DANIEL UEHARA

**DETECÇÃO E QUANTIFICAÇÃO DE ATRITO EM VÁLVULAS
DE CONTROLE**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de
Mestre em Engenharia

SÃO PAULO
2009

DANIEL UEHARA

**DETECÇÃO E QUANTIFICAÇÃO DE ATRITO EM VÁLVULAS
DE CONTROLE**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título
de Mestre em Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia de Sistemas

Orientador:
Prof. Dr. Claudio Garcia

SÃO PAULO

2009

FICHA CATALOGRÁFICA

Uehara, Daniel

**Detecção e qualificação de atrito em válvulas de controle /
D. Uehara. -- São Paulo, 2009.
p. 69**

**Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia de Telecomunica-
ções e Controle.**

**1. Controle de processos (Variabilidade) 2. Válvulas de con-
trole pneumático 3. Atrito 4. Sistemas de controle I.Universidade
de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia
de Telecomunicações e Controle II.t.**

RESUMO

Este trabalho dedica-se ao estudo de métodos para detecção e quantificação do atrito em válvulas de controle. Tais válvulas são, em geral, o elemento final em malhas de controle de processos industriais. A presença de atrito nessas válvulas pode elevar a variabilidade da malha de controle, causando perdas de qualidade do produto, aumento nas paradas para manutenção e impactos econômicos significativos. Muitos estudos foram realizados visando diagnosticar e medir o atrito. Neste trabalho, serão implementadas algumas técnicas propostas na literatura para detecção e quantificação de atrito em válvulas de controle. Para avaliar seu desempenho, serão apresentadas comparações dos resultados obtidos em simulação e ensaios em bancada com válvulas reais.

Palavras-chave: Atrito. Válvulas de controle pneumático. Sistemas de controle. Controle de processos.

ABSTRACT

This work will study methods for detection and quantification of friction in control valves. These valves are the main final elements of control loops in industrial processes. The presence of friction can increase the variability of the control loop, causing loss of product quality, increase need of maintenance and significant economical impacts. Many studies have been presented in order to diagnose and measure the friction. In this work, some techniques proposed in the literature will be implemented. In order to evaluate its performance, it will be presented some comparisons of the results obtained from simulation and laboratory experiments.

Keywords: Friction. Pneumatic control valves. Control systems. Control of processes.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Curva de assinatura simulada de uma válvula de controle.....	8
Figura 2 - O algoritmo do modelo de Kano como um fluxograma (KANO et al., 2004).	14
Figura 3 - Malha de controle padrão	17
Figura 4 - Diagrama do ambiente <i>Hardware in the Loop</i>	19
Figura 5 - Foto da bancada experimental <i>HIL</i>	19
Figura 6 - Diagrama em blocos dos sistemas de controle usados em (KANO et al., 2004).	22
Figura 7 - Resultados da simulação obtidos para malha de vazão (KANO et al., 2004).	22
Figura 8 - Resultados da simulação obtidos para malha de nível (KANO et al., 2004).	23
Figura 9 - Mudança de base no ajustamento de elipse. (CHOUDHURY et al, 2006).	28
Figura 10 - Diagrama para a detecção de não-linearidade. (CHOUDHURY et al, 2006).	31
Figura 11 - Diagrama para a quantificação do atrito aparente. (CHOUDHURY et al, 2006).	32
Figura 12 - Saída u_b de um <i>backlash</i> com entrada u . (HÄGGLUND, 2007).	33
Figura 13 - Diagrama em blocos da malha de controle usada em (HÄGGLUND, 2007).	34
Figura 14 - Diagrama de Nyquist usado em (HÄGGLUND, 2007).	35
Figura 15 - Detalhes dos sinais a serem utilizados na estimação. (HÄGGLUND, 2007).	37
Figura 16 - Estrutura do algoritmo do estimador (HÄGGLUND, 2007).	39
Figura 17 - Válvula 01: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) para $K=0,10$	42
Figura 18 – Válvula 01: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K= 0,10$	42

Figura 19 - Válvula 01: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) para $K=0,20$.	43
Figura 20 - Válvula 01: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K= 0,20$.	43
Figura 21 - Válvula 01: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) $K=0,25$.	44
Figura 22 - Válvula 01: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K=0,25$.	44
Figura 23 - Válvula 01: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) $K=0,27$.	45
Figura 24 - Válvula 01: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K=0,27$.	45
Figura 25 - Válvula 01: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) $K=0,285$.	46
Figura 26 - Válvula 01: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K=0,285$.	46
Figura 27 - Válvula 01: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) $K=0,30$.	47
Figura 28 - Válvula 01: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K=0,30$.	47
Figura 29 - Válvula 2: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) $K=0,10$.	49
Figura 30 - Válvula 2: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K=0,10$.	49
Figura 31 - Válvula 2: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) $K=0,15$.	50
Figura 32 - Válvula 2: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K=0,15$.	50
Figura 33 - Válvula 2: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) $K=0,20$.	51
Figura 34 - Válvula 2: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K=0,20$.	51
Figura 35 - Válvula 2: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) $K=0,25$.	52

Figura 36 - Válvula 2: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K=0,25$	52
Figura 37 - Válvula 2: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) $K=0,27$	53
Figura 38 - Válvula 2: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K=0,27$	53
Figura 39 - Válvula 2: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) $K=0,30$	54
Figura 40 - Válvula 2: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K=0,30$	54
Figura 41 - S estimado x ganho do controlador para a válvula 1 (Teflon®).	56
Figura 42 - S estimado x ganho do controlador para a válvula 2 (Grafite).	58
Figura 43- Comparação entre elipses para $K=0,25$ com a válvula 2 – Grafite.	60
Figura 44 – Índice de Não Linearidade x Ganho de controle.	62
Figura 45 – Comparação entre NLI e Choud_y para a válvula 1 - Teflon®.....	62
Figura 46 – Comparação entre NLI e Choud_y para a válvula 2 – Grafite.....	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Sintonia de controladores (KANO et al., 2004).	23
Tabela 2 - Parâmetros do modelo de <i>stiction</i> (KANO et al., 2004).....	23
Tabela 3 - Resultados obtidos (KANO et al., 2004).....	23
Tabela 4 - Valores críticos para NGI e NLI (CHOUDHURY et al, 2006).	26
Tabela 5 – Ciclos limites em malhas de controle (CHOUDHURY; SHAH; THORNHILL, 2008).....	33
Tabela 6 - Resultados do método de Kano para a válvula 1 (Teflon®).....	55
Tabela 7 - Resultados do método de Choudhury para a válvula 1 (Teflon®)...	55
Tabela 8 - Resultados do método de Hägglund para a válvula 1 (Teflon®)....	56
Tabela 9 - Resultados do método de Kano para a válvula 2 (Grafite).....	57
Tabela 10 - Resultados do método de Choudhury para a válvula 2 (Grafite)...	57
Tabela 11 - Resultados do método de Hägglund para a válvula 2 (Grafite)....	57
Tabela 12 – Resultados do metodo de Kano para a válvula 1 - Teflon®.	59
Tabela 13 – Resultados do metodo de Kano para a válvula 2 – Grafite.	59
Tabela 14 – Resultados do método de Choudhury para a válvula 1 - Teflon®.	61
Tabela 15 – Resultados do método de Choudhury para a válvula 2 – Grafite.	61
Tabela 16 – Resultados do método de Hägglund para a válvula 1 - Teflon®. .	64
Tabela 17 – Resultados do método de Hägglund para a válvula 2 – Grafite. ..	64

SUMÁRIO

Capítulo 1. Introdução	1
1.1. Motivação	1
1.2. Objetivo	3
1.3. Revisão Resumida da Literatura	4
1.3.1. Detecção e Quantificação de atrito em válvulas de controle	4
1.3.2. Modelos de atrito em válvulas de controle.....	5
1.4. Estrutura da Dissertação.....	6
Capítulo 2. Descrição do Problema	7
2.1. Descrição das não-linearidades na válvula de controle	7
2.2. Descrição dos modelos considerados.....	9
2.2.1. Modelo físico da válvula	10
2.2.2. Modelo do Processo	17
2.2.3. Descrição do ambiente HIL	18
Capítulo 3. METODOLOGIA.....	20
3.1. Métodos de Detecção e Quantização de <i>Stiction</i>	20
3.1.1. Método de Kano	20
3.1.2. Método de Choudhury	24
3.1.3. Método de Hägglund	33
Capítulo 4. RESULTADOS DOS ENSAIOS	40
4.1. Análise inicial dos sinais obtidos nos experimentos.....	41
4.2. Comparação dos resultados dos métodos	55
4.2.1. Resultados do método de Kano.....	58
4.2.2. Resultados do método de Choudhury	59
4.2.3. Resultados do método de Hägglund.....	63
Capítulo 5. conclusões e sugestões para trabalhos futuros	65
5.1. Conclusões	65
5.2. Sugestões para trabalhos futuros	66

CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

Atualmente, a variabilidade no controle de processos industriais faz com que seja difícil manter as condições próximas a seus limites de operação, causando assim um excessivo consumo (desperdício) de energia. Ainda hoje, as válvulas de controle são os elementos finais da malha de controle mais empregados na indústria de processos. Para melhor utilização dos recursos, os sistemas de controle devem alcançar o seu melhor desempenho. Um desempenho pobre de controle pode ser causado não apenas por má sintonia do controlador, mas também por características indesejáveis das válvulas de controle. Entre as varias características indesejáveis dessas válvulas, o atrito é o problema mais comum na indústria de processos. Dessa forma, é importante desenvolver um método prático que possa detectar tal atrito e diferenciá-lo das outras causas, incluindo a sintonia inadequada do controlador. (KANO et al., 2004).

Em termos da variabilidade de uma planta, para que se possa combater diretamente a fonte do problema, torna-se extremamente importante detectar e diagnosticar suas causas. Diversas técnicas têm sido apresentadas, tanto para a detecção quanto para o diagnóstico. Para a detecção das perturbações de uma planta, existem métodos tanto no domínio do tempo, quanto no domínio da frequência. (THORNHILL; HORCH, 2006).

Uma vez detectada a perturbação, devemos diagnosticar seu tipo e causa. Em geral, classificam-se tais perturbações em duas categorias, as geradas por causas lineares e não-lineares. Para os dois tipos, existem técnicas descritas na literatura. (THORNHILL; HORCH, 2006) apresentam um resumo bem elaborado destes possíveis métodos. Entre as mais relevantes, para as perturbações lineares, há o diagnóstico de ajuste do controlador e o estrutural. Para as não-lineares, há a análise não-linear das tendências temporais, os

métodos de ciclo-limite e finalmente, os métodos de diagnóstico de válvula. Estes últimos estão divididos em intrusivos e não-intrusivos.

Em consequência da presença do atrito, as válvulas de controle podem apresentar um comportamento oscilatório, afetando o desempenho do controle regulatório. Uma estimativa do número de malhas que oscilam por problemas nas válvulas de controle pode ser obtida em (SRINIVASAN; RENGASWAMY, 2005), onde se indica que de 20 a 30% das malhas de controle oscilam devido à presença de atrito ou histerese. Estes números são bastante próximos dos apresentados por (HÄGGLUND, 2002), que em seu trabalho informa que aproximadamente 30% das malhas de controle auditadas em uma indústria de papel canadense apresentaram problemas de variabilidade relacionados a não-linearidades nas válvulas de controle.

O primeiro passo para solucionar o problema das oscilações geradas pelo atrito é identificá-las no processo. Uma vez identificado que uma determinada válvula está oscilando por causa do atrito, o próximo passo é realizar sua manutenção. Entretanto, na prática nem sempre é possível parar um processo para realizar uma manutenção não-programada. De acordo com (SRINIVASAN; RENGASWAMY, 2005), as paradas programadas de uma planta acontecem entre seis meses e três anos de operação. Durante esse período, a válvula de controle pode permanecer operando de maneira inadequada. Do ponto de vista econômico, numa malha de controle em que uma válvula opere em condições inadequadas, ocorre o aumento da variabilidade do processo, gerando um rendimento abaixo do esperado e conseqüentemente, perdas financeiras. Em (CHOUDHURY; THORNHILL; SHAH, 2005), os autores apontam que até mesmo uma melhora de 1% na eficiência do consumo de energia ou manutenção das malhas de controle pode representar milhões de dólares de economia, caso sejam consideradas todas as indústrias de processo ao redor do mundo.

