

INTEGRAÇÃO DE UM COMPENSADOR DE ATRITO COM AMPLITUDE VARIÁVEL EM UMA VÁLVULA DE CONTROLE INDUSTRIAL

UBERDAN DA SILVA PLÁCIDO*, HEITOR GUZZO DE FARIA*, CELSO JOSÉ MUNARO†

*Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Espírito Santo, Av. Fernando Ferrari, 514, 29.075-910 Vitória, ES

Emails: uberdan.placido@petrobras.com.br , hgfaria90@gmail.com, munaro@ele.ufes.br

Abstract— The correct functioning of the control valves proves to be of great importance in order to obtain the efficiency of the industrial processes. Eliminating the variability in control loop introduced by oscillations from friction has become important. The present work proposes the integration of a friction compensator with variable amplitude in a control valve in an industrial environment, the purpose is to reduce the oscillations in an industrial control loop due to the friction in the control valve.

Keywords— Process Control, Knockor Compensator, Control Valves, Friction Compensator, Industrial Processes.

Resumo— O correto funcionamento das válvulas de controle mostra-se de grande importância para obter a eficiência em processos industriais. Eliminar a variabilidade em malhas de controle introduzidas pelas oscilações oriundas do atrito tem se tornado importante. O presente trabalho propõe a integração de um compensador de atrito com amplitude variável em uma válvula de controle em um ambiente industrial, o propósito é reduzir as oscilações em uma malha de controle industrial decorrente do atrito na válvula de controle.

Palavras-chave— Controle de Processos, Compensador Knockor, Válvulas de Controle, Compensador de Atrito, Processos Industriais.

1 Introdução

Processos modernos possuem uma variedade de grandezas físicas a serem controladas, que por sua vez exigem inúmeras malhas de controle para garantir o desempenho operacional. Essa variedade de malhas de controle requer um rigoroso acompanhamento, pois é comum encontrar não linearidades provocando oscilações em válvulas de controle. As não linearidades podem ser inerentes ou inseridas ao sistema de controle. Como exemplo de não linearidades inseridas no processo tem-se os relés e os controladores não lineares que tem por finalidade melhorar o desempenho do sistema no qual foram inseridos.

As não linearidades do tipo histerese, banda morta, zona morta, folga e o atrito são características de não linearidade inerentes ao sistema e, se não for dado um tratamento adequado, podem representar até 30% das oscilações no sistema (Bialkowski, 1993; Desborough et al., 2001; Qi and Huang, 2011). As não linearidades presente em válvulas de controle são observadas em diversos parques industriais, cujas oscilações geralmente são indesejadas, uma vez que diminuem a qualidade dos produtos, contribuindo com o aumento do consumo de energia e diminuindo o lucro operacional.

A causa raiz dessas oscilações inclui as sintomias dos controladores, agarramento na haste da válvula e modelo do processo mal projetado (Taha et al., 1996; Miao and Seborg, 1999; Srinivasan et al., 2005; Horch, 2007). O principal ônus proveniente das oscilações é a redução do desempenho das malhas que estão sendo afeta-

das. Entretanto técnicas para a redução das oscilações têm sido desenvolvidas, tendo como destaque as técnicas de identificação, quantificação e compensação de atrito em válvulas de controle (Ruel, 2000; Choudhury et al., 2008). Diante ao exposto, o correto funcionamento das válvulas de controle, mostra-se de grande importância para obter a eficiência dos processos industriais. Assim sendo, eliminar a variabilidade em malhas de controle é uma boa alternativa para mitigar esta problemática. O presente trabalho tem como objetivo a integração de um compensador de atrito do tipo *knocker* com amplitude variável, em um Controlador Lógico Programável (CLP) em uma indústria usando técnicas de detecção e quantificação de atrito (Choudhury et al., 2005) em uma indústria.

Na Seção 2 é apresentada uma breve descrição de uma válvula de controle e os efeitos relacionados ao atrito. Na Seção 3, são apresentadas as etapas da metodologia, desde a etapa inicial de detecção da oscilação, até a etapa de compensação do atrito. Na Seção 4, são mostrados os resultados da aplicação do algoritmo desenvolvido em um processo industrial. Por fim, as conclusões são apresentadas na Seção 5.

2 Válvulas de controle e os efeitos relacionados ao atrito

2.1 A válvula de controle pneumática

Válvulas de controle do tipo pneumáticas, estão presentes na maioria dos processos industriais, por ser um elemento final de controle que desempenha

um papel importante no processo. A Figura 1 mostra uma válvula do tipo pneumática utilizada em malhas de controle. A válvula pneumática é composta pelo atuador, haste, castelo, obturador e sede. A haste da válvula é a responsável por transmitir a abertura e o fechamento entre o atuador e o obturador que fica na sede da válvula. A válvula fica exposta a diversas ações climáticas, tornando-se vulnerável à oxidação na haste, ao aparecimento de folgas por desgastes mecânicos e o acúmulo de partículas suspensas, que se depositam entre o castelo e a haste da válvula. A oxidação e o acúmulo de particulados contribuem para o aumento do atrito existente, promovendo o aumento da resistência de oposição ao movimento da haste da válvula.

