

MELHORIA NA ESTABILIDADE TÉRMICA DA EMULSÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DO LAMINADOR DE TIRAS A FRIO # 3 DA CSN ¹

*Gerson Alves Inácio²
Sérgio D. Marinho Junior³
Gustavo Ramos Monsorens⁴*

Resumo

Este trabalho apresenta uma melhoria no controle de temperatura e na estabilidade da emulsão no processo de refrigeração da 5ª Cadeira do Laminador de Tiras à Frio nº3 da CSN, através da utilização de uma metodologia de avaliação de desempenho de trocadores de calor e de projeto, para que a emulsão se mantivesse na sua temperatura ideal de trabalho. Os resultados encontrados pelos cálculos que são apresentados mostraram-se coerentes com os resultados reais verificados na implantação do novo trocador de calor no Sistema de Refrigeração da 5ª Cadeira, mostrando os pontos positivos, não só pela eficiência, onde conseguimos uma melhor estabilidade operacional e do processo, além de melhorias na qualidade superficial e aplainamento da tira.

Palavras-chave: Laminação a frio; Estabilidade térmica; Refrigeração; Trocador de calor.

IMPROVEMENT IN THE THERMAL STABILITY OF THE COOLING SYSTEM OF COLD STRIP MILL#3 - CSN

Abstract

This work presents an improvement in the temperature control and in the stability of the emulsion in the cooling process of the 5th Stand of the Cold Strip Mill nº3 of CSN, through the use of an evaluation methodology of acting of heat exchangers and of design, so that the emulsion stayed in her ideal work temperature, besides an evaluation in the economical matter and of maintenance. The results found by the calculations that are presented were shown coherent with the real results verified in the implantation of the new heat exchanger in the System of Cooling of the 5th Stand, showing the positive points, not only for the efficiency, where we got a better operational stability and of the process, besides improvements surface quality and flattening.

Key words: Cold strip mill; Cooling system; Exchange cooling

¹ *Contribuição técnica a ser apresentada no XXXXIII Seminário de Laminação – Processos e Produtos Laminados e Revestidos, ABM, Curitiba – PR, 17 a 20 de Outubro de 2006.*

² *Engº Mecânico, Engº Especialista da Gerência de Redução a Frio da COMPANHIA SIDERÚRGICA NACIONAL (CSN) – Volta Redonda, RJ - Brasil*

³ *Engº Metalurgista – Engº de Operação da Gerência de Redução a Frio da COMPANHIA SIDERÚRGICA NACIONAL (CSN) – Volta Redonda, RJ - Brasil*

⁴ *Engº Mecânico – Engº Manutenção Mecânica - da Gerência de Redução a Frio da COMPANHIA SIDERÚRGICA NACIONAL (CSN) – Volta Redonda, RJ - Brasil*

1 OBJETIVO

O principal objetivo deste trabalho é melhorar o controle térmico da emulsão no sistema de refrigeração do LTF#3 na CSN, visando a estabilidade do processo e melhoria da qualidade superficial da tira.

2 INTRODUÇÃO

O Laminador de Tiras à Frio N° 3 é um laminador tandem de 05 (cinco) cadeiras e utiliza no processo de Refrigeração 05 (cinco) sistemas para recirculação da solução, são eles: A, B, C, D e Detergente. Estes sistemas são responsáveis pela refrigeração e lubrificação dos cilindros de trabalho do laminador, conforme Figura 1. Nesses sistemas existem equipamentos onde se realizam todos os ajustes necessários para obtermos a melhor qualidade da emulsão de processo.

