

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

TATIANE POLICÁRIO CHAGAS

**ESTIMAÇÃO E COMPENSAÇÃO DA HISTERESE EM VÁLVULAS DE
CONTROLE PNEUMÁTICAS**

VITÓRIA
2007

TATIANE POLICÁRIO CHAGAS

**ESTIMAÇÃO E COMPENSAÇÃO DA HISTERESE EM VÁLVULAS DE
CONTROLE PNEUMÁTICAS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Elétrica, na área de concentração em Automação.

Orientador: Prof. Dr. Celso José Munaro.

Co-Orientador: Alessandro Mattedi.

VITÓRIA
2007

Dados Internacionais de Catalogação-na-publicação (CIP)
(Biblioteca Central da Universidade Federal do Espírito Santo, ES, Brasil)

C433e Chagas, Tatiane Policário, 1983-
Estimação e compensação da histerese em válvulas de controle
pneumáticas / Tatiane Policário Chagas. – 2007.
89 f. : il.

Orientador: Celso José Munaro.
Co-Orientador: Alessandro Mattedi.
Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Espírito Santo,
Centro Tecnológico.

1. Válvulas de controle pneumática. 2. Diagnóstico. 3. Histerese. I.
Munaro, Celso José. II. Mattedi, Alessandro. III. Universidade Federal do
Espírito Santo. Centro Tecnológico. IV. Título.

CDU: 621.3

TATIANE POLICÁRIO CHAGAS

**ESTIMAÇÃO E COMPENSAÇÃO DA HISTERESE EM VÁLVULAS DE
CONTROLE PNEUMÁTICAS**

Dissertação submetida ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisição parcial para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Elétrica - Automação.

Aprovada em 30 de outubro de 2007.

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Dr. Celso José Munaro
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientador

Prof. Dr. Alessandro Mattedi
Universidade Federal do Espírito Santo
Co-orientador

Prof. Dr. José Leandro Félix Salles
Universidade Federal do Espírito Santo

Prof. Dr. Cláudio Garcia
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

A Deus por ser tudo em minha vida.
Ao meu esposo Patrick que tanto amo.
A minha Mãe e ao meu Pai por terem me permitido
chegar até aqui.

Agradeço aos meus orientadores, Professor Celso Munaro e Professor Alessandro Mattedi, pela paciência, amizade, encorajamento e experiência de trabalho.

A todos do LCI, Marco Antônio, Vantuil, Saul pela ajuda na implementação prática, Cláudia pelo apoio e incentivo, Gustavo, José Geraldo, professor Edson Ferreira, pelos auxílios intelectuais.

A torcida da família Policário e da família Amorim.

A todos os amigos e colegas de trabalho que me acompanharam nesta jornada.

Ao meu esposo, Patrick, por ter sido meu sustento físico e emocional, por ser meu companheiro durante a realização deste trabalho.

Aos meus pais, Rosário e Mauro, e aos meus irmãos, Junior, Thaís e Larissa, por todo o carinho que sempre mostraram.

"Não há invenção mais rentável que a do conhecimento".
Benjamin Franklin

RESUMO

Neste trabalho são discutidos métodos para diagnóstico, quantificação e compensação de histerese em válvulas de controle pneumáticas. A histerese é medida através de métodos *off-line* conhecidos e comparada ao método *on-line*, com resultados semelhantes. Os testes são feitos via simulação de modelos matemáticos conhecidos da literatura e com uma válvula real atuando sobre um processo. A histerese é medida e seu efeito é compensado na malha de controle, reduzindo assim a oscilação da variável do processo. O atrito estático é estimado pelo método *off-line*, sendo que no método *on-line* é estimado junto com a histerese. Os resultados em simulação e em testes reais demonstram que a estimação da histerese seguida da compensação permitem reduzir as oscilações da saída do processo, o valor do índice IAE e o número de reversões da válvula.

Descritores: Válvulas de controle; Diagnóstico *on-line*; Compensação.

ABSTRACT

In this work are discussed methods for diagnosis, quantification and compensation of backlash in pneumatic control valves. The backlash is measured through offline methods known in the literature and it is compared with on-line method, showing similar results with both methods. Tests are done via simulation of mathematical models known from literature and with a valve on a real working process. Backlash is computed and its effect is compensated in the control loop, reducing the variability of the process variable. The static friction is estimated by the offline method, and in the on-line method it is estimated together with the backlash. The results in simulation and in real tests show that the estimation of the backlash followed by the compensation can reduce the output fluctuations of the process, the value of the IAE index and the number of reversals of the valve.

Keywords: Control valves; On-line diagnosis; Compensation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Tipos de válvulas de controle	21
Figura 2 – Não linearidades em válvulas de controle	24
Figura 3 – Diferenças entre não linearidades e resolução em válvulas de controle ..	25
Figura 4 - Não linearidades em válvulas de controle com resolução perfeita	25
Figura 5 – Parte do atuador da válvula	26
Figura 6 - Agarramento em válvulas de controle	26
Figura 7- Diagrama de bloco do modelo de <i>Karnopp</i>	28
Figura 8 – Modelo computacional da válvula de controle pneumática	30
Figura 9 – Modelo do posicionador pneumático	30
Figura 10 – Bloco <i>backlash</i> para a histerese	31
Figura 11 – Fluxograma da função que modela o atrito estático	32
Figura 12 – Assinatura típica de uma válvula de controle	34
Figura 13 – Sinal de pressão para obter o valor da histerese	36
Figura 14 – Teste para obter o valor do atrito estático	37
Figura 15 – Resposta ao degrau para determinar a constante de tempo	37
Figura 16 – Entrada triangular de pressão	39
Figura 17 – Curva estática da válvula via modelo analítico	40
Figura 18 – Curva dinâmica da válvula via modelo analítico	40
Figura 19 - Curva estática da válvula via modelo computacional	42
Figura 20 - Curva dinâmica da válvula via modelo computacional	42
Figura 21- Curvas estáticas do modelo analítico e do modelo computacional	43
Figura 22 - Curvas dinâmicas do modelo analítico e do modelo computacional	43
Figura 23 – Sinal aplicado para estimação de histerese <i>off-line</i>	44
Figura 24 – Sinal aplicado para estimação de atrito estático	45
Figura 25 - Diagrama de blocos de uma válvula de controle com histerese	46
Figura 26 – Sinais da válvula com histerese na presença de ruídos	47
Figura 27 - Válvula em uma malha de controle	49
Figura 28 – a) Referência u_2 e posição da válvula y_1 b) Sinal de controle aplicado a válvula u_1 em um processo de primeira ordem	50

Figura 29 – Sinal de controle e posição da válvula em um processo de primeira ordem.....	52
Figura 30 – Válvula de controle com posicionador.....	54
Figura 31 – Sinais da válvula com 2% de histerese e 1% de ruído na saída	55
Figura 32 – Ampliação da Figura 24 em torno do instante 44 segundos	55
Figura 33 – Válvula de controle em um processo de primeira ordem	57
Figura 34 - a) Referência e posição da válvula b) Referência e saída do processo para uma válvula com 2% de histerese	58
Figura 35 – Ampliação da Figura 27 em torno do instante 142s	58
Figura 36 – Sinais de controle e posição da válvula com 2% de histerese em uma malha de controle	60
Figura 37 - Ampliação da Figura 29 em torno do instante 68s	60
Figura 38 – Bloco compensador.....	63
Figura 39 – Válvula em uma malha de controle com compensação de histerese.....	64
Figura 40 – a) Referência e posição da válvula b) Referência e saída do processo para uma válvula com compensação	64
Figura 41 – Sinais de controle da válvula com compensação de histerese	65
Figura 42 – Compensação ideal de histerese $\hat{H}=\delta$	65
Figura 43 – Sistema real utilizado para os testes.....	67
Figura 44 – Válvula de controle pneumática rotativa.....	68
Figura 45 - Conversor I/P	68
Figura 46 - Sensor de pressão	69
Figura 47 – Potenciômetro: sensor de posição	69
Figura 48 - CLP: programação dos controladores PI's	70
Figura 49 – Diagrama de blocos do sistema real	71
Figura 50 – Foto do sistema real.....	71
Figura 51 – Sinal de pressão e posição da válvula real	72
Figura 52 – Sinal de pressão e posição para identificar o atrito estático da válvula..	73
Figura 53 – Sinais do sistema real: mudança de referência de 25% para 50%	74
Figura 54 – Sinais do sistema real: ponto de operação de 25%	75
Figura 55 - Ampliação da Figura 54 b) em torno do instante 50 s.....	76
Figura 56 - Ampliação da Figura 54 b) em torno do instante 110 s.....	76
Figura 57 – Sinais do sistema real com compensação de histerese.....	78

Figura 58 – Sinais da válvula real com compensação da histerese para uma referência de 25%.....	78
Figura 59 - Bloco de simulação do atrito estático.....	84

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros do modelo analítico da válvula de controle pneumática.....	33
Tabela 2 – Parâmetros do modelo computacional	35
Tabela 3 – Relação entre os parâmetros do modelo computacional e do modelo analítico	38
Tabela 4 – Valores dos parâmetros do modelo analítico	39
Tabela 5 – Parâmetros do modelo computacional obtidos a partir do modelo analítico	41
Tabela 6 – Alternativas para estimar a histerese	54
Tabela 7 – Parâmetros de simulação da válvula com posicionador.....	55
Tabela 8 – Estimação de histerese: Método 1	56
Tabela 9 – Parâmetros de simulação da válvula em um processo de primeira ordem.....	57
Tabela 10 – Estimação de histerese: Método 2	59
Tabela 11 – Estimação de histerese: Método 3	61
Tabela 12 – Comparação entre os métodos de estimação de histerese.....	61
Tabela 13 – Comportamento da válvula no processo com e sem compensação da histerese	66
Tabela 14 – Parâmetros do sistema real.....	74
Tabela 15 - Histerese estimada para duas referências	77
Tabela 16 - Comparação entre o processo com a válvula real sem e com compensador	79

LISTA DE SIGLAS

CLP - Controlador lógico programável

IAE – Integral do erro absoluto

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 TRABALHOS RELACIONADOS	17
1.2 OBJETIVOS E METODOLOGIA	19
1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	19
2 DESCRIÇÃO DA VÁLVULA DE CONTROLE PNEUMÁTICA	21
2.1 NÃO LINEARIDADES EM VÁLVULAS DE CONTROLE.....	23
2.1.1 Tempo Morto	23
2.1.2 Zona Morta.....	24
2.1.3 Banda Morta	24
2.1.4 Histerese	24
2.1.5 Resolução	25
2.1.6 Atrito Estático.....	26
3 MODELAGEM DE VÁLVULAS DE CONTROLE E SUAS NÃO LINEARIDADES	27
3.1 MODELO ANALÍTICO DA VÁLVULA DE CONTROLE PNEUMÁTICA.....	27
3.2 MODELO COMPUTACIONAL PARA VÁLVULA DE CONTROLE PNEUMÁTICA.....	29
3.3 OBTENÇÃO DOS PARÂMETROS PARA O MODELO ANALÍTICO E O MODELO COMPUTACIONAL.....	33
3.4 VALIDAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL.....	38
4 DETECÇÃO E COMPENSAÇÃO DE HISTERESE EM VÁLVULAS DE CONTROLE PNEUMÁTICAS	44
4.1 DETECÇÃO E ESTIMAÇÃO OFF-LINE DE HISTERESE E ATRITO ESTÁTICO	44
4.2 ESTIMAÇÃO ON-LINE DE HISTERESE	45
4.2.1 Método 1 para Estimação de Histerese.....	46

4.2.2 Método 2 para Estimação de Histerese	49
4.2.3 Método 3 para Estimação de Histerese	51
4.3 SIMULAÇÕES DE ESTIMAÇÃO HISTERESE ON-LINE	54
4.4 COMPENSAÇÃO DE HISTERESE.....	62
4.5 SIMULAÇÕES DA COMPENSAÇÃO DE HISTERESE	63
5 APLICAÇÃO EM UMA VÁLVULA REAL	67
5.1 DESCRIÇÃO DO PROCESSO	67
5.2 OBTENÇÃO DAS DEGRADAÇÕES VIA MÉTODO <i>OFF-LINE</i>	72
5.3 ESTIMAÇÃO ON-LINE E COMPENSAÇÃO DA HISTERESE	73
6 CONCLUSÃO	80
7 REFERÊNCIAS	81
8 ANEXO	84
8.1 ANEXO A: DESCRIÇÃO DA FUNÇÃO ATRITO ESTÁTICO	84
8.2 ANEXO B: ALGORITMO DE ESTIMAÇÃO DE HISTERESE MÉTODO 1	86
8.3 ANEXO C: ALGORITMO DE ESTIMAÇÃO DE HISTERESE MÉTODO 3.....	87

1 INTRODUÇÃO

Uma típica planta química possui centenas de malhas de controle. É extremamente importante a avaliação o desempenho dessas malhas para garantir a qualidade e o baixo custo dos produtos em tais plantas. A presença de oscilações em uma malha de controle aumenta a variabilidade das variáveis de processo, acelera o desgaste dos equipamentos, gera produtos de qualidade inferior e aumenta o consumo de energia. Detectar, diagnosticar e corrigir as causas das oscilações nos processos em operação é fundamental, pois quanto mais próximo do ponto de operação a planta estiver, mais rentável é o processo. Algumas das causas de oscilações em malhas de controle são: distúrbios oscilatórios externos, incorreta sintonia do controlador, não linearidades da planta, não linearidades do atuador, ou combinações destes. De acordo com (Bialkowski, 1992), 30% dos processos são oscilatórios por causa de problemas nas válvulas de controle, a única parte móvel nas malhas.

As válvulas de controle são os atuadores mais importantes em aplicações de controle em plantas químicas. Problemas associados a dimensionamento incorreto, presença de não linearidades, principalmente atrito estático e histerese, comprometem não apenas a malha em que atuam, mas o processo como um todo.

A manutenção preventiva da válvula de controle é, por estes motivos, altamente desejável. Alguns fabricantes de válvulas disponibilizam *softwares* que se comunicam com as mesmas, realizando testes que permitem indicar degradações em seu desempenho e a eventual necessidade de manutenção corretiva. Normalmente, estes testes são feitos durante uma parada do processo, de modo que haja liberdade para aplicar sinais adequados e a obtenção da respectiva resposta da válvula (assinatura). De qualquer forma, trata-se de uma melhoria considerável se comparada à retirada da válvula do processo para este mesmo fim. Alguns *softwares* fazem o monitoramento *on-line*, tais como *ExperTune*, *FieldCare*, *Asset View*, registrando parâmetros que permitem inferir o desgaste da válvula, e dessa forma, programar uma manutenção.

Se a válvula de controle contém não linearidades tais como tempo morto, zona morta, banda morta, histerese e atrito estático, o desempenho da malha de controle fica seriamente comprometido. Dentre as várias não linearidades, o atrito estático e a histerese são as mais comuns e as que geram maiores problemas para os processos industriais.

Recentes pesquisas têm sido desenvolvidas para quantificar, com dados de operação *on-line*, o atrito e a histerese em válvulas de controle. O aumento da histerese e do atrito estático causa oscilações na variável do processo, e um aumento dessas degradações implica na parada do processo para retirada da válvula e sua manutenção. Entretanto, é desejável manter a válvula operando pelo maior tempo possível. Isto é possível estimando as degradações e alterando a estratégia de controle para fazer sua compensação.

1.1 TRABALHOS RELACIONADOS

Um grande número de pesquisadores têm se dedicado ao estudo de atrito e histerese em válvulas de controle, sugerindo métodos para a detecção e compensação de seus efeitos.

Diversas técnicas para detecção do atrito estático foram propostas (Rossi, Scali, 2005). Algumas delas são manuais e requerem a interferência do operador no processo (Hägglund, 1995). Outras técnicas são baseadas em conhecimentos adicionais do processo, como curva característica da válvula, valores da variável manipulada ou da posição da válvula (Taga *et al*, 1996; Manabu *et al*, 2004). Entre as técnicas que requerem somente o conhecimento do sinal de controle e da variável do processo, além dos parâmetros do processo e da válvula, sendo portanto, utilizadas para uma monitoração automática de uma malha de controle, têm-se as contribuições de (Horch, 1999; Choudhury *et al*, 2004; Choudhury *et al*, 2006; Rossi, Scali, 2004).

Em (Horch, 1999) é apresentado um método para detecção de atrito estático em válvulas analisando a função de correlação cruzada entre a saída do controlador e a variável de processo. Observou-se que o deslocamento de fase entre o sinal de controle e a variável de processo depende da presença do atrito estático. Na presença de atrito estático o sinal de controle e a variável manipulada oscilam com um deslocamento de fase de 90° , enquanto que um controle agressivo ou a presença de distúrbios oscilatórios resulta em um deslocamento de fase de 180° . O atraso de fase é 180° para um controle agressivo, quando as oscilações na malha de controle são devidas a saturação do sinal do controlador. Entretanto, quando o atrito está presente e a saída do controlador não satura, a defasagem pode se encontrar entre 90° e 180° para um controlador PI. Esse método não é aplicado a

processos contendo um integrador, como nível, sendo principalmente aplicado à malhas de controle de vazão.

Em (Choudhury *et al*, 2004) foi apresentada uma técnica baseada na função de *bi-coerência* da variável de processo: a presença de picos é um sintoma de atrito estático. Nesse trabalho, observou-se que a estatística de primeira e a segunda ordem (média, variância, autocorrelação, etc...) são suficientes para descrever sistemas lineares. O comportamento do sistema não linear deve ser detectado usando ferramentas estatísticas de ordem mais elevada, tais como *bi-espectro* e *bi-coerência*. Essa técnica pode ser utilizada para detectar qualquer não linearidade, em particular o atrito estático. Baseado na transformada de Fourier da variável de processo, dois índices são calculados: NGL, utilizado para indicar quanto o sinal é gaussiano e NLI, utilizado para indicar o quanto o sinal é não linear. Se o sinal é gaussiano ou linear a malha não é afetada por atrito estático.

Em (Choudhury *et al*, 2006) é apresentado um novo método baseado em estatística de ordem elevada para detectar e quantificar o atrito em válvulas de controle, sendo aplicável a qualquer malha de controle. O método examina primeiramente a presença de não linearidade através das ferramentas estatísticas de ordem elevada, verificando se as saídas do controlador e da planta possuem características gaussianas (lineares) ou não lineares. Se a não linearidade é detectada, então os valores da variável do processo, saída do controlador e referência são usados para diagnosticar possíveis causas da não linearidade.

Em (Rossi, Scali, 2004) a variável de processo é aproximada a uma onda quadrada, triangular ou senoidal: os dois primeiros casos estão relacionados à presença de atrito estático e o terceiro caso, a presença de perturbação externa.

Existem várias propostas para detectar automaticamente a presença do atrito estático em malhas de controle, entretanto são encontrados na literatura poucos procedimentos para detectar histerese de forma automática (Nordin, Gutman, 2002).

Em (Hägglund, 2007) é proposta uma técnica para detecção automática da histerese em malhas de controle, baseada no valor da saída do processo, da referência, dos parâmetros do controlador PID e do ganho do processo. É feita uma análise da histerese, da sua influência na malha de controle, apresentando uma metodologia para estimação e a compensação de seus efeitos.

Em (Munaro, Chagas, *et al.*, 2007) foram utilizados resultados de (Hägglund, 2007) para estimar e compensar a histerese de uma válvula de controle pneumática em um processo de primeira ordem. O resultado é aplicado a simulações e a um processo real.

1.2 OBJETIVOS E METODOLOGIA

Esta dissertação tem como objetivo a estimação e a compensação da histerese em válvulas de controle atuando em processo.

Métodos *on-line* e *off-line* são apresentados e analisados em diferentes contextos e aplicados a modelos e a um caso real.

Comparações são realizadas entre a histerese estimada pelo método *off-line* e *on-line*. Também são comparados diferentes métodos para estimação *on-line* da histerese e a influência do atrito estático nas estimações, via simulação de modelos. Para o caso da válvula real, é feita uma comparação do processo com e sem compensação da histerese.

1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

A presente dissertação está organizada em seis capítulos.

No segundo capítulo é abordada a descrição da válvula de controle pneumática e suas não linearidades.

No terceiro capítulo é descrito o modelo analítico que descreve matematicamente o comportamento da válvula e suas não linearidades. Além disso, é apresentado um modelo computacional para a válvula, desenvolvido no ambiente do *Simulink/Matab®*. Também são apresentadas as simulações que mostram as influências das não linearidades da válvula nas malhas de controle.

No quarto capítulo são descritos os procedimentos utilizados para estimação e compensação da histerese, discutindo em quais situações cada método é aplicado. Também nesse capítulo apresentam-se simulações que aplicam tais métodos para estimar *on-line* e compensar histerese em válvulas de controle operando em um processo.

No quinto capítulo, são apresentados os testes de estimação *off-line* e *on-line* e compensação da histerese aplicada a uma válvula real operando em um processo. Também são feitas comparações entre os valores estimados de histerese e o comportamento do sistema sem e com compensação.

No sexto capítulo são descritas as conclusões.

2 DESCRIÇÃO DA VÁLVULA DE CONTROLE PNEUMÁTICA

O elemento final mais comum utilizado em processos industriais é a válvula de controle com atuador pneumático. A função da válvula de controle é provocar e absorver uma queda de pressão em uma linha de fluido, variando a área da passagem do fluido pela alteração de sua abertura.

A válvula de controle consiste basicamente de dois conjuntos principais: atuador e corpo. O atuador é o elemento responsável em proporcionar a força motriz necessária ao funcionamento da válvula de controle. Dependendo do meio de produção da força motriz ele pode ser classificado como: pneumático, elétrico, eletro-pneumático, eletro-hidráulico e hidráulico. O corpo é a parte da válvula que executa a ação de controle permitindo maior ou menor passagem do fluido no seu interior, conforme a necessidade do processo. Dependendo dos tipos de corpos, a válvula pode ser classificada em deslocamento rotativo: borboleta, esfera, obturador excêntrico; e deslocamento linear: globo convencional, globo gaiola, globo angular, diafragma, entre outras.

As válvulas mais conhecidas são as válvulas globo e borboleta, ilustradas na figura 1 (Correa, 2002).

