



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE
CENTRO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA E
DE COMPUTAÇÃO



Uma Técnica de Linearização por Realimentação para Compensação de Agarramento em Válvulas de Controle Pneumáticas

Tiago Alves de Almeida

Orientador: Prof. Dr. Carlos Eduardo Trabuco Dórea

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica e de Computação da UFRN (área de concentração: Automação e Sistemas) como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Ciências.

Número de ordem do PPgEEC: M463
Natal, RN, 17 de Dezembro de 2015

UFRN / Biblioteca Central Zila Mamede
Catalogação da Publicação na Fonte

Almeida, Tiago Alves de.

Uma técnica de linearização por realimentação para compensação de agarra-
mento em válvulas de controle pneumáticas / Tiago Alves de Almeida. - Natal,
RN, 2015.

73 f. : il.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Eduardo Trabuco Dórea.

Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Cen-
tro de Tecnologia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica e de
Computação.

1. Atrito - Compensação - Dissertação. 2. Válvulas de controle - Dissertação.
3. Linearização por realimentação - Dissertação. 4. Válvulas - Agarramento -
Dissertação. I. Dórea, Carlos Eduardo Trabuco. II. Universidade Federal do Rio
Grande do Norte. III. Título.

RN/UF/BCZM

CDU 621.89

Uma Técnica de Linearização por Realimentação para Compensação de Agarramento em Válvulas de Controle Pneumáticas

Tiago Alves de Almeida

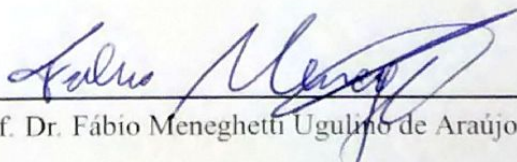
Dissertação de Mestrado



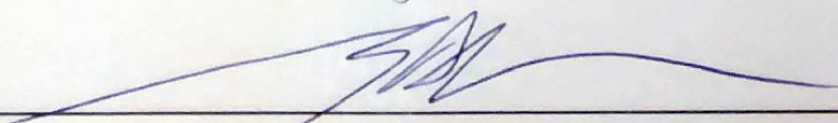
Prof. Dr. Carlos Eduardo Trabuco Dórea (Orientador) UFRN



Dr. Vicente Delgado Moreira PETROBRAS



Prof. Dr. Fábio Meneghetti Ugulino de Araújo UFRN



Prof. Dr. Luiz Affonso Henderson Guedes de Oliveira UFRN

*“O conforto nos cega da
necessidade e dor alheia. Nos faz
ficar indiferentes, e
inconscientemente, não querer ver
aquilo”. (Autor Desconhecido)*

*À toda minha família pelo grande
apoio.
Aos meus avós (in memoriam).*

Agradecimentos

Agradeço a DEUS, que sempre guiou meu caminho, proporcionando-me saúde, força, perseverança e sabedoria para continuar.

À minha família pelo apoio, incentivo e cuidado prestados em todos os momentos. Em especial minha mãe Escolástica e minha tia Expedita, que durante toda minha vida fizeram de tudo que estava ao alcance para que eu pudesse chegar até aqui. Não há palavras para descrever o quanto eu agradeço.

À minha querida esposa Maria Janielly por todo o apoio e amor a mim dedicados durante o desenvolvimento deste trabalho e compreensão nos momentos difíceis.

Ao meu orientador, professor Carlos Eduardo Trabuco Dórea, pela dedicada orientação e paciência durante o desenvolvimento do trabalho.

Aos amigos que de forma direta e indireta contribuíram com o aperfeiçoamento deste trabalho.

Ao LAUT (Laboratório de Automação em Petróleo) da UFRN e aos pesquisadores, pelo suporte físico e técnico.

À CAPES pelo suporte financeiro.

À instituição pela oportunidade de crescimento pessoal e profissional.

Resumo

Agarramento em válvulas é um problema muito comum em malhas de controle e geralmente é uma das principais causas do mau desempenho de sistemas industriais. Seus efeitos mais comumente observados são oscilações nas variáveis de processo. Para contornar os efeitos indesejáveis, compensadores de atrito têm sido propostos, com o objetivo de reduzir a variabilidade na saída. Neste trabalho é analisada a compensação do atrito em válvulas de controle pneumáticas por meio de uma técnica de linearização por realimentação. O modelo da válvula utilizado inclui tanto banda morta quanto salto. Resultados de simulação mostram que o uso desse modelo mais completo resulta em controladores com desempenho superior. O método é também comparado por meio de simulações com o método conhecido como Reforço Constante (*CR*), bastante utilizado neste problema.

Palavras-chave: Agarramento, Válvulas de controle, Compensação de atrito, Linearização por realimentação.

Abstract

In control loops valve stiction is a very common problem. Generally, it is one of main causes of poor performance of industrial systems. Its most commonly observed effect is oscillation in the process variables. To circumvent the undesirable effects, friction compensators have been proposed in order to reduce the variability in the output. This work analyzes the friction compensation in pneumatic control valves by using feedback linearization technique. The valve model includes both dead zone and jump. Simulations show that the use of this more complete model results in controllers with superior performance. The method is also compared through simulations with the method known as Constant Reinforcement (*CR*), widely used in this problem.

Keywords: Stiction, Control valves, Friction Compensation, Feedback linearization.

Sumário

Sumário	i
Lista de Figuras	ii
Lista de Tabelas	v
Lista de Símbolos	vii
Lista de Abreviaturas e Siglas	ix
1 Introdução	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivos	3
1.3 Estado da Arte	4
1.4 Estrutura do Trabalho	7
2 Definição do Agarramento	8
2.1 Válvulas de Controle	8
2.2 Não Linearidades na Válvula de Controle	10
2.3 Agarramento	12
3 Modelagem da Válvula de Controle	15
3.1 Modelagem Física	15
3.2 Modelo de Atrito	16
3.3 Características da Válvula de Controle	20
3.4 Conversão de Parâmetros	22
3.5 Estimação dos Parâmetros do Modelo de Karnopp	24
3.5.1 Estimativa de F_v por Avaliação do Balanço de Forças	24
4 Linearização por Realimentação	27
4.1 Lei de Controle Linearizante	27

5	Compensadores de Atrito	31
5.1	Controle de posição da haste por Realimentação de Estado	31
5.1.1	Seguidor de Referência - Servossistema do Tipo 1	31
5.1.2	Resultados desta seção	33
5.2	Modelo do processo e métodos de compensação	36
5.2.1	Modelo do processo	36
5.2.2	Compensador <i>CR</i>	38
5.2.3	Compensador com sinal linearizante	40
5.3	Projeto do Observador de Estados Não Linear	44
5.4	Conclusões do Capítulo	53
6	Resultados Experimentais	54
6.1	Ambiente Experimental	54
6.1.1	Malha de Vazão	56
6.1.2	Medidor de Vazão, Válvula de Controle, Posicionador e Sensor HALL	58
6.2	Identificação do Processo e Sintonia do Controlador PI	61
6.3	Controle da Malha de Vazão	64
6.4	Ensaio para o problema servo	67
7	Conclusões e Trabalhos Futuros	70
7.1	Conclusões Gerais	70
7.2	Proposta de Trabalhos Futuros	71
	Referências bibliográficas	73

Lista de Figuras

2.1	Válvula de controle pneumática do tipo globo.	9
2.2	Representação gráfica das não linearidades (Adaptado de Gury (2008)). . .	11
2.3	Curva de assinatura padrão de uma válvula sofrendo de <i>agarramento</i> (Adaptado de Cuadros et al. (2010)).	13
3.1	Força de atrito total: (a) componente de Coulomb; (b) componentes de Coulomb e viscoso; (c) componentes de Coulomb, viscoso e estático ; (d) componentes de Coulomb, viscoso, estático e efeito <i>Stribeck</i> (Adaptado de Brásio <i>et al.</i> (2014)).	18
3.2	Diagrama de blocos do modelo de Karnopp (Adaptado de Olsson (1996)).	19
3.3	Resposta do teste dinâmico com três ciclos de entrada aplicados à válvula com e sem atrito: (a) Posição da haste em função do tempo. (b) Curva de assinatura (diagrama de fase).	22
5.1	Servossistema do Tipo 1.	32
5.2	Modelo da implementação do rastreador de trajetória com sinal linearizante.	34
5.3	Resultado da simulação do controlador rastreador de trajetória com sinal linearizante para um degrau de 50% na entrada, considerando condições nominais: (a) Posição da haste. (b) Sinal de controle.	34
5.4	Sinais de controle: (a) Sinal do rastreador de trajetória. (b) Sinal linearizante.	35
5.5	Posição da haste da válvula de controle com a realimentação direta da velocidade e parâmetros do compensador nominais.	35
5.6	Diagrama esquemático da malha de vazão (circuito de fluxo, Adaptado de Mishra <i>et al.</i> (2014)).	36
5.7	Diagrama de blocos simplificado da malha de controle de vazão, sem a presença de compensador.	37
5.8	Resultado da simulação para a saída do processo sem a compensação de atrito estático.	38

5.9	Resultado da simulação para a variabilidade da haste da válvula sem a compensação de atrito estático.	38
5.10	Diagrama de blocos da malha de controle de vazão com o compensador CR	39
5.11	Resultados de simulação com o uso do compensador CR ativado após 150s: (a) Saída do processo (PV); (b) Sinal de controle ($u(t)$).	39
5.12	Resultados de simulação com o uso do compensador CR ativado após 150s: (a) Sinal do controlador PI ($u_c(t)$); (b) Sinal do compensador CR ($u_{CR}(t)$).	40
5.13	Resultado de simulação para a variabilidade da haste da válvula com a implementação do compensador CR ativação após 150s.	40
5.14	Diagrama de blocos da malha de controle de vazão com o sinal linearizante.	41
5.15	Resultados de simulação com o uso do sinal linearizante ativado após 150s: (a) Saída do processo (PV). (b) Sinal de controle ($u(t)$).	41
5.16	Resultados de simulação com o uso do sinal linearizante ativado após 150s: (a) Sinal do controlador PI ($u_c(t)$). (b) Sinal linearizante ($u_f(t)$).	42
5.17	Resultado da simulação para a variabilidade da haste da válvula com a implementação do sinal linearizante ativado após 150s.	42
5.18	Saída do processo com o uso do sinal linearizante ativado após 150s: (a) Sem zona morta. (b) Parâmetros do compensador obtidos via assinatura.	43
5.19	Ações de controle: (a) Sem a zona morta. (b) Parâmetros do compensador obtidos via assinatura.	43
5.20	Saída do processo com o uso do sinal linearizante ativado após 150s: (a) Realimentação direta do estado $x_2(t)$ com parâmetros do compensador nominais. (b) Realimentação direta do estado $x_2(t)$ com parâmetros do compensador obtidos via assinatura.	44
5.21	Diagrama de blocos da malha de controle de vazão com o sinal linearizante e estimativa da velocidade dada pelo observador de estados.	46
5.22	Resultados de simulação com o uso do sinal linearizante ativado após 150s e estimativa da velocidade dada pelo observador de estados: (a) Saída do processo com parâmetros do compensador e do observador nominais. (b) Sinal de controle ($u(t)$).	46
5.23	Mapa estático do atrito com ajuste de curva para a válvula de controle: Velocidade em regime versus Força de atrito ($F_{pressão} - F_{mola}$).	48

5.24	Resultados de simulação com o uso do sinal linearizante ativado após 150s e estimativa da velocidade dada pelo observador de estados, ambos com os parâmetros estimados: (a) Saída do processo (PV). (b) Sinal de controle ($u(t)$).	49
5.25	Saída do processo com o uso do sinal linearizante e estimativa da velocidade dada pelo observador de estados para uma sequência de degraus na entrada.	50
5.26	Diagrama de fase - Relação entre a posição e a velocidade da haste da válvula de controle: (a) Sem compensação. (b) Com compensação.	51
5.27	Adição de ruídos na medição da posição: (a) Curva de assinatura da válvula de controle. (b) Mapa estático do atrito com ajuste de curva.	51
5.28	Saída do processo com o uso do sinal linearizante ativado após 200s, estimativa da velocidade dada pelo observador de estados e adição de ruídos.	52
6.1	Planta Didática da <i>SMAR</i>	55
6.2	Diagrama P&ID da planta didática da <i>SMAR</i>	56
6.3	Principais componentes utilizados para o controle da malha de vazão.	57
6.4	Fluxograma da malha de vazão.	58
6.5	Conjunto válvula de controle, posicionador e sensor HALL.	59
6.6	Diagrama de blocos do posicionador atuando no controle de posição da haste da válvula de controle.	60
6.7	Diagrama de blocos do sistema em malha aberta para identificação.	62
6.8	Teste para obter o modelo da dinâmica do processo.	63
6.9	Diagrama de blocos do modelo posicionador com válvula para obtenção da assinatura.	65
6.10	Assinatura da válvula de controle.	65
6.11	Diagrama de blocos do sistema em malha fechada para o controle de vazão.	66
6.12	Diagrama de blocos do sistema em malha fechada representado no <i>Simulink</i>	67
6.13	Resultados obtidos no ensaio de acompanhamento de <i>setpoint</i>	68
6.14	Resultado obtido no ensaio de acompanhamento de <i>setpoint</i> para uma referência de 50% da vazão.	69

Lista de Tabelas

3.1	Parâmetros estimados da válvula de controle (GARCIA, 2008)	20
3.2	Parâmetros estimados por simulação do modelo de atrito de Karnopp. . .	26
5.1	Parâmetros de simulação do controlador rastreador de trajetória.	34
5.2	Ganhos do observador de estados.	45
5.3	Ganhos do observador de estados com a adição de ruídos nas medições. .	52
6.1	Parâmetros identificados do modelo de primeira ordem com tempo morto.	63
6.2	Sintonia pelo método CHR (Critério: sem sobrevalor - Problema Servo). .	64

Lista de Símbolos

S	Banda morta mais banda de agarramento
J	Banda de agarramento (<i>Slip-jump</i>)
m	Massa das partes móveis da válvula
$F_{press\tilde{a}o}$	Força aplicada pela pressão de ar no diafragma do atuador da válvula
S_a	Área do diafragma do atuador da válvula
P	Pressão de ar do atuador da válvula
F_{mola}	Força aplicada pela mola do atuador
K_m	Constante elástica da mola
$x(t)$	Posição da haste da válvula
F_{atrito}	Força de atrito atuando na haste da válvula
F_{fluido}	Força aplicada pelo fluido de processo no obturador da válvula
$F_{assentamento}$	Força extra de assentamento do obturador na sede da válvula
v e $\dot{x}(t)$	Velocidade da haste da válvula
DV	Velocidade limite (mínima velocidade) do modelo de atrito de Karnopp possível para o deslocamento
$DV1$	Velocidade limite utilizada no observador de estados
F_e	Soma das forças $F_{press\tilde{a}o} - F_{mola}$
F_c	Coefficiente de atrito de <i>Coulomb</i>
F_s	Coefficiente de atrito estático
F_v	Coefficiente de atrito viscoso
v_s	Velocidade de <i>Stribeck</i>
G_c	Função de transferência do controlador
G_p	Função de transferência do processo
K_c	Ganho do controlador
T_i	Tempo de integração do controlador
$e(t)$	Erro da variável controlada
a	Amplitude dos pulsos do compensador <i>Knocker</i>
τ	Duração dos pulsos do compensador <i>Knocker</i>
h_k	Período entre os pulsos do compensador <i>Knocker</i>

$u_c(t)$	Saída do controlador PI
$u_{CR}(t)$	Saída do compensador <i>Knocker</i>
$u_f(t)$	Saída do sinal linearizante
$u(t)$	Sinal de controle (sinal do controlador PI mais sinal de compensação)
d	Banda de agarramento (<i>Slip-jump</i>) (Modelo de um parâmetro)
K_{IP}	Ganho do conversor I/P em Psi
K_p	Ganho do conversor I/P em Pascal (Pa)
K_i	Ganho direto do rastreador de trajetória
\mathbf{K}	Matriz (vetor linha) de ganhos da realimentação de estados
L	Matriz (vetor coluna) de ganhos do observador de estados Luenberger
\tilde{x}	Vetor de estados reconstruídos
\tilde{y}	Saída estimada

Lista de Abreviaturas e Siglas

MV	Variável manipulada
SP	<i>Set-point</i> (Referência)
PV	Variável de processo
OP	Sinal de controle
IOL	Input-Output Linearization
PI	Controlador Proporcional Integral
CR	Constant Reinforcement
I/P	Corrente/Pressão
HART	Highway Addressable Remote Transducer
OPC	OLE for Process Control

Capítulo 1

Introdução

1.1 Motivação

Em grande parte, o desempenho das malhas de controle está relacionado com o adequado funcionamento das válvulas de controle, elementos comuns nos processos industriais (elementos finais). O mau funcionamento das malhas não é apenas causado por perturbações ou sintonias inadequadas do controlador, mas também por não linearidades presentes e não modeladas nas válvulas.

O atrito estático é um fenômeno muito comum em atuadores com partes móveis. Como consequência, qualquer processo que utilize esses elementos estará sujeito a uma redução do desempenho na malha de controle. Um equipamento de alta qualidade e bom estado de conservação apresenta baixo atrito, portanto não prejudica o controle em malha fechada. Porém, a tendência ao longo dos anos é o aumento do atrito devido ao desgaste das peças, implicando em perda de produtividade, decréscimo na qualidade do produto ou aumento do custo de produção. Na literatura, o termo agarramento é usado para esta não linearidade.

O agarramento pode ocasionar oscilações em forma periódica, conhecido como ciclos limites. A variabilidade faz com que as variáveis do processo extrapolem seus limites de operação, segurança e eficiência. Desta forma, há um consumo excessivo de energia, o produto não obedece às especificações estabelecidas, podem acontecer paradas na operação do processo e não se chegar a um ponto ótimo de rentabilidade.

De acordo com Choudhury *et al.* (2006), uma típica planta industrial possui centenas ou até milhares de malhas de controle, e o desempenho destas malhas está diretamente relacionada aos custos de produção e à qualidade do produto final. Uma estimativa do número de malhas que oscilam por problemas nas válvulas de controle pode ser obtida nos trabalhos de Srinivasan e Rengaswamy (2005) e Hägglund (2002), onde se indicam que de 20% a 30% das malhas de controle oscilam devido à presença de atrito ou histerese.

Embora não seja o foco deste trabalho, a detecção do atrito na válvula de controle é muito importante para o processo de compensação. Existem algumas técnicas de detecção já consagradas na literatura, sendo estas divididas basicamente em duas categorias: técnicas intrusivas (métodos invasivos) e técnicas não intrusivas (métodos não invasivos). Na primeira categoria há interação *on-line* com o processo, sendo necessário assumir o controle da malha para enviar sinais específicos à válvula, o que implica em parar o processo de produção. A segunda categoria, por sua vez, utiliza dados históricos do sinal de controle e da variável controlada, portanto o processo pode continuar operando normalmente.

A detecção, e quantificação, do agarramento são úteis nos processos industriais para identificar as válvulas que precisam de manutenção. Entretanto, muitas operam com um valor de agarramento aceitável, mas outras demandam uma manutenção imediata. Sendo assim, a quantificação está diretamente relacionada com o planejamento da manutenção. No trabalho de Srinivasan e Rengaswamy (2005) os autores informam que o custo médio de manutenção de uma válvula gira entre US\$ 400,00 a US\$ 2.000,00. Portanto, a quantificação contribui na redução do custo de manutenção e incrementa a rentabilidade da planta (CHOUDHURY *et al.*, 2006). Ainda pensando no ponto de vista econômico, em Choudhury *et al.* (2005), os autores apontam que até mesmo uma melhoria de 1% na eficiência do consumo de energia ou na manutenção dos controladores pode representar milhões de dólares de economia para a indústria de processos como um todo.

A correta manutenção dos equipamentos é a melhor atitude a ser tomada, mas segundo Srinivasan e Rengaswamy (2005), as paradas programadas de uma planta acontecem tipicamente entre seis meses a três anos de operação. Sendo assim, há períodos em que uma válvula com problemas tem que permanecer operando, o que afeta diretamente o consumo de energia e a qualidade do produto final. Então, algoritmos para compensação do agarramento são bastante úteis nesses casos, pois podem minimizar esses problemas até que numa próxima parada programada a manutenção aconteça.

Em se tratando dos controladores lineares, Romano (2009) comenta que são sintonizados para trabalhar em torno de uma faixa limitada de operação, e eventuais mudanças nestas condições acabam comprometendo o desempenho do sistema. Em se tratando de processos que apresentem não linearidades mais severas, esta influência é ainda mais significativa. Para processos cujo comportamento mude significativamente de acordo com o ponto de operação, uma alternativa é recorrer a controladores não lineares, desde que um modelo que incorpore tais não linearidades possa ser obtido.

Para analisar os efeitos do agarramento na válvula de controle e posteriormente a compensação, serão adotados parâmetros da literatura de uma válvula que possui atrito,

ou seja, o atrito já foi detectado e mensurado. No entanto, serão discutidos métodos mais práticos utilizados em procedimentos experimentais para obtenção dos parâmetros do modelo de atrito. Vale lembrar que o uso de compensadores de atrito tem o intuito de atenuar o efeito desta não linearidade, mesmo sem eliminá-la do processo, como visto em Gury *et al.* (2008) e Kayihan e Doyle III (2000). Foi utilizada uma planta didática da SMAR para a realização dos experimentos, porém, após alguns testes realizados, foi constatado que a válvula de controle da planta didática possuía um agarramento desprezível.

1.2 Objetivos

No presente trabalho é analisada uma lei de controle linearizante para compensar os efeitos do atrito em válvulas de controle pneumáticas. Para obtenção dessa lei é necessário um modelo de estado da válvula com suas não linearidades e a medição da posição da haste. Obtida a lei de controle, a mesma será aplicada em um controlador seguidor de referência, utilizado em válvulas que possuem um controlador interno, denominado de posicionador, que tem como função ajustar a posição da haste da válvula, cujo *set-point* é a saída do controlador do processo. Método semelhante foi apresentado em Kayihan e Doyle III (2000) e Baeza (2013). A fim de compensar o agarramento sem a necessidade da medição da posição da haste ou modelo da válvula de controle, novos compensadores foram propostos, como o *Knocker* e o *CR*, que são baseados em adicionar um valor na saída do controlador do processo à medida que o sinal do mesmo varia, porém o custo do uso desses compensadores é o aumento da variabilidade da posição da haste da válvula, reduzindo sua vida útil.

A compensação com o sinal linearizante se diferencia por não ser implementado no controlador interno da válvula e por necessitar da medição da posição da haste para compensar os efeitos do atrito, adicionando um sinal à saída do controlador do processo. Isso se torna um pouco mais difícil em termos de implementação, pois requer o uso de sensores de posição da haste, no entanto, apresenta bons resultados que estão diretamente relacionados com a quantificação do atrito na válvula e a estimativa da velocidade da haste. Além disso, será usado um modelo de atrito que contempla a ocorrência de saltos do atuador, fenômeno este verificado na prática. A técnica será comparada com o método *CR*.

O desenvolvimento dos compensadores e suas implementações são ambientadas no software *Matlab/Simulink*[®], da *Mathworks*.

1.3 Estado da Arte

Com o objetivo de representar de forma adequada o atrito em determinados sistemas com partes móveis, diversos modelos foram propostos. Em Olsson (1996), foi apresentada uma coletânea destes modelos. Todos os modelos mencionados são baseados em uma análise fenomenológica do atrito, porém, novos modelos foram criados baseados na relação entrada-saída de uma válvula de controle. O primeiro desses métodos foi introduzido em Stenman *et al.* (2003), onde foi proposto um modelo empírico com apenas um parâmetro. Posteriormente Kano *et al.* (2004), Choudhury *et al.* (2005) e He *et al.* (2007) apresentaram novos modelos, cada um com dois parâmetros.

Em Garcia (2008), foram selecionados oito modelos de atrito (modelos físicos e baseados em dados de operação do processo) para realização de uma comparação de desempenho entre os mesmos, sendo eles: modelo de Tustin (1975), modelo de Karnopp (1985), modelo dos sete parâmetros de Armstrong-Hélouvry *et al.* (1994), modelo LuGre (Canudas de Wit *et al.*, 1995), modelo de um parâmetro de Stenman *et al.* (2003), modelo de Choudhury *et al.* (2005), modelo de Kano *et al.* (2004) e modelo de He *et al.* (2007). A conclusão do trabalho foi que os modelos de Karnopp, Lugre e Kano são os que melhor representam o atrito em uma válvula de controle, pois foram aprovados em todos os testes realizados. No presente trabalho foi selecionado o modelo físico de atrito de Karnopp, por possuir uma estrutura relativamente simples e ao mesmo tempo representando de forma adequada o fenômeno do agarramento.

