

Estudo Teórico-experimental para um Sistema de Refrigeração de uma Prensa Hidráulica Cerâmica

Pedro B. Lopes^a, Carolina R. Melo^b, Aline R. Melo^{b*}

^aEngenharia Mecânica, Faculdade SATC, Criciúma, SC, Brasil

^bEngenharia Química, Faculdade SATC, Criciúma, SC, Brasil

*e-mail: aline.melo@satc.edu.br

Resumo: A alta temperatura do óleo em operação nas prensas hidráulicas cerâmicas é a causa do ressecamento das retenções das válvulas, dos vazamentos externos, da diminuição do tempo médio entre falhas (TMEF) dos componentes da prensa e das paradas de produção em excesso. O presente trabalho tem como objetivo melhorar todo sistema de refrigeração do óleo hidráulico que ocorre com a utilização de água como fluido refrigerante, desde a sucção de água pela bomba centrífuga no reservatório até a troca térmica por meio do trocador de calor a placas com gaxetas, instalado nas prensas. Realiza-se uma simulação de toda a rede de abastecimento de água e, descobre-se uma série de causas do baixo rendimento da bomba centrífuga utilizada para bombeamento da água e o presente trabalho intervém na causa principal. Para depois, calcular a eficiência do PHE e fazer um comparativo entre o coeficiente global de troca térmica real e o ideal. No resultado, descobre-se como a ação da água pode danificar as tubulações e válvulas da rede de água, bem como esse fluido refrigerante pode gerar um alto índice de incrustação nas placas metálicas do PHE e, ainda o modo que os trocadores de calor são dimensionados pelos fabricantes para operar exclusivamente com uma água bem tratada a fim de ter uma boa eficiência.

Palavras-chave: água, eficiência, incrustação, trocadores de calor.

1. Introdução

Segundo a Associação Nacional de Fabricação Cerâmica – ANFACER¹, a evolução da cerâmica no país iniciou com a colonização europeia no século XVIII, principalmente com a vinda de italianos em virtude da crise europeia da época. Pela miscigenação territorial brasileira, nota-se uma maior descendência italiana no sul e sudeste do país, e não é por coincidência, que o setor de revestimentos cerâmicos tem sua maior concentração nessas regiões.

A concentração geográfica do setor já é de característica italiana, a qual tem seu pólo na região de Sasullo, da mesma forma, no Brasil, a região de Criciúma, Santa Catarina, tem reconhecimento como pólo internacional na produção de revestimentos cerâmicos. A Empresa Cecrisa, com seu maior potencial instalado nessa região, tem como estratégia competitiva o design, a marca e a qualidade do produto, uma política oriunda do mercado cerâmico italiano.

O Brasil é o segundo maior produtor e consumidor mundial de revestimentos cerâmicos, atrás apenas da China e na frente da Índia. Essa liderança por países emergentes indica uma necessidade da cerâmica para o desenvolvimento das nações e, com isso, condena a indústria cerâmica brasileira a crescer.

Mesmo com o crescimento nacional, a tecnologia das máquinas para a produção de revestimentos ainda é importada da Europa. As prensas europeias são referência mundial, e a Cecrisa utiliza em seu processo produtivo a prensa da marca italiana Sacmi. Esta, em seus modelos mais antigos, projetada para operar em um clima frio, típico europeu, enfrenta dificuldades quando exposta a um ambiente muito quente. Isto, conciliado a uma rede de abastecimento de água para refrigeração da prensa muito antiga e sem detalhes conhecidos, limita a produção, principalmente no verão.

Ocorre uma potencialização das manutenções corretivas na prensa, em que o tempo médio entre falhas dos seus acessórios diminui bruscamente neste período, devido à alta temperatura de trabalho do óleo hidráulico, originando paradas de produção em excesso.

Devido a tal limitante, o presente trabalho teve como objetivo realizar uma análise e melhorar o sistema de refrigeração da Prensa nº 01, na Unidade 06, da Empresa Cecrisa Revestimentos Cerâmicos S.A., reconhecendo as causas do problema e agindo desde a captação da água no rio, da passagem dessa água pelo trocador de calor na prensa até o retorno desta água ao reservatório. Assim, sugerindo alternativas para aperfeiçoar o sistema de forma viável economicamente.

2. Fundamentação Teórica

O assunto abordado é a termodinâmica e, neste caso, tem como foco principal a refrigeração e a transferência de calor, estendendo-se a máquinas de fluxo e mecânica dos fluidos. Foi realizada uma revisão bibliográfica nessas áreas, trazendo os conceitos para melhorar o sistema de refrigeração da indústria em questão.

2.1. Processo de fabricação de revestimentos cerâmicos

A Unidade 06 da Empresa Cecrisa produz revestimentos cerâmicos de monoporosa e porcelanato pelo processo de moagem via-úmido e monoqueima esmaltada, o qual possibilita a produção de grandes formatos.

Segundo Modesto e Menegali (2001)², o processo cerâmico é dividido nas seguintes etapas: preparação de massa, atomização, prensagem, secagem e queima.

Na indústria ceramista, a fabricação de revestimentos utiliza uma grande variedade de matérias-primas, todas encontradas na natureza, constituídas por dois tipos de materiais principais, os argilosos e não argilosos³.

Depois da extração e armazenagem, a matéria-prima é dosada formando a massa a ser moída pelos moinhos de bolas contínuos ou descontínuos. A moagem por via úmida é a redução das partículas do material em presença de água e a secagem da barbotina. Esse processo permite a homogeneização das matérias-primas, moendo-as finamente. A suspensão aquosa das matérias-primas originada

denomina-se barbotina. A barbotina, após passar por peneiras, é bombeada para o atomizador. Ao atingir os bicos do secador por pulverização, a barbotina é atomizada sob a forma de esguicho de gotículas, que em contato com o ar quente da câmara do atomizador perde 93% de água, formando a partir deste ponto o chamado pó atomizado².

Ainda segundo Modesto e Menegali (2001)², a etapa de conformação do material define o formato desejado e algumas propriedades físicas inerentes à placa cerâmica, como a resistência a cru, fundamental para que a peça possa suportar os choques mecânicos que ocorrem nas linhas de produção. Esta etapa, denomina-se prensagem e consiste na compactação do pó atomizado sobre um molde através da pressão exercida por um punção. Além da definição da geometria, a compactação reduz os espaços vazios, existentes entre o particulado de pó atomizado.

Depois de prensado, o material modelado entra na linha de produção, e para resistir ao esforço impulsionado pelo processo de esmaltação é necessário eliminar certa quantidade de água intrínseca.

No processo de produção de peças mecânicas à secagem, refere-se a eliminação de água das peças provenientes do processo de prensagem. A secagem do material cerâmico se efetua mediante a circulação de ar quente dentro do secador que encontra a peça úmida e arrasta a umidade². Após a secagem, o produto torna-se capaz de receber os choques mecânicos oriundos da linha de produção e a sua decoração específica.

Na esmaltação, a aparência final do produto é definida pela aplicação de esmaltes e tintas que determinarão os efeitos estéticos de um produto cerâmico⁴.

