

II-008 – APROVEITAMENTO ENERGÉTICO NO PROCESSO DE RESFRIAMENTO DE FRANGOS

Jônatas Vicente⁽¹⁾

Engenheiro de Produção Mecânica pela Universidade do Oeste de Santa Catarina (UNOESC). Mestrando em Engenharia e Ciências Térmicas pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina (POSMEC/UFSC).

Cristiano Meneghini⁽²⁾

Engenheiro de Produção Mecânica pela Universidade do Oeste de Santa Catarina (UNOESC). Mestre em Engenharia Mecânica pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina (POSMEC/UFSC). Professor assistente do curso de Engenharia Mecânica da Universidade do Oeste de Santa Catarina.

Endereço⁽¹⁾: Rua Luiz Oscár de Carvalho, 100 - Trindade - Florianópolis - SC - CEP: 88036-400 - Brasil - Tel: (49) 9129-5413 / (49) 9901-6778 - e-mail: jonatas.vicente7@yahoo.com.br

RESUMO

A maioria das indústrias frigoríficas no Brasil, visando agilizar seus processos fabris, utiliza para o resfriamento das carcaças, tanques de imersão em água resfriada, conhecidos como *chillers*. Durante este processo um grande volume de água resfriada é utilizado visando atingir alguns parâmetros estabelecidos por normas específicas da área, consequentemente gera-se grande volume de água residual, sendo esta, uma ótima fonte de energia térmica. O presente estudo foi desenvolvido em um frigorífico do meio oeste catarinense, e teve como objetivo dimensionar um trocador de calor a placas, para pré-resfriamento de água potável que posteriormente é resfriada e utilizada nos *chillers*, aproveitando como fonte de troca térmica a água resfriada da saída destes equipamentos. Além disso, foi possível calcular a redução do consumo de energia elétrica do sistema de resfriamento da água potável. Para a obtenção dos resultados, foram obtidos dados referentes aos processos de resfriamento de frangos e do processo de resfriamento de água, posteriormente calculado o ganho e perda de energia entre os fluidos e a área de troca necessária para atender as características do projeto. Foram também analisados os custos envolvidos e a viabilidade econômica para implantação do mesmo. Em relação aos resultados obtidos, concluiu-se que o aproveitamento desta água proveniente dos *chillers* é muito útil como fonte de troca térmica para o pré-resfriamento de água potável, o que leva a uma redução de 40% no consumo de energia elétrica nos equipamentos utilizados apenas para o resfriamento desta água.

PALAVRAS-CHAVE: Água residual, Eficiência energética, *Chillers*, Trocador de calor.

1. INTRODUÇÃO

Segundo a Portaria 210, de 1998, do Ministério da Agropecuária Pecuária e Armazenamento (MAPA) que estabelece os padrões que devem ser adotados em frigoríficos, dentre estes, padrões de temperatura, ressalta a temperatura em que o frango deve estar para iniciar o processo de corte, sendo estes padrões controlados internamente na empresa pelo Sistema de Inspeção Federal (SIF). Para atingir a temperatura especificada, os frangos passam por tanques de resfriamento por imersão em água resfriada.

A destinação da água residual proveniente dos niveladores destes tanques para o esgoto é um procedimento normal adotado pela empresa onde o estudo foi realizado. Esta água ao sair dos niveladores se encontra a uma temperatura abaixo de 10°C, sendo esta uma ótima fonte térmica para troca de calor com um fluido a uma temperatura mais elevada, como água potável a temperatura ambiente de 25°C, por exemplo. Sendo assim, seu potencial térmico está sendo inutilizado.

Este trabalho visa o estudo da viabilidade técnica e econômica da utilização desta água residual para o pré-resfriamento de água potável, posteriormente resfriada e utilizada no processo de resfriamento de carcaças de frangos. Convém ressaltar que será realizada uma análise comparativa da redução do consumo de energia elétrica nos equipamentos utilizados nesse processo.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

TROCADORES DE CALOR

Segundo Incropera e De Witt (2004), um trocador de calor nada mais é do que um equipamento com a função de realizar o processo de troca de calor entre dois fluidos que estão com temperaturas distintas. Esta troca é realizada, na maioria das vezes, por uma parede sólida que separa os dois ou mais fluidos.

A aplicação deste tipo de equipamento na engenharia está presente nos mais variados meios, desde aquecimento de ambientes, na produção de potência, na recuperação de calor em dutos e nos processos químicos.

Trocadores de calor a placas

Baseando-se no que GUT (2003) apresenta sobre trocadores de calor a placas, na maioria das vezes, o termo “trocador de calor a placas” é utilizado para representar um dos trocadores de placas mais comuns, o “trocador de calor a placas com gaxeta”, também citado em diversas literaturas como *Plate Heat Exchanger* (PHE). Entretanto, todos os modelos seguem o mesmo padrão com placas paralelas fabricadas de chapas metálicas finas, onde as mesmas formam canais que além do escoamento alternado do fluido proporcionam a troca térmica.

