

5º CONGRESSO BRASILEIRO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO EM PETRÓLEO E GÁS



TÍTULO DO TRABALHO:

SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DAS PARADAS PARA LIMPEZA DE TROCADORES DE CALOR CRÍTICOS DE UMA PLANTA INDUSTRIAL

AUTORES:

Joana L Borges¹, Viviane B. G. Tavares², André L. H. Costa², Eduardo M. Queiroz¹, Fernando L. P. Pessoa¹, Fábio S. Liporace³, Sérgio G. Oliveira³.

INSTITUIÇÃO:

1 Universidade Federal do Rio de Janeiro - UFRJ, Escola de Química – Departamento de Engenharia Química, Av. Horácio Macedo, 2030, CT, Bl. E, Cidade Universitária, 21941-909, Rio de Janeiro - RJ, Brasil

2 Universidade do Estado do Rio de Janeiro - UERJ, Instituto de Química – Departamento de Operações e Projetos, Rua São Francisco Xavier, 524, Maracanã, 20550-900, Rio de Janeiro - RJ, Brasil

3 PETROBRAS/CENPES/PDEDS/Gás Natural/Célula de Otimização, Avenida Horácio Macedo, 950, Cidade Universitária, CEP 21941-915, Rio de Janeiro - RJ, Brasil

Este Trabalho foi preparado para apresentação no 5º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás- 5º PDPETRO, realizado pela Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás-ABPG, no período de 15 a 22 de outubro de 2009, em Fortaleza-CE. Esse Trabalho foi selecionado pelo Comitê Científico do evento para apresentação, seguindo as informações contidas no documento submetido pelo(s) autor(es). O conteúdo do Trabalho, como apresentado, não foi revisado pela ABPG. Os organizadores não irão traduzir ou corrigir os textos recebidos. O material conforme, apresentado, não necessariamente reflete as opiniões da Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás. O(s) autor(es) tem conhecimento e aprovação de que este Trabalho seja publicado nos Anais do 5ºPDPETRO.

SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DAS PARADAS PARA LIMPEZA DE TROCADORES DE CALOR CRÍTICOS DE UMA PLANTA INDUSTRIAL

Abstract

Industrial plants often suffer economic losses due to increased consumption of energy caused by fouling in critical heat exchangers of the production process. Such losses may be reduced by adopting a strategy of efficient scheduling stops for cleaning of heat exchangers, which recovers the thermal effectiveness of processes, but results in additional operational costs on the cleaning. It is therefore necessary to establish the best time to make up the heat exchanger in order to minimize operating costs between scheduled stops of the plant.

Despite the large number of researches about this theme, fouling in heat exchanger is still considered an open problem, due to its complexity. Fouling can be caused by many reasons: chemical reactions, corrosion, presence of particles, biological growth, precipitation of salts and freezing. Studies in the literature show that in a large number of situations, the higher temperature of the stream, the larger fouling rate; and inversely, the higher fluid velocity, the smaller fouling rate. A procedure that is able to provide a better cleaning schedule by heat exchangers need to model a dynamic behavior of fouling rate. Furthermore, it is important to consider hydraulic aspects that can affect significantly the operational condition of the plant, such as: the decrease of the fluid velocity due to the increase of the fouling.

The goal of this paper, therefore, is to present and apply an algorithm for simulation and optimization for scheduling the time instants to stop the critic heat exchangers in the industrial plant, exploring both thermal and fluid dynamics aspects (according to the fluid dynamic evaluation, the algorithm detects the necessity of divert part of the stream to the by-pass circuit.) The routine employed for simulation seeks to predict the performance of heat exchanger subject to fouling for a certain period of time, while an optimization algorithm determines the moments where cleaning must be done. An important aspect of this paper involves the utilization of a model for prediction of fouling rate able to consider the influence of temperature and velocity. The results indicate that the methodology may reach a potential reduction of costs for industrial plants.