No processo de produção cerâmica, compreende-se por queima o aquecimento de acordo com um plano pré-estabelecido das peças, seguido de um resfriamento conforme um procedimento definido. Durante a etapa de queima, ocorre uma série de transformações que provocam mudanças fundamentais nas propriedades do produto, permitindo que desenvolva as características técnicas necessárias para estarem de acordo com as normas de produção e qualidade⁵.

Após a queima, o produto acabado passa pelas etapas de classificação, separação, embalagem e expedição.

2.2. Processo de refrigeração da prensa hidráulica

O processo de refrigeração da prensa hidráulica inicia-se a dois quilômetros de distância das prensas, em dois poços artesianos, nos quais foram instaladas bombas que extraem a água a aproximadamente 40 metros de profundidade para alimentar o reservatório de água, ao nível do solo, com volume de 250 m³.

Na base do reservatório, está instalada uma bomba centrífuga com sucção de 8" e descarga de 6", com motor elétrico de 75 cv. A água é bombeada e descarregada em uma tubulação de ferro fundido galvanizado com 6" de diâmetro, tubulação principal, que se torna subterrânea e escoar por, aproximadamente, 500 metros até alcançar as proximidades do primeiro trocador de calor, abastecendo-o através de uma tubulação auxiliar de 2" conectada a tubulação principal por meio de um T de 6" com redução para 2". Uma quantidade de água segue pela tubulação principal e a outra desvia para a tubulação auxiliar, encontrando as placas metálicas do primeiro trocador de calor.

O retorno da água do trocador é através de outra tubulação auxiliar de 2", que é conectada à tubulação de retorno por meio de um "T" de 6" com redução para 2". Essa tubulação de retorno possui as mesmas características da principal. Nesta região, a tubulação principal e a de retorno estão posicionadas em paralelo entre si e em relação aos trocadores e prensas.

O princípio da tubulação de abastecimento do primeiro trocador repete-se sucessivamente até a última prensa, a oitava.

Logo após a tubulação principal dividir-se pela última vez para 2", há um tampão encerrando-a. Da mesma forma, a tubulação de

retorno com 6" recebe o último escoamento da tubulação auxiliar de 2" e chega ao seu extremo fechado. Essa tubulação de retorno permanece ao lado da principal até chegar às proximidades do reservatório, onde ela inclina na vertical para descarregar a água nas torres de resfriamento na parte superior do reservatório, retornando o fluido ao ciclo, considerado um sistema aberto (Figura 1).

2.3. Trocador de calor a placas com gaxetas

É o tipo mais comum de trocadores de calor a placas e, por isso, também é chamado de PHE (*plate heat exchanger*). Seu princípio de funcionamento consiste em um conjunto de finas placas metálicas comprimidas com um parafuso de aperto entre dois pedestais. Cada

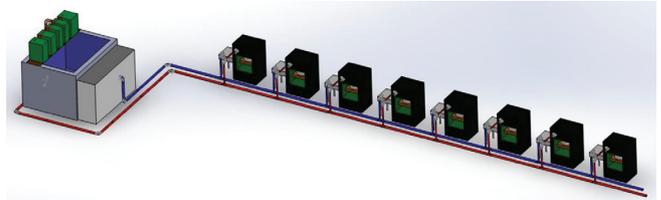


Figura 1. Simulação do sistema de refrigeração das prensas hidráulicas.

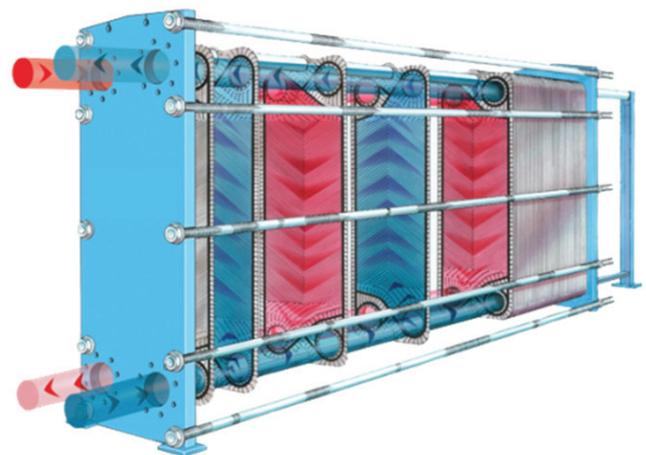


Figura 2. Trocador de calor a placas com gaxetas⁶.

par de placas possui gaxetas que ordenam o escoamento do fluido frio e quente alternadamente, trocando calor entre as placas metálicas (Figura 2).

Na história desse tipo de trocador de calor, Gut e Pinto (2003)⁷ contam que ele ganhou espaço no competitivo mercado das indústrias por ser mais compacto e eficiente. Entre outras vantagens, se comparado com outros tipos de trocadores de calor, inclui-se a sua versatilidade, flexibilidade, facilidade de manutenção e limpeza. Porém, possui uma alta perda de carga, devido aos estreitos canais de escoamento do fluido entre uma placa e outra que, em contrapartida, esta turbulência do escoamento fornece ao sistema maiores coeficientes de convecção.

Os PHEs possuem placas corrugadas com um ângulo de inclinação que aumentam a área de troca térmica, como também geram uma turbulência do escoamento nos canais (espaço entre as finas placas metálicas por onde o fluido escoar) e reduzem o valor do número de Reynolds crítico (transição para o regime turbulento) para valores entre 10 e 400, dependendo do tipo de placa⁸. Vale ressaltar que o número de Reynolds crítico para escoamento turbulento em tubos lisos é 2.100.

Devido às ranhuras e à pequena área transversal dos canais de escoamento, esta mesma turbulência que reduz as formações de incrustações mantendo os sólidos em suspensão, eleva a perda de carga por atrito, o que aumenta os custos de bombeamento.

De acordo com Almathi (2013)⁹, por ser desmontável, é possível limpar e inspecionar todas as partes do PHE, sendo comum a utilização do ensaio de líquido penetrante nas placas para evitar vazamentos dos fluidos. Há também respiros nas gaxetas que impedem a mistura e facilita a detecção de possíveis vazamentos externos.

Gut e Pinto (2003)⁷ também citam as principais vantagens e desvantagens de um trocador de calor a placas. Adicionando ou removendo placas ou somente alterando a sua configuração, pode-se redimensionar um PHE com a mesma facilidade de limpar, atualizando-o sobre uma possível alteração na troca térmica do sistema e gerando uma flexibilidade do equipamento não encontrada em outros tipos de trocadores de calor.

As principais desvantagens dos PHEs são devido ao uso extenso de gaxetas que limitam a sua utilização em pressões e temperaturas altas. Existe a possibilidade de soldar as placas umas as outras ao invés de utilizar gaxetas, como nos trocadores a placas brazados, mas o PHE perde sua versatilidade e flexibilidade e não pode ser mais limpo internamente nem variar sua configuração.

