre, que é de difícil remoção.

Por tais razões, a adoção do aço inox como matéria prima traz muitos ganhos nesse quesito. Trata-se do material utilizado pela indústria de bebidas devido as suas características físico-químicas que favorecem a limpeza e sanitização da tubulação, que é feita com a utilização de produtos químicos apropriados.

5. DESENVOLVIMENTO

Primeiramente são estabelecidos os parâmetros envolvidos no resfriamento do mosto e limitações do processo. Em seguida, será apresentado o modelo de trocador selecionado para o dimensionamento e suas características.

Como as propriedades termofísicas da cerveja são praticamente as mesmas da água, [Clerk, 1958], isso permite que se utilizem tabelas com propriedades da água sem prejuízo ao dimensionamento.

5.1 Parâmetros Envolvidos no Resfriamento de Mosto para Produção Artesanal de Cervejas

A máxima vazão disponível ao se utilizar água como fluido de arrefecimento sem a utilização de bombas é a disponível no ponto de fornecimento utilizado, normalmente uma torneira comum.

Segundo a NBR 5626:199813 que trata sobre instalação predial de água fria, na tabela 1 do item 5.3.2 – Vazão nos pontos de utilização-, a vazão mínima de projeto para torneiras de água fria deve ser de 15 l/min.

A temperatura com que a água é fornecida também sofre variações, devido principalmente a oscilações climáticas. Os valores relativos a esses parâmetros utilizados no dimensionamento são apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Parâmetros de fornecimento de água considerados para arrefecimento.

Vazão (l/min)		Temperatura (°C)	
Fonte fria	Torneira	Fonte fria	Torneira
4	8 - 15	6	20 – 25

Cessada a fervura, o mosto está a uma temperatura de aproximadamente 100°C e deve ser resfriado. A temperatura mínima aceitável para a qual deve ser resfriado é 26 °C, Slemer, 1995; Fellows, 2006.

Os volumes de produção por batelada se encontram em sua grande maioria entre 20 e 40 litros. Entre outros critérios, esses volumes são limitados pelo tamanho das panelas disponíveis no mercado que são utilizadas no processo. Volumes muito maiores requerem uma maior quantidade de calor, que não consegue ser fornecido pela maioria dos fogões domésticos, além de que o tempo para resfriar aumenta com o volume produzido.

O dimensionamento foi feito tendo como base a produção de 20 litros de cerveja por batelada, o que corresponde à utilização de panelas de 30 litros, mas sendo um sistema contínuo de resfriamento pode ser utilizado para diferentes volumes de produção.

Não existem critérios normatizados para o tempo limite para resfriar o mosto. Na prática segundo a literatura dedicada a produção artesanal de cerveja o tempo gasto para resfriar 20 litros de mosto é em média 20 minutos. (fonte: www.cervejacastrum.com e www.acervacarioca.com.br, acessados em maio 2012).

Quanto à taxa de resfriamento, também não existe regra para isso, mas é quase unanimidade que deve ser a mais alta possível. Utilizando o tempo médio de 20 minutos conforme citado acima, para um ΔT de 75°C, a taxa média de resfriamento resulta em 3,75°C/min.

No modelo proposto, a taxa de resfriamento pretendida é de 7,5°C/min.

5.2 Modelo proposto

O modelo de trocador proposto é mostrado nas Figuras 5.1 e 5.2. Trata-se de um trocador de calor duplo tubo em espiral, com escoamento em contracorrente.

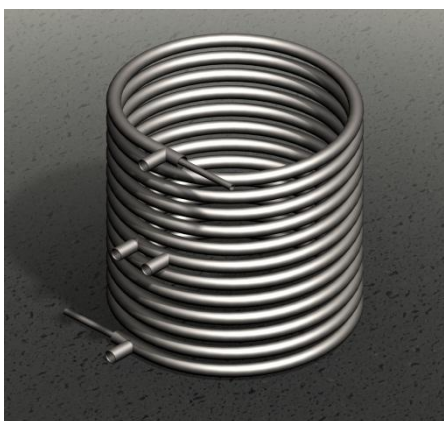


Figura 5.1 - Modelo de trocador de calor duplo tubo proposto.