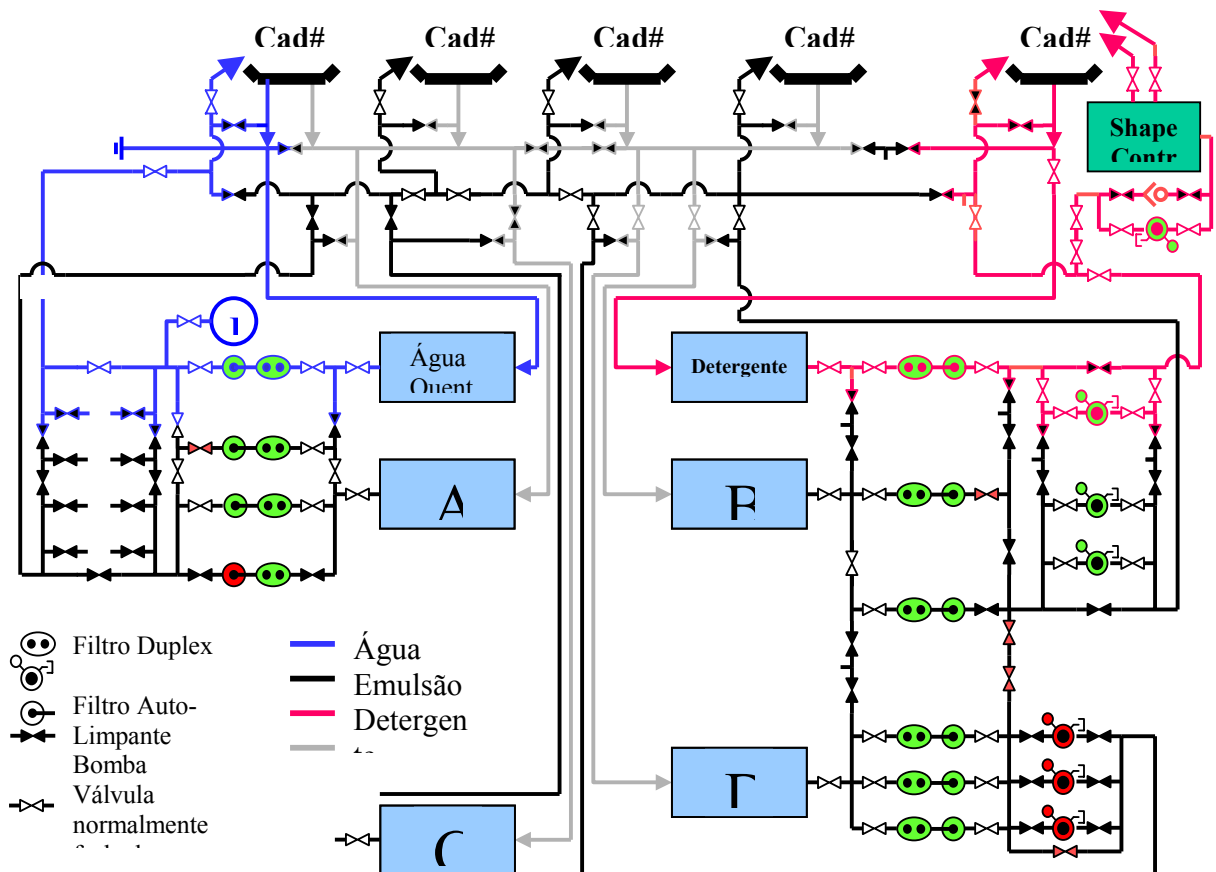


Figura 1. Sistema de refrigeração e lubrificação do LTF#3

Uma das principais variáveis do processo de laminação a frio é a qualidade da emulsão utilizada no sistema de refrigeração e lubrificação do laminador de tiras a frio. Para garantir a máxima eficiência do sistema de refrigeração e lubrificação, a emulsão deve estar dentro de uma faixa controlada de temperatura, que varia para cada fabricante.

Geralmente, a emulsão empregada no processo é formada por uma solução homogênea de óleo e água. A sua concentração depende do tipo de material que será processado, sistema de refrigeração, tipo de laminador e sistema de limpeza.

Em um laminador de 05 (cinco) cadeiras em regime, a temperatura da tira aumenta em degraus a cada cadeira na mordida e decresce exponencialmente entre cadeiras, como ilustrado na **Figura 2**. Um aumento exponencial da temperatura ocorre onde a temperatura da refrigeração é maior que da tira. A temperatura de entrada para a segunda e sucessivas cadeiras pode ser computadas pelas condições de laminação da cadeira precedente, levando-se em conta que o limite de elasticidade compressivo aumenta nas sucessivas cadeiras por causa dos efeitos de encruamento das reduções precedentes ^[6].

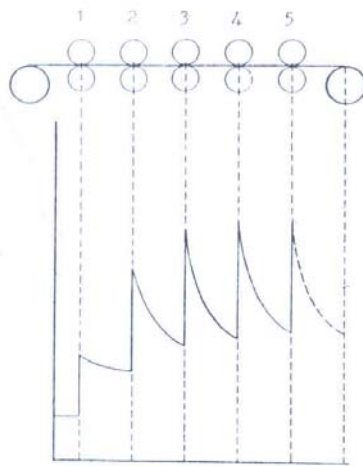


Figura 2. Perfil térmico da tira num laminador de 5 cadeiras

A temperatura da refrigeração tem um efeito direto sobre a temperatura da tira. No estágio final de laminação, uma mudança na temperatura da refrigeração resultará em uma mudança aproximadamente idêntica na temperatura da tira e a estabilidade da solução de laminação e as características do plate-out do óleo pode ser adversamente afetado pela temperatura do óleo.

Portanto, partiu-se para um estudo para melhorarmos as condições de controle de temperatura na 5ª cadeira, considerada uma cadeira de acabamento e onde teremos uma temperatura mais elevada, visando manter a temperatura do óleo estável, dentro de uma faixa pré- estabelecida pelo fabricante, visando conseguir otimizar a capacidade de detergência, lubrificidade e garantir uma resposta mais rápida do sistema de controle de aplainamento da tira através de coroamento térmico.