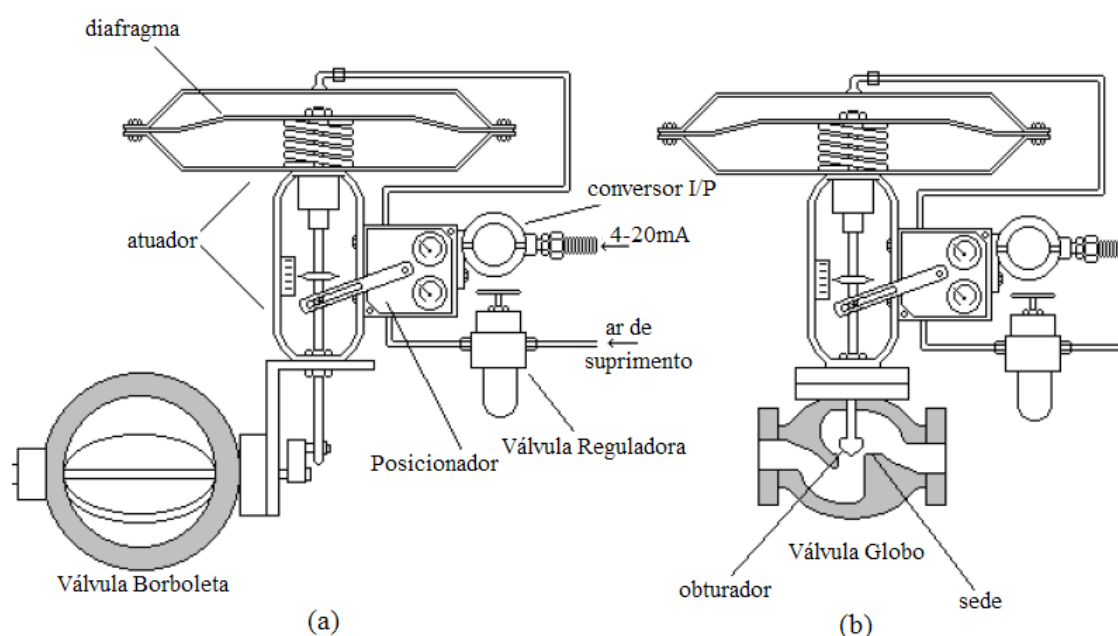


Figura 1 – Tipos de válvulas de controle

Na Figura 1 (a), pode-se observar que sinal de corrente de 4-20 mA provenientes do controlador chega em um conversor I/P ou transdutor eletropneumático, cuja finalidade é converter o sinal elétrico em sinal pneumático padronizado e proporcional de 3 a 15 psi.

O atuador pneumático, destacado na Figura 1(a), é o elemento mecânico capaz de converter uma pressão numa força que age em contraposição à da mola, de forma a atuar sobre a haste que atua sobre o obturador da válvula. Nessa mesma Figura é ilustrada uma válvula de controle borboleta com posicionador, de deslocamento rotativo, corpo de duas vias de passagem retas, com internos de sede simples e elemento vedante constituídos por um disco ou lâmina de formato circular acionados por eixo de rotação axial.

A Figura 1 (b) ilustra uma válvula de controle globo com posicionador. O elemento obturador, em destaque, é um elemento vedante, com formato de disco, cilíndrico ou com contorno caracterizado, que se move linearmente no interior do corpo obturando o orifício de passagem de modo a formar restrição variável ao fluxo. Esse elemento é posicionado pelo atuador da válvula para controlar a vazão. Em geral, a ação do obturador pode ser proporcional ou de 2 posições (on-off). Em controle proporcional, o obturador é posicionado em qualquer ponto intermediário entre aberto e fechado, sendo continuamente movido para regular a vazão de acordo com as necessidades do processo.

Nas válvulas de controle pode-se encontrar um acessório muito importante para o controle e diagnóstico do processo: o posicionador. O posicionador é um equipamento de controle capaz de receber um sinal pneumático e enviar pressão de ar ao atuador de forma a posicionar a válvula num valor desejado. Para tal, o posicionador recebe mecanicamente a informação da posição atual da válvula através de uma barra presa à haste do obturador. O posicionador atua como um controlador de posição, ou seja, garante que a posição da haste será realmente aquela desejada, independentemente dos atritos e desgastes. Sendo parte integrante do sistema de controle, quando corretamente selecionado, deve proporcionar à válvula meios de operacionalidade estáveis e suaves, contra a ação variável das forças dinâmicas e estáticas originadas na válvula através da ação do fluido de processo. Assim uma válvula sem posicionador opera em malha aberta, e a válvula que possui o acessório posicionador opera em malha fechada com realimentação mecânica de posição.

Na área industrial é possível encontrar três tipos de posicionadores: pneumático, eletropneumático e inteligente, este último é um dispositivo microprocessado e totalmente programável. Alguns posicionadores inteligentes eliminam o *link* mecânico, sendo sua realimentação feita através do efeito “*Hall*” (campo magnético). O posicionador inteligente permite, através de sua programação, obter as seguintes informações: leitura da posição da válvula, sinal de entrada e pressão no atuador; comandos de posição da válvula, configuração e auto-calibração; auto-ajustes; tempo de fechamento e abertura, números de ciclos; gráficos de pressão versus posição; histórico da configuração; caracterização de fluxo através do programa: linear, abertura rápida; limites de posição, entre outros.

2.1 NÃO LINEARIDADES EM VÁLVULAS DE CONTROLE

Quando um comando é enviado a uma válvula de controle para que ela possa ir para uma determinada posição, o comportamento da válvula pode variar dependendo da posição inicial, da direção e amplitude do sinal. Isso porque o comportamento da válvula apresenta algumas não linearidades tais como: tempo morto, zona morta, banda morta, histerese e atrito estático. Dependendo da amplitude dessas não linearidades, o funcionamento da válvula pode ser prejudicado. Outra característica importante a ser considerada é a resolução (vide item 2.1.5), pois informações importantes podem ser perdidas quando essa resolução apresenta valores relativamente pequenos.

2.1.1 Tempo Morto

Tempo morto é o tempo de atraso da resposta da válvula ao sinal de controle aplicado, provocado pelo comprimento e diâmetros de ligação entre a válvula e o controlador e o volume do atuador.

2.1.2 Zona Morta

Zona Morta é a não linearidade apresentada quando uma determinada variação do sinal de entrada não provoca mudança na saída. Em uma válvula pneumática, é a pressão mínima necessária que consiga superar a força da mola do atuador.

2.1.3 Banda Morta

Banda Morta é a variação do sinal de entrada, durante uma reversão de sentido, que não inicia uma mudança observável na saída. Em outras palavras, em qualquer momento em que o sinal enviado para válvula de controle inverte a direção, este sinal passa por uma banda morta sem que qualquer variação na posição da válvula ocorra. Enquanto a variação da pressão não ultrapassar um determinado valor, a válvula permanece na mesma posição.

2.1.4 Histerese

Histerese é a diferença máxima na posição da haste da válvula para a pressão mais baixa da câmara, quando o sentido do movimento for invertido. Para a mesma pressão, se a válvula estiver abrindo ou fechando, ela se encontrará em posição diferente. A histerese é uma não linearidade típica de instrumentos mecânicos, causada por folgas nas partes mecânicas e deformações nas superfícies de contato, associadas ao atrito.

A Figura 2 ilustra as não linearidades zona morta, banda morta e histerese, descritas acima.

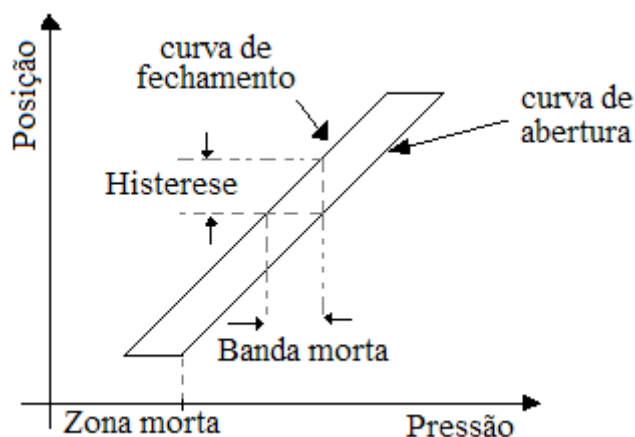


Figura 2 – Não linearidades em válvulas de controle

2.1.5 Resolução

Resolução é a menor variação da grandeza a medir que pode ser indicada ou registrada pelo sistema de medição. Em uma válvula, é a menor variação do sinal de saída que produz uma variação no sensor de posição. Dessa forma o movimento da válvula não será representado de forma contínua, mas sim em degraus.

Na Figura 3 é ilustrada a diferença entre a folga, histerese e resolução (Ruel, 2000).

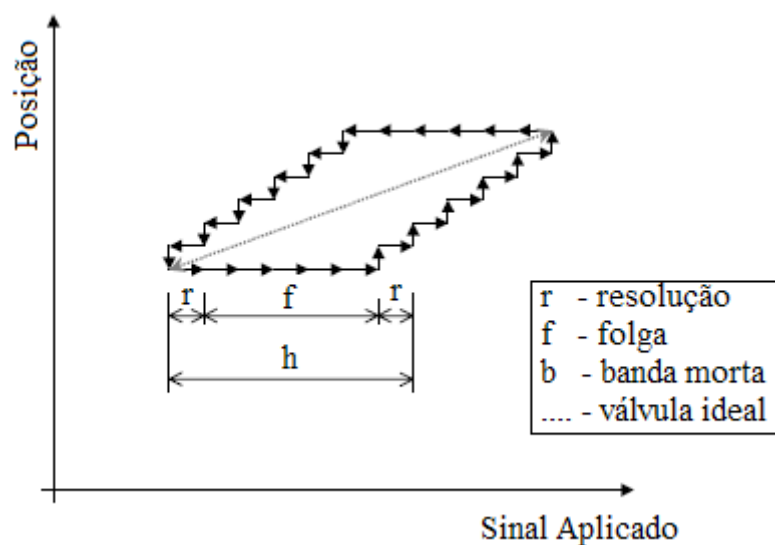


Figura 3 – Diferenças entre não linearidades e resolução em válvulas de controle

Considerando a resolução perfeita, a folga é igual à histerese, como ilustrado na Figura 4.

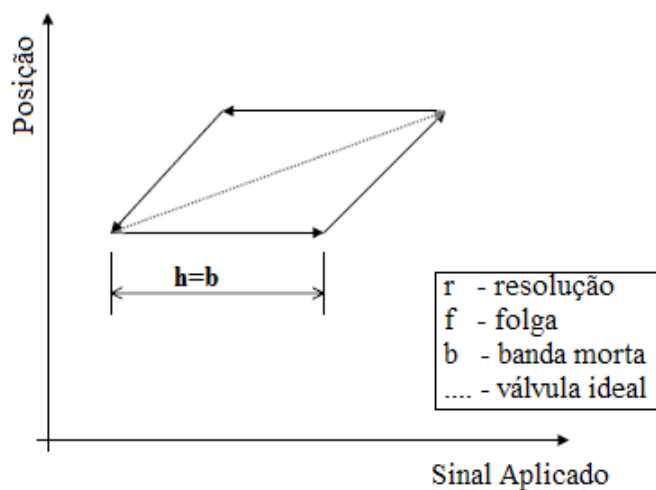


Figura 4 - Não linearidades em válvulas de controle com resolução perfeita

2.1.6 Atrito Estático

O atrito estático surge no contato entre as partes móveis internas da válvula, principalmente entre a haste e a gaxeta (Figura 5). Na literatura esse atrito é conhecido como *stiction*, da junção dos termos *static* e *friction*. O atrito estático, também conhecido como agarramento, é a resistência mecânica para iniciar um movimento, existente sempre que partes móveis estiverem em contato e gerarem fricção. Dessa forma uma pequena variação no valor da pressão não altera a posição da válvula. O movimento somente se inicia quando a resistência mecânica é superada.

O resultado desse agarramento é que a válvula, toda vez que iniciar um movimento de abertura ou fechamento, se moverá em saltos. A Figura 6 ilustra o agarramento.

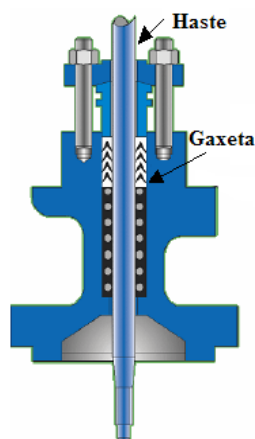


Figura 5 – Parte do atuador da válvula

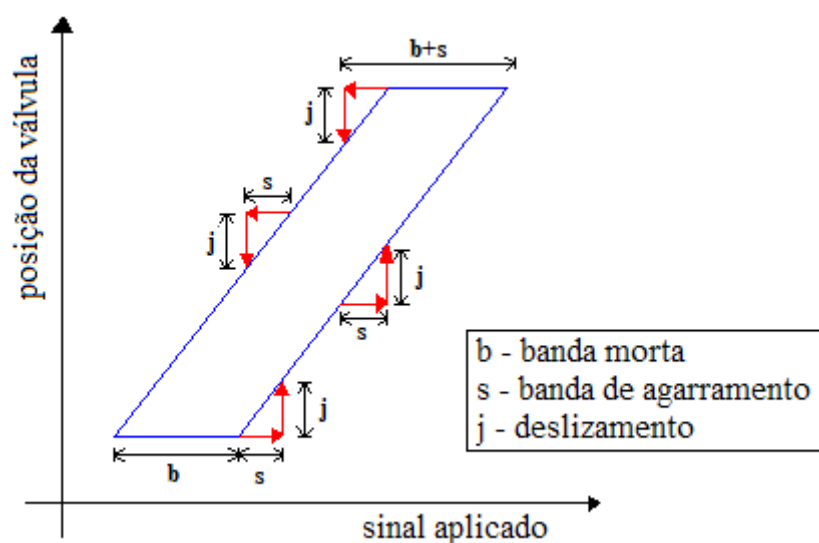


Figura 6 - Agarramento em válvulas de controle

3 MODELAGEM DE VÁLVULAS DE CONTROLE E SUAS NÃO LINEARIDADES

Modelos matemáticos têm sido propostos para estudar as não-linearidades que surgem durante a operação de válvulas de controle. Para modelar uma válvula de controle pneumática, supondo seu atuador do tipo mola e diafragma, utiliza-se o sinal de saída do controlador convertido para sinal de pressão como variável de entrada e a posição da haste como variável de saída.

3.1 MODELO ANALÍTICO DA VÁLVULA DE CONTROLE PNEUMÁTICA

O equacionamento das forças na haste da válvula regido pela Lei de Newton é composto por (Garcia, 2006; Choudhury *et al.*, 2005):

$$m \cdot \ddot{x} = F_{\text{pressão}} - F_{\text{mola}} - F_{\text{atrito}} - F_{\text{fluido}} - F_{\text{assentamento}} \quad (1)$$

onde:

m – massa das partes móveis da válvula;

x – posição da haste da válvula;

$F_{\text{pressão}} = S_A \cdot P$ – força aplicada pelo atuador, sendo S_A a área do diafragma do atuador e P a pressão de ar

$F_{\text{mola}} = K_M \cdot x$ – força da mola, sendo K_M o coeficiente de *Hook* da mola;

F_{atrito} – força de atrito existente na válvula;

$F_{\text{fluido}} = \alpha \cdot \Delta P$ – força devida à queda de pressão do fluido na válvula, sendo que α é a área de desbalanço do obturador e ΔP é a queda de pressão do fluido na válvula;

$F_{\text{assentamento}}$ – força extra necessária para forçar a válvula travar na sede.

As componentes F_{fluido} e $F_{\text{assentamento}}$, conforme sugestão de (Kayihan, Doyle, 2000; Choudhury *et al.*, 2005), podem ser desprezadas. F_{fluido} é desconsiderada por possuir ordem de grandeza duas vezes menor que as forças de atrito e a da mola. Desconsiderando F_{fluido} e $F_{\text{assentamento}}$ na expressão (1), ela pode ser reescrita como,

$$m \cdot \ddot{x} = F_{\text{pressão}} - F_{\text{mola}} - F_{\text{atrito}} \quad (2)$$

A força de atrito normalmente é dada por três componentes: atrito estático, seco ou *stiction*, atrito viscoso e atrito de Coulomb. O atrito total é dado por:

$$F_{\text{atrito}}(v) = [F_C + F_S \cdot e^{-(v/V_S)^2}] \text{sgn}(v) + F_V \cdot v \quad (3)$$

onde:

F_C – coeficiente de atrito de Coulomb (N)

F_S – coeficiente de atrito estático (N)

v_S – velocidade de Stribeck (m/s)

F_V – coeficiente de atrito viscoso (N.s/m).

Para descrever o comportamento do atrito presente nas válvulas de controle, utilizou-se o modelo de (Karnopp, 1985), exemplificado na equação (4) e Figura 7. Segundo (Garcia, 2006), esse modelo está apto a descrever o comportamento do atrito em válvulas de controle, modelando o efeito de travamento e escorregamento.

$$F_{\text{atrito}} = \begin{cases} F_{\text{atrito}}(v) & \text{se } v \neq 0 \\ F_{\text{ext}} & \text{se } v = 0 \text{ e } |F_{\text{ext}}| \leq F_C + F_S \\ (F_C + F_S) \cdot \text{sng}(F_{\text{ext}}) & \text{se } v = 0 \text{ e } |F_{\text{ext}}| > F_C + F_S \end{cases} \quad (4)$$

onde $F_{\text{atrito}}(v)$ é calculada por (3) e a F_{ext} é a força externa aplicada.

O primeiro termo da equação (4) modela o comportamento da válvula se movendo, o segundo modela a válvula parada e o terceiro modela a válvula na iminência de movimento, ou seja, quando a força externa supera as forças de atrito estático e Coulomb.

Visando superar os problemas com detecção de velocidade nula e evitar os chaveamentos entre as equações que descrevem a haste travada ou se movendo, (Karnopp, 1985) criou uma região em torno da velocidade zero. Esse modelo define um intervalo em torno de $v=0$ de largura DV , ou seja, $|v| \leq DV$. Dessa forma, se $|v| < DV$, a força de atrito é uma versão saturada da força externa, pois o corpo está parado (travado, $v=0$), e se $|v| > DV$, a força de atrito é dada pela equação (3), pois o corpo está se movendo (escorregando), conforme ilustração da Figura 7.

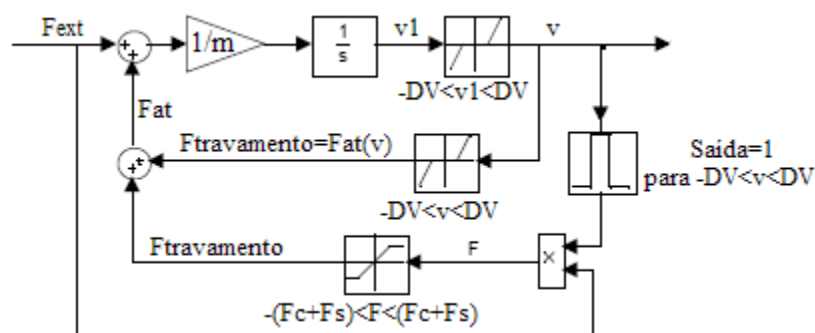


Figura 7- Diagrama de bloco do modelo de *Karnopp*

DV é um parâmetro a ser definido, adotando-se $DV = 0,1 \cdot v_S$ (Garcia, 2006).

A força de atrito estático, componente da força de atrito dada em (3), com $v = DV$ é:

$$F_{\text{atrito_estatico}} = F_S \cdot e^{-(0.1.Vs/Vs)^2} = 0,9608.F_S . \quad (5)$$

O valor muito pequeno de velocidade ($DV=0,1.v_S$) é escolhido de forma que não haja descontinuidade considerável na força de atrito estático, que passa de $0,9608.F_S$ para F_S .

O modelo analítico de válvulas de controle, sendo composto por equações diferenciais não lineares, exige certo esforço computacional, e escolha adequada da tolerância e tempo de integração para realização das simulações.

3.2 MODELO COMPUTACIONAL PARA VÁLVULA DE CONTROLE PNEUMÁTICA

Quando o objetivo do modelo é fazer simulações, o uso de um modelo computacional constituído por funções pré-definidas pode facilitar essa tarefa. Nesta seção é discutido um modelo computacional constituído por blocos do *Simulink/Matlab®*, para modelar o comportamento da válvula de controle e suas não linearidades.

Em (Chouldhury *et al.*, 2005) é proposto um modelo para representar estaticamente o comportamento dos atritos em uma válvula de controle através de um algoritmo, baseado na curva de pressão versus posição da válvula. O modelo computacional proposto nesta seção modela os efeitos dos atritos de forma independente, separando as contribuições da histerese e do atrito estático, além de modelar o comportamento dinâmico da válvula.

O comportamento dinâmico linear de uma válvula de controle em conjunto com um atuador pneumático pode ser expresso por uma função de transferência de primeira ordem, que inclui a dinâmica do atuador com diafragma e o corpo da válvula, dado por (Garcia, 2005):

$$G_{AT} = \frac{X(s)}{V(s)} = \frac{K_V}{1 + \tau_V \cdot s} \quad (6)$$

onde:

$X(s)$ – posição da haste da válvula (0 a 1 pu)

$V(s)$ – sinal que chega ao atuador (0 a 1 pu)

K_V – ganho da válvula

τ_V – constante de tempo da válvula.

O ganho da válvula K_v é adimensional, pois a posição da haste e o sinal do atuador são normalizados, dados em pu (por unidade).

As não linearidades podem ser representadas por blocos existentes no ambiente do *Simulink/Matlab®*, ou construídos a partir de funções existentes. Na Figura 8 é apresentado o diagrama de blocos do modelo computacional utilizado neste trabalho. São consideradas as não linearidades: histerese e atrito estático.

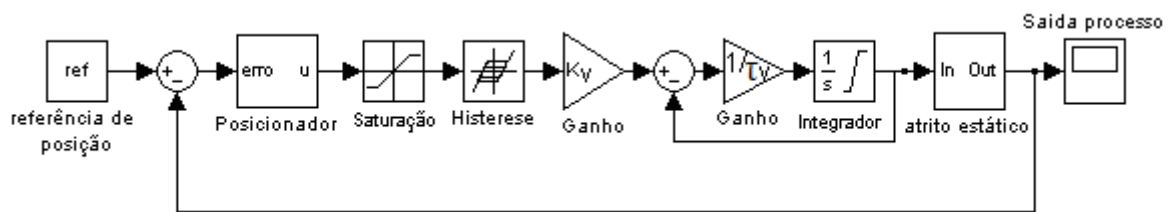


Figura 8 – Modelo computacional da válvula de controle pneumática

O posicionador, cuja finalidade é a realimentação da posição da válvula e controle da pressão que atua no diafragma do atuador, é modelado através de um controlador PI, padrão ISA, conforme ilustrado na Figura 9. Os parâmetros deste controlador PI são os ganhos proporcional K_C e integral K_i .

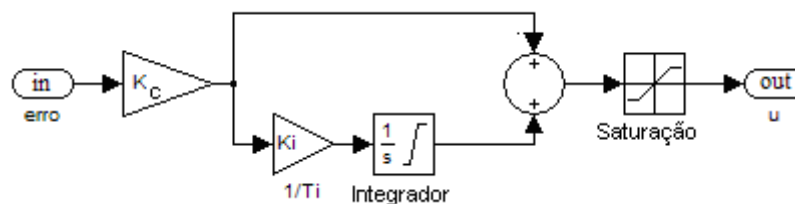


Figura 9 – Modelo do posicionador pneumático

O bloco de saturação presente no modelo possui a finalidade de limitar os valores de pressão na faixa de 0 a 100%.