O foco deste estudo está nas técnicas não-intrusivas de detecção de atrito nas válvulas de controle, ou seja, em métodos que se baseiam nos dados normalmente obtidos na operação de uma planta real.

Caso a existência e o tipo do atrito sejam passíveis de confirmação, a manutenção dos elementos causadores da variabilidade, em geral válvulas,

pode ser feita de maneira precisa e rápida, sem riscos de desperdício de tempo e esforço. Muitas vezes, esta simples manutenção da válvula de controle defeituosa reduz o atrito e, conseqüentemente, reduz ou até elimina a variabilidade do processo como um todo.

Quando o atrito em válvulas é detectado e confirmado, pode-se ainda fazer o uso de compensadores de atrito, com o intuito de anular o efeito desta não-linearidade, mesmo sem eliminá-la do processo, como visto em (GURY; GARCIA; UEHARA; 2008).

1.2. Objetivo

Neste trabalho, três técnicas de detecção e quantificação do atrito em válvulas de controle propostas na literatura são avaliadas e comparadas. A primeira técnica, proposta em (KANO et al; 2004), é baseada na análise dos sinais de posição da haste da válvula e da saída do controlador, visando avaliar o parâmetro que caracteriza o modelo de atrito proposto no mesmo artigo. A segunda técnica é proposta em (CHOUDHURY et al; 2006), na qual o parâmetro que caracteriza o atrito é obtido através do ajuste de uma elipse no gráfico PV (variável controlada) x OP (variável manipulada). Por fim, a terceira, proposta em (HÄGGLUND; 2007) estima o “backlash” em processos estáveis, necessitando do sinal de saída do processo, dos parâmetros do controlador PID e do ganho estático do processo.

Uma vez implementados estes algoritmos de detecção e quantificação, estes são avaliados em simuladores, a princípio, no software Matlab/Simulink®, da MathWorks™ e, em uma segunda fase em ambiente HIL (*Hardware in the Loop*), composto por um sistema simulado, placa de aquisição de dados e válvula de controle real instrumentada.

1.3. Revisão Resumida da Literatura

1.3.1. Detecção e Quantificação de atrito em válvulas de controle

As oscilações da variável controlada são os maiores indicadores da deterioração do desempenho, ou até mesmo do processo como um todo. Elas estão presentes em grande parte das plantas, independentemente do segmento industrial, e sua causa é, em geral, de difícil identificação.

O problema do diagnóstico das causas das oscilações pode ser decomposto em duas partes (THORNHILL; HORCH, 2006). Na primeira parte, a causa de cada fonte de perturbação deve ser distinguida entre as perturbações secundárias que possam ser propagadas por esta fonte. A segunda parte consiste em testar os possíveis candidatos a fontes de perturbações, para confirmar o diagnóstico. A detecção das causas das oscilações pode ser feita através de métodos não-intrusivos ou intrusivos. Os métodos não-intrusivos são baseados em uma análise dos dados operacionais de uma planta, sem nenhum tipo de interação humana durante a coleta das informações. Eles são geralmente utilizados para um diagnóstico inicial das causas da variabilidade, mas não são capazes de garantir que o problema esteja relacionado diretamente à presença de atrito.

Sendo assim, para obter esta confirmação foram propostos métodos intrusivos de detecção. Em (CHOUDHURY et al., 2006) são citados dois métodos intrusivos: o “Teste de Elevação” (*bump test* ou *valve travel*) e o teste de “Mudanças no Ganho do Controlador” (*changes in controller gain*). Estes métodos foram testados e comparados em (PAIOLA; GARCIA, 2008).

Alguns métodos não-intrusivos apresentados na literatura não são comparados neste trabalho, pois não apresentam resultados coerentes ou

permitem a detecção em apenas alguns casos específicos. Apresentam-se alguns exemplos mais relevantes a seguir.

Em (HORCH, 1999) é proposto um método que é razoavelmente bem sucedido na detecção de atrito em malhas de vazão, pois este método é baseado na correlação entre a saída do controlador e a saída do processo. Este método não necessita conhecimento sobre o processo, ou seja, não precisa de um modelo, mas é assumido que o processo não tenha ação integral, o controlador seja do tipo PI e a malha oscilante tenha sido detectada com uma oscilação significativamente ampla. (HORCH, 1999).

Em (SINGHAL; SALSBUY, 2005) e (YAMASHITA, 2006) foram apresentados métodos que dependem da análise qualitativa do formato das seqüências temporais obtidas na planta, cujos dados são geralmente distorcidos pelo ruído, dinâmica do processo e do controlador, além de como dito anteriormente, serem destinados apenas à detecção.

1.3.2. Modelos de atrito em válvulas de controle

Uma coletânea dos principais modelos de atrito em válvulas de controle foi apresentada em (GARCIA, 2006). Em (GARCIA, 2008) foram descritos oito modelos de atrito e, após se aplicar uma bateria de testes conforme sugerido em (ISA, 2000, 2006), três deles passaram em todos os testes, a saber: modelos de Karnopp (KARNOPP, 1985), Lugre (CANUDAS DE WIT et al., 1995) e Kano (KANO et al., 2004).

O modelo de Kano necessita de dois coeficientes relacionados ao atrito, o modelo de Karnopp requer três e o de Lugre precisa de cinco parâmetros. Neste trabalho utiliza-se o modelo de Kano e propõe-se um método para, a partir dos parâmetros do modelo de Kano, obter os parâmetros do modelo de Karnopp.

Lembra-se que, aplicando o Princípio da Parcimônia, que afirma que se dois ou mais modelos geram resultados similares, deve-se selecionar o mais simples. Dessa forma, optou-se por não trabalhar com o modelo de Lugre.

1.4. Estrutura da Dissertação

Esta dissertação está estruturada da seguinte forma: o Capítulo 2 é composto pela descrição do problema, pela apresentação da válvula de controle com atrito, a formulação matemática para a equivalência entre modelos, além das hipóteses para a simulação de processos.

No Capítulo 3 encontra-se a descrição da implementação das técnicas de detecção e quantificação.

No Capítulo 4 são apresentados os resultados dos experimentos feitos na bancada do laboratório, uma análise inicial visual destes resultados e por fim uma análise comparativa dos métodos descritos anteriormente.

No Capítulo 5 são apresentadas as conclusões finais e possíveis trabalhos futuros relacionados com a continuidade da linha de pesquisa desta dissertação.

CAPÍTULO 2. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

O problema aqui tratado corresponde à detecção e quantificação do atrito em válvulas de controle, visando encontrar uma possível causa da variabilidade do processo. Na primeira seção deste capítulo são apresentadas e brevemente descritas as características das principais não-linearidades que afetam o comportamento dinâmico de válvulas de controle, dentre elas o atrito. Na seção seguinte, são descritos os modelos da válvula com atrito e do processo simulado empregado neste trabalho.

2.1. Descrição das não-linearidades na válvula de controle

Inicialmente é importante definir os termos para descrever as principais não-linearidades encontradas em uma válvula de controle.

Os seguintes termos são definidos na norma (ISA, 2000):

- Atrito estático (*static friction – stiction*)

Resistência ao início do movimento, normalmente medida como a diferença entre as forças necessárias para superar o atrito estático ao se inverter o sentido de movimento da haste da válvula.

- Banda morta (*dead band*)

A faixa de valores em que um sinal de entrada pode ser variado, com reversão de direção, sem iniciar uma mudança observável no sinal de saída. É expresso em porcentagem da largura do sinal de entrada.

- Zona morta (*dead zone*)

A faixa de valores de entrada para a qual nenhuma variação do valor da saída exista.

O seguinte termo é definido na norma (ISA, 1979):

- Histerese (*hysteresis*)

Propriedade de um elemento evidenciada pela dependência da saída em relação à história de excursões anteriores e a direção da movimentação atual, para uma dada excursão da entrada.

Conforme visto em (GARCIA, 2006) uma válvula não possui uma posição de operação pré-estabelecida, ou seja, sua haste pode parar em qualquer posição ao longo de sua excursão. Para validar o comportamento do modelo da válvula isolada, é necessário verificar sua assinatura, isto é, o comportamento da posição da haste em função de variações cíclicas lentas da pressão na entrada, na forma de rampas ascendentes e descendentes (ondas triangulares).

Na Figura 1 têm-se alguns dos termos citados previamente, aplicados à curva de assinatura de uma válvula.

Figura 1 - Curva de assinatura simulada de uma válvula de controle.

Os termos J , S , F_{din} e F_{est} serão apresentados juntamente com os modelos de válvulas com atrito.

A partir das definições dadas anteriormente para atrito estático, fica evidente que uma característica marcante desta não-linearidade é a ocorrência do *slip-jump*. De acordo com (GARCIA, 2006), o *slip-jump* corresponde ao

escorregamento momentâneo sofrido pela haste da válvula quando a força de atrito estático é superada pela força externa aplicada e, por alguns instantes, esta força enfrenta uma resistência muito menor, gerando uma grande aceleração e, conseqüentemente, gerando um pico na velocidade da haste e causando, desta forma, uma rápida movimentação da mesma.

Agora que o atrito estático já foi definido, o próximo passo é discorrer brevemente sobre possíveis causadores de atrito em uma malha de controle. De acordo com o trabalho de (KAYIHAN; DOYLE III, 2000), as forças de atrito presentes na válvula de controle, entre elas o atrito estático, estão relacionadas principalmente ao engaxetamento da válvula. O engaxetamento, que é formado por anéis de materiais compostos, funciona como um selo dinâmico entre o atuador e o material que flui através da válvula. Existem diversas variações destes compostos de engaxetamento, assim como diferentes arranjos. As configurações de engaxetamento dependem dos requisitos de temperatura e diferença de pressão no corpo da válvula. Tipicamente, o material utilizado no engaxetamento é feito de carbono, compostos de grafite ou Teflon®. O desgaste do engaxetamento ou um aperto exagerado podem elevar demasiadamente os níveis de atrito, contribuindo inclusive para o aparecimento do atrito estático.

Uma vez definido o que é atrito estático e qual sua principal origem em uma válvula de controle, o próximo passo é discorrer sobre os modelos (válvula, atrito e processo) que são utilizados neste trabalho, além da estrutura do HIL.

2.2. Descrição dos modelos considerados

As descrições são iniciadas pelos modelos da válvula com atrito e suas equivalências, passando depois para o modelo do processo e malha de controle e, finalmente, para o conceito HIL.

2.2.1. Modelo físico da válvula

A válvula pneumática de controle de processos foi modelada a partir da expressão da somatória das forças do sistema mecânico, de acordo com a segunda lei de Newton. Esta abordagem foi proposta por vários dos autores utilizados como fonte de pesquisa neste trabalho. Em seus respectivos trabalhos, os autores (KAYIHAN; DOYLE III, 2000; CHOUDHURY et al., 2005; SRINIVASAN et al., 2005; GARCIA, 2006, 2008) partem da expressão do somatório de forças para modelar a válvula de controle e suas respectivas forças de atrito.

Nesta etapa do trabalho adotar-se-ão letras maiúsculas quando a variável for dada em p.u. (por unidade) e letras minúsculas quando ela for dada em unidades de engenharia.

A equação do balanço de forças para uma válvula de controle é a seguinte:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = \sum \text{forças} = f_a - f_r - f_f - f_{\text{fluido}} - f_{\text{sede}} \quad (1)$$

em que:

m é a massa das partes móveis da válvula (tipicamente a haste e o obturador);

x é a posição da haste da válvula;

$f_a = Ap$ é a força aplicada pelo atuador da válvula, sendo A a área do diafragma e p a pressão de ar;

$f_r = -k \cdot x_1$ é a força da mola, onde k é a constante da mola;

$f_{\text{fluido}} = -\alpha \cdot \Delta P$ é a força relacionada à perda de carga do fluido, onde α é a área desbalanceada do obturador e ΔP a perda de carga;

f_{sede} é a força adicional necessária para acomodar o obturador na sede da válvula;

f_f é a força de atrito, que é detalhada a seguir.