3 CONTROLE DE TEMPERATURA NA 5ª CADEIRA

Geralmente, a redução na 5ª cadeira é muito baixa (3% a 5%) deixando de ter papel fundamental na redução da espessura e passa a ser a principal responsável, entre outras coisas, em imprimir a rugosidade final na tira requerida pelo próximo equipamento, eliminar o excesso de resíduos existentes na superfície da tira e conseguir um aplainamento adequado à tira, mas para que essas características sejam atendidas, uma das principais variáveis de controle é a temperatura da emulsão no tanque da 5ª cadeira.

No projeto original de implantação do laminador foi instalado um trocador de calor de casco e tubos (TCCT) no Sistema Detergente, porém, aconteceram algumas alterações no processo, tais como: o tipo e características de óleo empregado, que era óleo de palma e passou a ser um óleo sintético; concentração e objetivo da aplicação. Nestas alterações ocorridas ao longo dos anos não foi alterado o tipo de trocador empregado e com isso perdeu-se na sua eficiência, não conseguindo reduzir a temperatura necessária da emulsão (46°C), conseguindo o mínimo de 52 °C, necessitando a geração de descartes constantes de emulsão para equalização da temperatura, gerando aumento de consumo de óleo.

Realizando uma análise, apresentada no próximo item, verificamos uma forma de realizarmos a troca térmica com mais eficiência. Elaboramos um estudo comparativo entre o trocador de calor tipo casco e tubos (TCCT) e do trocador de calor tipo placas (TCP), a fim de verificar o trocador existente com relação a uma outra tecnologia, muito utilizada em outras laminações atuais, verificando o que seria mais conveniente: manter o existente ou trocar a tecnologia.

4 ANÁLISE DO TROCADOR DE CALOR

4.1 Introdução

Os trocadores de calor são equipamentos utilizados para transferir calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas, podendo ser instalados em qualquer sistema em que se queira um resfriamento ou aquecimento de um fluido. Dentre os tipos mais comuns, se destacam, trocadores de calor de casco e tubos – ver Figura 3 e trocadores tipo placas – ver Figura 4.

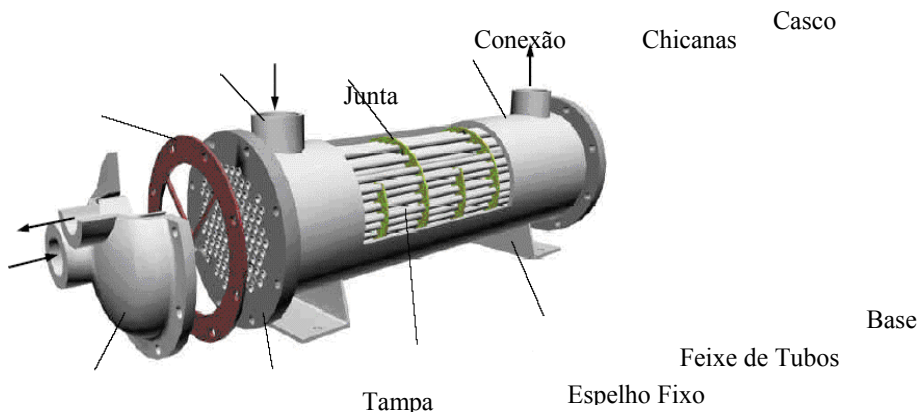


Figura 3.

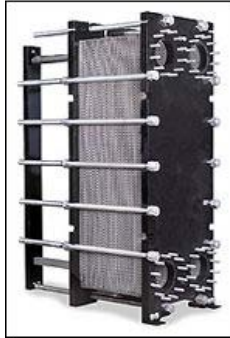


Figura 4. Trocador de placas

4.2 Metodologia de Avaliação do Desempenho de um Trocador de Calor

Basicamente, quando se faz uma avaliação de um trocador de calor, faz-se um balanço de energia. Para que essa avaliação seja feita da melhor forma possível, necessita-se de dados sobre os trocadores de calor, como a área efetiva de troca térmica e alguns dados que são particulares a cada tipo de trocador, mas são cruciais na avaliação do desempenho. Do lado do processo associado ao trocador, deve-se ter medidas confiáveis das temperaturas, pressões e vazões, das diversas correntes. Também há necessidade de se conhecer as propriedades termodinâmicas nas condições de operação tais como a capacidade calorífica ou as entalpias, a condutividade térmica, densidade e etc.

