

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

PROJETO, CONSTRUÇÃO E ENSAIO DE UM TROCADOR DE CALOR
DE PLACAS PARALELAS POLIMÉRICO PARA PASTEURIZAÇÃO
DE MOSTO DE CERVEJA

por

Rafael Kamura de Lucca

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, 02 de outubro de 2013

PROJETO CONSTRUÇÃO E ENSAIO DE UM TROCADOR DE CALOR
DE PLACAS PARALELAS POLIMÉRICO PARA PASTEURIZAÇÃO
DE MOSTO DE CERVEJA

por

Rafael Kamura de Lucca

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. Nome do Coordenador da COMGRAD-MEC
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Francis H. Ramos França.

Comissão de Avaliação:

Profª. Drª Adriane Prisco Petry

Prof. Dr. Sérgio Frey

Profª. Drª. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 04 de dezembro de 2013.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Yulie e Osmar pelo apoio durante todas as etapas do trabalho.

Agradeço à minha mulher, Carol, pelo incentivo, preocupação e amor.

Agradeço ao Departamento de Expressão Gráfica que disponibilizou os serviços de corte a laser de diversos materiais e tempo.

Agradeço ao meu pai que colaborou com na construção do trabalho e realização dos ensaios.

DE LUCCA, R. K. **Projeto, Construção e Ensaio de um Trocador de Calor Polimérico para Pasteurização de Mosto de Cerveja**. 2013. 20 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

RESUMO

A pasteurização deve ser realizada reduzindo a temperatura de 75°C do mosto de cerveja para 30°C, com a água de arrefecimento à 20°C. Dentre os métodos caseiros existentes, os materiais em contato com o produto, aço inox, alumínio ou cobre não satisfazem integralmente às exigências impostas pela ANVISA e MS. O uso de trocadores de calor industriais representa um custo elevado. O trabalho consiste em desenvolver um trocador de calor de placas paralelas polimérico que atende aos requisitos legais. Uma análise teórica é empregada no intuito de prever a eficácia e o comportamento dinâmico dos 3 principais métodos. O tempo de processo é 26min51s, menor do que o uso de *chillers* de imersão e banhos de gelo, com 43min53s e 1h21min13s, respectivamente. A taxa de calor do processo é de 0,56 kW ± 0,04kW.

PALAVRAS-CHAVE: Trocador, calor, pasteurização, cerveja.

DE LUCCA, R. K. **Design, Construction and Testing of a Wort Beer Polymeric Plate Heat Exchanger Pasteurizing.** 2013. 20 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

ABSTRACT

The pasteurization must be done by reducing the temperature of 75 °C beer wort to 30 °C with cooling water at 20 °C. Among the homemade existing methods, the materials in contact with the product or hygiene of the process do not fully meet the requirements imposed by ANVISA and MS. The use of industrial heat exchangers represents a higher cost. The present work develops a polymer parallel plate heat exchanger that meets legal requirements. A theoretical analysis has been employed in order to predict the effectiveness and the dynamic behavior of the three main methods. Finally, the experimental test has confirmed equipment's effectiveness. The process time is *26min51s*, smaller than the use of immersion chillers and ice baths with *43min53s* and *1h21min13s*, respectively. The heat rate of the process is $0.56 \text{ kW} \pm 0.04 \text{ kW}$.

KEYWORDS: exchanger, heat, pasteurization, beer.

SIMBOLOGIA

ΔT_{lm}	Média das diferenças logarítmicas de temperatura	[°C]
$\Delta T_{lm,cf}$	Média das diferenças logarítmicas de temperatura para escoamento contra corrente	[°C]
Δp	Queda de pressão	[Pa]
NUT	Número de transferência unitária	[]
t/k	Relação entre a espessura da lâmina e o coeficiente de condutividade térmica do PET	[K/W]
U	Coeficiente global de transferência térmica	[W/m ² K]
\dot{m}	Fluxo em massa	[kg/s]
c_p	Calor específico	[J/kgK]
N_t	Número total de placas do trocador	[]
T_∞	Temperatura ambiente	[°C]
$T_{f,mosto}$	Temperatura final do mosto no banho de água e gelo	[°C]
T_0	Temperatura	[°C]
$T_{h,i}$	Temperatura de entrada do mosto	[°C]
$T_{h,o}$	Temperatura de saída do mosto	[°C]
$T_{c,i}$	Temperatura de entrada de água fria	[°C]
$T_{c,o}$	Temperatura de saída de água fria	[°C]
\dot{V}_h	Fluxo em volume do mosto	[m ³ /s]
\dot{V}_c	Fluxo em volume da água fria	[m ³ /s]
\dot{m}_h	Fluxo em massa do mosto	[kg/s]
$c_{p,h}$	Calor específico do mosto	[J/kgK]
\dot{m}_c	Fluxo em massa da água fria	[kg/s]
$c_{p,c}$	Calor específico da água fria	[J/kgK]
L_{tubo}	Comprimento do tubo do <i>chiller</i> de imersão	[m]
d_{tubo}	Diâmetro do tubo do <i>chiller</i> de imersão	[m]
$T_{h,ini}$	Temperatura do mosto quando o tempo é zero	[°C]
N_p	Número de passes no trocador	[]
$T_{w,i}$	Temperatura de entrada do mosto na análise	[°C]
b_h	Altura do canal formado entre duas placas onde escoo o mosto	[m]
b_c	Altura do canal formado entre duas placas onde escoo água fria	[m]
α_h	Difusividade térmica do mosto na análise do <i>chiller</i> de imersão	[m ² /s]

ÍNDICE

1.	INTRODUÇÃO.....	6
2.	OBJETIVOS	6
3.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
3.1	REQUISITOS TÉCNICOS.....	8
3.2	VARIÁVEIS NO EQUIPAMENTO.....	8
4.	MÉTODOS E MATERIAIS.....	9
4.1	MODELAGEM DO PROBLEMA.....	9
4.1.1.	BANHO DE ÁGUA E GELO.....	9
4.1.2.	CHILLER DE IMERSÃO.....	10
4.1.3	TROCADOR DE CALOR DE PLACAS PARALELAS.....	11
4.2	DIMENSIONAMENTO.....	14
4.3	CONSTRUÇÃO.....	15
5.	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	16
6.	CONCLUSÃO	20
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	20
	Apêndice.....	21
	Anexo.....	25

1. INTRODUÇÃO

Normalmente, os trocadores de calor industriais são produzidos a partir de metais. Esses trocadores são relativamente dispendiosos, devido aos materiais empregados e à complexidade do projeto, que envolve soldagem, montagem e outros aspectos de fabricação. O custo elevado torna pouco viável a instalação em um ambiente doméstico ou em um galpão.

Durante a fabricação artesanal de cerveja, um dos problemas enfrentados é o baixo prazo de validade, visto que sem a pasteurização, o produto continua em processo de fermentação. Os meios mais conhecidos para resfriamento do mosto de cerveja são o banho de água gelada e os trocadores de calor ou chillers. Porém, materiais nobres, tais como ligas de cobre, alumínio e aço inoxidável, quando empregados sem os revestimentos adequados (estanho, níquel, prata ou ouro), não atendem às exigências do MS, ANVISA e FDA. Um pasteurizador de mosto de cerveja de caráter inovador será projetado e construído, assim como a bancada de ensaios, para teste posterior do equipamento.

Após a construção de um protótipo em aço carbono, na disciplina de Medições Térmicas, nota-se que as resistências convectivas para o processo ao qual foi destinado são a maior restrição na taxa de calor trocado. Avalia-se então a possibilidade de utilizar um material com custo inferior e manter sua eficácia em pasteurizar mosto de cerveja.

A inovação corresponde principalmente em como preservar a eficácia do trocador de calor, empregando um material reciclável, com condutibilidade térmica em torno de 75 vezes inferior ao aço inoxidável e valendo-se de adaptações necessárias. O estudo inicia-se com uma revisão bibliográfica, logo após discutindo-se os materiais empregados e métodos. Finalmente os dados dos ensaios serão apresentados e analisados.

2. OBJETIVOS

Na década de 1980, começaram a ser utilizados filmes de polietileno para regeneradores ar ar. Nota-se que estes equipamentos envolvem o uso de polímeros convencionais e outros materiais de baixo custo. Em contrapartida, os altos custos de pesquisa e fabricação das formas intrincadas acabaram por restringir o seu uso nas indústrias químicas e de energia.

O desafio deste trabalho é projetar, construir, testar um trocador de calor com filme de PET para troca entre dois fluidos, valendo-se de recursos financeiros relativamente baixos, cuja finalidade é tornar acessível para os consumidores um equipamento que atenda à restrição de materiais e boas práticas exigidas pela ANVISA e MS. Os principais critérios de avaliação de falha adotados são o vazamento e a contaminação cruzada, devendo atender à(s) norma(s) de estanqueidade equivalente, referentes(s) à NBR 11306 [ABNT, 1990]. O sistema deve ainda atender às especificações de resfriamento do mosto.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Richard Seligman, fundador da *APV International*, apresentou o primeiro projeto comercialmente com êxito em 1923 [T.KUPPAN, 2000] de trocadores de placa paralela, sendo introduzidos principalmente nas indústrias de alimentos devido sua fácil limpeza e por volta dos anos 60 atingiu sua maior maturidade, com o desenvolvimento de novas geometrias, montagens e materiais [KAKAÇ et alli, 2002].

Um trocador de placas paralelas é constituído essencialmente por um conjunto de placas corrugadas com gaxetas de vedação e portas nas extremidades para se obter o

escoamento desejado. Cada fluido escoo entre canais alternados. As placas são pressionadas em um sistema que inclui conexões para os fluidos [T.KUPPAN, 2000]. Na Figura 3.1 é apresentada uma vista explodida do equipamento e o protótipo P1, que foi desenvolvido como parte inicial deste trabalho.