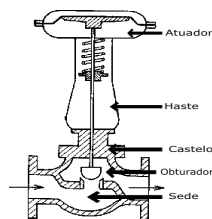


Figura 1: Válvula de Controle Pneumática

2.2 Definição do atrito

O fenômeno do atrito possui diversas definições na literatura (Olsson, 1996; Horch, 1999; Ruel, 2000), porém de acordo com a *American National Standard Institution ISA* (1979), a definição que melhor representa o comportamento de uma válvula com atrito foi apresentada por Choudhury et al. (2005). A definição do atrito é baseada no modelo de dois parâmetros, por meio de dados amostrados nas válvulas de controle. O modelo de dois parâmetros é formado pelo parâmetro J que é o salto (*slip-jump*), e pelo parâmetro S que é a banda morta somada a banda de agarramento.

3 Método Proposto

3.1 Caracterização da presença de oscilações

Segundo Choudhury et al. (2005), caracterizar a presença das oscilações em malhas de controle podem ser realizadas por meio gráfico, através da coleta de amostras da variável do processo (*process variable*—PV) e da saída do controlador (*Controller output signal*—OP). De acordo com o comportamento das variáveis coletadas, quatro tipos de comportamentos do atrito podem ser observados: banda morta, sem *offset*, *overshoot* e *undershoot*.

3.2 Detecção da oscilação

As oscilações em malhas de controle contribuem com a redução do desempenho dos processos in-

dustriais, e devido a existência de interdependência entre os processos, a oscilação em uma malha de controle pode até se propagar para outras malhas. O método baseado na função de auto correlação (*Auto Correlation Function*—ACF) proposto por Miao e Seborg (1990), permite avaliar a regularidade da oscilação, os cruzamentos por zero e a razão de decaimento do sinal investigado. O método ACF é aplicado juntamente com densidade espectral de potência (*Power Spectral Density*—PSD) conforme proposto por Karra and Karim (2009), afim de investigar a distribuição da potência existente no sinal, no domínio da frequência. Os métodos ACF e PSD serão utilizados neste trabalho, pois foram amplamente difundidos na literatura e apresentaram bons resultados quando aplicados.

3.3 Quantificação do atrito

É comum em uma indústria encontrar válvulas de controle com atrito, pois sua forma construtiva permite interações entre as partes mecânicas. Portanto, haverá atrito em válvulas, sendo aceitáveis quando não são capazes de provocar oscilações no sistema. O atrito se torna prejudicial, quando é capaz de provocar oscilações no processo, ou causar ciclos limite nas variáveis OP e PV. Um sistema de controle, em malha fechada com ciclo limite, apresenta uma característica chamada de assinatura do atrito, e pode ser visualizado, a partir de um gráfico das variáveis OPxPV.

De acordo com Gander et al. (1995), é possível realizar um contorno no gráfico OPxPV, ajustando uma elipse ao gráfico, desde que os dados coletados, sejam de um sistema em malha fechada e com atrito. O atrito aparente ou banda de agarramento S é a largura máxima da elipse, passando pelo centro, na direção da variável OP. O atrito aparente S pode ser obtido através da Equação 1.

$$S[\%] = \frac{2mn}{\sqrt{m^2 \sin^2 \alpha + n^2 \cos^2 \alpha}} \quad (1)$$

onde, m e n são os comprimentos dos eixos maior e do eixo menor da elipse, e α é o ângulo de rotação da elipse em relação ao eixo da variável OP. O comportamento da malha de controle com atrito pode também ser modelado usando o modelo de *Hammerstein* conforme mostrado na Figura 2.

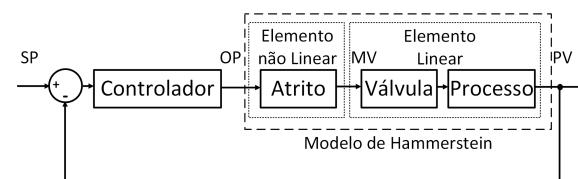


Figura 2: Modelo de *Hammerstein* representado o sistema identificado (modelo linear) e a não linearidade (atrito). Fonte: (Jelali, 2008)

3.3.1 Modelo linear

A ideia principal proposta por Jelali (2008), é que a dinâmica da válvula e do processo sejam representados por um bloco linear, utilizando-se o modelo autorregressivo de médias móveis (*auto regressive moving average with exogenous inputs*—ARMAX), conforme Equação 2.