Atualmente, os trocadores de calor tipo a placas são extensamente empregados em operações líquido-líquido com temperaturas e pressões moderadas e que exijam flexibilidade e alta eficiência térmica¹⁰.

A versatilidade deste equipamento ocorre devido à quantidade de combinações que ele proporciona. São três os parâmetros que alteram a configuração do trocador: a posição, o tipo das gaxetas e a localização dos bocais de alimentação dos fluidos.

2.3.1. Configuração do PHE

Entende-se por configuração a forma e o modo com que o PHE é organizado. Esta configuração está diretamente ligada à capacidade de troca térmica do PHE e tem como parâmetros: a quantidade de placas, o número de canais formados entre as placas, o número de passes dos fluidos, o número de passagens dos fluidos nos canais e o tipo de fluxo nos canais. O bom conhecimento dessas características é de extrema importância para o dimensionamento de um PHE e serão detalhadas a seguir de acordo com Gut e Pinto (2003)¹¹. Essencialmente, um PHE é o conjunto de N_p placas corrugadas que formam N_c número de canais:

$$N_c = N_p - 1 \quad [---] \quad (1)$$

Os canais são os espaços entre as finas placas metálicas, nos quais os fluidos irão escoar. O número de canais destinados a cada fluido dependerá da configuração do PHE, por exemplo, caso a quantidade de placas ser um número par, a quantidade de canais será ímpar, logo a sua distribuição não será igual entre os fluidos.

O número de passes é a quantidade de vezes que o fluido muda de sentido durante o seu escoamento. Usando como exemplo a Figura 2, nota-se que o fluido azul tem um passe, pois está somente no sentido ascendente, e o fluido vermelho tem um passe também, pois está somente no sentido descendente. Vale ressaltar que o número de passes de cada fluido depende da configuração e não é necessariamente igual.

O número de passagens, definido pela letra N , é o número de canais por um passe do fluido. Por exemplo, na Figura 2, os fluidos têm dois canais por passe.

O tipo de fluxo nos canais dentro de um PHE dependerá da localização dos bocais de alimentação dos fluidos e pode ser denominado vertical ou diagonal.

Estes parâmetros podem ser observados na Figura 3, onde P^1 significa o número de passes da reta contínua e P^2 significa o número de passes da reta tracejada.

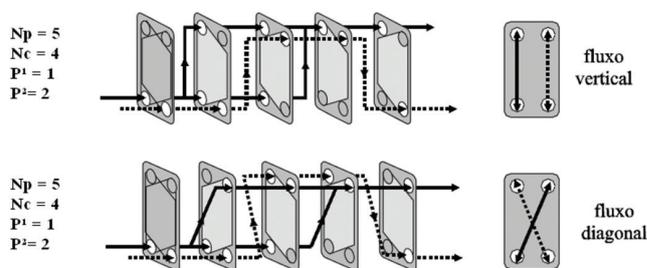


Figura 3. Diferenças de configurações em um PHE¹¹.

2.4. Balanço global de energia

Segundo Incropera e Dewitt (2002)¹², existem muitos métodos que são usados para projetar ou prever a carga térmica trocada por um fluido nos PHEs. O método para o cálculo deve ser selecionado de acordo com os dados conhecidos do sistema e as hipóteses que podem ser desprezadas sem alterar a coerência do resultado final. Estas hipóteses irão depender das características do sistema a ser estudado. Com isso, é de suma importância analisar a natureza do sistema antes de selecionar o método de cálculo, pois assim será fácil implementá-lo e trará consigo o resultado final mais aproximado possível. Com esse princípio, algumas hipóteses são consideradas no escoamento dos fluidos no trocador de calor a placas:

- A1) O PHE opera em regime permanente.
- A2) Não ocorre mudança de fase dos fluidos durante o escoamento no PHE.
- A3) As propriedades físicas dos fluidos são constantes.
- A4) As perdas de calor para o ambiente são desprezíveis.

Nota-se que os fluidos permanecem no estado líquido durante toda a troca de calor (A2) e os calores específicos serão constantes (A3).

Segundo Gut e Pinto (2003)¹¹, as perdas de calor para o ambiente são desprezadas e, como entre as placas finais e a estrutura do trocador existe ar aprisionado, as placas das extremidades são consideradas como adiabáticas (A4). Então, utilizando a equação para um escoamento estacionário (A1), Incropera e Dewitt (2002)¹², fornecem:

$$q = \dot{m}_q * C_{po} * (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad [W] \quad (2)$$

$$q = \dot{m}_f * C_{pa} * (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad [W] \quad (3)$$

Observe que essas equações são independentes do arranjo do escoamento ou do tipo de trocador¹². Igualando as Equações 2 e 3, tem-se:

$$\dot{m}_f * C_{pa} * (T_{f,s} - T_{f,e}) = \dot{m}_q * C_{po} * (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (4)$$

2.4.1. Utilização da média logarítmica para análise de temperatura

Incropera e Dewitt (2002)¹² mencionam que adotando algumas hipóteses (complementando as hipóteses de A1 a A4):

- B1) A troca térmica ocorre somente da direção perpendicular ao escoamento.
- B2) O coeficiente global de transferência de calor é constante.
- B3) Escoamento do líquido é puramente contracorrente.

A taxa de calor trocado pelo PHE também pode ser relacionada com a área total de troca térmica das placas através do coeficiente global de troca térmica U e a média logarítmica da diferença de temperatura ΔT_{lm} , a qual é a diferença média de temperatura apropriada entre os fluidos.

$$q = U * A_t * \Delta T_{lm} \quad [W] \quad (5)$$

Segundo Gut e Pinto (2003)¹¹, a média logarítmica da diferença de temperatura depende do arranjo do escoamento e, no caso de PHEs com escoamento puramente contracorrente, não deve ser multiplicada por fator de correção.

Kreith e Bohn (2003)¹³ definem a média logarítmica da diferença de temperatura de um escoamento contracorrente, como sendo:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{q,e} - T_{f,s}) - (T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln \left(\frac{T_{q,e} - T_{f,s}}{T_{q,s} - T_{f,e}} \right)} \quad [---] \quad (6)$$

2.4.2. As áreas do PHE

Gut e Pinto (2003)¹¹ recomendam utilizar como área de troca térmica de uma placa do PHE a seguinte equação:

$$A_p = w * L * \phi \quad [m^2] \quad (7)$$

A multiplicação pelo fator de alargamento é devido às ranhuras nas placas, por isso, a área real da placa é sempre maior que a projetada. O valor do fator de alargamento é normalmente fornecido pelo fabricante da placa e varia entre 1,15 e 1,25, sendo o valor de 1,17 usualmente utilizado como aproximação¹⁴.