As não linearidades banda morta e histerese são modeladas através do bloco *backlash*, do *Simulink/Matlab®* (Figura 10). Esse bloco executa uma função que, após a reversão no sinal de entrada, só altera a saída quando a variação no sinal de entrada supera um determinado valor (H). O parâmetro deste bloco é H, o valor da histerese presente na válvula de controle, dado em porcentagem de pressão.

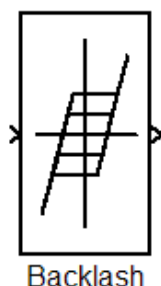


Figura 10 – Bloco *backlash* para a histerese

A função de transferência dada pela equação (6) é composta pelos blocos: ganho K_v , ganho $1/\tau_v$ e o integrador. A posição da válvula é limitada de 0 a 100% pelo bloco integrador.

Para modelar o comportamento do atrito estático da válvula de controle, baseado em (Choudhury *et al.*, 2005), foi programada uma função, cujo fluxograma está apresentado na Figura 11 e o código de programação está no anexo A.

A função tem a finalidade de detectar o instante em que a válvula inicia movimento, retendo o valor da posição até que o atrito estático seja superado. Nesse momento a válvula dá um salto e atinge o valor da posição retida. O parâmetro desta função é a variável S , que representa o valor do atrito estático dado em porcentagem de posição.

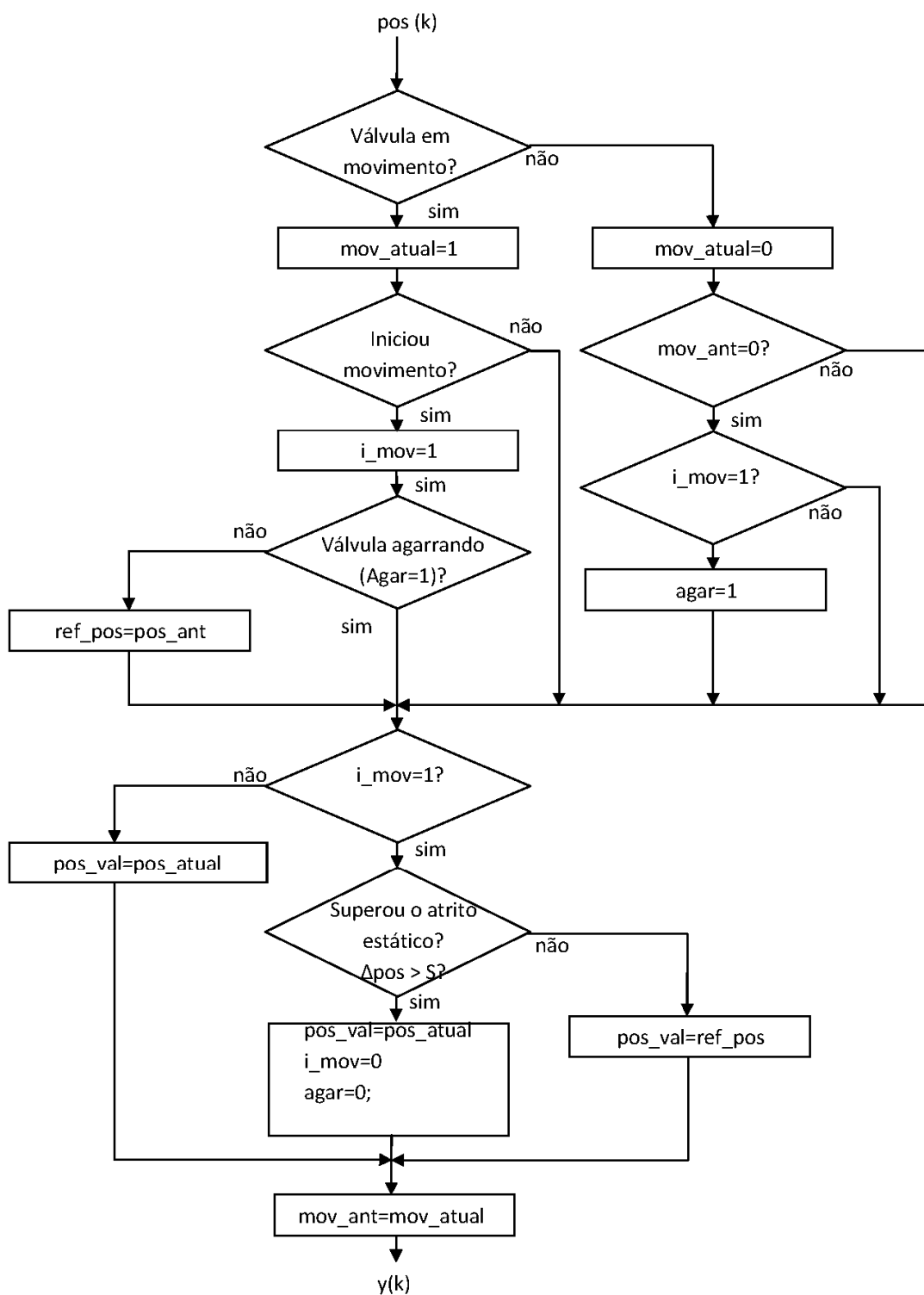


Figura 11 – Fluxograma da função que modela o atrito estático

3.3 OBTENÇÃO DOS PARÂMETROS PARA O MODELO ANALÍTICO E O MODELO COMPUTACIONAL

São discutidos agora a obtenção dos parâmetros necessários para a simulação dos modelos analítico e computacional.

Na tabela 1 são listados os parâmetros necessários para a simulação do modelo analítico dado pela equação (4).

Tabela 1 – Parâmetros do modelo analítico da válvula de controle pneumática

Parâmetros	Unidade
S_A	m^2
m	Kg
F_S	N
K_M	N/m
F_C	N
F_V	N.s/m
v_S	m/s
DV	m/s

Os valores da área do diafragma do atuador S_A e massa das partes móveis da válvula m são obtidos através de medições efetuadas na válvula.

Os valores da constante da mola K_M , do atrito de Coulomb F_C , do atrito estático F_S , são obtidos através da assinatura da válvula, ou seja, da curva de pressão versus posição, ilustrada na Figura 12, obtida via simulação do modelo analítico.

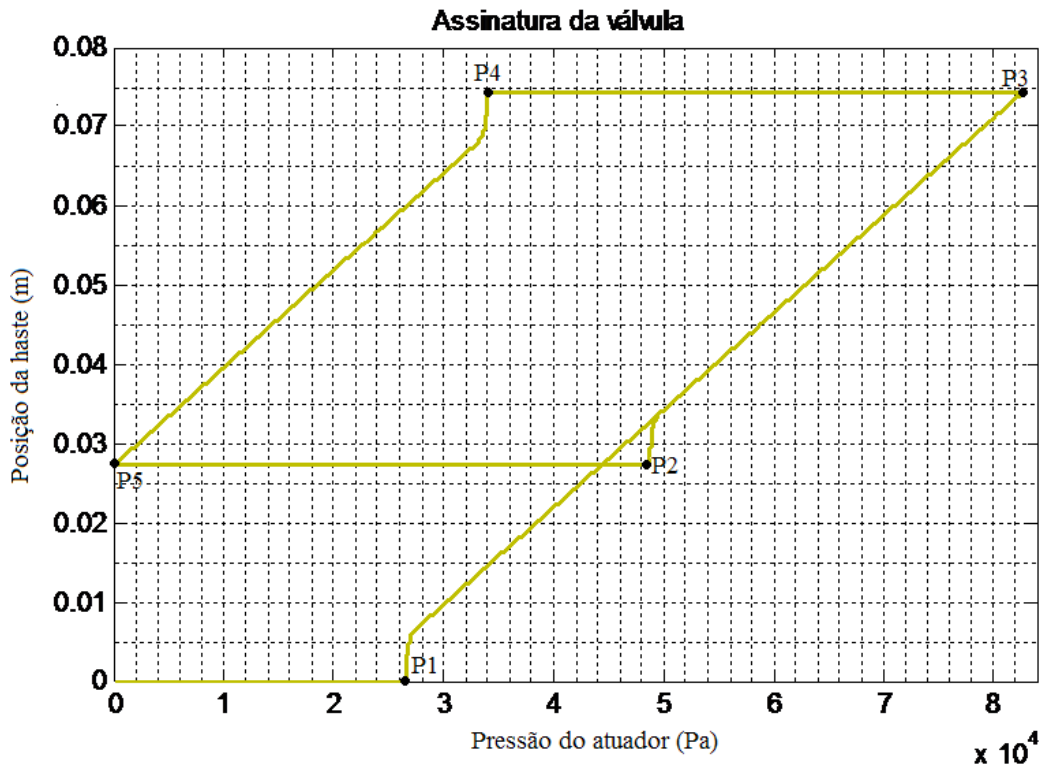


Figura 12 – Assinatura típica de uma válvula de controle

Aplicando a equação (2) aos pontos P1 a P5 da figura 12, obtemos as seguintes expressões (observe que a velocidade é nula nesses pontos):

$$P1: \quad F_{PRESSÃO} = F_C + F_S \quad (7)$$

$$P2: \quad F_{PRESSÃO} = F_C + K_M \cdot x_{P2} + F_S \quad (8)$$

$$P3: \quad F_{PRESSÃO} = F_C + K_M \cdot x_{P3} \quad (9)$$

$$P4: \quad F_{PRESSÃO} = -F_C + K_M \cdot x_{P4} - F_S \quad (10)$$

$$P5: \quad F_{PRESSÃO} = -F_C + K_M \cdot x_{P5} \quad (11)$$

onde:

x_{Pn} – posição da haste da válvula no ponto P_n

$F_{PRESSÃO}$ – força aplicada no atuador, dada por:

$$F_{PRESSÃO} = \frac{P}{S_A} \quad (12)$$

Subtraindo (9) de (10),

$$\frac{P3 - P4}{S_A} = 2F_C + F_S \quad (13)$$

Subtraindo (8) de (11),

$$\frac{P2 - P5}{S_A} = 2F_C + F_S \quad (14)$$

Os valores de F_C e F_S são obtidos resolvendo o sistema de primeira ordem constituído pelas equações (13) e (14).

Subtraindo (7) de (8),

$$\frac{P1 - P2}{S_A} = K_M \cdot x_{P2} \quad (15)$$

obtemos o valor da constante da mola K_M .

O atrito viscoso F_V é obtido fazendo com que a velocidade da válvula seja constante.

Para esse caso a resposta ao degrau pode ser utilizada.

Dessa forma a equação (2) pode ser reescrita como:

$$0 = F_{PRESSÃO} - F_{MOLA} - F_{ATRITO} \quad (16)$$

$$F_{PRESSÃO} = K_M \cdot x + [F_C + F_S \cdot e^{-(v/v_s)^2}] \text{sgn}(v) + F_V \cdot v \quad (17)$$

Substituindo os valores de velocidade v , constante da mola K_M , posição da haste x , atrito de Coulomb F_C , atrito estático F_S , velocidade de Stribeck v_s na equação (17), pode-se calcular o valor do atrito viscoso F_V .

Os valores de v_s e DV são adotados segundo sugestões de (Fitzgerald, 1995; Garcia, 2006), respectivamente.

Os parâmetros do modelo computacional, listados na tabela 2, podem ser obtidos aplicando uma seqüência de degraus de pressão no atuador da válvula pneumática e analisando o comportamento da posição da válvula.

Tabela 2 – Parâmetros do modelo computacional

Parâmetros	Unidade
H	% pressão
S	%posição
τ_v	s
K_v	-

A Figura 13 ilustra a seqüência de degraus de pressão utilizada para estimar a histerese (H) do modelo computacional. O valor da histerese é obtido através da diferença entre as posições no fechamento e na abertura, para o mesmo valor de pressão.

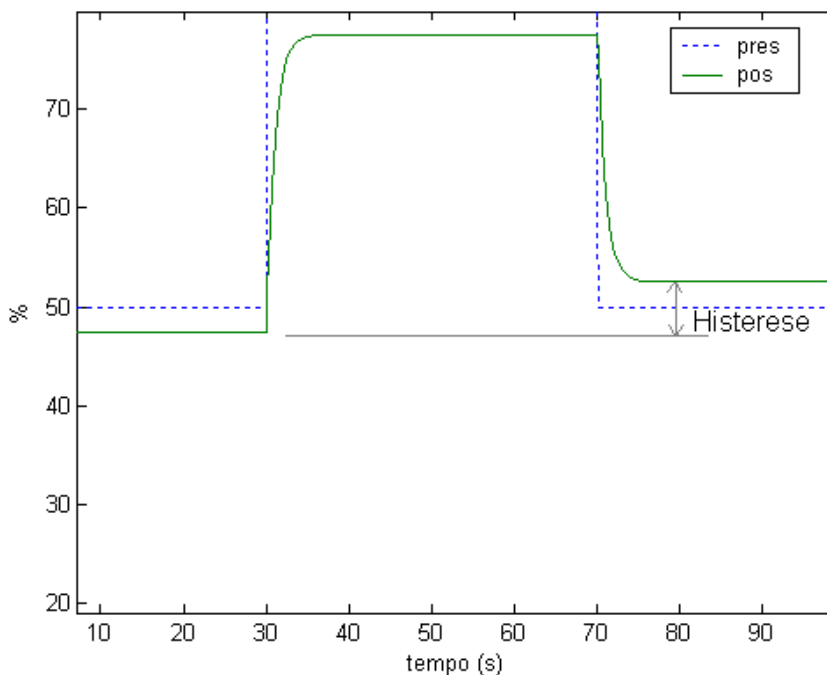


Figura 13 – Sinal de pressão para obter o valor da histerese

O valor do atrito estático S é obtido aplicando uma seqüência de pequenos degraus de pressão na válvula e observando a posição, ilustrado na Figura 14. A pressão necessária para iniciar o movimento da válvula permite obter o atrito estático. É importante ressaltar que dever ser aplicado um degrau anterior de pressão suficiente para vencer a zona morta.

A constante de tempo τ_v da válvula pode ser obtida pela análise da resposta ao degrau de pressão. Na Figura 15 é ilustrada a resposta da válvula a um degrau de amplitude 50%. O tempo gasto para a válvula variar 63 % da sua posição é a sua constante de tempo. Para o exemplo da Figura 15, a válvula tem uma constante de tempo $\tau_v = 1s$.

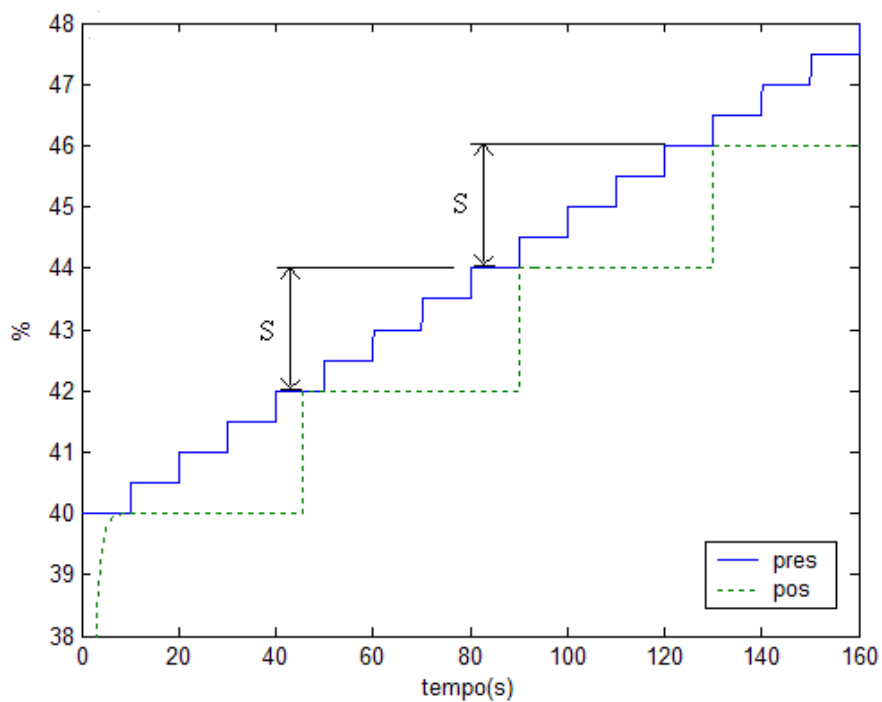


Figura 14 – Teste para obter o valor do atrito estático

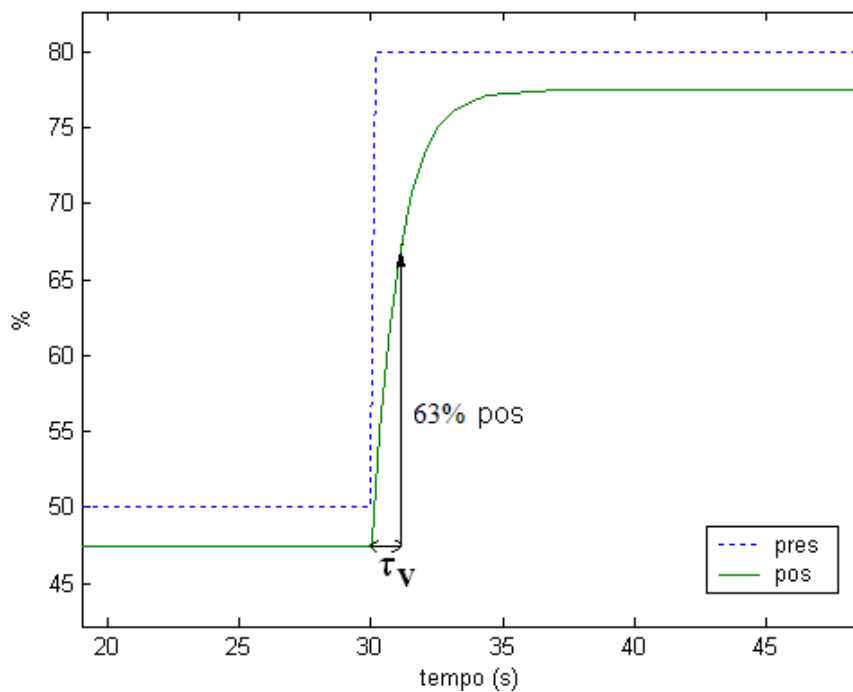


Figura 15 – Resposta ao degrau para determinar a constante de tempo

O cálculo do ganho da válvula, K_V , é obtido:

$$K_V = \frac{\Delta p_{os}}{\Delta p_{res}} \quad (18)$$

onde:

Δ_{PRES} – variação de pressão

Δ_{POS} – variação da posição da válvula.

Os parâmetros do modelo computacional também podem ser obtidos a partir do modelo analítico, conforme a tabela 3. A histerese e atrito estático podem ser calculados diretamente dos parâmetros desse modelo, enquanto o ganho e a constante de tempo são obtidos através de sua simulação.

Tabela 3 – Relação entre os parâmetros do modelo computacional e do modelo analítico

Parâmetros do modelo computacional	Obtenção a partir do modelo analítico
K_V – ganho da válvula	Simulação a entrada degrau ou assinatura da válvula
τ_V – constante de tempo da válvula	Simulação a entrada degrau
H – Histerese	$2F_C / S_A$
S – atrito estático	$(F_S / S_A) \times K_V$

3.4 VALIDAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL

Nesta secção será apresentada a validação do modelo computacional, através de comparação com o modelo analítico da literatura (item 3.1).

As curvas de resposta estática e dinâmica do modelo analítico serão utilizadas para a obtenção dos parâmetros do modelo computacional, que será simulado gerando curvas que serão comparadas com as curvas do modelo analítico.

Considere uma válvula com os parâmetros extraídos de (Fitzgerald, 1995; Kayihan, Doyle, 2000; Garcia, 2006), descritos na tabela 4.

Aplicando uma entrada de pressão triangular, Figura 16, ao modelo analítico da válvula, obtemos a curva estática, ou seja, o gráfico de posição versus pressão, ilustrada na Figura 17. De forma semelhante, aplicando um degrau de pressão, obtemos a curva dinâmica da válvula, representada na Figura 18.

Tabela 4 – Valores dos parâmetros do modelo analítico

Parâmetro	Valor (válvula nominal)
SA– área do diafragma do atuador (m ²)	0.06452
m – massa das partes móveis da válvula (Kg)	1.361
K – constante da mola (N/m)	52538
F _C – coeficiente de atrito de Coulomb (N)	1423
F _S – coeficiente de atrito estático (N)	284.7
F _V – coeficiente de atrito viscoso (N)	612.9
v _S – velocidade de Stribeck (m/s)	2.54x10 ⁻⁴

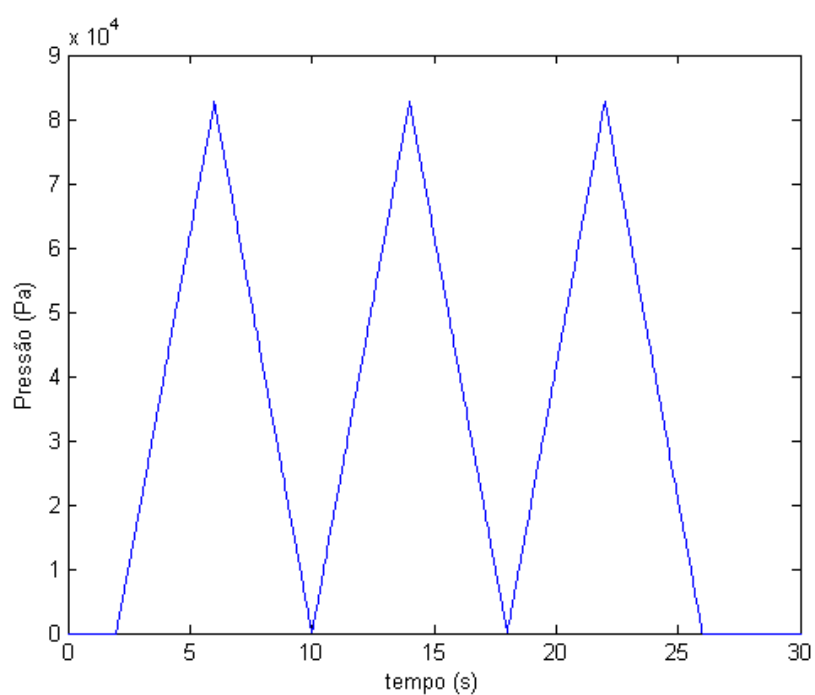


Figura 16 – Entrada triangular de pressão

Conforme descrito na seção 3.3, tabela 3, os parâmetros do modelo computacional podem ser obtidos pelos parâmetros do modelo analítico e das curvas estática e dinâmica da válvula.