Complementando sobre, Hewitt et al. (1994) salienta que “atualmente, os trocadores de calor a placas são extensamente empregados em operações líquido-líquido com temperaturas e pressões moderadas e que exijam flexibilidade e alta eficiência térmica”. Devido à sua alta eficiência térmica, os PHE's são muito utilizados nos processos que visam a regeneração de calor. A Figura 1 mostra as principais partes do trocador de calor.

Fonte: GUT (2003)

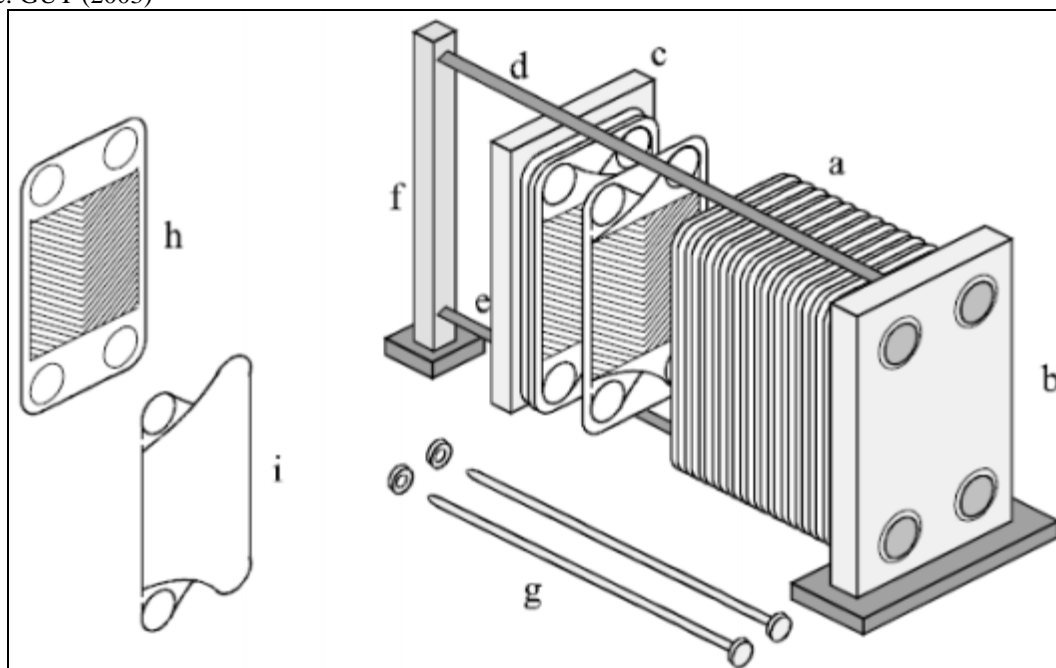


Figura 1 - Partes principais do trocador de calor a placas (a- Pacote de placas aberto; b- Placa fixa com conexões; c- Placa de aperto móvel; d- Barramento superior; e- Barramento inferior; f- Coluna de sustentação; g- Parafuso de aperto; h- Placa corrugada chevron; i- Gaxeta.).

Trocadores de calor para resfriamento de carcaças

A maioria das indústrias utiliza no processo de abate de aves, para realizar o resfriamento das carcaças, tanques fabricados de aço inoxidável preenchidos com água resfriada, onde as carcaças entram no equipamento e são transportadas ao longo do mesmo por um sistema de rosca sem fim. Este equipamento é chamado de tanque de resfriamento por imersão, ou “*chiller*” de resfriamento. Para o resfriamento das carcaças de frango, geralmente, são utilizados dois ou mais destes tanques, formando assim uma linha de resfriamento (*pré-chiller* e *chillers* de resfriamento).

MÉTODO PARA SELEÇÃO DE TROCADORES

O calor perdido ou absorvido pelos fluidos

A primeira Lei da termodinâmica é utilizada para relacionar a quantidade de troca de calor entre as correntes de fluido. Assim há de se observar a quantidade de calor perdido pelo fluido quente e ganho pelo fluido frio é:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad \text{Equação (01)}$$

Onde \dot{Q} é o calor trocado pelo fluido (W), \dot{m} a vazão mássica do fluido (kg/s), C_p o calor específico do fluido (J/kg . K) e ΔT a variação da temperatura do fluido (K ou °C).