$$A(q)y(k) = q^{-\tau}B(q)u_v(k) + C(q)\epsilon(k) \quad (2)$$

onde, q^{-i} representam os operadores que olham para trás ($q^{-i}u(k) = u(k-i)$), τ é o atraso de tempo do sistema discreto, e ϵ é a perturbação não medida, ou seja, a não linearidade. Os parâmetros $A(q)$, $B(q)$ e $C(q)$ (Equação 3) são os polinômios do modelo em que a ordem (m, n, p, τ) é previamente conhecida.

$$\begin{aligned} A(q) &= 1 + a_1q^{-1} + a_2q^{-2} + \dots + a_nq^{-n} \\ B(q) &= b_0 + b_1q^{-1} + \dots + b_mq^{-m} \\ C(q) &= 1 + c_1q^{-1} + c_2q^{-2} + \dots + c_pq^{-p} \end{aligned} \quad (3)$$

3.3.2 Modelo não linear

Para modelar os parâmetros S e J do atrito, serão utilizados o algoritmo busca de *grid*, conforme proposto por Srinivasan et al. (2005) e o modelo de dois parâmetros de Choudhury et al. (2004), onde é obtido de forma separada a parte linear e a parte não linear.

3.4 Análise por função descritiva

Na Seção 3.3.2, foram obtidos os parâmetros S e J para o modelo do atrito de dois parâmetros. Porém faz-se necessária uma investigação mais aprofundada para definir a necessidade de um compensador de atrito. A dinâmica do elemento linear e do elemento não linear será analisada pelo método da função descritiva. Segundo Mohammad and Huang (2012), a análise por função descritiva, determina se é necessário ajustar os parâmetros do controlador PI ou a utilização de um compensador de atrito.

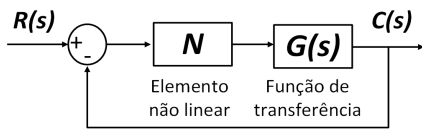


Figura 3: Sistema de Controle não Linear.

Dado o sistema da Figura 3, o bloco N representa a função descritiva do elemento não linear. Como a maioria das funções de transferência representam um filtro passa baixa, sendo assim, as harmônicas superiores são devidamente atenuadas e a função descritiva N pode ser tratada como um ganho. Logo, a resposta em frequência é apresentada na Equação 4 e a equação característica é

apresentada na Equação 5.

$$\frac{C(j\omega)}{R(j\omega)} = \frac{NG(j\omega)}{1 + NG(j\omega)}, \quad (4)$$

$$1 + NG(j\omega) = 0 \rightarrow G(j\omega) = -\frac{1}{N} \quad (5)$$

3.5 Compensador de atrito

Vários métodos foram desenvolvidos para a compensação de atrito em válvulas de controle: compensador IOL (*input-output linearization*), proposto por Kayihan and Doyle III (2000), Compensador *knocker*, proposto por Häggglund (2002), compensador *two-move*, proposto por Srinivasan et al. (2005) e compensador de reforço constante ou (Constant Reinforcement—CR) proposto por Xiang Ivan and Lakshminarayanan (2009). Nas próximas seções serão apresentados os parâmetros do compensador e o modelo do compensador proposto neste trabalho.

3.5.1 Parâmetros do compensador

O compensador do tipo *knocker*, originalmente proposto por Häggglund (2002), é frequentemente utilizado no desenvolvimento de pesquisas para compensar atrito, pois é de fácil desenvolvimento em ambiente industrial, ou em laboratórios. Os parâmetros do pulso do *knocker* está representado na Figura 4. O compensador aplica pulsos regulares na direção do sinal de controle, pois junto com o controlador PID, fornecerá energia suficiente para a válvula vencer o atrito existente e iniciar o movimento.

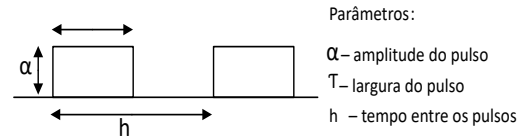


Figura 4: Parâmetros e pulso do compensador do tipo *knocker*.

A energia proporcionada pelo pulso do compensador no sinal de controle é $(\alpha\tau)$, então Häggglund (2002) sugere como melhor ajuste para a amplitude do pulso $\alpha = S/2$, sendo S o valor da banda morta mais a banda de agarramento. Häggglund (2002), sugere que não há razão para realizar ajustes na amplitude do pulso, todavia se ocorrer desgastes, e ou, aumento do atrito na válvula, um novo ajuste no parâmetro deve ser realizado.

Srinivasan et al. (2005), realizaram uma pesquisa sobre a influência dos parâmetros do compensador e observaram que pequenos valores na amplitude do pulso compensador, foram suficientes para fornecer energia para a válvula superar o atrito existente. No trabalho apresentado por Arifin et al. (2018) os autores reafirmam que $S/2$

é uma ótima escolha para a amplitude do pulso que proporciona um melhor desempenho do sistema, portanto como boa prática, neste trabalho a maior amplitude que será fornecida pelo compensador será $S/2$.