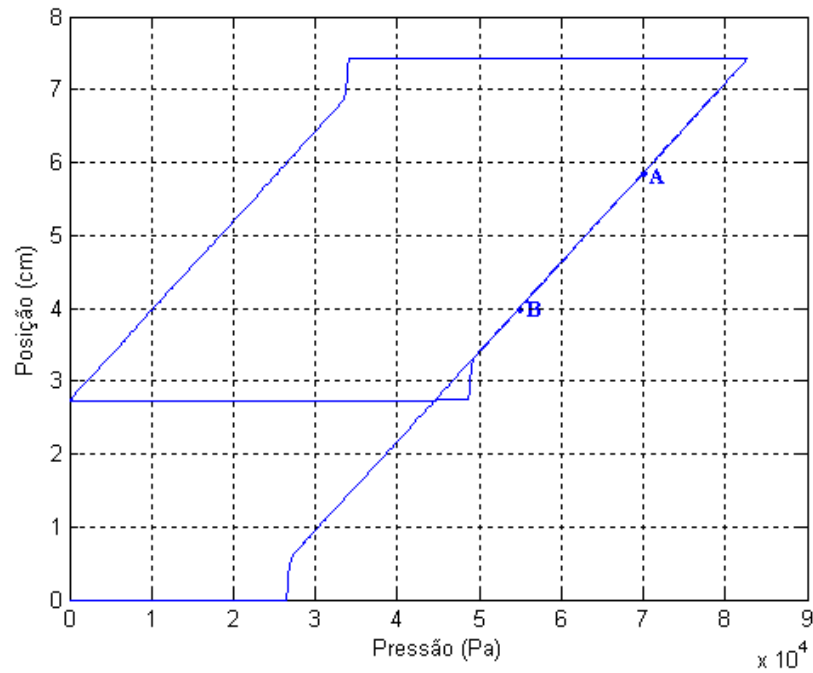


Figura 17 – Curva estática da válvula via modelo analítico

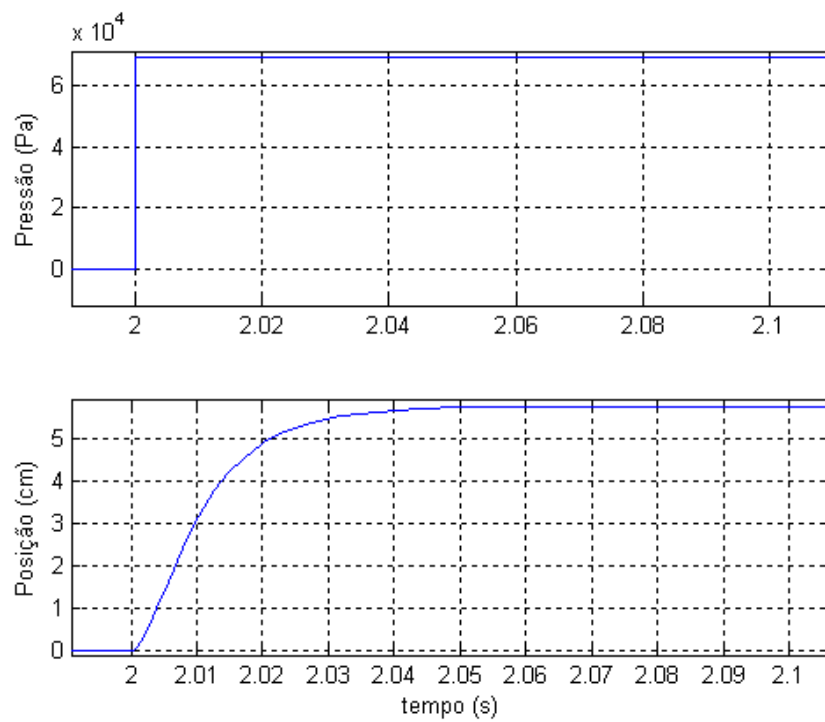


Figura 18 – Curva dinâmica da válvula via modelo analítico

O valor da histerese é obtido através do atrito de Coulomb, dado por:

$$H = \frac{2 * F_C}{S_A} = \frac{2 * 1423}{0.06452} = 44110 Pa \quad (19)$$

A pressão máxima aplicada à válvula é 82737 Pa, ou seja, 12 psi e a posição máxima da válvula é 10.15cm. Dessa forma obtemos o valor da histerese em porcentagem de pressão:

$$H = \frac{44110}{82737} = 53.31\% . \quad (20)$$

O valor do ganho da válvula pode ser obtido através da assinatura da válvula, utilizando os valores de pressão e posição nos pontos A e B, destacados na Figura 17:

$$K_v = \frac{\Delta pos}{\Delta pres} = \frac{pos(A) - pos(B)}{pres(A) - pres(B)} = \frac{5.86 - 4.125}{70000 - 55880} = \frac{1.7350}{14120} (cm/Pa) . \quad (21)$$

Sendo o ganho da válvula adimensional, é necessário calcular a porcentagem da variação de posição e pressão. Dessa forma,

$$K_v = \frac{1.7350 / 10.15}{14120 / 82737} = 1 . \quad (22)$$

O valor do atrito estático referido a posição poder ser obtido:

$$S = \frac{F_s}{S_A} (\%) * K_v = \frac{284.7}{0.06452} * \frac{1}{82737} * 1 = 5.33\% \quad (23)$$

Através da curva dinâmica, Figura 18, obtemos a constante de tempo da válvula, cujo valor é 0.12 s.

Os parâmetros do modelo computacional são listados na tabela 5.

Tabela 5 – Parâmetros do modelo computacional obtidos a partir do modelo analítico

Parâmetros	Valor
H	53.31%
S	5.33%
τ_v	0.12 s
K_v	1

Aplicando o sinal de pressão triangular, Figura 16, ao modelo computacional obtemos a curva estática da válvula, ilustrada na Figura 19. Na Figura 20 é ilustrada a curva dinâmica da válvula, obtida por simulação do modelo computacional.

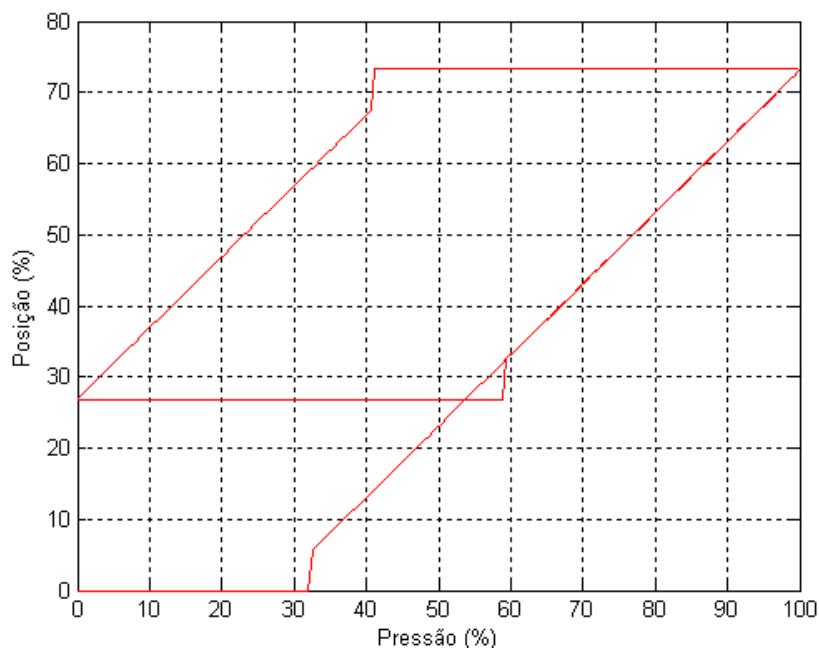


Figura 19 - Curva estática da válvula via modelo computacional

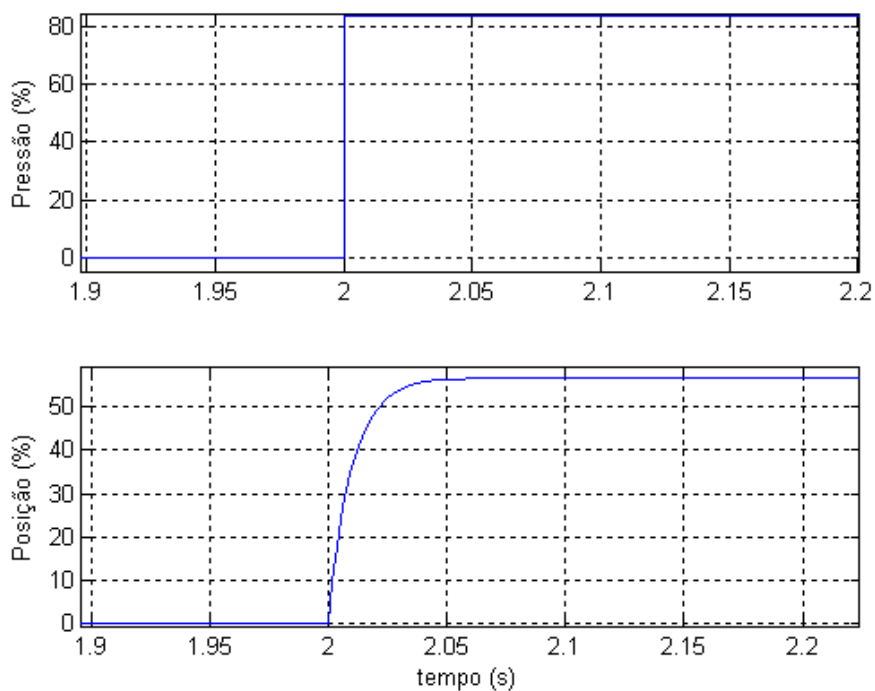


Figura 20 - Curva dinâmica da válvula via modelo computacional

Na Figura 21 são ilustradas as curvas estáticas obtidas através de simulações do modelo analítico (Figura 16) e modelo computacional (Figura 19), em uma mesma escala. Os valores de pressão e posição da Figura 16 são convertidos para a faixa de 0 a 100 %, considerando a pressão variando de 0 a 82737 Pa e a posição

variando 0 a 10.15cm. De forma semelhante, na figura 22 são ilustradas as curvas dinâmicas dos dois modelos.

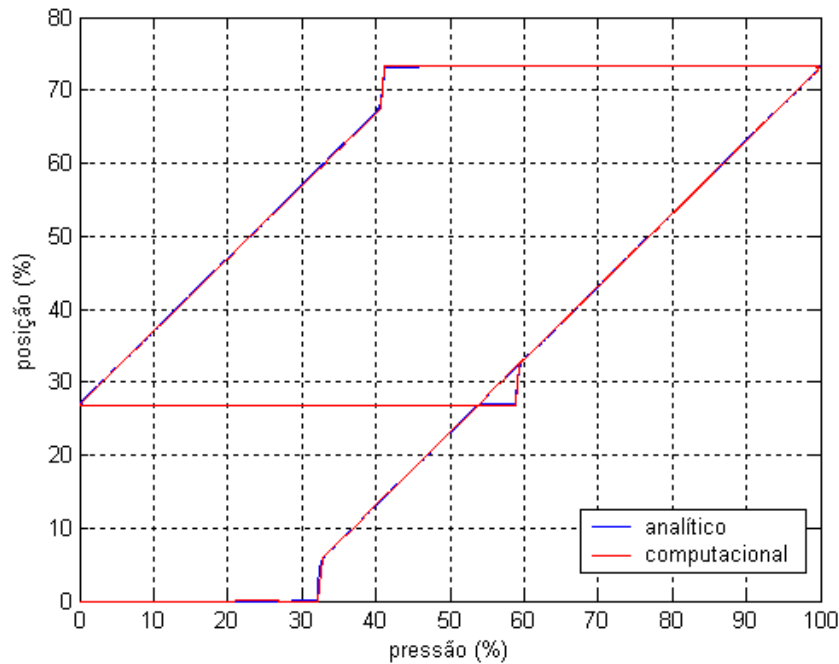


Figura 21- Curvas estáticas do modelo analítico e do modelo computacional

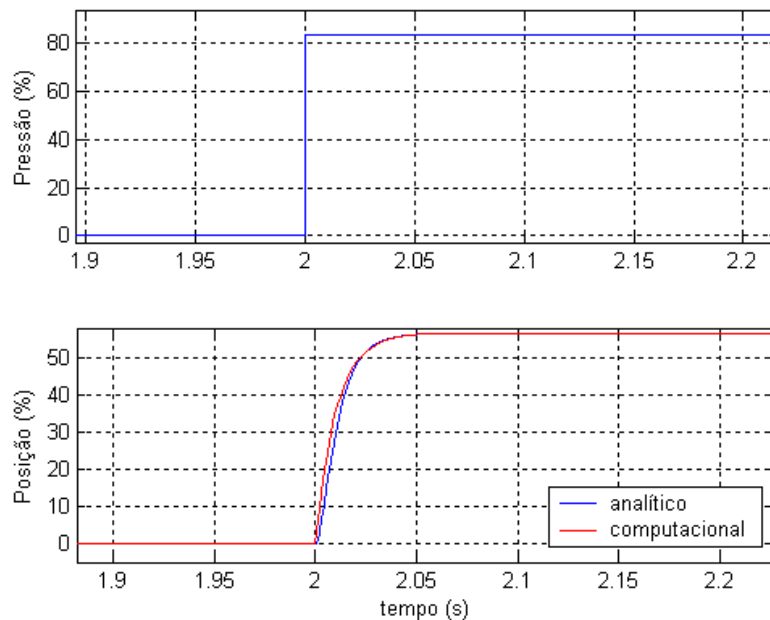


Figura 22 - Curvas dinâmicas do modelo analítico e do modelo computacional

A semelhança entre as curvas estática e dinâmica dos dois modelos (Figura 21 e 22) indica que o modelo computacional pode ser utilizado para representar o comportamento estático e dinâmico da válvula de controle, com a vantagem de exigir um esforço computacional muito menor nas simulações.

4 DETECÇÃO E COMPENSAÇÃO DE HISTERESE EM VÁLVULAS DE CONTROLE PNEUMÁTICAS

Neste capítulo é apresentado o método para estimação *on-line* da histerese em válvulas de controle, bem como o método para compensar automaticamente seu efeito.

4.1 DETECÇÃO E ESTIMAÇÃO OFF-LINE DE HISTERESE E ATRITO ESTÁTICO

A detecção e estimação *off-line* de histerese são feitas retirando a válvula do processo ou colocando-a para operar em modo manual. Dessa forma o sinal pressão aplicado no atuador da válvula não é do controlador do processo e sim do operador.

Na Figura 23 é apresentado um sinal de pressão que pode ser aplicado na válvula para medir o valor da histerese. Se a histerese é zero, a posição na abertura e no fechamento, para o mesmo sinal de pressão, é a mesma. Caso a válvula apresente algum valor de histerese, existirá uma diferença entre a posição na abertura e no fechamento. Essa diferença quantifica a histerese da válvula, conforme destaque na Figura 23.

Idealmente a histerese em uma válvula é zero, mas na maioria das válvulas esse valor está perto de 1%. Nos processos industriais, uma histerese de 2 a 3% é aceitável se o controlador não tiver sintonia agressiva. Valores de histerese maior que 3% indicam a necessidade de manutenção (Ruel, 2002).

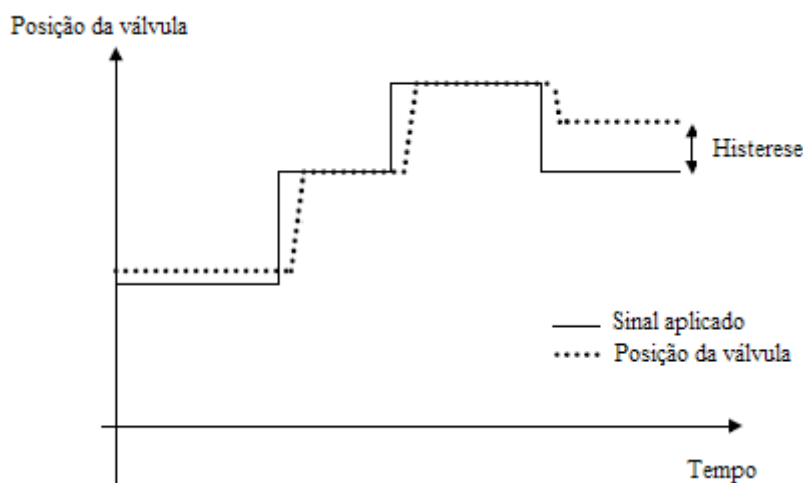


Figura 23 – Sinal aplicado para estimação de histerese *off-line*

Na Figura 24 é ilustrado o sinal de pressão utilizado para estimar o valor do atrito estático; idealmente é zero. Entretanto, nas válvulas industriais, o contato de partes mecânicas móveis cria uma resistência para iniciar o movimento de abertura ou fechamento. Essa resistência pode ser medida recuperando o valor necessário de pressão para iniciar o movimento da válvula. É importante ressaltar que os pequenos degraus consecutivos de pressão utilizados para identificar o valor do atrito estático devem ser aplicados na mesma direção, de forma a não sofrerem influência da histerese.

Nas malhas de controle, é aceitável um valor de atrito estático bem menor do que 1%. Valores maiores do que 1% indicam que a válvula necessita de manutenção (Ruel, 2002).

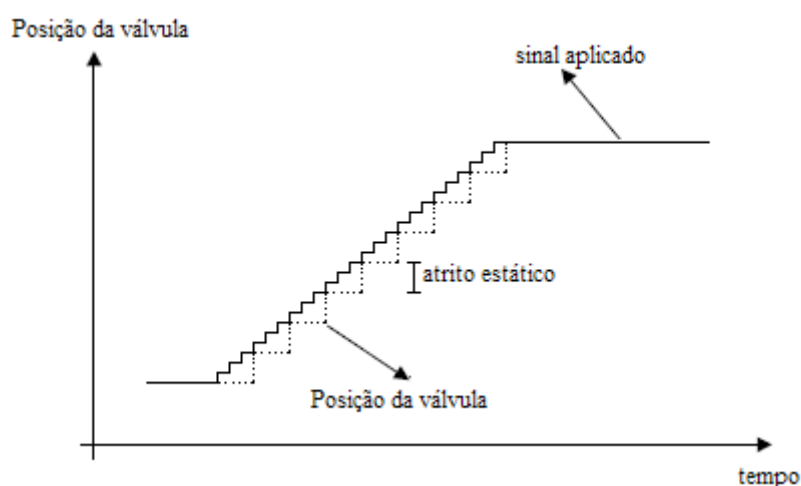


Figura 24 – Sinal aplicado para estimação de atrito estático

4.2 ESTIMAÇÃO ON-LINE DE HISTERESE

Métodos de estimação *on-line* de histerese são muito mais atrativos por não requererem a parada do processo. A dificuldade desses métodos é a utilização dos dados de entrada e saída da válvula sujeitos ao processo e não sinais previamente definidos, tais como o sinal de controle do posicionador e do controlador, pressão e posição da válvula e saída do processo. Outra dificuldade são os ruídos comuns nesse tipo de situação.

4.2.1 Método 1 para Estimação de Histerese

Na Figura 25 é ilustrado o diagrama de blocos de uma válvula de controle com posicionador que apresenta histerese. O controlador $C1$ tem como entrada um erro que é a diferença entre a referência r e a saída y da válvula (posição da haste da válvula), e como saída o sinal u de controle. A saída u do controlador não é a entrada da válvula, pois o sinal de controle atravessa o bloco de histerese. Quando o sinal de controle u for invertido, o sinal u_B permanece constante até u ultrapassar a banda morta.

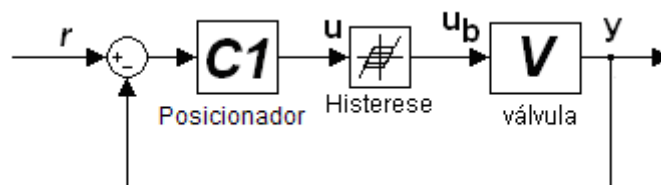


Figura 25 - Diagrama de blocos de uma válvula de controle com histerese

A válvula V é um processo estável e a presença de histerese não produz ciclos limites, como mostrado em (Hägglund, 2007). Entretanto, a presença de ruídos na medição de y faz com que o erro nunca seja constante, e o sinal de controle deverá passar pela banda morta toda vez que o erro for invertido, produzindo oscilações na saída.

A técnica proposta por (Hägglund, 2007) é aplicada especificamente para o caso de válvulas de controle.

Considera-se um controlador PID da forma

$$u(t) = K_C \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt + T_D \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (24)$$

e a válvula V dada pela função de transferência

$$V(s) = \frac{K_V}{\tau_V s + 1}. \quad (25)$$

Na Figura 26 são apresentados os sinais típicos para o processo da Figura 25. A saída permanece a uma distância média Δy da referência, quando a ação do controle atravessa a banda morta. Quando o sinal de controle varia Δu , o erro entre a saída e a referência muda de sinal. Os tempos do cruzamento da saída com a referência estão destacados na Figura 26 a): t_i e t_{i+1} .