Assim como foi feito em (KAYIHAN; DOYLE III, 2000), assumiu-se que f_{fluido} e f_{sede} sejam nulos, uma vez que ambas as forças apresentam

contribuição desprezível no modelo da válvula, se comparadas com os demais componentes no balanço de forças. Sendo assim, a Equação (1) pode ser reescrita, desprezando-se f_{fluido} e f_{sede} . Chega-se na Equação (2):

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = \sum \text{forças} = f_a - f_r - f_f \quad (2)$$

O próximo passo é trabalhar na escolha do modelo de atrito que será adotado para esta dissertação.

Em seus trabalhos, (GARCIA, 2006, 2008) estudou diversos modelos de atrito propostos para uma válvula de controle. Os modelos de atrito podem ser divididos em três grupos: os modelos estáticos de atrito, os modelos dinâmicos de atrito e os modelos de atrito orientados a dados de processo.

Nos modelos estáticos de atrito, como o próprio nome já diz, os parâmetros do modelo não dependem do tempo, ao contrário do que acontece nos modelos dinâmicos, nos quais alguns dos parâmetros variam com o transcorrer do tempo.

Os modelos estáticos de atrito levam em conta três componentes principais: o atrito estático, o atrito viscoso e o atrito de Coulomb. Desta forma, a força de atrito pode ser descrita da seguinte forma:

$$f_f(\dot{x}) = \left[f_c + (f_s - f_c) \cdot e^{-(\dot{x}/v_s)^2} \right] \cdot \text{sgn}(\dot{x}) + f_v \cdot \dot{x} \quad (3)$$

em que:

f_c = coeficiente de atrito de Coulomb;

f_s = coeficiente de atrito estático;

f_v = coeficiente de atrito viscoso;

v_s = velocidade de Stribeck;

$\dot{x}$ = velocidade da haste.

Feita esta breve introdução sobre modelos de atrito e tomando como base a Equação (3), o próximo passo é a descrição do modelo de atrito estático. Em (GARCIA, 2006, 2008) foram estudados dois modelos de atrito estático: Clássico e Karnopp.

O modelo a ser adotado a seguir é o de Karnopp. Não é utilizado o modelo estático clássico de atrito, apresentado da Equação (3), porque ele apresenta

um comportamento indesejado em torno da velocidade nula de movimentação da haste da válvula de controle, pois em simulações a velocidade nunca alcança exatamente a velocidade nula, fazendo com que a velocidade oscile em torno deste valor. A seguir, na Equação (4), é representado o modelo estático clássico, tornando mais fácil a compreensão do comportamento da velocidade da haste da válvula de controle quando este modelo é adotado.

$$f_f = \begin{cases} \left[f_c + (f_s - f_c)e^{-(\dot{x}/v_s)^2} \right] \text{sgn}(\dot{x}) + f_v \cdot \dot{x} & \text{se } \dot{x} \neq 0 \\ (f_a - f_r) & \text{se } \dot{x} = 0 \text{ e } |f_a - f_r| \leq f_s \\ f_s \cdot \text{sgn}(f_a - f_r) & \text{se } \dot{x} = 0 \text{ e } |f_a - f_r| > f_s \end{cases} \quad (4)$$

A expressão da primeira linha da equação (4) indica a situação em que a haste da válvula de controle esteja em movimento, e possui um termo independente da velocidade, f_c (conhecido como atrito de Coulomb) e um termo relativo ao atrito viscoso, $f_v \cdot \dot{x}$ (dependente linearmente da velocidade).

Já na segunda linha da Equação (4), a expressão que representa a válvula de controle emperrada é apresentada. Neste caso, a velocidade da haste da válvula de controle emperrada é nula e não muda, e, portanto a aceleração da haste também é nula. Sendo assim, o lado direito da equação de balanço de forças através da segunda lei de Newton, dada pela Equação (2), é zero. Desta forma, $f_f = f_a - f_r$.

Por fim, a terceira linha da Equação (4) representa a situação no instante da iminência de movimentação da válvula de controle. Neste instante, a soma das forças é $(f_a - f_r) - f_s \cdot \text{sgn}(f_a - f_r)$. Esta soma é diferente de zero se $|f_a - f_r| > f_s$. Então, a aceleração deixa de ser nula e a válvula começa a se mover.

Para lidar com o comportamento oscilatório próximo da velocidade nula, (GARCIA, 2006, 2008) propõe então o modelo estático de atrito de Karnopp. Através deste modelo, o problema de chaveamento entre equações da segunda e da terceira linha da Equação (4), que acontece no modelo estático de atrito clássico é evitado, já que é definida uma banda na qual a velocidade seja nula.

O modelo estático de atrito de Karnopp propõe o estabelecimento de um intervalo em torno de $x_2 = 0$, criando desta forma uma zona morta para $|x_2| < DV$. Se $|x_2| < DV$, a força de atrito é uma versão saturada da força externa f_e ou, caso contrário, uma função estática da velocidade, conforme a Equação (2). Por este motivo, o valor no qual a velocidade da haste da válvula de controle seja forçada para zero (DV), deve ser um valor suficientemente baixo para evitar um salto considerável na força de atrito estático.

Conforme visto anteriormente no modelo de Karnopp, a força de atrito f_f quando a haste da válvula está em movimento, é calculada pela seguinte equação:

$$f_f(\dot{x}(t)) = f_c \cdot \text{sgn}(\dot{x}(t)) + f_v \cdot \dot{x}(t) \quad (5)$$

em que $\dot{x}$ é a velocidade da haste, f_c representa o coeficiente de atrito de Coulomb e f_v , o coeficiente de atrito viscoso.

O balanço de forças empregado nesse modelo para uma válvula com atuador do tipo mola/diafragma, quando a haste está se movendo, é dado por:

$$m \cdot \ddot{x}(t) = A \cdot p(t) - k \cdot x(t) - f_c \cdot \text{sgn}(\dot{x}(t)) - f_v \cdot \dot{x}(t) \quad (6)$$

em que $x(t)$ é a posição da haste (sinal de saída) em função do tempo, $p(t)$ é a pressão aplicada no atuador da válvula (sinal de entrada) em função do tempo, A é a área do diafragma do atuador, $p(t) \cdot A$ é a força externa aplicada no atuador da válvula e k é o coeficiente elástico da mola.

O balanço de forças empregado no modelo de Karnopp, quando a haste está na iminência de movimento, é dado por:

$$A \cdot p(t) = k \cdot x(t) + f_s \cdot \text{sgn}(\dot{x}(t)) \quad (7)$$

em que f_s é o coeficiente de atrito estático ou *stiction* (*static friction*).

No modelo de Kano (2004), cujo algoritmo está representado na Figura 2, os dois parâmetros de atrito (J e S) são visíveis na curva de assinatura da válvula, que relaciona a posição da haste da válvula com o sinal de entrada para o atuador (pressão), quando esta varia na forma triangular ou trapezoidal, conforme a Figura 1. O termo S representa a variação do sinal de entrada no atuador durante o tempo em que a haste esteja travada e J simboliza o valor adicional à banda morta em que a válvula fica travada se há atrito estático

(*stickband*) ou ainda equivale ao tamanho do salto da haste quando a força aplicada no atuador consegue vencer o atrito estático e ocorre o deslizamento (*slip jump*).

Figura 2 - O algoritmo do modelo de Kano como um fluxograma (KANO et al. ,2004).

Os parâmetros J e S podem ser definidos através de outros dois parâmetros correlatos, mostrados na Figura 1: F_{est} é a força de atrito estática e F_{din} é a força de atrito dinâmica, ambas em p.u. (por unidade). Tem-se então que:

$$J = F_{est} - F_{din} \text{ e } S = F_{est} + F_{din} \quad (8)$$

Da Figura 1 extraem-se as seguintes relações:

$$\text{Zona morta} = F_{din} = (S - J)/2$$

$$\text{Banda morta} = \text{Histerese} = 2 \cdot F_{din} = S - J$$

$$X(t) = P(t) - d \cdot (S - J)/2 = P(t) - d \cdot F_{din} \quad (9)$$

em que $X(t)$ é a posição da haste da válvula, $P(t)$ é a pressão aplicado no atuador, ambos em p.u. e d é um indicador da direção do movimento, sendo $d = 1$ se a haste sobe e $d = -1$ caso contrário.

A seguir demonstra-se a relação entre os coeficientes de atrito nos modelos de Karnopp e de Kano, como feito em (UEHARA, GARCIA, ROMANO, 2008). Esta é uma das contribuições que este trabalho apresenta, pois conforme visto em (CHOUDHURY et al., 2008) não existe até o momento uma relação entre os parâmetros do modelo empírico orientado a dados (Kano) e os parâmetros do modelo fenomenológico (Karnopp).

A partir da Equação (6), define-se:

$$-f_c \cdot \text{sgn}(\dot{x}) - f_v \cdot \dot{x} = -d \cdot f_{din} \quad (10)$$

em que f_{din} é a força de atrito dinâmica em unidades de engenharia (N).

Considerando-se que se realize uma excursão total da haste da válvula, aplicando-se a máxima variação de pressão no atuador, ao se atingir os pontos limites da excursão, resultam de (6) que:

$$A \cdot p_{\max} = k \cdot x_{\max} \quad (11)$$

$$A \cdot p_{\min} = k \cdot x_{\min} \quad (12)$$

Subtraindo-se (12) de (11):

$$A \cdot \Delta p_{\max} = k \cdot Exc \quad (13)$$

onde $\Delta p_{\max} = p_{\max} - p_{\min}$ é a variação máxima da pressão aplicada no atuador e $Exc = x_{\max} - x_{\min}$ é a excursão total da haste da válvula.

Em (ROMANO; GARCIA, 2008) analisou-se o comportamento de cada termo da Equação (6) e percebeu-se que $m \cdot \ddot{x}(t)$ é desprezível perante os demais. Considerando-se este fato e normalizando-se a Equação (6), tendo em mente que a Equação (13) representa a força máxima aplicada à válvula e empregando-se a definição dada em (10), resulta:

$$\frac{k \cdot x}{k \cdot Exc} = \frac{A \cdot p}{k \cdot Exc} - \frac{d \cdot f_{din}}{k \cdot Exc} \quad (14)$$

ou

$$\frac{k \cdot x}{A \cdot \Delta p_{\max}} = \frac{A \cdot p}{A \cdot \Delta p_{\max}} - \frac{d \cdot f_{din}}{A \cdot \Delta p_{\max}} \quad (15)$$

De (14) ou (15) tem-se que, em movimento, a equação da válvula pode ser dada por:

$$X = P - d \cdot F_{din} \quad (16)$$

onde $X = \frac{x}{Exc}$, $P = \frac{p}{\Delta p_{max}}$ e $F_{din} = \frac{f_{din}}{A \cdot \Delta p_{max}} = \frac{f_c + f_v \cdot \dot{x}}{A \cdot \Delta p_{max}}$, sendo X , P e F_{din} dados em p.u.