Para fluidos que mudam de fase no interior do trocador, calcula-se o calor perdido por meio da variação da entalpia, pois não há mudança de temperatura. Desta forma a equação fica:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad \text{Equação (02)}$$

Onde \dot{Q} é o calor trocado pelo fluido (kW) e Δh é a variação da entalpia do fluido (kJ/kg). Assim, pode-se seleccionar o trocador por intermédio do cálculo da área necessária pela expressão:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ML} \quad \text{Equação (03)}$$

Onde U é o coeficiente global de transferência de calor (W/m² . K), A é a área de troca necessária (m²), e o ΔT_{ML} é a temperatura média logarítmica (°C ou K).

A diferença média logarítmica de temperatura

A diferença média logarítmica de temperaturas (ΔT_{ML}) depende das temperaturas dos fluidos na entrada e na saída do trocador e também da disposição das correntes de fluidos.

Em geral, os trocadores de calor em contracorrente são mais eficientes que os trocadores em paralelo. A diferença logarítmica é escrita como:

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} \quad \text{Equação (04)}$$

Para a definição do ΔT_e e ΔT_s , é necessário realizar uma análise da característica do escoamento que ocorrerá no trocador de calor, para esta análise, devem-se seguir as seguintes definições:

Para trocadores de correntes paralelas:

$$\Delta T_e = T_{q,e} - T_{f,e}$$

$$\Delta T_s = T_{q,s} - T_{f,s}$$

Para trocadores de corrente contrárias:

$$\Delta T_e = T_{q,e} - T_{f,s}$$

$$\Delta T_s = T_{q,s} - T_{f,e}$$

Onde:

- $T_{q,e}$ Temperatura do fluido quente que entra no trocador ($^{\circ}\text{C}$ ou K);
 $T_{f,e}$ Temperatura do fluido frio que entra no trocador ($^{\circ}\text{C}$ ou K);
 $T_{q,s}$ Temperatura do fluido quente que sai do trocador ($^{\circ}\text{C}$ ou K);
 $T_{f,s}$ Temperatura do fluido frio que sai do trocador ($^{\circ}\text{C}$ ou K).

3. METODOLOGIA

Visando atingir os objetivos do estudo, foram coletados os dados para determinar o consumo de água nos *chillers* de resfriamento, a quantidade de água absorvida pelos frangos, a quantidade e a temperatura da água que sai pelos niveladores dos *chillers*, e a quantidade e temperatura de entrada e saída de água que é resfriada na sala de máquinas que posteriormente vai para o processo.

- Para determinar o volume de água que é resfriada na sala de máquinas obteve-se 80 marcações registradas em um hidrômetro instalado antes do trocador de calor;
- As temperaturas de entrada e saída da água no trocador responsável pelo resfriamento da água foram obtidas em dois visores instalados em um painel interligado no supervisório da sala de máquinas;
- Para a determinação do consumo de água dos *chillers*, coletaram-se 133 marcações de volume de água registrado nos hidrômetros instalados na entrada de cada *chiller* e feita a média de consumo por hora;
- Na determinação da quantidade de água absorvida pelos frangos, obtiveram-se 370 marcações com relação ao peso de entrada e saída do frango das duas linhas de resfriamento, posteriormente obtendo a média por hora;
- Para determinação da quantidade de água na saída dos *chillers* realizou-se o cálculo da média de entrada de água no equipamento menos a média de absorção de água pelo frango;
- As temperaturas da água na saída dos *chillers* foram obtidas na entrada dos niveladores de cada um dos tanques e realizadas a média das mesmas;
- Para determinar os valores de depreciação dos equipamentos e valor pago pelo kW utilizou-se o software SAP ERP (*Enterprise Resource Planning*);
- Para levantamento dos valores para implantação do projeto, realizou-se um orçamento com um fabricante listando todos os equipamentos e sistemas de controle necessários para o funcionamento e também que atendesse as características iniciais do projeto;
- Para a análise do tempo de retorno do investimento inicial utilizou-se o método do *pay-back* não descontado.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O processo de resfriamento da água potável que é utilizada nos *chillers* é realizado na sala de máquinas, da área de refrigeração industrial. Para esta operação, o sistema dispõe de dois trocadores de calor a placas. Estes trocadores operam com amônia (R-717), como fluido de troca térmica, e água como o fluido a ser resfriado. A amônia entra no trocador por gravidade, e após absorver a energia da água, evapora e retorna para o separador de líquido, onde posteriormente é aspirada pelo compressor.

No processo de resfriamento de carcaças, a entrada de água potável resfriada é constante, deste volume que entra no equipamento certa quantidade da água é absorvida pelo frango e o restante desta água sai por meio dos niveladores, direcionando-a para o ralo. Esta água possui uma variação de temperatura entre o início e fim do processo muito significativa e que pode ser aproveitada como fonte térmica. Das normas estabelecidas, a temperatura máxima de entrada da água no *chiller* é de 4°C e a temperatura máxima de saída da água é 16°C . A água na saída dos *chillers* encontra-se com gordura e sangue, sendo necessário posteriormente o tratamento na ETE (Estação de Tratamento de Efluentes).