No modelo de Karnopp, o atrito é modelado como uma função estática da velocidade, sendo preciso a obtenção de alguns parâmetros para o modelo, como: o coeficiente de atrito de Coulomb, o coeficiente de atrito viscoso e o coeficiente de atrito estático. Um método simples para estimar esses parâmetros foi apresentado em Garcia (2007), onde a proposta analisa a resposta da válvula a um sinal triangular e seleciona pontos em que, de acordo com a estrutura do modelo, seja possível calcular os parâmetros individualmente. Os autores Romano e Garcia (2008) apresentaram a estimação dos parâmetros de atrito de Karnopp para uma válvula de controle real, através do método proposto por Ravanbod-Shirazi e Besançon-Voda (2003), que usa regressão linear para estimação.

Diversos trabalhos com o objetivo de detectar a presença do atrito estático em malhas de controle foram propostos, principalmente para os casos em que as válvulas de controle não disponibilizam a posição (MV) da haste. Em Horch (1999), foi proposta uma técnica para detectar a presença do atrito estático a partir da correlação cruzada entre o sinal de controle e a saída do processo. Porém, este método é restrito a processos não integradores. Por esse motivo, em Horch (2000) a técnica foi aprimorada para permitir a detecção

também em processos integradores. Posteriormente, Rossi e Scali (2004) desenvolveram um método chamado de teste do relé, onde se aproxima a variável controlada por uma onda quadrada, triangular ou senoidal. Choudhury *et al.* (2004) propuseram uma técnica baseada em estatística de alta ordem. Os métodos descritos anteriormente utilizam o sinal do controlador (OP) e a variável de processo (PV) para detecção do atrito. Nos casos em que a MV é acessível, os gráficos dos sinais de OP versus MV podem facilmente diagnosticá-lo.

Em Choudhury *et al.* (2006) foi proposta a quantificação do atrito pela aproximação de uma elipse ao padrão formado pelo gráfico bidimensional OP-PV. A partir dos parâmetros desta elipse (eixo maior, eixo menor e o ângulo de inclinação) o atrito é estimado. Esta quantidade é denominada pelos autores de atrito estático aparente (*apparent stiction*). Jelali (2008) apresenta um novo método para quantificação fundamentado em otimização global. No trabalho de Venceslau (2012), é apresentada uma proposta baseada em Redes Neurais Artificiais para detectar e quantificar a quantidade de agarramento em válvulas utilizando apenas as informações de PV e OP. São apresentados diferentes métodos para o pré-processamento do conjunto de treinamento da Rede Neural baseados no cálculo de Centróide e de Transformada de *Fourier*.

Foi relatado por Kayihan e Doyle III (2000) o uso da linearização entrada-saída (*input-output linearization* ou *IOL*) para a compensação do atrito em válvulas de controle pneumáticas. Através da implementação desta técnica, foi projetado um controlador por modelo interno. Este compensador se baseia em uma estrutura em espaço de estados e exige a realimentação dos estados (obtidos através de sensores ou observadores de estado). A técnica é altamente dependente do modelo interno da válvula, do modelo físico de atrito e seus parâmetros. Os testes realizados por Gury (2008) apontaram este método como um dos compensadores de melhor desempenho e Cuadros (2011) afirma que a técnica *IOL* é mais eficiente que o controlador linear PID.

Em Hägglund (2002), é apresentada uma técnica de compensação de atrito estático em válvulas de controle pneumáticas, denominada *Knocker*. Segundo o autor, esta técnica foi desenvolvida pensando em evitar o problema de dependência do modelo da válvula de controle. O *Knocker* insere ao sinal de saída do controlador do processo um trem de pulsos, que pode ser definido por três parâmetros: a amplitude do pulso a , a largura do pulso τ e o intervalo entre os pulsos h_k . A energia de cada pulso deve ser suficiente para superar o atrito que mantém a válvula parada, ou seja, o atrito estático, sem levar a válvula para condições de saturação. Segundo Gury (2008), como o controlador do processo possui dinâmica integradora, os pulsos podem ter energia limitada, pois a cada novo pulso a energia vai sendo acumulada até ocorrer o escorregamento da válvula. Os

pulsos que sucedem imediatamente o escorregamento da válvula não são desperdiçados, já que a válvula atinge uma nova posição travada logo após movimentar-se.

Os autores Srinivasan e Rengaswamy (2005) estudaram de forma mais detalhada o efeito da sintonia dos três parâmetros do *Knocker* no desempenho do compensador. Estabeleceram que esta sintonia está diretamente ligada à detecção da presença e quantificação do atrito estático na válvula de controle. Por fim, propuseram uma metodologia de detecção, quantificação, sintonia de compensador e compensação de atrito estático em válvulas de controle pneumáticas, usando o *Knocker* devidamente sintonizado como compensador de atrito.

Uma proposta muito semelhante ao *Knocker* foi apresentada em Ivan e Lakshminarayanan (2009), onde o compensador foi nomeado como Reforço Constante (*Constant Reinforcement - CR*).

Embora as técnicas de compensação mencionadas melhorem o desempenho da variável de processo, há uma indução no aumento da variabilidade da posição da haste da válvula de controle. O aumento da frequência e da velocidade de movimentação da haste pode danificar as válvulas, além de reduzir drasticamente sua vida útil.

Em vista disso, Srinivasan e Rengaswamy (2008) propuseram um compensador que reduz o efeito de transferência de variabilidade do processo para a haste da válvula, denominado *Two-Move*. Assim como nos compensadores *Knocker* e *CR*, o compensador *Two-Move* não exige o conhecimento do modelo do processo e nem da válvula. Este compensador propõe, através de pelo menos dois movimentos, tirar a válvula da posição travada, levá-la para a condição de estado estacionário aderente ao valor de referência e mantê-la nesta posição indefinidamente, até que outro valor de referência seja estabelecido. Este modelo, entretanto, exige conhecimento do nível estimado de atrito estático, chamado de d pelos autores, além de uma série de características que o sistema deve apresentar, dentre eles a posição da haste da válvula que estabiliza o sistema e o sinal de controle que leve a haste para a posição desejada. Dito isso, será comparado o sinal linearizante com o compensador *CR*, lembrando que o *Knocker* apresenta as mesmas características.

Em Cuadros (2011) foi proposto um algoritmo para interromper o controlador e o compensador *Knocker*, uma vez que a variável controlada esteja estabilizada próxima do *set-point*. Desta forma, a variabilidade introduzida no atuador é minimizada, pois neste ponto os pulsos não são mais necessários. Apesar do algoritmo ter sido aplicado ao compensador *Knocker*, o autor aponta que também poderia ser utilizado em conjunto com o compensador *CR*.

Mais recentemente, diversas abordagens utilizando técnicas de controle não lineares

foram avaliadas em Baeza (2013). Os métodos necessitam de um modelo interno da válvula para compensar o efeito do atrito no controle de posição da haste. Estas técnicas são utilizadas supondo que a válvula de controle possua um controlador (posicionador) dedicado para o ajuste da posição da haste.

1.4 Estrutura do Trabalho

O Capítulo 2 deste trabalho apresenta a descrição e o funcionamento de uma válvula de controle pneumática e a principal causa do atrito na mesma, bem como uma definição para o agarramento e o efeito desta não linearidade nas malhas de controle.

O Capítulo 3 apresenta a modelagem física de uma válvula por meio da aplicação do somatório das forças em sua haste. Além disso, o modelo da força de atrito será descrito neste capítulo, com o objetivo de representar de forma adequada o atrito presente na válvula e ao mesmo tempo reproduzindo as características da curva de assinatura de uma válvula com agarramento, que são a banda morta e o salto. Serão discutidos no mesmo capítulo, métodos para a estimação dos parâmetros do modelo de atrito.

A obtenção da lei de controle para compensação do agarramento utilizando o método de linearização por realimentação será discutido no capítulo 4. Os ensaios realizados e os resultados obtidos com a utilização dos compensadores *CR* e sinal linearizante estão no Capítulo 5, também encontram-se as discussões e análises dos resultados. O Capítulo 6 está dedicado aos resultados experimentais obtidos na planta didática da *SMAR*. Por fim, o Capítulo 7 contém as conclusões do trabalho e propostas para os trabalhos futuros.

Capítulo 2

Definição do Agarramento

Neste capítulo será descrito com maiores detalhes o efeito do atrito em válvulas de controle pneumáticas bem como uma definição mais formal para o termo agarramento. Também serão encontradas definições de outras não linearidades, como o *backlash*, histerese, banda morta e zona morta.

2.1 Válvulas de Controle

Toda malha de controle de processos contém um elemento final de controle, o dispositivo que permite que uma variável de processo seja manipulada. Para a maioria dos processos industriais, os elementos finais de controle ajustam a vazão de materiais e, indiretamente, as taxas de transferência de energia para o processo (GARCIA, 2013).

O método mais simples e mais usado para manipular fluidos nas indústrias de processos é empregar uma válvula de controle, que são os elementos atuadores mais comuns. Elas atuam manipulando a vazão de algum tipo de fluido, como gás, água, produtos químicos ou vapor, com o objetivo de compensar alguma perturbação e manter as variáveis de processo o mais próximo possível do valor desejado.

Tais válvulas tipicamente utilizam algum tipo de acionador mecânico para mover o obturador da válvula em sua sede, abrindo ou fechando a área para a passagem do fluido. O acionador mecânico pode ser um motor de corrente contínua, um motor de passo, um atuador eletromagnético ou ainda um atuador pneumático constituído por um diafragma operando pneumaticamente e que move a haste da válvula contra a força oposta de uma mola fixa, sendo este último o mais comum e o mais barato (GARCIA, 2013). Na Figura 2.1, tem-se as partes constituintes de uma válvula de controle pneumática típica com diafragma.

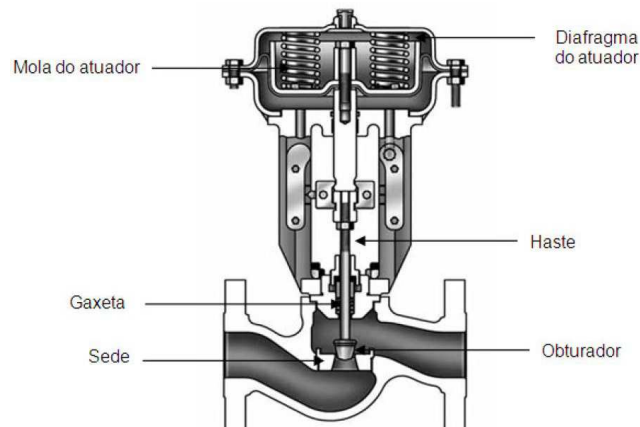


Figura 2.1: Válvula de controle pneumática do tipo globo.

A válvula tem a função de regular a taxa de vazão do fluido que trafega por seu corpo, conforme a posição de sua haste ou disco é variada, de acordo com a força aplicada por seu atuador. Para tanto, a válvula não deve possuir nenhuma espécie de vazamento, deve ter as dimensões necessárias e suficientes para a demanda de fluido imposta a ela, tem que ser capaz de lidar com as possíveis características erosivas, corrosivas e térmicas do processo (PAIOLA, 2008).

Ainda em Garcia (2013), é enfatizado que apesar do crescente uso de válvulas motorizadas, a maioria das aplicações de controle de processos utiliza válvulas de controle pneumáticas. Como é muito comum ter-se controladores eletrônicos analógicos ou digitais controlando válvulas pneumáticas, pode ser necessário introduzir na malha um conversor I/P, que converte corrente para pressão, tipicamente 4-20 mA para 3-15 Psi, o qual é normalmente assumido com característica linear e dinâmica desprezível (muito rápido), resultando em uma função de transferência que meramente consiste em um ganho estacionário K_{IP} :

$$K_{IP} = \frac{\Delta_P}{\Delta_M} = \frac{(15 - 3)Psi}{(20 - 4)mA} = \frac{12Psi}{16mA} = 0.75 \frac{Psi}{mA} \quad (2.1)$$

onde:

- Δ_P : faixa de variação de saída do conversor I/P (3-15 Psi);
- Δ_M : faixa de variação do sinal de entrada do conversor I/P (4-20 mA), correspondente à saída do controlador.

Neste trabalho são utilizados sinais de pressão em Pascal (Pa), os quais são incorporados no modelo matemático da válvula de controle, que será visto em capítulos posteriores.

Assim, a equação (2.2) representa o ganho do conversor I/P em Pascal (Pa).

$$K_p = K_{IP} * 6894.757 = (0.75 * 6894.757) \quad (2.2)$$

A dinâmica de uma válvula pneumática inclui o atuador com diafragma e o corpo da válvula. Mas a resposta a mudanças para a maior parte das válvulas de pequeno ou de médio porte é tão rápida perante a do processo que sua dinâmica pode normalmente ser desprezada.

Ao invés de possuir apenas um atuador, as válvulas pneumáticas de controle podem ser equipadas com um posicionador, um tipo de dispositivo de realimentação mecânica que mede a posição real da haste da válvula, compara-a com a posição desejada e ajusta a pressão de ar para a válvula, de acordo com essa diferença (GARCIA, 2013). Este dispositivo se torna importante pois na indústria existem válvulas que operam em malha aberta, ou seja, não há um controlador dedicado para corrigir a posição da haste.

Para permitir a passagem da haste da válvula para dentro do seu corpo, existe um orifício no mesmo, normalmente na parte superior. Portanto, para impedir que o fluido do processo saia por esse orifício, são inseridos anéis de vedação, também chamados de gaxetas. Estes elementos estão em contato com a haste, gerando portanto atrito entre os dois (SILVA, 2013).

Ainda sobre as gaxetas, de acordo com o trabalho de Kayihan e 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 anéis de vedação, 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 sua fixação muito exagerada podem elevar demasiadamente os níveis de atrito, contribuindo inclusive para o aparecimento do atrito estático.

2.2 Não Linearidades na Válvula de Controle

Em Choudhury *et al.* (2005) são descritas as principais não linearidades em uma válvula de controle, fundamentadas na *American National Standard Institution (ANSI)*.

A primeira não linearidade descrita é o *backlash* (folga). O *backlash* é um movimento relativo que ocorre entre as partes móveis de um sistema mecânico, gerado pela folga

entre estas partes, tipicamente quando o sentido do movimento sofre mudança.

Outra não linearidade bastante comum é a histerese. A histerese é a propriedade de um elemento que é evidenciada pelo valor da saída para uma excursão da entrada, em consequência da direção da excursão da entrada. Em outras palavras a trajetória da saída do sistema para uma determinada excursão da entrada é diferente quando esta entrada é crescente ou decrescente.

A *dead band* (banda morta), é 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. A banda morta possui relações distintas e separadas de entrada-saída para sinais crescentes e decrescentes. Outra característica da banda morta é que ela produz atraso de fase (*phase lag*) entre entrada e saída.

A *dead zone* (zona morta), é uma faixa pré-determinada da entrada na qual a saída permanece inalterada, independente da mudança de direção do sinal de entrada. Na Figura 2.2, pode-se notar que existe somente uma relação de entrada-saída, independentemente se os sinais forem crescentes ou decrescentes. Ao contrário da banda morta, a zona morta não produz atraso de fase entre entrada e saída.

Na Figura 2.2, podem ser observadas graficamente três das quatro não linearidades descritas anteriormente (exceto *backlash*).

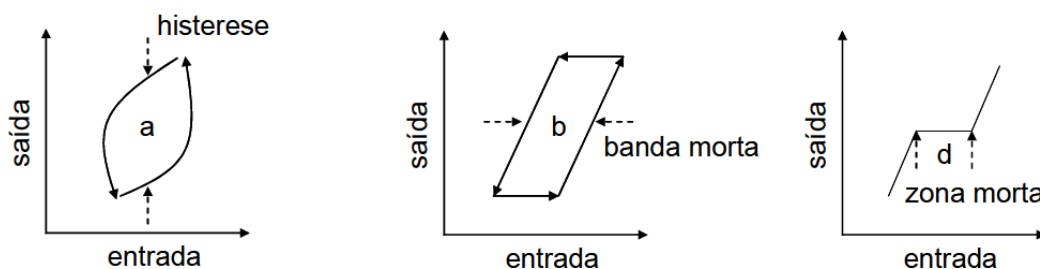


Figura 2.2: Representação gráfica das não linearidades (Adaptado de Gury (2008)).

Outra não linearidade que pode aparecer é a saturação. Durante as simulações, é utilizado um bloco saturação, justamente para o caso de o controlador requerer mais ação do que o atuador é capaz de disponibilizar. Esse tipo de característica pode levar o processo a atingir restrições.

2.3 Agarramento

O termo agarramento é amplamente utilizado para descrever o atrito estático, que constitui uma das maiores causas de banda morta dentro do universo das válvulas de controle. Baseados nas definições da ANSI para histerese, *dead band*, *dead zone* e *backlash*, os autores Choudhury *et al.* (2008) definiram uma proposta para a definição do agarramento, como segue:

Propriedade de um elemento de tal forma que sua movimentação suave, em resposta a uma entrada variável, seja precedida por uma parte estática (banda morta mais banda de agarramento) seguida por um salto abrupto repentino, chamado *slip-jump*. O *slip-jump* é expresso como uma porcentagem da faixa de saída. Sua origem em um sistema mecânico é o atrito estático, o qual excede o atrito dinâmico (CHOUDHURY *et al.*, 2008, p. 233).

Assim, o atrito estático (*static friction*) é uma 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. Dessa forma, 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.

Nota-se que o atrito pode ser estático ou dinâmico. O atrito estático é a força que deverá ser superada para que seja iniciado um movimento relativo entre duas superfícies. Uma vez que a barreira do atrito estático seja vencida e que o movimento seja iniciado, o atrito dinâmico passa a atuar.

O atrito está presente em todos os equipamentos que incorporam componentes com movimento relativo e ele causa erros típicos de regime permanente em controle de posição e atrasos no seguimento, podendo inclusive causar a instabilidade. Esses erros podem ser reduzidos através da compensação do atrito. As características não lineares do atrito causam vários efeitos de degradação no desempenho do movimento. Dentre eles, pode-se destacar o adere-desliza (*stick-slip*). O termo adere-desliza (*stick-slip*) refere-se a uma alternância entre o movimento de deslizamento e o repouso, sendo definido como um ciclo limite estável surgido durante o movimento. É uma das principais manifestações do atrito dada através do movimento intermitente a baixas velocidades.

O fenômeno descrito (agarramento) pode ser melhor explicado pelo comportamento entrada-saída de uma válvula com agarramento ilustrado na Figura 2.3, conhecido como assinatura da válvula. Sem agarramento, a válvula se move ao longo da linha traço-pontilhada passando pela origem. Qualquer valor de saída do controlador (OP) resultaria no mesmo valor de mudança da variável manipulada (posição da haste da válvula - MV). No entanto, para uma válvula que “agarra”, componentes de atrito estático e dinâmico têm de ser levados em conta. O comportamento de entrada-saída, então pode ser descrito por quatro componentes: banda morta, banda de agarramento, salto do agarramento (*slip-jump* - J) e fase móvel.

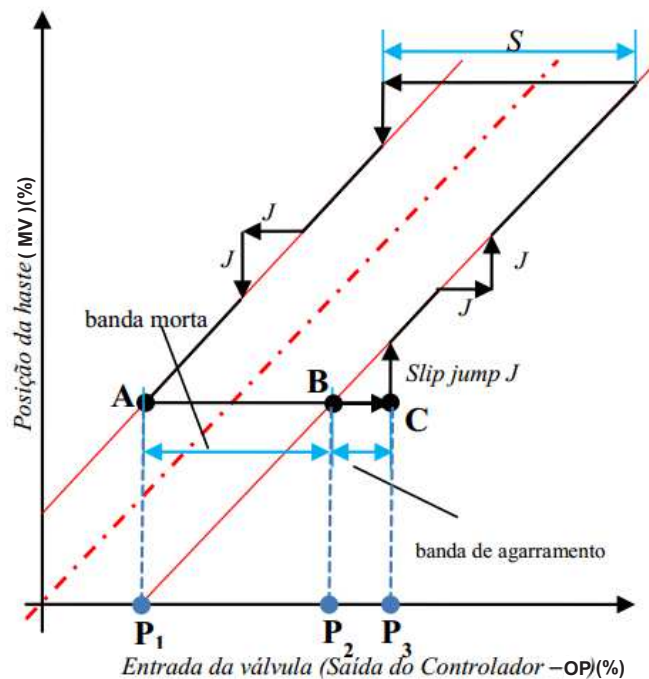


Figura 2.3: Curva de assinatura padrão de uma válvula sofrendo de *agarramento* (Adaptado de Cuadros et al. (2010)).

De acordo com a Figura 2.3, considere que no ponto **A** a haste da válvula está parada e houve reversão no sentido de movimento, MV é constante com o tempo à medida que a válvula é presa pela presença da força de atrito estático (F_s). A faixa de banda morta (**AB**) deve-se à presença do atrito de Coulomb (F_c), uma força constante que atua no sentido oposto ao do movimento. O ponto **BC** corresponde à banda de agarramento (J), e percebe-se que no ponto **C**, MV muda abruptamente (salto do agarramento - J), resultado do desbloqueio da válvula pela força externa aplicada e logo após, MV varia gradualmente (fase de movimento) sendo que há apenas a oposição da força de atrito dinâmica (F_v). Quando a velocidade da haste da válvula está muito baixa a mesma volta a “agarrar”,

neste caso, não ocorrendo inversão no sentido de movimento só será preciso superar a banda de agarramento. A faixa formada pela banda morta mais a banda de agarramento será referenciada como S .

No caso de ocorrência de agarramento, a variável manipulada apresenta um comportamento temporal oscilatório. Devido ao pulso que o atuador da válvula precisa dar para vencê-lo. De acordo com Cuadros (2011), esta tendência do comportamento da variável manipulada é também propagada à variável de processo e é desta forma que o agarramento contribui com a variabilidade do processo e, conseqüentemente, com a perda de desempenho da malha de controle.

Os modelos de válvulas sob o efeito do agarramento podem ser divididos em dois grupos: modelos empíricos e modelos físicos. O primeiro grupo tenta reproduzir a relação entre a entrada e a saída apresentada na Figura 2.3. Os modelos físicos, por sua vez, utilizam o balanço de forças atuando na haste da válvula para prever seu movimento. Neste exemplo foi utilizada a modelagem física, descrita no próximo capítulo.

Capítulo 3

Modelagem da Válvula de Controle

3.1 Modelagem Física

A fim de se modelar o comportamento da válvula (análise física), é feito o balanço de forças sobre a sua haste de acordo com a segunda lei de Newton, assumindo que a variável de entrada é o sinal que vem do controlador, convertido em um sinal de pressão, e que a posição da haste é a saída (geralmente normalizada entre 0-100%). A equação (3.1) demonstra esse balanço.

$$m\ddot{x}(t) = F_{\text{pressão}} - F_{\text{mola}} - F_{\text{atrito}} - F_{\text{fluido}} - F_{\text{assentamento}} \quad (3.1)$$

onde:

- m é a massa das partes móveis (obturador + haste);
- $x(t)$ é a posição da haste da válvula;
- $F_{\text{pressão}} = S_a P$ é a força aplicada pela pressão no diafragma do atuador, sendo S_a a área do diafragma e P a pressão no atuador;
- $F_{\text{mola}} = K_m x(t)$ é a força aplicada pela mola do atuador, sendo K_m a constante elástica da mola;
- F_{atrito} é a força de atrito na haste da válvula (devido as gaxetas de vedação);
- F_{fluido} é a força aplicada pelo fluido de processo no obturador da válvula;
- $F_{\text{assentamento}}$ é uma força extra de assentamento (necessária para travar a válvula na sede) do obturador na sede da válvula. Só aparece no fim da excursão da haste.