Os fatores que levam a uma perda de desempenho podem ser de processo, por exemplo a elevação inesperada de contaminantes que possam sujar ou corroer os trocadores, ou então a queda gradativa da qualidade da água de resfriamento, levando ao aumento da velocidade de deposição, aumento da corrosividade, etc.

4.3 Análise do Trocador de Calor Casco e Tubos

O trocador instalado no Sistema Detergente é um trocador de calor do tipo casco e tubos, de feixe tubular removível e foi projetado para as condições mostradas nas **Tabela 1**, sendo necessárias para a demonstração dos cálculos realizados a seguir.

Tabela 1. Dados do Projeto do Trocador Casco e Tubos do Sistema Detergente

Dados do Projeto	Casco	Tubos
Fluído em Circulação	Água	Emulsão de Óleo 5%
Temperatura de Entrada (°C)	31	52
Temperatura de Saída (°C)	36	46
Temperatura de Projeto (°C)	80	80
Pressão de Projeto (kg/cm ²)	7	7
Pressão de Trabalho (kg/cm ²)	6,33	6
Pressão de Teste (kg/cm ²)	10,5	10,5
Vazão (Kg/h)	540000	450000
Perda de Carga Admissível (mca)	1	1,5
Número de Passes	1	2

4. 3.1 Cálculo do coeficiente transferência de calor teórico ($U_{\text{teórico}}$)

O cálculo do $U_{\text{teórico}}$ é usado para definir qual o maior U possível para o trocador, como o U é o inverso do somatório das resistências, quanto maior o U , menor o somatório das resistências, e vice-versa. Todos os coeficientes serão calculados por unidade de área, antes do cálculo definitivo do $U_{\text{teórico}}$, é necessário a determinação dos coeficientes de convecção interno e externo.

Com base na Referência [2], onde apresenta um equacionamento baseado nas correlações dos dados experimentais obtidos por Hilpert para gases, e por Knudsen e Katz para líquidos, tem-se para o escoamento interno aos tubos:

$$h \cdot d / k = c \cdot \text{Re}^n \cdot \text{Pr}^{1/3}$$

onde, $c = 0,683$ e $n = 0,466$ para escoamento com $40 < \text{Re} < 4000$, e $k = 0,644 \text{ W/m}^2$ e $\text{Pr} = 3,64$ para uma temperatura média de $48,89 \text{ }^\circ\text{C}$. $\Rightarrow h_i = 2336,8 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Para o cálculo do h_e (coeficiente de convecção externo) será utilizada a equação fornecida pela referência [3], para cálculos do coeficiente para escoamentos na carcaça do trocador de calor casco e tubos (TCCT).

$$\frac{h_e \cdot D_e}{k} = 0,36 \left(\frac{D_e \cdot G_s}{\mu} \right)^{0,55} \left(\frac{c \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

onde, $G_s =$ Vazão mássica, $D_e =$ Diâmetro equivalente, $\mu =$ Viscosidade, $\mu_w =$ Viscosidade na parede. Será considerado que $\mu = \mu_w$ para o cálculo.

Torna-se necessário determinar o passo tubular (P_t) para determinação do diâmetro equivalente D_e . Para descobrir P_t é necessário obter o valor da área dada por ele, ou seja, $P_t \times P_t$, que é formada por grupamentos de 4 em 4 tubos, que pode ser entendida pela **Figura 5**, então: $n / 4 = 199$ grupamentos de tubos. O diâmetro equivalente assim pode ser determinado abaixo:

$$D_e = \frac{4 \cdot (P_t^2 - \pi \cdot d_0^2 / 4)}{\pi \cdot d_0} = 0,0444 \text{ m}$$

então, retornando à fórmula do coeficiente de convecção: $h_e = 1283,6 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
o $U_{\text{teórico}}$ por unidade de área fica: $U_{\text{teórico}} = 810,5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

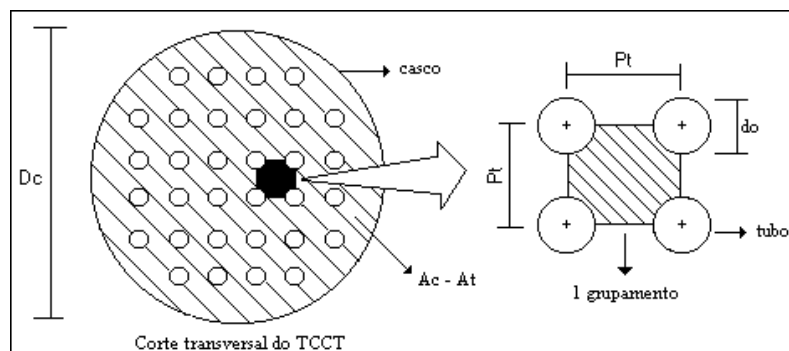


Figura 5. Área para o cálculo do diâmetro equivalente

4. 3.2 Cálculo dos coeficientes globais para as situações atuais

Para o cálculo da área efetiva de troca térmica:

$$A_e = N \cdot n \cdot \pi \cdot d_e \cdot L \quad \text{e} \quad A_i = N \cdot n \cdot \pi \cdot d_i \cdot L$$

sendo, A_e : área externa, A_i : área interna, N : número de passes, n : N° . de tubos, d :