A Figura 2 apresenta o esquema das instalações da sala de máquinas, o setor de resfriamento de carcaças e também demonstra o fluxo dos fluidos na instalação atual.

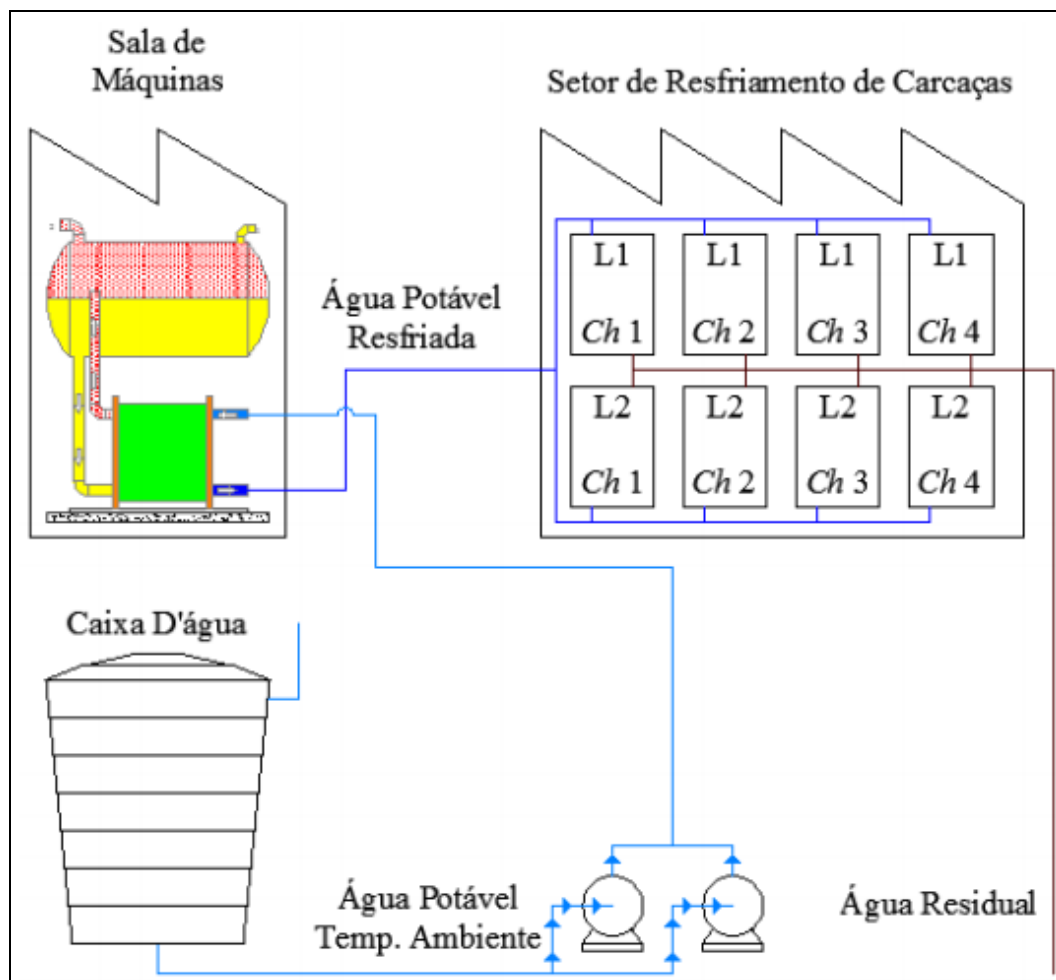


Figura 2 - Esquema das instalações e fluxo dos fluidos da instalação atual.

Para determinar o volume de água que é resfriado na sala de máquinas foi realizado um acompanhamento de duas semanas obtendo marcações de duas em duas horas do volume que está entrando no sistema e as temperaturas de entrada e saída da água. Por meio destas marcações foi obtido a média de vazão volumétrica em m^3/h durante o período de produção. A vazão média obtida foi de $85,5 \text{ m}^3/\text{h}$, que corresponde a uma vazão mássica próxima de $23,8 \text{ kg/s}$. Já as temperaturas médias ficaram em aproximadamente 23°C na entrada e de 1°C na saída do sistema de resfriamento da água.

Em relação ao volume de água que é consumido nos *chillers*, obtiveram-se os registros diários do consumo de água durante um mês, e com as marcações realizou-se a média diária de consumo de água por hora nos equipamentos das duas linhas de abate, e posteriormente a média mensal. Por meio do somatório do volume de água consumido em cada um dos equipamentos, tem-se uma média mensal de consumo de água potável resfriada de aproximadamente $61 \text{ m}^3/\text{h}$.

