

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE PROCESSOS DE AQUECIMENTO INDUSTRIAL - ESTUDO COMPARATIVO

*Maria Benedita Lopes Rocha*¹

*Henrique Cunha Jr.*²

*José Carlos Teles Campos.*³

*Laurinda L. N. dos Reis.*⁴

RESUMO

O interesse, no decorrer das últimas décadas, por sistemas de controle que ajustam os parâmetros do controlador em função de mudanças no processo, gera diversas técnicas para se projetar um controlador. Apresenta-se uma proposta evolutiva de uma planta térmica, com atuadores modelados por sistemas de primeira ou segunda ordens e por não linearidades. Os controladores PID são desenvolvidos, utilizando duas técnicas de ajuste dos parâmetros do controlador: método analítico, método de Ziegler-Nichols. Utiliza-se o controlador PID em cascata. Comparam-se os resultados das simulações levando-se em conta, a técnica de ajuste aplicada e as variações ocorridas no atuador do sistema.

Palavras Chave: Controle Industrial, Projeto de Controlador PID, Modelagem e Simulação de Plantas Térmicas

I. INTRODUÇÃO

Este trabalho consiste na modelagem e simulação de processos de aquecimento industrial visando obter estudo comparativo entre os sistemas com Malha Aberta, utilizando atuadores modelados por funções de primeira ordem ou segunda ordem e não linearidades. Utiliza-se em um segundo momento duas técnicas de controle adotando controladores PID em cascata: o critério de Ziegler-Nichols e o método analítico para obtenção dos seus parâmetros.

¹ Professora do Curso de Telecomunicações - ETFCE.

² Orientador e ³ e ⁴ co-orientadores da dissertação da professora Maria Benedita Lopes Rocha.

O trabalho foi desenvolvido da seguinte forma: no item II, a planta térmica foi descrita e modelada matematicamente; no item III, é feito um breve comentário a respeito da válvula de controle e atuador, seguido do item IV, que trata da simulação da planta em malha aberta. No item V, apresenta-se os modelos em malha fechada com simulações utilizando o pacote Matlab/Simulink, variando-se as técnicas de ajuste de seus parâmetros. Concluímos finalmente, que quando se utiliza o sistema com controlador verifica-se uma maior robustez na resposta.

II. PLANTA TÉRMICA

O Processo térmico a ser estudado é representado na figura 1, sendo composto por um tanque agitado continuamente e aquecido por um fluxo de vapor circulando numa serpentina. A serpentina transmite calor para um fluxo de componentes químicos do tanque de características premixados. O objetivo é alcançar uma composição uniforme da mistura e poder estabelecer perfis de temperatura constantes na mistura.

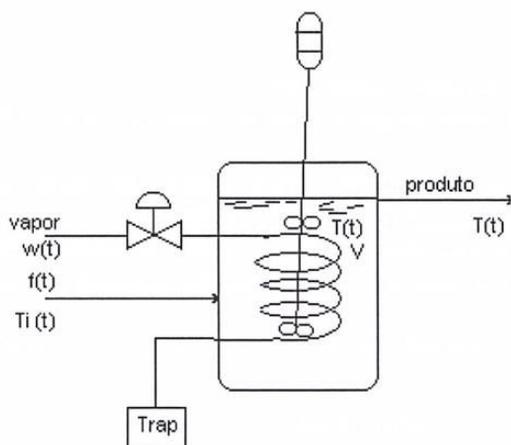


figura 1 • Representação do Processo - Tanque com aquecimento

Este tipo de processo é muito comum na indústria química, podendo ser de fluxo contínuo ou de batelada. No caso trabalhamos com fluxo de fluido contínuo devido grande interesse em processo que objetivem uma utilização máxima dos equipamentos e o maior rendimento. Para este processo apresentam-se problemas de otimização energética os quais trataremos em outro estudo.

O modelo da planta é requerido para posterior realização do controle de temperatura.