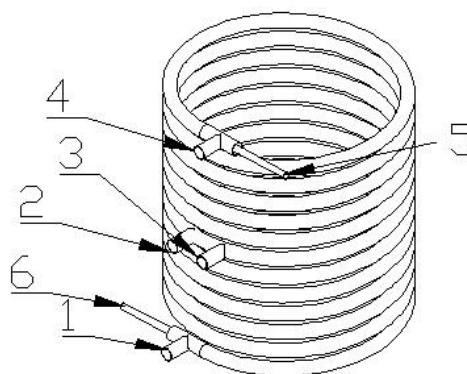


Figura 5.2 - Desenho do trocador de calor indicando as tomadas de entrada e saída de arrefecimento e do mosto.

O trocador de calor foi dividido em dois estágios, para permitir a utilização de uma fonte secundária de água fria de baixa vazão. Fisicamente, apenas o tubo externo é dividido em dois segmentos, cada um representando um estágio.

Na Figura 5.2, a tomada 5 indica a entrada do mosto, que flui de forma contínua pelo tubo interno até a saída, tomada 6.

O fluido de arrefecimento que circula na região anular entra no primeiro estágio através da tomada 3, e sai pela tomada 4. Para o segundo estágio, o fluido de arrefecimento entra pela tomada 1 e sai através da tomada 2.

Ao se interligar os dois estágios pelas tomadas 2 e 3 o trocador funciona como um trocador de estágio único. Outra opção, é alimentar o primeiro estágio do arrefecimento com água da rede pela tomada 3, e o segundo estágio pela tomada 1, utilizando água fria, previamente armazenada em um reservatório.

Essa possibilidade de se utilizar fontes distintas de água para arrefecimento tem por objetivo permitir que se obtenha uma temperatura de saída do mosto de 25°C, para temperatura de fornecimento de água da rede acima de 20°C até o limite de 25°C.

6. DIMENSIONAMENTO

No desenvolvimento do trabalho foram considerados os seguintes aspectos:

- Propriedades constantes ao longo do escoamento. Para a água utilizada para o arrefecimento, que sofre uma pequena variação na temperatura essa hipótese não tem significativa influência sobre a acuidade dos resultados. Para o mosto, que tem uma variação grande em sua temperatura considerar as propriedades constantes na temperatura média do escoamento pode gerar erros expressivos, principalmente devido as variações no número de Prandtl e na viscosidade.

- A condutividade térmica k do aço inox AISI 304, foi considerada como sendo na temperatura constante de 300K e vale 14,9 (W/(m.K)).

- Perdas ou ganhos de calor para vizinhança desprezíveis.

- A pressão manométrica de entrada do mosto no trocador é de 7800 Pa, e é fornecida somente pela diferença de altura entre a panela e o trocador de calor, sendo desconsiderada a influência da coluna de mosto dentro da panela.

- O comprimento máximo da espira foi limitado em 15 metros, o diâmetro máximo da espira em 0,4m e altura máxima do trocador 0,5m.

Estabelecidos os parâmetros para o mosto: vazão 2 l/min., temperatura de entrada 100°C, temperatura de saída 25°C,. Para o fluido de arrefecimento será utilizada água com vazão de 10 l/min. disponibilizada na temperatura de 20°C.

Pela equação (3.2) obtêm-se a taxa de transferência de calor q requerida para o processo $q=10,2\text{kW}$.

Conhecida essa taxa estima-se a $T_{f,s}$ e utilizando a equação (3.3) obtêm a $T_{f,s}$. O processo se repete até que a temperatura estimada convirja ao valor da $T_{f,s}$ calculada.

Com o conhecimento de todas as temperaturas limite do processo, é possível resolver a equação (3.5) encontrando ΔT_{ml} .

Para determinar o coeficiente global de transferência de calor U é utilizada a equação (3.1) tendo por base a área externa da superfície de troca A_e . Como o fim ao qual se destina o trocador de calor exige constante limpeza da tubulação, a resistência de incrustação na parede interna do tubo $R''_{d,i}$ terá seus efeitos desprezados. Entretanto, na parede externa será considerada, pois caso venha a existir tem um efeito significativo na redução da taxa de transferência de calor.

Dito isso, a Equação (3.1) para obtenção de U pode ser reescrita como:

$$U = \left(\frac{d_e}{d_i h_i} + \frac{d_e \ln(d_e / d_i)}{2k} + R''_{d,e} + \frac{1}{h_e} \right)^{-1} \quad (6.1)$$

Percebe-se pela eq. (6.1) que a maioria dos termos é dependente somente da geometria e do material utilizado. Como as vazões do processo foram pré-definidas, e as propriedades do material utilizado são conhecidas, a determinação de U fica dependente apenas da geometria dos tubos.