Keywords: *fouling, Heat exchanger, optimization, cleaning*

Introdução

A eficiência térmica tornou-se uma questão fundamental nas indústrias de processos químicos. As razões dessa preocupação podem ser encontradas em crescentes aumentos nos preços da energia, nas pressões ambientais para a limitação das emissões de carbono e no aumento da concorrência no mercado mundial.

Um importante problema que limita a eficiência energética em plantas de processo corresponde à deposição. A deposição afeta o coeficiente global de troca térmica e a taxa de transferência de calor nos equipamentos térmicos, levando a um aumento no consumo de utilidades, assim como nas emissões de carbono para a atmosfera. Além disso, a limpeza para retirada dos depósitos nesses equipamentos envolve um aumento de custos operacionais (produtos químicos, pessoal, etc.). Por isso, muitos modelos têm sido propostos para prever a formação de depósitos ao longo do tempo e reduzir esse impacto econômico nas plantas industriais. Assim, torna-se necessária a investigação de uma programação ótima das paradas para a limpeza desses trocadores visando à melhora na eficiência térmica e a redução de custos gerais da planta industrial.

Para ser capaz de prever o desempenho do trocador de calor submetido à deposição durante um determinado horizonte de tempo, desenvolveu-se uma rotina de simulação, incluindo os aspectos térmicos e hidráulicos envolvidos simultaneamente, e um algoritmo de otimização do tempo de parada para se prever o instante futuro no qual o trocador deverá ser interrompido para a limpeza.

Metodologia

Caso estudado

A ferramenta desenvolvida aborda a análise das paradas de um trocador de calor casco-e-tubos crítico para um processo, responsável por um processo de aquecimento. A Figura 1 apresenta o fluxograma de processo correspondente, onde o trocador está associado a uma bomba, uma válvula e tubulações.

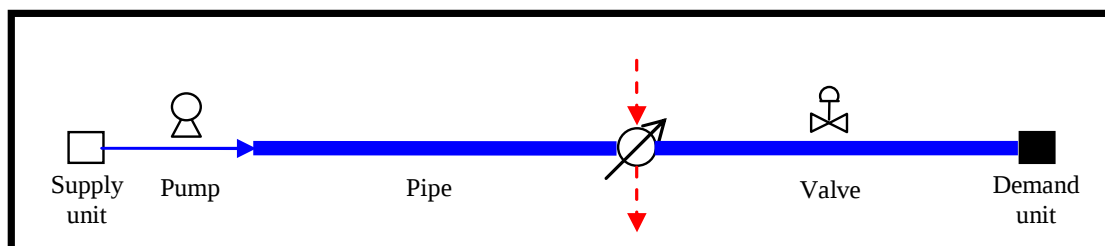


Figura 1. Sistema investigado

O sistema também é dotado de um circuito de by-pass associado a uma válvula de controle (não mostrados na figura). Quando a perda de carga no trocador mostra-se excessiva, devido à deposição, a válvula de by-pass abre para manter a vazão total de carga constante. Embora, como não há aquecimento no circuito de by-pass, esta medida penaliza a troca térmica.

Modelagem matemática

Na literatura, a formulação básica para a simulação de uma rede de trocadores de calor no estado estacionário consiste na determinação das temperaturas da rede baseados em modelos algébricos compostos por balanços de massa e de energia associados às equações de troca térmica. No entanto, em vários problemas em plantas de processos, as vazões das correntes podem ser restringidas por limitações impostas pela instalação hidráulica, como tubulações e válvulas presentes no trecho estudado. Dessa forma, serão analisados os aspectos hidráulicos e térmicos presentes para se obter a melhor previsão possível para as vazões, pressões e temperaturas da rede. A seguir, serão descritas as equações e considerações utilizadas nessa metodologia de análise.

Modelo térmico

O cálculo térmico será feito usando o método ϵ -NUT. Nesse método, estão presentes três grupos adimensionais inter-relacionados: a efetividade (ϵ), o número de unidades de transferência (NUT) e a razão entre as taxas de capacidade calorífica (C_R).