Da equação de balanço de energia para o líquido do tanque, desprezando perdas de calor, assumindo que a mistura é perfeita e volume constante, resulta na equação seguinte.

$$V \cdot \rho \cdot C_p \frac{dT(t)}{dt} = f(t) \cdot \rho \cdot C_p T_i(t) + U \cdot A [T_s(t) - T(t)] - f(t) \cdot \rho \cdot C_p T(t) \quad (1)$$

em que:

A é a área de transferência de calor, ft² (m²)

T_s(t) é a temperatura do vapor condensado, °F (°C)

f(t) é o fluxo de calor, ft³/min (m³/s)

r é a densidade do fluxo, lb/ft³ (Kg/m³)

C_p é a capacidade calorífica, Btu/lb.°F (cal/g.°C)

V é o volume do líquido no reator, ft³ (m³)

U é o coeficiente de transferência de calor global, Btu/min.ft².°F (cal/s.m².°C)

Da equação de balanço de energia para a serpentina, assumindo que o metal da serpentina está na mesma temperatura que o vapor condensado, resulta em:

$$C_m \frac{dT_s(t)}{dt} = w(t) \cdot \lambda - U \cdot A [T_s(t) - T(t)] \quad (2)$$

em que:

w(t) é a taxa de vapor, lb/min (Kg/s)

C_m é a capacidade térmica do metal da serpentina, Btu/°F (Kcal/°C)

Desde que a taxa de vapor que está na saída da válvula de controle esteja na entrada para o processo, nosso modelo está completo.

Linearizando as equações (1) e (2) do modelo do tanque pelo método de pequenos incrementos em termos de suas variáveis de derivação, temos

$$V \cdot \rho \cdot C_p \frac{dT(t)}{dt} = \bar{f} \cdot \rho \cdot C_p T_i(t) + \rho \cdot C_p \cdot (\bar{T}_i - \bar{T}) \cdot F(t) + U \cdot A T_s(t) - (U \cdot A + \bar{f} \cdot \rho \cdot C_p) T(t) \quad (3)$$

$$C_m \frac{dT_s(t)}{dt} = w(t) \cdot \lambda - U \cdot A T_s(t) + U \cdot A T(t) \quad (4)$$

Aplicando a Transformada de Laplace às equações (3) e (4) e rearranjando os termos dessas equações temos:

$$T(S) = \frac{K_f}{\tau \cdot S + 1} F(S) + \frac{K_i}{\tau \cdot S + 1} T_i(S) + \frac{K_s}{\tau \cdot S + 1} T_s(S) \quad (5)$$

$$T_s(S) = \frac{1}{\tau_c S + 1} T(S) + \frac{K_w}{\tau_c S + 1} W(S) \quad (6)$$

A variável a ser controlada T(S), conforme equação (5), é dependente do fluxo de calor, da temperatura inicial do processo T_i(S) e da temperatura na serpentina T_s(S). A temperatura da serpentina por sua vez é dependente da taxa de vapor do da temperatura T(S) e da taxa de vapor W(S).

III. VÁLVULA DE CONTROLE E ATUADOR

A equação para uma válvula de igual-porcentagem com pressão constante de subida e descida do fluxo é dada por:

$$W(t) = W_{MAX} \alpha^{V_p(t)-1}$$

em que:

w_{max} é o máximo fluxo que atravessa a válvula, lb/min (Kg/s)

α é o parâmetro de calibração de igual porcentagem

$V_p(t)$ é a posição da abertura do elemento atuador da válvula na escala de 0 a 1

O atuador da válvula pode ser modelado como um retardo de 1ª ordem:

$$V_p(S) = \frac{1/100}{\tau_v S + 1} M(S) \tag{7}$$

onde M(S) é o sinal de saída do controlador em porcentagem.

Os modelos de atuadores apresentados na literatura técnica [1], [4], são admitidos como lineares e de primeira ordem expressos na forma da equação (7). Estes modelos são simplificados, podendo introduzir erros importantes na modelagem da planta. Estes erros dependendo do controle realizado podem apresentar perturbação ao processo. Um modelo mais detalhado de atuadores pode apresentar as não linearidades e ordem elevada no modelo. Na prática atuadores são não-lineares, lentos, e com a dinâmica dependente da direção e limitados em sua ação. Além do mais eles degradam com o tempo com isso degradando a performance da planta.