Utilizando as Tabelas 6.2 e 6.3, é possível resolver a partir da equação (3.15), a eq.(6.1). Cada uma das combinações gera um conjunto de dados, particulares de todos os parâmetros envolvidos. Para obtenção dos coeficientes de transferência de calor, equação (3.15), utilizam-se as equações (3.8) e (3.9) para obtenção do número de Reynolds. A partir do conhecimento de Re_D é possível calcular o fator de atrito f utilizando a equação (3.11). O fator de atrito corrigido é dado pela equação (3.12) ou (3.13). Resolve-se então a equação (3.10) para obtenção do número de Nusselt, que deve ainda ser corrigido pela equação (3.14).

De posse do número de Nusselt corrigido, resolve-se a equação (3.15) que fornece então os coeficientes de transferência de calor para então obter o U pela eq.(6.1).

Conhecendo então U , q e ΔT_{ml} , o comprimento dos tubos necessário para cada uma das combinações é calculado com a eq.(3.4).

Com a eq.(3.19) calculou-se a efetividade de cada combinação e pela eq.(3.20) o NUT.

As equações foram resolvidas com a utilização de planilha eletrônica e a compilação dos dados obtidos é apresentada na Tabela 6.3, para o diâmetro de espira de 0,32 m.

Para selecionar entre as dimensões comerciais de tubos a melhor configuração para confecção do trocador, foram avaliados 4 diferentes diâmetros de tubos, conforme mostra a Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Tubos disponíveis comercialmente avaliados para construção do trocador.

Tubo	\varnothing ext. mm (")	\varnothing int. mm	Espessura mm
A	9,525 (3/8)	8,525	0,5
B	12,7 (1/2)	11,1	0,8
C	15,875 (5/8)	13,875	1
D	19,05 (3/4)	17,05	1

As diferentes combinações feitas com esses tubos são mostradas na Tabela 6.2, com as áreas transversais resultantes.

Tabela 6.2- Áreas transversais resultantes das combinações dos tubos da Tabela 6.1.

Combinação	Tubo interno	Tubo externo	Área interna (mm ²)	Área anular (mm ²)
C1	A	C	57,08	94,12
C2	A	D	57,08	171,20
C3	B	C	96,76	54,44
C4	B	D	96,76	131,55

Com base nessas combinações, foram calculados as efetividades ϵ e o NUT para os 4 casos propostos, apresentados na próxima tabela.

Tabela 6.3 - Resultados obtidos para as combinações avaliadas

	L (m)	Re _D	Nu _D	h (W/m ² K)	U (W/m ² K)	ϵ	NUT
C1							
Interno	8,7	10800	80,7	6200		0,93	3,13
Anular		10700	85,1	4800	1676		
C2							
Interno	12,2	10800	82,7	6016		0,93	3,13
Anular		9370	78,5	2240	1202		
C3							
Interno	6,4	7880	60,6	3400		0,93	3,13
Anular		9440	72,7	18150	1700		
C4							
Interno	8,5	7880	61,4	3400		0,93	3,13
Anular		8390	67,2	4040	1285		

A perda de carga por metro de tubo eq.(3.17) e a velocidade média de escoamento eq. (3.21) para as diferentes combinações de tubos avaliadas estão na Tabela 6.4, juntamente com o valor da pressão disponível necessária nos pontos de entrada de mosto e de água para manter a vazão estabelecida. eq.(3.22).

Tabela 6.4 – Perda de carga, velocidade de escoamento e pressão disponível..

Para o tubo interno – Fluido mosto - Vazão 2 l/min			
Tubo	Δp (Pa/m)	u_m (m/s)	Δp_{DISP} (kPa)
A	675	0,58	7,8
B	158	0,31	1,86
Para região anular – Fluido água - Vazão 10 l/min.			
Combinação	Δp (Pa/m)	u_m (m/s)	
C1	15700	2,08	3138,1
C2	2735	1,06	245,1
C3	632730	6,8	*
C4	11269	1,64	3775,6

A perda de carga é um parâmetro muito importante, pois se deseja manter uma vazão constante de ambos os fluidos para que o trocador obtenha o desempenho planejado.

Maiores velocidades de escoamento estão diretamente associadas a maiores números de Reynolds, mas como pode ser visto na Tabela 5.5 as maiores velocidades coincidem com as maiores perdas de carga.