Em Kayihan e Doyle III (2000) foi assumido que a força do fluido, F_{fluido} , pode ser desprezada, por ser muito pequena perante as outras forças envolvidas. Porém no trabalho não apresenta resultados para comprovar que F_{fluido} de fato pode ser desprezada. Em Silva (2013) foi realizado um teste em laboratório para confirmar a afirmação, onde nas

condições dos seus experimentos foi possível assegurar tal hipótese. A força de assentamento, $F_{assentamento}$, também será desconsiderada, pois ela opera apenas na faixa final de atuação da válvula, na qual não há mais movimento da haste, apenas o obturador está sendo forçado contra a sede. Portanto, a equação (3.1) pode ser reescrita conforme a equação (3.2).

$$m\ddot{x}(t) = F_{press\tilde{a}o} - F_{mola} - F_{atrito} \quad (3.2)$$

3.2 Modelo de Atrito

A diferença entre os modelos físicos de válvulas de controle está na forma como F_{atrito} é calculada. Modelar o atrito é uma das partes mais importantes do processo, pois é preciso um modelo que represente adequadamente o atrito estático presente na válvula. Os modelos de atrito podem ser divididos em três grupos: os modelos estáticos, os modelos dinâmicos e os modelos de atrito orientados a dados de processo.

Nos modelos estáticos de atrito, 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, apresentando em sua estrutura alguma equação diferencial ou variável de estado. Os modelos estáticos do atrito são geralmente mapas entre a velocidade e a força de atrito.

Nos modelos estáticos, o atrito é modelado como uma função estática da velocidade. Normalmente são considerados três componentes: atrito estático, atrito viscoso e atrito de Coulomb, conforme Garcia (2008). Nesse mesmo trabalho, é feito um estudo sobre diversos modelos de atrito propostos para uma válvula de controle, apresentando modelos desde os mais simples com um ou dois parâmetros, até os mais complexos com sete parâmetros. Assim, é importante selecionar um modelo que apresente simplicidade e ao mesmo tempo que descreva adequadamente o atrito. A força de atrito pode ser descrita pela equação (3.3) que é denominada força de atrito total (modelo clássico).

$$F_{atrito}(\dot{x}(t)) = [F_c + (F_s - F_c)e^{-\left(\frac{\dot{x}(t)}{v_s}\right)^2}]sign(\dot{x}(t)) + F_v\dot{x}(t) \quad (3.3)$$

onde:

$$sign(\dot{x}(t)) = \begin{cases} 1 & \text{se } \dot{x}(t) > 0 \\ 0 & \text{se } \dot{x}(t) = 0 \\ -1 & \text{se } \dot{x}(t) < 0 \end{cases} \quad (3.4)$$

- F_c é o coeficiente de atrito de Coulomb;

- F_s é o coeficiente de atrito estático;
- F_v é o coeficiente de atrito viscoso;
- v_s é a velocidade de *Stribeck*;
- $x(t)$ é a posição da haste;
- $\dot{x}(t)$ é a velocidade da haste.

As características dinâmicas do atrito são responsáveis por degradações no desempenho do sistema e necessitam serem previstas ou observadas para uma adequada compensação e conseqüente diminuição de seus efeitos.

O atrito estático ocorre na velocidade zero, opõe-se a todo movimento com a mesma magnitude da força aplicada até um valor máximo de força de atrito estático. O atrito de Coulomb é independente da área de contato, opõe-se ao movimento relativo, é proporcional à força normal de contato e é independente da magnitude da velocidade relativa. O atrito viscoso corresponde a uma situação de boa lubrificação e é linearmente proporcional a velocidade.

Havendo lubrificante entre as superfícies, assim que o corpo parte do repouso, ocorre uma rápida redução da força de atrito conhecida como efeito *Stribeck*. O fator v_s , denominado velocidade de *Stribeck*, é usado para ajustar a atenuação do termo relacionado a F_s em (3.3). Este termo visa quantificar o comportamento de uma parcela da força de atrito, denominada atrito de *Stribeck*, que decresce monotonicamente quando ocorre movimento (ROMANO, 2009). O atrito de *Stribeck* é um fenômeno não linear de atrito que ocorre nos trechos de baixa velocidade da curva atrito versus velocidade, onde a inclinação é negativa. Tem importante contribuição para o efeito de atrito conhecido como adere-desliza (*stick-slip*). Em outras palavras, o termo relacionado com a velocidade de *Stribeck* contribui com o decaimento da força de atrito para uma velocidade crescente e positiva até alcançar uma velocidade a partir da qual o sistema entra no regime dinâmico. Na Figura 3.1 é possível visualizar a contribuição de cada termo da equação (3.3).

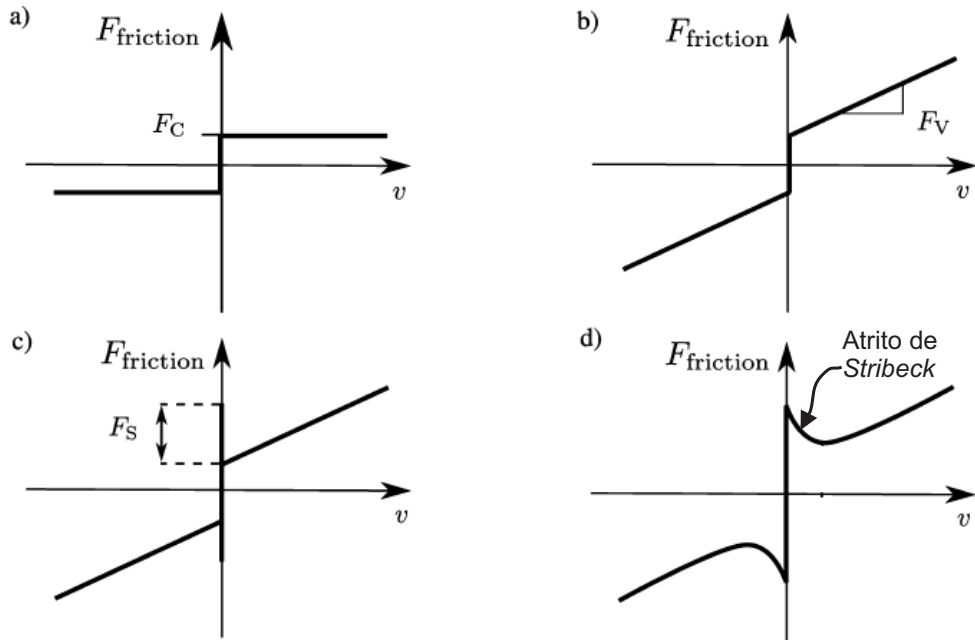


Figura 3.1: Força de atrito total: (a) componente de Coulomb; (b) componentes de Coulomb e viscoso; (c) componentes de Coulomb, viscoso e estático ; (d) componentes de Coulomb, viscoso, estático e efeito *Stribeck* (Adaptado de Brásio *et al.* (2014)).

O modelo de atrito clássico possui um inconveniente para ser simulado devido à função $sign(\cdot)$ (a força de atrito é descontínua quando a velocidade é nula), já que nas simulações a haste da válvula nunca atinge a velocidade nula e o sistema passa a oscilar em torno deste valor. Karnopp (1985) propôs a criação de uma faixa de valores, dentro da qual a velocidade do movimento seja considerada nula. Dessa forma, o modelo de atrito de Karnopp é comumente adotado, já que possui uma abordagem em que o problema da detecção de velocidade nula é tratado através de uma velocidade limite DV , onde a curva característica da Figura 3.1(d) é aproximada por um perfil retangular.

De acordo com Garcia (2008), o modelo de Karnopp apresenta uma boa relação entre uma relativa simplicidade de ser implementado em ambiente simulado e a representação adequada no efeito do atrito em válvulas de controle. A equação (3.5) apresenta o modelo de Karnopp.

$$F_{\text{atrito}} = \begin{cases} F_{\text{atrito}}(\dot{x}(t)) & \text{se } |\dot{x}(t)| \geq DV \\ F_e & \text{se } |\dot{x}(t)| < DV \text{ e } |F_e| \leq F_s \\ F_s \text{sign}(F_e) & \text{se } |\dot{x}(t)| < DV \text{ e } |F_e| > F_s \end{cases} \quad (3.5)$$

A expressão da primeira linha da equação (3.5) indica a situação em que a haste da

válvula de controle está em movimento, e possui um termo independente da velocidade, F_c e um termo dependente linearmente da velocidade, F_v .

Já na segunda linha da equação (3.5), a expressão que representa a válvula de controle emperrada é apresentada (regime estático), sendo $F_e = F_{pressão} - F_{mola}$. 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.

Por fim, a terceira linha da equação (3.5) representa a situação no instante da iminência de movimento da válvula de controle, que ocorre quando $|F_{pressão} - F_{mola}| > F_s$ enquanto $|\dot{x}(t)| < DV$.

A velocidade limite DV , pode ser vista como a região de *stick-slip*, a partir da qual não é possível deslocar o corpo com velocidade constante, ou seja, o modelo de Karnopp considera a mínima velocidade DV possível para o deslocamento. No modo *stick* a força de atrito é igual à força aplicada.

O modelo descrito apresenta uma transição suave do atrito estático para o dinâmico, o que de acordo com Gury (2008) gera uma representação mais precisa do efeito do *slip-jump*. Na Figura 3.2 é apresentado o diagrama de blocos do modelo de Karnopp.

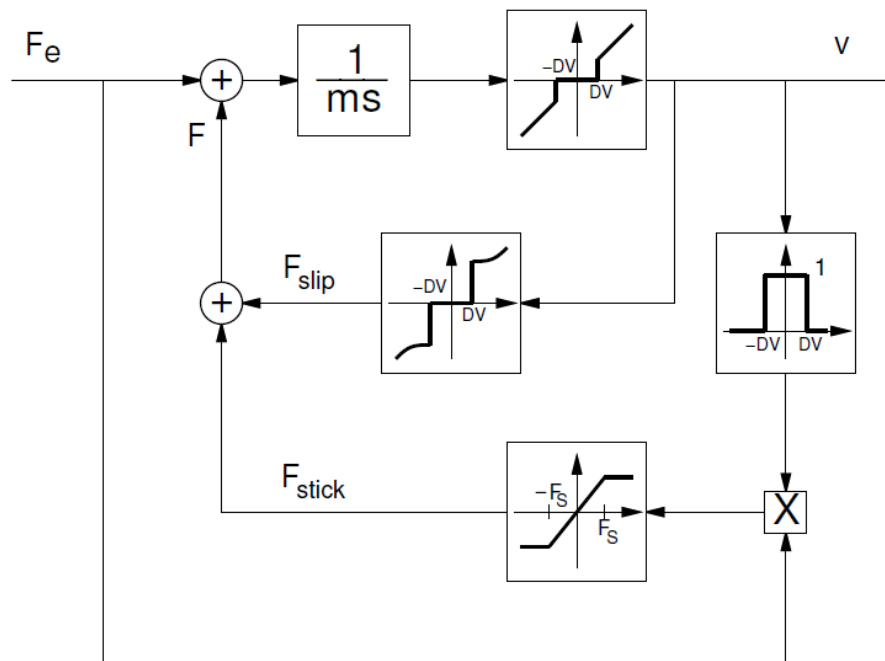


Figura 3.2: Diagrama de blocos do modelo de Karnopp (Adaptado de Olsson (1996)).

Do diagrama da Figura 3.2, percebe-se que o modelo define um intervalo de velocidade nula, $|v| < DV$. Para velocidades dentro deste intervalo o estado interno do sistema (velocidade) pode mudar e ser diferente de zero, mas a saída do bloco é mantida em zero

por uma zona morta. Dependendo de $|v| < DV$, a força de atrito será uma versão saturada da força F_e ou, caso contrário, uma função estática da velocidade.

Ainda da Figura 3.2, para $-DV < v < DV$ diz-se que o sistema está “colado” e portanto encontra-se em equilíbrio, enquanto que para $v \leq -DV$ e $v \geq DV$ o sistema é considerado “descolado”, havendo movimento nas partes móveis.

3.3 Características da Válvula de Controle

Como já foram definidos os modelos da válvula e do atrito que serão utilizados, só resta a quantificação dos parâmetros da equação (3.3). Estes valores são necessários para sintonizar adequadamente os compensadores de atrito. Na Tabela 3.1, tem-se os parâmetros da válvula de controle utilizados neste trabalho que foram obtidos de Garcia (2008), para uma válvula nominal.

Tabela 3.1: Parâmetros estimados da válvula de controle (GARCIA, 2008)

Parâmetros	Valor	Unidade
m	1.361	Kg
S_a	0.06452	m^2
F_s	1707.7	N
F_c	1423	N
F_v	612.9	$N.s/m$
K_m	52538	N/m
v_s	0.000254	m/s
DV	0.0001524	m/s
K_p	(0.75*6894.757)	Pa/mA

Em perfeito estado de conservação, a faixa de trabalho da válvula de controle quando aplicada a faixa de pressão utilizada, que neste caso é de 3-15 Psi transformada para Pascal (Pa), que na condição ideal seria equivalente aos parâmetros F_s e F_c nulos, corresponde à:

$$X_{max} = 0.127m; X_{min} = 0.0254m \text{ e } E_{xc} = X_{max} - X_{min} = 0.1016m \quad (3.6)$$

sendo:

- X_{max} a máxima posição atingida pela haste da válvula;
- X_{min} a mínima posição atingida pela haste da válvula;

- E_{xc} a excursão total da haste da válvula dentro da faixa de operação.

Na presença do atrito estático (agarramento) essa faixa é reduzida, necessitando de uma maior ação de controle, que nem sempre é suficiente para estabilizar o processo. Geralmente, os sinais do controlador e da posição da haste da válvula são normalizados, com isso, na “ausência” de atrito a posição da haste é uma “réplica” do sinal do controlador. Dessa forma, para a normalização dentro da faixa de operação foi utilizada a equação (3.7).

$$S[p.u.] = \frac{s(t) - s_{min}}{s_{max} - s_{min}} \quad (3.7)$$

onde:

- $S[p.u.]$ é o sinal de controle ou a posição da haste expressa em unidade (x100 em porcentagem);
- $s(t)$ corresponde ao sinal atual (sinal que chega em determinado instante de tempo);
- s_{min} corresponde ao mínimo da faixa;
- s_{max} corresponde ao máximo da faixa.

Para se obter a curva de assinatura de uma válvula de controle é necessária a aplicação de sinais específicos (em malha aberta) ao seu atuador ou conversor I/P, tais sinais podem ser triangulares ou trapezoidais. Aqui foi utilizado um sinal triangular com três ciclos completos. Na Figura 3.3(a) tem-se a posição da haste em função do tempo para a válvula em perfeito estado de conservação e na presença do agarramento, juntamente com o sinal triangular aplicado. Foi utilizado um atraso puro de 0.5s na Figura 3.3(a) para a posição da haste sem atrito, justamente para ser possível visualizar a posição e o sinal aplicado.

Para todas as simulações foi utilizado um passo fixo de integração de 10^{-5} s, por se tratar do modelo físico, e o método utilizado foi o de Runge Kutta de 4ª ordem, com uma decimação dos pontos de 100.

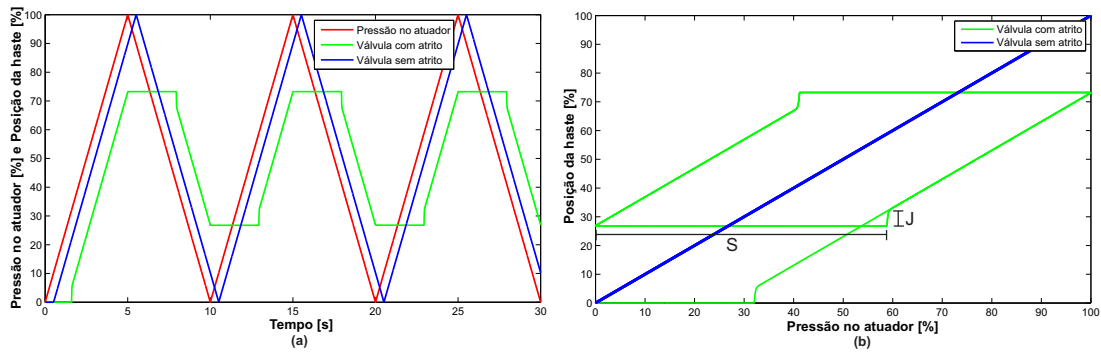


Figura 3.3: Resposta do teste dinâmico com três ciclos de entrada aplicados à válvula com e sem atrito: (a) Posição da haste em função do tempo. (b) Curva de assinatura (diagrama de fase).

A Figura 3.3(a) evidencia claramente o efeito do nível de atrito na válvula, onde há uma demora considerável para iniciar o movimento da haste da válvula com atrito após cada reversão do sinal de controle, o que corresponde a uma maior variação na pressão do atuador para que a haste entre na fase de movimento, ocorrendo um salto antes. O segundo ciclo corresponde à situação em que a válvula atinge o seu ciclo de operação normal e o movimento da haste é reduzido a uma pequena faixa do seu curso completo, devido à influência do atrito.

O efeito do atrito também pode ser observado na Figura 3.3(b), que representa a relação entre a pressão no atuador e a posição da haste (curva de assinatura da válvula). Na mesma Figura, pode ser observado que o modelo de atrito utilizado (modelo de Karnopp) foi capaz de reproduzir a banda morta mais banda de agarramento (S) e o salto (*slip-jump* - J), justificando o seu uso.

3.4 Conversão de Parâmetros

Os valores de S e J são os parâmetros que caracterizam a assinatura da válvula de controle. Em Uehara *et al.* (2008) é proposto um método para converter S e J nos parâmetros F_c e F_s do modelo de atrito da equação (3.5), os quais serão utilizados posteriormente para a linearização por realimentação. O método será descrito a seguir adaptado de Silva (2013).

Quando a haste da válvula está em movimento, o termo $e^{-\left(\frac{\dot{x}(t)}{v_s}\right)^2}$ da equação (3.3) pode ser considerado nulo, uma vez que $\dot{x}(t) \gg v_s$. Desta forma, o balanço de forças da equação (3.2) se torna:

$$m\ddot{x}(t) = S_a P - K_m x(t) - F_c \text{sign}(\dot{x}(t)) - F_v \dot{x}(t) \quad (3.8)$$

Porém, conforme a válvula se aproxima do seu ponto de parada, os termos $m\ddot{x}(t)$ e $F_v\dot{x}(t)$, que já eram consideravelmente menores que os outros termos do balanço de forças, ficam ainda menores e podem ser desprezados. Sendo assim, tem-se que:

$$0 = S_a P - K_m x(t) - F_c \text{sign}(\dot{x}(t)) \quad (3.9)$$

Conforme a velocidade diminui, o termo $e^{-\left(\frac{\dot{x}(t)}{v_s}\right)^2}$ não pode ser mais desconsiderado, entretanto do momento em que este termo começa a fazer efeito até o momento de parada da válvula, é possível considerar que haja um deslocamento ínfimo da haste. Portanto, a equação (3.9) continua válida, porém a velocidade agora é nula e o termo F_c (dependente da função $\text{sign}(\dot{x}(t))$) é somado ou subtraído, de acordo com a direção em que a válvula estava se movendo antes de parar. Desta forma, é possível calcular a pressão no atuador no momento da parada da haste como mostrado na equação (3.10).

$$P_p = \begin{cases} \frac{K_m x_p(t) + F_c}{S_a} & \text{caso a haste estivesse subindo antes de parar} \\ \frac{K_m x_p(t) - F_c}{S_a} & \text{caso a haste estivesse descendo antes de parar} \end{cases} \quad (3.10)$$

Na equação (3.10) P_p é a pressão no atuador no momento da parada da haste, enquanto $x_p(t)$ é a posição da haste no mesmo instante. Pelas equações (3.11) e (3.12), uma vez cessado o movimento, a haste só irá reiniciá-lo quando o módulo do somatório das forças externas superar o atrito estático (F_s). A pressão necessária para que isto ocorra é:

$$P_m = \begin{cases} \frac{K_m x_m(t) + F_s}{S_a} & \text{caso a haste esteja iniciando uma subida} \\ \frac{K_m x_m(t) - F_s}{S_a} & \text{caso a haste esteja iniciando uma descida} \end{cases} \quad (3.11)$$

Na equação (3.11) P_m e $x_m(t)$ correspondem à pressão no atuador e posição da haste, respectivamente, no momento em que a haste está na iminência de movimento. Uma vez que a válvula não chegou a se mover desde sua parada, tem-se que $x_p(t) = x_m(t)$.

Os parâmetros S e J da assinatura da válvula representam a máxima variação na entrada, após uma parada, que não gere movimento na haste no sentido contrário e no mesmo sentido do último movimento realizado, respectivamente. O módulo da diferença entre as equações (3.10) e (3.11), uma vez que todas as variáveis presentes são positivas,

pode ser calculado da seguinte forma:

$$\Delta P = \begin{cases} \frac{F_s + F_c}{S_a} & \text{caso ocorra uma reversão na direção} \\ \frac{F_s - F_c}{S_a} & \text{caso o movimento seja retomado na mesma direção} \end{cases} \quad (3.12)$$

O que corresponde exatamente aos parâmetros mencionados anteriormente (S e J). Porém, estes parâmetros são normalmente calculados em porcentagem, enquanto os valores calculados na equação (3.12) estão em Pascal (Pa). Para realizar a conversão é preciso dividir pela variação máxima de pressão no atuador da válvula e multiplicar por 100, conforme as equações (3.13) e (3.14).

$$S = \frac{F_s + F_c}{S_a \Delta P_{max}} 100 \quad (3.13)$$

$$J = \frac{F_s - F_c}{S_a \Delta P_{max}} 100 \quad (3.14)$$

3.5 Estimação dos Parâmetros do Modelo de Karnopp

Em Ravanbod-Shirazi e Besançon-Voda (2003) foi proposta uma metodologia baseada em uma regressão linear para estimar os parâmetros do modelo de Karnopp, com exceção do parâmetro F_s . Este método foi adaptado por Romano e Garcia (2007) para válvulas de controle, incluindo a força aplicada pela mola e propondo um novo método para estimar o valor de F_s . Entretanto, Garcia (2007) propôs um sistema mais simples para realizar a estimação, proporcionando resultados com qualidade próxima à do primeiro método. Como na seção 3.4 já foi definido um procedimento experimental para determinação de F_s e F_c indiretamente à partir dos parâmetros da curva de assinatura da válvula de controle (S e J), a seguir será discutido um método para determinação de F_v .

3.5.1 Estimativa de F_v por Avaliação do Balanço de Forças

Para realizar a identificação é necessário coletar dados no atuador (pressão) e posição da haste da válvula quando esta recebe três períodos completos de um sinal de controle triangular (GARCIA, 2007). Será assumido que a área do diafragma S_a , a constante da mola K_m e a massa das partes móveis m , estão disponíveis, uma vez que são parâmetros que podem fazer parte da especificação do atuador. O método é totalmente baseado na

seguinte equação do balanço de forças, quando a haste da válvula começa a movimentar-se:

$$S_a P = [F_c + (F_s - F_c)e^{-\left(\frac{\dot{x}}{v_s}\right)^2}] \text{sign}(\dot{x}) + F_v \dot{x} + K_m x + m \ddot{x} \quad (3.15)$$

O procedimento apresentado a seguir é aplicável a válvulas com agarramento. Para válvulas sem agarramento, ver Garcia (2007).

Para calcular esse parâmetro (F_v), é necessário analisar qualquer deslizamento da haste da válvula. Neste caso, a equação (3.15) torna-se:

$$S_a P = K_m x + F_c + F_v \dot{x} + m \ddot{x} \quad (3.16)$$

A velocidade \dot{x} é calculada com base em dois pontos consecutivos de posição e a aceleração \ddot{x} é estimada considerando três pontos consecutivos de posição, como segue:

$$\dot{x}(k) = \frac{x(k) - x(k-1)}{\Delta t} \quad (3.17)$$

$$\ddot{x}(k) = \frac{[x(k) - x(k-1)] - [x(k-1) - x(k-2)]}{\Delta t^2} \quad (3.18)$$

A precisão na medição de x é essencial, uma vez que uma boa aproximação de \dot{x} e \ddot{x} são dependentes da posição. É necessário estimar \dot{x} e \ddot{x} em duas situações diferentes. A partir da equação (3.16) resulta em:

$$S_a P_a = K_m x_a + F_c + F_v \dot{x}_a + m \ddot{x}_a \quad (3.19)$$

$$S_a P_b = K_m x_b + F_c + F_v \dot{x}_b + m \ddot{x}_b \quad (3.20)$$

Subtraindo-se (3.20) de (3.19):

$$S_a (P_a - P_b) = K_m (x_a - x_b) + F_v (\dot{x}_a - \dot{x}_b) + m (\ddot{x}_a - \ddot{x}_b) \quad (3.21)$$

$$F_v = \frac{S_a (P_a - P_b) - K_m (x_a - x_b) - m (\ddot{x}_a - \ddot{x}_b)}{\dot{x}_a - \dot{x}_b} \quad (3.22)$$

Originalmente o método estima m e F_v com o uso de mais equações de balanço de forças em pontos distintos. Porém, como a massa das partes móveis é considerada conhecida

o procedimento foi simplificado na subtração do balanço de forças de dois pontos em que a válvula se move na mesma direção e com velocidades diferentes.