As equações (8) e (9) representam a dinâmicas das válvulas/atuadores que serão tratados ao longo deste trabalho. Além destas equações apresenta-se um modelo válvula/atuador representado por uma saturação não linear.

$$G_v(S) = \frac{K_v}{\tau \cdot S + 1} \tag{8}$$

$$G_v(S) = \frac{K_v}{\tau \cdot^2 S + 2 \cdot \tau \cdot \xi \cdot S + 1} \tag{9}$$



IV. SIMULAÇÕES DA PLANTA EM MALHA ABERTA

O diagrama da figura 2 representa a dinâmica da planta do processo estudada nas equações (5) e (6) em malha aberta. Faremos um primeiro estudo em malha aberta deste processo utilizando os modelos com graus diferenciados de complexidade. Primeiro quanto a ordem do sistema e por último com acréscimo de não linearidades.

As simulações apresentadas na figura 3 foram conseguidas utilizando ferramentas MATLAB/SIMULINK. Elas apresentam os efeitos provocados na variável controlada do sistema $T(S)$. Algumas considerações a nível de valores foram determinadas inicialmente para que os cálculos das constantes de tempo fossem efetuados. O fluxo de vapor tem densidade r de 68 lb/ft³ e a sua capacidade calorífica é de 0,8Btu/lb⁰F. O volume do líquido no reator é mantido constante em 120 ft³ (3398 l). A serpentina tem uma área de 241,5 ft² e a capacidade de calor do metal é de 265,7 Btu/⁰F. O coeficiente de transferência de calor global U baseado na área externa da serpentina foi estimado em 2,1 Btu/min.ft².⁰F. O calor disponível é saturado a uma pressão de 30psia e o calor latente de condensação l é constante e igual a 966 Btu/lb. O fluxo nas condições do projeto é 15 ft³/min e sua temperatura T_i é 100⁰F. O conteúdo do tanque deve ser mantido na temperatura T de 150⁰F.

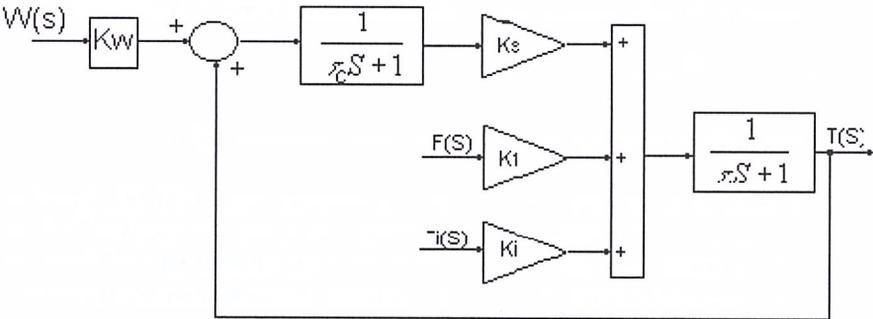
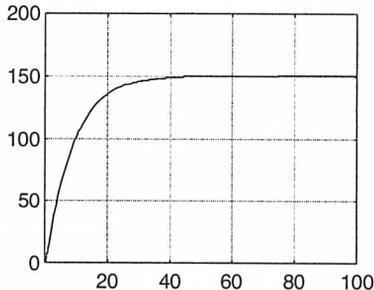
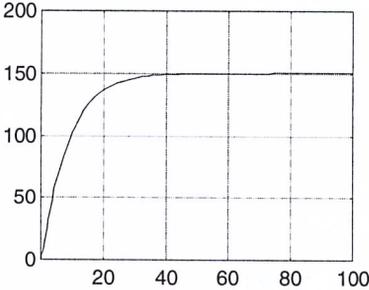


Figura 2 - Diagrama de Blocos do Processo Térmico

Variamos o valor de $W(s)$, na entrada do processo, até que o resultado da saída chegasse ao valor esperado.



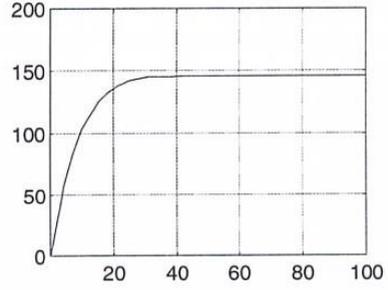
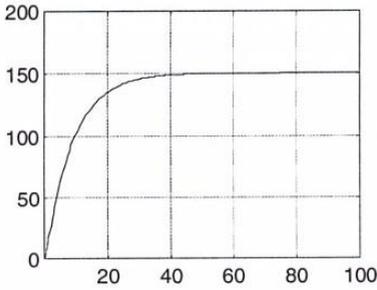