Com relação ao volume de água absorvido pelos frangos, obtiveram-se os registros efetuados durante o mesmo período mensal. Vale ressaltar que, o percentual de água que é absorvido pelo frango não pode exceder 8% do peso do frango ao entrar no processo de corte. A variação do volume médio de água que é absorvido pelas aves também foi analisado. O valor que se chegou aos cálculos representou cerca de $1,8 \text{ m}^3/\text{h}$ de água potável que é absorvida pelos frangos.

Descontando o volume de água que é absorvido pelos frangos do volume que entra no equipamento é possível obter o volume total que sai pelos niveladores e vai para o esgoto. Com isso temos que a vazão volumétrica de água residual é de $59,2 \text{ m}^3/\text{h}$, sendo que este corresponde a uma vazão mássica de $16,4 \text{ kg/s}$. Por meio de um balanço de energia das temperaturas de saída da água em cada um dos equipamentos relacionando com o

volume de água que sai de cada um, tem-se uma temperatura média do volume total de água de aproximadamente 8 °C. Vale ressaltar que em nenhum dos equipamentos a temperatura de saída da água ultrapassou o que é estabelecido pela norma.

Para o cálculo da energia que o fluido residual (fluido frio) irá absorver da água potável (fluido quente) foi necessário estimar uma temperatura de saída da água potável do trocador a ser calculado. A temperatura estimada foi de 14 °C, e aplicando a Equação 1 chega-se a aproximadamente -898 kW, o que mostra que a energia está saindo do sistema, ou seja, para que a água potável atinja a temperatura estimada ela precisa ceder ao fluido residual esta quantia de energia. Para verificar se a temperatura estimada por meio destas características pode ser obtida com este sistema, foi calculado a temperatura do fluido residual na saída do trocador após absorver a energia transferida da água potável, chegando a temperatura de aproximadamente 21 °C.

Levando em consideração as informações de literaturas, os trocadores de calor a placas possuem uma ótima eficiência, onde os mesmos trabalham com a diferença de temperatura entre os fluidos na entrada e saída de aproximadamente 2°C. Comparando as temperaturas de entrada do fluido quente e temperatura de saída do fluido frio, tem-se uma diferença próxima dos 2 °C, o que praticamente coincide com o que está relacionado acima, e também é aceitável para este tipo de equipamento e para esta aplicação.

A Figura 3 mostra o esquema da futura instalação do trocador de calor a placas respectivamente, e também suas temperaturas de entrada e saída.

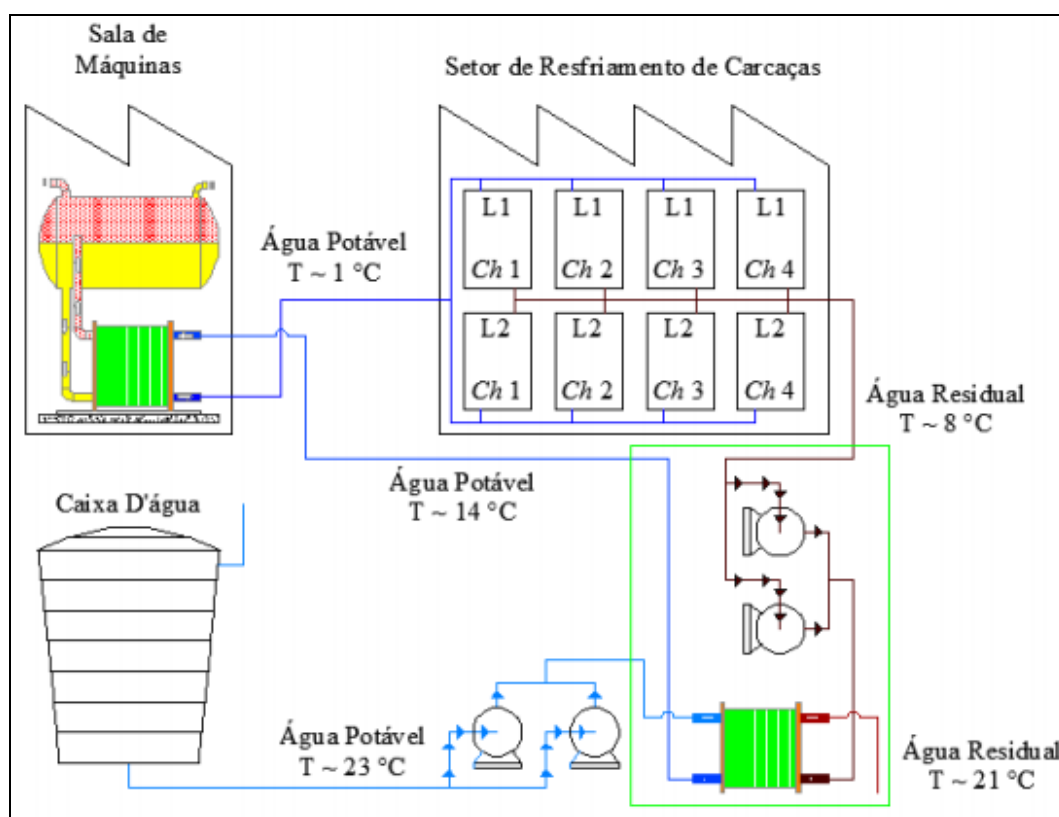


Figura 3 - Esquema das instalações e fluxo dos fluidos da instalação futura.