Para verificar se os métodos descritos anteriormente produzem uma boa estimativa dos parâmetros do modelo de atrito, foi implementado o modelo da válvula de controle no *Matlab/Simulink*[®] e realizados os devidos procedimentos. Dispondo apenas das medidas da pressão no atuador e posição da haste da válvula foram obtidos os parâmetros estimados por simulação dispostos na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Parâmetros estimados por simulação do modelo de atrito de Karnopp.

Parâmetros	Valor nominal	Valor estimado	Erro (%)
F_c [N]	1423	1441.3	1.2860
F_s [N]	1707.7	1708.2	0.0293
F_v [N]	612.9	555.1437	-9.4234

Os parâmetros do modelo (F_c , F_s , F_v) de atrito só podem ser aproximados. São calculados desprezando-se termos no modelo ou conhecendo-se dados construtivos de catálogo (muitas vezes variantes no tempo). A determinação da velocidade de *Stribeck* (v_s), será discutida mais à frente.

Capítulo 4

Linearização por Realimentação

A linearização exata por realimentação é um procedimento que permite transformar a dinâmica de um sistema não linear numa dinâmica linear, através de uma realimentação não linear do estado ou da saída, convenientemente escolhida. Para atingir este objetivo torna-se quase sempre necessário efetuar uma mudança de variável de estado e introduzir uma variável de entrada auxiliar. Depois de ter o sistema não linear modificado de modo a que o todo se comporte como linear, é possível utilizar técnicas lineares, bem conhecidas e mais poderosas do que as não lineares, para se efetuar o controle do sistema original. O método, para poder ser aplicado, exige o conhecimento do modelo descritivo do sistema não linear de partida (SILVA, 2006).

4.1 Lei de Controle Linearizante

O modelo de atrito em (3.5) representa as situações em que a haste da válvula está em movimento, parada e na iminência do movimento. Desta forma, considerando o caso em que $|\dot{x}(t)| \geq DV$, caso em que há velocidade suficiente para vencer o efeito “adere” no sistema, a força de atrito é determinada pela primeira linha de (3.5), correspondente a equação (3.3). Assim, voltando à equação (3.2) e substituindo os termos $F_{pressão}$, F_{mola} e F_{atrito} por $S_a P$, $K_m x(t)$ e pela equação (3.3) respectivamente, tem-se a equação (4.1). O objetivo principal será transformar o sistema não linear (equação 4.1) em um modelo total ou parcialmente linear e a partir disto utilizar as técnicas de controle disponíveis.

$$m\ddot{x}(t) = S_a P - K_m x(t) - [F_c + (F_s - F_c)e^{-\left(\frac{\dot{x}(t)}{v_s}\right)^2}] \text{sign}(\dot{x}(t)) - F_v \dot{x}(t) \quad (4.1)$$

Nestas condições, o modelo dinâmico da válvula de controle representado pela equa-

ção (4.1) pode ser reescrita na forma de espaço de estados, fazendo

$$\begin{cases} x_1(t) = x(t) \\ x_2(t) = \dot{x}(t) \end{cases} \quad (4.2)$$

com $x_1(t)$ e $x_2(t)$ sendo a posição e a velocidade da haste da válvula de controle, respectivamente. É possível transformar a equação (4.1) em duas equações diferenciais de primeira ordem acopladas.

Assim, derivando as expressões de (4.2) e substituindo em (4.1)

$$\begin{cases} \dot{x}_1(t) = x_2(t) \\ \dot{x}_2(t) = \frac{1}{m} \left\{ S_a P - K_m x_1(t) - [F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{x_2(t)}{v_s}\right)^2}] \text{sign}(x_2(t)) - F_v x_2(t) \right\} \\ y(t) = x_1(t) \end{cases} \quad (4.3)$$

com $y(t)$ sendo a saída do sistema (posição da haste).

Sendo P o sinal de pressão vindo do conversor I/P, dado em Psi e transformado para Pascal (Pa), a relação entre o sinal do controlador $u(t)$, geralmente em mA e P , é dada por

$$P = K_p u(t) \quad (4.4)$$

sendo K_p o ganho do conversor.

Desta forma, o sistema não linear, em espaço de estados, fica:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}u(t) + \mathbf{K}_{nL} \text{sign}(x_2(t)) \\ y(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) \end{cases} \quad (4.5)$$

onde: K_{nL} é uma matriz que representa a primeira não linearidade da válvula de controle e o termo $\text{sign}(x_2(t))$, a segunda. São dois termos introduzindo não linearidades. Sendo assim,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{K_m}{m} & -\frac{F_v}{m} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_p S_a}{m} \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix}, \dot{\mathbf{x}}(t) = \begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \end{bmatrix}$$

$$K_{nL} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{m} \left[F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{x_2(t)}{v_s}\right)^2} \right] \end{bmatrix}.$$

O sistema não linear, também poderia ser descrito pelas equações de estados na forma

$$\frac{d\mathbf{x}(t)}{dt} = f(\mathbf{x}(t)) + g(\mathbf{x}(t))u \quad (4.6)$$

$$y = h(\mathbf{x}(t)) \quad (4.7)$$

que é dito sistema não linear com estrutura especial.

Em Barreto *et al.* (2013), é utilizada uma variante da técnica de linearização por realimentação para compensar o efeito do atrito em um robô móvel, onde o sinal de controle $u(t)$ é decomposto em duas partes, sendo uma delas utilizada para compensar a parte da não linearidade, mais especificamente $K_{nL}sign(x_2(t))$, tornando o sistema (4.5) em um modelo linear e a outra para controlá-lo. Desta forma, é implementada a seguinte lei de controle:

$$u(t) = u_f(t) + u_c(t) \quad (4.8)$$

Com isso, substituindo a equação (4.8) na primeira expressão de (4.5)

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = A\mathbf{x}(t) + B[u_f(t) + u_c(t)] + K_{nL}sign(x_2(t))$$

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = A\mathbf{x}(t) + Bu_f(t) + Bu_c(t) + K_{nL}sign(x_2(t)) \quad (4.9)$$

fazendo, $Bu_f(t) = -K_{nL}sign(x_2(t))$, tem-se

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = A\mathbf{x}(t) + Bu_c(t) \quad (4.10)$$

A equação (4.10) representa o modelo da válvula de controle linearizado, sendo $u_c(t)$ o sinal do controlador. Neste ponto, basta agora a definição de $u_f(t)$ que compensa a parte não linear. Desta forma, como $Bu_f(t) = -K_{nL}sign(x_2(t))$ e substituindo as matrizes B e K_{nL} por seus valores correspondentes, resulta na equação (4.11).

$$\begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_p S_a}{m} \end{bmatrix} u_f(t) = - \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{m} \left[F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{x_2(t)}{v_s}\right)^2} \right] \end{bmatrix} sign(x_2(t))$$

$$u_f(t) \left(\frac{K_p S_a}{m} \right) = \frac{1}{m} \left[F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{x_2(t)}{v_s}\right)^2} \right] sign(x_2(t))$$

$$u_f(t) = \frac{1}{K_p S_a} \left[F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{x_2(t)}{v_s}\right)^2} \right] sign(x_2(t)) \quad (4.11)$$

O sinal de controle complementar ($u_f(t)$) olha para a não linearidade introduzida pelo atrito da válvula.

Para o caso em que $|\dot{x}(t)| < DV$ a ação do sinal linearizante será $u_f(t) = 0$, pois a haste não mais se movimentará. Isso é equivalente a definir uma zona morta na entrada do compensador. Isto diferencia a técnica aqui proposta daquela de Kayihan e Doyle III (2000), onde o modelo não contempla a ocorrência de salto.

Assim, $u_f(t)$ é o sinal que será adicionado à saída do controlador do processo para compensar o agarramento, porém é necessária a medição da posição da haste da válvula. A estimativa da velocidade (estado $x_2(t)$), que geralmente não é medida, será primeiro obtida através do uso de um derivador na posição, visto que o sinal $u_f(t)$ necessita de $x_2(t)$.

Para o uso do sinal linearizante com os parâmetros de $u_f(t)$ iguais aos da válvula, será dito a condição nominal, para diferenciar dos parâmetros obtidos via assinatura e por avaliação do balanço de forças.

Capítulo 5

Compensadores de Atrito

Este capítulo será dedicado ao projeto do controlador rastreador de trajetória para controle da posição da haste da válvula e ao uso da linearização por realimentação em um processo que tenha a válvula de controle como reguladora de vazão em conjunto com um controlador PI. Também serão detalhados e implementados o compensador CR , para possíveis comparações e um observador de estados, para a estimativa da velocidade.

5.1 Controle de posição da haste por Realimentação de Estado

Esta metodologia tem como principal objetivo alocar os polos de malha fechada (autovalores da matriz dinâmica, neste caso, os autovalores da matriz A) em posições desejadas, usando realimentação de estado, modificando, assim, a dinâmica do sistema. Para isso é preciso calcular um ganho (\mathbf{K}), que leve os polos do sistema para as novas posições.

O projeto de controle via realimentação de estado não elimina o erro em regime permanente. Portanto, para que um sistema descrito por variáveis de estado possa, além de possuir a dinâmica desejada (garantida pela alocação de polos por realimentação de estado) seguir uma determinada entrada com erro zero, é necessário utilizar o princípio do modelo interno (para um sistema seguir uma determinada referência com erro zero, o mesmo deve ter a habilidade de gerar esta entrada internamente), assim a resposta do sistema será assintoticamente estável.

5.1.1 Seguidor de Referência - Servossistema do Tipo 1

Na Figura 5.1 é apresentado o diagrama (modelo) do rastreador de trajetória para um sistema linear, supondo que todos os estados sejam acessíveis.

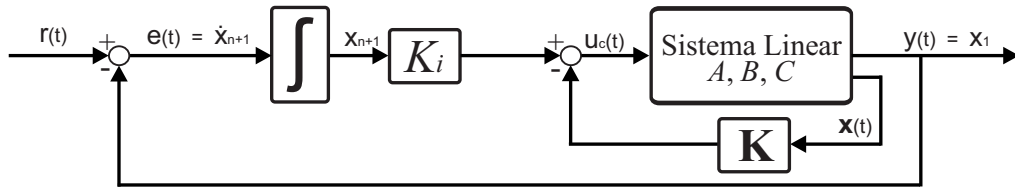


Figura 5.1: Servossistema do Tipo 1.

Onde

- $r(t)$: nova referência do sistema;
- $e(t) = r(t) - y(t)$: erro de rastreamento;
- $\mathbf{K} = [K_1, K_2, \dots, K_n]$: matriz (vetor linha) de ganhos da realimentação de estados;
- K_i : ganho direto.

com o sistema linear sendo:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}u_c(t) \\ y(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) = x_1(t) \end{cases} \quad (5.1)$$

Do diagrama, pode-se escrever as seguintes equações:

$$\begin{cases} u_c(t) = -\mathbf{K}\mathbf{x}(t) + K_i x_{n+1} \\ \dot{x}_{n+1} = e(t) = r(t) - y(t) = r(t) - \mathbf{C}\mathbf{x}(t) \end{cases} \quad (5.2)$$

O sistema em malha fechada toma a seguinte forma:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}u_c(t) \\ \dot{x}_{n+1} = -\mathbf{C}\mathbf{x}(t) + r(t) \end{cases} \quad (5.3)$$

matricialmente:

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ \dot{x}_{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{0} \\ -\mathbf{C} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ x_{n+1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ 0 \end{bmatrix} u_c(t) + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ 1 \end{bmatrix} r(t) \quad (5.4)$$

Ainda é possível escrever:

$$u_c(t) = -\mathbf{K}\mathbf{x}(t) + K_i x_{n+1} = - \begin{bmatrix} \mathbf{K} & -K_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ x_{n+1} \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

que pode ser substituído na forma matricial (5.4), obtendo-se uma nova representação do

sistema em malha fechada. Assim,

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ \dot{x}_{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & \mathbf{0} \\ -C & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ x_{n+1} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{K} & -K_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ x_{n+1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ 1 \end{bmatrix} r(t) \quad (5.6)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ \dot{x}_{n+1} \end{bmatrix} = \left(\begin{bmatrix} A & \mathbf{0} \\ -C & 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{K} & -K_i \end{bmatrix} \right) \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ x_{n+1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ 1 \end{bmatrix} r(t) \quad (5.7)$$

$$y = \begin{bmatrix} C & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ x_{n+1} \end{bmatrix}. \quad (5.8)$$

Definindo: $\tilde{A} = \begin{bmatrix} A & \mathbf{0} \\ -C & 0 \end{bmatrix}$, $\tilde{B} = \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix}$, $\tilde{E} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ 1 \end{bmatrix}$, $\tilde{C} = \begin{bmatrix} C & 0 \end{bmatrix}$ e $\tilde{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K} & -K_i \end{bmatrix}$, tem-se a seguinte representação do sistema em malha fechada:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{Z}}(t) = (\tilde{A} - \tilde{B}\tilde{K}) \mathbf{Z}(t) + \tilde{E}r(t) \\ y(t) = \tilde{C}\mathbf{Z}(t) \end{cases} \quad (5.9)$$

com $\mathbf{Z}(t) = \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ x_{n+1} \end{bmatrix}$ (vetor de estados aumentado).

Para referência em degrau, se o sistema em malha fechada $(\tilde{A} - \tilde{B}\tilde{K})$ for estável, então, no regime permanente, $\dot{\mathbf{Z}}(t) = 0$.

Assim, $\dot{x}_{n+1} = -C\mathbf{x}(t) + r(t) = -y(t) + r(t) = e(t) = 0$ (erro de regime nulo).

Ainda, pode ser demonstrado que se o par (A, B) for controlável, então o par (\tilde{A}, \tilde{B}) também o será e \tilde{K} pode ser projetado para alocar arbitrariamente os polos de malha fechada.

5.1.2 Resultados desta seção

Nesta seção é implementada a linearização por realimentação com imposição de polos conforme visto anteriormente, com o objetivo de demonstrar e analisar o funcionamento e desempenho do controlador rastreador de trajetória (Servossistema do Tipo 1), atuando no controle de posição da haste da válvula.

Na Figura 5.2, é apresentado o modelo do rastreador de trajetória com a aplicação do sinal linearizante, o qual foi utilizado para simulação, lembrando ainda que há uma função saturação que limita $u(t)$ à intervalos entre 4-20 mA e um bloco adicional na saída do derivador que impõe uma velocidade limite (zona morta).

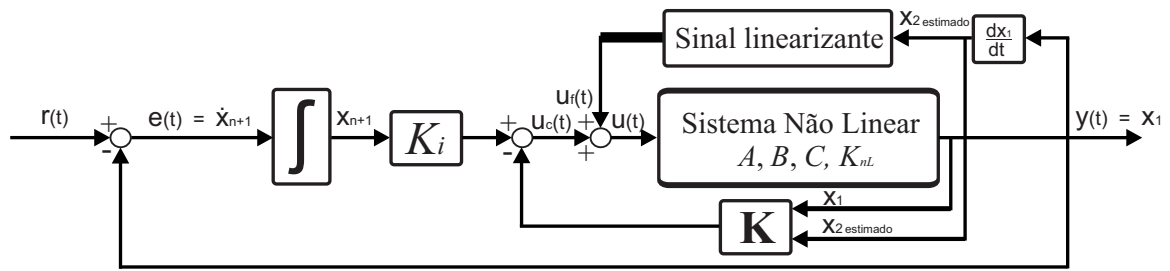


Figura 5.2: Modelo da implementação do rastreador de trajetória com sinal linearizante.

A Tabela 5.1 apresenta os valores dos parâmetros (ganhos) do controlador.

Tabela 5.1: Parâmetros de simulação do controlador rastreador de trajetória.

Ganho	Valor
K_1	291.2504
K_2	0.6105
K_i	$2.4476 * 10^4$

A Figura 5.3(a) mostra o resultado da simulação para a posição da haste, considerando que a válvula foi solicitada para uma abertura de 50%, o que corresponde a um degrau de 50% na entrada.

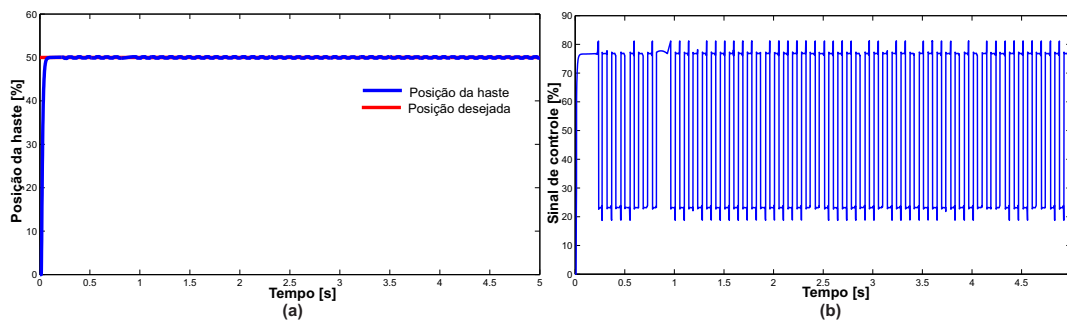


Figura 5.3: Resultado da simulação do controlador rastreador de trajetória com sinal linearizante para um degrau de 50% na entrada, considerando condições nominais: (a) Posição da haste. (b) Sinal de controle.

Na Figura 5.3(b) é apresentado o sinal de controle $u(t)$, o qual consiste da soma do sinal do rastreador de trajetória ($u_c(t)$) com o sinal linearizante ($u_f(t)$).

Na Figura 5.4 tem-se os sinais de controle do rastreador de trajetória ($u_c(t)$) e linearizante ($u_f(t)$).

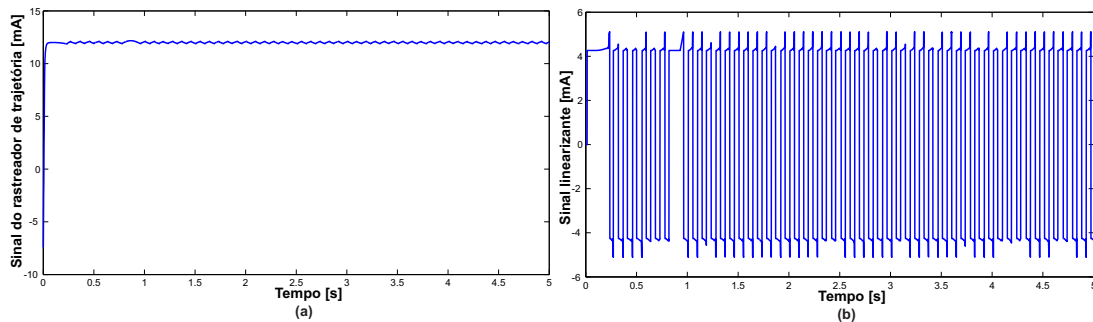


Figura 5.4: Sinais de controle: (a) Sinal do rastreador de trajetória. (b) Sinal linearizante.

Conforme a Figura 5.3(a), é possível observar que o algoritmo de controle rastreou a referência desejada, porém com pequenas oscilações transitórias. Com a realimentação direta do estado $x_2(t)$, essas oscilações deixariam de existir (Figura 5.5). Porém, praticamente não são utilizados sensores para medir a velocidade da haste da válvula e nem se consegue uma estimação perfeita dos parâmetros do modelo de atrito.

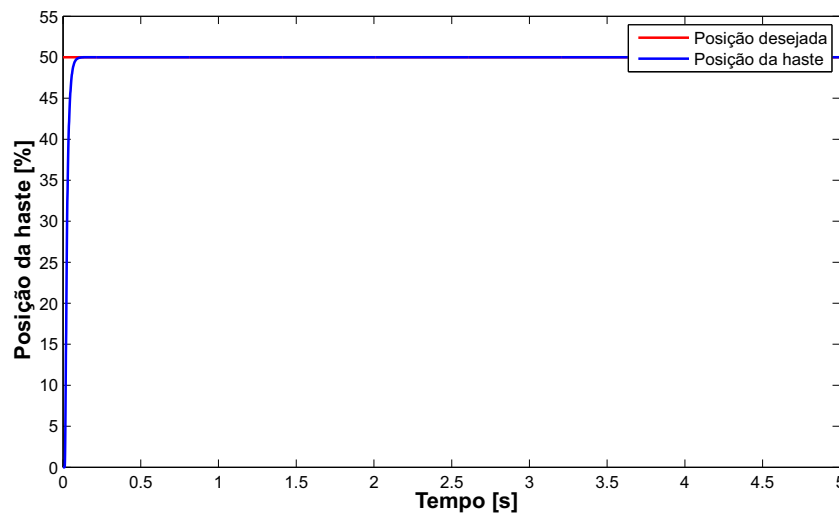


Figura 5.5: Posição da haste da válvula de controle com a realimentação direta da velocidade e parâmetros do compensador nominais.

O sinal linearizante da Figura 5.4(b) sempre comuta entre dois valores, essa é uma característica da própria equação (4.11), pelo fato da existência da função $\text{sign}(x_2(t))$ que captura o sinal da derivada da posição (sinal de $x_2(t)$).

A abordagem do controle de posição e compensação do atrito pelo uso da linearização em conjunto com o rastreador de trajetória e nas condições nominais apresentou resultados satisfatórios em termos de rastreamento, porém com uma elevada variação do

sinal de controle. No entanto, nem sempre é possível tal abordagem, pois a válvula deve possuir um controlador interno para a implementação. Por isso, na próxima seção o sinal linearizante será adicionado ao controlador do processo com o objetivo de compensar o agarramento na válvula e no entanto sem a necessidade de ser implementado internamente. Também serão feitos testes com mudanças nos parâmetros do compensador.

5.2 Modelo do processo e métodos de compensação

5.2.1 Modelo do processo

O processo escolhido para ser utilizado e estudado neste trabalho foi o de controle de vazão, ao qual serão aplicados os métodos de compensação do agarramento na válvula de controle para minimizar os efeitos indesejados (oscilações) na saída do processo. As Figuras 5.6 e 5.7 ilustram, de maneira simplificada, os diagramas do sistema a ser estudado. A vazão é controlada por meio de um controlador PI, conectado a uma válvula de controle.

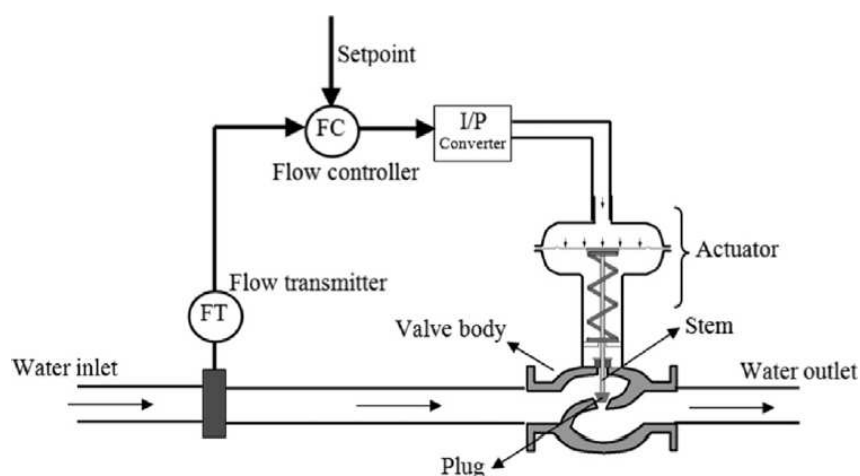


Figura 5.6: Diagrama esquemático da malha de vazão (circuito de fluxo, Adaptado de Mishra *et al.* (2014)).

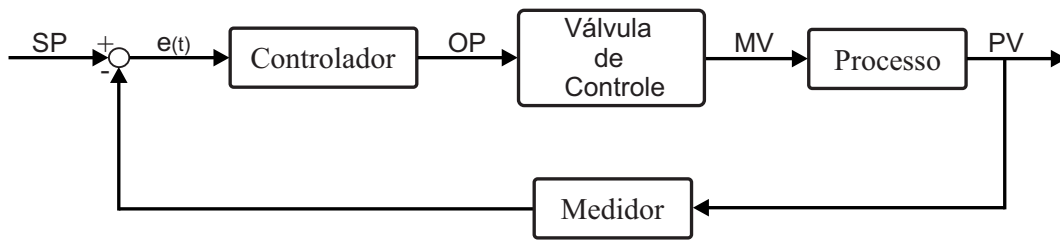


Figura 5.7: Diagrama de blocos simplificado da malha de controle de vazão, sem a presença de compensador.