Com a área de troca térmica real, pode-se encontrar a área de troca térmica total, diminuindo o número de placas por dois, pois as placas das extremidades não trocam calor:

$$A_t = A_p * (N_p - 2) \quad [m^2] \quad (8)$$

Uma vez que as placas dos PHEs são corrugadas, a espessura do canal (espaço por onde os fluidos escoam) não é uniforme na sua extensão. Kakaç e Liu (2002)¹⁴ recomendam encontrar a espessura média do canal, a partir do comprimento do conjunto (pacote) de placas, da espessura de cada placa metálica e do número de placas:

$$b = \frac{L_{pac}}{N_p} - \epsilon_p \quad [m] \quad (9)$$

Como as placas são de material elastomérico, o comprimento total do conjunto de placas irá depender do aperto dado aos parafusos do PHE.

Com a espessura média do canal, encontra-se a área transversal do canal:

$$A_{tran} = w * b \quad [m^2] \quad (10)$$

Gut e Pinto (2003)¹¹ afirmam que outra variável que é importante observar é o diâmetro equivalente do canal, o qual é considerado como o diâmetro hidráulico.

$$D_e = \frac{2 * b}{\phi} \quad [m] \quad (11)$$

2.4.3. Coeficiente global de troca térmica

Uma parte essencial, e às vezes a mais incerta, da análise de qualquer trocador de calor é a determinação do coeficiente global de transferência de calor¹². Este pode ser definido por um circuito térmico, considerando as resistências à troca de calor posicionadas em série, como mostra a Equação 12 e a Figura 4.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_q} + \frac{1}{h_f} + \frac{\epsilon_p}{\kappa_p} + R_{f,f} + R_{f,q} \quad [W/m^2K] \quad (12)$$

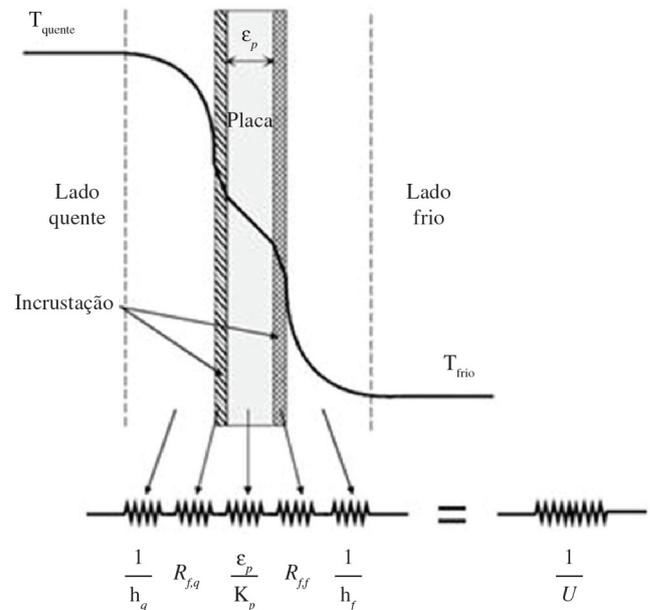


Figura 4. Circuito Térmico para troca de calor no PHE¹¹.

Shah e Focke (1988)¹⁵ definem os coeficientes convectivos do lado frio e do lado quente utilizando correlações com quatro parâmetros empíricos, Equação 13, onde os números adimensionais de Nusselt, Reynolds e Prandtl são definidos pelas Equações 14, 15 e 16, respectivamente.

$$Nu = a_1 * R_e^{a_2} * P_r^{a_3} * \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{\alpha_\mu} \quad [---] \quad (13)$$

$$Nu_u = \frac{h * D_e}{k} \quad (14)$$

$$R_e = \frac{G_c * D_e}{\mu} \quad (15)$$

$$P_r = \frac{C_p * \mu}{k} \quad (16)$$

Para um regime turbulento, Sauders (1998)¹⁶ considera o coeficiente de Prandtl como $a_3 = 0,3$ e despreza o fator de correção para a viscosidade na parede ($\mu_w/\mu_w = 1$).

Os parâmetros a_1 e a_2 são definidos por experimentos e dependem do ângulo da corrugação da placa metálica do PHE e do número de Reynolds.

Os coeficientes convectivos irão depender: de algumas propriedades dos fluidos (viscosidade, condutibilidade térmica e calor específico), do diâmetro equivalente dos canais do e do fluxo mássico por canal, o qual é definido por Gut e Pinto (2003)¹¹:

$$G_c = \frac{\dot{m}}{N * A_{transversal}} \quad [kg/m^2.s] \quad (17)$$

Igualando as Equações 13, 14, 15, 16 e 17, definindo os parâmetros a_1 e a_2 conforme tabela em Sauders (1988)¹⁶ e isolando o coeficiente convectivo, tem-se:

$$h = 0,3 \left(\frac{G_c * D_e}{\mu} \right)^{0,7} * \left(\frac{C_p * \mu}{k} \right)^{0,33} * \frac{k}{D_e} \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{.K}] \quad (18)$$

2.4.4. Fatores de incrustação

Durante a operação com a maioria dos líquidos e alguns gases, um depósito é formado gradualmente sobre a superfície de transferência de calor. O depósito pode consistir em ferrugem, incrustação de caldeira, silte, coque ou vários outros tipos de material. Seu efeito, denominado incrustação, é aumentar a resistência térmica. Em geral, o fabricante não pode prever a natureza do depósito de sujeiras ou a taxa de incrustação. Portanto, só é possível garantir o desempenho de trocadores não incrustados¹³.

2.5. Eficácia térmica

Depois de encontrar a taxa de transferência térmica trocada em um PHE, pode-se definir a efetividade de um trocador que, de acordo com Holman (1986)¹⁷, será:

$$E = \frac{q}{q_{\max}} \quad [---] \quad (19)$$

Holman (1986)¹⁷ afirma que a máxima carga térmica q_{\max} ocorreria no caso de um fluxo ser puramente contracorrente com área de troca térmica infinita, chegando-se à situação de $T_{f,s} = T_{q,e}$. Por esse motivo, o valor máximo da carga térmica deve ser limitado pela mínima capacidade calorífica, logo:

$$q_{\max} = (\dot{m} * C_p)_{\min} * (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad [\text{W}] \quad (20)$$

Onde a capacidade calorífica do fluido é definida pela multiplicação do fluxo de massa pelo calor específico do fluido. Gut e Pinto (2003)¹¹ destacam que a eficiência definida pela Equação 19 é uma grandeza importante para avaliar o desempenho do PHE.

Tabela 1. Coleta de dados da bomba.

Item	Valor	Descrição
P _b	75 cv	Potência elétrica da bomba centrífuga
I	88 A	Corrente elétrica da bomba centrífuga
V	380 V	Tensão elétrica da bomba centrífuga
P _{et}	1 bar	Pressão manométrica na entrada da tubulação
D	6"	Diâmetro da tubulação (principal) de descarga da bomba.

Tabela 2. Coleta de dados do PHE da Prensa número 1.

