



**Simpósio de Métodos
Numéricos em Engenharia**

25 a 27 de outubro, 2017

Sintonia de Controladores em Trocadores de Calor sob a Influência de Incrustações

Carolina Borges de Carvalho, Esdras Penêdo de Carvalho, Mauro Antonio da Silva Sá Ravagnani

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química

Universidade Estadual de Maringá (UEM)

Maringá, Brasil

carolinaborges.eq@gmail.com, epcarvalho@uem.br, massravagnani@uem.br

Resumo—A predição de importantes propriedades de controle é uma tarefa desafiadora para o projeto de trocadores de calor do tipo casco e tubo. Os modelos dinâmicos, que incluem efeitos de incrustação, ainda são pouco investigados na literatura recente. Para estudar o comportamento de condições variáveis no tempo e sua influência no ajuste do controlador, o modelo considerado neste trabalho é baseado na ideia de células trocadoras de calor como elementos básicos de modelagem (modelo a parâmetros concentrados). Este tipo de abordagem possui algumas vantagens sobre o modelo a parâmetros distribuídos, como variáveis contínuas no tempo e discreta no espaço, levando a equações diferenciais ordinárias (EDO) e também proporcionando a possibilidade de controlar a complexidade do modelo através do ajuste do número de células de modelagem. A influência da incrustação no controle do processo é avaliada considerando a resistência térmica da incrustação como função de tempo. O modelo foi implementado em Simulink/MATLAB e simulações foram realizadas para diferentes períodos de operação. Os resultados mostram que o ajuste periódico dos parâmetros PID é necessário para manter os indicadores de qualidade do sistema estáveis.

Palavras-chave—Modelagem dinâmica, ajuste de parâmetros, incrustação

I. INTRODUÇÃO

O acúmulo de incrustações nas superfícies de trocadores de calor (TC) afeta quase todas as plantas químicas, introduzindo custos adicionais que são principalmente relacionados à conservação de energia (queima combustível extra para superar os efeitos da

incrustação), operação (perda de produção devido a intervenções de limpeza planejadas ou não) e investimentos de capital (equipamentos superdimensionados). Além de aumentar a resistência à transferência de calor e, portanto, levar à redução da capacidade de troca térmica um trocador de calor existente, a deposição de incrustações também afeta a restrição ao fluxo, aumentando a velocidade do fluido e, assim, aumentando a pressão de operação.

Alguns valores de resistência à incrustação (R_f) baseados em dados industriais são fornecidos desde 1950 por uma compilação publicada na *Tubular Exchangers Manufacturers Association* (TEMA) [1] e esses valores ainda são a base para o projeto da maioria dos trocadores de calor em todo o mundo [2]. No entanto, o uso acrítico das resistências de incrustação fixas fornecidas pela TEMA leva a vários problemas que estão principalmente relacionados à operação dinâmica do equipamento.

A incrustação é um fenômeno dependente do tempo e mudanças na dinâmica dos trocadores de calor podem levar a efeitos prejudiciais no processo geral [3] caso não sejam devidamente controlados. A grande parte dos estudos são realizados para trocadores de calor operando em comportamento estacionário, com foco na recuperação de calor em situações não-dinâmicas. Apenas alguns trabalhos se concentram em modelos transientes para trocadores de calor que incorporam resistência à incrustação como variável dependente do tempo [4].

Segundo a TEMA [1], são reconhecidos cinco tipos de mecanismos de incrustação, sendo que na maioria dos casos os mecanismos não ocorrem isoladamente, aumentando a complexidade do modelo.

São eles:

- 1) Precipitação: ocorre principalmente devido à cristalização do fluido com soluções supersaturadas.
- 2) Particulados: partículas de sal, areia ou outros produtos químicos estão inicialmente suspensas na corrente, sendo posteriormente sedimentadas na superfície de troca térmica.
- 3) Deposição por reação química: em função da temperatura e de agentes facilitadores determinadas reações químicas podem ser favorecidas.
- 4) Corrosão: acúmulo de óxido de ferro alterando a condutividade térmica do material de construção do trocador de calor.
- 5) Deposição biológica: crescimento de material orgânico que pode se dar devido ao uso de água proveniente de rios, lagos ou oceanos que não foram adequadamente tratadas para operação em trocadores de calor.