7. RESULTADOS E ANÁLISES

A efetividade alcançada compara-se a de trocadores do tipo de placas que, apesar de serem muito eficientes, tem uma forma construtiva muito mais complexa do que o modelo duplo tubo, o que normalmente está associado a valores mais elevados para aquisição e manutenção.

Dentre as combinações de tubos avaliadas a combinação C2 apesar de não ser a mais compacta, foi a que apresentou o conjunto de dados mais adequados para ser utilizada, tendo como fator determinante a menor perda de carga. A área de troca de calor para esta combinação é de $0,0365\text{m}^2$.

Para essa combinação são mostradas na Figura 7.1 as curvas de variação de temperatura do mosto e d'água de arrefecimento ao longo do trocador utilizando uma ou duas entradas de água a 20°C , e vazão 10 l/min .

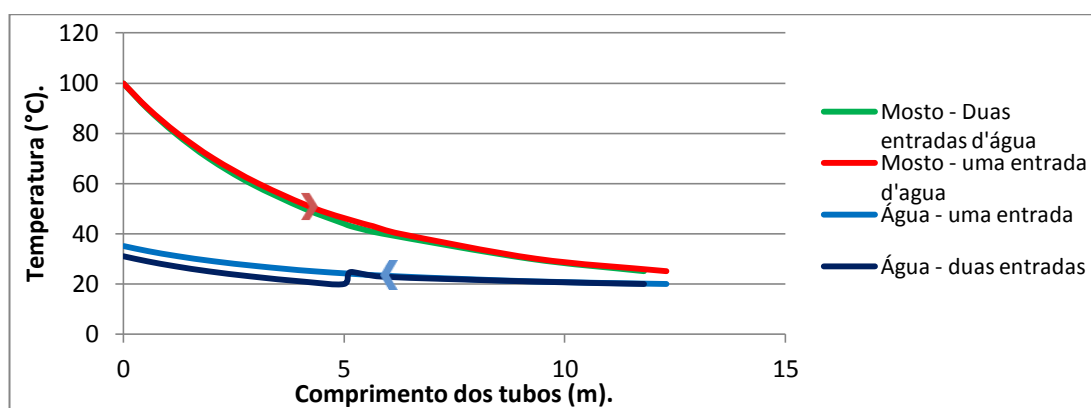


Figura 7.1 - Temperaturas do mosto e de água de arrefecimento ao longo do trocador utilizando uma ou duas entradas de água a 20°C , e vazão 10 l/min .

Nota-se que os ganhos proporcionados foram pequenos, não se mostrando uma alternativa interessante, pois dobrando o consumo de água, obteve-se uma redução de 3,3% na área de troca necessária, não justificando seu uso, pelo menos nesta proposta. O motivo de se ter um ganho tão pequeno está possivelmente relacionado com a pequena diferença de temperatura existente entre a entrada e saída da água de arrefecimento de aproximadamente 15°C .

O gráfico da Figura 7.1 mostra ainda que à medida que a temperatura do mosto vai se aproximando da temperatura do fluido de arrefecimento, mais difícil se torna a tarefa de remover o calor. Uma alternativa estudada para aumentar a troca de calor na região em que o mosto está com temperatura mais baixa seria utilizar um tubo externo de menor diâmetro nessa região, mas devido a perda de carga decorrente dessa modificação, essa opção foi descartada.

Uma característica que tem influência nos parâmetros do trocador duplo tubo em espiral é o raio de curvatura utilizado conforme pode ser visto na Figura 7.2. onde é mostrada a mudança mais significativa observada que é no número de Nusselt da espiral, eq.(3.14)

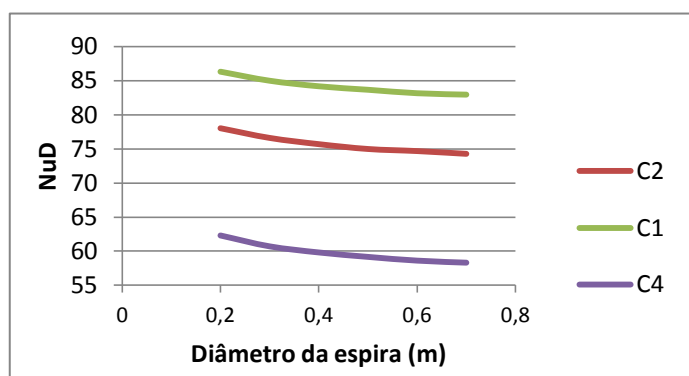


Figura 7.2 - Relação da variação do número de Nusselt com o raio de curvatura da espira.