3.5.2 Compensador proposto

Neste trabalho, será proposto uma melhoria no compensador de atrito do tipo *knocker*. O método desenvolvido, consiste em modular a amplitude do pulso do compensador, em função do sinal do erro da malha de controle, para que a válvula tenha força suficiente para vencer o agarramento. Logo, a quantidade de energia necessária para movimentar a válvula, será determinada pelo erro do sistema, e assim a amplitude do pulso fornecerá energia para vencer o atrito no sistema de controle.

A amplitude do pulso não irá ultrapassar $\alpha = S/2$, sendo assim, será fornecido pulsos com baixa amplitude para pequenos movimentos da haste da válvula, e pulsos com maior amplitude para maiores deslocamentos. Com a implementação deste método, pretende-se minimizar os desgastes prematuro da válvula, provocado por oscilação ou pelo ciclo limite. O algoritmo do compensador proposto, será desenvolvido em linguagem de programação para CLP, no formato (*Structured Text*—ST), definida pela norma IEC61131-3. O algoritmo será implementado em um CLP, do fabricante Rockwell Automation®, modelo ControlLógix System, em uma planta industrial. Na Figura 5 está apresentado o fluxograma do algoritmo programado com amplitude variável.

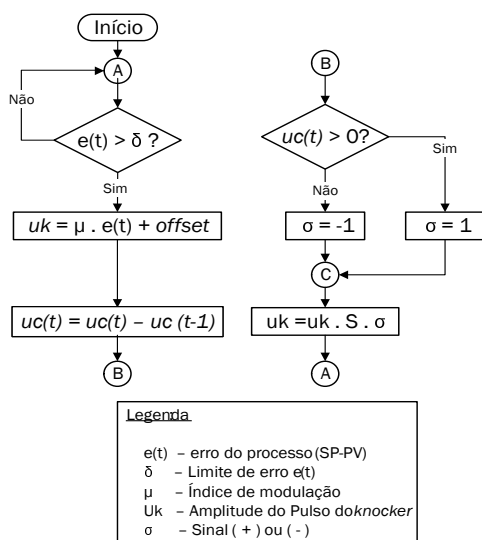


Figura 5: Fluxograma do Compensador com amplitude variável.

4 Implementação em uma malha de controle industrial

A fim de avaliar a eficiência prática do compensador proposto, um estudo de caso foi realizado em um sistema de controle de pressão industrial. O processo escolhido para implementação, realiza a transferência de hidrocarbonetos em um trecho de 70km entre uma refinaria e um terminal de armazenamento e distribuição. A escolha deste sistema foi devido ser observado variações da variável de controle em torno da referência desejada. A investigação foi realizada, para avaliar se a oscilação é proveniente de atrito e assim implementar um compensador de amplitude variável proposto. Nas próximas seções serão apresentadas uma breve descrição do funcionamento do sistema de controle, a caracterização do atrito, a quantificação do atrito e o compensador de amplitude variável.

4.1 Estudo de caso industrial - sistema de controle de pressão

O estudo de caso foi realizado em uma malha de controle de pressão, pertencente a um sistema de transferência de gás liquefeito de petróleo (GLP). A malha mantém o controle da pressão à montante da válvula e garante uma coluna de produto no interior do oleoduto sob pressão. A importância do controle de pressão nesta malha, é para garantir que não ocorrerá a troca entre fase no GLP. O produto transportado neste sistema atravessa a placa de orifício Y1 e pode ser operado pela linha A (tracejado em verde) ou pela linha B (tracejado em azul). A visão geral do sistema de controle pode ser visualizada no fluxograma de controle e instrumentação da Figura 6.

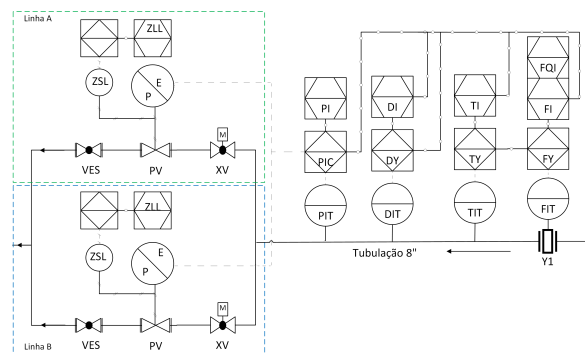


Figura 6: Fluxograma de controle e instrumentação da malha de pressão do estudo de caso.