A Figura 5.7 mostra o diagrama de blocos de um circuito de controle de fluxo de processo com atuação da válvula de controle pneumática (elemento de controle final). O controlador no circuito produz uma saída como uma função do erro a partir da diferença entre a referência (SP) e o valor medido (PV). A saída do controlador (sinal elétrico), irá ser alterada (conversor I/P) de forma a alimentar a válvula de controle pneumática. A Figura 5.6 mostra o diagrama esquemático para o circuito de controle de fluxo. A posição da haste regula o fluxo.

O modelo da válvula é utilizado junto ao modelo do processo, que corresponde a um processo de primeira ordem com tempo morto, conforme a equação (5.10).

$$G_p(s) = \frac{1}{1.2s + 1} e^{-0.2s} \quad (5.10)$$

Para as simulações foi utilizado um controlador PI dado por

$$u_c(t) = K_c \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt \right) \quad (5.11)$$

onde $u_c(t)$ é a saída do controlador do processo (OP), $e(t)$ é o erro, e os parâmetros do controlador são o ganho K_c e o tempo integral T_i .

Na equação (5.12), está apresentada a função de transferência do controlador PI.

$$G_c(s) = 0.86 \left(1 + \frac{1}{1.3s} \right) \quad (5.12)$$

O agarramento, comumente encontrado em válvulas de controle pneumáticas, introduz ciclos limites na saída do processo (PV). Uma vez que a maioria das indústrias de controle de processos utilizam essas válvulas, oscilações podem ser observadas em vários circuitos de controle associados. A Figura 5.8 mostra o efeito da válvula com agarramento em um circuito fechado de controle de fluxo (Figura 5.7), em que a PV oscila em torno da referência.

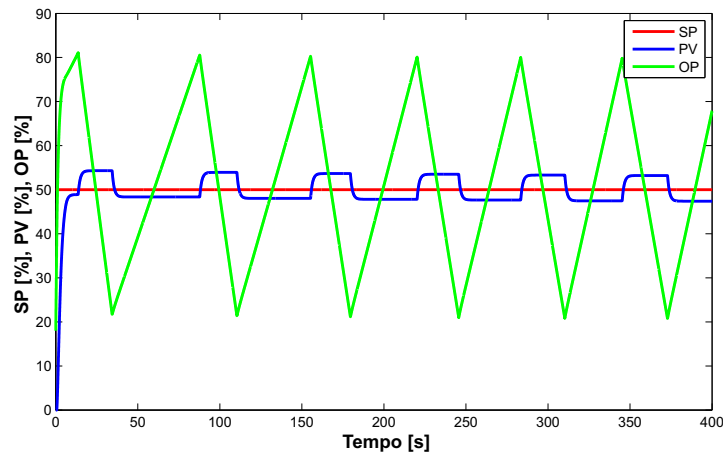


Figura 5.8: Resultado da simulação para a saída do processo sem a compensação de atrito estático.

Na Figura 5.9 é apresentado o resultado da simulação para a variabilidade da haste da válvula.

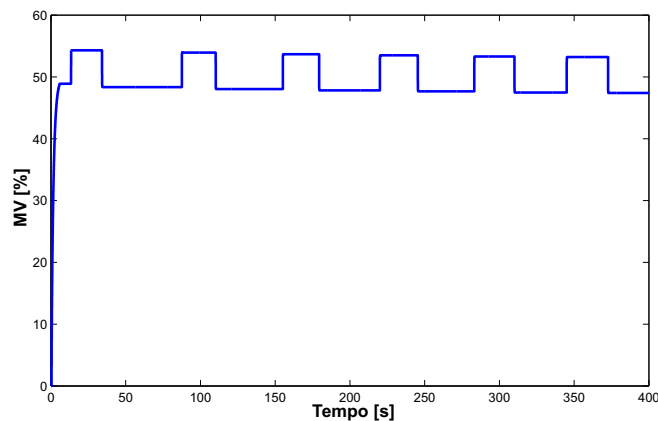


Figura 5.9: Resultado da simulação para a variabilidade da haste da válvula sem a compensação de atrito estático.

5.2.2 Compensador *CR*

Os autores Ivan e Lakshminarayanan (2009) propuseram uma metodologia para compensar a banda morta e a banda de agarramento geradas pelo atrito, quando há mudança de direção no movimento da válvula. A equação (5.13) representa o método proposto, sendo o parâmetro a a amplitude do sinal, e foi batizado pelos autores como *Constant Reinforcement (CR)*. A estrutura da malha de controle com este compensador pode ser

visualizada na Figura 5.10.

$$u_{CR}(t) = a \times \text{sign}(\Delta u_c(t)) \quad (5.13)$$

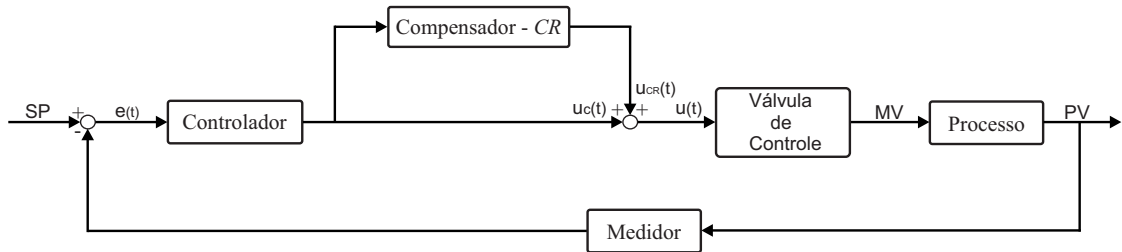


Figura 5.10: Diagrama de blocos da malha de controle de vazão com o compensador CR.

Esta metodologia está baseada em incrementar um valor constante a a $u_c(t)$ (sinal do controlador) a cada reversão (variação) de $u_c(t)$. Este incremento $u_{CR}(t)$, definido pela equação (5.13), permite compensar o atraso provocado pela parte estática do agarramento. Assim, a ação de controle pode ser definida pela equação (5.14).

$$u(t) = u_c(t) + u_{CR}(t) \quad (5.14)$$

É recomendado usar o valor $a = S/2$, sendo S obtido diretamente da assinatura da válvula (Figura 3.3(b)), resultando em um controlador com ação agressiva, reduzindo assim a variabilidade na saída do processo.

O valor do parâmetro S obtido tanto via assinatura da válvula como por meio da equação (3.13) foi de aproximadamente 60%, demonstrando a equivalência entre as conversões, o que corresponde ao parâmetro $a = 30\%$, o qual foi utilizado para compensar o efeito do atrito. A seguir os resultados das simulações com o uso do compensador CR.

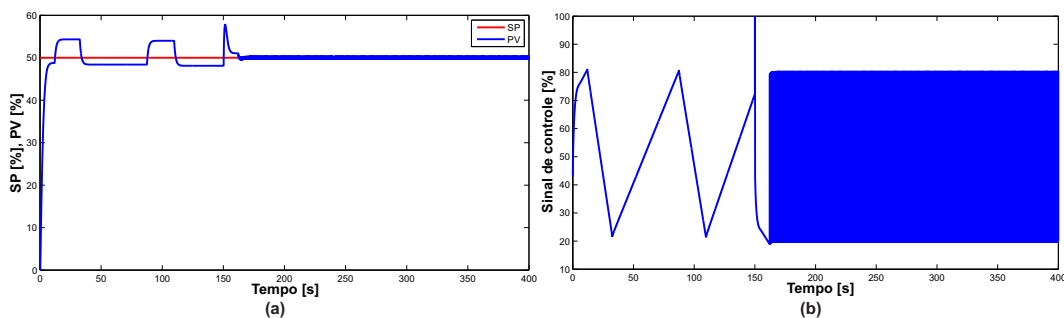


Figura 5.11: Resultados de simulação com o uso do compensador CR ativado após 150s: (a) Saída do processo (PV); (b) Sinal de controle ($u(t)$).

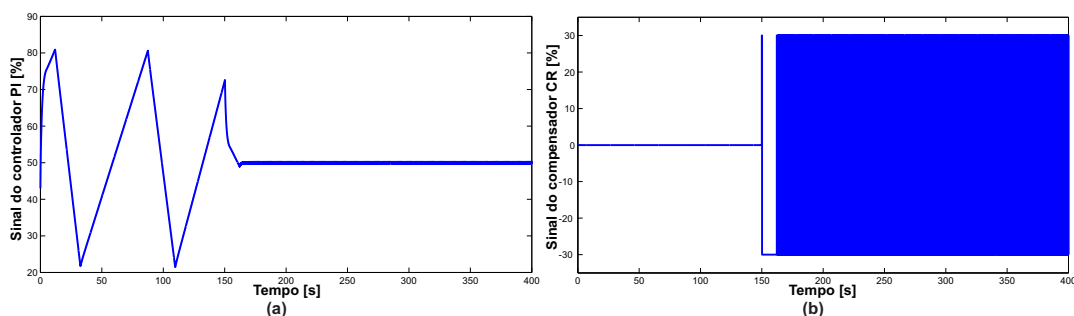


Figura 5.12: Resultados de simulação com o uso do compensador CR ativado após 150s: (a) Sinal do controlador PI ($u_c(t)$); (b) Sinal do compensador CR ($u_{CR}(t)$).

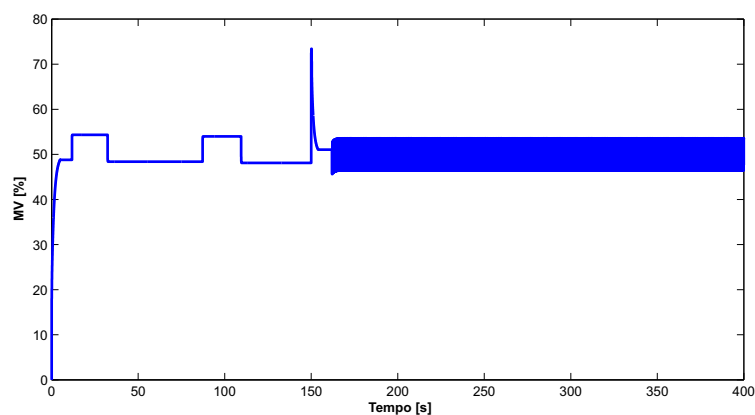


Figura 5.13: Resultado de simulação para a variabilidade da haste da válvula com a implementação do compensador CR ativação após 150s.

Através dos resultados obtidos com o compensador CR , é possível observar que as oscilações do processo diminuem (Figura 5.11(a)), porém com o aumento da frequência, o custo do uso desse compensador é justamente o aumento da variabilidade da haste da válvula, como pode ser visto na Figura 5.13, reduzindo assim a vida útil do equipamento. A Figura 5.11(b) evidencia a ação de controle agressiva com o compensador CR .

5.2.3 Compensador com sinal linearizante

No Capítulo 4 foi deduzido a forma do sinal linearizante que será utilizado na realimentação para compensar o agarramento, de modo geral, o sinal $u_f(t)$ toma a forma da

equação (5.15).

$$u_f(t) = \begin{cases} \frac{1}{K_p S_a} \left[F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{x_2}{v_s}\right)^2} \right] \text{sign}(x_2) & \text{se } |\dot{x}(t)| \geq DV \\ 0 & \text{se } |\dot{x}(t)| < DV \end{cases} \quad (5.15)$$

A Figura 5.14 demonstra a estrutura da malha de controle com a implementação do sinal linearizante.

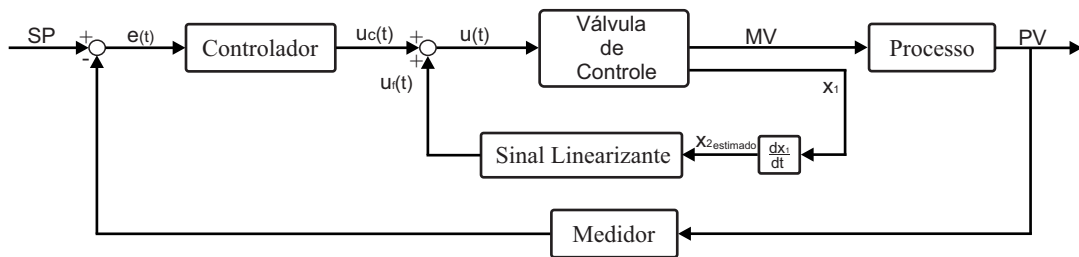


Figura 5.14: Diagrama de blocos da malha de controle de vazão com o sinal linearizante.

Nas Figuras 5.15, 5.16 e 5.17 estão apresentados os resultados das simulações com o uso da linearização por realimentação.

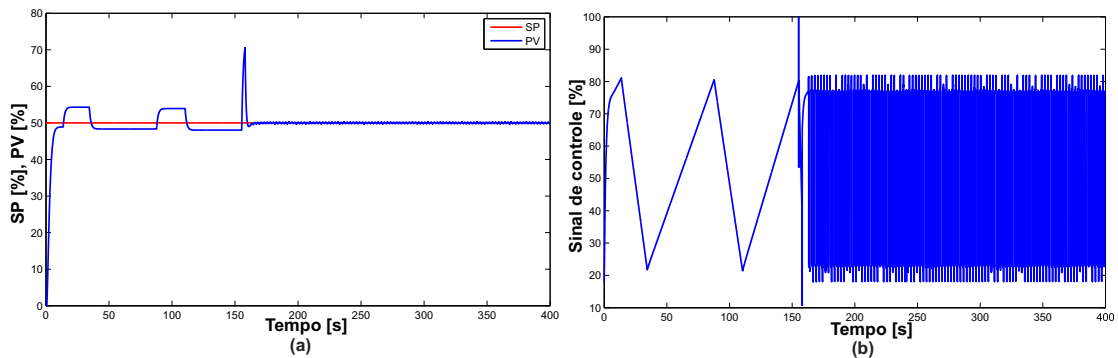


Figura 5.15: Resultados de simulação com o uso do sinal linearizante ativado após 150s: (a) Saída do processo (PV). (b) Sinal de controle ($u(t)$).

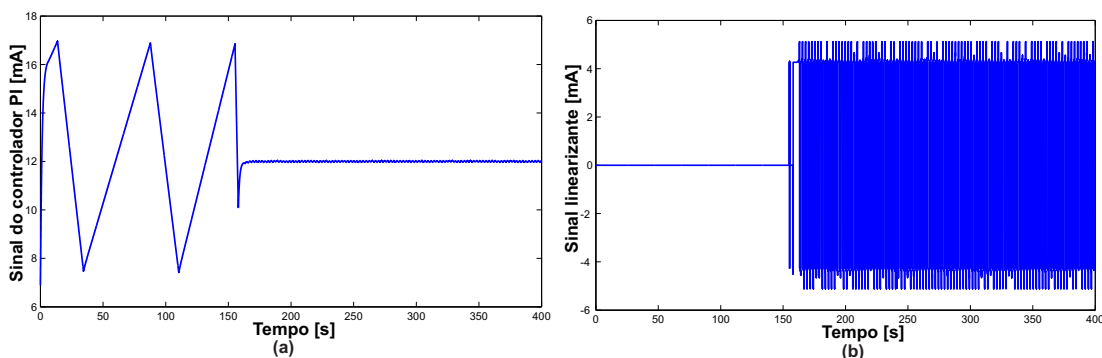


Figura 5.16: Resultados de simulação com o uso do sinal linearizante ativado após 150s: (a) Sinal do controlador PI ($u_c(t)$). (b) Sinal linearizante ($u_f(t)$).

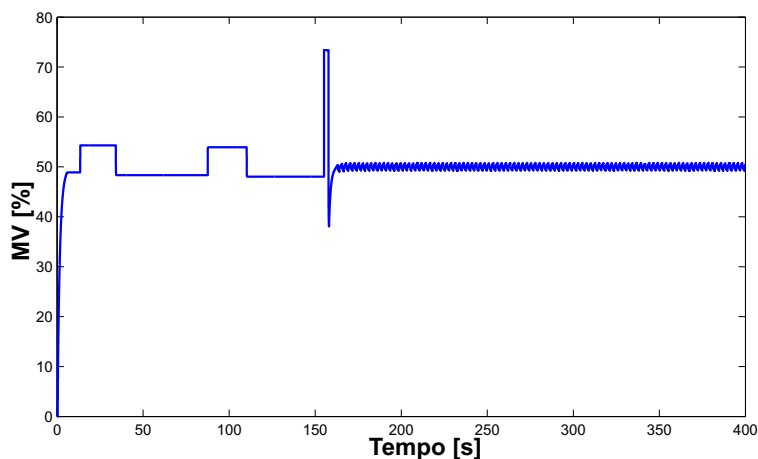


Figura 5.17: Resultado da simulação para a variabilidade da haste da válvula com a implementação do sinal linearizante ativado após 150s.

Os resultados obtidos mostram que com o uso da técnica de linearização por realimentação foi possível reduzir as oscilações na saída do processo, em comparação com o compensador CR , havendo uma considerável diminuição na variabilidade da haste da válvula. Entretanto, a implementação do compensador com sinal linearizante foi realizada supondo condições ideais, isto é, com os parâmetros estimados do compensador e os da válvula iguais, o que representa a condição nominal, porém é improvável que se consiga uma estimação dos coeficientes de atrito usados no compensador exatamente iguais aos da válvula. Desta forma, foram utilizadas as equações (3.13) e (3.14) para se obterem os parâmetros F_c e F_s via assinatura da válvula (Tabela 3.2), com a finalidade de comparar os resultados obtidos com a condição nominal. Foi utilizado o parâmetro v_s do compensador 5% maior. Também foram realizados ensaios sem a presença da zona morta na entrada do

compensador com os parâmetros nominais. As Figuras 5.18 e 5.19 mostram os resultados para a saída do processo e ação de controle, respectivamente.

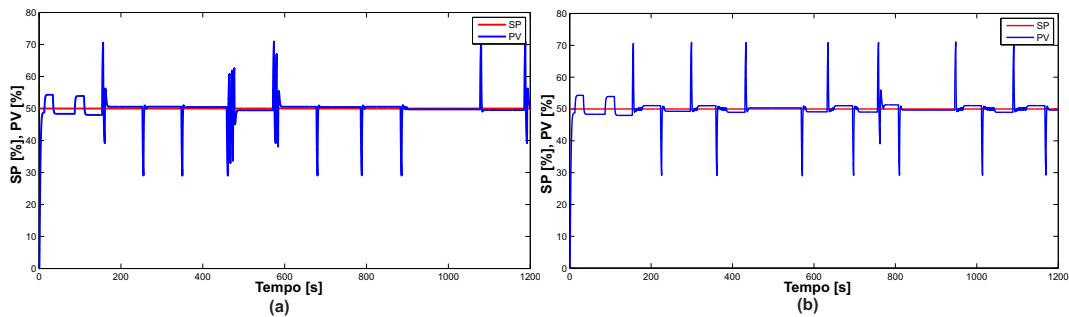


Figura 5.18: Saída do processo com o uso do sinal linearizante ativado após 150s: (a) Sem zona morta. (b) Parâmetros do compensador obtidos via assinatura.

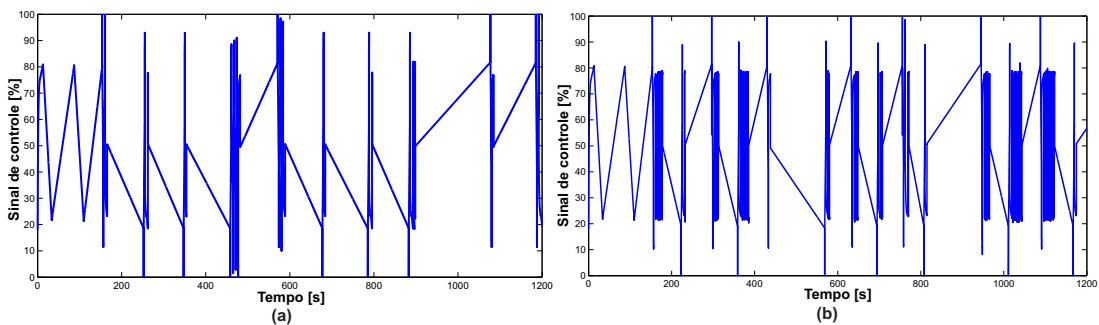


Figura 5.19: Ações de controle: (a) Sem a zona morta. (b) Parâmetros do compensador obtidos via assinatura.

A ocorrência dos picos na Figura 5.18, demonstra que a zona morta e o ajuste adequado nos parâmetros do compensador são fundamentais para a compensação com sinal linearizante. Foi verificado nos testes que com a realimentação direta do estado $x_2(t)$ e com os parâmetros nominais do compensador, é obtida uma compensação “exata” do agarramento, não havendo oscilações na saída do processo e nem variabilidade da haste da válvula, no entanto, nas mesmas condições e com os parâmetros obtidos via assinatura, a saída do processo apresenta oscilações amplas em torno da referência, o que abre espaço para um estudo sobre a dependência dos parâmetros do compensador com estimativa da velocidade (estado $x_2(t)$) a partir da derivação da posição (estado $x_1(t)$) utilizando o controle robusto por realimentação linearizante (*Robust Feedback Linearization*). A Figura 5.20 apresenta os resultados.

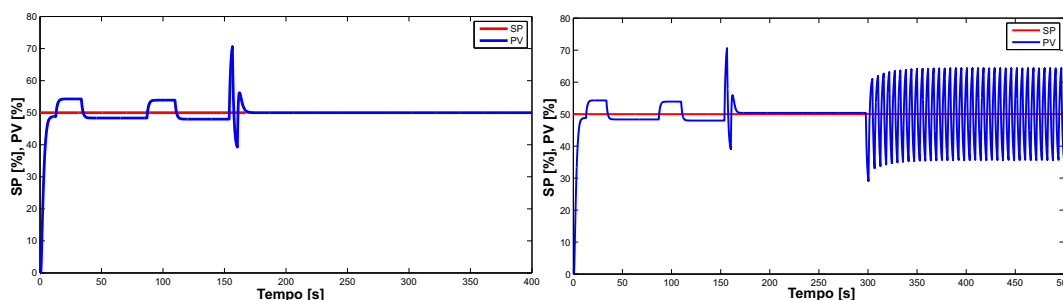


Figura 5.20: Saída do processo com o uso do sinal linearizante ativado após 150s: (a) Realimentação direta do estado $x_2(t)$ com parâmetros do compensador nominais. (b) Realimentação direta do estado $x_2(t)$ com parâmetros do compensador obtidos via assinatura.

Uma outra maneira para se obter a estimativa do estado $x_2(t)$ seria com a utilização de observadores de estados. Um estado é observável se ele pode ser distintamente reconstruído através de informações da entrada e saída do sistema. Na próxima seção será utilizado um observador de estados para a estimativa da velocidade.

5.3 Projeto do Observador de Estados Não Linear

Como é necessária a realimentação do estado $x_2(t)$ para a lei de controle de linearização por realimentação, medições contínuas do estado são necessárias. Sistemas inteligentes de válvulas podem possuir posicionadores, mas dificilmente possuirão sensores de velocidade. Em vez de estimar a velocidade com o uso de derivadores, um observador pode ser usado para reconstruir continuamente esse estado. Existem vários tipos de observadores não lineares, tais como o filtro de Kalman estendido, filtro de horizonte estendido, e o observador não linear Luenberger. O observador Luenberger não linear, emprega o modelo de estrutura completa sem o uso direto de linearização e é adotado nesta formulação, com a seguinte forma:

$$\dot{\hat{x}} = f(\hat{x}) + g(\hat{x})u + L(y - \tilde{y}) \quad (5.16)$$

$$\tilde{y} = h\hat{x} \quad (5.17)$$

onde \hat{x} são os estados reconstruídos e \tilde{y} é a saída estimada. A estimativa é corrigida pela diferença entre a saída medida, y , e a saída estimada. Esta diferença é referida como o residual, e é zero quando não há incertezas paramétricas. O resíduo é multiplicado por

um vetor coluna de ganhos constantes L . Os valores dos componentes de L podem ser selecionados por linearização do sistema não linear para tentar convergência do estado estimado. O análogo linear para o sistema é:

$$\begin{cases} \dot{\tilde{x}} = A\tilde{x} + Bu + L(y - \tilde{y}) \\ \tilde{y} = h\tilde{x} \end{cases} \quad (5.18)$$

de modo que a dinâmica do erro $e = (x - \tilde{x})$ torna-se:

$$\dot{e} = (A - LC)e \quad (5.19)$$

O vetor de ganhos, L , é escolhido de tal modo que os valores próprios (autovalores) de $A - LC$ tenham valores reais negativos. A taxa de convergência do erro pode ser manipulada por uma boa escolha correspondente aos valores de L . A fim de determinar os valores iniciais de L para o sistema, o modelo da válvula de controle pode ser linearizado em torno de $x_2(t) = 0$. Como escolha inicial, via de regra usa-se os autovalores de $A - LC$ de seis a sete vezes mais rápidos do que os pólos mais rápidos do sistema em malha fechada (o pólo mais rápido do sistema está localizado em -335.1513). O vetor L ótimo foi determinado para uma rápida convergência e comportamento robusto na presença de incertezas paramétricas. A Tabela 5.2 apresenta os valores dos parâmetros (ganhos) do observador de estados.