FIGURA 3 – a) Processo em malha aberta; b) Processo+ atuador de primeira ordem; c) Processo + atuador de Segunda ordem; d) Processo + saturação não linear

Os sistemas em malha aberta como era esperado apresentam tempo de resposta na ordem de 20 minutos. Não houve erro de regime estacionário, devido ao controle manual da variável de entrada para produzir o valor esperado na saída. A presença de saturação não produz diferença significativa no tempo da resposta. Faz-se necessário, então, implementarmos um controlador para que o sistema funcione automaticamente no valor desejado minimizando o erro de regime e diminuindo o tempo de resposta do sistema.

V. SIMULAÇÕES DA PLANTA EM MALHA FECHADA

A figura 4 mostra o novo diagrama de blocos do sistema incluindo a malha de controle. O controlador é implementado em cascata. Os parâmetros do controlador foram selecionados através de um método analítico e utilizando o critério de Ziegler-Nichols [2]

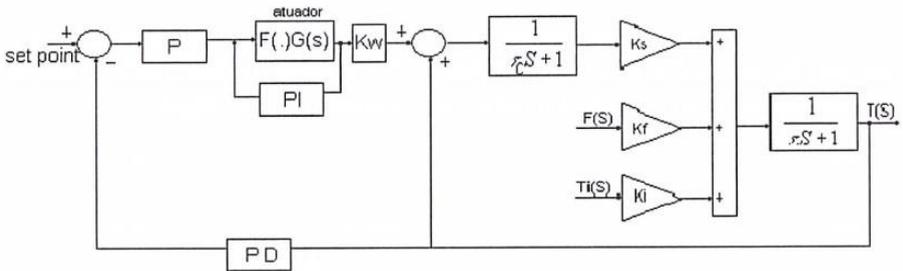


FIGURA 4 - Diagrama de Blocos do Sistema em Malha Fechada com controlador PID na malha de realimentação.

V.1. Método Analítico para cálculo dos parâmetros do Controlador PID.

A figura 5 apresenta as simulações do processo em malha fechada variando a dinâmica da válvula/atuador, e os parâmetros do controlador segundo o método analítico e submetendo a entrada uma excitação do tipo degrau.

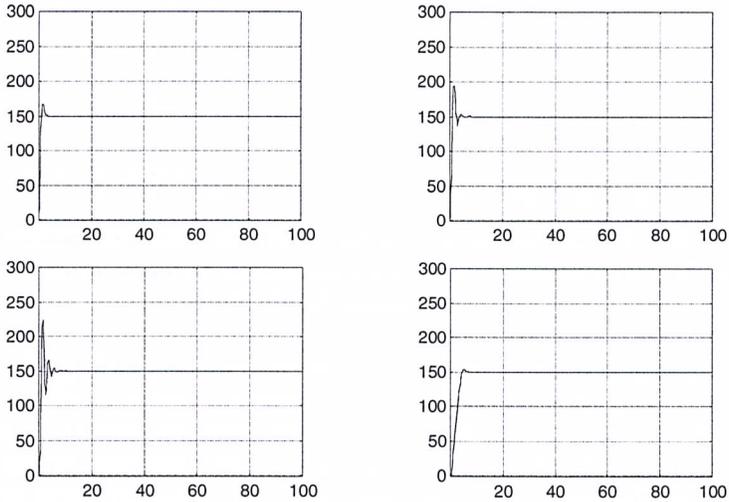
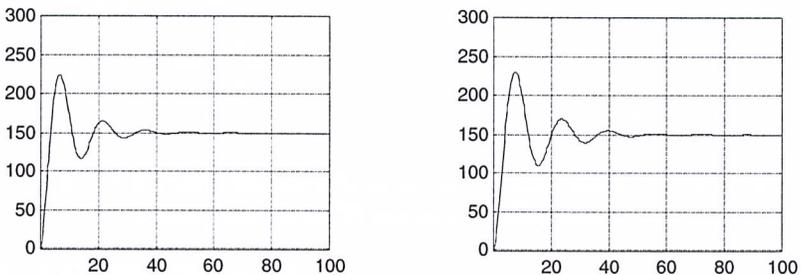


FIGURA 5 – a) Processo em MF; b) Processo + atuador de primeira ordem; c) Processo + atuador de Segunda ordem; d) Processo + saturação não linear

Utilizando o método analítico, verifica-se que os tempos de estabilização estão na ordem de 5 minutos em todos os processos. A única exceção é no sistema com atuador de Segunda ordem, onde a oscilação é intensa. O overshoot da resposta transitória também foi pequeno.