4.2 Caracterização da presença de oscilações relacionadas ao fenômeno do atrito

Para investigar as características das oscilações presentes no sistema de controle de pressão da Seção 4.1, foram coletadas 65.000 amostras das

variáveis do processo, a uma taxa de amostragem de 1 amostra por segundo. A Figura 7 apresenta parte do conjunto de dados em função do tempo.

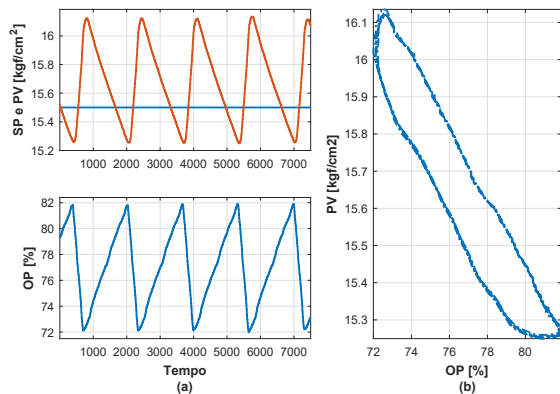


Figura 7: Dados da malha de pressão em uma planta industrial; (a) gráfico OP, SP e PV em função do tempo; (b) gráfico PV versus OP

Na Figura 7 (a) é evidenciado a presença de uma oscilação mantida nas variáveis PV e OP. As oscilações presentes, promovem aberturas e fechamentos na válvula de controle, que contribuem com o desgaste prematuro dos componentes internos da válvula. A Figura 7 (b) mostra a característica das variáveis OP versus PV, onde é observada uma banda morta e uma banda de agarramento. O tipo de atrito observado neste gráfico é do tipo *undershoot* (Choudhury et al., 2005), pois a saída do controlador OP continua aumentando o sinal na saída do controlador enquanto a variável de processo se mantém inalterada.

4.3 Detecção da oscilação

Na Seção 4.2, foi caracterizada a presença de oscilação nas variáveis do processo, portanto é importante investigar as características da regularidade do sinal oscilatório, pois representam o comportamento e as características da não linearidade.

4.3.1 A densidade espectral de potência

A aplicar a PSD em conjunto com a ACF no sinal de erro do controlador, foi confirmada a existência de uma não linearidade na malha do estudo de caso. A PSD do sinal de erro é mostrada na Figura 8.

O pico de potência observado na Figura 8, na frequência de $f = 0.0034$ [rad/seg], mostra um valor alto de energia concentrado e regular quando comparado com o restante do espectro, evidenciando a presença de uma oscilação no sistema.

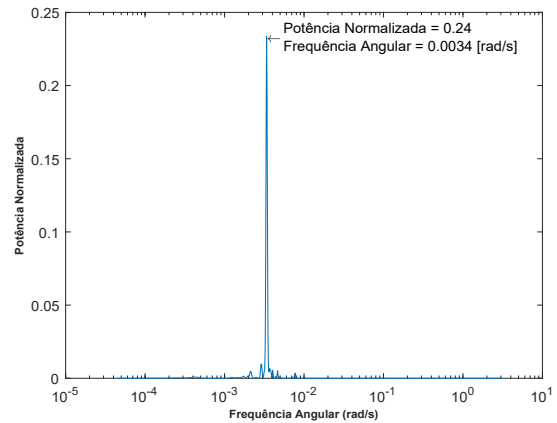


Figura 8: Densidade Espectral de Potência do erro $e(t)$ da malha de controle.

4.4 Quantificação do atrito

Na Seção 4.2, foi caracterizado a presença de oscilação sistema de controle investigado, e a presença de oscilação foi confirmado na Seção 4.3. Nesta seção, a oscilação será quantificada de acordo com a metodologia proposta.

4.4.1 Os parâmetros do atrito

O método utilizado para estimar a banda de agarramento foi apresentado por Gander et al. (1995), onde a partir dos dados de OP e PV do sistema com atrito, a banda de agarramento S pode ser estimada. Na Figura 9 é apresentado o ajuste da elipse ao conjunto de dados deste estudo de caso, utilizando os dados de OP e PV com atrito. O

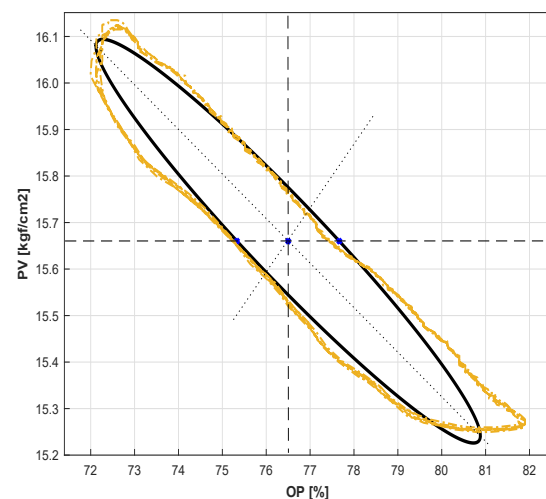


Figura 9: Ajuste da elipse ao gráfico de entrada e saída do sistema, para estimar o a banda de agarramento S do atrito.

método de ajuste da elipse foi realizado com os valores do eixo maior $m = 4.400$, eixo menor $n = 0.115$, centro da elipse ($t_1 = 76,500, t_2 = 15,660$) e ângulo entre abscissa e eixo maior ($\alpha = 9,3295$).