Tabela 5.2: Ganhos do observador de estados.

Ganho	Valor
L_1	3571.7
L_2	2397100

A Figura 5.21 demonstra a estrutura da malha de controle com a implementação do sinal linearizante e estimativa da velocidade com o observador de estados. O observador é uma réplica do sistema original, neste caso, correspondendo ao modelo analítico da válvula de controle dada pela equação (3.2) e supondo que essa, seja a equação perfeita do comportamento da válvula de controle. Os parâmetros da força de atrito são os estimados pelos métodos das seções 3.4 e 3.5.1, dispostos na Tabela 3.2.

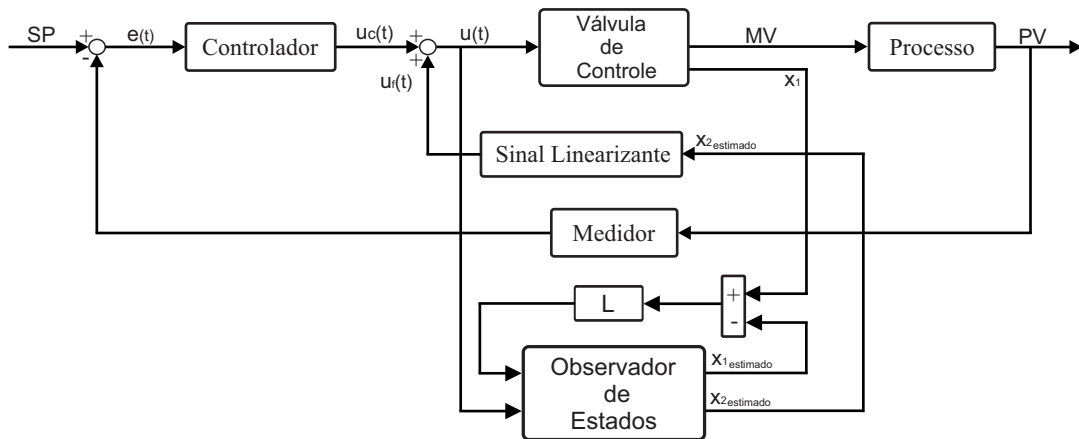


Figura 5.21: Diagrama de blocos da malha de controle de vazão com o sinal linearizante e estimativa da velocidade dada pelo observador de estados.

Supondo que foi possível uma estimação perfeita dos coeficientes do modelo de atrito, sendo os parâmetros do observador de estados e do compensador iguais aos parâmetros da válvula de controle, é possível chegar a uma compensação ideal do agarramento, conforme mostrado na Figura 5.22.

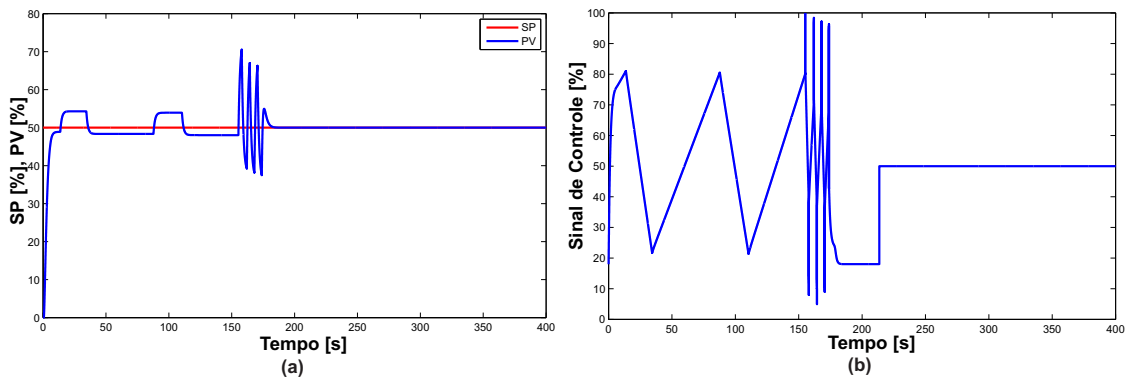


Figura 5.22: Resultados de simulação com o uso do sinal linearizante ativado após 150s e estimativa da velocidade dada pelo observador de estados: (a) Saída do processo com parâmetros do compensador e do observador nominais. (b) Sinal de controle ($u(t)$).

A velocidade de *Stribeck* (v_s) foi o único parâmetro do modelo de atrito para o qual até o momento não foi discutido um procedimento para a sua determinação. A identificação desse parâmetro do modelo de atrito descrito na seção 3.2, é feito com base nos resultados de um mapa estático do atrito obtido experimentalmente, e apresenta a relação entre a força de atrito e a velocidade relativa entre as superfícies em contato. Maiores detalhes sobre esse procedimento aplicado em atuadores hidráulicos é descrito em Valdiero (2005).

Levando em consideração a equação do balanço de forças na haste da válvula

$$m\ddot{x} = F_{press\tilde{a}o} - F_{mola} - F_{atrito} \quad (5.20)$$

é possível sua manipulação para as seguintes expressões:

$$F_{atrito} = F_{press\tilde{a}o} - F_{mola} - m\ddot{x} \quad (5.21)$$

$$F_{atrito} = K_p S_a u(t) - K_m x(t) - m\ddot{x} \quad (5.22)$$

Na válvula de controle, o mapa estático é construído medindo a diferença entre a força de pressão aplicada no diafragma do atuador e a força da mola na condição de movimento em regime permanente da haste da válvula. Pela equação (5.22), verifica-se que com a velocidade da haste sendo constante (regime permanente) a aceleração é nula, então a expressão pode ser reescrita como:

$$F_{atrito} = K_p S_a u(t) - K_m x(t) \quad (5.23)$$

A equação (5.23), serve como uma referência para se obterem os pontos do mapa estático, sendo necessária a constante medição da força de pressão e da força da mola, essa estimada como mantendo uma relação linear com a posição. Para diferentes velocidades em regime tem-se um ponto do mapa, ou seja, para cada velocidade constante coleta-se a força ($F_{press\tilde{a}o} - F_{mola}$) que mantém o movimento e a relaciona com a velocidade correspondente no mapa.

O levantamento do mapa estático de atrito é realizado em malha aberta fazendo com que a haste da válvula percorra toda a sua excursão, alimentando a válvula de controle com um sinal de pressão variando em forma de rampa com diferentes inclinações (origina diferentes velocidades em regime), gerando um percurso da haste também em rampa. Com isso é criada uma força que supera o atrito estático, e logo após, uma diferença de forças entre a força de pressão e a força da mola que provoca o movimento com velocidade constante. O sinal de controle de abertura da válvula deve levar a haste de velocidades baixas até a máxima velocidade de trabalho do sistema, sendo dessa forma, encontrada a mínima velocidade para o movimento.

Podem ser utilizados inicialmente derivadores para a estimativa da velocidade para a construção do mapa, já que para o uso do observador de estados, necessita-se antes do parâmetro v_s . O problema em usar derivadores, é o fato de que em processos muito ruidosos,

o ruído é amplificado quando o sinal é derivado, o que pode levar a erros significativos na estimação se não utilizar de filtros bem ajustados para a aplicação. Na Figura 5.23, são apresentados os pontos do mapa obtidos computacionalmente, bem como o melhor ajuste conseguido dos pontos à uma curva com característica exponencial, visto que a velocidade de *Stribeck* por ser muito pequena, faz com que a curva decaia muito rapidamente.

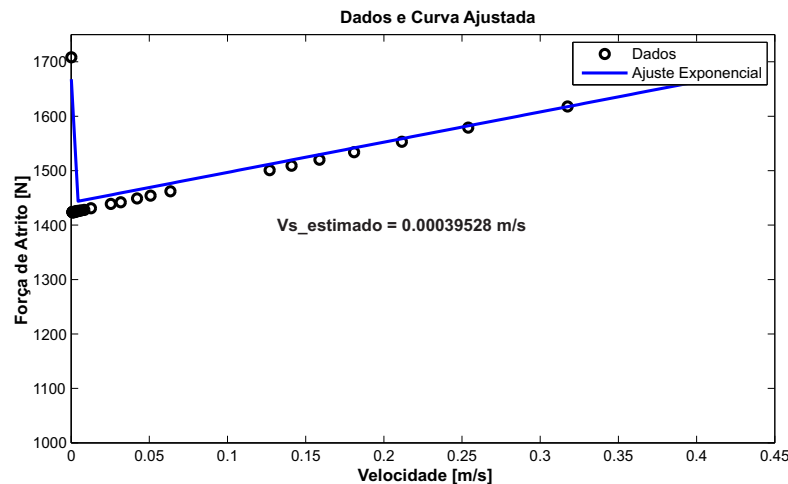


Figura 5.23: Mapa estático do atrito com ajuste de curva para a válvula de controle: Velocidade em regime versus Força de atrito ($F_{press\tilde{a}o} - F_{mola}$).

Na presença de ruídos, cabe destacar, que a velocidade que se coloca no mapa estático corresponde à média aritmética dos valores de velocidade obtidos na saída do diferenciador.

A Figura 5.23 representa o mapa estático obtido com a aplicação de rampas de entrada positivas com diferentes inclinações na válvula de controle, implicando em diferentes velocidades positivas da haste da válvula, onde está sendo considerado que para o sistema a força de atrito é aproximadamente simétrica, tendo variações nos parâmetros de atrito consideravelmente desprezíveis entre velocidades positivas e negativas. É importante referir que em velocidades próximas de zero não é possível produzir movimentos com velocidade constante devido ao efeito *stick-slip*.

Com os pontos do mapa estático, a estimativa da velocidade de *Stribeck* é realizada através da utilização da função *nlinfit* do Matlab. Pode ser utilizada também a função *lsqcurvfit*, dentre outros algoritmos de otimização disponíveis no Matlab. Desta forma, aplicando a equação (3.3) da força de atrito em regime permanente é possível ajustar a uma curva onde os parâmetros do atrito podem ser facilmente identificados. Para o ajuste da curva se requer uma estimativa inicial dos parâmetros do modelo. Como já se dispõe

dos parâmetros F_s , F_c e F_v , fixa-se esses parâmetros e faz-se uma busca apenas do v_s que melhor se ajusta aos pontos do mapa.

No mapa da Figura 5.23, nota-se um único ponto superior bastante próximo ao eixo da força de atrito, esse ponto é o atrito estático, que ocorre na velocidade limite e logo após ser vencido permite o deslocamento da haste da válvula. A velocidade limite no mapa será chamada de $DV1$ (0.00016002 m/s) e implementada no observador de estados para diferenciar do DV , utilizada no modelo da válvula de controle.

Dispondo de todos os parâmetros estimados do modelo de atrito, foram realizados alguns testes para verificar se a compensação do agarramento na válvula de controle se mostra mais robusta com a estimativa da velocidade pelo observador de estados do que com o derivador. Vale ressaltar que os parâmetros que se colocam no observador e no compensador são os estimados. A Figura 5.24 apresenta os resultados para este caso. Foi inserida uma zona morta na entrada do compensador correspondente a $DV1$.

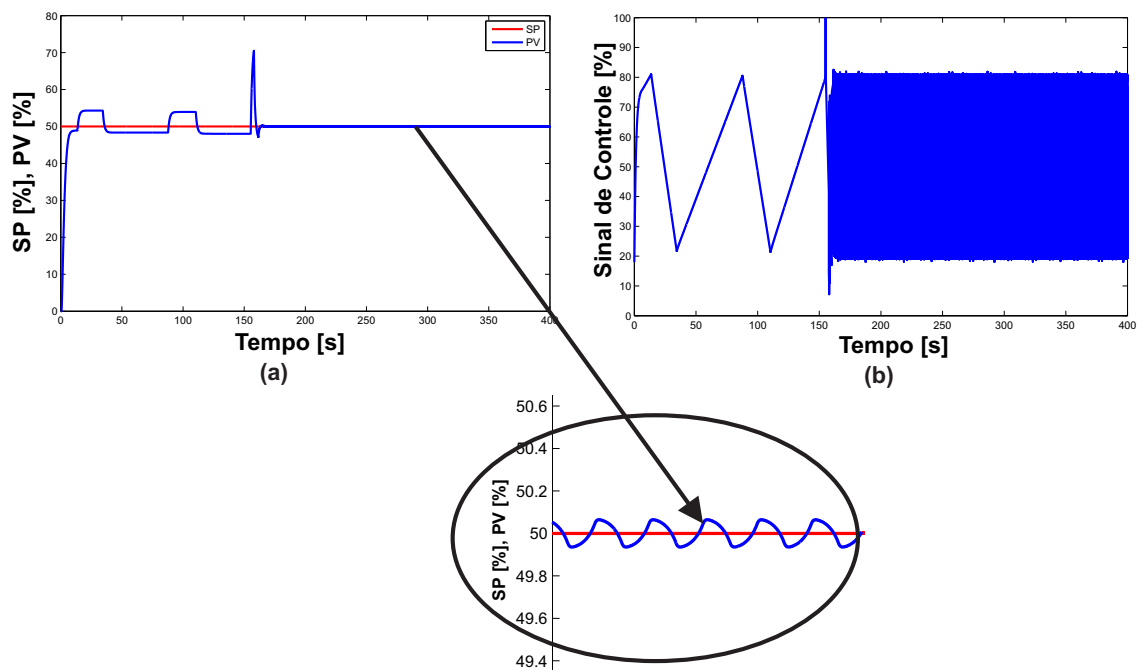


Figura 5.24: Resultados de simulação com o uso do sinal linearizante ativado após 150s e estimativa da velocidade dada pelo observador de estados, ambos com os parâmetros estimados: (a) Saída do processo (PV). (b) Sinal de controle ($u(t)$).

Entre o uso do derivador e do observador para a estimativa da velocidade, pode-se notar claramente através da Figura 5.24(a), que com o observador chega-se em um desempenho superior. Mesmo com os parâmetros do compensador diferentes dos da válvula de controle, resultados satisfatórios foram alcançados, sem a ocorrência de picos na saída

e com apenas oscilações transitórias de amplitudes muito baixas em torno da referência, o que não aconteceu com o uso do derivador como mostrado na Figura 5.18(b), quando os parâmetros do compensador foram alterados. Foram aplicados degraus no *setpoint* para visualizar o desempenho e o comportamento da malha de controle, conforme a Figura 5.25. Há as mesmas oscilações transitórias em torno da referência como na Figura 5.24(a).

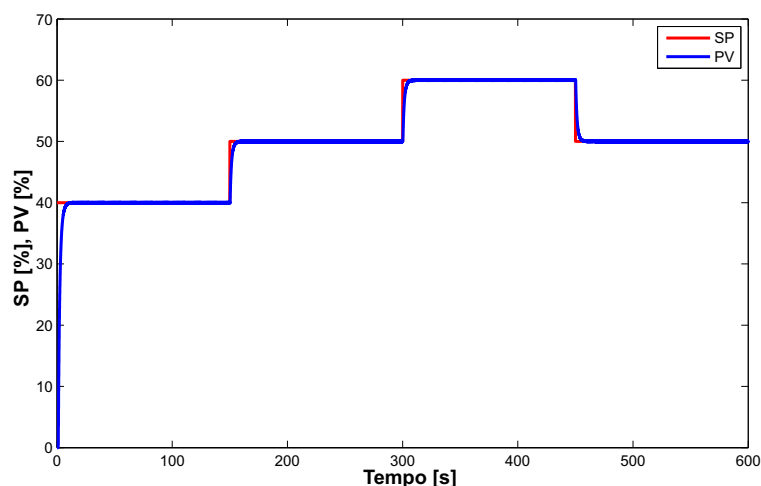


Figura 5.25: Saída do processo com o uso do sinal linearizante e estimativa da velocidade dada pelo observador de estados para uma sequência de degraus na entrada.

A Figura 5.26 apresenta os planos de fase, que relaciona a posição e a velocidade da haste da válvula de controle. Verifica-se que a válvula com agarramento gera também um ciclo limite entre a posição e a velocidade, caracterizada pelo formato circular do gráfico da Figura 5.26(a). Após a compensação o diâmetro tende a diminuir, como apresentado na Figura 5.26(b), embora com um formato não muito regular.

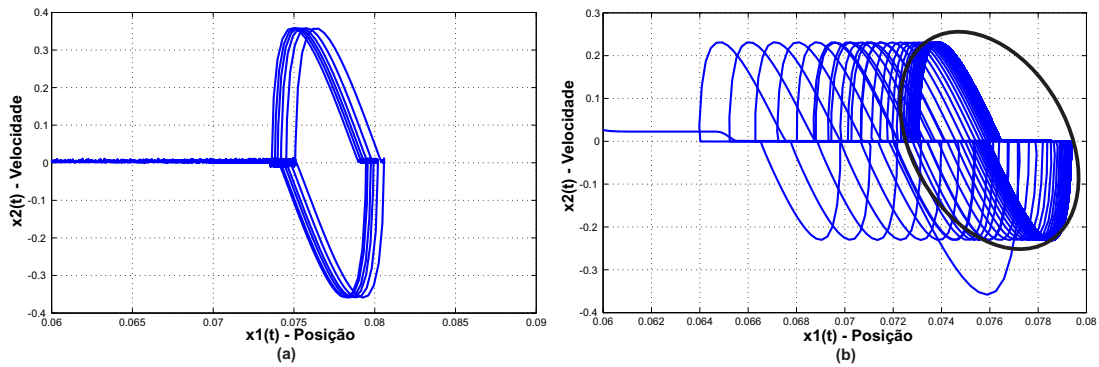


Figura 5.26: Diagrama de fase - Relação entre a posição e a velocidade da haste da válvula de controle: (a) Sem compensação. (b) Com compensação.

Os resultados obtidos até o momento foram para os casos em que não havia erros de estimação de parâmetros e para desvios nos mesmos, que foram obtidos pelos métodos de estimação. Porém em nenhum momento foi considerada a influência de ruídos na medição. Em vista disso, para constatar a eficiência do método da linearização por realimentação foi adicionado ruído branco na medição da posição da haste da válvula com variância de 10^{-9} , que segundo Baeza (2013), este nível de ruído é encontrado em resultados práticos obtidos em laboratório. A Figura 5.27, apresenta a curva de assinatura da válvula de controle e o mapa estático de atrito com adição de ruídos.

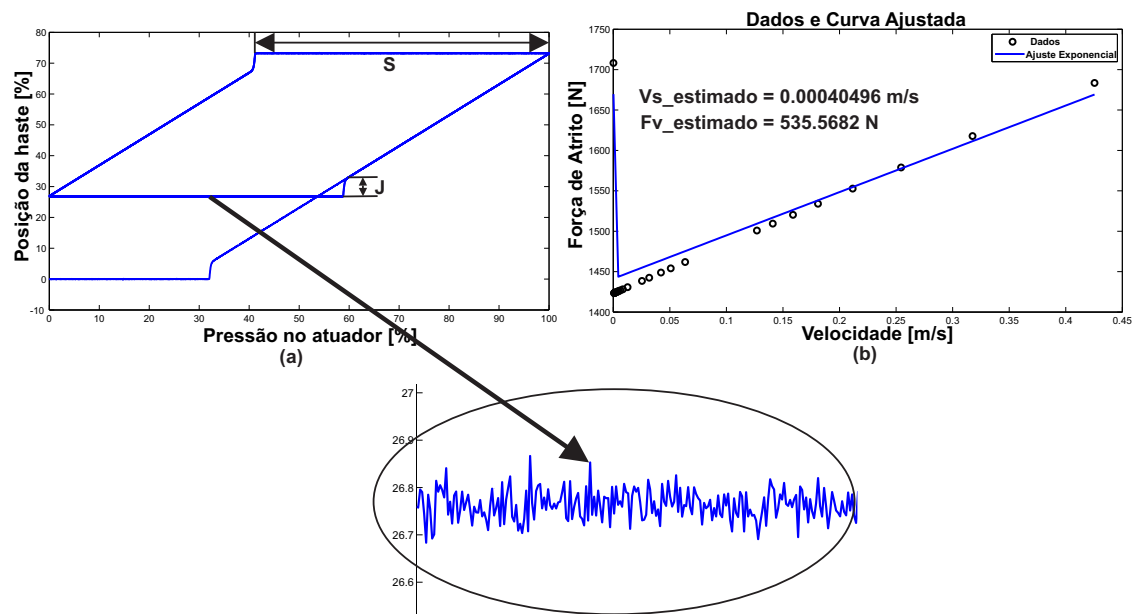


Figura 5.27: Adição de ruídos na medição da posição: (a) Curva de assinatura da válvula de controle. (b) Mapa estático do atrito com ajuste de curva.

Uma análise da Figura 5.27(a), mostra que a adição do ruído não afetou em grande parte a assinatura da válvula de controle, por isso, os valores de F_c e F_s permanecerão inalterados.

Para cada ponto de velocidade no mapa da Figura 5.27(b) foi feita uma média dos pontos na saída do derivador (saída ruidosa) a partir do instante em que o percurso da haste da válvula está em rampa, tendo-se assim uma velocidade constante. Também foi feita uma média para cada ponto da força de atrito no mesmo instante. Com os pontos disponíveis no mapa, foi feito o ajuste de curva.

Para verificar a robustez do compensador em malha fechada, foram considerados os ruídos na medição da posição da haste e na medição da saída do processo. O resultado é apresentado na Figura 5.28. Os parâmetros do observador de estados e do compensador são os obtidos com a adição de ruídos.

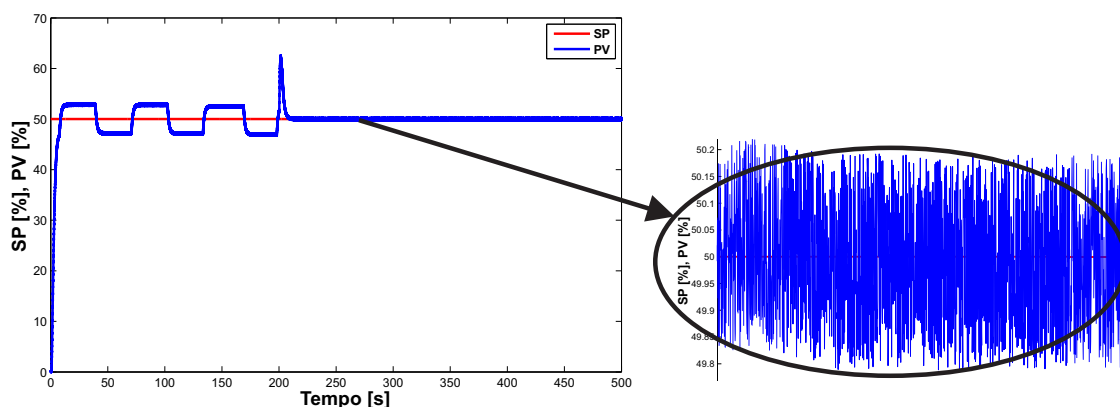


Figura 5.28: Saída do processo com o uso do sinal linearizante ativado após 200s, estimativa da velocidade dada pelo observador de estados e adição de ruídos.

O resultado comprova que, mesmo com a adição de ruídos nas medições, foi possível manter a saída do processo em torno da referência desejada, constatando a eficiência do método. Houve um ajuste nos ganhos do observador de estados para se obter uma melhor resposta para o sistema na presença dos ruídos de medição. A Tabela 5.3 apresenta os valores dos ganhos.

Tabela 5.3: Ganhos do observador de estados com a adição de ruídos nas medições.