Diâmetro dos tubos, L: Comprimento dos tubos. Como é um trocador de dois passes:

$$A_i = 265 \text{ m}^2 \text{ e } A_e = 318 \text{ m}^2$$

4. 3.2.1 Cálculo para as condições de projeto

As Temperaturas de Projeto são mostradas na **Tabela 3**.

Tabela 3. Temperaturas de Projeto

	água	emulsão
TE (°C)	31	52
TS (°C)	35	46

onde, TE: temperatura de entrada do fluido, TS: temperatura de saída do fluido

$$\therefore \Delta T_m = 14,82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para a obtenção do fator de correção - ver Gráfico 01, é necessário a determinação de dois parâmetros P e R que são descritos abaixo:

$$P = t_2 - t_1 / T_1 - t_1 = 0,28 \text{ e } R = T_1 - T_2 / t_2 - t_1 = 0,24$$

Observando pelo Gráfico da Figura 6 o fator de correção $F=1$

Sabendo-se que as vazões da água e da emulsão são respectivamente 150 kg/s e 125 kg/s, então, o fluxo de calor através do trocador de calor casco e tubos, nas condições de projeto é

$$\therefore q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \Rightarrow q = 3,13 \cdot 10^6 \text{ W}$$

para o cálculo do coeficiente global $\therefore q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_m$

$$\Rightarrow U_e = (q) / A_e \cdot F \cdot \Delta T_m = 664,15 \text{ W/ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

O coeficiente global de transferência de calor encontrado acima é o coeficiente para o trocador limpo.

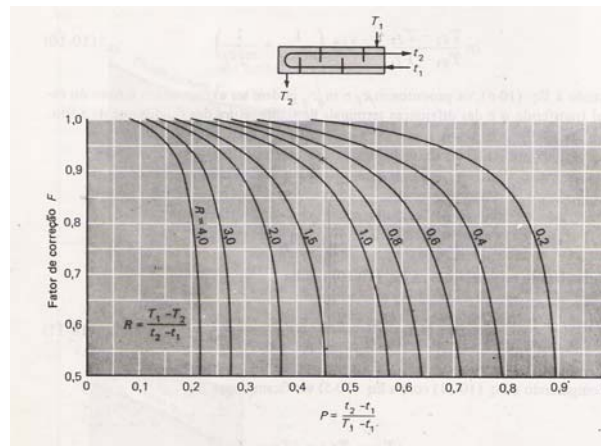


Figura 6.

Para a temperatura nas condições reais temos os cálculos a seguir:

$$q = m_f \cdot c_p \cdot \Delta T_f = m_q \cdot c_p \cdot \Delta T_q \Rightarrow T_{fs} = 34,33 \text{ } ^\circ\text{C},$$

Com a mesma fórmula acima, o fluxo de calor pode ser determinado, dando $q = 2,084 \cdot 10^6 \text{ W}$ $\therefore \Delta T_m = (21 - 13,7) / \ln(21/13,7) = 17,09 \text{ } ^\circ\text{C}$,

calculando os parâmetros P e R, chega-se à $P = 0,19$ e $R = 0,83$, dando um fator de correção $F=1$, assim o coeficiente global de transferência de calor atualmente é

$$U_e = A_e \cdot F \cdot \Delta T_m / (q) = 383,5 \text{ W/ m}^2 \cdot \text{°C}$$

Nas condições atuais o trocador de calor não está conforme o projeto, indicando que o mesmo necessita de manutenção para trabalhar eficazmente. Observando, o que se nota é um fluxo de calor menor e conseqüentemente um U menor, ou seja, a resistência à passagem de calor aumentou.

4.4 Análise do Trocador de Calor a Placas (TCP)

Supondo que, cada placa tenha 1,7 x 0,7 m, o que daria uma área de 1,33 m², dessa área tem que ser descontadas as áreas não aproveitadas, e a principal delas é a área de entrada e saída da tubulação, será considerado um aproveitamento de 70% da área inicial. Dando assim uma área efetiva (A_{ef}) de:

$$A_{ef} = 0,7 \times 1,19 = 0,83 \text{ m}^2$$

4.4.1 Cálculo do coeficiente global de transferência de Calor no TCP

Para comparação com o TCCT será calculado U por unidade de área, sendo o inverso do fluxo de calor numa placa plana, como foi mostrado anteriormente.