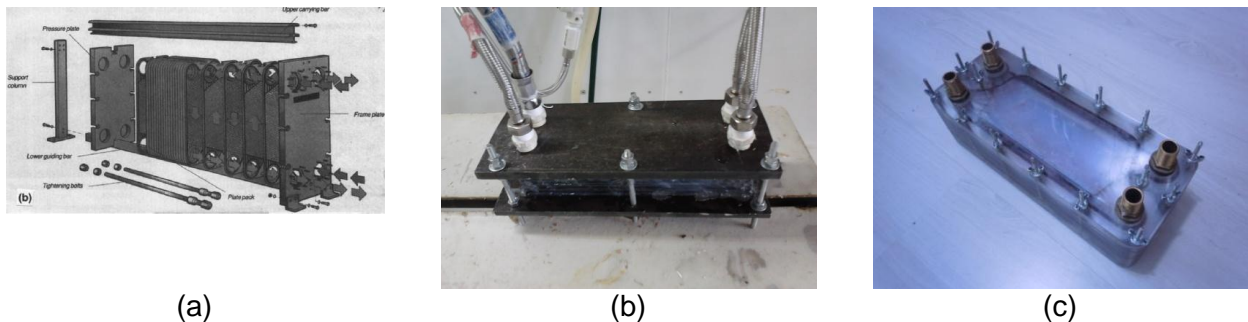


Figura 3.1 – (a) detalhes de construção do equipamento [T. Kuppam, 2000], (b) protótipo P1 - trocador de placas paralelas de aço SAE 1020, (c) protótipo P3.

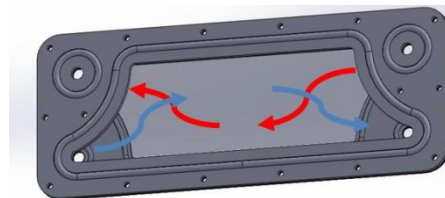


Figura 3.2 – Fluxo através da placa.

O resfriador apresentado na Figura 3.1(b) é o objeto do trabalho e será empregado para o processo de pasteurização de mosto de cerveja. A técnica de pasteurização recebe esse nome em homenagem ao seu autor, Luis Pasteur. Em 1863, Pasteur descobriu que o aquecimento de certos alimentos e bebidas acima de 60° C evitava sua deterioração, reduzindo de maneira sensível o número de microorganismos presentes na sua composição [LEITE ZTC et al., 2006].

A principal maneira de resfriar o mosto é o uso de *chillers* de imersão, seguido pelo uso de banho de água e gelo. Além da qualidade inferior do produto obtido pelos dois métodos mencionados anteriormente. Quando os dois métodos mencionados anteriormente são comparados à utilização de trocadores de calor de placa paralela, verifica-se um tempo maior de resfriamento e isto pode comprometer a qualidade do produto.

As serpentinas de cobre ou aço inoxidável caseira oferecem risco à saúde. A norma RDC 20, emitida pela ANVISA em 22 de março de 2007, estabelece que as superfícies de cobre, latão ou bronze devem ser revestidas integralmente por uma película de níquel, estanho, ouro ou prata. Superfícies de aço inoxidável devem ser protegidas totalmente com revestimentos poliméricos, em louças, vitrificados ou esmaltados. De acordo com [Cardoso Smith, M.A., 1999], o uso de utensílios domésticos para alimentos em alumínio está relacionado ao mal de Alzheimer.

Em virtude da falta de um equipamento no mercado que atenda integralmente os critérios estipulados pela ANVISA e o Ministério da Saúde, faz-se necessário projetar um equipamento que atenda às normas pertinentes ao material utilizado na construção e à legislação que diz respeito a falhas do equipamento.

Um problema associado às serpentinas e aos trocadores de placa paralelas existentes no mercado é a impossibilidade de desmontagem, que dificulta a limpeza. Operacionalmente, o protótipo desenvolvido neste trabalho apresenta a vantagem de ser desmontável e permitir a modificação da carga térmica, acrescentando ou reduzindo o número de placas, por exemplo.

Pode ainda ser montado sem o uso de ferramentas. Outro benefício é a sua compactabilidade frente às serpentinas. Segundo Kakaç e Liu (2002), no quesito de troca térmica, estes equipamentos podem apresentar 82% do ΔT_{lm} teórico, enquanto os do tipo casco e tubo, 50%. Por ΔT_{lm} teórico entende-se, a troca de calor máxima quando a temperatura de saída do fluido de menor capacitância térmica iguala a temperatura de entrada do fluido de maior capacitância.

3.1 REQUISITOS TÉCNICOS

Qualquer material em contato com alimento, seja no processamento, transporte ou embalagem, deve atender a alguns requisitos visando à segurança alimentar [Kohmann, 2013]. Através de um requerimento enviado ao órgão SBRT, a entidade SENAI-RS emitiu o documento que informa as principais portarias e resoluções regulamentadoras dos materiais aptos para a utilização na fabricação de equipamentos na indústria de alimentícia. Elas são as seguintes:

- Resolução RDC nº 91, de 11 de maio de 2001, emitida pela ANVISA;
- Portaria nº 27, de 13 de março de 1996, emitida pelo MS;
- Portaria nº 177, de 4 de março de 1999, emitida pelo MS;
- Resolução nº 105, de 19 de maio de 1999, ANVISA;
- RDC nº 91, de 11 de maio de 2001, emitida pela ANVISA;
- Resolução RDC nº 20, de 22 de março de 2007, emitida pela ANVISA;
- Resolução RDC nº 51, de 26 de novembro de 2010, ANVISA;
- Resolução RDC nº 56, de 16 de novembro de 2012, ANVISA.
- 21CFR177.1010 e 21CFR177.1630, abril de 2013, FDA.

As principais falhas mecânicas em um trocador estão associadas ao vazamento de fluido para o exterior e à contaminação cruzada (vazamentos internos). A normativa referente à estanqueidade do equipamento foi fornecida pela empresa CIENTEC, por meio do LABSAN (laboratório de materiais de saneamento). A norma NBR 11306 – Registro de PVC rígido para ramal predial foi tomada como parâmetro.

Para o cumprimento das exigências consultadas acima, as matérias-primas empregadas na construção do trocador são: o politereftalato de etileno (PET), o polimetilmetacrilato (acrílico), borracha nitrílica, conexões com liga de cobre e estanho.

Alguns dos materiais que podem ser utilizados, não testados neste trabalho, são: policarbonato (PC), poliestireno (PS); resinas do tipo poliéster, epóxi ou fenólicas; elastômeros como borracha modificada de poliestireno ou polimetilestireno, e adesivos de uretano ou poliéster-poliuretano.

3.2 VARIÁVEIS NO EQUIPAMENTO

As principais variáveis para a placa, que são utilizadas nos cálculos convectivos e perdas de carga estão indicadas na Figura 3.3:

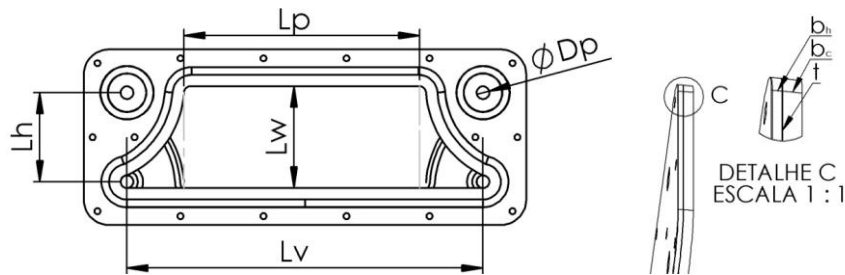


Figura 3.3 – Principais dimensões da placa.

No âmbito da transferência de calor, o problema enfrentado é como atender à carga térmica imposta até mesmo no caso mais desfavorável, ou seja, sem o uso de uma bomba para mosto. Uma das maneiras é diminuir a relação entre Δp e NUT, conhecida como queda de pressão específica ou número de Jensen (equação 3.1). Segundo Kuppan, (2000), valores ótimos para cargas de água-água de placas comercialmente disponíveis estão perto de $4,5 \text{ psi}/NUT$.

$$J = \frac{\Delta p}{NUT} = \frac{\Delta p}{\frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{min}}} = \frac{\Delta p(\dot{m}c_p)_{min}}{UA} \quad (3.1)$$

A vazão em massa de mosto é um parâmetro do problema enquanto o calor específico é uma propriedade do fluido. Precisa-se ter uma área de troca térmica efetiva grande e um alto coeficiente global de troca térmica. Porém, o aumento de U implica em maiores números de Reynolds que por sua vez, elevam a perda de carga. Aumentando L_w e b , a perda de carga diminui, porém, para um mesmo número de placas N_t , comprimento L_p e vazão \dot{m} , o coeficiente de convecção médio na placa diminui. Um dimensionamento correto deve ser realizado com o intuito de evitar o número excessivo de placas.

Com relação à resistência térmica na parede, na temperatura de 300 K , o PET possui condutibilidade térmica de $k = 0,22 \text{ W/mK}$, enquanto o aço inoxidável AISI 304 e o cobre puro, $14,9 \text{ W/mK}$ e 401 W/mK , respectivamente. Por este motivo é necessário o uso de uma lâmina com uma espessura adequada, que mantenha a relação t/k baixa. Durante o dimensionamento do trocador e o cálculo preliminar da resistência convectiva do mosto para a vazão de operação, verificou-se que a resistência predominante é a parcela convectiva.

4. MÉTODOS E MATERIAIS

Primeiramente será apresentada a modelagem do problema, de acordo com cada método utilizado, posteriormente serão discutidos os critérios e o fluxograma para o dimensionamento, concluindo-se com uma discussão sobre a construção.

4.1. MODELAGEM DO PROBLEMA

Uma análise teórica do problema, envolvendo os três principais métodos para a pasteurização de cerveja, banho de água e gelo, *chiller* de imersão e trocador de calor de placas paralelas, é apresentada a seguir. A partir dessa avaliação será possível precisar a viabilidade do trocador de calor de placas paralelas.