A partir destes valores, a banda de agarramento foi estimada em $S = 2.3$. Em seguida o valor da banda de agarramento foi estimado utilizando o modelo de dois parâmetros de Choudhury et al. (2004), através do algoritmo busca de *grid*. Foi utilizado um intervalo do parâmetro S entre 1 e 3 com um passo de 0.1. Para o parâmetro J (*slip-jump*), foi utilizado um intervalo entre 0.1 e 3 com um passo de 0.1. Na Figura 10, está apresentado a curva de busca do parâmetro S em função do erro médio. O erro médio global, convergiu para o valor de $S = 2.2$ como melhor ajuste para o parâmetro do atrito S do atrito e $J = 1.6$

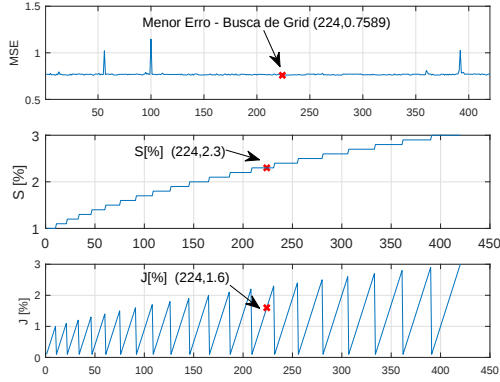


Figura 10: Busca do parâmetro S e J em função do erro médio.

4.4.2 O modelo do processo

O modelo do processo foi obtido a partir do conjunto de dados coletados no processo. Os dados foram obtidos aplicando-se degraus em malha aberta na malha de controle de pressão do estudo caso. A função de transferência estimada que representa o comportamento da malha de controle de pressão está apresentada na Equação 6.

$$\frac{[kgf/cm^2]}{OP\%} = \frac{-0.001576}{s + 0.01625} \quad (6)$$

O controlador proporcional integral (PI) utilizado para estabilizar o processo está apresentado na Equação 7.

$$G_C(s) = \frac{15s + 0.1}{s} \quad (7)$$

Após estimar a função de transferência do processo, foi simulado o comportamento da variável de processo PV estimada e comparada com os valores da PV coletada no processo e está apresentado na Figura 11.

4.4.3 Análise da oscilação

Na Seção 4.4.1, foram obtidos os parâmetros $S = 2,2$ e $J = 1.6$ para o modelo do atrito, na Equação 6 foi estimado o modelo do processo e na

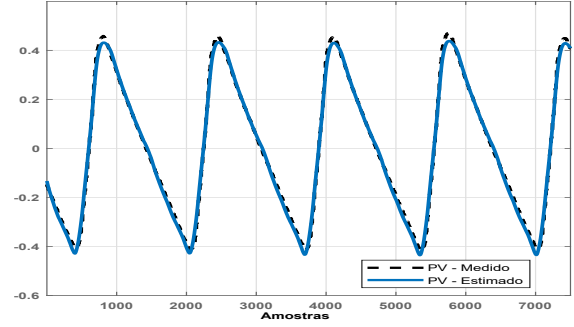


Figura 11: PV medido e PV estimado do sistema de controle de pressão.

(Equação 7) o compensador PI, porém ainda não é possível afirmar, se apenas ajustando os ganhos do controlador PI reduz a oscilação encontrada no sistema. Uma investigação mais aprofundada será realizada por meio da função descritiva.

4.4.4 Análise por função descritiva

Segundo Mohammad and Huang (2012), é possível definir a necessidade de ajuste do controlador PI, ou utilizar um compensador de atrito para reduzir as oscilação no processo. Na Figura 12, está apresentada a resposta em frequência da função de transferência da Equação 6 e compensador da Equação 7, e a trajetória da não linearidade.

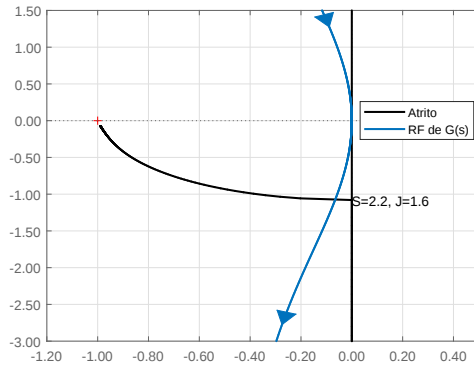


Figura 12: Trajetória de $-1/N$ com os parâmetros do atrito estimado e resposta em frequência da malha do estudo de caso.