Item	Valor	Descrição
L _{pac}	0,18 m	Comprimento das espessuras do conjunto de placas apertadas
L	0,64 m	Comprimento térmico efetivo da placa metálica.
w	0,257 m	Largura térmica efetiva da placa metálica.
N _p	40	Número de placas do PHE.
N _q	19	Número de canais por passe no fluido quente no PHE.
N _f	20	Número de canais por passe no fluido frio no PHE
p ¹	1	Número de passes do fluido quente no PHE.
p ²	1	Número de passes do fluido frio no PHE.
ε _p	0,0005 m	Espessura da placa metálica de inox.
k _p	17 W/mK	Condutibilidade térmica de uma placa inox, fornecido em Incropera e Dewit (2002) ¹²
R _{f,q}	0,00003 m ² .K/W	Coefficiente de resistência térmica de incrustação do óleo
R _{f,f}	0,000043 m ² .K/W	Coefficiente de resistência térmica de incrustação da água

3. Procedimento Metodológico

O ciclo de refrigeração do óleo da prensa hidráulica inicia na bomba centrífuga que succiona água do reservatório e descarrega na rede de água. Logo após a bomba, há um manômetro na tubulação que indica a pressão da água (Tabela 1).

O óleo utilizado é o Mobil ATF D/M com viscosidade a 40 °C de 35,3 cSt, índice de viscosidade de 183, ponto de fulgor 180 °C e o fluido frio para resfriá-lo é a água.

Foi instalado também um manômetro na tubulação de entrada de água em cada PHE. Verificou-se que as pressões de entrada da água nos oito PHEs se mantinham similares. Logo, como visto na seção 2.2 que a tubulação se divide igualmente entre as prensas, considera-se o fluxo de massa de água em cada trocador de calor, \dot{m}_p , como sendo a vazão na tubulação principal, \dot{m} , dividida pelo número de prensas.

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_r}{\text{N}^\circ \text{ Prensas}} \quad [\text{kg/s}] \quad (21)$$

Com a definição das equações a serem utilizadas de transferência de calor (seção 2.5), foi realizada uma coleta de dados do PHE da prensa número 1, mostrada na Tabela 2.

Os coeficientes de resistência térmica de incrustação foram determinados a partir de Marriott (1971)¹⁸, onde o autor apresenta uma tabela de valores recomendados.

Para determinar as propriedades físicas da água e do óleo que variam com a alternância de temperatura, como o calor específico, viscosidade dinâmica, densidade e condutibilidade térmica, é utilizada uma temperatura média T_m , encontrada através da média aritmética das temperaturas de entrada e saída dos fluidos, Equação 22. Com T_m , seleciona-se essas propriedades através de tabelas apresentadas por ExxonMobil (2013)¹⁹.

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2} \quad [^\circ\text{C}] \quad (22)$$

As temperaturas de entrada e saída da água, como as temperaturas de entrada e saída do óleo, são medidas através de um termômetro tipo pistola nas respectivas tubulações de entradas e saídas dos fluidos no PHE.

Considera-se o coeficiente de troca térmica global citado por Incropera e Dewit (2002)¹², Equação 5, como sendo o coeficiente global real do experimento, designando-o como U_{exp} . E considera-se o coeficiente global de troca térmica definido pelo circuito térmico das resistências, Equação 12, como sendo o coeficiente global estimado do PHE em questão, designando-o, agora, como U_{est} .

Para o cálculo do coeficiente convectivo do óleo e da água utiliza-se a mesma Equação 18, diferenciando-os como h_o e h_a , respectivamente. Colocando as propriedades do óleo na equação quando calcular o coeficiente convectivo do fluido quente, e colocando os dados da água quando calcular o do fluido frio. Da mesma forma, a Equação 17 é utilizada para calcular o fluxo mássico de água e óleo por canal, diferenciando-os pelos subscritos G_{co} para o óleo, e G_{ca} para a água.

Shah (1983)²⁰ cita que os PHEs são dimensionados para uma eficiência térmica de 60% por passe. Então, conclui-se que a real perda de eficiência térmica do PHE não será a subtração de 100% pela eficácia térmica, e sim:

$$\text{Perda} = 60\% - E \quad [\%] \quad (23)$$

Juntando todos esses dados coletados e essas considerações com as análises realizadas a seguir, consegue-se fazer um comparativo da eficiência do trocador de calor através da carga térmica trocada, da carga térmica máxima que pode ser trocada, do coeficiente real do experimento e do coeficiente global estimado.

4. Resultados e Análises

Para melhor análise e organização dos resultados obtidos e do aperfeiçoamento do sistema, os resultados são apresentados a seguir em três etapas. A primeira etapa consiste na análise do sistema de bombeamento de água e a melhoria de alguns parâmetros que estavam fora do padrão, para depois focar nos cálculos de eficiência do PHE e sugerir alterações (segunda etapa), deixando para o final a terceira etapa, que foi a análise em campo dos resultados obtidos na teoria.

4.1. Primeira etapa: análise e otimização do sistema de bombeamento de água

Com o gráfico da curva característica da bomba centrífuga utilizada, fornecido pelo fabricante, e com os dados medidos na seção anterior, inicia-se esta etapa. Este gráfico apresenta valores de vazão da água através da pressão na tubulação, e o rendimento do equipamento em cada ponto da curva. Assim é possível encontrar a vazão na tubulação principal, e conseqüentemente, a vazão na entrada de cada PHE.

A pressão indicada no manômetro na tubulação principal foi de 1 bar, pressão considerada muito baixa para uma motobomba com 75 cv de potência, logo, o gráfico da curva característica da bomba não admitia valores de vazão com pressões manométricas tão baixas, deslocando o rendimento da motobomba a zero. Constataram-se então quatro possíveis causas do problema: falta de água na sucção da bomba, baixa corrente elétrica do motor elétrico, falha intrínseca do equipamento ou incrustações na tubulação principal entre a bomba e o manômetro instalado.

Através de um multímetro foi medida a corrente elétrica da motobomba, 88 A. E mesmo interpolando o gráfico da curva característica da bomba para esta intensidade de corrente elétrica, ainda não admite valores de baixa pressão manométrica, como 1 bar. Com isso, mesmo a amperagem permanecendo menor que a nominal, esta não era a causa efetiva do problema.

Para eliminar as outras possibilidades de causas foi realizado um experimento de colocar outro manômetro no caracol da bomba centrífuga. Para depois fechar o registro após este segundo manômetro e descobrir alguma possível falha intrínseca na bomba.

Verificou-se uma pressão de 5 bar no manômetro no caracol da bomba (segundo manômetro instalado). Então, abriu-se o registro e o primeiro manômetro (manômetro na entrada da tubulação) continuava indicando uma pressão de 1 bar. Definiu-se, desta maneira, que o problema estava no pequeno comprimento de tubulação entre a motobomba e o primeiro manômetro, possivelmente em uma válvula

de retenção que existia neste trecho de tubulação com o propósito de evitar golpes de ariete.

Foi feito uma parada de produção na fábrica para abrir esta válvula de retenção, e verificou-se que a mesma estava quebrada, obstruindo a passagem de água e fornecendo ao sistema uma perda de carga de aproximadamente 4 bar.

Realizou-se uma manutenção da válvula e instantaneamente as indicações dos dois manômetros coincidiram, a pressão de chegada da água nos trocadores aumentou significativamente, e foi possível encontrar a vazão do sistema com o gráfico da curva da bomba. Os dados coletados desta nova condição de trabalho, que servirá como base para os cálculos, são apresentados na Tabela 3.