Nota-se que (9) e (16) são a mesma equação. Ademais, tomando-se a definição de F_{din} dada após a Equação (16) e considerando que em (ROMANO; GARCIA, 2008) verificou-se também que o valor de $f_v \cdot \dot{x}$ é desprezível perante os termos relativos à força aplicada pela pressão, à força da mola e às forças de atrito estático e de Coulomb, resulta que:

$$F_{din} = \frac{f_c}{A \cdot \Delta p_{max}} \quad (17)$$

A partir da equação (7) define-se que:

$$f_{est} = f_s \quad (18)$$

Assim como foi feito com a equação (6) em (14) e (15), normaliza-se a equação (7), considerando-se a equação (18):

$$\frac{A \cdot p}{A \cdot \Delta p_{max}} = \frac{k \cdot x}{k \cdot Exc} + \frac{f_{est}}{A \cdot \Delta p_{max}} \operatorname{sgn}(\dot{x}(t)) \quad (19)$$

Portanto, se $\dot{x}(t) = 0$, a equação da válvula pode ser dada por:

$$P = X + F_{est} \cdot \operatorname{sgn}\left(\dot{p}\right) \quad (20)$$

em que:

$$F_{est} = \frac{f_s}{A \cdot \Delta p_{max}} \quad (21)$$

A Equação (21) revela que o termo F_{est} de Kano é uma versão normalizada em p.u. do coeficiente f_s de Karnopp. Substituindo-se (17) e (21) na Equação (8), pode-se estabelecer as seguintes relações entre os coeficientes de atrito dos modelos de Karnopp e Kano:

$$S = \frac{f_c + f_s}{A \cdot \Delta p_{max}} \quad (22)$$

$$J = \frac{f_s - f_c}{A \cdot \Delta p_{\max}} \quad (23)$$

Conforme visto em (UEHARA, GARCIA, ROMANO, 2008) é possível, a partir dos parâmetros J e S do modelo de Kano obter um modelo equivalente de Karnopp. O modelo de Kano foi escolhido para ser utilizado neste trabalho pela sua simplicidade e por ser suficiente na obtenção dos parâmetros a serem quantificados, conforme é visto nos capítulos subseqüentes.

2.2.2. Modelo do Processo

A Figura 3 ilustra o diagrama de blocos do sistema estudado.

Figura 3 - Malha de controle padrão

O controlador a ser utilizado é do tipo PID ou sua variante PI. A válvula é simulada utilizando-se o modelo de Kano, o processo e o medidor podem variar, de acordo com o método a ser implementado, como é visto mais adiante.

2.2.3. Descrição do ambiente HIL

O sistema HIL (*Hardware in the Loop*) pode ser considerado um ambiente de simulação híbrido, no qual parte do sistema é real e parte do sistema é simulada. No caso deste trabalho, a parte real é uma válvula de controle, instrumentada com medidores e conversores reais.

A válvula e o atuador utilizados neste trabalho são do fabricante Fisher™. Para possibilitar a aquisição dos sinais de posição e pressão, alguns instrumentos foram empregados. Foi instalado um sensor de pressão no atuador da válvula. Também foi instalado um LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*), possibilitando desta forma coletar os sinais de posição da haste da válvula. Foi ainda instalado um conversor V/P (tensão-pressão), que é responsável pela conversão do sinal elétrico enviado pela placa de aquisição de dados em um sinal de pressão, capaz de acionar o atuador da válvula.

Uma vez feitas as alterações no *hardware* do conjunto válvula e atuador, também foi necessário utilizar uma interface de aquisição de dados no computador. Esta interface de aquisição recebe os sinais da posição da haste e da pressão no atuador, além também é claro de enviar os sinais para o conversor V/P.

A abordagem proposta pelo HIL vem sendo cada vez mais utilizada em pesquisas, pois permite avaliar o comportamento de um equipamento real através de uma ferramenta de simulação. No caso deste trabalho, a idéia é avaliar o comportamento das válvulas de controle com atrito. Nada melhor do que uma válvula real de controle para avaliar seu comportamento. Foram utilizadas duas válvulas idênticas, à não ser pelo engaxetamento, um de grafite e o outro de Teflon®. A válvula real utilizada nos ensaios foi uma válvula tipo globo de 2 polegadas, modelo FSNT-217, enquanto o atuador foi do tipo pneumático (com diafragma) e retorno por mola, modelo FS657, ambos fabricados pela Fisher™.

Sendo assim este trabalho apresenta os ensaios realizados no ambiente HIL. As Figuras 4 e 5 a seguir apresentam um diagrama e uma foto da solução HIL utilizados durante os ensaios.

Figura 4 - Diagrama do ambiente *Hardware in the Loop*

Figura 5 - Foto da bancada experimental *HIL*

CAPÍTULO 3. METODOLOGIA

No capítulo anterior, foi feita a descrição do problema estudado nesta dissertação, que, basicamente pode ser resumido como a comparação entre métodos de detecção e quantificação de *stiction*.

Neste capítulo, descrevem-se inicialmente as três técnicas de detecção e quantificação de atrito estático em malhas de controle, técnicas estas que são implementadas no decorrer deste trabalho, para verificar e comparar sua utilização e eficiência em dados obtidos no laboratório.

Além disso, foi definido que cada método aqui citado é denominado pelo nome do autor que o propôs, uma vez que os mesmos não batizaram os respectivos métodos.

3.1. Métodos de Detecção e Quantização de *Stiction*

3.1.1. Método de Kano

Em (KANO et al., 2004) é feita a seguinte observação, baseada na Figura 1 de assinatura de válvula: “Existem seções onde a posição da válvula não muda, apesar da saída do controlador mudar. Quanto mais longas estas seções, mais forte é o *stiction*”. Baseado nesta observação, o seguinte método foi proposto por Kano em forma de algoritmo:

- Calcular a diferença da posição da válvula ou da variável controlada y :

$$\Delta y(t) = y(t) - y(t-1) \quad (24)$$

- Achar os *intervalos* de tempo em que:

$$|\Delta y(t)| < \varepsilon, \text{ sendo } \varepsilon = \text{limiar} \quad (25)$$

- Durante cada intervalo de tempo achado, calcular a diferença entre o máximo e o mínimo da saída do controlador u e definir como $\tilde{u}$. Analogamente calcular a diferença entre o máximo e o mínimo da posição da válvula y e definir como $\tilde{y}$. Determinar também limiares ε_u e ε_y para $\tilde{u}$ e $\tilde{y}$.

- Concluir que há *stiction* quando:

$$\tilde{u} \geq \varepsilon_u \text{ e } \tilde{y} \leq \varepsilon_y \quad (26)$$

Calcular a relação ρ do total comprimento dos *intervalos* quando o *stiction* ocorre e o tamanho de todos os intervalos. Calcular σ , média de $\tilde{u}$ quando há *stiction*.

Há alta possibilidade de *stiction* quando a medida normalizada ρ é próxima de 1. Ao contrário, é confirmado que não há *stiction* quando $\rho=0$. Além disso, o grau de *stiction* pode ser quantificado usando σ .

Lembrar que σ é a média da diferença máxima da saída do controlador quando há *stiction*, ou seja, é a média da variação da saída do controlador necessária para “mover” a válvula.

A seguir, apresentam-se os exemplos utilizados em (KANO et al., 2004) para demonstrar a viabilidade de seu método. Um controlador PI foi utilizado em um simulador de controle de vazão (FC – Flow Control) e em um controle de nível (LC – Level Control). Nota-se que no controle de nível, o método foi aplicado utilizando-se a vazão (LC-F) ou utiliza-se o próprio nível (LC-L).

Os modelos dos processos utilizados nestes exemplos são dados a seguir, sendo que as constantes de tempo foram consideradas em minutos.

$$P_F(s) = \frac{1}{0,2s+1}, \quad P_L(s) = \frac{1}{15s} e^{-s} \quad (27)$$

Figura 6 - Diagrama em blocos dos sistemas de controle usados em (KANO et al., 2004).

Figura 7 - Resultados da simulação obtidos para malha de vazão (KANO et al., 2004).

Figura 8 - Resultados da simulação obtidos para malha de nível (KANO et al., 2004).

Tabela 1 - Sintonia de controladores (KANO et al., 2004).

	Ganho Proporcional	Tempo Integral [min]
Controle de vazão	0,5	0,3
Controle de nível	3	30

Tabela 2 - Parâmetros do modelo de *stiction* (KANO et al., 2004).

	S [%]	J [%]
Caso 1 (<i>No stiction</i>)	0	0
Caso 2 (<i>Weak stiction</i>)	1	0,3
Caso 3 (<i>Strong stiction</i>)	5	1

Tabela 3 - Resultados obtidos (KANO et al., 2004).

	ρ	σ
Controle de vazão (FC)		
Caso 1	0,00	0,00
Caso 2	0,77	0,60
Caso 3	0,83	3,5
Controle de Nível – F (LC-F)		
Caso 1	0,00	0,00
Caso 2	0,56	0,83
Caso 3	0,79	4,54
Controle de Nível – F (LC-F)		
Caso 1	0,05	0,54
Caso 2	0,02	0,68
Caso 3	0,00	0,00

Conforme pode ser visto nas tabelas e figuras precedentes, o método proposto em (KANO et al., 2004) pôde detectar o *stiction* nos três casos de controle de vazão (FC), além disso, nos casos de controle de nível sendo a variável analisada a vazão (LC-F) pôde-se detectar e quantificar o valor de S de forma satisfatória. No entanto, no caso da malha de nível e com a variável medida sendo o próprio nível, o resultado foi insatisfatório, pois segundo o próprio autor, esta variável está atrasada, ou seja, o método funciona apenas nos casos em que a posição da haste da válvula ou a vazão através da mesma seja medida.

3.1.2. Método de Choudhury

Na malha de controle, a não-linearidade pode estar no próprio processo ou na válvula. Normalmente, em torno de uma referência constante, sob controle regulatório, o processo pode ser considerado como linear. Sendo assim, pode-se atribuir não-linearidade, quando detectada, à válvula de controle. (CHOUDHURY et al, 2006). Além disso, os autores afirmam que é difícil estimar o *slip-jump* (J) a partir dos sinais da saída do controlador (OP) e da variável controlada (PV), pois a dinâmica do processo camufla esta informação. Neste método, apenas o parâmetro S é estimado.

A primeira parte do método, a detecção de não-linearidade na malha, causada pela presença de atrito na válvula sob as hipóteses acima, baseia-se, sobretudo em grandezas estatísticas de terceira ordem. Uma vez detectada a não-linearidade, procede-se à segunda parte do método. Filtram-se PV (*process variable*), OP (*controller output*) e SP (*set point*) e escolhe-se um subconjunto de dados que melhor se adeque ao cálculo do parâmetro S .

Uma malha de controle contendo não-linearidades normalmente trabalha com sinais com distribuição não-gaussiana (assimétrica). CHOUDHURY et al (2006) propõem um método estatístico para identificar a natureza (gaussiana ou não-gaussiana) da distribuição de séries temporais, e também detectar não-linearidades. O método se baseia em propriedades do biespectro ou da

bicoerência de um sinal. Biespectro e bicoerência contêm a mesma informação. A bicoerência é o biespectro acrescido de alguma normalização.

Séries temporais contendo não-linearidades apresentam um acoplamento de fase entre diferentes frequências. Assim, a fase de uma dada frequência determina a fase de outras. Acoplamento de fase pode ser detectado analisando-se o biespectro ou a bicoerência. A bicoerência de um sinal com acoplamento de fases apresenta valores não-nulos.

Aqui se utiliza a seguinte definição de bicoerência:

$$bic^2(f_1, f_2) \stackrel{\Delta}{=} \frac{|B(f_1, f_2)|^2}{E[|X(f_1) \cdot X(f_2)|^2] \cdot E[|X(f_1 + f_2)|^2]} \quad (28)$$

onde $|B(f_1, f_2)|^2$ é o biespectro, dado por:

$$B(f_1, f_2) \stackrel{\Delta}{=} E[X(f_1)X(f_2)X^*(f_1 + f_2)] \quad (29)$$

$X(f_1)$ é a transformada discreta de Fourier da série temporal $x(k)$ na frequência f_1 , $X^*(f_1)$ é o seu conjugado complexo e $E[.]$ é o operador esperança.

Com essa normalização, a bicoerência apresenta sempre valores limitados entre 0 e 1.

Dois índices são definidos em (CHOUDHURY et al, 2006), calculados usando-se a bicoerência, que são usados para obter as informações sobre a distribuição (gaussiana ou não-gaussiana) e sobre a não-linearidade da série. Esses índices são nomeados *Non Gaussianity Index* (NGI) e *Non Linearity Index* (NLI), daqui em diante tratados por NGI e NLI. Suas definições são dadas por:

$$NGI \stackrel{\Delta}{=} \overline{\hat{bic}^2} - \overline{\hat{bic}^2}_{crit} \quad (30)$$

$$NLI \stackrel{\Delta}{=} \left| \hat{bic}^2_{max} - (\overline{\hat{bic}^2} + 2\sigma_{\hat{bic}^2}) \right| \quad (31)$$

$\overline{\hat{bic}^2}$ é média da bicoerência sobre o domínio principal, que compreende aos pares (f_1, f_2) , tais que $0 < f_1 < 0.5$, $f_1 < f_2$ e $2 \cdot f_1 + f_2 < 1$.