V.2. Critério de Ziegler-Nichols para cálculo dos parâmetros do Controlador PID

A figura 6 apresenta as simulações do processo em malha fechada variando a dinâmica da válvula/atuador, e os parâmetros do controlador segundo o critério de Ziegler-Nichols e submetendo à entrada uma excitação do tipo degrau.



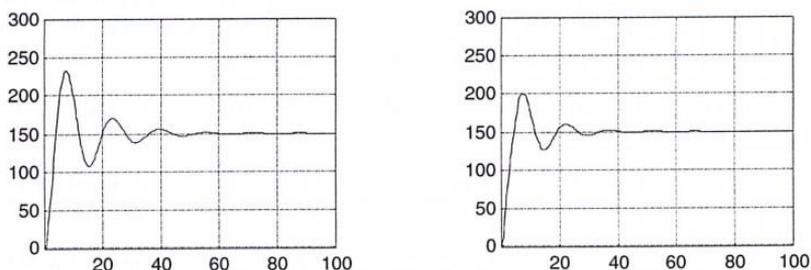


FIGURA 6 – a) Processo em MF; b) Processo + atuador de primeira ordem; c) Processo + atuador de Segunda ordem; d) Processo + saturação não linear

Com este método verifica um tempo de resposta muito alto na ordem de 60 minutos. Este critério não é muito aconselhável para este tipo de processo. A melhor resposta transitória se dá com o atuador de saturação não linear.

VI. CONCLUSÕES

Neste trabalho apresenta-se modelagem simulação e controle de um sistema térmico, utilizando modelos com variações do atuador/válvula. As diversas simulações foram feitas com o software MATLAB/SIMULINK. Implementa-se um controlador na malha de realimentação e calcula-se os parâmetros deste controlador através do Critério de Ziegler/Nichols e de um método analítico.

Pode-se concluir que o sistema do atuador/válvula implementado através de uma saturação não-linear obteve melhor resultado que os atuadores de 1ª e 2ª ordem, pois estes apresentaram oscilações em suas respostas e demoram mais tempo para se estabilizar. O método analítico é bem superior ao de Ziegler-Nichols nestes casos.

Existem algumas vantagens em se usar PID na malha de realimentação: permite projetar mais facilmente modelo simples e intuitivos além de um controle mais robusto (sintonizando a malha interior primeiro); é robusto para falhas na malha exterior e a malha interior rejeita distúrbios na pressão do vapor.

Conclui-se ainda que com o método clássico de Ziegler-Nichols não se percebe a influência das variações dos atuadores e a resposta do sistema não é boa. Utilizando-se o método analítico, no entanto, se percebe claramente a influência dos atuadores de ordem diferenciadas e das não linearidades e obtêm-se resultados excelentes na resposta dos sistemas.

VI. BIBLIOGRAFIA

- [1] – Smith, Carlos A, Corripio, Armando B, Principles of Automatic Process Control.

- [2] – W.K. Ho, O P. Gan, E. B. Tay, E. L. Ang “Performance and Gain and Phase Margins of Well Know Tuning Formulas”- IEEE Transactions on Control System Technology, VOL 4, N^o 4 Jul 96, pp. 473-477
- [3] – Loron, LUC “Tuning of PID Controllers by the Non-symmetrical Optimum Method” - pp. 103-107
- [4] – Clarke,D.W., “Sensor, Actuador and Loop Validation”- IEEE Control Systems, Aug 95, pp. 39-45
- [5] – Kozick,Richard J., Curtis C. Crane “Na Integrated Environment for Modeling, Simulation, Digital Signal Processing and Control” - IEEE) Transactions on Control System Technology, VOL 39, N^o 2 May 96, pp. 114-119
- [6] – Philips, Charles L., Harbor, Royce D. Sistemas de Controle e Realimentação, Makron Books 1997, pp. 295-298