Com as temperaturas apresentadas anteriormente é possível o cálculo do ΔT_{ML} , mas primeiramente deve-se identificar a característica do escoamento dos fluidos no trocador para poder efetuar os cálculos das diferenças de temperaturas de forma correta. A configuração aplicada a este estudo é o tipo de escoamento contracorrente, sendo assim possível calcular as diferenças de temperaturas. Aplicando os valores obtidos na Equação 4 tem-se:

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} = \frac{2 - 6}{\ln\left(\frac{2}{6}\right)} = 3,64^\circ\text{C}$$

Com a energia a ser trocada no equipamento e o ΔT_{ML} , resta apenas especificar o coeficiente global de transferência de calor. Para trocadores que operam com fluidos de troca térmica água – água, este coeficiente varia entre 850 W/m².K à 1700 W/m².K, sendo que estes valores podem sofrer variações conforme a construção do equipamento, e até mesmo algumas características específicas dos fluidos, mesmo ambos sendo água.

O coeficiente utilizado pelo fabricante contatado no presente estudo é de 5300 W/m². °C (ou K), praticamente três vezes o valor máximo apresentado. Esta variação expressiva neste coeficiente se dá pelos avançados estudos que são desenvolvidos nos trocadores de calor a placas, principalmente pelo estudo de seu mecanismo de funcionamento interno (como por exemplo, a geração de turbulência pelas placas corrugadas), pela utilização de placas consideravelmente finas para a fabricação, pelas quantidades de passes de cada fluido, e pelas análises desenvolvidas por meio de softwares específicos.

Reorganizando a Equação 3 e com os valores já obtidos é possível realizar o cálculo da área necessária para o trocador de calor a placas, que atenda aos parâmetros estabelecidos. Assim,

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ML}} = \frac{897502,3}{5300 \cdot 3,64} = 46,5 \text{ m}^2$$

O cálculo da área necessária para o trocador de calor deste estudo só foi possível por sabermos o valor utilizado para o coeficiente global de transferência de calor. Em outros casos, quando não se sabe este valor, e devido à aplicação, uma estimativa do mesmo pode levar a um erro grave de dimensionamento.

Com o objetivo de minimizar estes erros e para os fins de dimensionamento correto da área necessária, muitos fabricantes solicitam que seja informado o valor do U.A e também quais são os fluidos e as vazões mássicas dos mesmos, que serão utilizados no equipamento.

Para o cálculo do consumo de energia atual dos compressores foi necessária uma análise das instalações do sistema de refrigeração. Para este cálculo são necessárias as entalpias da amônia no estado de vapor saturado e vapor superaquecido e a vazão mássica de amônia que o compressor está aspirando. As entalpias foram obtidas por meio de tabelas, já a vazão mássica foi calculada levando em consideração a energia que deve ser retirada da água para diminuir a temperatura de 23 °C à 1 °C. Utilizando a Equação 1 tem-se que é necessário retirar da água 2193,9 kW, aplicando este valor a Equação 2 e com as entalpias da amônia temos que é necessária uma vazão mássica de 1,7 kg/s no trocador que faz o resfriamento da água.

Aplicando este valor na equação abaixo, e demais valores obtidos das tabelas termodinâmicas, obtém-se o valor gasto em kWh na compressão mecânica.

$$W_c = \dot{m} \times \Delta h = 1,7 \times (1647,7 - 1456,7) = 324,7 \text{ kWh}$$

Esta é a potência teórica consumida atualmente na sala de máquinas para o resfriamento de água potável que é utilizada nos *chillers* de resfriamento de frangos.

Para o cálculo da potência teórica do compressor na instalação futura serão utilizados os novos parâmetros já calculados, seguindo os mesmos passos que foram utilizados para o cálculo da potência teórica de compressão atual. A energia a ser retirada da água para atender os novos parâmetros calculados é de 1296,4 kW, com isso a vazão mássica de amônia no trocador diminui, sendo necessário agora uma vazão de aproximadamente 1 kg/s. Aplicando estes valores na equação,

$$W_c = \dot{m} \cdot \Delta h = 1 \cdot (1647,7 - 1456,7) = 191 \text{ kWh}$$

Esta é a potência teórica necessária para o resfriamento da água potável na sala de máquinas após a instalação do trocador de calor a placas, que reutiliza a água residual dos *chillers*. Observa-se que a vazão mássica de amônia (m) teve uma redução de aproximadamente 40%, mantendo-se as mesmas entalpias na entrada e saída do compressor. Isso se deve ao fato que se a água ao entrar no trocador de calor a uma temperatura mais baixa, possuirá menos energia para transferir à amônia, necessitando assim de menos fluido para a transferência de calor. Assim, observa-se uma diferença no consumo de aproximadamente 134 kWh, ou seja, de economia mensal. Mas, devem-se considerar ainda os custos com aquisição de novos equipamentos e instalação dos mesmos.