Para o cálculo U, deve-se primeiro calcular os coeficientes de convecção da água e da emulsão. O que será feito a seguir.

Para o cálculo do h, iniciou-se a partir da equação para o número de Nusselt .

$$Nu = h \cdot D_h / k$$

Usando-se a equação desenvolvida por Holger (1992) e citada na referência [5], para TCPs com placas tipo H, “espinha-de-peixe”, configuração adotada neste trabalho para efeito de cálculo por ser um dos tipos de placas mais simples e mais comercializadas que se tem no mercado, para isso tem-se: $Nu_{\text{água}} = 0,274 \cdot Re^{0,69} \cdot Pr^{0,4}$

Usando-se $Pr = 5,12$ (para uma temperatura média de 32,22 °C), é obtido

$$Nu_{\text{água}} = h \cdot D_h / k = 449$$

Considerando o k da água, $k = 0,623 \text{ W/ m}^2 \cdot \text{°C}$, encontra-se assim:

$$\Rightarrow h_{\text{água}} = Nu \cdot k / D_h = 46624 \text{ W/ m}^2 \cdot \text{°C}$$

Usando um Prandtl igual a 3,64 para a emulsão (temperatura média de 48,89 °C) e usando a mesma relação usada para o cálculo da água.

$$Nu_{\text{emulsão}} = 345,4$$

Considerando o k da emulsão, $k = 0,644 \text{ W/ m}^2 \cdot \text{°C}$.

$$\Rightarrow h_{\text{emulsão}} = Nu \cdot k / D_h = 37073 \text{ W/ m}^2 \cdot \text{°C}$$

Após sabermos os valores dos coeficientes de convecção, podemos determinar o valor do coeficiente global de transferência de calor, para depois calcularmos o fluxo de calor.

$$U = 11309 \text{ W/ m}^2 \cdot \text{°C}$$

Como o fluxo de calor é expresso pela fórmula, $q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_m$.

Sabendo-se que o fluxo $q = 4,695 \text{ MW}$ para o resfriamento requerido ($\Delta T_m = 14,18 \text{ °C}$), assim a área pode ser determinada. : $A \cdot F = 29,28 \text{ m}^2$

Com isso é preciso determinar o valor de F, que é o fator de correção do ΔT_m , porém antes se faz necessário o cálculo de NUT (número de unidades de transferência), para obter o F pelo Gráfico da Figura 7. $NUT = U \cdot A / C_{\min} = 0,634$.

Observando pelo Gráfico da Figura 7 ($\Delta T_m \times NUT$), nota-se que $F=1$, pois a relação de passes no TCP baseado é 1/1, agora a área de troca térmica pode ser determinada.

$$\therefore q = U.A.F.\Delta T_m \Rightarrow A = 29,28 \text{ m}^2$$

Portanto o número de placas necessárias para efetuar a troca térmica requerida são 36, obtido após a divisão pela área de cada placa.

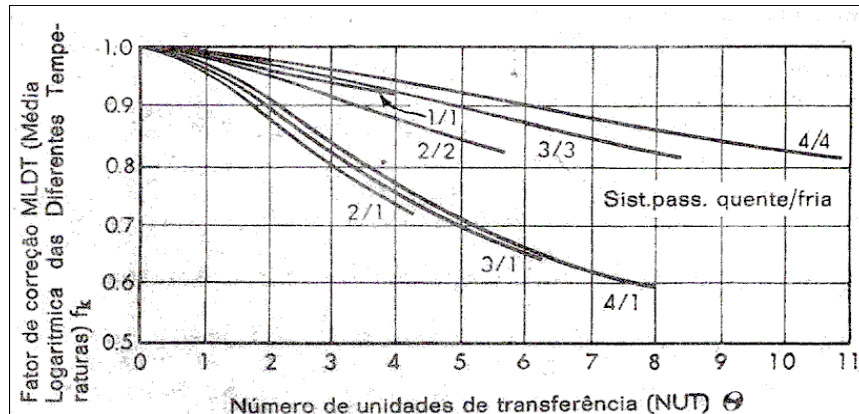


Figura 7. Fator de correção do ΔT_m para TCP

4.5 Avaliação da Perda de Carga

O cálculo da perda de carga foi feito com o intuito de saber se seria necessária a substituição da bomba do sistema de emulsão para o caso do trocador de calor a placas. Para isso foi preciso ter em mãos o gráfico da bomba (vazão pela altura manométrica), e depois traçar a curva da tubulação que é obtida achando-se perda de carga variando a vazão do óleo assim quando foram traçadas as duas curvas e sobrepondo-as, foi possível ver o ponto de interseção, esse foi o ponto de operação da bomba.