O número de unidades de troca térmica (NUT) pode ser definido pela equação Eq.(1), onde U é o coeficiente global de troca térmica, A é a área de troca térmica do trocador e C_{min} é a menor taxa de capacidade calorífica entre as correntes:

$$NUT = UA / C_{min} \quad (1)$$

A razão entre as taxas de capacidade calorífica (C_R) é determinada através da equação Eq.(2):

$$C_R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2)$$

A efetividade é definida como a razão entre a carga térmica do trocador e a máxima carga térmica termodinamicamente possível:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (3)$$

De acordo com o método ε -NUT, para cada configuração de trocador de calor é possível estabelecer uma relação do tipo:

$$\varepsilon = \varepsilon(NUT, C_R) \quad (4)$$

Uma vez que a máxima carga térmica pode ser determinada diretamente, onde $T_{h,i}$ é temperatura de entrada da corrente quente e $T_{c,i}$ é a temperatura de entrada da corrente fria:

$$Q_{max} = C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (5)$$

então a carga térmica real pode ser determinada por:

$$Q = Q_{max} \varepsilon \quad (6)$$

O coeficiente global de transferência de calor pode ser calculado pela expressão a seguir onde h_i é o coeficiente de película do lado dos tubos e h_e é o coeficiente de película no lado do casco, k_p é a resistência condutiva do tubo, D_{ti} e D_{te} são os diâmetro internos e externos.

$$U_c = 1 / \left[\left((D_{te} / D_{ti}) 1 / h_i \right) + (1 / h_e) + D_{te} \log(D_{te} / D_{ti}) / (2k_p) \right] \quad (7)$$

Para o coeficiente global de troca térmica sujo (U_{op}), tem-se a seguinte expressão, onde R_f é a resistência de depósito:

$$U_{op} = 1 / \left[(1 / U_c) + R_f \right] \quad (8)$$

O coeficiente de película de cada corrente nos trocadores foi considerado usando um coeficiente de película base (h_{base}), uma vazão base (m_{base}) e um fator de correção (n) igual a 0,8 para o lado do tubo e 0,66 para o lado do casco, considerando regime permanente, conforme a equação abaixo:

$$h = h_{base} (m / m_{base})^n \quad (9)$$

Modelo hidráulico

Os seguintes elementos hidráulicos estão presentes no sistema investigado: bomba, tubulação, trocador de calor e válvula.

O modelo da bomba centrífuga corresponde à sua curva característica, onde a_i são os coeficientes da equação polinomial, g a aceleração da gravidade e ρ a massa específica:

$$\Delta P_p = -\rho g \sum a_i (q)^i \quad (7)$$

A equação de queda de pressão para a tubulação corresponde à:

$$\Delta P_t = \frac{(8\rho L q^2 f)}{\pi^2 D^5} \quad (8)$$

onde L é o comprimento equivalente, q é a vazão volumétrica, D é o diâmetro interno da tubulação e f é o fator de atrito.

A equação de queda de pressão nos trocadores foi considerada pela seguinte expressão, onde ΔP_{base} é a queda de pressão para uma determinada vazão base e n é 1,8 para o regime turbulento.

$$\Delta P_{HE} = \Delta P_{base} \left(m / m_{base} \right)^n \quad (9)$$

A equação de queda de pressão para a válvula pode ser descrita por:

$$\Delta P_v = \alpha d_{60} (q / C_v F(l))^2 \quad (10)$$

onde d_{60} é a densidade, C_v é a constante característica da válvula, $F(l)$ é a função de comportamento da válvula, nessa abordagem, foi considerada igual percentagem, com R igual a 20.