4.1.1 BANHO DE ÁGUA E GELO

O primeiro método consiste em resfriar o mosto a partir do uso de um tanque exterior contendo água e gelo. O sistema é modelado assumindo as seguintes hipóteses simplificativas: temperaturas quiescentes do banho de água gelada e do mosto; sem troca de calor no fundo e na superfície do tanque; resistência térmica de condução desprezível na parede da panela; mosto com propriedades termodinâmicas da água. A altura do tanque é $L = 0,381 \text{ m}$, $A = 0,243 \text{ m}^2$, referentes à altura e superfície lateral que 20 litros de água ocupou dentro da panela de alumínio utilizada na medição, $T_{\infty} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{mosto},i} = 75 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{f,\text{mosto}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{\text{mosto}} = 0,020 \text{ m}^3$. A Figura 4.1 ilustra o problema:

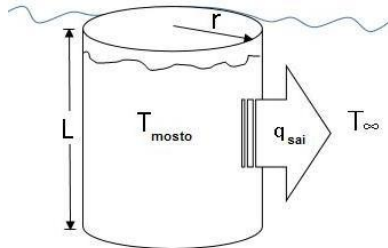


Figura 4.1 – esquema da panela em contato com a água gelada.

$$Ra_L = \frac{g\beta_{\text{mosto}}(T_{\text{mosto},i} - T_{\text{água},i})L^3}{\alpha_{\text{mosto}}(\mu/\rho_{\text{mosto}})} \quad (4.1)$$

Onde g é a gravidade, β_{mosto} é o coeficiente de expansão, α_{mosto} é a difusividade térmica, μ é a viscosidade e ρ_{mosto} é a massa específica.

Calculados os números de Rayleigh, estes foram utilizados para encontrar o *Nusselt* médio para cada líquido. As relações para Rayleigh e *Nusselt* médio foram extraídas de Kakaç, 2002.

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (4.2)$$

onde Pr é o número de Prandtl e Ra é o Rayleigh do fluido.

Segundo Incropera, 2003, ao utilizar o coeficiente de convecção a partir de *Nusselt* médio, a altura do líquido na panela e o coeficiente de condutividade térmica do alumínio, o número de Biot pode ser avaliado e quando a relação é inferior a 0,1, aplica-se o modelo de capacitância global. Organizando a equação do balanço de energia, chega-se a:

$$T(t) = T_{\infty} + (T_0 - T_{\infty})\exp\left(\frac{UA_s}{\rho_{\text{mosto}}V_{\text{mosto}}c_{p,\text{mosto}}}t\right) \quad (4.3)$$

4.1.2. CHILLER DE IMERSÃO

O segundo método utiliza uma serpentina ou *chiller* de imersão, como mostra a figura 4.2. A água fria percorre o interior da serpentina, que se encontra submersa. Os parâmetros de entrada são: comprimento do tubo $L_{\text{tubo}} = 7,62 \text{ m}$, $d_{\text{tubo}} = 0,0038 \text{ m}$, $\dot{m}_c = 0,201 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ e $V_{\text{mosto}} = 0,020 \text{ m}^3$. O comprimento do tubo é fornecido pelo catálogo do fabricante (GE de Porto Alegre) e o diâmetro interno é igual ao utilizado em tubulações de água quente residencial.

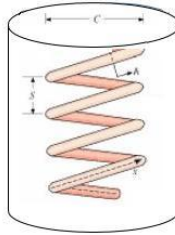


Figura 4.2 – Esquema da panela com *chiller* de imersão.

Para deduzir as equações, foi adotada a média das diferenças logarítmicas de temperatura, relação encontrada em Incropera, 2003 e foi desconsiderada a resistência térmica da parede do tubo. Assume-se que todo calor que é entregue à água fria é o calor trocado entre os dois líquidos, então o calor que sai do mosto é integralmente transferido à água fria:

$$q_c = q \quad (4.4)$$

$$\dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,o}) = UA_s \left[\frac{(T_{c,i} - T_{c,o})}{\ln \left(\frac{(T_{c,i} - T_h)}{(T_{c,o} - T_h)} \right)} \right] \quad (4.5)$$

onde \dot{m}_c é a massa específica da água fria, $c_{p,c}$ é o calor específico, $T_{c,i}$ é a temperatura de entrada da água fria, $T_{c,o}$ é a temperatura de saída da água fria, T_h é a temperatura do mosto, A_s é a área de troca e U é o coeficiente global de troca térmica. Resolvendo para $T_{c,o}$:

$$T_{c,o} = T_h + (T_{c,i} - T_h) \exp \left(- \frac{UA_s}{\dot{m}_c c_{p,c}} \right) \quad (4.6)$$

$$q_h = q \quad (4.7)$$

$$\dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,o}) = \rho_h V_h c_{v,h} \frac{dT_h}{dt} \quad (4.8)$$

$$\dot{m}_c c_{p,c} \left(T_{c,i} - T_h + (T_{c,i} - T_h) \exp \left(- \frac{UA_s}{\dot{m}_c c_{p,c}} \right) \right) dt = \rho_h V_h c_{v,h} dT_h \quad (4.9)$$

$$\int_{T_{h,i}}^{T_h(t)} \frac{dT_h}{(T_{c,i} - T_h)} = \int_0^t \frac{\dot{m}_c c_{p,c}}{\rho_h V_h c_{v,h}} \left(1 - \exp \left(- \frac{UA_s}{\dot{m}_c c_{p,c}} \right) \right) dt \quad (4.10)$$

$$T_h(t) = T_{c,i} + (T_{h,i} - T_{c,i}) \exp \left(- \frac{\dot{m}_c c_{p,c}}{\rho_h V_h c_{v,h}} \left(1 - \exp \left(- \frac{UA_s}{\dot{m}_c c_{p,c}} \right) \right) t \right) \quad (4.11)$$

$$t = \frac{\ln \left(\frac{T_h(t) - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \right)}{- \frac{\dot{m}_c c_{p,c}}{\rho_h V_h c_{v,h}} \left(1 - \exp \left(- \frac{UA_s}{\dot{m}_c c_{p,c}} \right) \right)} \quad (4.12)$$

Todo o calor que sai do mosto é trocado entre os dois líquidos pela equação (4.7). Substituindo $T_{c,o}$ na equação (4.8) e multiplicando ambos os lados por dt chega-se à equação (4.9). Agrupando os termos T_h no lado esquerdo é obtida a equação (4.10) e integrando ambos os lados é possível chegar a equação final (4.11). Resolvendo para o tempo é arranjada a equação (4.12).

De acordo com Incropera 2003, para determinação do coeficiente global de troca térmica :

$$Re_{Dk} = \frac{4\dot{m}_c}{D\pi u_k} \quad (4.13)$$

$$Nu_{Dk} = 0.023Re_{Dk}^{4/5}Pr^n, \quad n = 0,3 \text{ (resfriamento)} \quad (4.14)$$

$$Nu_D = \left\{ 0.60 + \frac{0,387Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0,559/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\} \quad (4.15)$$

$$Ra_D = \frac{g\beta_h(T_{w,i} - T_{c,i})D^3}{\alpha_h(\mu/\rho_h)} \quad (4.16)$$

4.1.3. TROCADOR DE CALOR DE PLACAS PARALELAS

O último método consiste num trocador de calor de placas paralelas. O fluido quente pode escoar da panela para um tanque de armazenamento por gravidade ou recircular com o uso de uma bomba de água, conforme esquematizações na Figura 4.3.

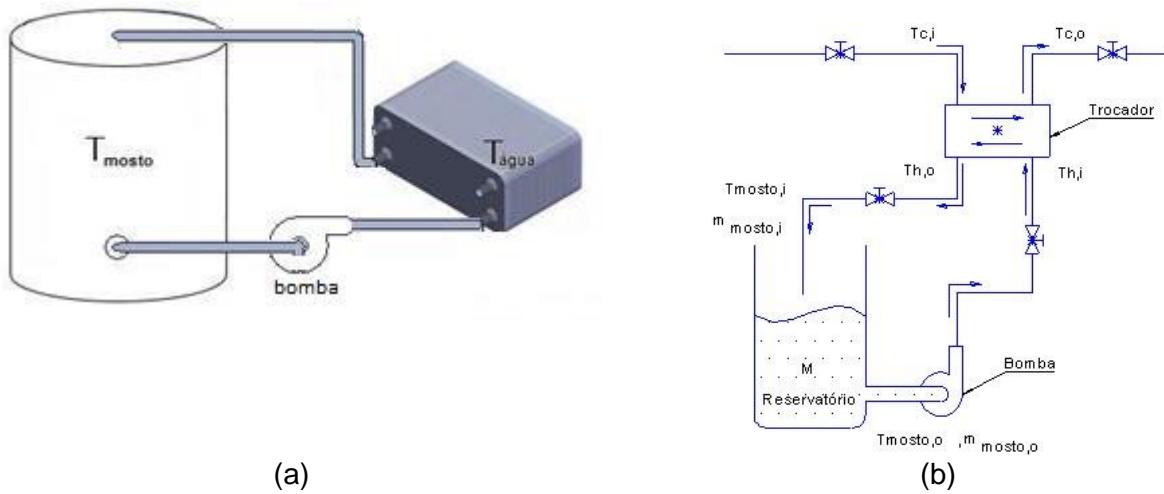


Figura 4.3 – (a) esquema de recirculação do mosto, (b) representação do circuito.