Os equipamentos que foram considerados para o projeto são um SKID, um flutador e uma peneira rotativa. O SKID consiste em um sistema integrado, onde estão instalados no mesmo um trocador de calor a placas, reservatório e sistema de bombeamento para higienização automático, sistema de bombeamento para o fluido residual, válvulas solenoides e demais componentes elétricos e quadro de comando necessário. Este equipamento já possui acoplado um sistema para o tratamento da água, extremamente importante para o aumento da vida útil do trocador de calor. No total, os custos envolvidos com as aquisições e adequações na planta fabril tem um custo aproximado de R\$350.000,00 considerando instalações elétrica, mecânica e civil. Além disso, os custos com manutenção e energia elétrica após a instalação dos equipamentos propostos devem gerar gastos em torno de R\$800,00 mensais.

O retorno financeiro obtido está relacionado com a redução do consumo de energia pelo compressor de refrigeração. Assim, esta redução se dá por meio da diferença entre a potência atual consumida e a potência que será consumida futuramente.

Levando em consideração uma carga horária de operação diária de 19 horas e 21 dias de operação no mês, uma redução de 134 kWh no consumo de energia, e relacionando esta redução com o preço pago pelo kWh atualmente, em média R\$0,25, a instalação deste projeto irá gerar um ganho com economia de energia de aproximadamente R\$13.400,00 mensais.

Para melhor compreensão do tempo de retorno do investimento inicial, foi utilizado o método do pay-back não descontado, sendo que este não leva em consideração taxas de juros. A análise é feita por meio da divisão do valor do investimento para implantação do projeto pelo benefício que será obtido mensalmente, com isso determinando o tempo necessário para que os benefícios se igualem ao investimento.

Portanto, o tempo estimado de retorno do investimento será de 2 anos e 4 meses, e após esse período o equipamento irá acarretar um benefício mensal superior a R\$12.500,00 mensais pelos próximos sete anos e oito meses de vida útil do trocador de calor.

Durante a instalação do projeto foram identificadas algumas melhorias que poderiam ser desenvolvidas, como a utilização da água residual de outros equipamentos que são responsáveis pelo resfriamento de outras partes do frango, tendo assim um aumento de vazão mássica passando pelo sistema de pré-resfriamento de água potável.

Na Figura 4 é apresentado a tela de controle do sistema de pré-resfriamento da água potável, nela pode-se verificar as temperaturas de entrada e saída dos fluidos do equipamento bem como todo o fluxo dos fluidos e o esquema do sistema de limpeza automático.

Em relação as temperaturas do fluido residual (fluido frio), a temperatura de entrada está abaixo do valor calculado, esta variação está relacionada com a utilização das águas residuais dos outros equipamentos e destes volumes estarem a uma temperatura menor, reduzindo a temperatura do volume de água residual como um todo. Esta imagem foi obtida quando o equipamento indicava a necessidade de higienização automática, sendo assim, a temperatura de saída do fluido residual não está de acordo com a diferença de temperaturas que este equipamento opera (a faixa de aproximadamente 2 °C entre a temperatura de entrada do fluido quente e a temperatura de saída do fluido frio).

Em relação as temperaturas da água potável (fluido quente) na entrada e saída do equipamento, a temperatura de entrada está de acordo com a que foi calculado com os valores coletados. Já a temperatura de saída está

abaixo da que foi estimada, como o fluido residual está a uma temperatura menor do que foi calculado, o mesmo pode absorver mais energia da água potável, justificando a temperatura apresentada.

O aumento do volume de fluido residual e também sua temperatura abaixo do que já havia sido calculado só aumenta a eficiência do sistema como um todo, possibilitando assim melhores resultados em relação a economia de energia nos compressores de refrigeração dos que foram apresentados neste estudo.