Evolução da resistência de depósito com o tempo

O modelo de resistência de depósito utilizado foi o modelo modificado de Panchal *et al.* (1999), proposto por Polley *et al.* (2002):

$$dR_f / dt = \max(0, \alpha \text{Re}^{-0,66} \text{Pr}^{-0,33} \exp(-E / RT_{film}) - \gamma \tau_w) \quad (11)$$

onde α e γ são constantes adimensionais que estabelecem a escala de tempo do processo, τ_w é a tensão de cisalhamento, T_{film} é a temperatura do filme no interior do tubo, E e R são a energia de ativação e a constante dos gases ideais, respectivamente.

Uma característica importante do presente modelo é a sua capacidade de explorar o efeito de mudanças na velocidade e temperatura na taxa de deposição.

Simulação

A Figura 2 apresenta o esquema da simulação utilizado, onde inicialmente é realizada uma análise hidráulica que verifica se é necessário a abertura do by-pass ou não. Caso o by-pass seja aberto, a vazão máxima que pode passar no trocador é então calculada.

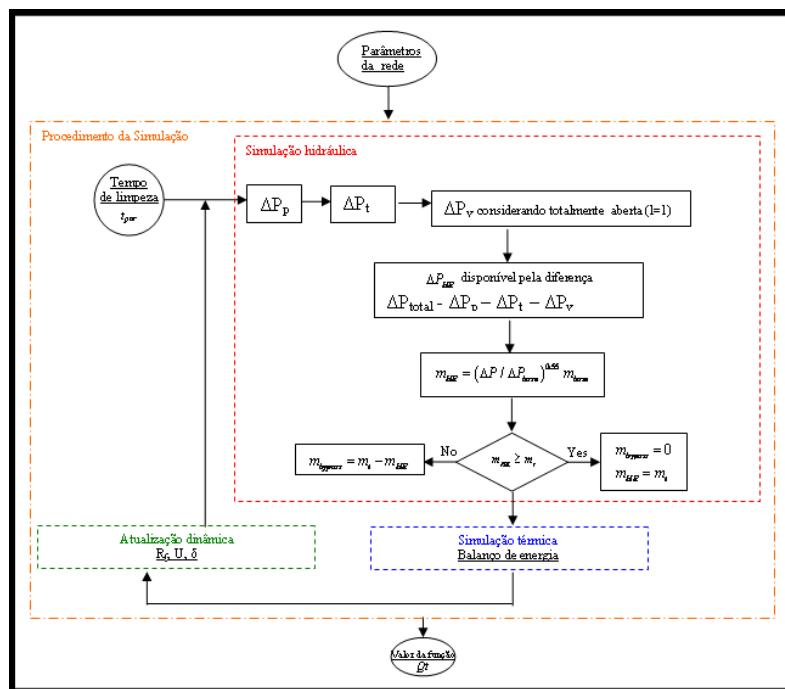


Figura 2 - Esquema da simulação

Otimização

A função objetivo otimizada foi a energia adicional para completar o aquecimento devido à deposição (Q_{add}), na corrente fria. A função objetivo é calculada pela Eq. (13), onde Q_0 é a carga térmica inicial e $Q(t)$ é a carga térmica durante o horizonte tempo:

$$Q_{add} = \int (Q_0 - Q(t)) dt \quad (13)$$

Resultados e discussão do exemplo

Para explorar o potencial da proposta apresentada, esta foi aplicada a um problema similar àquele descrito em Tavares *et al.* (2009). Entretanto é importante observar que naquele trabalho o modelo de deposição é representado apenas por uma relação linear, diferentemente da análise proposta aqui.

As Tabelas 1 a 4 apresentam as especificações do problema, onde os depósitos possuem condutividade térmica equivalente a 1,5 W/mK.

Tabela 1. Correntes do problema.

Corrente	Vazão (kg/s)	T de entrada (°C)	ρ (kg/m ³)	μ (Pa·s)	Cp (J/kgK)	k (W/mK)
Fria	41.7	150	995	$7.2 \cdot 10^{-4}$	2000	0.12
Quente	17.8	250	750	$3.4 \cdot 10^{-4}$	2800	0.50

Tabela 2. Especificações da tubulação e da válvula.