Conforme apresentado por [3], cerca de 80% dos trocadores de calor industriais são controlados por controladores do tipo PID, devido principalmente à sua simplicidade e robustez. Porém, na grande maioria dos casos, não há um processo sistemático de sintonia dos parâmetros do mesmo, sendo esta realizada de forma manual ou seguindo alguns protocolos gerais fornecidos pelo fabricante.

Devido a isso, este trabalho tem como objetivo estudar um método mais sofisticado e robusto para sintonia de controladores PID, conforme R_f varia com o tempo. Para isso, foi implementado um modelo a parâmetros concentrados para descrever o trocador de calor. Tal abordagem foi estudada inicialmente por [5] e mostrou-se adequada para estudos dinâmicos, sendo amplamente utilizada na literatura até os dias atuais.

No modelo, o trocador de calor é dividido em células de modelagem que podem ser definidas como tanques perfeitamente agitados que trocam calor somente entre si. Dessa forma, as propriedades termo-físicas em cada célula são consideradas constantes. Assim, para cada célula é feito um balanço de energia no lado do casco, tubo e parede de troca térmica somente no domínio do tempo, obtendo-se três equações diferenciais ordinárias (EDO) por célula. A complexidade do modelo é controlada pelo número de células de modelagem.

Visando obter um equipamento mais próximo possível da realidade operacional, foi implementado um modelo proposto por [6], no qual é formulado um problema de programação não-linear mista inteira (PNLMI) sujeito às restrições mecânicas da TEMA. Assim, atinge-se o padrão de construção adequado às normas vigentes.

II. METODOLOGIA

A. Projeto do Trocador de Calor

O modelo desenvolvido por [6] foi adaptado para minimizar a área total do equipamento. Visto que o escopo do presente trabalho é estudar o comportamento dinâmico do trocador de calor, a função objetivo contendo custos totais de operação, conforme apresentado por [6], não se mostrou a opção mais adequada. Ainda, a decisão

de alocação das correntes quente e fria no casco ou tubos é feita previamente pelo usuário, de modo a manter as características do problema original.

O método clássico de *Bell-Delaware* é utilizado para formular o modelo matemático, envolvendo variáveis discretas e contínuas (PNLMI). Todos os parâmetros mecânicos do trocador de calor considerados pelos padrões da TEMA são alocados em uma tabela em ambiente GAMS contendo 565 linhas. Como resultado, o modelo proposto apresenta características não-lineares e não-convexas.

Vários algoritmos estão disponíveis para resolução dessa classe de problemas porém, devido à natureza combinatória no mesmo, um algoritmo *branch and bound* mostra-se mais adequado computacionalmente [6]. O método irá criar uma árvore de busca e testar apenas uma parte das soluções factíveis para o problema.

B. Controlador PID

Seja o sistema geral em malha fechada abaixo:

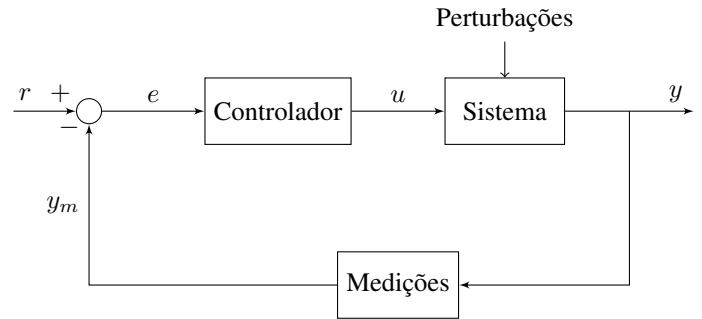


Figura 1: Malha de controle PID

Considerando que $e(t)$ seja a diferença entre o ponto de ajuste desejado (*setpoint*) e a variável de processo medida (erro) e $u(t)$ é a saída do controlador, a forma paralela do algoritmo PID é dada por:

$$u(t) = K_p e(t) + \tau_i \int_0^t e(t) dt + \tau_d \frac{de(t)}{dt} \quad (1)$$

Aplicando a transformada de Laplace, a Eq. (1) pode ser modificada para o domínio da frequência. A relação entre a saída e os sinais de entrada leva às funções de transferência do processo.

$$G(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = K_p + \frac{\tau_i}{s} + \tau_d s \quad (2)$$

As funções de transferência são importantes para caracterização do processo dinâmico, pois estabelece uma relação entre a variação dependente (saída) e independente (entrada).