No equacionamento do sistema provido de bomba de água, primeiramente a modelagem é desenvolvida para o mosto enquanto o produto recircula através do trocador de calor de placas paralelas:

$$T_{mosto,i}\dot{m}_{mosto,i} - T_{mosto,o}\dot{m}_{mosto,o} = \frac{dT_{mosto,o}}{dt}M \quad (4.17)$$

$$\dot{m} = \dot{m}_{mosto,i} = \dot{m}_{mosto,o} \quad (4.18)$$

$$\frac{\dot{m}}{M}(T_{mosto,i} - T_{mosto,o}) = \frac{dT_{mosto,o}}{dt} \quad (4.19)$$

$$T_{mosto,o}(t) = T_{mosto,i} + (T_{mosto,início} - T_{mosto,i})e^{-\left(\frac{\dot{m}}{M}t\right)} \quad (4.20)$$

A equação acima representa como a temperatura do mosto varia com o tempo no tanque. Considera-se que a temperatura do mosto que sai do tanque é a temperatura do mosto que entra no trocador, então:

$$T_{mosto,o} = T_{h,i} \quad (4.21)$$

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \frac{q}{\dot{m}_h c_{p,h}} \quad (4.22)$$

$$T_{h,o} = \left[T_{mosto,i} + (T_{mosto,início} - T_{mosto,i}) e^{-\left(\frac{\dot{m}}{M}t\right)} \right] - \frac{q}{\dot{m}_h c_{p,h}} \quad (4.23)$$

$$T_{mosto,i} = T_{h,o} \quad (4.24)$$

$$T_{h,o} = \left[T_{h,o} + (T_{mosto,início} - T_{h,o}) e^{-\left(\frac{\dot{m}}{M}t\right)} \right] - \frac{q}{\dot{m}_h c_{p,h}} \quad (4.25)$$

Substituindo a equação (4.20) e (4.21) em (4.22), obtém-se (4.23). A temperatura do mosto que entra do tanque é igual a temperatura do mosto que sai do trocador de calor, condição que é expressa por (4.24). Substituindo (4.24) em (4.23), chega-se a equação geral da temperatura de saída do mosto de cerveja em função do tempo (4.25).

E finalmente resolvendo para o tempo:

$$t = -\frac{M}{\dot{m}_h} \ln \left(\frac{q}{\dot{m}_h c_{p,h} (T_{mosto,início} - T_{h,o})} \right) \quad (4.26)$$

O cálculo do coeficiente global de troca térmica é iniciado a partir da estimativa do número de *Reynolds*:

$$Re = \frac{G_c D_h}{\mu} \quad (4.27)$$

onde G_c = fluxo de massa no canal; D_h = diâmetro hidráulico; e μ = viscosidade dinâmica.

A partir de Kakaç, 2002, encontra-se o fluxo de massa no canal e o diâmetro hidráulico:

$$D_h = 4 \frac{A_c}{P_w} = 4 \frac{b L_w}{2(b + L_w)} \quad (4.28)$$

$$G_c = \frac{\dot{m}}{N_{cp} b L_w} \quad (4.29)$$

$$L_w \approx L_h + D_p \quad (4.30)$$

$$L_p \approx L_v - D_p \quad (4.31)$$

$$A_{1p} = L_p L_w \quad (4.32)$$

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p} \quad (4.33)$$

em que G_c é a vazão mássica por canal, D_h é o diâmetro hidráulico e μ , a viscosidade dinâmica. O diâmetro hidráulico é expresso por (4.28), onde P_w é o perímetro molhado. O fluxo

de massa é dado pela equação (4.29), onde b é a altura do canal, L_w é a largura do canal. O comprimento efetivo do canal é expresso por (4.31). A área efetiva por placa é indicada por (4.32) e o número de canal por passe pode ser encontrado com (4.33). Onde N_t é o número total de placas, e N_p é o número de passes. A correlação para *Nusselt* médio proposta por Kumar (2000), é da forma:

$$\overline{Nu_D} = \frac{\bar{h}D_h}{k} = C_h \left(\frac{G_c D_h}{\mu} \right)^n \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,17} \quad (4.34)$$

Os coeficientes n e C_h são tabelados em função do ângulo de Chevron e Reynolds.

As equações (4.35) até (4.39) e (4.42) foram extraídas de Kakaç, 2002. A perda de carga total é composta pela queda de pressão devido a fricção do fluido com as paredes do canal Δp_c e pela perda de carga ao atravessar a porta de entrada e saída. As expressões são dadas pelas equações:

$$\Delta p_c = 4f \frac{L_{eff} N_p G_c^2}{D_h 2\rho} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0,17} \quad (4.35)$$

$$f = \frac{K_p}{Re^m} \quad (4.36)$$

onde K_p e m são fornecidos pela tabela em função do ângulo de Chevron e Reynolds.

A perda de carga na porta Δp_p é avaliada por:

$$\Delta p_p = 1,4 N_p \frac{G_p^2}{2\rho} \quad (4.37)$$

$$G_p = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi D_p^2}{4}} \quad (4.38)$$

$$\Delta p_t = \Delta p_c + \Delta p_p \quad (4.39)$$

onde G_p é fornecido pela equação (4.38) e a queda de pressão total Δp_t pode ser avaliada por (4.39).

O coeficiente global de transferência térmica considerando superfície limpa é:

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} \quad (4.40)$$

O calor requerido é encontrado a partir do balanço de energia:

$$Q = (\dot{m} c_p)_c (T_{c2} - T_{c1}) = (\dot{m} c_p)_h (T_{h1} - T_{h2}) = U_c A_e \Delta T_{lm,cf} \quad (4.41)$$

A média das diferenças logarítmicas de temperaturas é obtida por:

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln \left(\frac{T_{h1} - T_{c2}}{T_{h2} - T_{c1}} \right)} \quad (4.42)$$

4.2. DIMENSIONAMENTO DO TROCADOR

O dimensionamento foi realizado com a ajuda do *software EES (Equation Engineering Solver)* e o código implementado em *FORTRAN*. O objetivo é automatizar a mudança dos coeficientes da correlação para cálculo de *Nusselt* médio e queda de pressão ($n_h, n_c, Ch_h, Ch_c, K_p, m$) em função da faixa de Re_h e Re_c , sem a necessidade de recorrer às tabelas termodinâmicas.

A vazão em massa é determinada pela queda de pressão admissível. A finalidade é diminuir a pressão sob as lâminas do trocador para evitar o estrangulamento do canal. O comprimento máximo de cada placa é função das dimensões da folha de PET. L_w é estipulado em 80 mm como ponto de partida, referente à média dos trocadores de placa existentes para a carga térmica equivalente.

Os parâmetros do dimensionamento do trocador de placa paralela de PET são: $Q_r = 1151\text{ W}$, $L_w = 0,08\text{ m}$, $D_p = 0,01\text{ m}$, $N_t = 18$, $N_p = 1$, $b_h = 0,002\text{ m}$, $b_c = 0,005\text{ m}$, $\dot{m}_h = 0,018916\frac{\text{kg}}{\text{s}}$, $\dot{m}_c = 0,049133\frac{\text{kg}}{\text{s}}$, $T_{c1} = 20\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{h1} = 75\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{h2} = 30\text{ }^\circ\text{C}$, $t_w = 0,0002\text{ m}$, $CS = 1$, $L_p = 0,198\text{ m}$. As temperaturas são iguais aos dos parâmetros para cálculo do resfriamento empregado o *chiller* de imersão e o banho de gelo. A partir destes dados, o restante das dimensões é especificado como, por exemplo, a largura externa da placa.

4.3 CONSTRUÇÃO

Após a falha na vedação do protótipo P1 e P2, a vedação em P3 é realizada com o uso de *o-rings*, diferentemente das gaxetas de vedação, coladas ou brasagem. A garantia do espaçamento correto entre placas é alcançada com o uso de armações em acrílico. No interior dos quadros é construído o alojamento dos anéis, segundo o dimensionamento fornecido pelo catálogo da empresa CBV do Brasil. Os *o-rings* não devem ser sobrepostos, pois a lâmina do trocador não oferece rigidez suficiente e, desse modo, ao comprimir o pacote, os *o-rings* saem de posição, aumentam-se as tensões de cisalhamento na placa e o risco de vazamento. Uma maneira de contornar o problema é projetar os alojamentos devidamente intercalados (4.4(a)).

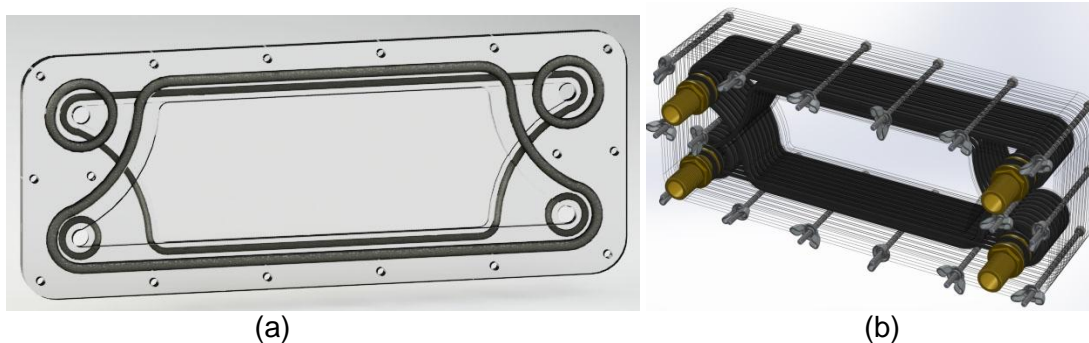


Figura 4.4 - (a) disposição dos elementos de vedação na placa, (b) trocador completo.

A bancada de testes tem o objetivo de capturar quatro temperaturas, duas vazões e duas diferenças de pressão. Junto a cada bocal de entrada e saída existe uma tomada de pressão estática. Há uma bomba de água submersa e um reservatório. Na parte de computação e eletrônica é implementado o código em C orientado a objeto e feita a gravação em um microcontrolador *ATmega328*. As principais funções são: armazenar as curvas de calibração, comandar as leituras, definir como é realizada a conversão A/D e registrar os dados obtidos. Na Figura 4.6, apresentam-se a bancada idealizada e construída.