Parâmetro	Valor
Diâmetro da tubulação (mm)	203
Comprimento da tubulação (m)	20
Cv da válvula	450

Tabela 3. Especificações do trocador de calor.

Parâmetro	Valor
Coeficiente de película nos tubos (W/m^2K)*	1120
Coeficiente de película no casco (W/m^2K)	400
Área de troca térmica (m^2)	292
Diâmetro externo (mm)	19,05
Diâmetro interno (mm)	15,75
Queda de pressão (bar) *	1,0

* Valores para um caso base de vazão 40 kg/s

Tabela 4. Especificações do modelo - baseado em Ishiyama *et al.* (2008).

Parâmetro	Valor
α (m^2K/W)	$2,611 \cdot 10^{-4}$
E (J/mol)	$29 \cdot 10^3$
γ (m^2K/WPa)	$6,833 \cdot 10^{-12}$

Considera-se que a duração da campanha de operação do trocador é de 36 meses, onde o equipamento deverá ser parado para limpeza apenas uma vez.

Partindo o trocador limpo, o resultado ótimo corresponde a uma parada em 18 meses (o que já deveria ser esperado por efeitos de simetria). Como ilustração do resultado, a Figura 3 apresenta a evolução da deposição ao longo do tempo para o problema, a Figura 4 contém os valores correspondentes de vazão ao longo do trocador e do by-pass e a Figura 5 apresenta as mudanças da velocidade no interior dos tubos do trocador ao longo do tempo.