No gráfico da Figura 8, estão os dados obtidos através dos cálculos de perda de carga, onde a curva da bomba decresce conforme a vazão aumenta, pelo fato de, quanto maior a altura manométrica, menor a vazão que bomba pode dar ao fluido. No caso da curva da tubulação com TCCT acontece de outra forma, quanto maior a vazão imposta maior também será a perda de energia proporcionada pela mesma, idem ao TCP.

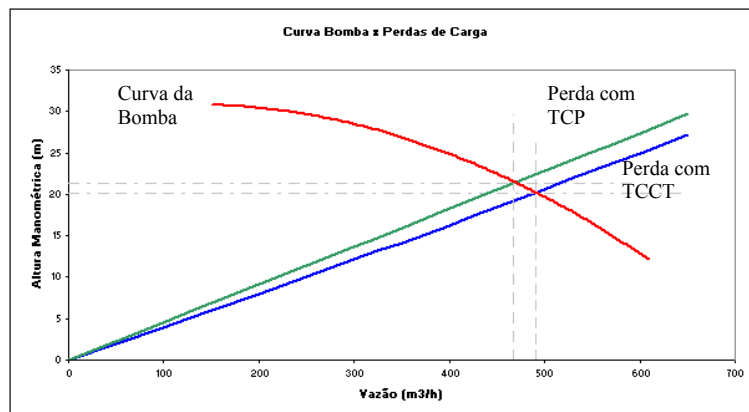


Figura 8. Curva da bomba x Curvas de Perdas de Carga

Nesse caso a perda de carga é um pouco maior comparativamente com o (TCCT), não o suficiente para implicar na troca da bomba, como verifica-se pelo Gráfico da Figura 8. Os pontos de interseção para o TCCT e o TCP, com a curva da bomba que são respectivamente, (490; 20,15) e (467; 21,35) plotados no Gráfico 03, pode verificar que não é uma diferença tão significativa.

5 CONCLUSÕES

Resultados operacionais alcançados

5.1.1 Limpeza superficial da tira

No gráfico da Figura 9 temos as características laboratoriais do óleo utilizado no LTF#3 em relação ao plate-out da tira e estabilidade da emulsão.

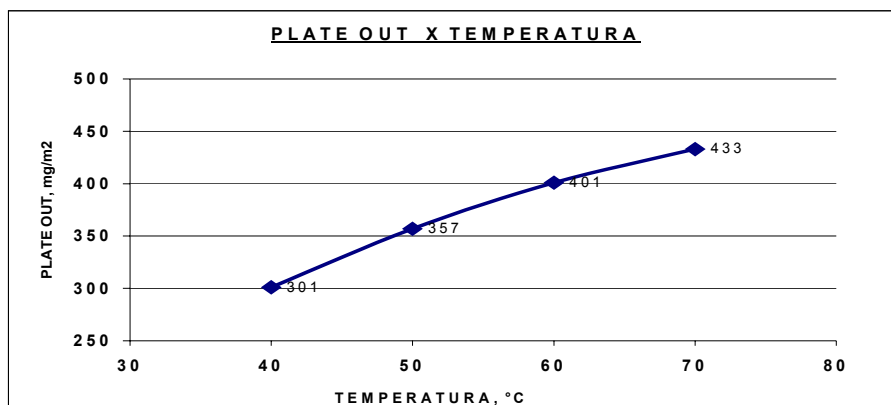


Figura 9. Plate-out X Temperatura

O trocador de calor do tanque da 5ª cadeira entrou em operação no mês de março / 2005. Desde então verificamos uma redução no valor do plate-out, conforme mostramos no gráfico da Figura 10.

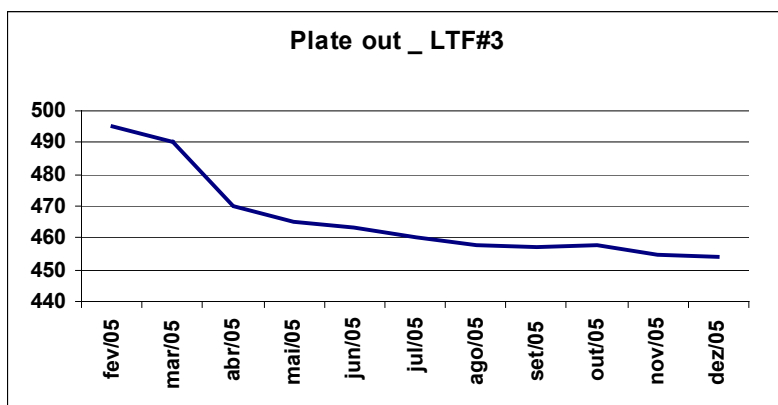


Figura 10. Plate out na saída do LTF#3

5.1.2 Aplainamento da tira

Além de ser uma variável importante para o cliente final o aplainamento adequado da tira é fundamental para garantir a utilização das linhas contínuas evitando que a tira fique instável na linha e toque a borda em colunas e sensores. O que pode causar arrebitamentos ou paradas de linha.