Para o sistema considerado (trocador de calor), as funções de transferência são obtidas a partir dos balanços de energia em cada célula, como será mostrado na seção seguinte.

C. Simulação Dinâmica

Para cada célula de modelagem, é realizado um balanço de energia no casco (subscrito s), tubos (subscrito t) e parede (w). A partir dos princípios da Termodinâmica e das considerações de mistura perfeita, os balanços de energia obtidos para cada célula são:

$$\rho_s V_s C_{p_s} \frac{dT_{so}}{dt} = M_s C_{p_s} (T_{si} - T_{so}) + h_{fs} n \pi D_2 l (T_{sw} - T_{so}) \quad (3)$$

$$\rho_t V_t C_{p_t} \frac{dT_{to}}{dt} = M_t C_{p_t} (T_{ti} - T_{to}) + h_{ft} n \pi D_1 l (T_{tw} - T_{to}) \quad (4)$$

$$\rho_w V_w C_{p_w} \frac{dT_w}{dt} = h_{ft} n \pi D_1 l (T_{to} - T_{tw}) + h_{fs} n \pi D_2 l (T_{so} - T_{sw}) \quad (5)$$

Nas Eqs. (3 - 5), os subscritos o e i referem-se às condições de saída e entrada, respectivamente. M é a vazão mássica das correntes, l é o comprimento da célula, n é o número de passes nos tubos, V representa o volume de cada célula, D_1 e D_2 são os diâmetros interno dos tubos e do feixe de tubos, respectivamente.

De modo a incluir os valores de resistência térmica devido à deposição (R_f) no coeficiente de transferência de calor (h), foram utilizadas as seguintes formulações para o lado do tubo e da carcaça, respectivamente:

$$h_{ft} = \frac{h_t}{h_t R_f + 1} \quad (6)$$

$$h_{fs} = \frac{h_s}{h_s R_f + 1} \quad (7)$$

III. RESULTADOS

A metodologia apresentada foi aplicada para um trocador de calor de água salgada e metanol, extraído de [7], conforme os dados das correntes estão apresentados na Tabela I.

Tabela I: Dados de processo

Corrente	Localização	\dot{m} (kg/s)	T_i (°C)	T_o (°C)
Metanol	Casco	27,80	95,0	40,0
Água salgada	Tubo	68,90	25,0	40,0

Fonte: Adaptado de 7.

Para este caso, tem-se que a carga térmica total do equipamento é de $Q = 4,29 MW$ e a média logarítmica de diferença de temperaturas (MLDT) efetiva é de $24,89^\circ C$.

O projeto mecânico do trocador foi realizado de acordo com o método apresentado por 6, no qual o modelo é formulado utilizando

programação disjuntiva generalizada (PDG) e a otimização é feita utilizando programação não-linear mista inteira (PNLMI). O modelo proposto segue rigorosamente as normas TEMA [1], ou seja, todas as características geométricas estão padronizadas.

As propriedades físicas dos fluidos (densidade (ρ), capacidade calorífica (C_p), viscosidade (μ) e condutividade térmica (k) são mostradas na Tabela II.

Tabela II: Propriedades físicas das correntes

Propriedade	Metanol	Água Salgada
ρ (kg/m ³)	750	995
C_p (kJ/kg.K)	2,84	4,20
μ (Pa.s)	0,00034	0,00080
k (W/m.K)	0,19	0,59

Fonte: Adaptado de 7.

A Tabela III apresenta os principais dados geométricos obtidos pelo modelo através do *software* GAMS. Empregou-se o valor máximo de queda de pressão permitido de $\Delta P = 68,5 kPa$ para ambos os lados casco e tubo.