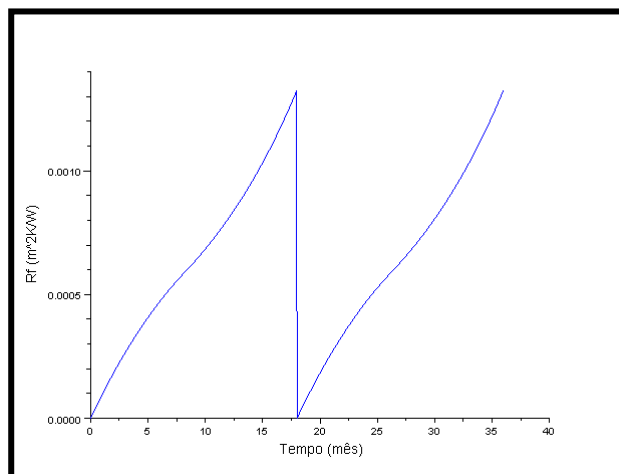


Figura 3. Evolução da sujeira ao longo do tempo

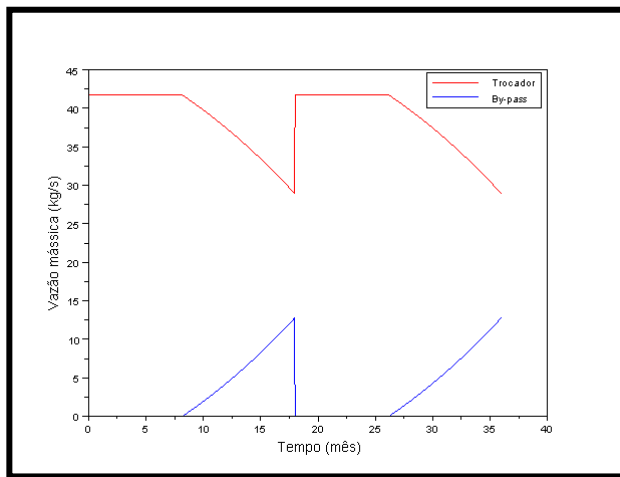


Figura 4 – Vazão mássica no trocador e no by-pass ao longo do tempo

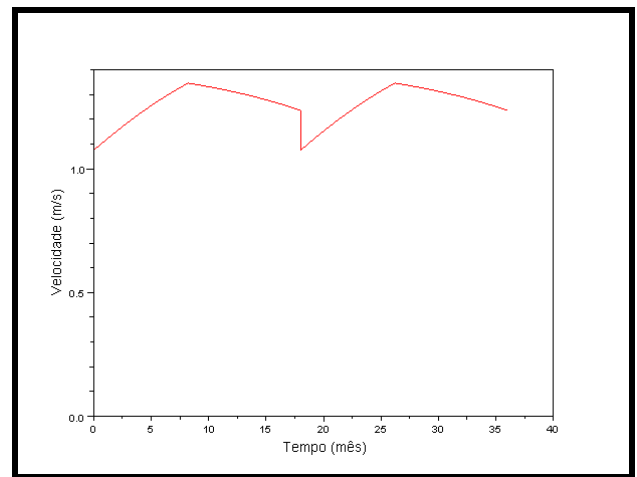


Figura 5 – Velocidade nos tubos do trocador

Analisando com cuidado a Figura 3, é possível verificar que inicialmente a taxa de deposição vai suavemente freando ao longo do tempo. Tal fato ocorre em função do aumento da velocidade de escoamento devido ao estreitamento da área livre causado pelos depósitos (Figura 5), implicando como consequência em uma intensificação do termo de supressão na Eq. (11).

Entretanto, em torno do oitavo mês, o by-pass é aberto (Figura 4) e a velocidade cai (Figura 5), evitando assim ultrapassar o limite hidráulico. Desta forma, com a redução da velocidade e o gradativo aumento da temperatura da parede, ocorre a aceleração da deposição. A mesma sequência de eventos é repetida na segunda metade do ciclo.

O impacto da otimização pode ser ilustrado nas Figuras 6 e 7 onde é apresentado o perfil temporal da carga térmica consumida e da temperatura de saída no trocador.

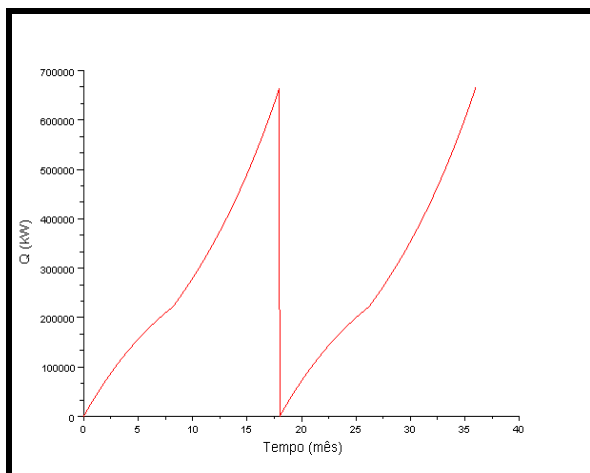


Figura 6 - Carga térmica consumida

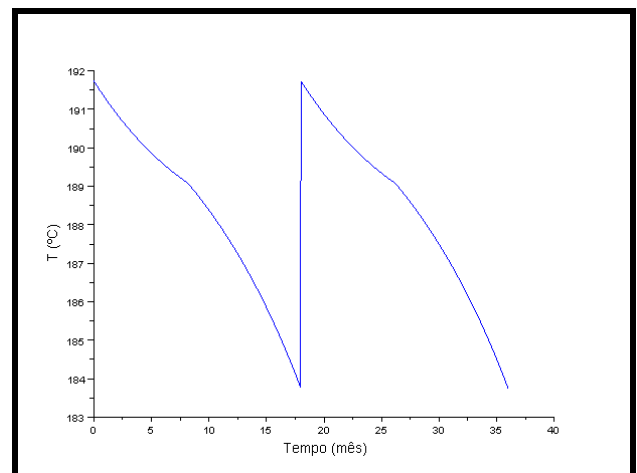


Figura 7 – Temperatura da corrente fria na saída do trocador

É interessante observar a importância de uma modelagem adequada da taxa de deposição para a programação das paradas. Por exemplo, se o comportamento da deposição fosse a princípio desconhecido, uma primeira abordagem poderia ser o emprego de um modelo linear, estabelecido a partir de registros históricos. Neste caso, adotando por exemplo, uma taxa de deposição constante equivalente àquela verificada nos resultados anteriores nos dois primeiros meses, seria obtido um valor de $3,0 \cdot 10^{-11} \cdot \text{m}^2 \text{K/J}$.