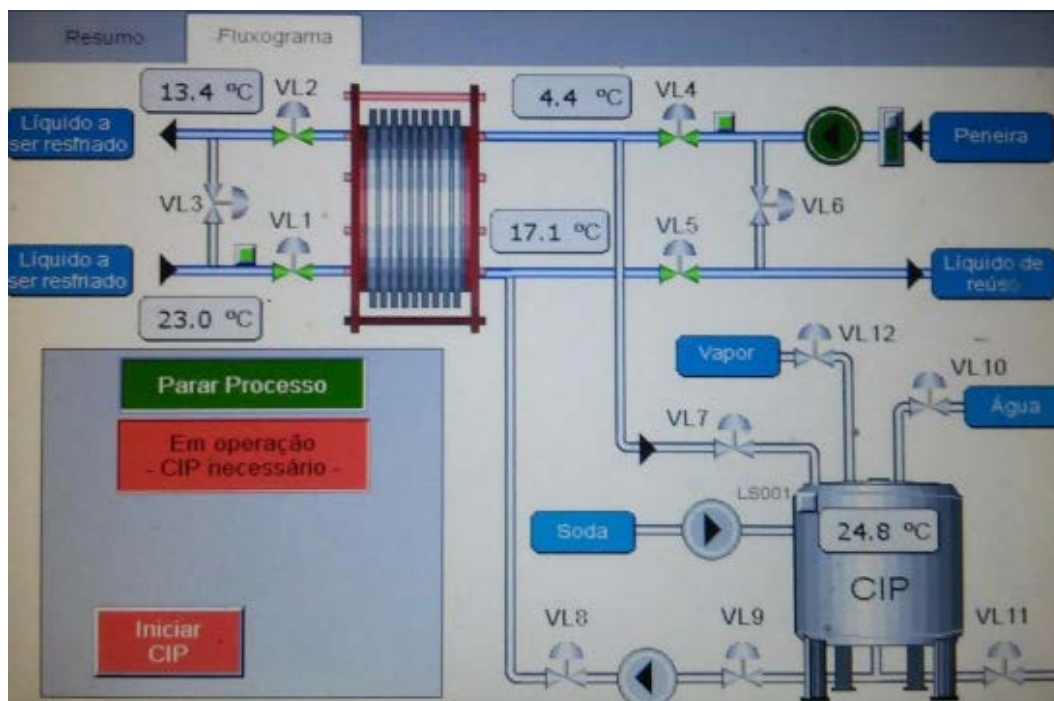


Figura 4 - Tela do sistema de controle do sistema de pré-resfriamento de água potável.

CONCLUSÕES

Com relação às conclusões obtidas por meio do desenvolvimento deste trabalho, podem ser referenciadas ao dimensionamento da área de troca necessária para o trocador de calor a placas atender as características iniciais do estudo, o resultado obtido com relação a redução do consumo de energia elétrica e a viabilidade econômica de implantação do trocador de calor.

Em relação ao dimensionamento do trocador de calor a placas, o objetivo proposto de dimensionar a área necessária de troca foi alcançado, principalmente por ter-se todas as informações necessárias tanto dos fluidos como algumas referentes ao trocador. Também pode-se concluir que se trata de um equipamento complexo e nada simples de dimensionar.

A respeito da redução do consumo de energia elétrica resultante com a redução da potência de compressão de amônia, o valor calculado é bem expressivo. Os cálculos demonstraram uma diferença de aproximadamente 40% entre as potências, fazendo com que apenas com esse retorno financeiro o projeto de instalação se torne tecnicamente e economicamente viável ao longo do tempo.

Com relação à análise da viabilidade econômica da implantação deste projeto, obteve-se um tempo estimado de retorno positivo, o tempo de retorno deste investimento ficaria dentro do que é esperado para projetos de pequenos valores de investimentos, sendo viável a implantação deste projeto na empresa, e também recomendado o estudo de implantação deste projeto em outras unidades fabris com condições semelhantes.



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. GUT, Jorge Andrey Wilhelms. Configurações Ótimas para Trocadores de Calor a Placas. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Química. Ed. Revisada. São Paulo, 2003. 244p.
2. HEWITT, G. F.; SHIRES, G. L.; BOTT, T. R. Process Heat Transfer. Boca Raton: CRC Press, 1994.
3. INCROPERA, Frank P.; DAVID, P. de Witt. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 5 ed. rev. e atual. Rio de Janeiro: LTC, 2003, 698 p.
4. MENDES, João Antônio Amorim. Cálculo da Área de Troca Necessária para o Aquecimento de Tanques de Combustível Através de Serpentinhas. Relatório de Estágio (Graduação) – Universidade do Oeste de Santa Catarina. Área das Ciências Exatas e Tecnológicas. Joaçaba, 2011. 82 p.
5. NOGUEIRA, Luiz Augusto Horta. Eficiência Energética no Uso de Vapor. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.
6. VICENTE, Jônatas. Análise Técnica e Econômica da Implantação de um Trocador de Calor a Placas no Processo de Resfriamento de Frangos na BRF de Concórdia. Relatório de Estágio (Graduação) – Universidade do Oeste de Santa Catarina. Área das Ciências Exatas e Tecnológicas. Joaçaba, 2015. 91p.