Ganho	Valor
L_1	4911.7
L_2	4937300

5.4 Conclusões do Capítulo

Neste capítulo, foi analisado o controle de posição da haste da válvula por realimentação de estado, a influência do agarramento na válvula de controle pneumática sobre a malha de controle de vazão e dois métodos de compensação do agarramento, o método proposto por linearização por realimentação e o método *CR*, bastante comum na literatura.

O compensador com sinal linearizante é dependente da velocidade. Verificou-se que a utilização de derivadores para a estimativa da velocidade compromete o desempenho do sistema para pequenos desvios nos parâmetros do compensador. Um provável caminho para contornar esse problema, seria a inclusão do controle robusto.

Com a utilização de um observador de estados para a estimativa da velocidade, resultados superiores são alcançados. Se os parâmetros do modelo de atrito forem todos supostos iguais aos da válvula de controle, a compensação do agarramento é exata. Consegue-se uma compensação do agarramento na válvula de controle com pequenas oscilações transitórias na saída para os parâmetros do observador de estados e do compensador obtidos pelos métodos de estimação. Quanto maior for a precisão da estimativa dos coeficientes do modelo de atrito, melhores são os resultados.

Através do plano de fase foi possível verificar a redução do agarramento na válvula de controle. Mostrou-se como identificar o parâmetro v_s do modelo de atrito de Karnopp através do mapa estático do atrito. Tal mapa estático, também pode ser utilizado para identificar todos os parâmetros do modelo.

Capítulo 6

Resultados Experimentais

Este capítulo apresenta os resultados experimentais obtidos em uma planta didática da *SMAR*, que pertence ao Laboratório de Automação em Petróleo (LAUT) da UFRN.

6.1 Ambiente Experimental

Para a realização dos testes práticos foi utilizada uma planta didática da *SMAR*, apresentada na Figura 6.1. Esta planta possui um controlador *multi loop*, o CD600, que tem capacidade de controlar simultaneamente 4 *loops* (simples ou cascata) com mais de 8 PIDs (4 com controle avançados) e com mais de 120 blocos avançados de controle que se comunicam com os instrumentos de medição e atuação através do protocolo *HART* (*Highway Addressable Remote Transducer*). No que se refere à comunicação entre o computador e a planta didática (CD600), o sistema responde pelo protocolo aberto *OPC* (*OLE for Process Control*), onde via *software Matlab/Simulink*[®] é possível implementar os algoritmos de controle.

O protocolo de comunicação *HART* é um padrão de comunicação industrial que trabalha com instrumentos microprocessados que possuem sinais de corrente entre 4-20 *mA*. Esses sinais são largamente utilizados como forma de transmitir uma informação do processo para um elemento de controle, como um computador, por exemplo.



Figura 6.1: Planta Didática da SMAR.

O objetivo da planta é demonstrar didaticamente a operação das diversas malhas de controle utilizando os mesmos equipamentos e ferramentas de configuração, em *software*, desenvolvidos para aplicação em controle industrial. O esquema da Figura 6.2 representa a instrumentação da planta, mostrando os principais componentes que a constituem e os caminhos físicos para o fluido do processo.

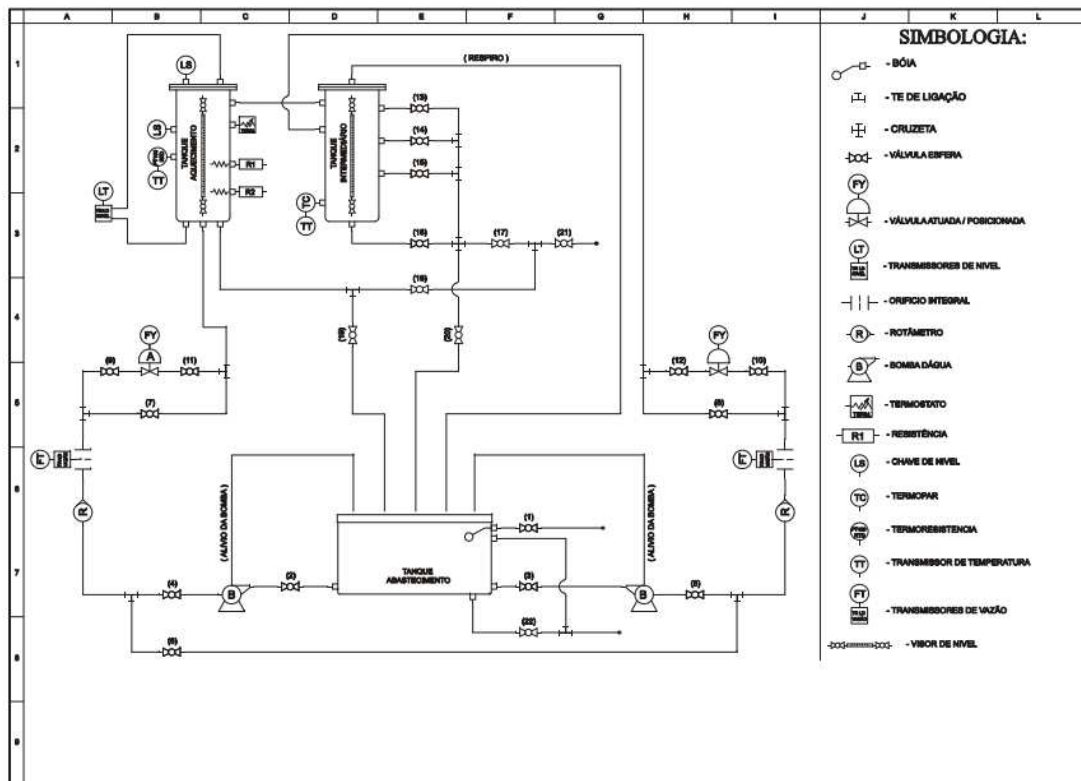


Figura 6.2: Diagrama P&ID da planta didática da SMAR.

O funcionamento, consiste basicamente na circulação de líquido em tanques podendo existir estratégias diferentes de atuação sobre esse líquido. Como pode ser visto, existe um tanque de abastecimento responsável por armazenar o fluido a ser usado no processo. Nesse tanque central, não existe nenhum controle nem automatismo. Para ser transportado, o fluido pode ser retirado por duas bombas, sendo que uma o destina para o tanque de aquecimento e a outra para o tanque de mistura. Na entrada de cada um desses tanques possui uma válvula controladora equipadas com um posicionador, que controla a vazão de saída, sendo comandada pelo sinal analógico de 4-20 mA proveniente do CD600, além de válvulas de operação manual. Ao longo das tubulações e nos tanques, existem alguns transdutores que são utilizados para mensurar as grandezas físicas, como: vazão, nível e temperatura. Ao final, o fluido retorna para o tanque de abastecimento.

6.1.1 Malha de Vazão

Os experimentos se destinam ao controle de vazão, desta forma, foi feita uma configuração na planta com as válvulas manuais, de modo que o líquido circulasse apenas por uma parte da tubulação, sendo possível sua medição e controle. Para o controle em

malha fechada de vazão, foi utilizado um controlador PI. Como será visto mais adiante este processo é um pouco ruidoso, devido também à atuação da válvula. Nas Figuras 6.3 e 6.4 estão apresentados os principais componentes da planta utilizados para o controle da malha de vazão e o seu fluxograma, respectivamente.

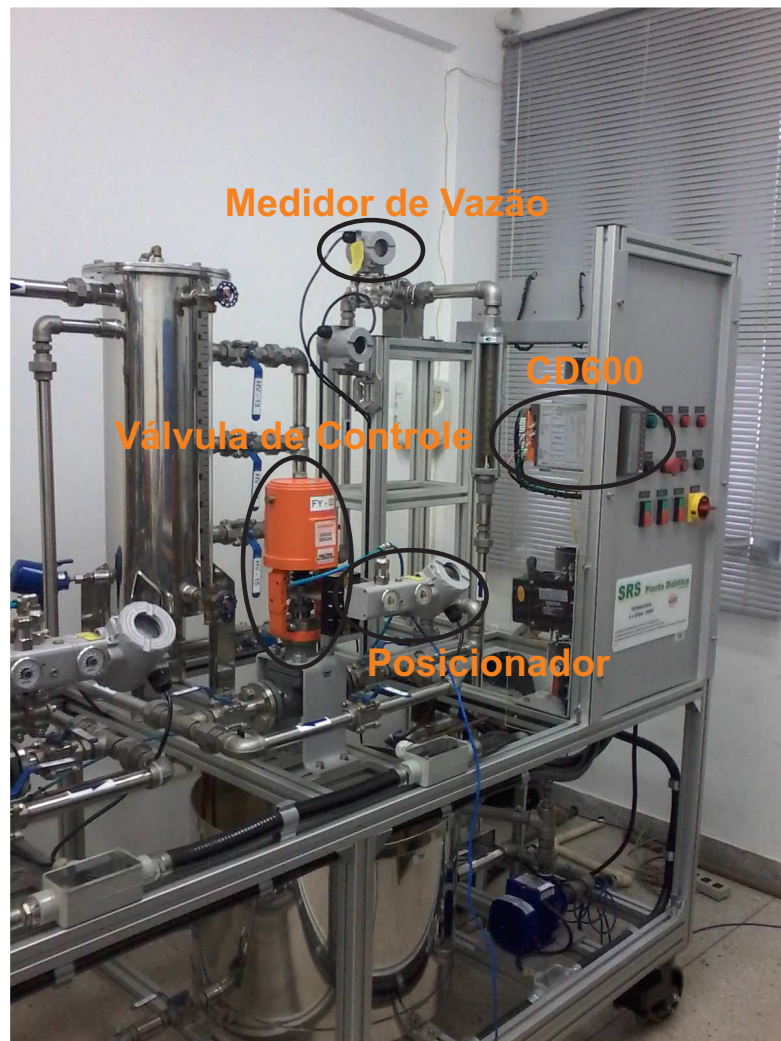


Figura 6.3: Principais componentes utilizados para o controle da malha de vazão.

configurado para o modo transmissor.

A Figura 6.5 apresenta o conjunto da válvula de controle, posicionador e sensor de efeito HALL.



Figura 6.5: Conjunto válvula de controle, posicionador e sensor HALL.

A válvula de controle da *Valtek Sulamericana* é do tipo globo, com sede simples, que é responsável pelo controle do fluxo de água na malha. O corpo da válvula possui um diâmetro de 0.5", gaxetas de teflon, característica de vazão de igual porcentagem. Possui atuador do tipo multimola e tamanho diafragma 6, com uma excursão completa da haste de 3/4". A válvula em uso é do tipo ar para abrir, caso ocorra uma pane no sistema, como por exemplo a falta de suprimento de ar na tubulação pneumática, a válvula se fecha.

O posicionador de válvulas é o FY301 (*SMAR*) em sistema *HART*, para válvulas de controle pneumáticas linear de ação simples ou dupla e válvulas de controle rotativo. Possui medidores de pressão dentro das câmaras internas. São instrumentos microprocessados que convertem sinais de corrente para posição. Posiciona de 0% a 100% a válvula, ou seja, produz a pressão de saída requerida para posicionamento de acordo com a corrente de 4-20 mA recebida do instrumento de controle. Na Figura 6.6 é apresentado o diagrama de blocos do posicionador atuando no controle de posição da haste da válvula.

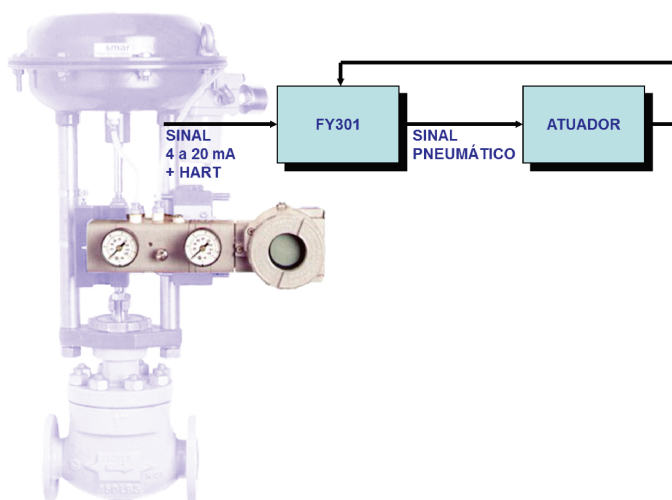


Figura 6.6: Diagrama de blocos do posicionador atuando no controle de posição da haste da válvula de controle.

O FY301 permite a configuração de vários parâmetros, como tempo de abertura, tempo de fechamento, linearização do *setpoint* da válvula, parâmetros PI (proporcional e integral) e outros. Existem, também, os parâmetros avançados que podem determinar, por exemplo, se o ar comprimido é para abrir ou fechar a válvula (princípio de funcionamento pneumático). Isso permite a obtenção de várias curvas de resposta, de acordo com as necessidades do projeto. A característica de vazão da válvula de controle é do tipo igual porcentagem, porém foi configurado no posicionador uma característica de vazão linear.

Para o funcionamento adequado, o fabricante recomenda ar comprimido seco, limpo, não corrosivo e com pressão entre 1,4 *Bar* (20 *Psi*) a 7 *Bar* (100 *Psi*), respeitando as normas de qualidade do ar para a instrumentação. O posicionador não necessita de fonte externa para alimentação. A própria corrente de 4-20 *mA* da linha de transmissão *HART* (a dois fios) é encarregada de alimentá-lo.

O sensor HALL determina a posição atual do atuador e faz a realimentação para o controle, sem contato mecânico. Não existe contato entre a válvula e o sensor de posição. O sensor de efeito HALL detecta mudanças no fluxo magnético através da movimentação dos ímãs que estão montados no eixo da válvula, fornecendo assim um sinal proporcional da posição real. Como não existe nenhum contato entre o ímã e o sensor de posição, o posicionador não é afetado pela vibração.

6.2 Identificação do Processo e Sintonia do Controlador PI

A identificação de sistemas tem por objetivo construir modelos matemáticos de processos dinâmicos a partir de dados experimentais observados na planta. Esses modelos são do tipo “caixa-preta”, pois só se está interessado nas relações entre as entradas e saídas do processo, e não nos mecanismos internos do mesmo.

A vantagem destes modelos em sistemas complexos é que este pode ser o método mais rápido e prático de se obter um modelo da dinâmica do processo. A desvantagem é que este modelo tem uma validade apenas local, isto é em torno do ponto de operação, não permitindo grandes extrapolações.

Em muitos trabalhos na prática, tenta-se modelar a dinâmica do processo como sendo um tempo morto (θ), que é definido como o tempo a partir do instante em que o processo foi perturbado com um degrau, em que a sua variável de saída, por exemplo a vazão, começa a variar ou sair do seu regime permanente, mais um modelo de primeira ordem (ganho (K) mais constante de tempo (τ)).

Este modelo é mostrado na equação (6.1), e é um dos mais utilizados na prática para representar a dinâmica do processo e servir de base para a sintonia dos controladores do tipo PID.

$$G_p(s) = \frac{Ke^{-\theta s}}{\tau s + 1} \quad (6.1)$$

Como o posicionador da válvula de controle possui um controlador PI, este serve para “assegurar” a posição da haste da válvula de acordo com o sinal de controle pretendido/comandado, procurou-se inicialmente uma forma de desabilitar essa ação de controle na tentativa de utilizar o posicionador apenas para o fornecimento da posição, no entanto, não é possível desabilitá-lo. Desta forma, para a identificação do processo de vazão foi utilizado a estrutura do diagrama de blocos da Figura 6.7.

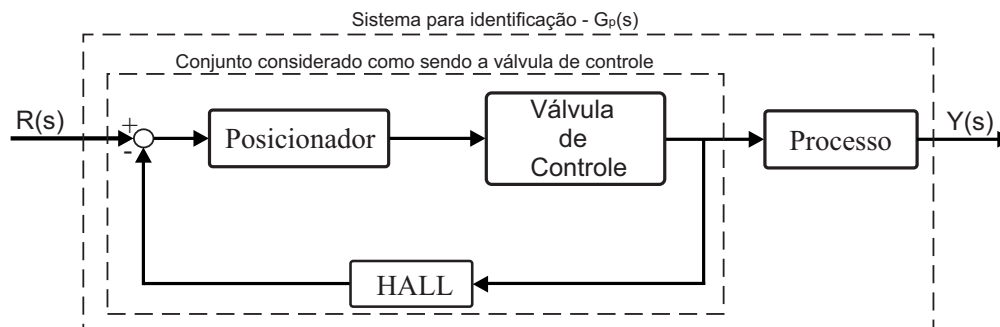


Figura 6.7: Diagrama de blocos do sistema em malha aberta para identificação.

Na Figura 6.7, $R(s)$ representa a referência (degrau) que é gerada pelo controlador CD600 estando em modo manual, $Y(s)$ representa a vazão de saída quando aplicado o degrau e o bloco Processo equivale ao medidor de vazão.

Para obter os parâmetros que representam a dinâmica do processo (K , τ e θ) pode-se utilizar uma metodologia de identificação, que consiste no seguinte (CAMPOS; TEIXEIRA, 2010):

Introduzir perturbações iniciais (em malha aberta) em degrau no sinal de controle (U) de forma a garantir o condicionamento do sistema (verificar bandas mortas, histereses, etc.), isto é, efetuar ciclos de degraus para cima e para baixo. Esperar para que o sistema atinja o regime permanente estável (variável controlada constante) e que não esteja sendo perturbado por alguma outra variável (no caso de sistemas multivariáveis).

Introduzir um degrau na variável de controle, e obter a resposta do processo. Esta resposta do processo é conhecida na prática como “curva de reação” da planta. A partir desta curva pode-se calcular os parâmetros do modelo do processo (Ex. ganho, constante de tempo e tempo morto).

- O ganho do processo (K) em unidades de engenharia é calculado dividindo-se a variação da variável controlada em regime permanente pela variação da variável de controle, conforme a equação (6.2).

$$K = \frac{\Delta V}{\Delta U} = \frac{V_2 - V_1}{U_2 - U_1} \quad (6.2)$$

onde ΔV e ΔU são a variação da vazão e do sinal de controle, respectivamente. Ver a Figura 6.8. As constantes serão estimadas a partir da resposta do sistema a um degrau variando de 35% a 50% no sinal de controle.

- A constante de tempo (τ) é o tempo a partir do início da perturbação na variável

de controle, descontado o tempo morto, em que a variável controlada já atingiu 63,2% da variação total até o novo regime permanente. Logo é o tempo para atingir: $0.632 \times \Delta V = 0.632 \times (V_2 - V_1)$.

- O tempo morto (θ) é o tempo a partir do início da perturbação na variável de controle em que a variável controlada começa a responder. Este tempo também é conhecido como tempo de transporte, pois estaria associado ao tempo que a perturbação necessita para “transitar” dentro do processo e começar a afetar a variável controlada.

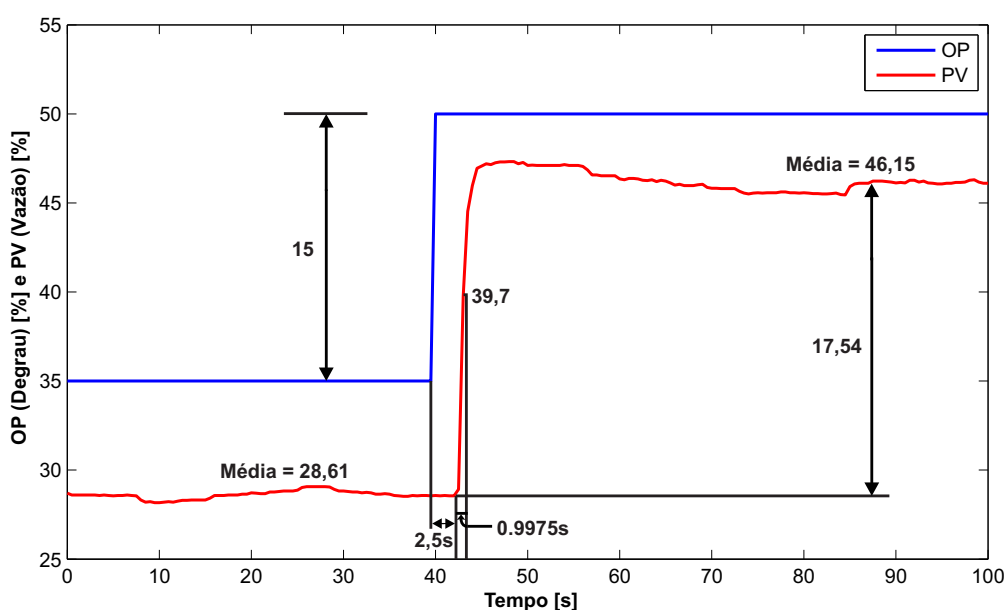


Figura 6.8: Teste para obter o modelo da dinâmica do processo.

A Tabela 6.1 apresenta os valores dos parâmetros para o modelo da dinâmica do sistema, considerando entrada e saída em porcentagem da variação máxima.

Tabela 6.1: Parâmetros identificados do modelo de primeira ordem com tempo morto.

Parâmetro	Valor
K	1.1693
τ	0.9975
θ	2.5

Desta forma, o modelo identificado é apresentado na equação (6.3).

$$G_p(s) = \frac{1.1693e^{-2.5s}}{0.9975s + 1} \quad (6.3)$$

Para sintonia do controlador PI, foi utilizado o Método CHR como descrito em Campos e Teixeira (2010). A Tabela 6.2 mostra as sintonias propostas pelo método CHR para o critério de desempenho “**a resposta mais rápida sem sobrevalor**”, sendo que o problema de controle é “servo” (mudança em degrau no *setpoint*).

Tabela 6.2: Sintonia pelo método CHR (Critério: sem sobrevalor - Problema Servo).

Controlador	K_p	T_i	T_d
P	$0.3\tau/K\theta$	-	-
PI	$0.35\tau/K\theta$	1.16τ	-
PID	$0.6\tau/K\theta$	τ	$\theta/2$

Foi obtida uma primeira sintonia para o controlador PI de vazão utilizando a Tabela 6.2, porém, através de simulações foi possível obter um melhor ajuste dos parâmetros analisando a resposta do sistema. A equação (6.4) apresenta o controlador sintonizado.

$$G_c(s) = K_c \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right) = 0.16 \left(1 + \frac{1}{1.14s} \right) \quad (6.4)$$

6.3 Controle da Malha de Vazão

A medida da posição atual da haste da válvula bem como a configuração do posicionador FY301 se dão por meio de um *software* proprietário dedicado da SMAR, o CONF401 e um equipamento utilizado como interface de comunicação entre um instrumento que trabalha com o protocolo *HART* (escravo) e um Desktop/Laptop (mestre), através da porta de comunicação USB, o HI321. Como no presente trabalho a proposta da compensação do agarramento se dá através da adição *online* de um sinal que é gerado pela posição da haste da válvula ao sinal do controlador PI de vazão, se torna necessário o desenvolvimento de um *driver* de comunicação entre o dispositivo posicionador FY301 e o *Matlab/Simulink*®.

Neste ponto, é importante possuir alguma informação sobre o grau de atrito da válvula de controle, e como foi visto, uma maneira prática de obter isso é com a curva de assinatura da válvula. Assim, caso existam, é possível identificar os parâmetros S e J que

representam a banda morta e o salto da haste da válvula devido ao agarramento, respectivamente.

O teste para obtenção da assinatura foi feito conforme a Figura 6.9, consistindo na aplicação de um sinal triangular (OP) com no mínimo três ciclos completos, variando de 0% a 100% com rampas de subida e descida de 20 segundos, para que seja possível garantir a excursão completa da haste da válvula de controle. A Figura 6.10 apresenta a assinatura da válvula, consistindo aqui na relação entre a referência em onda triangular e a posição da haste da válvula.

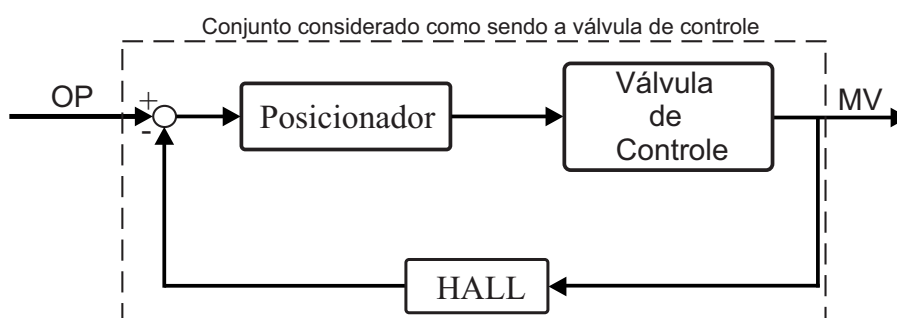


Figura 6.9: Diagrama de blocos do modelo posicionador com válvula para obtenção da assinatura.