Partindo o trocador limpo, o resultado ótimo encontrado é idêntico ao anterior, conforme ilustrado na Figura 8 (novamente o efeito de simetria prevalece). Entretanto, o resultado de economia

de energia para completar o aquecimento durante a operação da planta é 12,5% superior ao caso original com o modelo semi-empírico ($2,97 \cdot 10^{13}$ J comparado com $2,64 \cdot 10^{13}$ J). Dessa forma poder-se-ia superestimar os ganhos com a otimização.

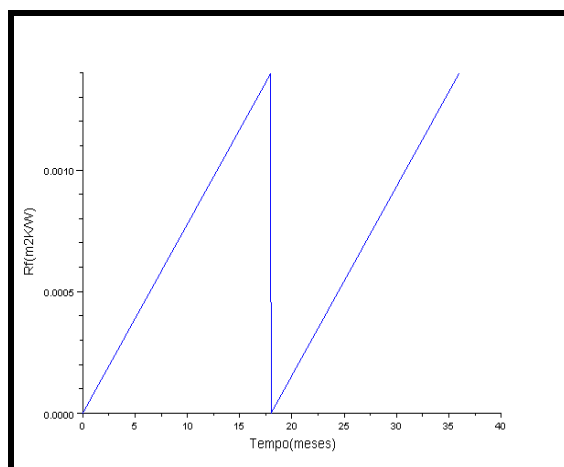


Figura 8 – Evolução da sujeira ao longo do tempo – caso linear

Conclusões

O presente trabalho apresenta a aplicação de um procedimento de otimização para a identificação do melhor instante de parada em um trocador de calor casco-e-tubos. A abordagem proposta conjuga efeitos térmicos e hidráulicos simultaneamente, utilizando um modelo de deposição capaz de descrever como a velocidade e a temperatura impactam na taxa de deposição.

Agradecimentos

Os autores agradecem a Petróleo Brasileiro SA – PETROBRAS pelo apoio financeiro. Adicionalmente, Eduardo M. Queiroz e Fernando L. P. Pessoa agradecem ao CNPq e André L. H. Costa agradece à UERJ (Programa Prociência) pelo suporte financeiro.

Referências Bibliográficas

- Ishiyama, E. M., Paterson, W. R. and Wilson, D. I., 2008, “Thermo-hydraulic Channelling in Parallel Heat Exchangers Subject to Fouling”, Chemical Engineering Science, Vol. 63, pp. 3400 - 3410.
- Panchal, C.B., Kuru, W.C., Kiao, C.F., Ebert, W.A., Palen, J.W., 1999. Threshold conditions for crude oil fouling. In: Bott, T.R., Melo, L.F., Pancha, C.B., Somerscales, E.F.C. (Eds.), Understanding Heat Exchanger Fouling and its Mitigation, Begell House: New York, USA, pp. 273 - 279.
- Polley, G.T., Wilson, D.I., Yeap, B.L., Pugh, S.J., 2002, “Evaluation of laboratory crude oil threshold fouling data for application to refinery pre-heat trains”, Applied Thermal Engineering Vol. 22, pp. 777 - 788.
- Tavares, V.B.G., Costa, A. L. H., Borges, J.L, Queiroz, E. M, Pessoa, F. L. P., Liporace, F. S., Gregorio, S. G., 2009, “Fouling mitigation through optimization of heat exchanger cleaning schedules”. In: 22nd International conference on Efficiency, cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy. Foz do Iguaçu, Paraná, Brasil.