O conjunto de sensores que opera o sistema é composto por: um manômetro mecânico de 0 até $4 \frac{kg}{cm^2}$, dois sensores piezoelétricos de diferença de pressão (0 – 10 kPa), onde as tomadas de pressão são feitas nas quatro conexões de latão que pertencem ao trocador, quatro termistores *LM35* e dois medidores de vazão de efeito *Hall* (0 – 30 $\frac{L}{min.}$). Os sensores estão representados na Figura 4.5(c) e as posições estão no desenho da Figura 4.5(a) com exceção das tomadas de pressão nas conexões do trocador de calor.

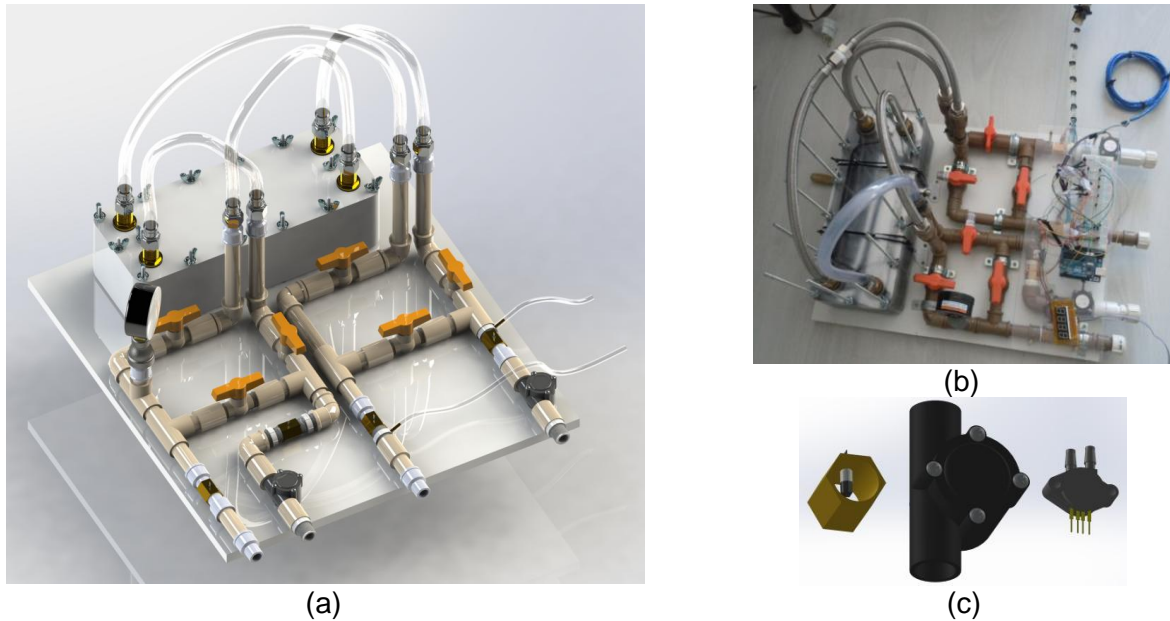


Figura 4.5 – (a) projeto da bancada, (b) bancada construída, (c) sensores de temperatura, vazão e pressão, respectivamente.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Com o objetivo de verificar uma possível ruptura da lâmina do trocador, uma análise em elementos finitos foi realizada para determinar o gradiente de tensão e os deslocamentos na placa. As propriedades do PET são: módulo elástico $2,96 \text{ GPa}$, *poisson* $0,37$, massa específica $1420 \frac{kg}{m^3}$ e resistência à tração $57,30 \text{ MPa}$. Para a condição crítica, ou seja, inicialmente quando a água de resfriamento está escoando e o mosto não está no trocador, a partir de 300 Pa ou em torno de $2 \frac{L}{min.}$, as placas tendem a entrar em contato com tensão máxima de $0,207 \text{ MPa}$ e $0,875 \text{ mm}$ de deslocamento e a lâmina não atingiu ainda o rompimento. No regime de operação, a diferença de pressão entre as faces anterior e posterior tendem a diminuir.

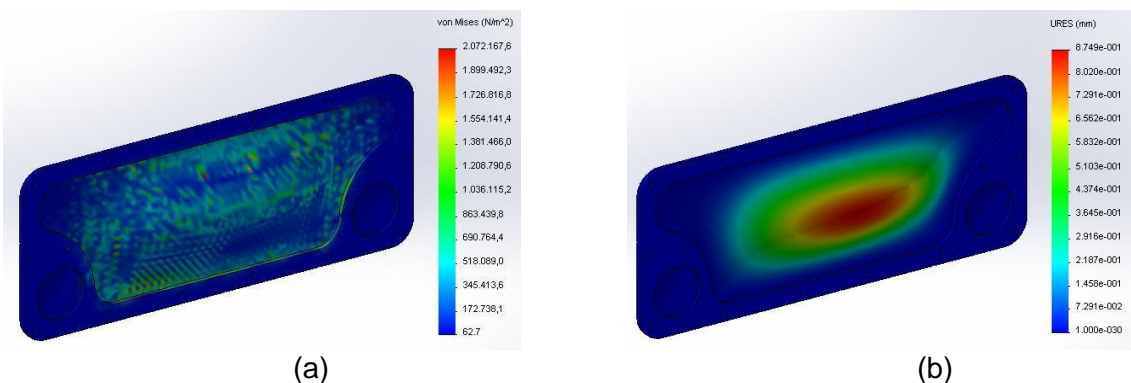


Figura 4.6 – (a) tensão de *Von Mises* na placa, (b) deslocamentos.

Fez-se necessário calibrar o sensor de pressão por recomendação do fabricante, quando utilizados em água ou óleo. A curva de calibração do termistor foi obtida pelo manual fornecido pela *Texas Instruments* e informa que não é necessária a calibração externa ou *trimming* para obter acuracidade média de $\pm 1/4$ °C na temperatura ambiente e $\pm 3/4$ °C entre -55 e 150°C. Para cada um dos 4 termistores LM35, utilizou-se $n = 10$ leituras realizadas dentro do intervalo de 100 ms e obtida a média aritmética para formar um ponto no gráfico. Tomou-se 0,6 °C como acuracidade típica (tabela do fabricante), obtendo-se a incerteza de medição do valor médio $u_{\sigma_c} = 0,19$ °C.

A calibração do medidor de vazão foi realizada a partir de 22 pontos com atuação manual no registro e a pressão, com o auxílio de uma régua de tubo em U e seringa graduada de 1,0 ml, conforme apresentado na Figura 5.1.

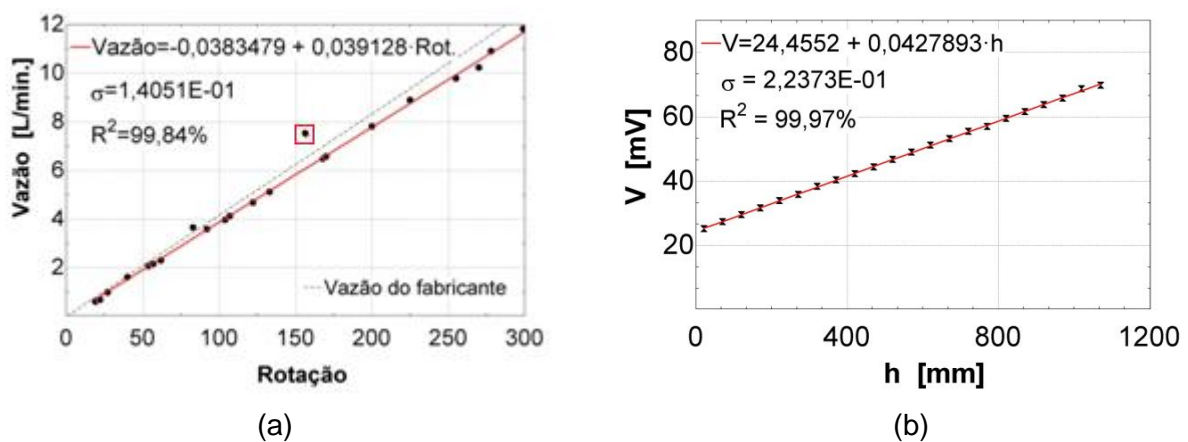


Figura 5.1 – (a) Curva de calibração de vazão, (b) curva de calibração de pressão.

O ponto dentro do quadro vermelho da Figura 5.1(a) foi retirado por apresentar discrepância entre os demais, reduzindo o desvio padrão de $\sigma = 0,29$ para $\sigma = 0,14$.

A seguir, a figura mostra a coleta de dados dos sensores no processo de pasteurização.

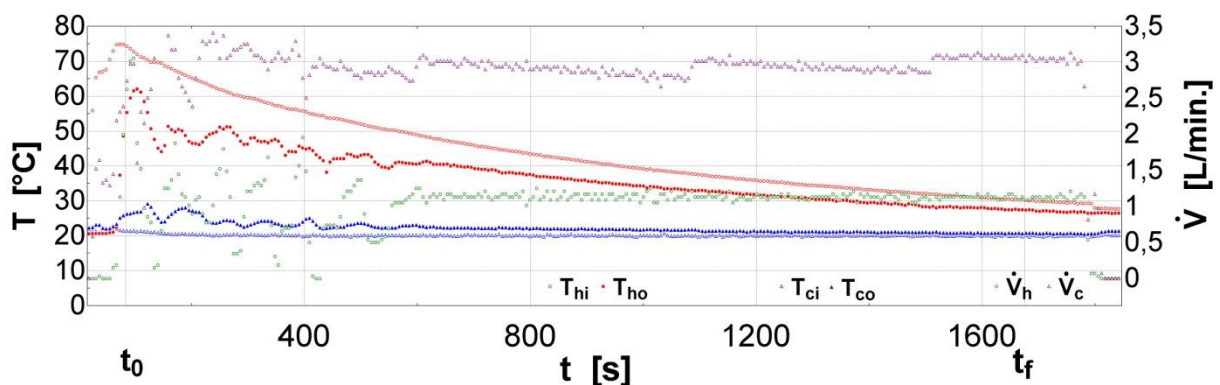


Figura 5.5 – Variação de temperatura utilizando bomba de mosto e recirculação.