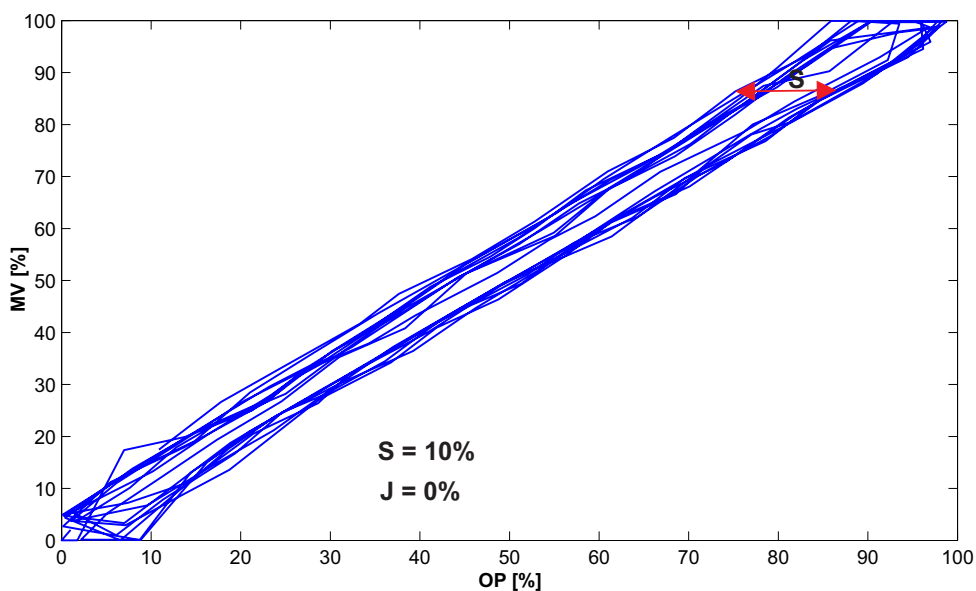


Figura 6.10: Assinatura da válvula de controle.

Uma breve análise da Figura 6.10, mostra que não é possível identificar o salto da haste da válvula (J) pela curva de assinatura, apenas o parâmetro S . Isso indica que a válvula

está em um bom estado de conservação, fato da válvula ser nova, e que os valores do atrito estático (F_s) e do atrito de Coulomb (F_c) são muito próximos. Embora os posicionadores não solucionem completamente os problemas que são gerados pelo agarramento, de certa forma minimizam seus efeitos. No entanto, será analisada o efeito da banda morta no desempenho do controle da malha de vazão.

A arquitetura de rede para o controle da malha de vazão na planta didática, consiste basicamente em um computador que se comunica com o CD600 da *SMAR*, através da comunicação *OPC* e para comunicação do CD600 com o medidor de vazão, é usado o sinal de $4-20\text{ mA} + \text{HART}$.

O software *Matlab/Simulink*[®] possui uma *toolbox* chamada *OPC*, que permite que se conecte esse ao servidor *OPC* da planta *HART*. O *Simulink* tem a facilidade de já possuir os blocos funcionais da interface *OPC*, bastando somente que seja configurado para utiliza-lo na comunicação. Nesta aplicação foram utilizados três blocos do *OPC toolbox*:

- *OPC Configuration*: Configura o servidor *OPC* que será utilizado;
- *OPC Read*: Utilizado para realizar a leitura de variáveis;
- *OPC Write*: Escreve uma variável de saída.

Utilizando-se estes blocos é possível realizar a comunicação do CD600 com o computador e adquirir a curva de reação para a identificação do sistema (seção 6.2), bem como lançar mão da utilização de algoritmos para controle da malha de vazão. Nas Figuras 6.11 e 6.12 são apresentados o diagrama de blocos em malha fechada do controle de vazão e a representação no *Matlab/Simulink*[®], respectivamente.

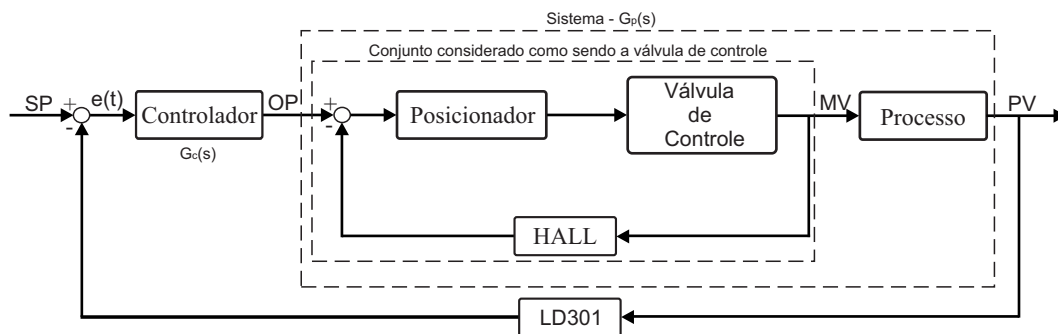


Figura 6.11: Diagrama de blocos do sistema em malha fechada para o controle de vazão.

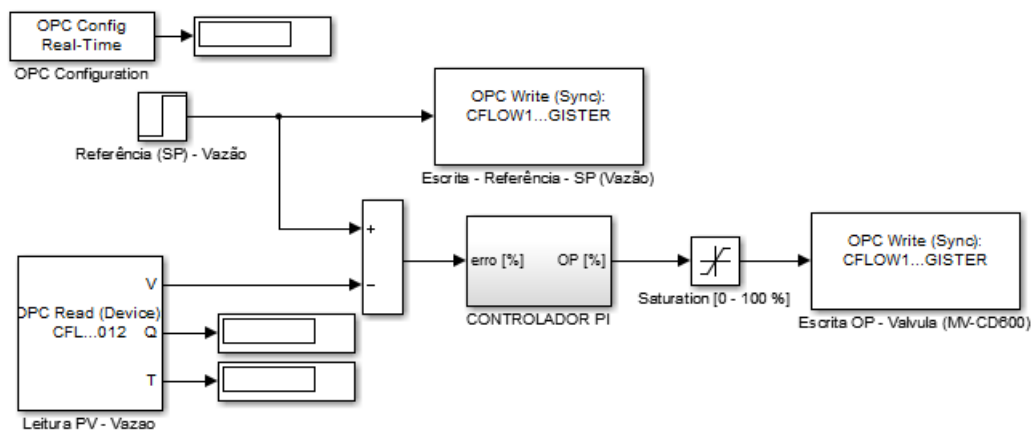


Figura 6.12: Diagrama de blocos do sistema em malha fechada representado no *Simulink*.

De acordo com a Figura 6.12, o bloco *OPC Read* se comunica com o controlador CD600 da planta para ler o valor atualizado da vazão (PV), que é a informação do sensor LD301, em seguida o compara com a referência (SP), fornecida a priori e gera um sinal de erro. O sinal de erro é transmitido para o bloco do controlador PI gerando um sinal de controle que é enviado para o CD600 através do bloco *OPC Write* que escreve o valor de abertura da válvula (MV). No que se refere à aquisição de dados, ela é fixa e configurada em um tempo de amostragem de 0,5 segundos.

6.4 Ensaios para o problema servo

Os testes que foram realizados, tem por objetivo avaliar a capacidade da malha de controle de vazão em seguir degraus no *setpoint* e ao mesmo tempo verificar se há oscilações em torno da referência devido ao atrito na válvula de controle (banda morta).

O *setpoint* do primeiro ensaio é uma sequência de degraus, sendo o primeiro de 50% seguido por dois degraus positivos de 5% e por dois negativos também de 5%. A duração do ensaio foi de 1250 segundos, divididos, igualmente, em intervalos de 250 segundos para cada patamar. A Figura 6.13 apresenta os resultados para o ensaio, que consiste em uma trajetória através de degraus cujo valor das referências foram, em ordem de aplicação, 50%, 55%, 60%, 55% e 50%.

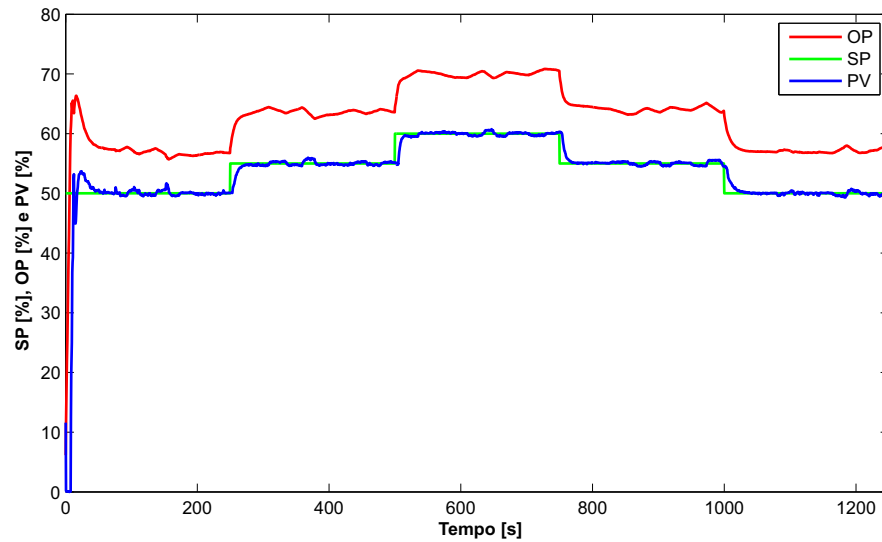


Figura 6.13: Resultados obtidos no ensaio de acompanhamento de *setpoint*.

Pela Figura 6.13 é possível observar que a saída do processo (PV) não apresenta oscilações devido ao agarramento na válvula de controle, pelo fato de $J = 0$. Ocorrem apenas pequenas oscilações da vazão em torno da referência, supostamente geradas pela maior parte, por ruídos de medição, visto que uma característica da válvula com agarramento é induzir na variável de processo um padrão de oscilação, gerando um ciclo limite. Mesmo com a presença da banda morta (S), o próprio controlador do processo foi capaz de compensar essa não linearidade dentro das regiões de operação do experimento.

Para poder comprovar que a válvula de controle não gera oscilações devido ao agarramento, foi feito um segundo teste, onde foi aplicado um degrau de 50% na vazão e mantendo-a nessa referência por um maior tempo (1000 segundos). A Figura 6.14, mostra o resultado para esse teste.

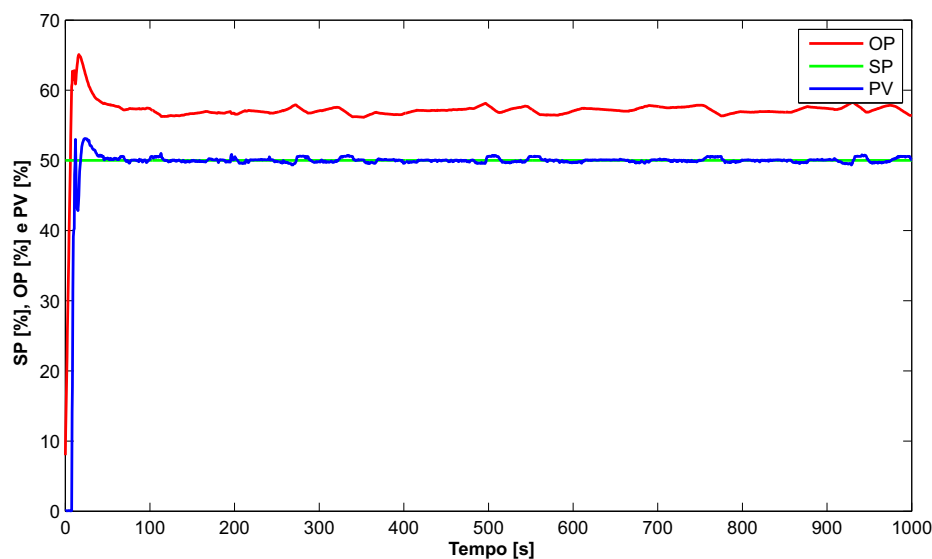


Figura 6.14: Resultado obtido no ensaio de acompanhamento de *setpoint* para uma referência de 50% da vazão.

Novamente não foi possível identificar um padrão de oscilações, sendo que ocorrem apenas pequenas variações da vazão em torno da referência em intervalos não regulares, fato que pode ser causado pelos próprios equipamentos e instrumentos da planta.

A válvula de controle utilizada por ser equipada com um posicionador e estando em bom estado, apresenta um agarramento desprezível, não afetando com grande influência o desempenho da malha. Mesmo com a banda morta, não houve oscilações na variável de processo, portanto, as técnicas de compensação de agarramento não traz grandes benefícios que justifiquem seu uso, sendo que a planta já está com uma boa performance.

Capítulo 7

Conclusões e Trabalhos Futuros

7.1 Conclusões Gerais

Neste trabalho foi apresentada a proposta de compensar o efeito do atrito em válvulas de controle pneumáticas com o uso de um sinal linearizante adicionado à saída do controlador do processo. A proposta foi comparada com uma das técnicas da literatura, o método *CR*. Inicialmente, foram desenvolvidos o modelo teórico da válvula de controle, discutidos alguns métodos de estimação dos parâmetros do modelo de atrito e a teoria necessária para o entendimento e desenvolvimento dos controladores. Logo após, com as leis de controle desenvolvidas, foram feitos testes computacionais para verificar o desempenho e sintonia dos controladores.

O compensador *CR* apresenta a vantagem de não necessitar do modelo interno da válvula e nem da posição da haste para compensar o agarramento. Com o sinal linearizante, constata-se que melhores resultados são obtidos quando se tem uma quantificação do atrito mais próxima possível do real e quando é incluída uma zona morta em sua entrada. Nas simulações, os resultados mostraram que o uso do diferenciador para a estimativa da velocidade não se mostrou robusto na presença de incertezas paramétricas, no entanto, usando um observador de estados maior desempenho foi alcançado mesmo com adição de ruídos na medição.

Os autores Kayihan e Doyle III (2000) do método *IOL*, utilizaram a força de atrito total (equação (3.3)) para modelar o atrito na válvula de controle, no entanto, este modelo não reproduz o “salto” da haste da válvula antes da mesma entrar em movimento. Além disso, o *IOL* é um compensador do tipo interno, ou seja, deve ser implementado internamente no posicionador da válvula de controle, o que exige que os fabricantes de posicionadores modifiquem o *software* interno destes equipamentos, de forma a possibilitar a sua implementação. Todavia, foi estudada a teoria de um controlador seguidor de referência que usa o princípio do modelo interno para controlar a posição da haste da válvula. Nesse

contexto, primeiro procurou-se um modelo de atrito (modelo de Karnopp), que fosse capaz de representar o agarramento na válvula de controle e uma forma de compensar o atrito utilizando linearização por realimentação sem a necessidade da implementação no controlador interno da válvula, sendo que nem todas possuem.

Resultados experimentais foram efetuados em uma planta didática da *SMAR*, tendo como principal objetivo inicial a aplicação dos algoritmos para a compensação do agarramento na válvula de controle pneumática da planta. Entretanto, após experimentos realizados foi verificado que o agarramento na válvula de controle não afetou diretamente no desempenho da malha no controle de vazão, tendo apenas a presença da banda morta na válvula. Com algumas modificações que devem ser feitas na planta didática, poderia ser estudada a possibilidade de inserir agarramento via *software* na válvula de controle, contudo, necessitaria de um dispositivo para transferir o sinal *HART* do posicionador para o controlador CD600 da planta, tornando-se possível a leitura via *OPC* normalmente. Como nas instalações do laboratório não possuía tal dispositivo, foi iniciado o desenvolvimento de um *driver* para comunicação direta entre o posicionador da válvula de controle e o *Matlab/Simulink*[®], pois os algoritmos de controle necessitam da medição *online* da posição da haste da válvula para compensar o agarramento, só que até o momento o *driver* não tinha sido desenvolvido, o que não possibilitou a aplicação dos algoritmos.

7.2 Proposta de Trabalhos Futuros

Diante do tema deste trabalho e da importância do estudo de técnicas de compensação de agarramento em válvulas de controle pneumáticas, as seguintes propostas de trabalhos futuros são sugeridas:

1. Implementar os controladores em uma válvula de controle operando em um processo industrial. Pois a principal função das simulações é verificar a coerência e o desempenho dos controladores, sendo desta forma a base para a sintonia e o projeto;
2. Criar uma bancada de testes para válvulas, sendo possível a instrumentação e configuração desejáveis;
3. Analisar a robustez da linearização por realimentação. Pois foi constatada a dependência dos parâmetros do compensador quando é usado um derivador para a estimativa da velocidade. Esse estudo se torna aplicável em casos em que não é viável o projeto de observadores;
4. Analisar e estudar a possibilidade de incorporação da estimação da posição, já que a posição da haste muitas vezes pode não estar disponível;

5. Estudo de outros observadores e derivadores para a obtenção da velocidade da haste da válvula;
6. Avaliar e estimar modelos por regressão com dados reais ou simulados, e comparar com o método analítico utilizado;

Referências Bibliográficas

ARMSTRONG-HÉLOUVRY, B.; DUPONT, P.; WIT, C. C. de; . A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. *Automatica*, v. 30, p. 1083–1138, 1994.

BAEZA, J. R. *Controle não Linear Aplicado a Malhas de Controle com Válvulas de Alto Atrito*. Tese (Mestrado) — Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2013.

BARRETO, J. C. L.; CONCEIÇÃO, A. G. S.; DÓREA, C. E. T.; MARTINEZ, L.; PIERI, E. R. Design and implementation of model-predictive control with friction compensation on an omnidirectional mobile robot. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, p. 1083–4435, January 2013.

BRÁSIO, A. S. R.; ROMANENKO, A.; FERNANDES, N. C. P.; . Modeling, detection and quantification, and compensation of stiction in control loops: The state of the art. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 53, p. 15020–15040, 2014.

CAMPOS, M. C. M. M. de; TEIXEIRA, H. C. G. *Controles Típicos de equipamentos e processos industriais*. São Paulo: Blucher, 2010.

Canudas de Wit, C.; OLSSON, H.; ASTRÖM, K. J.; LISCHINSKY, P. A new model for control of systems with friction. *IEEE Transactions on Automatic Control*, v. 40, 1995.

CHOUDHURY, M. A. A. S.; SHAH, S. L.; THORNHILL, N. F.; . Diagnosis of poor control loop performance using higher order statistics. *Automatica*, 2004.

CHOUDHURY, M. A. A. S.; THORNHILL, N. F.; SHAH, S. L.; . Modeling valve stiction. *Control Engineering Practice*, v. 13, p. 641–658, 2005.

CHOUDHURY, M. A. A. S.; THORNHILL, N. F.; SHAH, S. L.; SHOOK, D. S. Automatic detection and quantification of stiction in control valves. *Control Engineering Practice*, v. 16, p. 1395–1412, 2006.

CHOUDHURY, M. A. A. S.; THORNHILL, N. F.; SHAH, S. L.; . Stiction - definition, modelling, detection and quantification. *Journal of Process Control*, v. 18, p. 232–243, 2008.

CUADROS, M. A. de S. L. *Quantificação e Compensação de Atrito em Válvulas de Controle Pneumáticas*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2011.

- GARCIA, C. Modelo de atrito em válvulas de controle. *XVI Congresso Brasileiro de Automática*, Salvador, 2006.
- GARCIA, C. Friction model parameter estimation for control valves. *8th International IFAC Symposium on Dynamics and Control of Process Systems*, Cancún, México, v. 2, 2007.
- GARCIA, C. Comparison of friction models applied to a control valve. *Control Engineering Practice*, v. 16, p. 1231–1243, 2008.
- GARCIA, C. *Modelagem e Simulação de Processos Industriais e de Sistemas Eletromecânicos*. São Paulo: EDUSP, 2013.
- GURY, C. G. L. *Compensação de Atrito em Válvulas de Controle*. Tese (Mestrado) — Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008.
- GURY, C. G. L.; GARCIA, C.; UEHARA, D.; . Compensação de atrito em válvulas de controle. *XVII Congresso Brasileiro de Automática*, Juiz de Fora, 2008.
- HÄGGLUND, T. A friction compensator for pneumatic control valves. *Journal of Process Control*, v. 12, p. 897–904, 2002.
- HE, Q. P.; WANG, J.; POTTMANN, M.; QIN, S. J. A curve fitting method for detecting valve stiction in oscillating control loops. *Ind. Eng. Chem. Res.*, v. 46, p. 4549–4560, 2007.
- HORCH, A. A simple method for detection of stiction in control valves. *Control Engineering Practice*, v. 7, p. 1221–1231, 1999.
- HORCH, A. *Condition Monitoring of Control Loops*. Tese (Doutorado) — Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 2000.
- IVAN, L. Z. X.; LAKSHMINARAYANAN, S. A new unified approach to valve stiction quantification and compensation. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 48, p. 3474–3483, 2009.
- JELALI, M. Estimation of valve stiction in control loops using separable least-squares and global search algorithms. *Journal of Process Control*, v. 18, p. 632–642, 2008.
- KANO, M.; MARUTA, H.; KUGEMOTO, H.; SHIMIZU, K. Practical model and detection algorithm for valve stiction. *In Proceedings of the 7th IFAC DYCOPS*, 2004.
- KARNOPP, D. Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamics system. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, v. 107, p. 100–103, 1985.
- KAYIHAN, A.; DOYLE III, F. J. Friction compensation for a process control valve. *Control Engineering Practice*, v. 8, p. 799–812, 2000.

MISHRA, P.; KUMAR, V.; RANA, K. P. S.; . A novel intelligent controller for combating stiction in pneumatic control valves. *Control Engineering Practice*, v. 33, p. 94–104, 2014.

OLSSON, H. *Control Systems with Friction*. Tese (Doutorado) — Lund Institute of Technology, Sweden, 1996.

PAIOLA, C. E. G. *Técnicas Intrusivas de Detecção de Atrito em Válvulas de Controle*. Tese (Mestrado) — Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008.

RAVANBOD-SHIRAZI, L.; BESANÇON-VODA, A. Friction identification using the Karnopp model, applied to an electropneumatic. *Proc. Instn. Mech. Engrs., Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, v. 217(2), p. 123–138, 2003.

ROMANO, R. A. *Identificação de Processos Não-Lineares e Quantificação de Atrito em Válvulas de Controle*. Tese (Doutorado) — Escola Politécnica da USP, São Paulo, 2009.

ROMANO, R. A.; GARCIA, C. Comparison between two friction model parameter estimation methods applied to control valves. *8th International IFAC Symposium on Dynamics and Control of Process Systems*, Cancún, México, v. 2, 2007.

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

ROSSI, M.; SCALI, C. Automatic detection of stiction in actuators: a technique to reduce the number of uncertain cases. *In: 7th IFAC Dycops*, 2004.

SILVA, B. C. *Avaliação da Eficiência de Compensadores de Atrito Aplicados a Válvulas de Controle*. Tese (Mestrado) — Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2013.

SILVA, G. V. M. da. *Controlo Não Linear*. [S.l.]: Edição Digital, 2006.

SRINIVASAN, R.; RENGASWAMY, R. Stiction compensation in process control loops: A framework for integrating stiction measure and compensation. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 44, p. 9164–9174, 2005.

SRINIVASAN, R.; RENGASWAMY, R. Approaches for efficient stiction compensation in process control valves. *Computers and Chemical Engineering*, v. 32, p. 218–229, 2008.

STENMAN, A.; GUSTAFSSON, F.; FORSMAN, K.; . A segmentation-based method for detection of stiction in control valves. *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, v. 17, p. 625–634, 2003.

TUSTIN, A. The effects of backlash and of speed-dependent friction on the stability of closed-cycle control systems. *Journal of the Institution of Electrical Engineers Part 1 General*, v. 94, p. 143–151, 1975.

UEHARA, D.; GARCIA, C.; ROMANO, R. A.; . Comparação e equivalência dos modelos de atrito de kano e karnopp aplicados a válvulas de controle. *In: 17 Congresso Brasileiro de Automática*, 2008.

VALDIERO, A. C. *Controle de Robôs Hidráulicos com compensação de Atrito*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2005.

VENCESLAU, A. R. S. *Detecção e Diagnóstico de Agarramento em Válvulas Posicionadoras*. Tese (Mestrado) — UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE, Natal, RN, 2012.