A Figura 12, confirma que os lugares geométricos de $G(j\omega)$ e $-1/N$ se cruzam no diagrama polar, caracterizando a oscilação como uma não linearidade proveniente do atrito. É evidenciado também que a realização de ajustes nos ganhos do controlador PI, não serão suficientes para evitar o cruzamento entre os lugares geométrico da malha de pressão e a trajetória da não linearidade no diagrama polar. Portanto, faz se necessário a utilização de um compensador para reduzir a oscilação existente.

4.4.5 Implementação do compensador de amplitude variável no estudo de caso

De acordo com a análise realizada na Seção 4.4.4, a implementação do compensador de amplitude variável se faz necessária na malha de controle de pressão deste estudo de caso. O programa desenvolvido em texto estruturado foi implementado no CLP industrial. A variável de processo oscila constantemente em torno da referência SP, e a saída do controlador mantém a válvula em constante movimento de abertura e fechamento. O compensador proposto foi ajustado com o parâmetro do atrito $S = 2$, o tempo de ajuste da largura do pulso foi de 0,5 segundos e tempo entre os pulsos de 1,5 segundos, pois a rotina do compensador é periódica com duração de 0.5 segundos. O limite do erro foi parametrizado em $\delta = 0.1$.

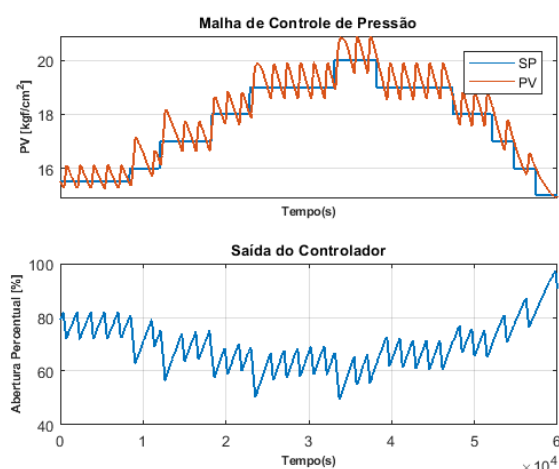


Figura 13: Ciclo limite da malha de controle sem o compensador.

Na Figura 14, é apresentado o resultado da implementação do compensador de amplitude variável na malha de controle em uma válvula de um processo industrial. Na figura nota-se, a redução da oscilação da variável de processo. A figura também mostra o sinal de controle e o erro do sistema.

Na Figura 15, está apresentado um conjunto de amostras detalhando a ação do compensador. Nota-se que o compensador atua no sinal de controle contribuindo com o ajuste desejado pela referência.

5 Conclusão

No presente trabalho foi descrito o problema de atrito presente em válvulas de controle, que pode provocar oscilações e prejuízos na indústria. Para solucionar este problema, foi proposta a utilização da caracterização de oscilações em conjunto com detecção e quantificação de oscilações, com o objetivo de confirmar a presença do atrito em uma

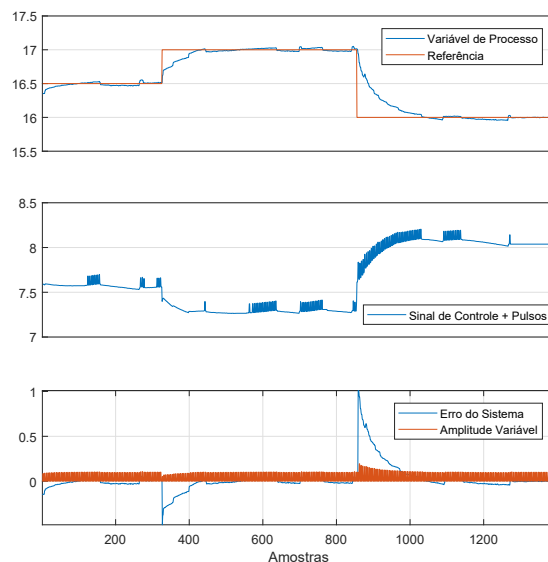


Figura 14: Malha de controle com ação do compensador de amplitude variável

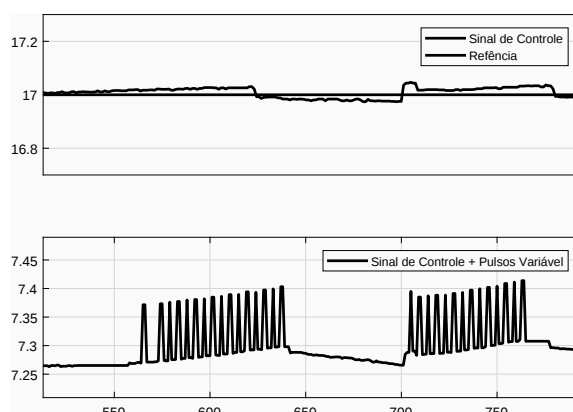


Figura 15: Detalhes da ação dos pulsos do compensador na variável do processo.

malha de controle, e assim implementar o compensador de amplitude variável, capaz de reduzir as oscilações.