Se o sistema percebe que a curva de aplainamento está se desviando da meta, ele abre ou fecha os bicos de refrigeração do cilindro, controlando sua coroa térmica. E por isso é importante a temperatura da emulsão. Quanto menor for sua temperatura, maior será seu gradiente e mais rápido o cilindro responderá aos comandos do sistema.

Para mensurar o aplainamento dividimos os valores em 3 faixas, que vamos chamar de Q1, Q2, Q3. Sendo que Q1 tem até 10 unidades I, Q2 tem até 15 unidades I e Q3 tem mais que 15 unidades I.

O gráfico da Figura 11 apresenta os valores encontrados em 2005.

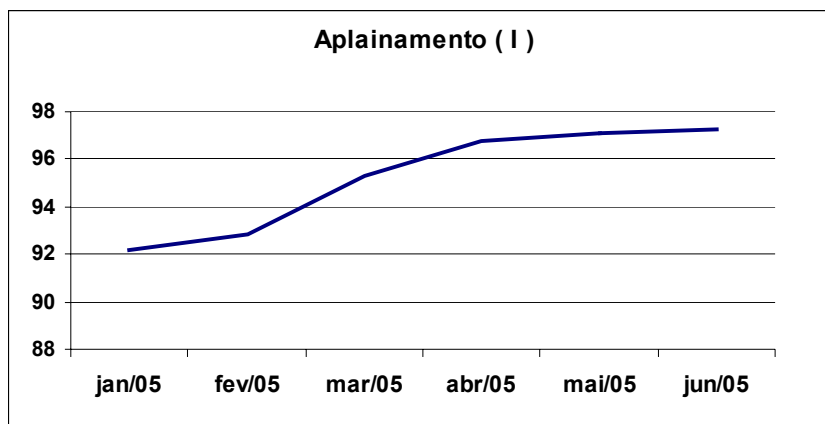


Figura 11. Aplainamento na saída da 5° cadeira

5.2 Comparação entre o TCCT e o TCP

Na **Tabela 4**, estão os dados obtidos nas análises anteriores para o TCCT e para TCP submetidos às condições de verão. Através da **Tabela 4**, pode-se ver que o U do TCP é bem maior do que o U do TCCT e com isso, a sua área efetiva de troca térmica é bem menor. Outro importante parâmetro a ser notado é a perda de carga, a perda no TCP é cerca de 11,4 % maior do que no TCCT.

O trocador de calor a placas (TCP) é limitado quanto à temperatura e a pressão, mas isso não é problema no caso do Sistema Detergente, o TCP não opera bem com fluidos muito viscosos, devido a sua perda de carga ser expressiva., mas para o fluido da emulsão em questão não foi crítico

Os resultados mostraram que o trocador de calor a placas é mais eficiente, gerando a possibilidade de troca da tecnologia sem realizar alterações significativas e investimento elevado por ter um custo menor (40%) do que o TCCT, com a mesma vazão disponível de água e mesmo sistema de existente de recirculação.

Tabela 4. Dados de Projeto do TCP e do TCCT

Dados no Verão	Lado Frio	Lado Quente
Fluído em Circulação	Água	Emulsão
Temperatura de Entrada (°C)	31	55
Temperatura de Saída (°C)		46
Vazão (m ³ /h)	540	450
Trocadores de calor	Casco e Tubos	Placas
Área de Troca Térmica (m ²)	425	29,28
Perda de Carga (mca)	18,447 (p/ 450 m ³ /h)	20,547 (p/ 450 m ³ /h)
U (W/m ²)	1041	11309

BIBLIOGRAFIA

- 1 Leal, Alexandre Fernando. Curso de Economia de Energia na Indústria. Instituto Brasileiro de Petróleo. Rio de Janeiro, 1988.
- 2 Holman, Jack Philip. Transferência de Calor. McGraw-Hill do Brasil. São Paulo, 1983.
- 3 Kern, Donald Q. Processos de Transmissão de Calor. Guanabara Dois. Rio de Janeiro, 1980.
- 4 Marriott, Jan, Alfa-Laval AB, Onde e como empregar trocadores de calor a placas. Chemical Engineering. New York, 1971.
- 5 Castillo Martinez, Luis Carlos. Determinação Experimental dos Coeficientes de Transporte da Pasta de Gelo em Trocadores de Calor a Placas. PUC – Departamento de Engenharia Mecânica. Rio de Janeiro, 2005.
- 6 Roberts, William L.. Cold Rolling of Steel. Marcel Dekker. New York, 1978.
- 7 Incropera, Frank P., DeWitt, David P.. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. LTC, Rio de Janeiro, 1998.