Assumindo o início da pasteurização em $t_0 = 73,201 \text{ s} \pm 0,007 \text{ s}$, com $T_{hi} = 74,95 \text{ °C} \pm 0,19 \text{ °C}$. O processo finaliza quando o mosto atinge $T_{hi} = 30,07 \text{ °C} \pm 0,19 \text{ °C}$. O volume de produto é 6,7 L e o tempo decorrido foi $1610,461 \text{ s} \pm 0,007 \text{ s}$, ou aproximadamente 26min51s.

O calor total perdido pelo fluido quente no processo é $Q_f = 910,4 \text{ kJ}$. A taxa de calor média envolvida é de $564,7 \text{ W}$. O volume de mosto que passou no trocador foi de $29,9 \text{ L}$, ou seja, o número de passes é $4,49$. O fluxo de calor médio por passe no trocador é de $125,7 \text{ W}$.

O número de transferência unitária vale $NUT=3,033$ e a queda de pressão média de $1,88 \text{ kPa}$ (192 mm.c.a. ou $8,8 \text{ psi}$), e resultam em $J=2,90 \text{ } \frac{\text{psi}}{NUT}$ ou $0,62 \text{ } \frac{\text{kPa}}{NUT}$. De acordo com Kuppan, 2000, Jensen cita que os valores ótimos para cargas água – água de placas comercialmente disponíveis estão perto de $4,5 \text{ } \frac{\text{psi}}{NUT}$, ou seja, está próximo da média.

As curvas teóricas obtidas e o modelo experimental são apresentadas nas Figuras 5.6 (a) e (b). Na Figura 5.6 (a) $75 \text{ }^\circ\text{C}$ é a temperatura inicial do mosto para todas as 4 curvas.

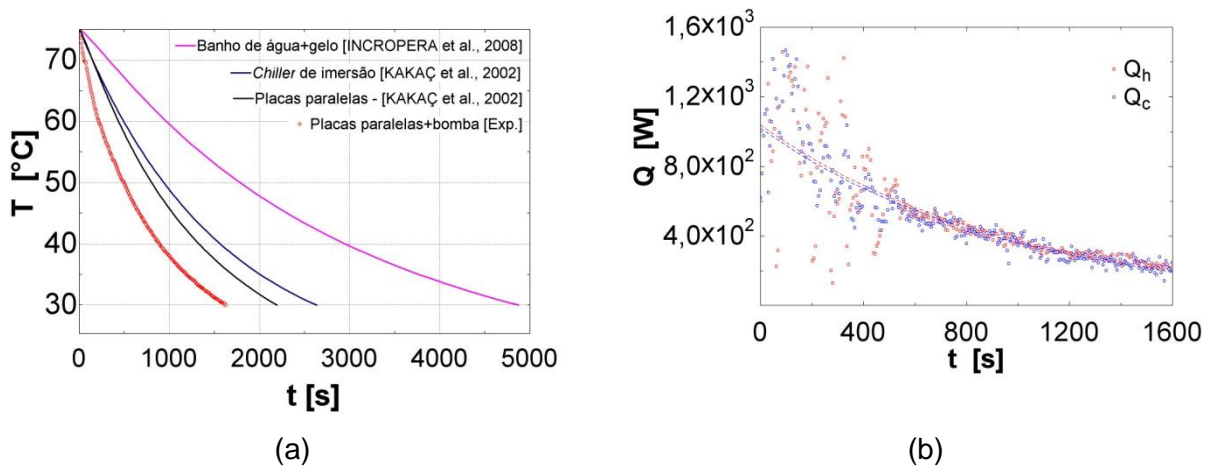


Figura 5.6 – (a) curvas teórica e experimental de resfriamento, (b) calor que é perdido e recuperado, em W.

Alguns motivos da curva teórica apresentar um desvio da curva experimental podem ser devido ao fato que foram desconsideradas as perdas de calor no reservatório durante o equacionamento e a diferença entre o fluxo de calor real e o teórico.

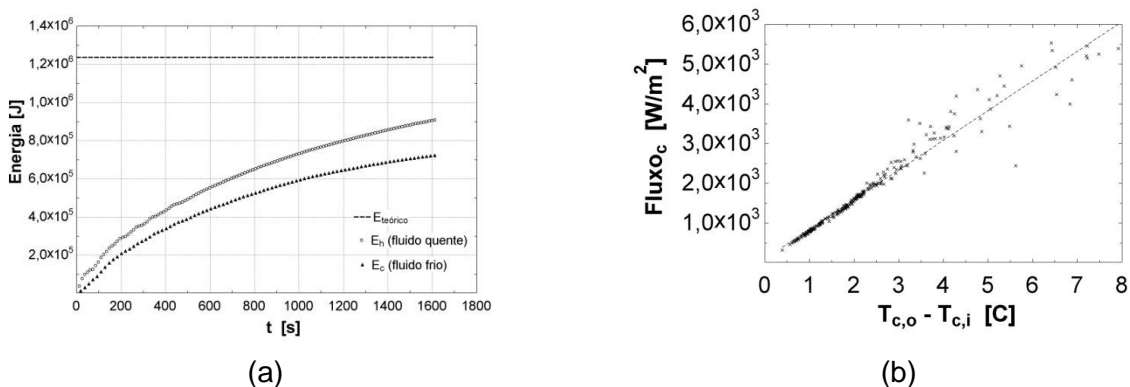


Figura 5.7 – (a) Energia total trocada, (b) Variação do fluxo de calor.

Na Figura 5.7 (a), a energia total é o produto de $m_h c_{p,h}(T_{h,ini} - T_{h,i})$. O calor total em Joules, na Figura 5.7(a), que representa a energia que o reservatório deve transferir, este é maior que o calor que a água quente entrega para a água fria e o ambiente. A diferença acontece porque o reservatório de água quente não está isolado termicamente. Esta diferença representa as perdas de energia no reservatório e nos condutos de água quente até a bancada. O calor perdido por convecção nas paredes do trocador e mangueiras está compreendido no espaço entre as curvas de $Energia_h$ e $Energia_c$. A curva em azul representa

o calor efetivo transferido à água fria. Na figura 5.7(b), pode-se notar a ordem de grandeza e como fluxo de calor recebido pela água fria varia com a diferença de temperaturas de entrada e saída.

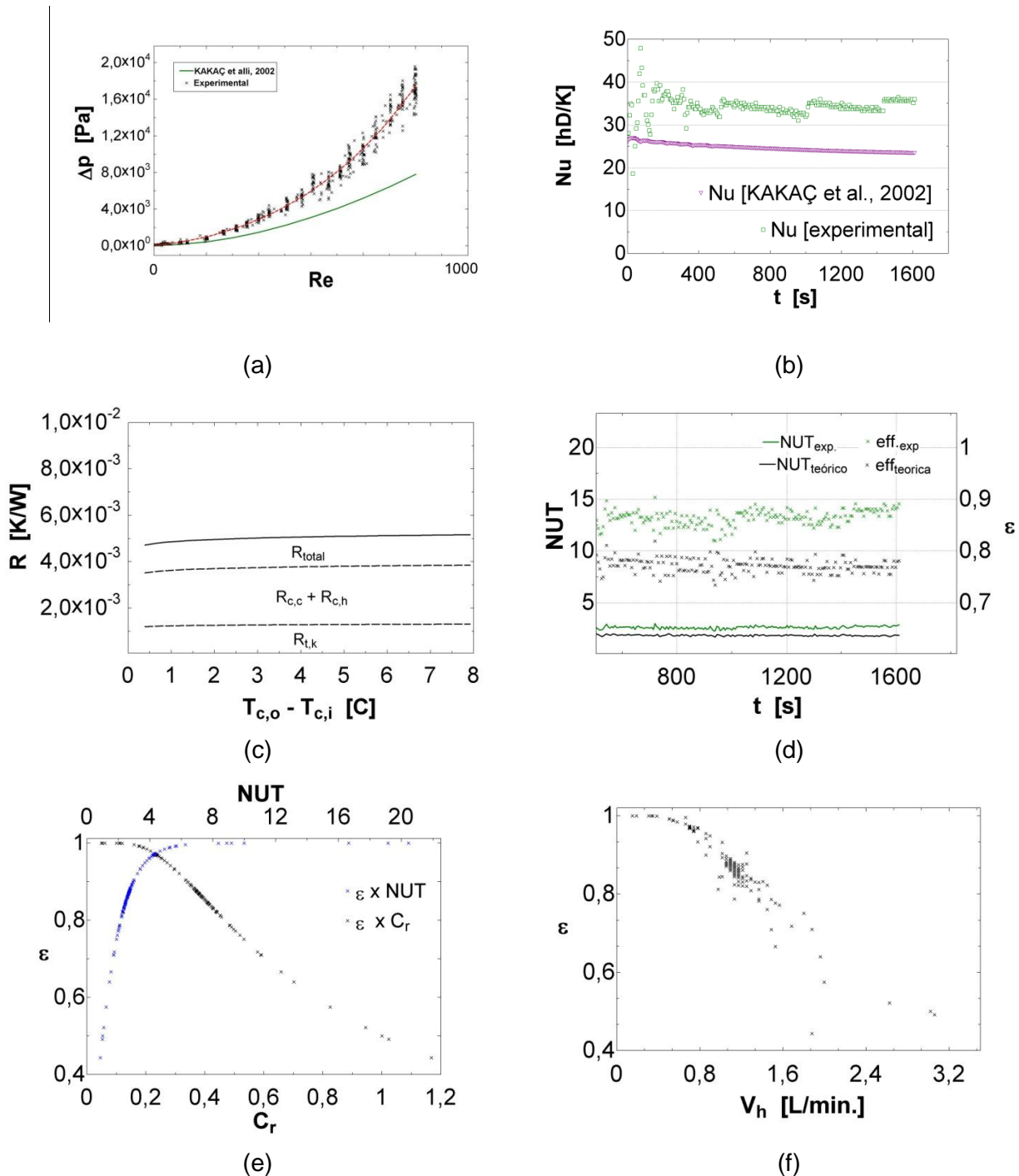


Figura 5.8 – (a) comparação da queda de pressão, (b) coeficiente global de transferência térmica variando com o tempo; (c) resistências térmicas envolvidas; (d) NUT e eficiência durante o processo; (e) eficiência em função de Cr e NUT; (f) eficiência e vazão de produto.