Tendo confirmado a presença de atrito através da metodologia proposta e quantificado o atrito, foi proposta a utilização de um compensador com amplitude variável. A metodologia proposta foi testada na prática, em uma malha de pressão. Os resultados mostraram que houve redução da oscilação na variável do processo, comprovando a eficiência do compensador proposto para resolver um importante e frequente problema da indústria.

Vale destacar que a metodologia foi testada com sucesso em um ambiente industrial (CLP), reduzindo significativamente o problema de atrito presente em válvulas de processos industriais, e reduzindo também a oscilação na malha de controle, proporcionando mais segurança e confiabilidade operacional.

Referências

- Arifin, B., Munaro, C., Angarita, O., Cypriano, M. and Shah, S. (2018). Actuator stiction compensation via variable amplitude pulses, *ISA transactions* **73**: 239–248.
- Bialkowski, W. (1993). Dreams versus reality: a view from both sides of the gap: manufacturing excellence with come only through engineering excellence, *Pulp & Paper Canada* **94**(11): 19–27.
- Choudhury, A. A. S., Shah, S. L. and Thornhill, N. F. (2008). *Diagnosis of process nonlinearities and valve stiction: data driven approaches*, Springer Science & Business Media.
- Choudhury, M. S., Thornhill, N. F. and Shah, S. L. (2004). A data-driven model for valve stiction, *IFAC Proceedings Volumes* **37**(1): 245–250.
- Choudhury, M. S., Thornhill, N. F. and Shah, S. L. (2005). Modelling valve stiction, *Control engineering practice* **13**(5): 641–658.
- Desborough, L., Nordh, P. and Miller, R. (2001). Process out of control, *InTech International Journal for Measurement Control* **48**(8): 52–56.
- Gander, W., Strebel, R. and Golub, G. H. (1995). Fitting of circles and ellipses least squares solution, *SVD and Signal Processing III*, Elsevier, pp. 349–356.
- Hägglund, T. (2002). A friction compensator for pneumatic control valves, *Journal of process control* **12**(8): 897–904.
- Horch, A. (1999). A simple method for detection of stiction in control valves, *Control Engineering Practice* **7**(10): 1221–1231.
- Horch, A. (2007). Benchmarking control loops with oscillations and stiction, *Process control performance assessment*, Springer, pp. 227–257.
- ISA, Subcommittee, S. (1979). Process instrumentation terminology, *Technical Report ANSI/ISA-S51.1-1979*.
- Jelali, M. (2008). Estimation of valve stiction in control loops using separable least-squares and global search algorithms, *Journal of Process Control* **18**(7-8): 632–642.
- Karra, S. and Karim, M. N. (2009). Comprehensive methodology for detection and diagnosis of oscillatory control loops, *Control Engineering Practice* **17**(8): 939–956.
- Kayihan, A. and Doyle III, F. J. (2000). Friction compensation for a process control valve, *Control engineering practice* **8**(7): 799–812.
- Miao, T. and Seborg, D. E. (1999). Automatic detection of excessively oscillatory feedback control loops, *Control Applications, 1999. Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on*, Vol. 1, IEEE, pp. 359–364.
- Mohammad, M. A. and Huang, B. (2012). Compensation of control valve stiction through controller tuning, *Journal of Process control* **22**(9): 1800–1819.
- Olsson, H. (1996). Control systems with friction, *PhD Theses*.
- Qi, F. and Huang, B. (2011). Estimation of distribution function for control valve stiction estimation, *Journal of Process Control* **21**(8): 1208–1216.
- Ruel, M. (2000). Stiction: The hidden menace, *Control Magazine* **13**(11): 1–11.
- Srinivasan, R., Rengaswamy, R., Narasimhan, S. and Miller, R. (2005). Control loop performance assessment. 2. hammerstein model approach for stiction diagnosis, *Industrial & engineering chemistry research* **44**(17): 6719–6728.
- Taha, O., Dumont, G. A. and Davies, M. S. (1996). Detection and diagnosis of oscillations in control loops, *Decision and Control, 1996., Proceedings of the 35th IEEE Conference on*, Vol. 3, IEEE, pp. 2432–2437.
- Xiang Ivan, L. Z. and Lakshminarayanan, S. (2009). A new unified approach to valve stiction quantification and compensation, *Industrial & Engineering Chemistry Research* **48**(7): 3474–3483.