$\hat{bic}^2_{max}$ é o valor máximo de $bic^2(f_1, f_2)$.

$\sigma_{\hat{bic}^2}$ é o desvio padrão de $bic^2(f_1, f_2)$.

$\overline{\hat{b}\hat{c}^2}_{crit}$ é o valor crítico obtido da distribuição χ -quadrado da bicoerência quadrada.

Se os valores dos índices NGI e NLI forem maiores que os valores críticos, a serem ainda apresentados, conclui-se que a série temporal provém de uma malha de controle contendo não-linearidades. Esse teste é realizado para o sinal de erro ($sp - pv$), pois este é mais estacionário que pv ou op . Uma vez detectada a não-linearidade, resta saber se ela é causada por atrito ou por outro motivo. O gráfico de OP x PV pode ajudar a responder essa questão. Porém, a presença de ruídos e perturbações em dados reais geralmente confunde o gráfico, sendo difícil tirar alguma conclusão a partir deste. Faz-se então necessária a filtragem das séries temporais. Os autores do método propõem a utilização de um filtro de Wiener modificado.

Tabela 4 - Valores críticos para NGI e NLI (CHOUDHURY et al, 2006).

Comprimento dos dados	NGI _{crit}	NLI _{crit}
4096	0,001	0,01
2048	0,002	0,02
1024	0,004	0,04

Convém salientar que a não-linearidade pode ser atribuída à válvula somente sob as hipóteses de processo localmente linear e ausência de perturbações não-lineares externas.

Não é necessário usar toda a extensão das séries temporais de pv e op para estimar o atrito aparente. Utiliza-se o termo atrito aparente, pois além do atrito outras não linearidades podem estar embutidas com o valor de S a ser estimado. Uma melhor abordagem é escolher uma janela de dados que contenha maior regularidade na oscilação.

O método utilizado para realizar essa escolha usa a auto-correlação do sinal op para tirar conclusões sobre a regularidade da oscilação. Uma série de estimativas do período de oscilação (T_p) é obtida por meio dos cruzamentos da auto-covariância com o valor nulo. A média $\overline{T_p}$ e o desvio padrão σ_{T_p} são calculados a partir dessa série. Define-se ainda a relação r dada por:

$$r = \frac{1}{3} \frac{\overline{T_p}}{\sigma_{T_p}} \quad (32)$$

Valores de r maiores que 1 indicam oscilações regulares .

Dado um comprimento de janela (L) especificado pelo usuário, percorre-se toda a extensão dos dados, calculando-se o valor de r e retém-se a janela com o maior valor encontrado, logo, a janela com maior regularidade na oscilação. Se o tamanho especificado da janela for maior que $4\overline{T_p}$, repete-se o procedimento para um novo comprimento de janela $L = 4\overline{T_p}$.

(CHOUDHURY et al, 2006), propõem três maneiras de estimar o atrito aparente S . Duas delas são variações de técnicas de *cluster* de dados. A terceira usa técnica de ajuste de elipse. Nos exemplos mostrados pelos autores, essas três técnicas apresentam resultados muito próximos. Neste trabalho é somente implementada a técnica de ajuste de elipse.

Realizadas as etapas anteriores sobre os dados brutos op e pv , tem-se em mãos uma janela de dados op_f e pv_f . Ajusta-se uma elipse a esses dados, minimizando-se o quadrado dos erros. O atrito aparente (S) é estimado como o maior comprimento da elipse no eixo de op_f .

A equação geral de uma cônica no plano $X - Y$ é dada pela seguinte equação:

$$a_1 x_1^2 + a_{12} x_1 x_2 + a_2 x_2^2 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + c = 0 \quad (33)$$

ou, alternativamente, de forma compacta:

$$\phi \theta = 0 \quad (34)$$

onde $\phi = [x_1^2 \quad x_1 x_2 \quad x_2^2 \quad x_1 \quad x_2 \quad 1]$ e $\theta = [a_1 \quad a_{12} \quad a_2 \quad b_1 \quad b_2 \quad c]^T$.

O ajuste da elipse, representada pelo vetor de parâmetros θ , é realizado resolvendo-se o problema de mínimos quadrados $\min(|\phi \theta|^2)$ sujeito à restrição $\|\theta\| = 1$.

A essa altura, já se tem a equação que descreve a cônica que melhor se ajusta aos dados segundo os critérios de minimização acima. Pode ser que essa equação represente uma elipse com centro fora da origem e rotacionada,

com referência no semi-eixo maior, de um ângulo α em relação à horizontal. Nesse caso, o atrito aparente é dado por:

$$S = \frac{2mn}{\sqrt{m^2 \sin^2 \alpha + n^2 \cos^2 \alpha}} \quad (35)$$

em que m é o comprimento do semi-eixo maior e n é o comprimento do semi-eixo menor. A figura a seguir ilustra essas idéias.

Figura 9 - Mudança de base no ajustamento de elipse. (CHOUDHURY et al, 2006).

Para se calcular m e n é conveniente expressar a cônica em um sistema de coordenadas $\bar{X} - \bar{Y}$, tal que o centro da suposta elipse coincida com a origem e que o ângulo de rotação α seja nulo.

No sistema de coordenadas $X - Y$ original, a cônica pode ser escrita como:

$$x^T A x + b^T x + c = 0 \quad (36)$$

onde $A = \begin{bmatrix} a_1 & a_{12}/2 \\ a_{12}/2 & a_2 \end{bmatrix}$, $b = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix}$ e $x = \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix}$.

A matriz A é simétrica definida positiva. Passa-se do sistema original $X - Y$ ao sistema $\bar{X} - \bar{Y}$ através de uma rotação e de uma translação. Isso se escreve como:

$$x = Q\bar{x} + t \quad (37)$$

onde Q é uma matriz de rotação e t é uma translação.

Usando-se essa mudança de sistema de coordenadas e a equação da cônica no sistema original, pode-se escrever, no sistema $\bar{X} - \bar{Y}$:

$$\bar{x}^T Q^T A Q \bar{x} + (2t^T A + b^T) Q \bar{x} + t^T A t + b^T t + c = 0 \quad (38)$$

que pode ser reescrita de maneira simplificada como:

$$\bar{x}^T \bar{A} \bar{x} + \bar{b}^T \bar{x} + \bar{c} = 0 \quad (39)$$

onde:

$$\bar{A} = Q^T A Q \quad (40)$$

$$\bar{b}^T = (2t^T A + b^T) Q \quad (41)$$

$$\bar{c} = t^T A t + b^T t + c \quad (42)$$

Se λ_1 e λ_2 são os autovalores da matriz A , escolhendo-se Q como sendo a matriz cujas colunas sejam os autovetores associados a esses autovalores, teremos que $\bar{A} = \text{diag}(\lambda_1, \lambda_2)$. Além disso, como o centro da suposta elipse coincide com a origem do sistema de coordenadas $\bar{X} - \bar{Y}$, tem-se, nesse sistema, que $\bar{b} = 0$ (dessa equação deduz-se também que o centro da elipse é dado por $t = -\frac{1}{2} A^{-1} b$). Adicionada dessa simplificação, a equação da cônica

em $\bar{X} - \bar{Y}$ se escreve como:

$$\bar{x}^T \bar{A} \bar{x} + \bar{c} = 0 \quad (43)$$

ou ainda:

$$\lambda_1 \bar{x}_1^2 + \lambda_2 \bar{x}_2^2 + \bar{c} = 0 \quad (44)$$

A cônica será efetivamente uma elipse se e somente se λ_1 e λ_2 sejam positivos e $\bar{c}$ seja negativo. Ainda com alguma manipulação algébrica chega-se a:

$$\frac{\bar{x}_1^2}{-\bar{c}/\lambda_1} + \frac{\bar{x}_2^2}{-\bar{c}/\lambda_2} = \frac{\bar{x}_1^2}{m^2} + \frac{\bar{x}_2^2}{n^2} \quad (45)$$

de onde se tira $m = \sqrt{-\bar{c}/\lambda_1}$ e $n = \sqrt{-\bar{c}/\lambda_2}$.

O ângulo α pode ser calculado usando-se os autovetores que compõem Q , visto que esta é uma matriz de rotação de ângulo $-\alpha$.

Nessa seção se descrevem brevemente os passos do algoritmo que implementa o método de detecção e estimativa de atrito, segundo (CHOUDHURY et al, 2006). As figuras a seguir representam os diagramas de decisão e de fluxo de dados que ilustram a primeira e a segunda parte do método, respectivamente.

Passo 1: Detecção de não-linearidade, calculando-se NGI e NLI para o sinal de erro ($sp - pv$). Valores desses índices maiores que os valores críticos indicam presença de não-linearidade na malha. Caso contrário, o baixo desempenho da malha, se houver, é devido a outros fatores, como controladores mal sintonizados, perturbações externas etc. A Figura 10 ilustra esse passo.

Passo 2: Filtragem de pv e op . A partir da bicoerência calculada no Passo 1, determina-se as frequências $(\bar{f}_1, \bar{f}_2)$, $\bar{f}_1 < \bar{f}_2$ correspondentes ao seu máximo. As frequências são normalizadas de maneira a se ter a frequência de amostragem com valor igual à unidade. As frequências de corte para o filtro de Wiener modificado são dadas por $\omega_L = \max(0.004\bar{f}_1 - 0.05)$ e $\omega_H = \max(0.05\bar{f}_2 + 0.05)$. Como a frequência de corte inferior é no mínimo 0,004, deve-se utilizar uma frequência de amostragem de maneira a evitar oscilações com mais de 250 amostras por ciclo. Filtra-se então pv e op usando as frequências de corte acima definidas, obtendo-se pv_f e op_f .

Passo 3: Esse passo seleciona uma janela de pv e op com a maior regularidade na oscilação. Escolhe-se inicialmente um tamanho de janela L suficientemente grande. Como o maior período de oscilação esperado é de 250 amostras por ciclo, pode-se escolher, por exemplo, $L = 1000$. Divide-se op_f em segmentos de comprimento L e calcula-se r e T para cada uma das divisões. É preferível usar op_f a pv_f pelo fato daquele geralmente conter menos ruído. Obtém-se T_s , que é o período T correspondente a $r_{\max} = \max(r)$. Se $L > 4T_s$ faz-se $L = 4T_s$ e retoma-se desde a divisão de op_f em segmentos de comprimento L . Ao final desse passo, tem-se op_{fs} , que é o segmento de op_f que apresenta $r = r_{\max}$, e pv_{fs} que é o segmento de pv_f correspondente a op_{fs} .

Passo 4: Ajusta-se uma cônica aos dados op_{fs} e pv_{fs} . Se os autovalores da matriz A (ou da matriz $\bar{A}$) forem positivos e se $\bar{c}$ for negativo, então efetivamente a figura de $op_{fs} \times pv_{fs}$ corresponde a uma elipse.

Passo 5: Esse passo quantifica o atrito aparente. Pode-se usar a elipse ajustada ou usar técnicas de agrupamento de dados (*clustering*). Nesta dissertação optou-se por um algoritmo baseado no método da elipse.

Figura 10 - Diagrama para a detecção de não-linearidade. (CHOUDHURY et al, 2006).

Figura 11 - Diagrama para a quantificação do atrito aparente. (CHOUDHURY et al, 2006).

(CHOUDHURY; SHAH; THORNHILL, 2008) apresentam a seguinte tabela, que resume as situações em que há ciclos limites, baseadas na análise da função descritiva do modelo paramétrico de atrito em uma malha de controle.

Tabela 5 – Ciclos limites em malhas de controle (CHOUDHURY; SHAH; THORNHILL, 2008).