Como as pressões da água nas entradas de cada PHE se mantiveram similares, aproximadamente 2 bar, utiliza-se a Equação 22, dividindo o fluxo total de massa na tubulação principal por oito (Número de Prensas) e encontra-se o fluxo de massa do fluido frio em cada PHE, \dot{m}_p , igual a 1,6 kg/s.

Com as temperaturas de entrada e saída dos fluidos consegue-se encontrar a temperatura média do sistema pela Equação 22, e determinar as propriedades físicas dos fluidos, como mostra a Tabela 4.

4.2. Segunda etapa: cálculos do PHE.

Utilizando as equações descritas nas seções anteriores e os dados encontrados, é calculada a eficiência do PHE.

Tabela 3. Nova condição adquirida após a primeira etapa.

Item	Valor	Descrição
P_{et}	5 bar	Pressão do manômetro no início da tubulação principal.
$T_{q,s}$	49 °C	Temperatura de saída do fluido quente.
$T_{q,e}$	56 °C	Temperatura de entrada do fluido quente.
$T_{f,s}$	36 °C	Temperatura de saída do fluido frio.
$T_{f,e}$	30 °C	Temperatura de entrada do fluido frio.
\dot{m}_t	12,8 kg/s	Fluxo de massa total encontrado na curva pressão x vazão.
P_{atr}	2 bar	Pressão da água nos manômetros nas entradas de cada PHE.

Tabela 4. Propriedades físicas da água e do óleo.

Item	Valor	Descrição
C_{po}	1999 J/kg.K	Calor específico do óleo a $T_m = 52,5$.
C_{pa}	4179 J/kg.K	Calor específico da água a $T_m = 52,5$.
k_o	0,1326 W/m.K	Condutibilidade térmica do óleo a $T_m = 52,5$.
k_a	0,61 W/m.K	Condutibilidade térmica da água a $T_m = 52,5$.
μ_o	0,02 kg.s/m ²	Viscosidade do óleo a $T_m = 52,5$.
μ_a	0,0007 kg.s/m ²	Viscosidade da água a $T_m = 52,5$.

Tabela 5. Eficiência do PHE.

Eq.	Item	Valor	Descrição
3	q	40118,4 W	Carga térmica trocada pela água.
4	\dot{m}_q	3,9 kg/s	Fluxo de massa do fluido quente (óleo).
20	q_{max}	144426,2 W	Capacidade de carga térmica máxima de troca.
19	E	27,78 %	Eficiência do PHE.
23	Perda	32,22 %	Perda do PHE.

Analisando os dados na Tabela 5 nota-se uma perda de 32,22% que deve refletir diretamente no coeficiente global de troca térmica. Então, é calculado o coeficiente global de troca térmica real do experimento, U_{exp} , e o coeficiente global estimado, U_{est} para analisar suas diferenças (Tabela 6).

Nota-se que o coeficiente global estimado realmente ficou maior que o do experimento. Fazendo um comparativo entre a eficiência e os coeficientes globais, multiplica-se a perda, encontrada pela

Tabela 6. Dados da troca térmica.

Eq.	Item	Valor	Descrição
5	U_{exp}	439,12 W/m ² .K	Coefficiente global real do experimento.
6	ΔT_{lm}	12,49	Média Logarítmica de diferença de temperatura.
7	A_p	0,19 m ²	Área de troca térmica de uma placa metálica do PHE.
8	A_t	7,31 m ²	Área de troca térmica total do PHE.
9	b	0,004 m	Espessura média do canal.
10	A_{tran}	0,0010 m ²	Área transversal do canal do PHE.
11	D_e	0,0068 m	Diâmetro equivalente do canal.
17	G_{co}	195,23 kg/m ² .s	Fluxo mássico de óleo por canal.
17	G_{ca}	81,92 kg/m ² .s	Fluxo mássico de água por canal.
18	h_o	724,47 W/m ² .K	Coefficiente convectivo do óleo.
18	h_a	4835,89 W/m ² .K	Coefficiente convectivo da água.
12	U_{est}	591,88 W/m ² .K	Coefficiente global estimado.

Equação 23 na Tabela 5, pelo U_{exp} . E soma-se este resultado ao U_{exp} , e com isso, encontra-se o coeficiente real de troca do experimento corrigido, 580,6 W/m².K.

O valor do coeficiente corrigido fica muito próximo do coeficiente global estimado, 591,88 W/m².K, apenas 1,94% de diferença. Assim, pode-se afirmar que a configuração utilizada no PHE (passe único com sentido contracorrente) é aceitável, pois ela pode fornecer a máxima eficiência ao PHE. Neste caso, o U_{est} é o ideal.

Como visto na seção 2.4.4, mesmo considerando os coeficientes de incrustação recomendados por Marriott (1971)¹⁸, há uma grande diferença entre o U_{est} e o U_{exp} , provando a citação de Kreith e Bohn (2003)¹³ que diz que é muito difícil conseguir o rendimento de PHEs incrustados.

Esses fatos reforçam a possibilidade do PHE estar bastante incrustado, dificultando a sua troca térmica, e caso eliminar esta incrustação, a sua eficiência poderia chegar a 60%, valor considerado máximo por Shah (1983)²⁰. Logo, sugeriu-se a desmontagem do PHE para limpeza e verificação das condições das placas metálicas.

4.3. Análise em campo

Devido à sugestão citada da seção 4.2 foi realizada uma rápida parada de produção para a manutenção do PHE da prensa 1. Retirou-se o PHE em operação e colocou-se outro em substituição para manter a prensa operando. Foram desmontadas todas as placas metálicas do PHE retirado e verificado seu estado.

A primeira placa do PHE tem suas vedações bloqueando todas as entradas dos fluidos, ou seja, não há escoamento de nenhum fluido nela. Na Figura 5b, nota-se um depósito de incrustações, confirmando a sugestão proposta na seção 4.2.