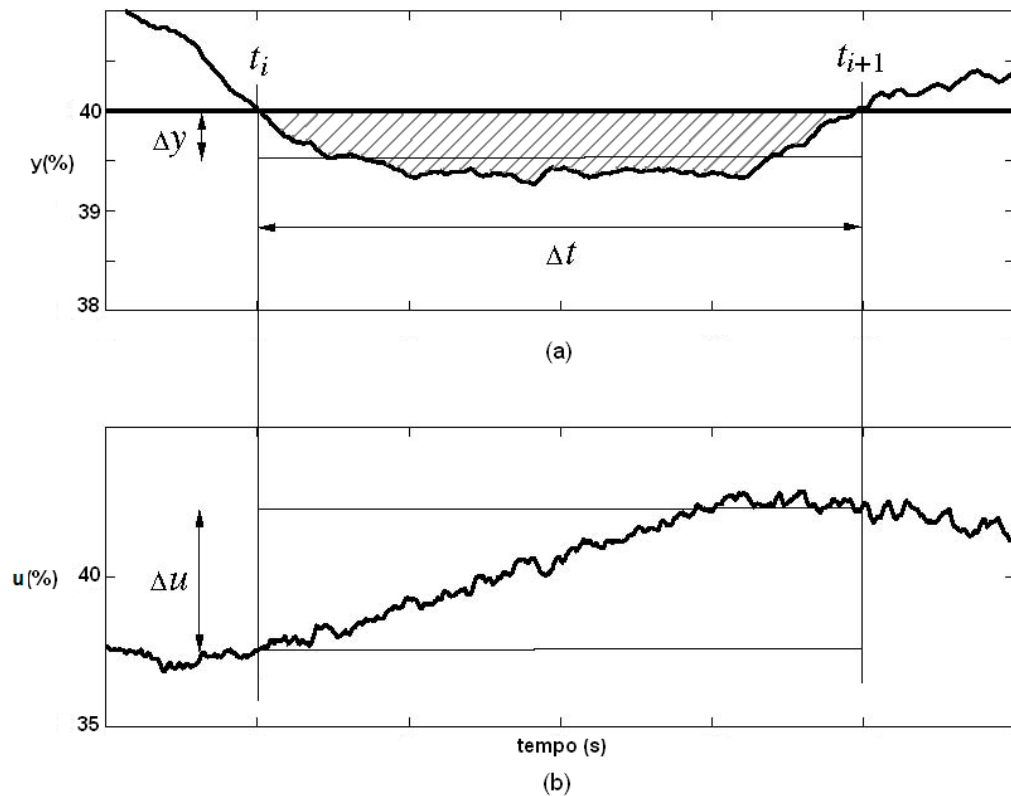


Figura 26 – Sinais da válvula com histerese na presença de ruídos

Supõe-se que a mudança do sinal de controle Δu é ocasionado principalmente pela parte integral do controlador. Desta forma, podemos aproximar

$$\Delta u \approx \frac{K_C}{T_i} \int_{t_i}^{t_{i+1}} |e| dt \quad (26)$$

Onde

$$e = r - y_F \quad (27)$$

r - referência constante da malha de controle

y_F - saída filtrada do processo

A integral do erro é a área destacada na Figura 26 a). Aproximando essa área por um retângulo, temos

$$\Delta y \approx \int_{t_i}^{t_{i+1}} |e| dt / \Delta t \quad (28)$$

Assim, o sinal de controle pode ser obtido

$$\Delta u = \frac{K_C}{T_i} \Delta y \Delta t . \quad (29)$$

Considerando que Δt é relativamente maior que T_i , a dinâmica da válvula pode ser negligenciada e a relação da saída com o sinal de controle é determinada principalmente pelo ganho estático da válvula K_v , ou seja

$$\Delta y = K_v \cdot \Delta u_v \quad (30)$$

onde Δu_v é a parte de Δu que realmente move a válvula, depois que a banda morta é vencida.

Logo:

$$\Delta u = \Delta u_v + H \quad (31)$$

onde H é o valor da histerese.

A estimação de histerese \hat{H} é dada por:

$$\hat{H} = \Delta u - \Delta u_v = \frac{K_c}{T_i} \Delta y \Delta t - \frac{\Delta y}{K_v} \quad (32)$$

Podemos reescrever (32) como:

$$\hat{H} = K_c \left(\frac{\Delta t}{T_i} - \frac{1}{K_c K_v} \right) \Delta y \quad (33)$$

O estimador proposto por (Hägglund, 2007), descrito nesta seção, supõe que os sinais da malha de controle mudem lentamente, dessa forma, é importante verificar se Δt é grande comparado com a constante de tempo de malha fechada do processo. Assim, podemos estimar a histerese através da equação (33) se $\Delta t \geq 3T_i$. O fato do ganho da válvula K_v não ser precisamente conhecido não é crítico, uma vez que o valor estimado \hat{H} é pouco sensível a erros neste parâmetro, pois o termo $\frac{\Delta t}{T_i}$ é sempre maior que 3, e a estimação só é feita se $\Delta t \geq 3T_i$.

Para estimar a histerese é necessário detectar os instantes em que a saída da válvula cruza a referência, ou seja, os instantes em que o erro muda de sinal. Para isso é importante filtrar a saída para que não ocorram detecções errôneas devido à presença de ruídos.

Mudanças bruscas de referência e distúrbios podem afetar a estimação da histerese. Dessa forma, é importante garantir que o comportamento do sinal seja semelhante ao descrito na Figura 26. Para verificar essa semelhança, a estimação só é feita quando $e_{\max} < 2\Delta y$, onde e_{\max} é o maior valor absoluto do erro no intervalo de t_i a t_{i+1} .

O algoritmo utilizado para essa estimação se encontra no anexo B.

Esse algoritmo assume valores constantes da referência r para o cálculo de Δy (Figura 26).

4.2.2 Método 2 para Estimação de Histerese

As válvulas de controle operam frequentemente como malhas escravas em cascata com outras malhas, como mostrado na Figura 27. Neste caso, a referência para a válvula não é constante com a presença de histerese na válvula.

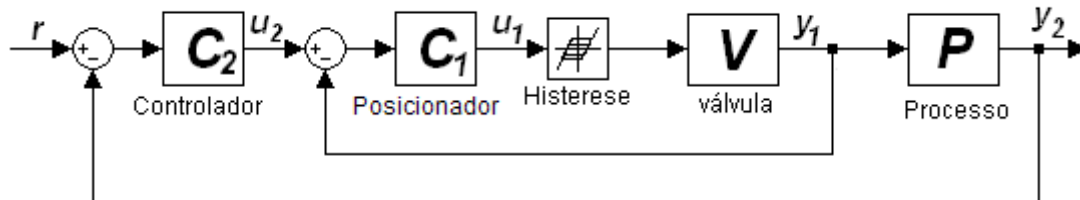


Figura 27 - Válvula em uma malha de controle

Para estimar a histerese da válvula neste caso é necessário adaptar o método apresentado. Caso se aplique o método proposto por (Hägglund, 2007) ao sinal de referência r e a saída do processo y_2 , utilizando os parâmetros do controlador C_2 da malha externa, estaremos estimando a histerese do processo mais a válvula e não especificamente a histerese da válvula.

Na Figura 28 são mostrados os sinais para um processo cuja função de transferência é da forma

$$P(s) = \frac{K_p}{\tau_p s + 1}$$

(34)

e um controlador PI da forma

$$u_2(t) = K_{C2} \left[e(t) + \frac{1}{T_{i2}} \int e(t) dt \right]. \quad (35)$$

O sinal de controle u_2 é a referência da válvula e a saída y_1 é a posição da haste da válvula. Os instantes em que a saída cruza a referência, t_i e t_{i+1} , estão destacados no gráfico da figura 28 a). O sinal de controle varia Δu para a válvula se deslocar Δy , no intervalo de tempo Δt , conforme destaque na Figura 28 b).

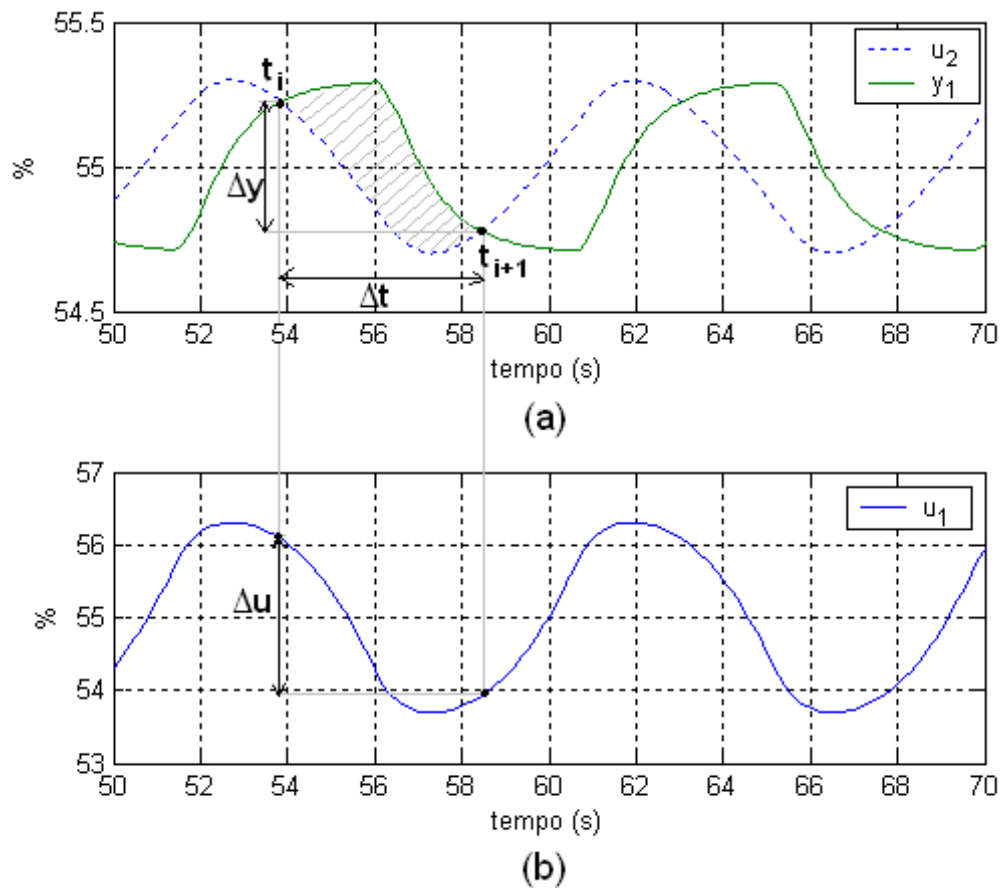


Figura 28 – a) Referência u_2 e posição da válvula y_1 b) Sinal de controle aplicado a válvula u_1 em um processo de primeira ordem

No método descrito anteriormente, o valor de Δy é calculado aproximando a integral do erro por um retângulo (equação (28)). Nesta situação a integral do erro, que é numericamente igual à área destacada no gráfico da Figura 28 a), pode ser aproximada a um paralelogramo. Podemos relacionar a área do paralelogramo com Δt e Δy :

$$\text{área} = \int_{t_i}^{t_{i+1}} |e| dt \approx \Delta y \cdot \frac{\Delta t}{2}, \quad (36)$$

Onde Δy é a altura e $\frac{\Delta t}{2}$ é a base do paralelogramo.

Portanto,

$$\Delta y \approx 2 \cdot \frac{\int_{t_i}^{t_{i+1}} |e| dt}{\Delta t}. \quad (37)$$

Desta forma (29) é reescrita como:

$$\Delta u = \frac{K_C}{T_i} \frac{\Delta y \Delta t}{2}. \quad (38)$$

Substituindo (30) e (38) em (31), a estimação de histerese para um processo com referência variável é:

$$\hat{H} = \Delta u - \Delta v = \left(\frac{K_C \Delta t}{2T_i} - \frac{1}{K_V} \right) * \Delta y. \quad (39)$$

Podemos reescrever (39) como:

$$\hat{H} = K_C \left(\frac{\Delta t}{2T_i} - \frac{1}{K_V K_C} \right) * \Delta y \quad (40)$$

O valor de Δu_v , utilizado na equação (30), será uma aproximação razoável, pois utilizando os instantes t_i e t_{i+1} , não estamos usando os valores da posição da válvula em regime, mas sim da dinâmica do processo. Entretanto se forem mantidas as mesmas condições, intervalo de tempo ($\Delta t > 3T_i$), a influência do ganho K_V na estimação da histerese será pequeno. Isto porque $\frac{\Delta t}{T_i}$, da equação (40) será sempre maior que 3 e o termo $1/K_C K_V$ será pequeno, pois para controladores bem sintonizados onde o atraso não é dominante, o termo $K_C K_V$ é bem maior do que 0.5 (Åström, Hägglund, 2005).

Observa-se que o caso da referência da válvula r não ser constante permite a estimação da histerese com uma modificação no cálculo de Δy , a variação da saída da válvula. Nos dois casos o valor de Δy é calculado no momento em que ocorre uma inversão do sinal de erro, que é oscilatório devido à histerese.

4.2.3 Método 3 para Estimação de Histerese

Outra variação desta metodologia é agora apresentada para o caso do sinal de controle u_1 da válvula estar disponível. Essa situação é particularmente interessante quando não atendida a suposição de que variações em Δu sejam derivadas principalmente pela parte integral do controlador.

Estando disponível o sinal de controle u aplicado à válvula, pode-se estimar a histerese utilizando o valor de Δu medido e não o estimado. Na Figura 27, a saída u_1 do controlador C1 é o sinal de controle aplicado à válvula.

Na Figura 29 é ilustrado o sinal de controle aplicado à válvula e sua posição. Neste gráfico estão destacados dois instantes de tempo, t_i e t_{i+1} : t_i é o instante em que o sinal de controle inverte de sentido, enviando um comando para a válvula fazer uma reversão; t_{i+1} é o instante em que a válvula muda de sentido, após o comando de reversão. A válvula demora um intervalo de tempo $\Delta t = t_i - t_{i+1}$ para inverter a direção. É necessário que o sinal de controle sofra uma variação de $\Delta u = u_1(t_{i+1}) - u_1(t_i)$ para que a válvula inverta seu sentido. Essa ação de controle tem que ser suficiente para alterar a posição da válvula de $y_1(t_i)$ para $y_1(t_{i+1})$, além de vencer a banda morta ocasionada pela histerese.

Assim a estimativa de histerese descrita pela equação (31) pode ser reescrita como:

$$\hat{H} = \Delta u - \Delta u_v = (u_1(t_{i+1}) - u_1(t_i)) - \frac{(y_1(t_{i+1}) - y_1(t_i))}{K_v}. \quad (41)$$

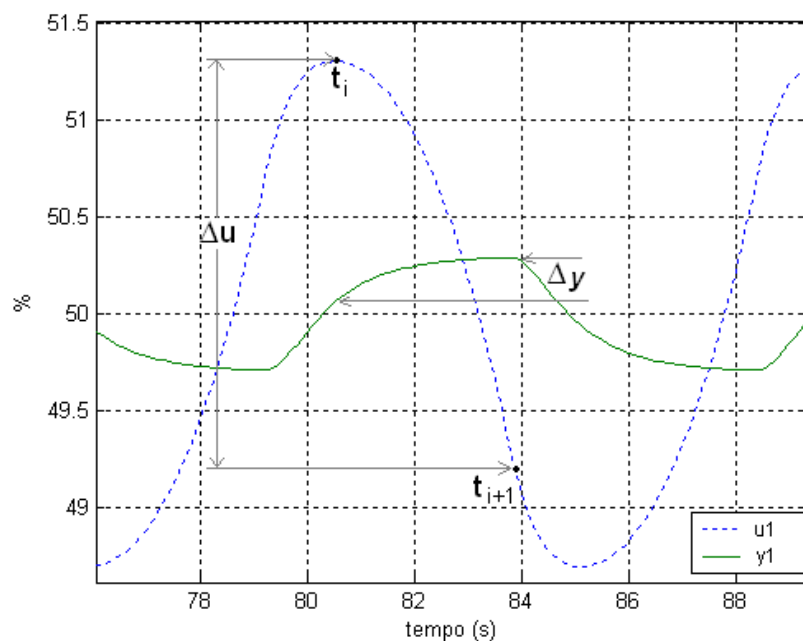


Figura 29 – Sinal de controle e posição da válvula em um processo de primeira ordem

Utilizando (41) para estimar a histerese da válvula, é necessário armazenar o valor do sinal de controle u_1 e da posição y da válvula, além dos instantes nos quais o sinal de controle e a posição da válvula invertem o sentido. Para detectar esses instantes é analisada a derivada dos sinais. Havendo ruídos na medição da posição da válvula e no sinal de controle, podem ocorrer detecções errôneas destes

instantes. Dessa forma é necessário que esses sinais sejam filtrados. O algoritmo para esse método de estimação está no anexo C.

A substituição do valor estimado de Δu por seu valor medido reduz o erro na estimativa da histerese.

Em todos os casos o valor de Δu_V pressupõe valores de regime para Δy , o que implica que a posição da válvula entre em regime no intervalo do período de oscilação.

A disponibilidade de K_V também é condição necessária. Como discutido, seu efeito sobre a estimativa da histerese não é significativo.

Nas aplicações práticas realizadas nesta dissertação, o valor de K_V foi obtido a partir dos valores médios de Δy e Δu em um intervalo de tempo no qual a saída da válvula oscilou devido à histerese. Assim

$$K_V = \frac{\overline{pos}}{\overline{u}} \quad (42)$$

onde,

\overline{pos} – valor médio da posição em um intervalo de tempo

\overline{u} – valor médio do sinal u_1 de controle em um intervalo de tempo.

Na tabela 6 é feita uma comparação entre os três métodos para estimar a histerese. Observa-se que a equação (31) é a base para a estimação, havendo diferença na forma como são calculados Δu e Δy .

Os três métodos aplicam-se a situações nos quais os sinais e parâmetros descritos na tabela 6 estejam disponíveis. Para os métodos 1 e 2 supõe-se que o efeito da parte integral do controlador C1 seja bem maior que a parte proporcional, o que não é exigido para o método 3.

Em todos os métodos assume-se que a posição da válvula entre em regime durante o intervalo de tempo correspondente a um período de oscilação, para que a estimativa de Δu_V seja correta.

Todos os métodos requerem a detecção de instantes nos quais ocorre a reversão de sinais, sendo portanto sensíveis a ruídos, que devem ser filtrados.

Tabela 6 – Alternativas para estimar a histerese

	Método 1	Método 2	Método 3
Referência da válvula	Constante	Variável	Variável
Variáveis necessárias	Referência da válvula r Saída da válvula y	Referência da válvula u_2 Saída da válvula y_1	Sinal de controle aplicado à válvula u_1 Saída da válvula y_1
Parâmetros necessários	Ganhos do controlador da válvula K_c e T_i Ganho da válvula K_v	Ganhos do posicionador K_c e T_i Ganho da válvula K_v	Ganho da válvula K_v
Detecção de t_i e t_{i+1}	Quando o erro muda de sinal ($e = r - y$)	Quando o erro muda de sinal ($e = r - y$)	t_i – inversão de u t_{i+1} – inversão de y
Δy	$\Delta y = \frac{\int_{t_i}^{t_{i+1}} e dt}{\Delta t}$	$\Delta y = 2 * \frac{\int_{t_i}^{t_{i+1}} e dt}{\Delta t}$	$y(t_{i+1}) - y(t_i)$
Δu	$\Delta u = \frac{K_c}{T_i} \Delta y \Delta t$	$\Delta u = \frac{K_c}{T_i} \frac{\Delta y \Delta t}{2}$	$\Delta u = u(t_{i+1}) - u(t_i)$
\hat{H}	$\hat{H} = K_c \left(\frac{\Delta t}{T_i} - \frac{1}{K_c K_v} \right) \Delta y$	$\hat{H} = K_c \left(\frac{\Delta t}{2T_i} - \frac{1}{K_c K_v} \right) \Delta y$	$\hat{H} = \Delta u - \frac{\Delta y}{K_v}$

4.3 SIMULAÇÕES DE ESTIMAÇÃO HISTERESE ON-LINE

Nesta seção os três métodos para estimação de histerese são aplicados para situações típicas de válvula de controle atuando em processos, sendo usado para isso o modelo computacional da válvula com histerese.

O diagrama de blocos apresentado na Figura 30 ilustra uma válvula de controle com posicionador e na tabela 7 são listados os parâmetros utilizados na simulação.

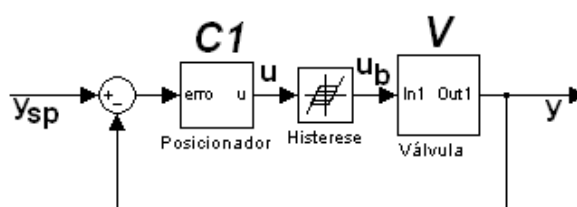


Figura 30 – Válvula de controle com posicionador

Tabela 7 – Parâmetros de simulação da válvula com posicionador

Parâmetro	Descrição	Valor
τ_V	Constante de tempo da válvula	1 s
K_V	Ganho estático da válvula	1
S	Atrito Estático	0
H	Histerese	2%
K_C	Ganho proporcional do controlador	2
T_i	Tempo integral do controlador	1 s

Na Figura 31 pode-se observar o efeito da histerese, que se manifesta devido à existência de ruído branco cuja amplitude máxima varia em 1% na posição da válvula. A histerese da válvula pode ser estimada utilizando o Método 1 (seção 4.2.1).

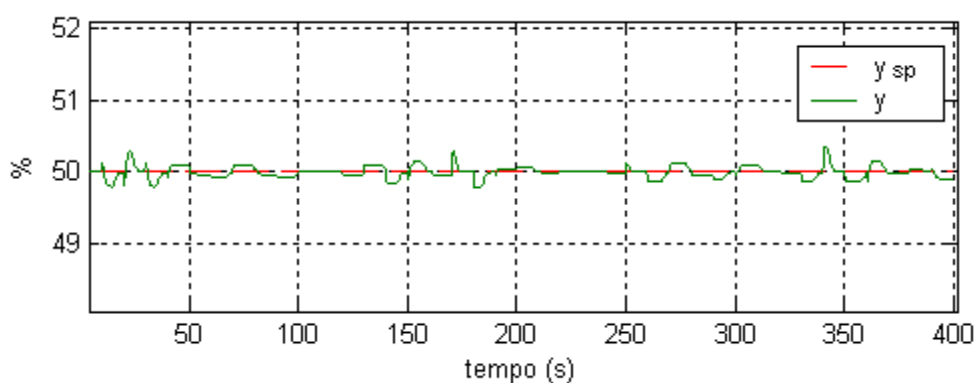


Figura 31 – Sinais da válvula com 2% de histerese e 1% de ruído na saída

Ampliando a Figura 31, observamos que nos instantes $t_i = 40.9\text{s}$ e $t_{i+1} = 50.6\text{s}$ a posição da válvula cruza a referência.

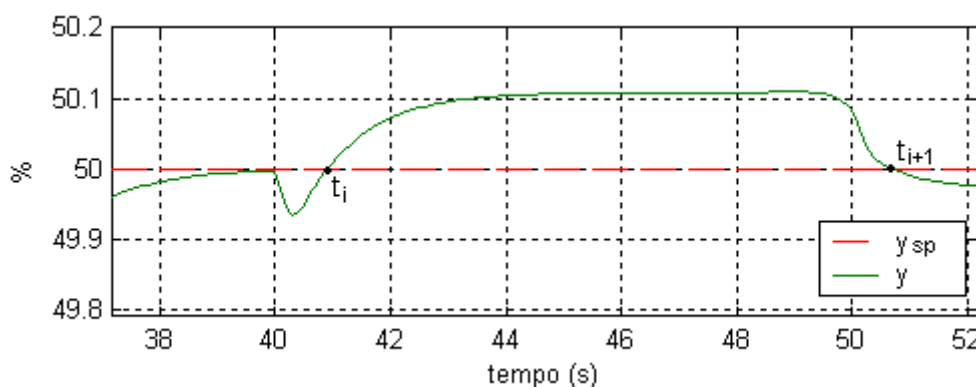


Figura 32 – Ampliação da Figura 24 em torno do instante 44 segundos

Utilizando as equações (28) e (33) pode-se estimar a histerese presente na válvula,

$$\Delta y \approx \int_{t_i}^{t_{i+1}} |e| dt / \Delta t = 1.043 / 9.7 = 0.1076 \quad (43)$$

$$\hat{H} = K_c \left(\frac{\Delta t}{T_i} - \frac{1}{K_c K_v} \right) \Delta y = 2 * \left(\frac{9.7}{1} - \frac{1}{2 * 1} \right) * 0.1076 = 1.97\% . \quad (44)$$

Observe que as restrições do método foram satisfeitas, ou seja, $\Delta t = 9.7 > 3T_i$ e $e_{\max} = 0.11 < 2 * \Delta y$.