Processo	Controlador	Banda Morta (S)	<i>Stick – Slip</i> (S, J)
Integrativo	PI	Ciclo limite	Ciclo limite
Integrativo	P	Sem ciclo limite	Ciclo limite
Não - integrativo	PI	Sem ciclo limite	Ciclo limite
Não - integrativo	P	Sem ciclo limite	Sem ciclo limite

A seguir, o método de Hägglund também explora a presença ou não de ciclos limites, fazendo uma análise mais detalhada do caso em que haja apenas a banda morta.

3.1.3. Método de Hägglund

Em (HÄGGLUND, 2007) é definida inicialmente a não linearidade *backlash*, cuja característica é descrita na Figura 12:

Figura 12 - Saída u_b de um *backlash* com entrada u . (HÄGGLUND, 2007).

Nota-se que o conceito de *backlash* é o mesmo de banda morta já apresentada no capítulo anterior, logo é utilizado daqui para frente o termo banda morta, representado pelo parâmetro d .

Em seguida, define-se a malha de controle com a banda morta que representa a válvula com problema de não linearidade, incluindo um possível “agarramento” devido ao atrito, como pode ser visto na Figura 13. Nota-se ainda que não é considerado o *slip-jump* J , nesta válvula. Esta hipótese é plausível, uma vez que em (UEHARA, GARCIA, ROMANO, 2008) foi verificada a ausência do mesmo na válvula em teste na bancada, além disso, o *slip-jump* em geral tem sua detecção dificultada pela dinâmica e ruídos do sistema.

Figura 13 - Diagrama em blocos da malha de controle usada em (HÄGGLUND, 2007).

O autor ainda define a banda morta através de sua função descritiva Y_N , na qual a é a amplitude de entrada e d é a zona morta:

$$\begin{aligned} \operatorname{Re} Y_N(a) &= \frac{1}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} + \arcsin \left(1 - \frac{d}{a} \right) + \left(1 - \frac{d}{a} \right) \sqrt{\frac{d}{a} \left(2 - \frac{d}{a} \right)} \right), \\ \operatorname{Im} Y_N(a) &= -\frac{d}{\pi a} \left(2 - \frac{d}{a} \right). \end{aligned} \quad (46)$$

Na Figura 14 a seguir tem-se o gráfico utilizando a negativa inversa da função descritiva da banda morta e o digrama de Nyquist da função de transferência de malha para os processos P1 (linha tracejada) e P2 (traço ponto), sendo controlados por um controlador PID.

Figura 14 - Diagrama de Nyquist usado em (HÄGGLUND, 2007).

$$P_1(s) = \frac{1}{s(1-0,8s)} e^{-0,2s}, \quad P_2(s) = \frac{1}{(1+s)^4} \quad (47)$$

A partir da Figura 14 é possível concluir que a banda morta gera ciclos limites quando processos integrativos são controlados por controladores com ação integral. A Figura 14 também mostra que, em geral, a banda morta não gera ciclos limites para sistemas como o P2 (não integrativo), desde que o controlador esteja bem sintonizado.

Como d é dividido por a em toda posição em que aparece na função descritiva da zona morta, o formato da mesma é independente de d . Este fato traz como consequência que a magnitude de d influencia na amplitude da oscilação, mas não na frequência da mesma, pois o ponto de intersecção no diagrama de Nyquist é o mesmo.

A partir deste momento, para o método de Hägglund, assume-se que o controlador C, é do tipo PID e possui a seguinte estrutura:

$$u(t) = K \left(-y_f(t) + \frac{1}{T_i} \int (y_{sp}(t) - y_f(t)) dt - T_d \frac{dy_f(t)}{dt} \right) \quad (48)$$

Esta forma foi escolhida por ser comum no controle de processos industriais, conforme citado em (ÅSTRÖM, HÄGGLUND, 2005). Além disso, a saída do processo é filtrada por um filtro passa baixa de segunda ordem, conforme a equação a seguir:

$$Y_f(s) = \frac{1}{(1 + sT_f)^2} Y(s) \quad (49)$$

Neste artigo o autor ainda comprova, através de exemplos, que a qualidade do controle piora com a introdução da banda morta.

Segundo o autor, por causa da redução do número de pessoas trabalhando no controle de processos, o intervalo entre inspeções manuais nas malhas de controle é geralmente longo. Deste fato surge a importância da detecção e quantificação automática da banda morta baseada apenas em dados de operação normalmente coletados, ou seja, não são necessários parâmetros ou procedimentos fornecidos pelo operador do sistema.

O procedimento a seguir aplica-se apenas para processos estáveis, ou seja, exclui-se neste caso o processo integrativo.

Na Figura 15 a seguir, tem-se a saída do processo filtrada y_f , que entra no algoritmo de controle PID apresentado anteriormente. Este é o comportamento padrão obtido quando um sistema estável é controlado por um controlador tendo ação integral e a banda morta está presente na malha de controle, neste caso devido à válvula. A saída do processo está a uma distância Δy do valor de referência (*set-point*), enquanto o sinal de controle varia através da banda morta. Assim que o sinal de controle varia de Δu , a saída do processo se move na direção do valor de referência. Os instantes de tempo em que a saída do processo cruza o valor de referência estão indicados na Figura 15 e o intervalo de tempo entre estes cruzamentos é definido por $\Delta t = t_{i+1} - t_i$.

Figura 15 - Detalhes dos sinais a serem utilizados na estimação. (HÄGGLUND, 2007).

A variação de Δu do sinal de controle é principalmente causada pela ação integral do controlador, ou seja:

$$\Delta u \approx \frac{K}{T_i} \int_{t_i}^{t_{i+1}} |e| dt = \frac{K}{T_i} \Delta y \Delta t, \text{ onde } \Delta y = \int_{t_i}^{t_{i+1}} |e| dt / \Delta t \quad (50)$$

Se o sinal varia lentamente, a dinâmica do processo pode ser desprezada e a relação entre a saída do processo e o sinal de controle é principalmente determinada pelo ganho estático do processo K_p .

$$\Delta y = K_p \Delta u_{true} \quad (51)$$

Na equação precedente, Δu_{true} é a parte de Δu depois que a banda morta é vencida e então é proporcional a Δy . Assim:

$$\Delta u = \Delta u_{true} + d \quad (52)$$

A partir das equações do controlador e da precedente, tem-se a seguinte estimação para a banda morta:

$$\hat{d} = \Delta u - \Delta u_{true} = \frac{K}{T_i} \Delta y \Delta t - \frac{\Delta y}{K_p} = \left(\frac{K}{T_i} \Delta t - \frac{1}{K_p} \right) \Delta y \quad (53)$$

O estimador da banda morta pressupõe que o sinal do controlador varie lentamente. Um modo conveniente de checar isto é verificar se Δt é longo

comparado com a constante de tempo da malha fechada. Nos exemplos apresentados em (HÄGGLUND, 2007) a estimação é feita apenas quando $\Delta t \geq 5T_i$.

As informações necessárias para determinar a banda morta são os parâmetros K e T_i do controlador e o ganho estático do processo K_p . Além disso, é preciso ter o sinal Δy para integrar o erro entre os cruzamentos pelo zero e o Δt entre estes cruzamentos. Ressalta-se que não é necessário ter acesso ao sinal de controle u .

A necessidade do ganho estático K_p é um inconveniente, pois em geral este termo é desconhecido, uma vez que um modelo do processo nem sempre foi obtido. Por outro lado, o autor do método demonstra que o estimador é insensível em relação ao parâmetro K_p , conforme é mostrado a seguir.

Reescrevendo-se a equação do estimador:

$$\hat{d} = K \left(\frac{\Delta t}{T_i} - \frac{1}{KK_p} \right) \Delta y \quad (54)$$

Conforme convencionado anteriormente $\Delta t \geq 5T_i$. Para controladores bem sintonizados aplicados a processos que não sejam dominados pelo tempo morto, o produto KK_p normalmente é maior que 0,5, conforme citado em (ÅSTRÖM, HÄGGLUND, 2005). Utilizando-se estes valores extremos tem-se:

$$\hat{d} = K \left(5 - \frac{2}{K_p} \right) \Delta y \quad (55)$$

Segundo o autor, o valor padrão de $K_p = 1,5$ resulta em um erro de estimação menor que 20%, desde que o valor real do ganho estático do processo esteja no intervalo $1 < K_p < 3,4$ e isto ocorre na maior parte dos casos de controle de processos industriais, uma vez que se trabalha com sinais normalizados.

Para os casos em que o ruído cause cruzamentos indesejados pelo zero, utiliza-se um filtro de segunda ordem adicional no sinal de saída medido antes do procedimento de estimação. O autor do método sugere como constante de tempo do filtro $T_i / 2$.

Como perturbações na carga podem afetar na estimação da banda morta é necessário que $e_{max} < 2\Delta y$, sendo que e_{max} é o máximo valor absoluto do erro no intervalo $[t_i, t_{i+1}]$.

Uma estrutura do algoritmo de quantificação, sugerida pelo autor do método é apresentada na Figura 16:

```

Dt=0;eint=0;emax=0;      "initialization
for t=1:tstop,
    eold=e;
    e=ysp-yf;             "setpoint - filtered process
output
    eint=eint+h*abs(e);    "Integrate e. h = sampling period
    if abs(e)>emax
        emax=abs(e);
    end
    Dt=Dt+h;              "Integrate time
    if e*eold<=0           "zero crossing?
        if Dt>5*Ti
            Dy=eint/Dt;
            if emax<2*Dy
                dhat=(K/Ti*Dt-1/Kp)*Dy;
            end
        end
        Dt=0;eint=0;emax=0; "initialization
    end
end
end

```

Figura 16 - Estrutura do algoritmo do estimador (HÄGGLUND, 2007).

CAPÍTULO 4. RESULTADOS DOS ENSAIOS

A parte experimental consiste em analisar o desempenho dos métodos de detecção e quantificação de atrito em válvulas. Foi utilizada a técnica HIL e o sistema que simula o processo controlado foi do tipo SISO (*Single Input Single Output*) de primeira ordem com tempo morto (FOPTD), sendo que este processo foi o escolhido por ser utilizado em (CHOUDHURY; SHAH; THORNHILL, 2008), entre outros trabalhos dos mesmos autores.

Processo utilizado no domínio discreto, considerando tempo de amostragem igual a 1s:

$$G(z) = \frac{z^{-3}(1,45 - z^{-1})}{1 - 0,8z^{-1}}$$

ou no domínio de Laplace:

$$G(s) = \frac{e^{-3s}(1,45s - 0,5021)}{s + 0,2231}$$

O tipo de controlador utilizado foi um PI, como a maioria dos controladores industriais de processos com ganho proporcional K variando entre 0,1 e 0,3 e $T_f=0,25$ s, e o ganho do processo foi ajustado para ser igual a 1. Aproveitaram-se os ensaios para verificar a robustez de cada um dos métodos perante a variação do ganho do controlador, uma vez que o mesmo apresenta ciclos limites com mudanças de amplitude e de frequência.

Duas válvulas idênticas com exceção do material das gaxetas foram utilizadas para os testes em bancada. A primeira possui uma gaxeta de Teflon® e a segunda de grafite. A análise dos testes apresentados a seguir confirma as afirmações do fabricante de que gaxetas de Teflon® apresentam em geral menos atrito do que gaxetas de grafite.

4.1. Análise inicial dos sinais obtidos nos experimentos

Analisando-se as Figura 17 e Figura 18 correspondentes à válvula 1 com gaxeta de Teflon® e ganho do controlador $K=0,1$, pode-se dizer que o período de oscilação é lento, na ordem de 300s e que a amplitude do sinal de controle (OP) triangular é em torno de 0,04 p.u.

Com o aumento do ganho até $K=0,27$, nota-se que o padrão de onda triangular para o sinal de controle (OP) e o sinal do tipo retangular para o sinal correspondente à posição da haste da válvula são mantidos, com o aumento da frequência e da amplitude dos sinais. Estes padrões de onda triangular para OP e retangular para a posição da haste da válvula é devido à ação integral do controlador.

A partir do ganho $K=0,285$ o aumento da frequência de oscilações é bem mais acentuado e embora ainda haja o padrão triangular e retangular para os sinais, nota-se uma característica de oscilações devido ao ganho excessivo do controlador. Além disso, o sinal de saída do processo não se estabiliza, devido à sua dinâmica relativamente lenta, apesar da posição da válvula estar praticamente fixa devido ao atrito.