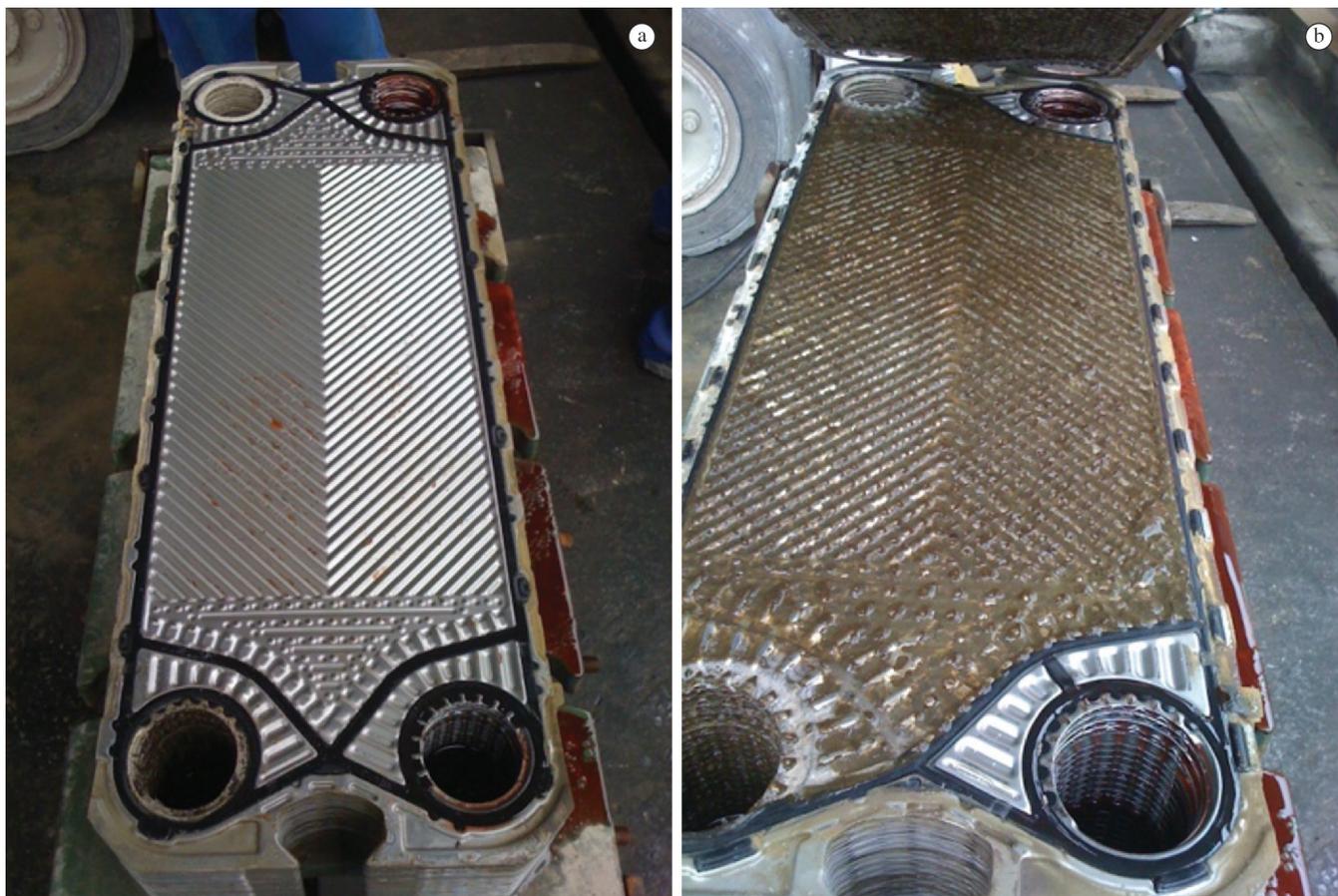


Figura 5. Desmontagem do PHE: (a) primeira placa e (b) placa que escoo o fluido frio.



Figura 6. Limpeza do PHE: (a) metade da placa limpa e a outra metade ainda suja e (b) placa depois da limpeza.

Foi realizada uma limpeza simples de cada placa do PHE com o auxílio de jato de água e esfregão de nylon. As placas que escoavam o fluido quente permaneceram em boas condições (Figura 6).

Como a causa dessas incrustações é a qualidade da água, considera-se que os outros PHEs estão trabalhando com estas mesmas formações de incrustações.

Uma vez que um tratamento efetivo na água não acontece de um dia para o outro, a frequência de limpeza dos PHEs deve ser aumentada imediatamente.

De acordo com o manual do fabricante²¹, para uma limpeza efetiva do PHE, deve-se: desmontar e limpar as placas metálicas e as gaxetas com óleo diesel para remover o óleo hidráulico e depois mergulhar em uma solução de ácido nítrico a 1% em temperatura de 45 °C por 12 horas. Deve-se enxaguar todas as peças antes da montagem final. Esse procedimento é específico para placas de aço inoxidável e gaxetas de nitrílica, como no caso em questão.

5. Conclusões

Com o desenvolvimento deste trabalho, chegaram-se às seguintes conclusões:

- O tratamento da água com produtos químicos de uma forma sistêmica é fundamental para otimizar o sistema de refrigeração. A água deve estar bem tratada para um melhor desempenho do PHE. Este trabalho sugere a determinação das características químicas da água, aliando com a identificação da composição mineralógica das incrustações, o que irá facilitar a elaboração de um programa de tratamento da água. Depois de conseguir uma água de maior qualidade para a troca térmica, a empresa entrará em um patamar na qual pode verificar a necessidade

de diminuir mais ainda a temperatura do óleo, pela aquisição de um novo PHE operando em série com o existente, pelo um aumento do número de placas do PHE atual (aumentando a área de troca térmica) ou pela instalação de outra bomba centrífuga para aumento da vazão. Em contrapartida, a diminuição exagerada da temperatura de trabalho do óleo pode causar outros tipos de falhas. Este é um tema para trabalhos futuros.

- A bomba centrífuga que succiona a água para descarregar na tubulação principal opera com uma corrente elétrica abaixo da nominal do equipamento. A instalação de um inversor de frequência no motor elétrico da bomba é uma sugestão de um trabalho futuro, que pode ser feito visando à economia elétrica e à sustentabilidade.
- Os PHEs estão na posição horizontal, o que aumenta a deposição de detritos, ocasionando uma considerável redução no desempenho dos mesmos e diminuindo a troca térmica. Por isso, este trabalho sugere a colocação deles na posição vertical.
- Foi realizada apenas uma limpeza simples com água e esponja nas placas metálicas e o resultado foi aparentemente satisfatório, pois a diferença entre uma placa suja e outra limpa por água, é bastante considerável. Porém, nota-se que ainda permanece um filme laminar na placa, formado pelo tempo de uso do PHE, o que pode interferir diretamente na sua performance. Uma limpeza química das placas, colocando-as em banho com soluções químicas específicas para o tipo de material em questão, eliminaria este problema.
- A determinação da perda de carga é muito difícil de ser obtida, pois elas dependem de muitos fatores. A perda de carga ainda é algo que é de conhecimento apenas dos fabricantes dos PHEs.

Muitos fabricantes fornecem para seus clientes apenas um número fixo para a perda de carga, o que contradiz com muitas literaturas que afirmam que a perda de carga irá depender muitos fatores como a vazão mássica que escoar pelas placas, dessa forma, a sua obtenção deveria ser por um gráfico e não um valor fixo.

- A determinação do fator de incrustação irá depender de muitas variáveis, por exemplo, das condições da água em questão, a qual possui diversos parâmetros. Muitos autores realizam experimentos em laboratório e elaboram tabelas fornecendo valores para cada tipo de fluido testado. Diferenciam água, de água salgada, de água tratada, entre outros. Porém, as condições de um tipo de água para cada região do mundo são bastante específicas e poucas mudanças nestes valores trazem uma grande diferença no resultado final, tornando esta determinação muito difícil de ser mensurada.