Tabela III: Configuração mecânica obtida para o trocador

Variável de Projeto	Valor obtido
Área de troca térmica	272,36 m ²
Comprimento de tubo	2,438 m
U_s	632,57 W/m ² .K
Número de passagens nos tubos	2
Quantidade de chicanas	5
Quantidade de tubos	1400
Diâmetro interno do tubo	23 mm
Diâmetro do feixe de tubos	1,372 m
Diâmetro externo do casco	1,422 m
Pitch	32 mm

Em [7], os autores obtiveram uma área de troca térmica de $243,2 m^2$ para este caso, valor 12% menor que o obtido por este trabalho. É importante frisar, porém, que o objetivo dos autores era minimizar o custo anual total do trocador de calor e não puramente a área de troca térmica, como abordado no presente trabalho. Além disso, o trocador obtido por este modelo segue rigorosamente as normas TEMA, fato que não ocorre no caso comparado.

Para a simulação em estado estacionário foi utilizado o pacote computacional *Aspen Exchanger Design & Rating* (Aspen EDR) do *software* ASPEN PLUS. Através do simulador, é possível encontrar a distribuição de temperaturas dos fluidos ao longo do casco e dos tubos (Figura 2) bem como a variação das propriedades físicas (densidade, capacidade calorífica, viscosidade e condutividade térmica) em cada ponto do trocador de calor. Os valores obtidos pela simulação irão compor um banco de dados para cada célula de modelagem.

Com os parâmetros geométricos e propriedades termo-hidráulicas definidos, foram geradas as funções de transferência. O número de células de modelagem recomendado por 8 para trocadores de calor casco e tubo é dado por:

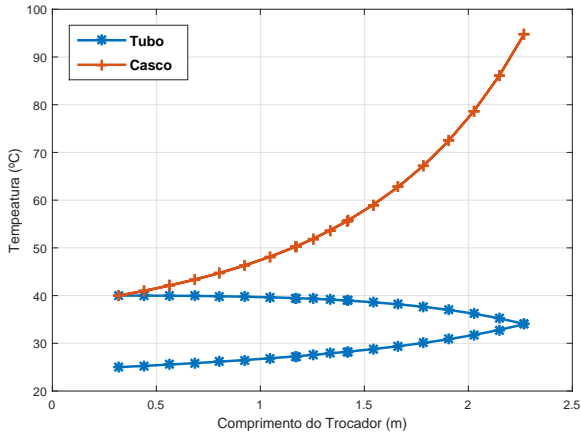


Figura 2: Distribuição de Temperaturas

$$N_c = (N_b + 1)N_p, \quad (8)$$

em que N_c é o número de células, N_b representa o número de chicanas e N_p é a quantidade de passagem pelos tubos. Para este caso, foi utilizado um modelo com 12 células de modelagem.

A Figura 3 mostra a resposta à perturbação degrau com o controlador sintonizado baseando-se no início da operação.

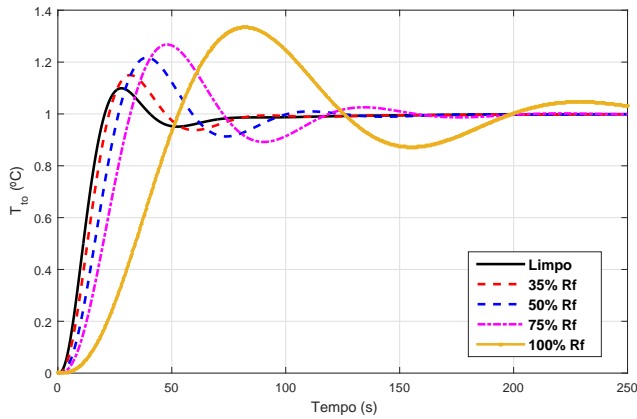


Figura 3: Resposta à perturbação degrau antes do ajuste dos parâmetros do controlador

A Tabela IV mostra o tempo de subida (t_r), o tempo de acomodação (t_a) e o sobre-sinal máximo percentual, ou *overshoot*, (M_p) da resposta transitória da Figura 3.

Nota-se que o *overshoot* atinge um valor superior a 30% quando o fator de incrustação está seu valor máximo, o que pode não atender aos requisitos de muitos processos. As respostas dinâmicas obtidas nos diferentes períodos de operação mostram que o acúmulo de incrustações e, conseqüentemente, o aumento da resistência à troca

Tabela IV: Especificações da resposta transitória

Condição	$t_r(s)$	$t_a(s)$	M_p
Limpo	12,8	70,5	10,9%
35% R_f	14,2	78,0	15,1%
50% R_f	16,7	94,1	21,7%
75% R_f	19,7	143	26,8%
100% R_f	32,5	257	33,4%

térmica provocada pela camada de depósitos formada, provoca um deterioramento dos indicadores de desempenho do controlador.