Nota-se que a Figura 28, formada pelo gráfico de y_p x Controle (PV x OP), passa a se assemelhar mais a uma elipse do que um retângulo, como previsto por Choudhury em seu método. Para finalizar esta análise visual inicial dos gráficos, percebe-se que as larguras das figuras formadas (PV x OP) aumentam com o aumento do ganho, sinalizando que o “atrito aparente” a ser detectado pelo método de Choudhury cresce com o ganho.

Figura 17 - Válvula 01: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e yp (p.u) x t (s) para $K=0,10$.

Figura 18 – Válvula 01: Posição (p.u) x Controle (p.u) e yp (p.u) x Controle (p.u) para $K= 0,10$.

Figura 19 - Válvula 01: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) para $K=0,20$.

Figura 20 - Válvula 01: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K= 0,20$.

Figura 21 - Válvula 01: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) $K=0,25$.

Figura 22 - Válvula 01: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K=0,25$.

Figura 23 - Válvula 01: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) $K=0,27$.

Figura 24 - Válvula 01: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K=0,27$.

Figura 25 - Válvula 01: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e yp (p.u) x t (s) $K=0,285$.

Figura 26 - Válvula 01: Posição (p.u) x Controle (p.u) e yp (p.u) x Controle (p.u) para $K=0,285$.

Figura 27 - Válvula 01: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) $K=0,30$.

Figura 28 - Válvula 01: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K=0,30$.

Nas Figuras 29 a 40, referentes ao caso da segunda válvula, com gaxeta de grafite, observa-se o mesmo padrão esperado de sinais do tipo triangular e retangular, mas devido a um atrito mais significativo, as amplitudes e as frequências são maiores, ao se comparar com os resultados da primeira válvula.

Nota-se também a evolução do padrão retangular para o padrão elíptico da figura formada pela saída do processo x saída do controlador (PV x OP), sendo que se observa o aumento da largura desta figura, o que indica mais uma vez que o método de estimativa do atrito aparente de Choudhury não é robusto com a variação do ganho.

Figura 29 - Válvula 2: Controle (p.u) $\times t$ (s), Posição (p.u) $\times t$ (s) e y_p (p.u) $\times t$ (s) $K=0,10$.

Figura 30 - Válvula 2: Posição (p.u) $\times$ Controle (p.u) e y_p (p.u) $\times$ Controle (p.u) para $K=0,10$.

Figura 31 - Válvula 2: Controle (p.u) $\times t$ (s), Posição (p.u) $\times t$ (s) e yp (p.u) $\times t$ (s) $K=0,15$.

Figura 32 - Válvula 2: Posição (p.u) $\times$ Controle (p.u) e yp (p.u) $\times$ Controle (p.u) para $K=0,15$.

Figura 33 - Válvula 2: Controle (p.u) $\times$ t (s), Posição (p.u) $\times$ t (s) e y_p (p.u) $\times$ t (s) $K=0,20$.

Figura 34 - Válvula 2: Posição (p.u) $\times$ Controle (p.u) e y_p (p.u) $\times$ Controle (p.u) para $K=0,20$.

Figura 35 - Válvula 2: Controle (p.u) $\times$ t (s), Posição (p.u) $\times$ t (s) e yp (p.u) $\times$ t (s) $K=0,25$.

Figura 36 - Válvula 2: Posição (p.u) $\times$ Controle (p.u) e yp (p.u) $\times$ Controle (p.u) para $K=0,25$.

Figura 37 - Válvula 2: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e yp (p.u) x t (s) $K=0,27$.

Figura 38 - Válvula 2: Posição (p.u) x Controle (p.u) e yp (p.u) x Controle (p.u) para $K=0,27$.

Figura 39 - Válvula 2: Controle (p.u) x t (s), Posição (p.u) x t (s) e y_p (p.u) x t (s) $K=0,30$.

Figura 40 - Válvula 2: Posição (p.u) x Controle (p.u) e y_p (p.u) x Controle (p.u) para $K=0,30$.

4.2. Comparação dos resultados dos métodos

A seguir apresentam-se tabelas e gráficos comparativos dos resultados obtidos, sendo que se definiu que Kano_p, Hag_p e Choud_p estão relacionados com os resultados de cada método utilizando-se a posição da haste e no caso de Kano_y, Hag_y e Choud_y a saída do processo é utilizada. O parâmetro S de cada uma das válvulas disponíveis foi obtido através de testes intrusivos para ter-se um valor de referência para se determinar os erros de estimação. A primeira válvula apresentou um valor $S_1=0,044$ p.u (4,4%) e a segunda um valor $S_2= 0,255$ p.u (25,5%).

Tabela 6 - Resultados do método de Kano para a válvula 1 (Teflon®).

Ganho	Kano_p			Kano_y		
	Estimado (p.u)	erro abs (p.u)	erro (%)	Estimado (p.u)	erro abs (p.u)	erro (%)
0,100	0,040	-0,004	-9,09%	0,040	-0,004	-9,09%
0,200	0,041	-0,003	-6,82%	0,041	-0,003	-6,82%
0,250	0,045	0,001	2,27%	0,046	0,002	4,55%
0,270	0,044	0,000	0,00%	0,043	-0,001	-2,27%
0,285	0,041	-0,003	-6,82%	0,044	0,000	0,00%
0,300	0,040	-0,004	-9,09%	0,038	-0,006	-13,64%

Tabela 7 - Resultados do método de Choudhury para a válvula 1 (Teflon®).

Ganho	Choud_p			Choud_y		
	Estimado (p.u)	erro abs (p.u)	erro (%)	Estimado (p.u)	erro abs (p.u)	erro (%)
0,100	0,041	-0,003	-6,82%	0,040	-0,004	-9,09%
0,200	0,043	-0,001	-2,27%	0,041	-0,003	-6,82%
0,250	0,047	0,003	6,82%	0,046	0,002	4,55%
0,270	0,047	0,003	6,82%	0,049	0,005	11,36%
0,285	0,063	0,019	43,18%	0,070	0,026	59,09%
0,300	0,071	0,027	61,36%	0,081	0,037	84,09%

Tabela 8 - Resultados do método de Häglund para a válvula 1 (Teflon®).

Ganho	Hag_p			Hag_y		
	Estimado (p.u)	erro abs (p.u)	erro (%)	Estimado (p.u)	erro abs (p.u)	erro (%)
0,100	0,041	-0,003	-6,82%	0,040	-0,004	-9,09%
0,200	0,042	-0,002	-4,55%	0,040	-0,004	-9,09%
0,250	0,047	0,003	6,82%	0,045	0,001	2,27%
0,270	0,047	0,003	6,82%	0,048	0,004	9,09%
0,285	0,088	0,044	100,00%	0,067	0,023	52,27%
0,300	0,098	0,054	122,73%	0,072	0,028	63,64%

Figura 41 - S estimado x ganho do controlador para a válvula 1 (Teflon®).

Tabela 9 - Resultados do método de Kano para a válvula 2 (Grafite).

Ganho	Kano_p			Kano_y		
	Estimado (p.u)	erro abs (p.u)	erro (%)	Estimado (p.u)	erro abs (p.u)	erro (%)
0,100	0,267	0,012	4,71%	0,270	0,015	5,88%
0,150	0,275	0,020	7,84%	0,277	0,022	8,63%
0,200	0,277	0,022	8,63%	0,271	0,016	6,27%
0,250	0,268	0,013	5,10%	0,219	-0,036	-14,12%
0,270	0,269	0,014	5,49%	0,180	-0,075	-29,41%
0,300	0,267	0,012	4,71%	0,120	-0,135	-52,94%

Tabela 10 - Resultados do método de Choudhury para a válvula 2 (Grafite).

Ganho	Choud_p			Choud_y		
	Estimado (p.u)	erro abs (p.u)	erro (%)	Estimado (p.u)	erro abs (p.u)	erro (%)
0,100	0,271	0,016	6,27%	0,274	0,019	7,45%
0,150	0,295	0,040	15,69%	0,304	0,049	19,22%
0,200	0,311	0,056	21,96%	0,330	0,075	29,41%
0,250	0,320	0,065	25,49%	0,355	0,100	39,22%
0,270	0,332	0,077	30,20%	0,384	0,129	50,59%
0,300	0,342	0,087	34,12%	0,419	0,164	64,31%

Tabela 11 - Resultados do método de Hägglund para a válvula 2 (Grafite).

Ganho	Hag_p			Hag_y		
	Estimado (p.u)	erro abs (p.u)	erro (%)	Estimado (p.u)	erro abs (p.u)	erro (%)
0,100	0,272	0,017	6,67%	0,263	0,008	3,14%
0,150	0,314	0,059	23,14%	0,284	0,029	11,37%
0,200	0,362	0,107	41,96%	0,304	0,049	19,22%
0,250	0,405	0,150	58,82%	0,317	0,062	24,31%
0,270	0,433	0,178	69,80%	0,330	0,075	29,41%
0,300	0,484	0,229	89,80%	0,356	0,101	39,61%

Figura 42 - S estimado x ganho do controlador para a válvula 2 (Grafite).

Pode-se concluir para estes casos que o aumento do ganho causa o aumento do erro com exceção do método de Kano, quando se utiliza a posição da haste da válvula.

4.2.1. Resultados do método de Kano

O método de Kano pode ser considerado o mais preciso e menos sensível ao ajuste de sintonia do controlador no caso de sistemas de primeira ordem estáveis com tempo morto, mas deve-se lembrar que a posição da haste da válvula nem sempre é disponível em um sistema de controle de processos industriais. A seguir apresentam-se os resultados detalhados da aplicação da metodologia de Kano e nota-se que o parâmetro ρ , que faz a detecção do *stiction*, é bem próximo de 1 em todos os casos, confirmando assim a presença do atrito.

Tabela 12 – Resultados do metodo de Kano para a válvula 1 - Teflon®.

K	ρ	Nº de medidas	Kano_p
0,100	1,000	3	0,040
0,200	1,000	11	0,041
0,250	1,000	8	0,045
0,270	0,998	17	0,044
0,285	1,000	68	0,041
0,300	1,000	111	0,040

Tabela 13 – Resultados do metodo de Kano para a válvula 2 – Grafite.

K	ρ	Nº de medidas	Kano_p
0.100	0.994	15	0.267
0.150	1.000	32	0.275
0.200	0.999	52	0.277
0.250	1.000	76	0.268
0.270	1.000	87	0.269
0.300	1.000	109	0.267

Nas Tabela 12 Tabela 13 nota-se, através da análise do número de medidas feitas para se determinar a estimação do atrito, que tanto o aumento do ganho quanto o aumento do valor do atrito aumentam o número de oscilações detectadas, sem na mesma proporção aumentar o valor da estimação.

4.2.2. Resultados do método de Choudhury

O método de Choudhury, conforme comentado anteriormente no momento dos testes e em um trabalho posterior do mesmo autor (CHOUDHURY; JAIN; SHAH, 2008) é bem susceptível às variações de ganho do controlador, sendo que uma maneira de se definir um limiar entre oscilações devidas ao ganho excessivo do controlador e agarramento da válvula é o uso do índice de não linearidade (NLI).

Originalmente o método propõe o ajuste da elipse, baseado em (GANDER; GOLUB; STREBEL, 1994). Como em diversos testes os resultados de ajustes de elipse não foram satisfatórios, principalmente nos casos em que a figura formada por PV x OP possui uma característica mais retangular do que elíptica, passou-se a usar o método de ajuste da elipse apresentado em (FITZGIBBON; PILU; FISHER; 1999) que apresenta como principal característica o ajuste de uma elipse, mesmo que os dados originais sejam ruins (*ellipse-specific*). Além disso, aplicou-se um algoritmo simples de exceção, a exemplo dos *data-storage systems* comerciais, que procuram minimizar a quantidade de dados armazenados de uma planta de processos, para que o ajuste da elipse privilegie os pontos que representam os períodos em que a válvula esteja se movendo, melhorando assim a estimação da largura da figura formada por PV x OP.