No cálculo das resistências térmicas, Figura 5.8(c), nota-se que a parte condutiva é praticamente 1/3 da resistência total, ou seja, é possível construir um trocador de calor sobredimensionando o comprimento na mesma ordem de grandeza. Apesar do volume maior, pode representar um custo e massa final menor quando comparados a um trocador de placas paralelas convencional.

Na Figura 5.8(e) nota-se que a eficiência durante o ensaio ficou situada na região que apresenta a maior densidade de pontos, entre 0,8 e 0,9.

6. CONCLUSÃO

O objetivo proposto no trabalho é concluído com êxito, consegue-se projetar, construir e ensaiar um trocador de calor de placas paralelas polimérico para mosto de cerveja, que atende ao MS, ANVISA e FDA quanto ao material empregado na construção do protótipo. Atende aos critérios da NBR 11306 no ensaio de estanqueidade.

Para o sistema com recirculação de mosto: $T_{hi} = 74,95\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0,19\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{ci} = 21,56\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0,19\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\dot{V}_h = 1,21\frac{\text{L}}{\text{min}} \pm 0,14\frac{\text{L}}{\text{min}}$ e $\dot{V}_c = 2,98\frac{\text{L}}{\text{min}} \pm 0,14\frac{\text{L}}{\text{min}}$ o processo finaliza quando o mosto atinge $T_{hi} = 30,07\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 0,19\text{ }^{\circ}\text{C}$, em $1610,461\text{ s} \pm 0,007\text{ s}$, ou aproximadamente $26\text{min}51\text{s}$, com $Q_f = 0,56 \pm 0,04\text{ kW}$. O fluxo de calor médio por passe no trocador é de $125,7\text{ W}$. Teoricamente, o tempo de processo é menor do que o uso de *chillers* de imersão e banhos de gelo, com $43\text{min}53\text{s}$ e $1\text{h}21\text{min}13\text{s}$, respectivamente.

Valendo-se do conceito da troca de calor através de uma lâmina de PET, respeitada a tabela de propriedades do material, temperatura e pressão de serviço e interações com o meio, pode-se idealizar: por não ser um material condutivo, apresenta maior segurança no resfriamento de transformadores à óleo para subestações de energia elétrica. Em plataformas de petróleo, onde água do mar é utilizada como fluido refrigerante, pode-se economizar tempo de manutenção dos equipamentos por não apresentar corrosão e ser um material abiótico. O aumento de produtividade para a mesma área de troca térmica, comparado a um trocador de calor casco e tubo. Na indústria automobilística, consegue-se reduzir o custo e a massa de um radiador de óleo.

O trabalho futuro apresentará o redimensionamento para carga térmica maior, uma bancada com circuito de controle à malha fechada para reduzir erros de perturbação externa e empregará o *software* LABVIEW. O trocador de calor terá sua manufatura terceirizada. O local de trabalho será em uma instituição de pesquisa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Incropera, F.P.; Dewitt, D. P.; “**Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**”, LTC, 5ª edição, 2003.
- Kakaç, S.; Liu, H.; “**Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design**”, CRC PRESS, 2ª edição, 2002.
- Kuppan, T.; “**Heat Exchanger Design Handbook**”, Marcel Dekker, 2000.
- Kohmann, L. M. **Parecer sobre legislações que regulamentam materiais que podem ser utilizados na fabricação de equipamentos para a indústria de alimentos**. Porto Alegre: SBRT: SENAI-RS, 2013. 4 p. Parecer técnico apresentado à DE LUCCA, R. K. em abril, 2013.
- ABNT, NBR 11306: 1990. **Registro de PVC rígido, para ramal predial**. 4 p. CDU:621.646.3-036.743:696.11.
- Leite, Z.T.C. “**Leite e alguns de seus derivados: da antiguidade à atualidade**”, Quím. Nova, 2006.
- Cardoso Smith, M.A. “**Doença de Alzheimer**”. Rev. Bras. de Psiquiatr. São Paulo vol.21 s.2. Out., 1999 <<http://dx.doi.org/10.1590/S1516-44461999000600003>>. Data acesso: 11 nov.2013.

APÊNDICE

Código implementado em C utilizado no controlador *ATMEL 328*:

```

/* TCC 2013-1 De Lucca, Rafael

PET Plate Heat Exchanger

2 x G ½" hallsensor ; 4 x LM35DZ thermistors */

int analogPin0 = A0; // Thi hot in

int analogPin1 = A1; // Tco cold out

int analogPin2 = A2; // Tho hot out

int analogPin3 = A3; // Tci cold in

int valAnalog0, valAnalog1, valAnalog2, valAnalog3 ; //
storage

float T0, T1, T2, T3;

int tmp0, tmp1, tmp2, tmp3; //counter variable

volatile int frequencia1;

volatile int frequencia2; //measuring the rising edges
of the signal

float Q1, Q2;

int fluxo1 = 2; //The pin location of the sensor

int fluxo2 = 3;

void Hz1 () //This is the function that the interrupt
calls

{

    frequencia1++; //This function measures the rising
and falling edge of the hall effect sensors signal

}

void Hz2 ()

{

    frequencia2++;

}

void setup()

{

    Serial.begin(9600); // communication set to 9600 bps

    analogReference(INTERNAL); // changing 5.0V to1.1V

    pinMode(fluxo1, INPUT); //initializes digital pin 2 as an
input

```

```

    pinMode(fluxo2, INPUT);

    attachInterrupt(0, Hz1, RISING); //and the interrupt is
attached

    attachInterrupt(1, Hz2, RISING);

}

void loop()

{

    tmp0 = 0;

    for(int x = 0; x <10; x++){ // 10 readings

        valAnalog0 = analogRead(analogPin0); // read the pin

        tmp0 = tmp0 + valAnalog0; //it stores the reading

    }

    tmp1=0;

    for(int x = 0; x <10; x++){ //

        valAnalog1 = analogRead(analogPin1);

        tmp1 = tmp1 + valAnalog1;

    }

    tmp2=0;

    for(int x = 0; x <10; x++){

        valAnalog2 = analogRead(analogPin2);

        tmp2 = tmp2 + valAnalog2;

    }

    tmp3=0;

    for(int x = 0; x <10; x++){

        valAnalog3 = analogRead(analogPin3);

        tmp3 = tmp3 + valAnalog3;

    }

    T0= (( 1.1 * tmp0 * 100.00) / 1024) / 10 ;

    T1= (( 1.1 * tmp1 * 100.00) / 1024) / 10;

    T2= (( 1.1 * tmp2 * 100.00) / 1024) / 10;

    T3= (( 1.1 * tmp3 * 100.00) / 1024) / 10;

    frequencia1 = 0; //Set frequencia1 to 0 ready for
calculations

    EIMSK = 3; //Enables interrupts

```

```

delay (3000);           //Wait 3 seconds

EIMSK = 0;             //Disable interrupts

Q1 = -7.0295319E-03 + 3.92917841E-
02*frequencia1; // G1/2" calibrated at 21C in horizontal
position

Q1=0;

frequencia2 = 0; //Set frequencia2 to 0 ready for
calculations

EIMSK = 3;            //Enables interrupts

delay (3000);         //Wait 3 seconds

EIMSK = 0;           //Disable interrupts

Q2 = -7.02295319E-03 + 3.92917841E-
02*frequencia2;

if (Q2<0){

    Q2=0; //noise

}

Serial.print ("Qh= ");

Serial.print (Q1, 3); //volumetric flow in hot channel

Serial.print (" [L/min.] "); //Prints "L/min."

Serial.print ("Qc= "); //volumetric flow in cold channel

Serial.print (Q2, 3);

Serial.print (" [L/min.] ");

Serial.print("Thi= "); //temperature hot in

Serial.print(T0,3);

Serial.print(" [C] ");

Serial.print("Tho= "); //temperature hot out

Serial.print(T2,3);

Serial.print(" [C] ");

Serial.print("Tci= "); //temperature cold in

Serial.print(T3,3);

Serial.print(" [C] ");

Serial.print("Tco= "); //temperature cold out

Serial.print(T1,3);

Serial.println(" [C] "); //change to the next line

delay(100);           // keeps system stability

```

Código implementado em *FORTRAN*,
utilizando o software *EES*:

```

"=====
"Calculo de resistências"

FUNCTION Lp(Lw)

Qr=          6098
Tc1=         22
Tc2=         27,83
Th1=         65
Th2=         30
Tmh=         (Th1+Th2)/2
Tmc=         (Tc1+Tc2)/2
Tmw=         (Tmh+Tmc)/2
b=           0,002
P1=          101325
Cp_c=        CP(Water;T=Tmc;P=P1)
Cp_h=        CP(Water;T=Tmh;P=P1)
Cs=          1
Dp=          0,01
Kw=          0,2
K_c=
CONDUCTIVITY(Water;T=Tmc;P=P1)
K_h=
CONDUCTIVITY(Water;T=Tmh;P=P1)
Lw=          0,05
mu_w=        VISCOSITY(Water;T=Tmw;P=P1)
mu_c=        VISCOSITY(Water;T=Tmc;P=P1)
mu_h=        VISCOSITY(Water;T=Tmh;P=P1)
m_ponto_c=   15/60
m_ponto_h=   2,5/60
Np=          1
Nt=          54
Rf_c=        0,0000086
Rf_h=        0,0000086
rho_h=       DENSITY(Water;T=Tmh;P=P1)
t=           0,0002

Re_h=8*m_ponto_h/(Nt-1)*Np/(2*b+2*Lw)/mu_h
Re_c=8*m_ponto_c/(Nt-1)*Np/(2*b+2*Lw)/mu_c

IF (Re_h < 10 ) then
Ch_h=0,718
n_h=0,349

ELSE
IF (Re_h=10) then
Ch_h=0,718
n_h=0,349

ELSE
IF (Re_h>10) and (Re_h<=100) then
Ch_h=0,348
n_h=0,663

ELSE
IF (Re_h>100) then
Ch_h=0,348
n_h=0,663

ENDIF
ENDIF
ENDIF

IF (Re_c < 10 ) then
Ch_c=0,718
n_c=0,349

ELSE