Esta estimativa deve ser calculada repetidas vezes para diferentes instantes, de modo a verificar a repetibilidade da estimativa.

Na tabela 8 são relacionados os valores de histerese estimados através da mesma válvula com diferentes valores de histerese e atrito estático. Na primeira coluna são listados os valores de histerese e atrito estático da válvula simulada, na segunda coluna o valor médio da histerese \hat{H} , desvio padrão σ e número de amostras analisadas N ($H_{\text{EST}} \pm \sigma, N$).

O número de amostras N é a quantidade de valores válidos de histerese estimada ao longo do tempo, ou seja, os valores que satisfazem as restrições do método, discutido na seção 4.2. A presença de atrito estático e ruídos dificultam a estimação, reduzindo o número de amostras para o cálculo do valor médio da histerese. Os valores estimados na tabela 8 foram calculados para um mesmo intervalo de tempo, 4000 segundos.

Tabela 8 – Estimação de histerese: Método 1

Válvula Simulada		Histerese estimada (%)
H (%)	S (%)	
1	0	$\hat{H} = 0.834 \pm 0.27, N = 193$
2	0	$\hat{H} = 0.786 \pm 0.32, N = 219$
2	0.5	$\hat{H} = 1.978 \pm 0.34, N = 87$
3	0	$\hat{H} = 2.680 \pm 0.42, N = 198$
3	1	$\hat{H} = 3.030 \pm 0.80, N = 65$
5	0	$\hat{H} = 4.260 \pm 0.99, N = 198$

Observa-se que a estimação da histerese sofre a influência do atrito estático. Com base nas simulações acima podemos verificar que o erro de estimação da histerese é menor a 16,7%, calculado a partir do valor estimado médio e o valor real da histerese.

São realizadas agora simulações com a válvula operando em um processo de primeira ordem, Figura 33, cujos parâmetros estão listados na tabela 9.

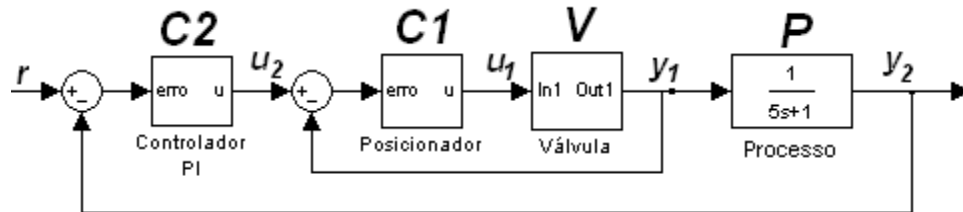


Figura 33 – Válvula de controle em um processo de primeira ordem

A histerese presente na válvula de controle faz com que surjam oscilações na saída y_2 do processo. Nesse caso, a referência da válvula de controle é um sinal variável proveniente do controlador C2 do processo P. Para se estimar a histerese desta válvula utilizaremos o método 2 descrito no seção 4.2.

Tabela 9 – Parâmetros de simulação da válvula em um processo de primeira ordem

Parâmetro	Descrição	Valor
τ_V	Constante de tempo da válvula	1 s
K_V	Ganho estático da válvula	1
τ_P	Constante de tempo do processo	5 s
K_P	Ganho estático do processo	1
S	Atrito Estático	0
H	Histerese	2%
K_{C1}	Ganho proporcional do controlador C1	2
T_{i1}	Tempo integral do controlador C1	1 s
K_{C2}	Ganho proporcional do controlador C2	3
T_{i2}	Tempo integral do controlador C2	2.85 s

Na Figura 34 a) são apresentados os sinais de controle u_2 (referência da válvula), saída da válvula y_1 , e na 34 b) a referência r e a saída y_2 do processo. Na Figura 35, ampliação da Figura 34 a) em torno do instante 142s, são destacados os instantes em que a posição da válvula é igual à referência: $t_i = 139.2s$ e $t_{i+1} = 143.8s$, assim $\Delta t = 4.6s$.

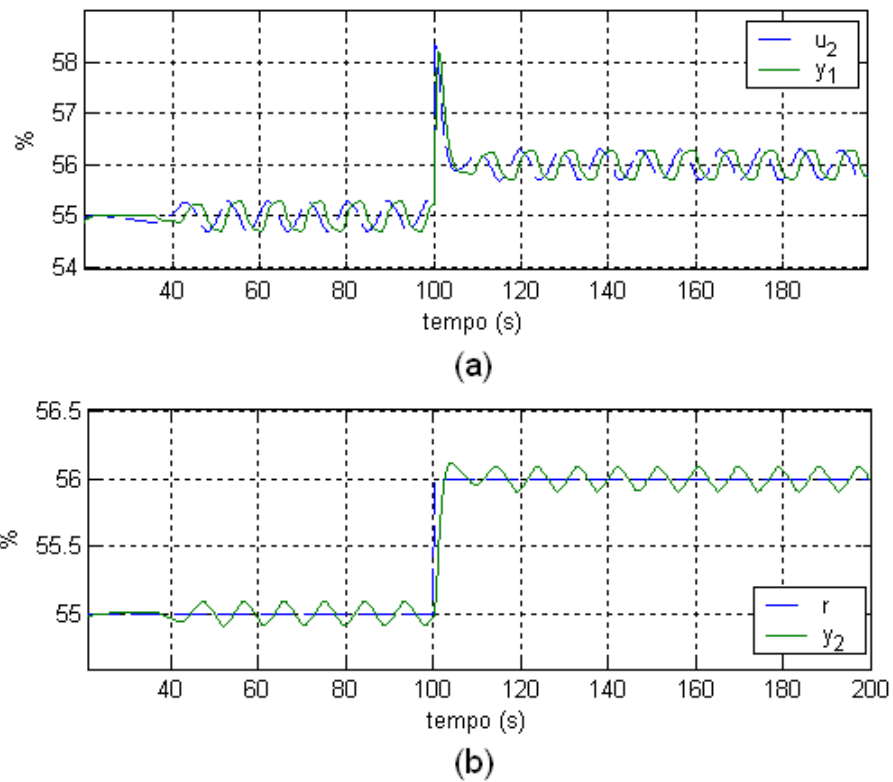


Figura 34 - a) Referência e posição da válvula b) Referência e saída do processo para uma válvula com 2% de histerese

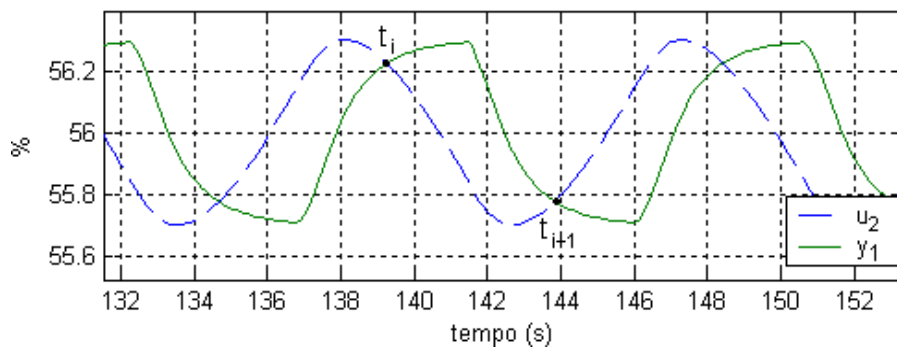


Figura 35 – Ampliação da Figura 27 em torno do instante 142s

As equações (37) e (40) permitem estimar a histerese existente na válvula de controle:

$$\Delta y \approx 2 * \frac{\int_{i}^{i+1} |e| dt}{\Delta t} = \frac{2 * 1.084}{4.6} = 0.471 \quad (45)$$

$$\hat{H} = K_c \left(\frac{\Delta t}{2T_i} - \frac{1}{K_c K_v} \right) * \Delta y = 2 * \left(\frac{4.6}{2 * 1} - \frac{1}{2 * 1} \right) * 0.471 = 1.69\% . \quad (46)$$

Observe que as restrições do método de estimação foram satisfeitas: $\Delta t=4.6 > 3T_i$ e $e_{\max} = 0.46 < 2^* \Delta y$.

Na tabela 10 são listados os valores de histerese estimados através da simulação usando os parâmetros da tabela 9, para diferentes valores de histerese e atrito estático. De acordo com os valores da tabela 10, o maior erro de estimação foi de 14,1%.

Tabela 10 – Estimação de histerese: Método 2

Válvula Simulada		Histerese estimada (%)
H (%)	S (%)	
1	0	$\hat{H} = 0.871 \pm 0.13$, N= 862
2	0	$\hat{H} = 1.718 \pm 0.15$, N= 806
2	0.5	$\hat{H} = 2.050 \pm 0.29$, N= 351
3	0	$\hat{H} = 2.790 \pm 0.12$, N= 824
3	1	$\hat{H} = 2.660 \pm 0.86$, N=314
5	0	$\hat{H} = 4.560 \pm 0.21$, N= 825

Os valores de histerese estimados na tabela 10 foram calculados para um mesmo intervalo de tempo, 4000 segundos.

Se o processo representado pelo diagrama de blocos da Figura 33 disponibilizar o valor do sinal de controle u_1 do posicionador, podemos estimar a histerese presente na válvula de controle utilizando o método 3, discutido na seção 4.2. Na Figura 36 são ilustrados os sinais de controle u_1 e da saída da válvula y_1 , para o mesmo processo da tabela 9.

Ampliando a Figura 36 em torno do instante 68s, podemos identificar os instantes em que o sinal de controle inverte de sentido ($t_i = 66.4s$) e o instante imediatamente posterior que a válvula inverte o sentido ($t_{i+1} = 70 s$), destacados no gráfico.

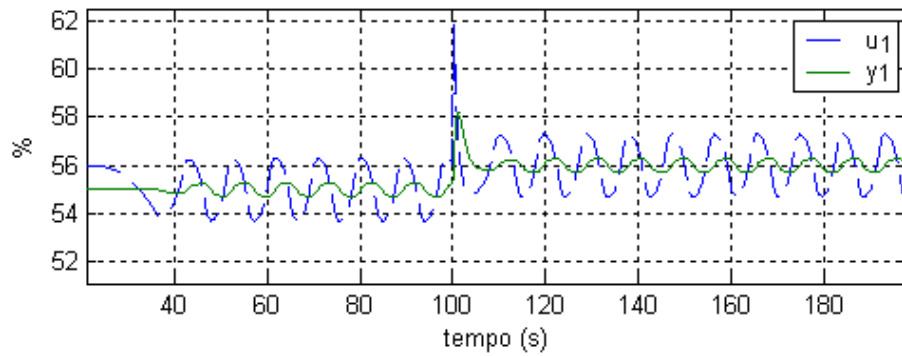


Figura 36 – Sinais de controle e posição da válvula com 2% de histerese em uma malha de controle

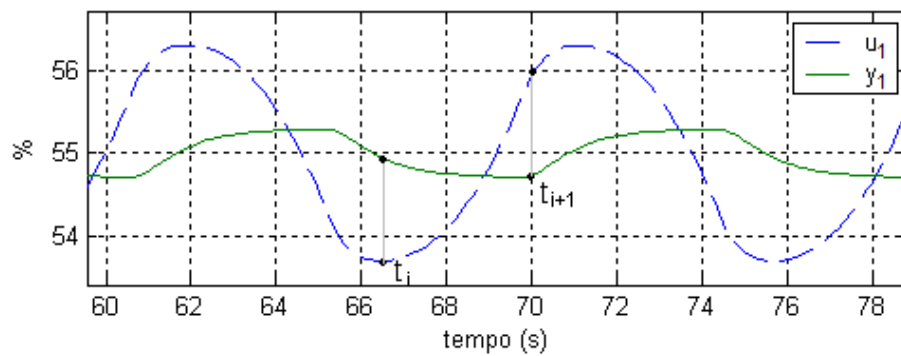


Figura 37 - Ampliação da Figura 29 em torno do instante 68s

Para estimar a histerese existente na válvula de controle, sendo disponível o sinal de controle e a posição da válvula, conforme discutido no item 4.2, utiliza-se a equação (41).

$$\hat{H} = (u_1(70) - u_1(66.4)) - \frac{(y_1(70) - y_1(66.4))}{1} = 2.13 - \frac{0.26}{1} = 1.87\% \quad (47)$$

Na tabela 11 são relacionados os valores de histerese estimados através de simulação da válvula com diferentes valores de histerese e atrito estático, utilizando apenas o sinal de controle u_1 e a saída y_1 da válvula para a estimação. O intervalo utilizado para as estimações foi igual a 4000 s. Observa-se que o erro máximo de estimação foi de 5,3%, de acordo com os valores da tabela 11.

Na tabela 12 são comparados os valores estimados de histerese pelos 3 métodos. Observa-se que o método três fornece o menor desvio padrão, visto que utiliza o valor de Δy medido e não estimado, reduzindo o erro da estimativa. Entretanto, por utilizar o valor medido de Δy , este método é o mais influenciado pela presença do atrito estático.

Tabela 11 – Estimação de histerese: Método 3

Válvula Simulada		Histerese estimada (%)
H (%)	S (%)	
1	0	$\hat{H} = 0.954 \pm 0.01$, N= 750
2	0	$\hat{H} = 1.916 \pm 0.04$, N= 710
2	0.5	$\hat{H} = 2.420 \pm 0.25$, N= 380
3	0	$\hat{H} = 2.840 \pm 0.09$, N= 655
3	1	$\hat{H} = 3.860 \pm 0.68$, N= 280
5	0	$\hat{H} = 4.780 \pm 0.14$, N= 450

Tabela 12 – Comparação entre os métodos de estimação de histerese

Válvula		Histerese Estimada (%)		
H (%)	S (%)	Método 1	Método 2	Método 3
1	0	$\hat{H} = 0.83 \pm 0.27$ N=193	$\hat{H} = 0.87 \pm 0.13$ N= 862	$\hat{H} = 0.95 \pm 0.01$ N=750
2	0	$\hat{H} = 1.78 \pm 0.32$ N=219	$\hat{H} = 1.71 \pm 0.15$ N= 806	$\hat{H} = 1.91 \pm 0.04$ N=710
2	0.5	$\hat{H} = 1.97 \pm 0.34$ N=87	$\hat{H} = 2.05 \pm 0.29$ N= 351	$\hat{H} = 2.42 \pm 0.25$ N= 380
3	0	$\hat{H} = 2.68 \pm 0.42$ N=198	$\hat{H} = 2.79 \pm 0.12$ N= 824	$\hat{H} = 2.84 \pm 0.09$ N= 655
3	1	$\hat{H} = 3.03 \pm 0.8$ N=65	$\hat{H} = 2.66 \pm 0.86$ N=314	$\hat{H} = 3.86 \pm 0.68$ N= 280
5	0	$\hat{H} = 4.26 \pm 0.99$ N=198	$\hat{H} = 4.56 \pm 0.21$ N= 825	$\hat{H} = 4.78 \pm 0.14$ N= 450

4.4 COMPENSAÇÃO DE HISTERESE

Ao identificar degradações em uma válvula de controle, a melhor ação é substituir ou reparar a válvula, de forma que ela não deteriore a malha de controle. Entretanto, substituir ou reparar uma válvula significa que a produção será interrompida, uma ação que deve ser programada para reduzir seu impacto sobre a produção. Por essa razão é de grande interesse que as válvulas operem mesmo com valores consideráveis de histerese.

Uma válvula de controle normalmente não se moverá quando o sinal de controle for constante, a não ser que o posicionador seja instável. Dessa forma, uma maneira óbvia de compensar a histerese é fazer com que o sinal de controle seja incrementado, de modo a vencer a banda morta, toda vez que a ação de controle for invertida. Usaremos para isto uma compensação *feedforward* (Hägglund, 2007) da forma

$$u = u_{FB} + u_{FF} \quad (48)$$

onde:

u_{FB} – sinal de controle de realimentação, gerado pelo controlador PID

u_{FF} – sinal de controle para compensação da histerese.

A compensação ideal da histerese é dada por:

$$u_{FF} = \frac{H}{2} \text{sign}\left(\frac{du}{dt}\right) \quad (49)$$

Para utilizar essa compensação na presença de ruído, é necessário filtrar o sinal de controle,

$$u_{FF} = \frac{\delta}{2} \text{sign}\left(\frac{du_F}{dt}\right) \quad (50)$$

onde u_F é o sinal de controle filtrado.

A saída do processo pode ser filtrada através de um filtro passa-baixa de segunda ordem

$$Y_F(s) = \frac{1}{(1 + sT_F)^2} Y(s) \quad (51)$$

Onde Y e Y_F são a transformada de *Laplace* da saída do processo e da saída filtrada do processo, respectivamente. Um filtro de segunda ordem é usado para garantir a retirada dos sinais de alta frequência no controlador, e a constante de tempo T_F do

filtro é $T_D/5$, para um controlador PID e $T_i/10$, para um controlador PI (Åström, Hägglund, 2005).

A presença do filtro irá introduzir um atraso na detecção da mudança do sinal de controle, assim a variação da ação de controle por causa da histerese já terá iniciado, antes de detectar o cruzamento com a referência. Para compensar esse atraso, utiliza-se um ganho do compensador $\delta \leq H$. Outra possibilidade na compensação é a utilização do sinal de erro, conforme a equação (52). Entretanto, caso o processo apresente um atraso, haverá uma diferença de tempo entre a mudança da direção do sinal de controle e do sinal de erro, fazendo com que o ganho do compensador deva ser menor que a histerese existente no processo.

$$u_{FF} = \frac{d}{2} \text{sign}(e) \quad (52)$$

4.5 SIMULAÇÕES DA COMPENSAÇÃO DE HISTERESE

O compensador descrito pela equação (50) é programado de acordo com o diagrama de blocos da Figura 38. O termo $\text{sign}\left(\frac{du}{dt}\right)$ tem a finalidade de determinar o sentido do sinal de controle. De forma a simplificar o procedimento, a derivada de u foi substituída pela diferença entre o valor de $u_{FB}(t)$ e $u_{FB}(t-d)$, onde d é o parâmetro do bloco atraso.

O valo do atraso d influencia na detecção do instante em que ocorre a inversão de sentido do sinal de controle. Valores pequenos de d tornam a detecção da inversão mais rápida, entretanto fica sensível a ruídos, ocasionando compensações em instantes inadequados. Valores grandes de d atrasam a compensação, prejudicando seu funcionamento.

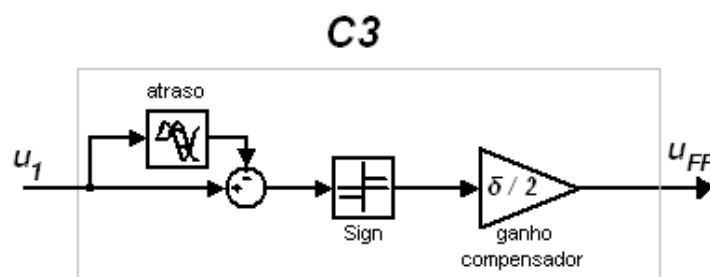


Figura 38 – Bloco compensador

A malha de controle da Figura 27 com compensação da histerese é ilustrada na Figura 39. Utilizando $d=0.15s$ (estimado por tentativa e erro), $\delta = 1.916$ (\hat{h} estimado pelo método 3, tabela 11) e os valores da tabela 10 para a simulação da compensação de histerese, obtêm-se os resultados apresentados na Figura 40.

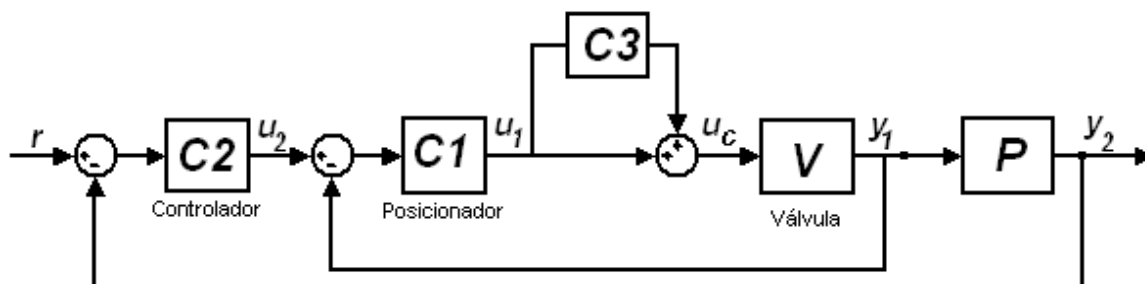


Figura 39 – Válvula em uma malha de controle com compensação de histerese

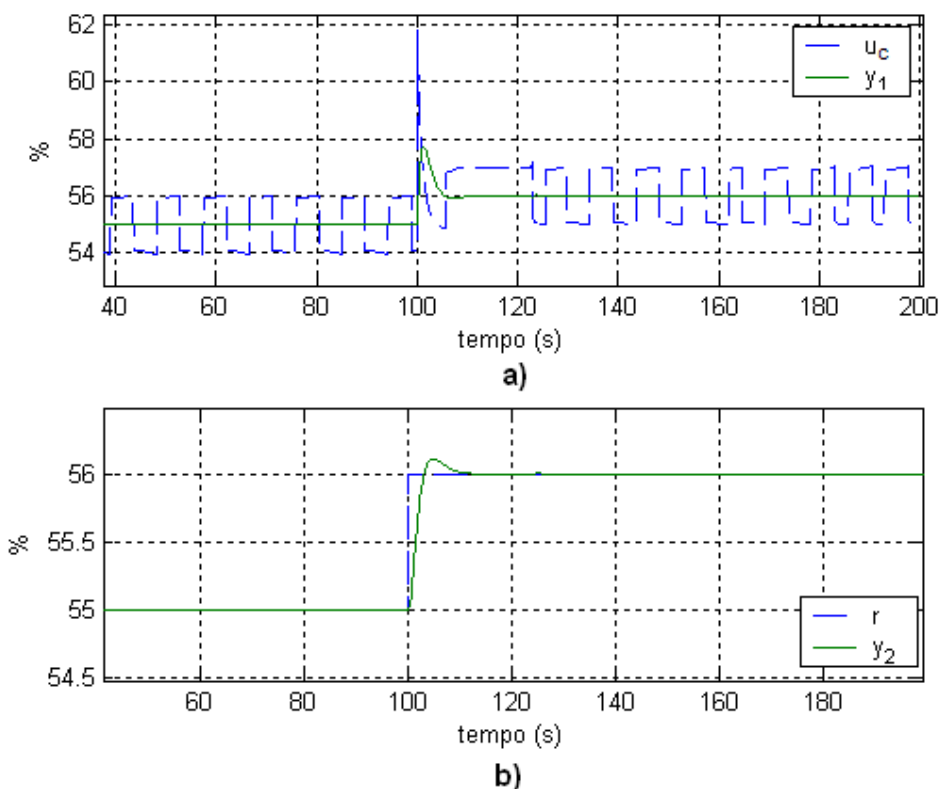


Figura 40 – a) Referência e posição da válvula b) Referência e saída do processo para uma válvula com compensação

A compensação da histerese é feita através da adição (ou subtração) do ganho $\delta/2$ ao sinal de controle, cuja finalidade é vencer a banda morta existente na válvula. Esse ganho é adicionado ou subtraído de acordo com a direção do sinal de controle, conforme ilustrado na Figura 41. Observe que a soma ou a subtração do ganho $\delta/2$

faz com que a válvula responda de imediato ao sinal de controle, reduzindo consideravelmente as variações da posição da válvula.