Agradecimentos

O autor agradece à Prof.^a Aline Resmini Melo (SATC) pela valorosa contribuição neste trabalho. Como também a toda equipe Cecrisa e, em especial, a Marco Antonio Giarola de Oliveira pela confiança repassada durante a realização deste.

Referências

1. ASSOCIAÇÃO NACIONAL DE FABRICAÇÃO CERÂMICA - ANFACER. **Informações técnicas**: mundo. Disponível em: <www.anfacer.com.br>. Acesso em: jun. 2013.
2. MODESTO, C. O.; MENEGALI, G. B. F. **Processo de fabricação**. Colégio Maximiliano Gaidzinski, 2001. 197 p. PMCid:PMC1088847
3. KINGERY, D. W. La transición de la cerámica desde del oficio artesanal a la industria basada em la ciencia. **Anais...** Qualicer, 1998. p. 3-17.
4. FELTRIN, J. **Cerâmica de revestimento e pavimento**. Tubarão, 2008. (Apostila da disciplina de Tecnologia Cerâmica do curso de Química Industrial da UNISUL).
5. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE CERÂMICA – ABCERAM. **Informações técnicas**: processos de fabricação. São Paulo. Disponível em: <<http://www.abceram.org.br/site/>>. Acesso em: jun. 2013.
6. TRANTER. **Plate heat exchanger of gasketed**. Disponível em: <<http://www.tranter.com.br>>. Acesso em: ago. 2013.
7. GUT, J. A. W.; PINTO, J. M. Conhecendo os trocadores de calor a placas. **Revista de Graduação de Engenharia Química**, v. 1, n. 11, p. 9-16, 2003.
8. LEULIET, J. C.; MAINGONNAT, J. F.; LALANDE, M. Etude de la perte de charge dans des échangeurs de chaleur à plaques traitant des produits non-Newtoniens **Revue Générale de Thermique**, v. 26, n. 308-309, p. 445-450, 1987.
9. ALMATHI. **Manutenção**. Disponível em: <www.almathi.com.br>. Acesso em: jul. 2013
10. HEWITT, G. F.; SHIRES, G. L.; BOTT, T. R. **Process heat transfer**. Boca Raton: CRC Press, 1994.
11. GUT, J. A. W.; PINTO, J. M. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**. São Paulo, 2003.
12. INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentals of heat and mass transfer**. 5th ed. 2002.
13. KREITH, F.; BOHN, M. S. **Princípios de transferência de calor**. 6. ed. 2003.
14. KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat exchangers**: selection, rating and thermal design. 2th ed. 2002.
15. SHAH, R. K.; FOCKE, W. W. **Heat transfer equipment designer**. Taylor & Francis, 1988.
16. SAUDERS, E. A. D. **Heat exchangers**: selection, design & construction. Harlow: Longman S.&T., 1998.
17. HOLMAN, J. P. **Heat Transfer**. 6. ed. 1986.
18. MARRIOTT, J. Where and how to use plate heat exchangers. **Chemical Engineering**, v. 78, n. 8, p. 127-134, 1971.
19. EXXONMOBIL. **Propriedades físicas do óleo Mobil ATF D/M e da água**. Disponível em: <www.exxonmobil.com/corporate>. Acesso em: ago. 2013.
20. SHAH, R. K. **Métodos de configuração de trocadores de calor**. Nova York, 1983. p. 40-60.
21. APV. **Manual do usuário**: intercambiadores de calor a placas. São Paulo, 1993.

Apêndice 1. Nomenclatura.

- A_p = área de troca térmica da placa do trocador [m^2]
 A_{tran} = área transversal do escoamento no canal, área da seção do canal [m^2]
 A_t = área de troca térmica total do trocador [m^2]
 b = espessura média do canal, distância média entre duas placas [m]
 C_p = calor específico a pressão constante [J/kg.K]
 C_{pa} = calor específico a pressão constante da água [J/kg.K]
 C_{po} = calor específico a pressão constante do óleo [J/kg.K]
 D_e = diâmetro equivalente [m]
 E = eficiência de troca térmica [%]
 G_c = fluxo mássico por canal [$kg/m^2.s$]
 G_{ca} = fluxo mássico por canal da água [$kg/m^2.s$]
 G_{co} = fluxo mássico por canal do óleo [$kg/m^2.s$]
 h = coeficiente convectivo de troca térmica [$W/m^2.K$]
 h_f = coeficiente convectivo de troca térmica da parte fria [$W/m^2.K$]
 h_q = coeficiente convectivo de troca térmica da parte quente [$W/m^2.K$]
 I = corrente elétrica [A]
 k = condutibilidade térmica [$W/m.K$]
 k_p = condutibilidade térmica da placa [$W/m.K$]
 L = comprimento da placa medido entre as bases dos orifícios [m]
 L_{pac} = comprimento do pacote de placas prensado [m]
 \dot{m} = fluxo de massa de um fluido [kg/s]
 \dot{m}_f = fluxo de massa do fluido frio [kg/s]
 \dot{m}_q = fluxo de massa do fluido quente [kg/s]
 \dot{m}_t = fluxo de massa do fluido frio total na rede principal [kg/s]
 N = número de canais por passe, número de passagens [adimensional]
 N_q = número de canais por passe, número de passagens do fluido quente [adimensional]
 N_f = número de canais por passe, número de passagens do fluido frio [adimensional]
 N_c = número de canais [adimensional]
 N_p = número de placas [adimensional]
 Nu = número de Nusselt [adimensional]
 p^1 = número de passes do lado um do trocador (quente) [adimensional]
 p^2 = número de passes do lado dois do trocador (frio) [adimensional]
 P_b = potência elétrica da bomba centrífuga [cv]
 P_e = pressão manométrica na entrada da tubulação principal [Bar]
 P_{et} = pressão da água na entrada do trocador de calor [Bar]
 Pr_{atr} = número de Prandtl [adimensional]
 q = taxa de calor trocado [W]
 Re = número de Reynolds [adimensional]
 $R_{f,f}$ = fator de incrustação do lado frio [$m^2.K/W$]
 $R_{f,q}$ = fator de incrustação do lado quente [$m^2.K/W$]
 $T_{f,e}$ = temperatura do fluido frio de entrada [K]
 $T_{f,s}$ = temperatura do fluido frio de saída [K]
 T_m = temperatura média [K]
 $T_{q,e}$ = temperatura do fluido quente de entrada [K]
 $T_{q,s}$ = temperatura do fluido quente de saída [K]
 U = coeficiente global de troca térmica [$W/m^2.K$]
 U_{est} = coeficiente global de troca térmica estimado [$W/m^2.K$]
 U_{exp} = coeficiente global de troca térmica do experimento [$W/m^2.K$]
 V = Tensão elétrica [V]
 w = largura de troca térmica da placa metálica [m]
 ϵ_p = espessura da placa metálica [m]
 μ = viscosidade [Pa.s]
 ρ = densidade [kg/m^3]
 ϕ = fator de alargamento da área da placa [adimensional]
 ΔT_{lm} = média logarítmica de diferença de temperatura [K]