À medida que se diminui o raio de curvatura da espira, o número de Nusselt aumenta devido a formação de escoamentos secundários no interior da espira. A utilização da espira com diâmetro de 0,32m proporcionou um aumento de 19% no número de Nusselt em comparação ao tubo reto (eq.3.10) e uma redução de 4,5% na área de troca necessária.

A vazão de água para arrefecimento é dependente da pressão disponível no ponto de fornecimento de água que será utilizado. A Figura 7.3 mostra a variação provocada na temperatura com que o mosto sai do trocador devido a mudanças na vazão d'água de arrefecimento.

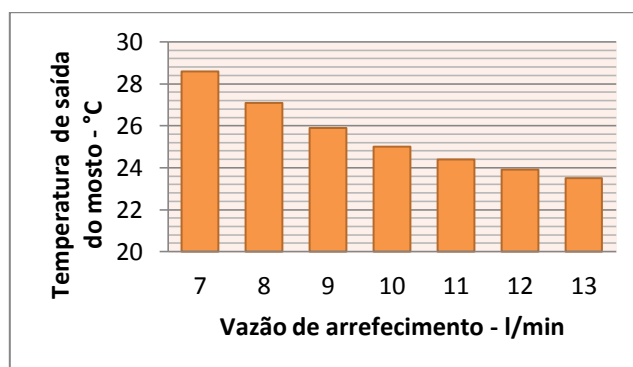


Figura 7.3 – Dependência entre temperatura de saída do mosto e vazão utilizada no arrefecimento.

Como a pressão disponível na torneira depende da diferença de altura existente entre o reservatório de água e a torneira, o desempenho do trocador seria diferente, dependendo do local onde seria utilizado. Para evitar isso, sugere-se a utilização de uma bomba d'água. A Figura 7.4 apresenta o gráfico da curva de desempenho de um modelo de bomba que é suficiente para atender ao trocador mantendo a vazão de arrefecimento constante em 10 l/min.

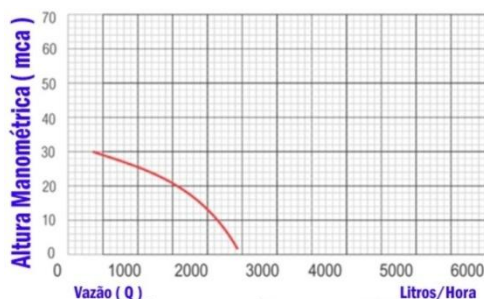


Figura 7.4 – Curva de desempenho da bomba d'água sugerida.
(Fonte:www.ferrarinet.com.br)

Comparando-se os coeficientes de transferência de calor obtidos, com os coeficientes obtidos por Joye e Smith, 2000, para uma mesma temperatura de 40°C, os valores alcançados pelo trocador dimensionado são aproximadamente 4 vezes maior do que para o trocador de imersão. A figura 7.1 mostra o comportamento previsto das temperaturas do mosto e d'água ao longo do trocador utilizando uma ou duas entradas de água para arrefecimento.

Com base nesses resultados, os dados propostos para a construção do trocador duplo tubo espiral para produção de cerveja artesanal estão indicados na Tabela 7.1.

Tabela 7.1. Dados dimensionais do trocador com duas entradas proposto.

	Tubo interno	Tubo externo	
		Estágio 1	Estágio 2
Ø externo (m)	0,009525	0,01905	0,01905
Ø interno (m)	0,008525	0,01705	0,01705
Ø da espira (m)	0,31	0,31	0,31
Passo (m)	0,029	0,029	0,029
Comprimento (m)	12,2	5	7,2
Material	Inox AISI 304	Inox AISI 304	Inox AISI 304

O primeiro e segundo estágios têm comprimentos diferentes, para tentar manter em cada um a maior diferença de temperatura entre o fluido frio e quente quando se utiliza mais de uma entrada de arrefecimento.

Com essa combinação foi possível utilizar um fornecimento de água gelada à 6°C com vazão de 4 l/min no segundo estágio e uma vazão de 10l/min á 25°C no primeiro estágio, a obtenção de temperatura de descarga do mosto de 26,5°C.