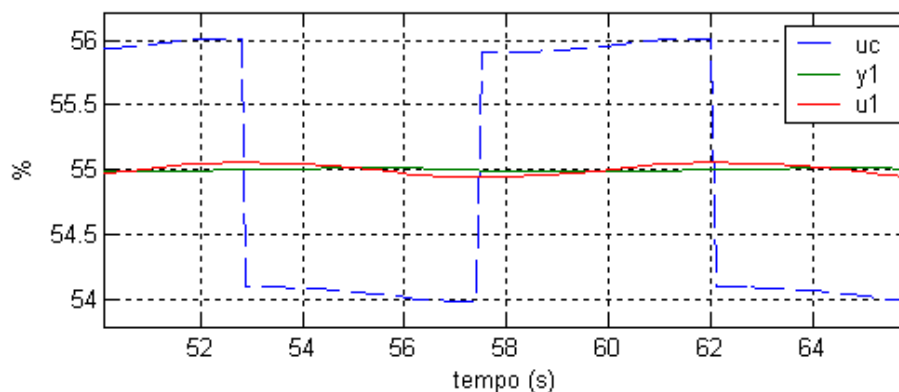


Figura 41 – Sinais de controle da válvula com compensação de histerese

A pequena variação da saída y_1 da válvula ocorre porque o ganho do compensador é menor que a histerese existente na válvula. Caso o valor da histerese estimada seja igual ao valor da histerese da válvula, a compensação será exata, conforme ilustrado na Figura 42. Neste caso não haverá variação na posição da válvula, pois o ganho, somado ou subtraído, $\delta/2$ é igual à histerese, e conseqüentemente variação na saída do processo será eliminada. Obviamente, isto é uma idealização.

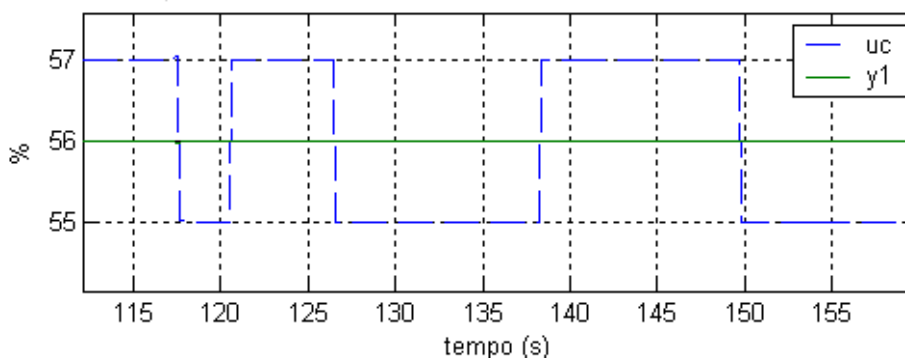


Figura 42 – Compensação ideal de histerese $\hat{h}=\delta$

Para avaliar a compensação da histerese são utilizados três índices: amplitude média de y_2 , o valor da IAE (Integral do erro absoluto) de y_2 e o número de reversões da válvula. A amplitude das oscilações e o valor da IAE da saída do processo são índices típicos para indicar o quanto a ação de controle é deteriorada pela presença da histerese na válvula. Outro índice importante é o número de reversões de sentido da válvula de controle, pois está diretamente ligado com seu desgaste e vida útil.

Na tabela 13 são listados os valores de amplitude média da oscilação em y_2 , o valor da IAE de y_2 e número de reversões da válvula, para o sistema sem compensação e com compensação de histerese, utilizando os valores estimados de histerese pelo método 3, para o mesmo intervalo de tempo de 120 a 200 s.

Nas simulações realizadas, só foram considerados como inversão de sentido da válvula as variações de posição maiores que 0,1%. Portanto as linhas da tabela com reversão 0 significa que a variação de posição foi inferior a 0,1%.

Os dados foram simulados com precisão de 10^{-3} , portanto os itens de variação de amplitude e IAE com valores zero indicam que o resultado era menor que 0,001.

Tabela 13 – Comportamento da válvula no processo com e sem compensação da histerese

Válvula Simulada		Índices de comparação	Sem compensação	Compensado
H (%)	S (%)			Ĥ – Método 3
1	0	Amplitude (%)	0,045	0,0023
		IAE	2,02	0,121
		N° reversões	17	0
2	0	Amplitude (%)	0,09	0,004
		IAE	4,32	0,188
		N° reversões	17	0
2	0.5	Amplitude (%)	0,08	0
		IAE	3,624	0,002
		N° reversões	42	0
3	0	Amplitude (%)	0,14	0,009
		IAE	6,45	0,42
		N° reversões	17	0
3	1	Amplitude (%)	0,15	0,005
		IAE	5,98	0,45
		N° reversões	44	4
5	0	Amplitude (%)	0,23	0,011
		IAE	10.84	0,651
		N° reversões	17	0

5 APLICAÇÃO EM UMA VÁLVULA REAL

Os métodos de detecção *off-line* das degradações presentes na válvula de controle: atrito estático e histerese, estimação e compensação *on-line* de histerese foram aplicados a uma válvula de controle eletropneumática atuando em um processo.

5.1 DESCRIÇÃO DO PROCESSO

O processo utilizado para os testes é mostrado na Figura 43. A válvula de controle é do tipo rotativa, classe de pressão 150 lbs, corpo de 1", CV = 24, tipo segmento de esfera, cujo atuador é do tipo pistão com suprimento de ar no máximo de 150 lbs e ação APA (ar para abrir), Figura 44. A válvula foi instrumentada com um conversor de sinal I/P, um sensor de pressão e um sensor de posição.

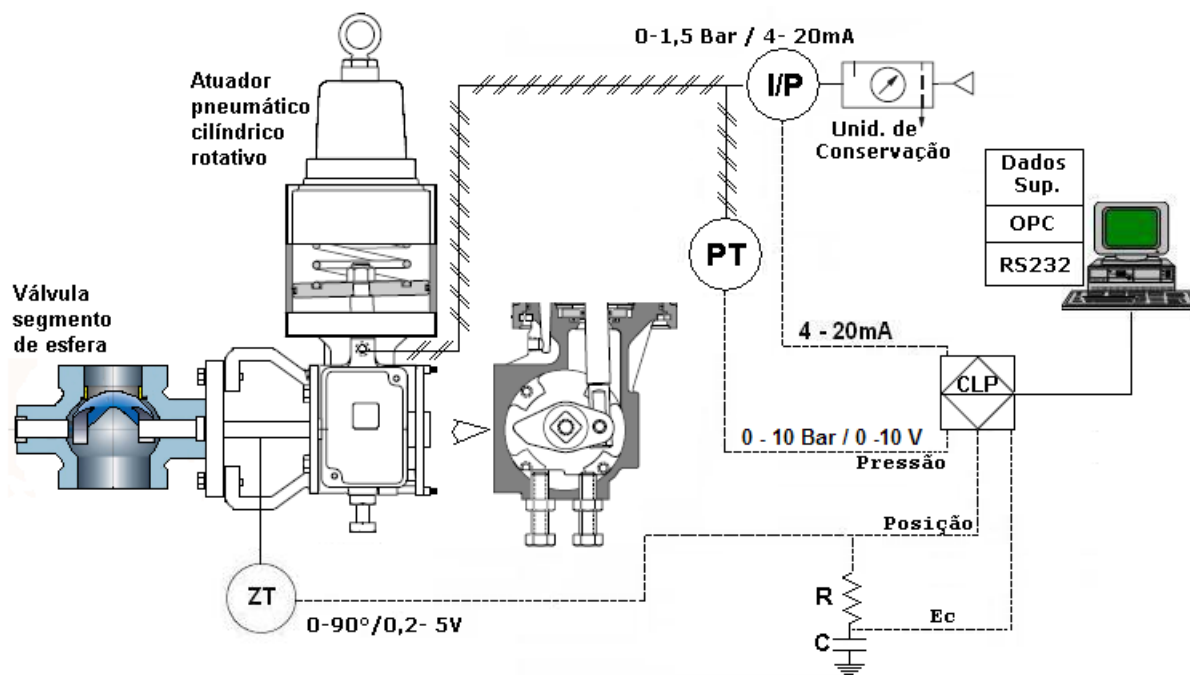


Figura 43 – Sistema real utilizado para os testes

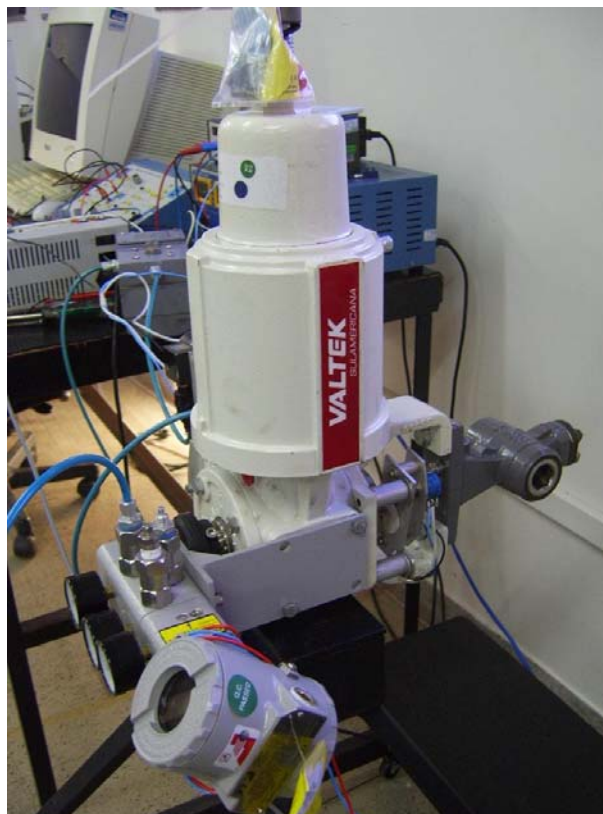


Figura 44 – Válvula de controle pneumática rotativa

O conversor I/P (corrente para pressão) possui entrada 4 a 20 mA e saída 0 – 1,5 bar, Figura 45.



Figura 45 - Conversor I/P

O transmissor de pressão (PT) é do tipo célula extensiométrica, cuja entrada é de 0 a 10 bar e a saída de 0 a 20mA / 0 a 10Vcc, Figura 46.



Figura 46 - Sensor de pressão

O sensor de posição (ZT) é um potenciômetro linear instalado junto à haste da válvula, que através de sistemas de engrenagem varia a resistência elétrica e conseqüentemente a tensão, fornecendo um valor de tensão proporcional à posição da haste, Figura 47. O processo de primeira ordem é emulado através de um circuito RC, $R = 120K\Omega$ e $C=22\mu F$, sendo a saída a tensão no capacitor E_C .

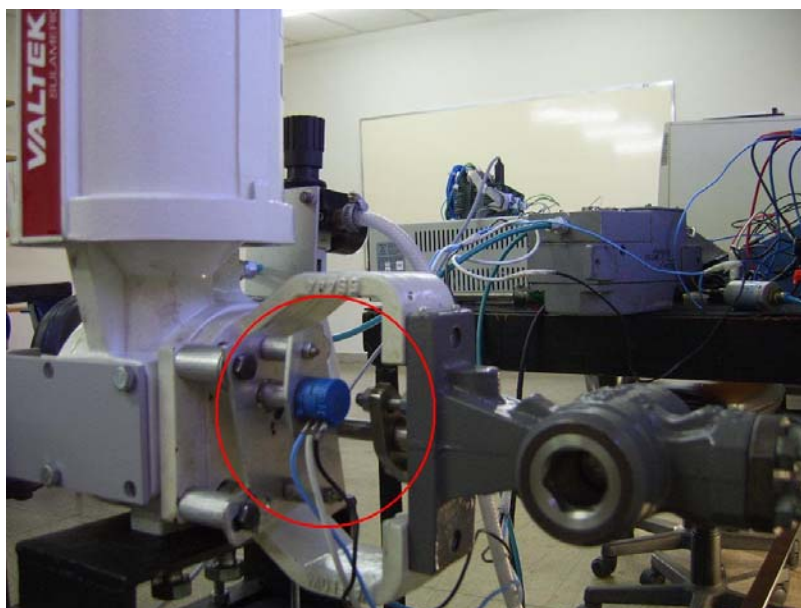


Figura 47 – Potenciômetro: sensor de posição

Para a programação dos controladores C1, C2 e do compensador C3, foi utilizado um Controlador Lógico Programável (CLP) da *Matsushita* modelo FP0-C32, Figura 48, com dois cartões analógicos FP0-A21, sendo que cada cartão possui duas entradas e uma saída analógica, cuja faixa é de 0 a 5V com resolução de 12 bits.

No CLP foram programados dois controladores PI's em cascata: C1 e C2. O controlador C1 (malha interna) é o posicionador da válvula e o controlador C2 é usado para o controle da malha externa da variável do processo (tensão no capacitor). A malha interna foi sintonizada utilizando o método de Cohen-Coon e foi feita uma re-sintonia manual para melhorar seu desempenho e a malha externa foi sintonizada empiricamente. A programação dos controladores PI foi feita para o mínimo tempo de amostragem possível (10ms).

O bloco de compensação C3, Figura 38, foi programado no CLP utilizando a função tangente para a aproximação da derivada do sinal de controle u_1 .

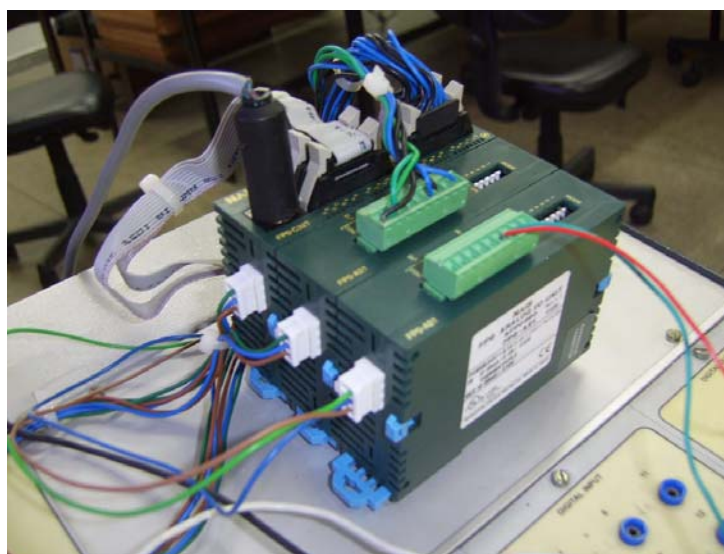


Figura 48 - CLP: programação dos controladores PI's

O mesmo sistema da Figura 43, é apresentado através de diagramas de bloco na Figura 49.

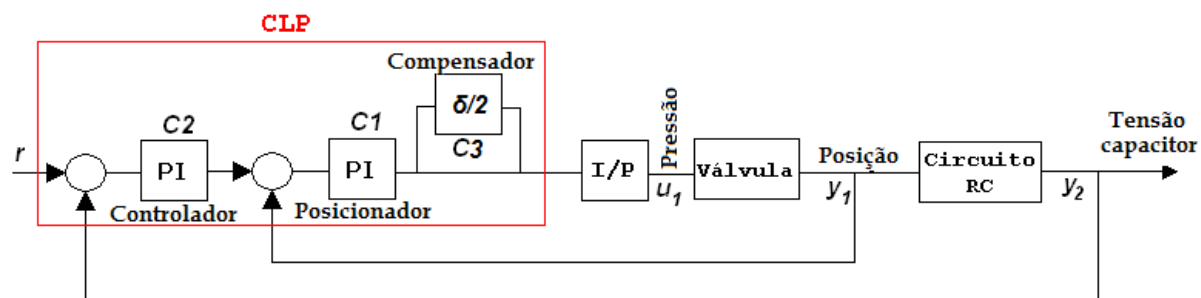


Figura 49 – Diagrama de blocos do sistema real

Os dados foram coletados via sistema supervisorio e processados no *software Matlab®*. A Figura 50 apresenta a foto do sistema real, destacando cada um dos componentes utilizados nos testes.

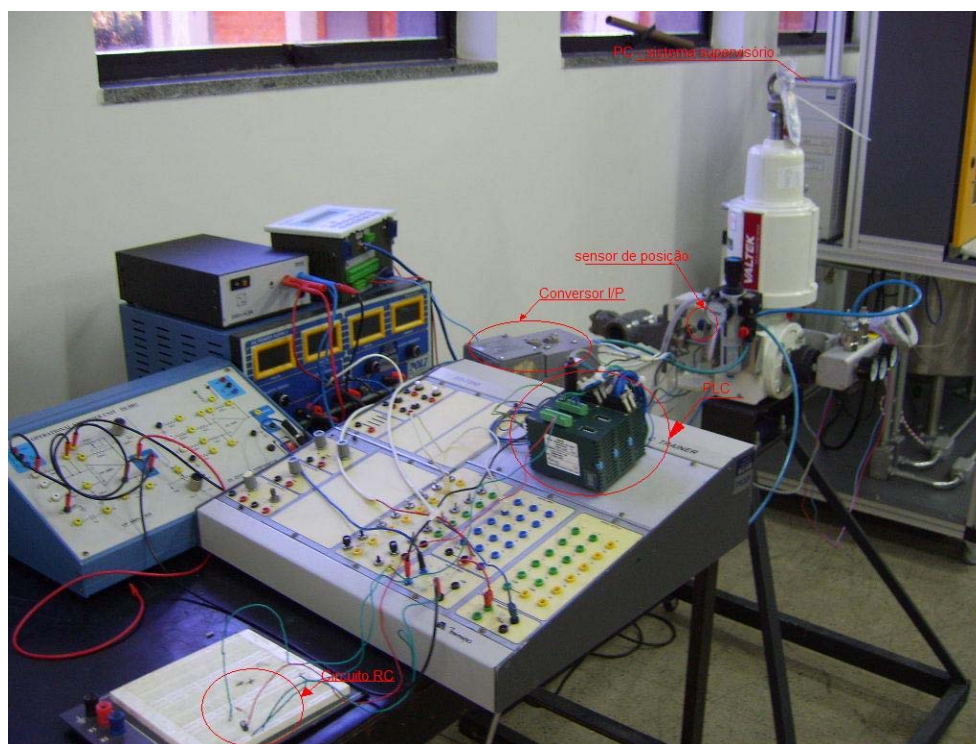


Figura 50 – Foto do sistema real

5.2 OBTENÇÃO DAS DEGRADAÇÕES VIA MÉTODO *OFF-LINE*

Com a válvula fora do processo, foram feitos testes para identificar a histerese e o atrito estático.

Os sinais apresentados na Figura 51, conforme explicação da seção 3.3, permitem quantificar a histerese presente na válvula de controle. Para a válvula em estudo, a medida *off-line* da histerese é 35%. Esse valor grande de histerese presente na válvula é ocasionado pela presença do atuador cilindro e pela faixa de trabalho da pressão aplicada à válvula. A variação nominal de pressão da válvula é de 0 a 150 psi, entretanto nos testes a faixa utilizada foi de 0 a 23 psi, dessa forma o valor de 8,05 psi (35%) de histerese torna-se aceitável se comparado a faixa de pressão nominal (5,33%).

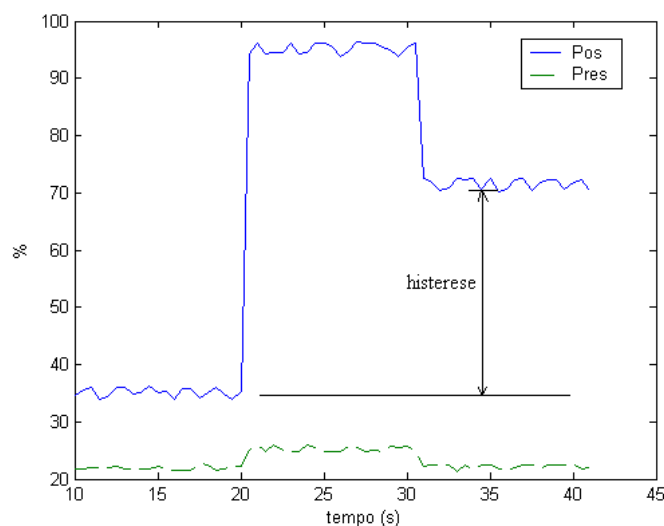


Figura 51 – Sinal de pressão e posição da válvula real

Para verificar o valor do atrito estático utilizou-se uma seqüência de degraus de pressão de amplitude 0,1psi. O valor necessário de pressão para iniciar o movimento da válvula é o valor do atrito estático, conforme destacado na Figura 52.

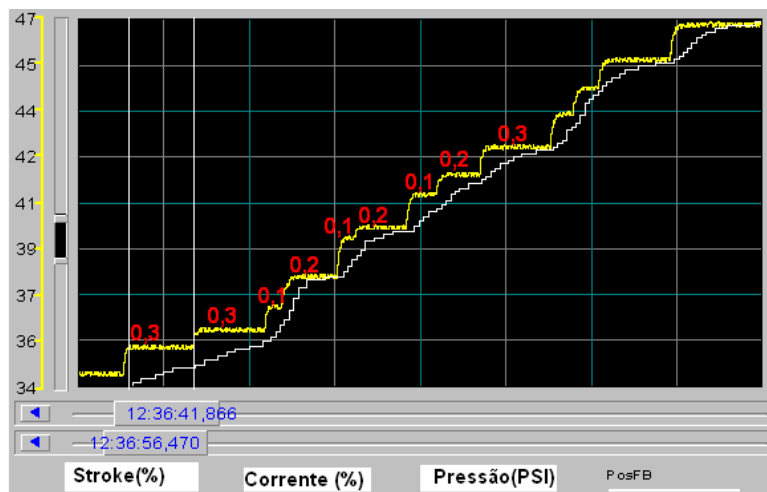


Figura 52 – Sinal de pressão e posição para identificar o atrito estático da válvula

Portanto, a válvula utilizada nos testes apresentou uma histerese de 35% e um valor médio de atrito estático de 0.2 psi. Sabendo que a faixa de pressão de operação da válvula é de 23 psi, o valor do atrito estático presente na válvula é de 0.87%.