Então, os parâmetros de sintonia foram ajustados para cada valor de R_f testado, buscando-se compensar os efeitos causados pelo acúmulo de incrustações na superfície de troca térmica. A Figura 4 mostra que sintonia do controlador foi capaz de proporcionar uma resposta dinâmica bem mais próxima do comportamento inicial, eliminando possíveis efeitos adversos das incrustações no controle de processos.

Tabela V: Valores de R_f (total) e parâmetros do controlador

Condição	$R_f(m^2K/W)$	K_p	τ_i	τ_d
Limpo	$5,3 \cdot 10^{-4}$	9,609	0,251	3,755
35% R_f	$8,8 \cdot 10^{-4}$	9,660	0,216	5,276
50% R_f	$1,3 \cdot 10^{-3}$	10,196	0,206	1,212
75% R_f	$1,9 \cdot 10^{-3}$	12,693	0,226	1,147
100% R_f	$2,5 \cdot 10^{-3}$	13,099	0,326	13,040

Como pode ser observado na Tabela V, houve mudanças significativas nos ganhos do controlador, mostrando que ajustes periódicos são necessários para assegurar a qualidade do sistema de controle (Figura 4 e Tabela VI).

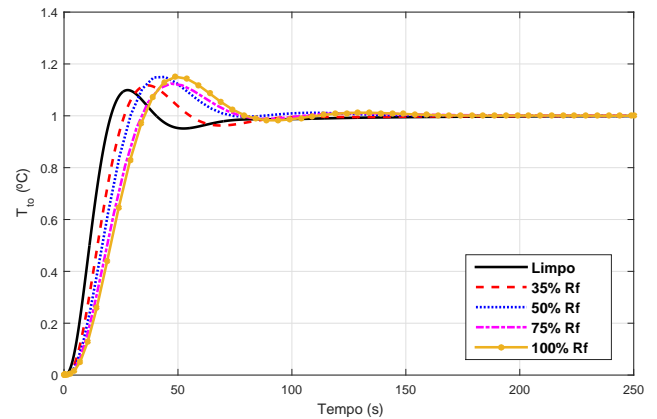


Figura 4: Resposta à perturbação degrau após do ajuste dos parâmetros do controlador

O método de sintonia empregado pelo Simulink automaticamente ajusta os ganhos do PID de modo a buscar um balanço entre performance e robustez. Porém, além da especificação do tipo de controlador (P, PI ou PID), não é possível determinar nenhum requisito

Tabela VI: Especificações da resposta transitória após sintonia

Condição	$t_r(s)$	$t_a(s)$	M_p
Limpo	12,8	70,5	10,9%
35% R_f	16,5	83,8	11,7%
50% R_f	18,4	66,4	15,3%
75% R_f	21,5	74,8	15,0%
100% R_f	21,9	71,4	12,5%

de processo, e o projetista tem a responsabilidade realizar o ajuste fino para adequação do controlador ao processo baseando-se na experiência (tentativa e erro) [9].

Dessa forma, é necessário um método mais avançado de otimização da sintonia do controlador que dependa minimamente da interferência do usuário. Considerando que os requisitos de processo (restrições do problema) sejam $t_r = 14,5s$, $t_a = 75s$ (para uma oscilação de $\pm 3\%$) e $M_p = 12\%$, é possível utilizar um algoritmo numérico baseado em Programação Quadrática Sequencial (PQS) através do Simulink *Control Design* para obter os valores ótimos dos ganhos K_p , τ_i e τ_d (variáveis a serem otimizadas).

O problema de otimização formulado busca minimizar as variações além das fronteiras estipuladas pelas restrições. Para este primeiro exemplo, os ganhos ótimos encontrados estão na Tabela VII e a resposta ilustrada na Figura 5.