A Tabela 7.2 apresenta os parâmetros de funcionamento do modelo de trocador proposto.

Tabela 7.2- Parâmetros do modelo proposto

		Estágio 1		Estágio 2	
Entrada única					
Q_q	Q_f (l/min)	2	10	2	10
$T_{q,e}$	$T_{q,s}$ (°C)	100	42	42	24,5
$T_{f,e}$	$T_{f,s}$ (°C)	23,5	34,8	20	23,5
ΔP_i	ΔP_e (Pa)	3375	16071	4860	19692
Entrada dupla					
Q_q	Q_{v_f} (l/min)	2	10	2	4
$T_{q,e}$	$T_{q,s}$ (°C)	100	45	45	26,5
$T_{f,e}$	$T_{f,s}$ (°C)	25	35,8	6	15
ΔP_i	ΔP_e (Pa)	3375	16071	4860	8260

O consumo de água para arrefecimento é de 100 litros utilizando entrada única e 140 litros utilizando entrada dupla.

Para manter a vazão de água requerida de 10 l/min a pressão disponível no ponto de fornecimento corresponde a 325,4 kPa (24mca).

8. CONCLUSÕES

O objetivo deste trabalho foi dimensionar um trocador de calor duplo tubo, para ser utilizado no resfriamento do mosto no processo de fabricação de cerveja artesanal, capaz de atender as especificidades e demandas desse processo.

Nesse sentido, o modelo proposto se mostrou adequado à finalidade para a qual se destina, dada a efetividade acima de 90% e resfriamento do mosto em 10 minutos para um volume de produção de 20 litros.

Portanto, trata-se de uma solução eficiente, que pode vir a trazer benefícios aos adeptos da fabricação de cerveja artesanal, não só por levar em conta critérios sanitários, pela adoção do aço inox, mas também por permitir que o produtor tenha um maior controle da etapa de resfriamento do mosto.

Devem ainda ser consideradas questões ambientais, como uso racional da água, dado que os métodos tradicionais de resfriamento com trocadores de imersão, devido ao maior tempo que ficam em funcionamento para conseguir atingir a temperatura adequada consomem até três vezes mais água do que o modelo proposto.

A utilização de duas entradas distintas para arrefecimento permitiu o ajuste da temperatura de saída do mosto utilizando-se fontes de água para arrefecimento com diferentes temperaturas e vazões. Com a utilização de fontes com mesma temperatura, devido a diferença de vazão entre fluido frio e quente na razão de 5:1, os ganhos foram pequenos, mas essa possibilidade deve ser explorada para utilizações futuras.

Comparado a outros tipos de trocadores de calor, o modelo em espiral conta com muito pouca pesquisa e estudos. A continuidade desse estudo com a construção de um modelo físico contribuiria para a verificação acerca do que foi proposto.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Barlet, D. A. **“The Fundamentals of Heat Exchangers”**, The Industrial Physicist, December, pp 18-21, 1996.

Clerk, J. A. **“Textbook of Brewing”**, Chapman & Hall Ltda, 1ª edição, volume 1, 1958.

Fellows, P. J. **“Tecnologia do Processamento de Alimentos”**, Artmed, 2ª edição, 2006.

Incropera, F.P.; DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S.; **“Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”**, LTC, 6ª edição, 2008.

Joye, D. D.; Smith, M. A.; **“Evaluation of Immersion Coil Designs for Natural Convection-Driven Batch Cooling or Heating in Tanks”**, Heat Transfer Engineering, volume 21 n°5, pp 47-54, 2000.

Kakaç, S.; Liu. H. **“Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design”**, CRC Press, 2nd edition, 2002.

Kumar, V., Saini, S., Sharma, M., Nigam, K.D.P.; **“Pressure Drop and Heat Transfer Study in Tube-in-Tube Helical Heat Exchanger”**, Chemical Engineering Science, volume 21 n°61, pp 4403-4416, 2006.

Palmer, J. J.; **“How to Brew”**, Brewers Publications, 3rd edition, 2006.

Saunders, E. A. D. **“Heat Exchangers Selection, Design and Construction”**, Longman Scientific & Technical, 1st edition, 1988.

Slemer, O. A. **“Os Prazeres da Cerveja”**, Makron Books, 1ª edição, 1995.

Soumerai, H. **“Practical Thermodynamic Tools for Heat Exchanger Design Engineers”**, John Wiley & Sons, 1st edition, 1987.