```



```

IF (Re_c=10) then
Ch=0,718
n_c=0,349

ELSE
IF (Re_c>10) and (Re_h<=100) then
Ch_c=0,348
n_c=0,663

ELSE
IF (Re_c>100) then
Ch_c=0,348
n_c=0,663
ENDIF
ENDIF
ENDIF
ENDIF

"cálculo dos coeficientes de convecção"

h_h= 1/4*Ch_h*(8/(2*b+2*Lw)*m_ponto_h/(Nt-
1)*Np/mu_h)^n_h*(cp_h*mu_h/k_h)^(1/3)*(mu_h/mu_
w)^0,17/b/Lw*(2*b+2*Lw)*k_h

Rh_h= 1/h_h

h_c = 1/4*Ch_c*(8/(2*b+2*Lw)*m_ponto_c/(Nt-
1)*Np/mu_c)^n_c*(cp_c*mu_c/k_c)^(1/3)*(mu_c/mu_w
)^0,17/b/Lw*(2*b+2*Lw)*k_c

Rh_c=1/h_c

Rk_w=t/Kw

Uf=1/(Rh_h + Rk_w+Rh_c+ Rf_c+Rf_h)

deltaT_1=Th1-Tc2
deltaT_2=Th2-Tc1
deltaT_lm=(deltaT_1-deltaT_2)/ln(deltaT_1/deltaT_2)

"Qr= Uc*Aeff*deltaTlm_cf"

"Aeff=Qr/(Uc*deltaTlm_cf)"
Lp=Qr/((Nt-2)*Lw*Uf*deltaT_lm)

Aeff=(Nt-2)*Lp*Lw

END

L_altura=Lp(0,08)

"=====

"Qr = calor requerido"

P1=          101325
Tc1=          22
Th1=          65
Th2=          30
Tmh=         (Th1+Th2)/2
Tmc=         (Tc1+Tc2)/2
m_ponto_h=   2,5/60
m_ponto_c=   15/60
cp_h=        CP(Water;T=Tmh;P=P1)
cp_c=        CP(Water;T=Tmc;P=P1)

Qr=m_ponto_h*cp_h*(Th1-Th2)

Tc2=Tc1+Qr/(m_ponto_c*cp_c)

"=====

"Pressão canal quente"

FUNCTION dptotal(Nt)

P1=          101325
Th1=         55,967
Th2=          50
Tmh=         (Th1+Th2)/2
b=           0,002
Dp=          0,01
K_h=
CONDUCTIVITY(Water;T=Tmh;P=P1)
Lw=          0,08
mub=         1
muw=         1
mu_h=        VISCOSITY(Water;T=Tmh;P=P1)
m_ponto_h=   1,172/60
Np=          1
rho_h=       DENSITY(Water;T=Tmh;P=P1)
Re_h=8*m_ponto_h/(Nt-1)*Np/(2*b+2*Lw)/mu_h

IF (Re_h < 10 ) then

Kp=50000
m=1000

ELSE
IF (Re_h=10) then

Kp=19400
m=0,589

ELSE
IF (Re_h>10) and (Re_h<=100) then

Kp=19400
m=0,589

ELSE
IF (Re_h>100) then

Kp=2990
m=0,183

ENDIF
ENDIF
ENDIF
ENDIF

dptotal := 2*Kp/((8*m_ponto_h/(Nt-
1)*Np/(2*b+2*Lw)/mu_h)^m)*(9/5*Lw+Dp)*Np^3/b^3/L
w^3*(2*b+2*Lw)*m_ponto_h^2/(Nt-
1)^2/rho_h/(mub/muw)^(17/100)+7/5*Np*m_ponto_h/pi
/Dp^2/rho_h

END

z=dptotal(18)/9810

```

CALIBRAÇÃO DOS INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO E EQUIPAMENTO

Os arranjos para traçar a curva de calibração estão dispostos abaixo:



Figura 1 – (a) calibração da vazão, (b) calibração de pressão.

PROTÓTIPOS

As placas do primeiro protótipo P1, em aço SAE 1020, usinadas à plasma falharam por problemas de vedação, devido às deformações térmicas durante o resfriamento. Construído de PET reciclável, P2 também falhou por vazamento, desta vez durante a usinagem por derretimento nos cantos de menor raio de concordância. O protótipo mais recente (P3) feito em folhas de PET para indústria gráfica e acrílico cristal eliminou o derretimento e vazamento. O último protótipo necessita de aperto nos parafusos durante um período sem operação, por seu material apresentar caráter viscoplástico.



Figura 2- (a) chapas de aço SAE1020 de P1 cortadas a plasma, (b) lâminas do P2 feito de PET reciclado após usinagem, (c) placas de P3 cortados a laser em PET e acrílico cristal.

OPERAÇÃO E SAÍDA DE DADOS

Durante o ensaio a bancada é plenamente utilizada, mas em campo, o fluxo de mosto não escoa dentro dos dutos da bancada. Finalmente, a maneira como os dados são dispostos

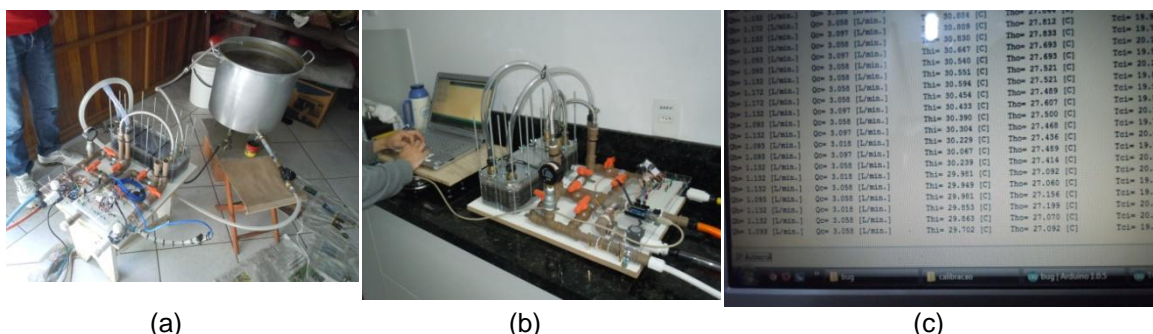


Figura 3- (a) disposição em campo, (b) montagem para ensaio, (c) saída de dados em tempo real.

ANEXO

Resposta Técnica Materiais para equipamentos em contato com alimentos	KOHMANN, Laura Moura. Engenheira de Alimentos.
Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial – SENAI-RS Departamento Regional Data: 10/4/2013	

Solução apresentada

Qualquer material em contato com alimento, seja no processamento, transporte ou embalagem, deve atender a alguns requisitos visando a segurança alimentar. Os principais são não alterar as características organolépticas, físico-químicas e microbiológicas do alimento (oxidação, biofilmes) e não deixar resíduos físicos (pregos, pedaços de equipamentos), químicos (resíduos de sanitizantes) e microbiológicos.

As legislações referentes a equipamentos e embalagens em contato com o alimento são listadas a seguir:

Resolução RDC nº 91, de 11 de maio de 2001, emitida pela Agência Nacional de Vigilância Sanitária (ANVISA), aprova o regulamento técnico para critérios gerais e classificação de materiais para embalagens e equipamentos em contato com alimentos;

Resolução RDC nº 122, de 19 de junho de 2001, emitida pela ANVISA, aprova o regulamento técnico sobre ceras e parafinas em contato com alimentos;

Portaria nº 177, de 4 de março de 1999, emitida pelo Ministério da Saúde (MS), aprova o regulamento técnico "Disposições Gerais Para Embalagens e Equipamentos Celulósicos em Contato com Alimentos". A Resolução nº 130, de 10 de maio de 2002 altera o subitem 2.10 do item 2 desta portaria;

Resolução nº 105, de 19 de maio de 1999, emitida pela ANVISA, aprova o regulamento técnico "Disposições Gerais para Embalagens e Equipamentos Plásticos em contato com Alimentos";

Resolução RDC nº 20, de 22 de março de 2007, emitida pela ANVISA, aprova o regulamento técnico sobre disposições para embalagens, revestimentos, utensílios, tampas e equipamentos metálicos em contato com alimentos;

Resolução RDC nº 51, de 26 de novembro de 2010, emitida pela ANVISA, dispõe sobre migração em materiais, embalagens e equipamentos plásticos destinados a entrar em contato com alimentos;

Resolução RDC nº 56, de 16 de novembro de 2012, emitida pela ANVISA, dispõe sobre a lista positiva de monômeros, outras substâncias iniciadoras e polímeros autorizados para a elaboração de embalagens e equipamentos plásticos em contato com alimentos;

Portaria nº 27, de 13 de março de 1996, emitida pelo MS, aprova o regulamento técnico sobre embalagens e equipamentos de vidro e cerâmica em contato com alimentos, e não metálicos.

O material que melhor se enquadra nas exigências é o aço inoxidável, por não reagir quimicamente com os alimentos, independente da acidez dos mesmos, além de ser de fácil limpeza e manutenção. Ainda, proporciona trocas térmicas eficientes e sua superfície torna difícil o desenvolvimento de biofilmes.

Conclusões e recomendações

A listagem fornecida aqui apresenta apenas uma amostra das legislações sobre alimentos. Recomenda-se acessar o site da ANVISA para verificar outras legislações pertinentes à fabricação de alimentos. Recomenda-se também entrar em contato com especialista na área para eventual auxílio no desenvolvimento do equipamento.