Na Figura 43 tem-se um exemplo típico no qual a elipse 1 representa o caso do algoritmo considerando todos os pontos e a segunda elipse representa o ajuste usando o algoritmo modificado.

Figura 43- Comparação entre elipses para $K=0,25$ com a válvula 2 – Grafite.

Nas tabelas e figuras a seguir vê-se que para ambas as válvulas testadas, a partir de certo ganho do controlador, o valor do índice de não linearidade (NLI), que é o índice que determina se as oscilações são causadas devido à presença de uma não linearidade na malha de controle, apresenta uma queda abrupta, ou seja, as oscilações passam a ser devidas mais à má sintonia do controlador (excesso de ganho), do que ao atrito na válvula. Nota-se também que quando o NLI cai de maneira significativa, o erro do método de Choudhury e Hägglund aumenta. Esta queda abrupta do índice NLI poderia servir para definir o $NLI_{crítico}$, que seria um limiar de validade para estes métodos, conforme a Tabela 4 - Valores críticos para NGI e NLI (CHOUDHURY et al, 2006).

Com relação a NGI, apesar de haver uma certa variação dos seus valores, todos estão bem acima dos valores críticos citados na Tabela 4 - Valores críticos para NGI e NLI (CHOUDHURY et al, 2006)., ou seja, todos os casos são considerados não-Gaussianos pelo algoritmo proposto por Choudhury.

Tabela 14 – Resultados do método de Choudhury para a válvula 1 - Teflon®.

K	NGI	NLI	Choud_y
0,100	0,026	0,115	0,041
0,200	0,025	0,157	0,043
0,250	0,024	0,100	0,047
0,270	0,521	0,151	0,047
0,285	0,236	0,095	0,063
0,300	0,345	0,040	0,071

Tabela 15 – Resultados do método de Choudhury para a válvula 2 – Grafite.

K	NGI	NLI	Choud_y
0,100	0,023	0,201	0,271
0,150	0,010	0,235	0,295
0,200	0,068	0,247	0,311
0,250	0,246	0,046	0,320
0,270	0,299	0,034	0,332
0,300	0,321	0,007	0,342

Figura 44 – Índice de Não Linearidade x Ganho de controle.

Figura 45 – Comparação entre NLI e Choud_y para a válvula 1 - Teflon®.

Figura 46 – Comparação entre NLI e Choud_y para a válvula 2 – Grafite.

4.2.3. Resultados do método de Hägglund

O método de Hägglund apresenta uma precisão coerente com o artigo original ($\pm 20\%$), desde que não haja excesso de ganho do controlador. No caso analisado até $K=0,2$.

O valor de $K=0,1$ é considerado uma boa sintonia por apresentar oscilações relativamente lentas. Vale lembrar que se utilizou o algoritmo descrito na Figura 16.

A seguir têm-se tabelas que mostram a quantidade de medidas que foram usadas para determinar o valor da estimação. Nota-se que assim como visto no método de Kano, o número de medidas aumenta com o aumento do ganho do controlador e com o aumento do atrito (troca de válvula), ou seja, ambos os casos provocam o aumento das oscilações.

Neste método não há uma maneira de distinguir as oscilações devido ao atrito ou devido ao excesso de ganho do controlador, como o NLI do método de

Choudhury. No método cita-se apenas que as oscilações devem ser lentas, com período superior a $5 \cdot T_i$. Além disso, o resultado não satisfatório obtido em alguns casos pode ser devido à presença do tempo morto no sistema controlado, pois o autor do método faz uma ressalva quando o processo é dominado pelo tempo morto.

Tabela 16 – Resultados do método de Hägglund para a válvula 1 - Teflon®.

K	N de medidas	Hag_y
0,100	3	0,040
0,200	13	0,040
0,250	10	0,045
0,270	11	0,048
0,285	67	0,067
0,300	110	0,072

Tabela 17 – Resultados do método de Hägglund para a válvula 2 – Grafite.

K	N de medidas	Hag_y
0,100	15	0,263
0,150	32	0,284
0,200	52	0,304
0,250	75	0,317
0,270	87	0,330
0,300	109	0,356

CAPÍTULO 5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1. Conclusões

Conclui-se que os três métodos são satisfatórios, pois dentro de suas limitações, conseguem uma boa precisão, no entanto nenhum deles pode ser considerado definitivo e absoluto e ser utilizado de maneira automática, como por exemplo, em programas computacionais comerciais de análise de desempenho de malhas de controle. Além disso, todos os algoritmos dependem de escolha de parâmetros e tratamento de dados, como filtragem e decimação, o que caracteriza a dependência de uma pessoa especializada para ajustar o algoritmo para cada situação.

As metodologias analisadas apresentaram uma boa coerência na detecção e serviriam para estimar o parâmetro S para uma sintonia dos compensadores propostos na literatura, conforme visto em (GURY; GARCIA; UEHARA, 2008). Além disso, o valor estimado, mesmo com um erro considerável em relação ao valor real, determinado através de um método intrusivo, por exemplo, serve como um bom valor inicial para uma metodologia de identificação de sistemas em malha fechada como apresentado em (ROMANO; GARCIA, 2008) e (CHOUDHURY; JAIN; SHAH, 2008), em que além do atrito na válvula, identifica-se a planta a ser controlada.

Por último, reafirma-se a importância deste trabalho na redução da variabilidade em malhas de processos industriais, uma vez que detectado e quantificado o atrito, pode-se avaliar se o mesmo é responsável pelo mau desempenho da malha de controle, podendo-se tomar medidas como mudança no algoritmo de controle, com a introdução de compensadores ou manutenção da válvula.

5.2. Sugestões para trabalhos futuros

Possíveis trabalhos futuros poderiam considerar a busca de um método mais robusto com relação à variação da sintonia do controlador, utilizando-se apenas as variáveis usualmente disponíveis, saída do controlador e saída do processo (OP e PV). Além disso, nenhum dos métodos disponíveis até o momento fornece uma estimativa do parâmetro J de maneira não intrusiva, ou seja, quando a malha está operando em malha fechada em condições normais de uma planta de processos industriais.

Em (CHOUDHURY; JAIN; SHAH, 2008) é proposto um método para estimar os parâmetros S e J . O procedimento consiste em uma otimização iterativa para identificar simultaneamente os parâmetros do modelo de atrito e o modelo do processo. Outra maneira de identificação em malha fechada é apresentada em (ROMANO; GARCIA, 2009) utilizando-se o modelo de Karnopp.

O efeito da variação do ganho do controlador (K) sobre o NLI também pode ser explorado em trabalhos futuros.

Uma vez que o ambiente HIL foi desenvolvido e testado durante a fase experimental deste trabalho, uma possível continuação seria aplicar a mesma metodologia a outros tipos de sistemas, como por exemplo, sistemas integrativos, multivariáveis ou não lineares.

Para finalizar, seria necessário realizar testes em processos reais industriais para realmente testar a eficácia dos métodos e de preferência poder realizar testes de confirmação nas válvulas detectadas com atrito elevado.

REFERÊNCIAS

- ÅSTRÖM, K. J.; HÄGGLUND, T. **Advanced PID CONTROL. ISA – The Instrumentation, Systems, and Automation Society**, Research Triangle Park, NC 27709, 2005.
- CANUDAS, C.; OLSSON, H.; ÅSTROM, K. J.; LISCHINSKY, P. **A new model for control of systems with friction**, IEEE Transactions on Automatic Control, v. 40 n. 3, p. 419-425, 1995.
- CHOUDHURY, M. A. A. S.; THORNHILL, N. F.; SHAH, S. L. **Modelling valve stiction**. Control Engineering Practice, v. 13 n. 5, p. 641-658, 2005.
- CHOUDHURY, M. A. A. S.; SHAH, S. L.; THORNHILL, N. F.; SHOOK, D. S. **Automatic detection and quantification of stiction in control valves**. Control Engineering Practice, v. 14 n. 12, p. 1395-1412, 2006.
- CHOUDHURY, M. A. A. S.; JAIN M. ; SHAH, S. L.; **Stiction – definition, modeling, detection and quantification**. Journal Process Control, v. 18 n. 3-4, p. 232-243, 2008.
- CHOUDHURY, M. A. A. S.; SHAH, S. L.; THORNHILL, N. F. **Diagnosis of Process Nonlinearities and Valve stiction: Data Driven Approaches**. Berlin: Springer, 2008. 284p.
- FITZGIBBON, A.; PILU, M.; FISHER, R. B. **Direct Least Square Fitting of Ellipses**. Tern Analysis ad Machine Intelligence, v. 21 n. 5, 1999.
- GARCIA, C. **Modelagem de atrito em válvulas de controle**. Salvador: XVI Congresso Brasileiro de Automática, 2006.
- GARCIA, C. **Comparison of friction models applied to a control valve**. Control Engineering Practice, v. 16 n. 10, p.1231-1243, 2008.
- GANDER, W.; GOLUB, G.H; STREBEL, R. **Fitting of circles and ellipses least square solution**, BIT Numerical Mathematics, n. 34, 558578, 1994

GURY C. G. L.; GARCIA, C.; UEHARA, D.; **Compensação de atrito em válvulas de controle**. Juiz de Fora, XVII Congresso Brasileiro de Automática, 2008.

HÄGGLUND, T. **A friction compensator for pneumatic control valves**. Journal of Process Control, v. 12 n. 8, p.897-904, 2002.

HÄGGLUND, T.; **Automatic on-line estimation of backlash in control loops**, Journal of Process Control, v. 17 n. 6, p. 489- 499, 2007.

Instrument Society of America, **ISA-51.1-1979 (R1993)**: Process Instrumentation Terminology, 1979.

Instrument Society of America, **ANSI/ISA-75.25.01-2000**: Test Procedures for Control Valve Response Measurement from Step Inputs, 2000.

Instrument Society of America, **ANSI/ISA-75.26.01-2006**: Control Valve Diagnostic Data Acquisition and Reporting, 2006.

KAYIHAN, A.; DOYLE III, J.D.; **Friction compensation for a process control valve**. Control Engineering Practice, v. 8 n. 7, p. 799-812, 2000.

KANO, K.; MARUTA H.; KUGEMOTO, H.; SHIMIZU, K.; **Practical model and detection algorithm for valve stiction**, Proceedings of the 7th IFAC DYCOPS, Boston, USA, CD-ROM, 2004.

KARNOPP, D.; **Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems**. Transactions of the ASME – Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, v. 107 n. 1, p.100-103, 1985.

PAIOLA, C. G.; GARCIA, C.; **Técnicas intrusivas de diagnóstico de atrito estático em válvulas de controle**. Juiz de Fora, XVII Congresso Brasileiro de Automática, 2008.

ROMANO, R. A.; GARCIA, C. **Karnopp friction model identification for a real control valve**. Proceedings of the 17th IFAC World Congress, Seoul, Korea, 2008.

ROMANO, R. A.; GARCIA, C. **Valve friction and nonlinear process model closed-loop identification**. Istanbul: Proceedings of International Symposium on Advanced Control of Chemical Process, 2009.No prelo.

SINGHAL, A.; SALSBUY, T. I. **A Simple Method for Detecting Valve Stiction in Oscillating Control Loops**. Journal of Process Control, v. 15 n. 4, p. 371-382, 2005.

SRINIVASAN, R.; RENGASWAMY, R. **Stiction Compensation in Process Control Loops: A Framework for Integrating Stiction Measure and Compensation**. Ind. Eng. Chem. Res.,v. 44 n. 24, p. 9164-9174, 2005.

THORNHILL, N. F.; HORCH, A. **Advances and new directions in plant-widecontroller performance assessment**. Gramado: Proceedings of International Symposium on Advanced Control of Chemical Process, p. 29-36, 2006.

UEHARA, D.; GARCIA, C. ROMANO, R. A.; **Comparação e equivalência dos modelos de atrito de Kano e Karnopp aplicados a válvulas de controle**. Juiz de Fora, XVII Congresso Brasileiro de Automática, 2008.

YAMASHITA, Y.; **An Automatic Method for Detection of Valve Stiction in Process Control Loops**. Control Engineering Practice, v. 14 n. 5, p. 503-510, 2006.