Tabela VII: Parâmetros ótimos do controlador e índices de desempenho

Condição	K_p	τ_i	τ_d	$t_r(s)$	$t_a(s)$	M_p
Limpo	15,602	0,203	1,652	14,0	73,5	11,9%
35% R_f	18,103	0,212	2,709	14,1	74,4	12%
50% R_f	22,454	0,228	8,602	14,1	75,0	12%
75% R_f	24,391	0,264	12,765	14,1	75,0	12%
100% R_f	25,231	0,254	13,981	14,1	74,8	12%

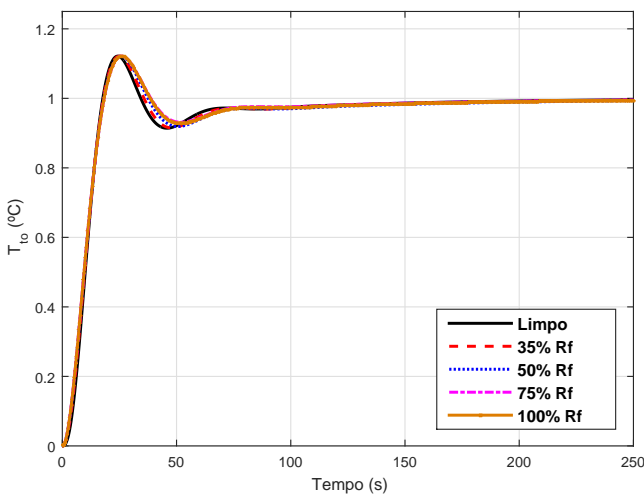


Figura 5: Resposta à perturbação degrau com parâmetros otimizados

IV. CONCLUSÕES

Os modelos de incrustação dependentes do tempo para a modelagem de trocadores de calor podem ser considerados uma lacuna neste campo do estudo. O modelo a parâmetros concentrados apresentado neste trabalho é o mais popular na literatura devido à simplicidade das ODEs que o descrevem e da flexibilidade de modelagem para qualquer tipo de geometria ou disposição de fluxo.

Os estudos de caso simulados mostraram que os parâmetros PID não ajustados poderiam levar a respostas degrau fora dos requisitos do processo, isto é, alta oscilação e picos de temperatura, podendo ser inaceitável para determinados estágios de processo, requisitos de produto ou segurança operacional. Ajustando os parâmetros PID, foi possível compensar os efeitos da incrustação e estabilizar a qualidade dos indicadores.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos à CAPES-Brasil pelo apoio financeiro.

REFERÊNCIAS

- [1] TEMA. *Standards of the Tubular Exchangers Manufacturers Association*. 9th. ed. New York, 2007.
- [2] Müller-Steinhagen, H. (2011). Heat Transfer Fouling: 50 Years After the Kern and Seaton Model. *Heat Transfer Engineering*, 32(1), 1–13.
- [3] Trafczynski, M., Markowski, M., Alabrudzinski, S., & Urbaniec, K. (2016). The influence of fouling on the dynamic behavior of PID-controlled heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 109, 727–738.
- [4] Coletti, F., & MacChietto, S. (2011). A dynamic, distributed model of shell-and-tube heat exchangers undergoing crude oil fouling. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 50(8), 4515–4533.
- [5] Varga, E. I., Hangos, K. M., & Szigeti, F. (1995). Controllability and observability of heat exchanger networks in the time-varying parameter case. *Control Engineering Practice*, 3(10), 1409–1419.
- [6] Ravagnani, M. A. S. S. & Caballero, J. A. (2007). A MINLP Model for the Shell and Tube Heat Exchangers Design Using TEMA Standards. *Chemical Engineering Research and Design*, 85(A10), 1423–1435.
- [7] Patel, V. K., & Rao, R. V. (2010). Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique. *Applied Thermal Engineering*, 30(11–12), 1417–1425.
- [8] Mathisen, K. W., Morari, M., & Skogestad, S. (1994). Dynamic models for heat exchangers and heat exchanger networks. *Computers & Chemical Engineering*, 18, S459–S463.
- [9] Trafczynski, M., Markowski, M., Alabrudzinski, S., & Urbaniec, K. (2015). Tuning parameters of PID controllers for the operation of heat exchangers under fouling conditions. *Chemical Engineering Transactions*, 52, 1237–1242.