5.3 ESTIMAÇÃO ON-LINE E COMPENSAÇÃO DA HISTERESE

Os dados monitorados pelo sistema supervisório são: saída y_2 do processo (tensão no capacitor), a posição y_1 da válvula, a pressão u_1 aplicada à válvula, a referência r do processo, conforme ilustrado na Figura 49. Para facilitar as análises, esses dados são normalizados na faixa de 0 a 100%. A referência r e saída y_2 do processo variam na faixa de 0 a 4000, a posição y_1 da válvula varia de 0 a 4000, entretanto há um *off-set* de 62 na medida do sensor e o sinal de pressão u_1 varia de 0 a 1020.

Na tabela 14 são listados os parâmetros dos controladores PI da malha externa (C2) e da malha interna (C1), o ganho do processo (circuito RC) e a constante de tempo da válvula. A constante de tempo τ_v foi obtida através da resposta ao degrau da válvula real.

Tabela 14 – Parâmetros do sistema real

Parâmetro	Descrição	Valor
τ_v	Constante de tempo da válvula	0,6 s
KP	Ganho estático do processo	1
KC1	Ganho proporcional do controlador C1	3,3
Ti1	Tempo integral do controlador C1	0,4s
KC2	Ganho proporcional do controlador C2	1
Ti2	Tempo integral do controlador C2	1

A Figura 53 apresenta os dados reais do processo, para uma mudança de referência de 25% para 50%, representados na tela do sistema supervisório.

Utilizou-se o *software MatLab®* para normalizar e analisar os dados do intervalo de 11:09:06 h a 11:11:36h, conforme ilustração da Figura 54.

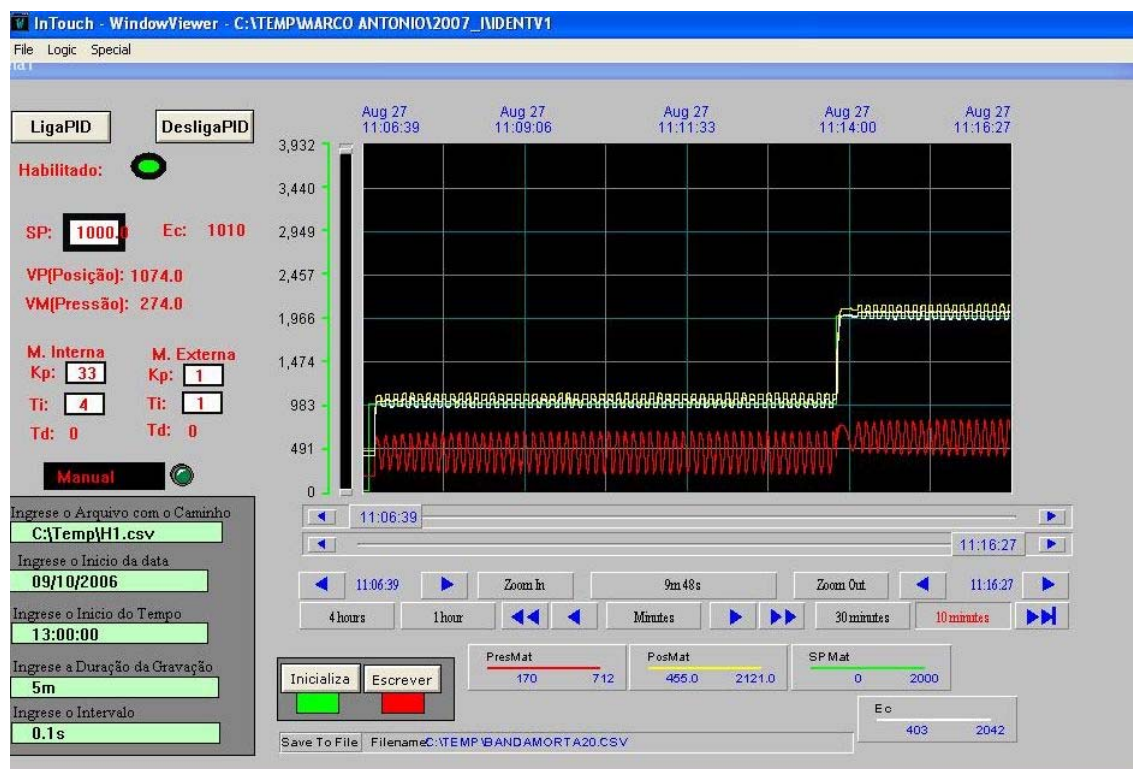


Figura 53 – Sinais do sistema real: mudança de referência de 25% para 50%

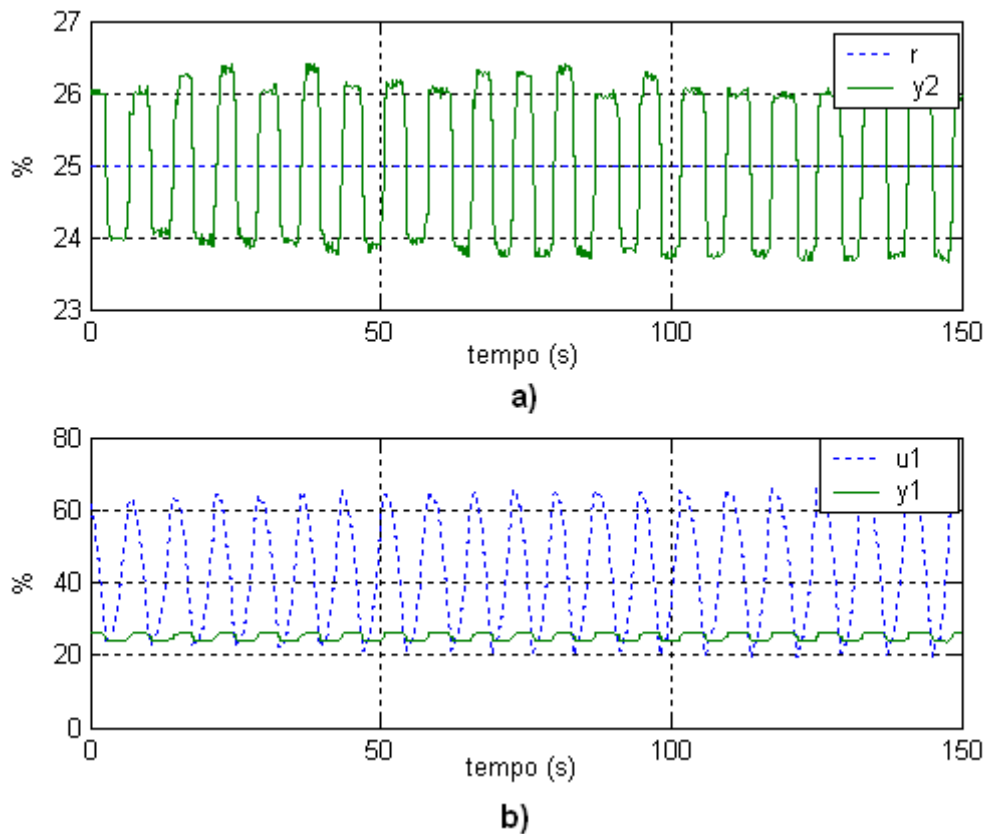


Figura 54 – Sinais do sistema real: ponto de operação de 25%

Como o valor do sinal de controle aplicado à válvula está disponível, o método 3 será utilizado para estimar a histerese. Para esse método, é necessário conhecer o sinal u_1 e a saída y_1 e estimar o valor do ganho K_V da válvula, através da equação (42).

Para calcular o valor médio de u e y , utilizam-se os dados no intervalo de tempo onde o ponto de operação é constante e a saída oscila devido à presença da histerese na válvula. Para o cálculo de K_V utilizou-se os dados do intervalo de tempo de 11:09:06 h a 11:11:36h, Figura 54.

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^{i=150} y_i}{150} = 25 \quad (53)$$

$$\bar{u} = \frac{\sum_{i=1}^{i=150} u_i}{150} = 47.75 \quad (54)$$

Portanto,

$$K_V = \frac{\bar{y}}{\bar{u}} = \frac{25}{47.75} = 0.571. \quad (55)$$

Na ampliação da Figura 54 b) em torno do instante 50 s, Figura 55, são destacados os instantes em que ocorrem a inversão no sentido do sinal u_1 de controle e da posição y_1 da válvula: $t_i = 47$ s e $t_{i+1} = 49.9$ s. A histerese é estimada através da equação (36):

$$\hat{H} = (u(49.9) - u(47)) - \frac{(y(49.9) - y(47))}{0.571} = 30.19 - \frac{0.67}{0.571} = 29.01\% \quad (56)$$

Na ampliação da Figura 54 b) em torno do instante 110 s, Figura 56, os instantes em que ocorrem a inversão no sentido do sinal u_1 de controle e da posição y_1 válvula: $t_i = 109.5$ s e $t_{i+1} = 113.3$ s. A histerese é estimada através da equação (41):

$$\hat{H} = (u(113.3) - u(109.5)) - \frac{(y(113.3) - y(109.5))}{0.571} = 37.94 - 1.31 = 36.62\% \quad (57)$$

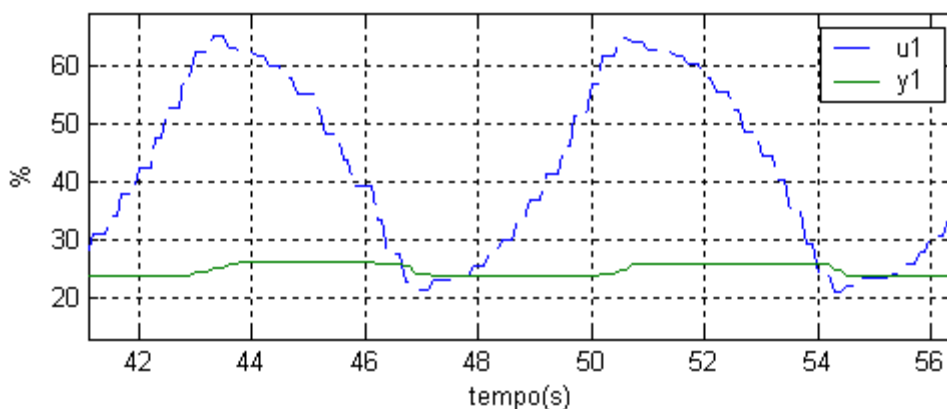


Figura 55 - Ampliação da Figura 54 b) em torno do instante 50 s

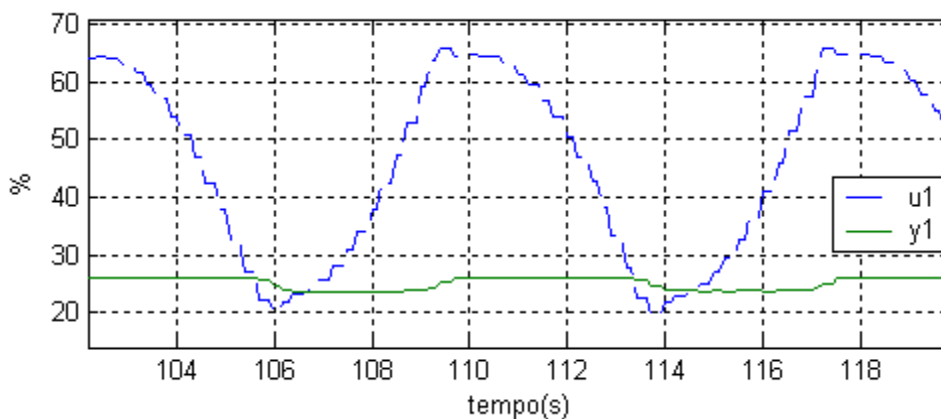


Figura 56 - Ampliação da Figura 54 b) em torno do instante 110 s

Na tabela 15 são relacionados os valores estimados de histerese para a válvula real, utilizando o método 3, para dois pontos de operação. Na primeira coluna são listados os pontos de operação, na segunda coluna o valor médio estimado da histerese \hat{H} , desvio padrão σ e número de amostras analisadas N ($\hat{H} \pm \sigma N$), na terceira coluna o intervalo de tempo dos dados analisados. O número N de amostras é quantidade de valores estimados para a histerese no intervalo de tempo registrado.

Tabela 15 - Histerese estimada para duas referências

Referência	Histerese estimada	Intervalo de tempo
$r = 25\%$	$\hat{H} = 32,67 \pm 4,89 \quad N = 187$	11:07:00 h a 11:13:30h
$r = 50 \%$	$\hat{H} = 29,33 \pm 3,82 \quad N = 169$	11:15:25 h a 11:21:55h

Os valores estimados de histerese são próximos do valor da histerese estimada pelo processo *off-line*, 35%.

O algoritmo para a compensação da histerese foi programado no CLP, utilizando o ganho do compensador $\delta = 32.67\%$. Os sinais dessa compensação são apresentados na Figura 57. Visualmente, podemos verificar a redução da amplitude das oscilações da tensão no capacitor e a redução no número de reversões da válvula.

Os dados do intervalo de 11:26:40 h a 11:29:10h foram normalizados, conforme ilustrado da Figura 58. De forma semelhante à seção 4.4, na tabela 16 é apresentada a comparação da válvula real no processo sem e com compensação para dois pontos de operação. Os índices analisados são: amplitude e o valor da IAE do sinal de saída y_2 do processo, que informa a deterioração do controle, e o número de reversões da válvula, que indica o desgaste da mesma.

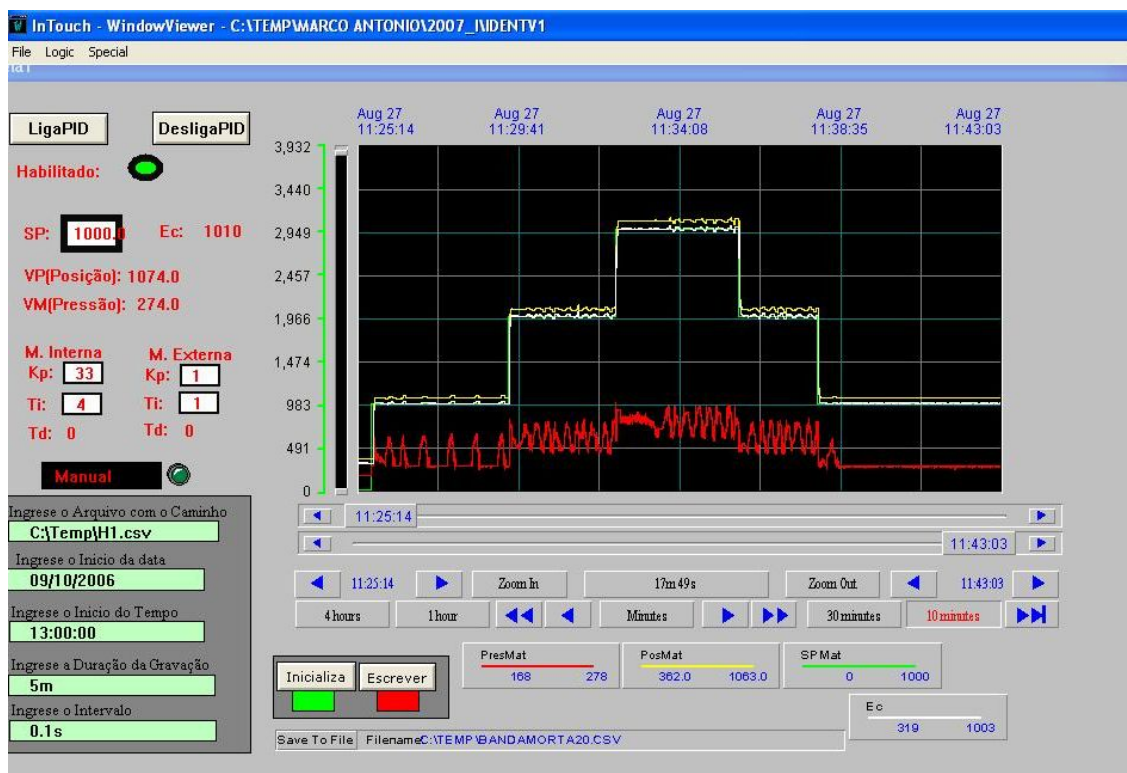


Figura 57 – Sinais do sistema real com compensação de histerese

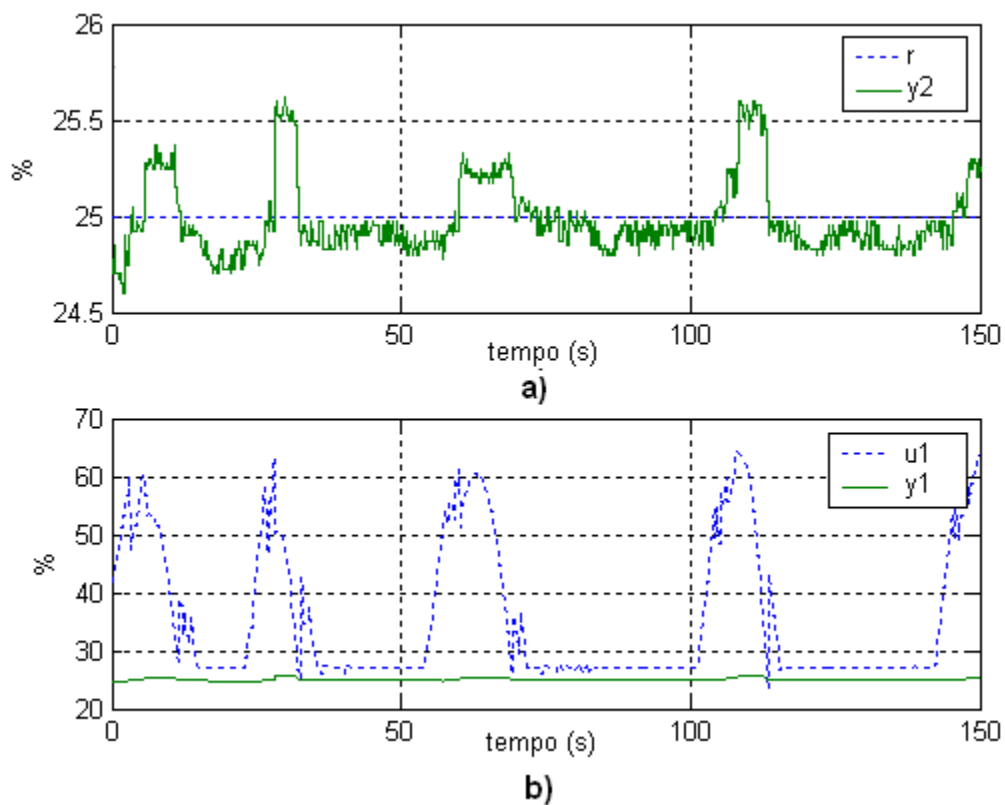


Figura 58 – Sinais da válvula real com compensação da histerese para uma referência de 25%

Tabela 16 - Comparação entre o processo com a válvula real sem e com compensador

Ponto de Operação	Índices de comparação	Sem compensação	Compensado $\delta = 32,67\%$	Tempo (s)
r = 25%	Amplitude	1,4%	0,6%	150 s
	IAE	153,2	22,65	
	N° reversões	41	9	
r = 50%	Amplitude	1%	0,5%	140 s
	IAE	115,67	37,43	
	N° reversões	35	18	

A compensação para o ponto de operação 25% apresentou resultados melhores que para o ponto de operação 50%, pois o ganho utilizado pelo compensador é igual à histerese estimada. Já na faixa de operação 50%, foi utilizado um ganho maior que a histerese estimada, fazendo com que a compensação não seja tão eficaz.

Para a válvula testada, a compensação reduziu em 50 % a variação da amplitude do processo, além de reduzir consideravelmente o número de reversões da válvula.

Outra observação importante é que o compensador conseguiu melhorar o desempenho do sistema, mesmo com a válvula tendo um valor altíssimo de histerese, 35%.

A compensação da histerese deve ser uma operação assistida pelo operador. Uma vez detectada e quantificada a histerese, o operador é avisado de sua existência e advertido a autorizar a compensação correspondente. Pode-se então emitir uma requisição para a manutenção da válvula na próxima parada.

6 CONCLUSÃO

Neste trabalho foram apresentados, implementados e analisados métodos para diagnóstico *off-line* e *on-line* da histerese em válvulas de controle pneumáticas. A histerese foi quantificada e um algoritmo para sua compensação foi utilizado para reduzir o efeito das oscilações produzidas por estas degradações em processos.

O método proposto por (Hägglund, 2007) e dois métodos aqui propostos foram aplicados ao problema de estimação de histerese em válvulas em diferentes malhas de controle, com diferentes requisitos de parâmetros e sinais necessários para a estimação.

A influência do atrito estático na estimação da histerese foi analisada nas simulações feitas.

Três critérios de desempenho usais para este problema foram calculados e demonstraram melhorias após a aplicação da compensação. Estatísticas de primeira ordem permitiram validar as metodologias.

A maior restrição a aplicação desses métodos é a presença de ruídos, que devem ser filtrados para que sejam gerados dados válidos para a estimação da histerese.

Uma sugestão de trabalho futuro é analisar a estimação da histerese quando o efeito do atrito estático for maior que a histerese presente na válvula de controle.

7 REFERÊNCIAS

- 1 ÄSTROM, K. J.; HÄGGLUND, T. **Advanced PID Control**. ISA – The Instrumentation, System, and Automation Society. Research Triangle Park, NC 27709, 2005.
- 2 BIALKOWSKI, W. L. **Dreams vs. reality: A view from the both sides of the gap**. In Control system. P. 283-294. Whistler, Canada, 1992.
- 3 CHAGAS, T. P.; MUNARO, C. J.; MATTEDI, A.; PELOSO A. **Fault Detection in an Industrial Process Using Luenberger Observer and Fuzzy Logic**. IMMS07 – International Modeling and Simulation Multiconference, Buenos Aires, Argentina, 2007.
- 4 CHOUDHURY, M. A. A. S.; SHAH, S. L.; THORNHILL, N. F. **Diagnosis of poor control loop performance using higher order statistics**. Automática 40, Volume:10, p. 1719-1728, 2004.
- 5 _____. **Modeling valve stiction**. Control Engineering Practice. Volume: 13, p. 641-658, 2005.
- 6 CHOUDHURY, M. A. A. S.; SHAH, S. L.; THORNHILL, N. F.; SHOOK, D. S. **Automatic detection and quantification of stiction in control valves**. Control Engineering Practice, Volume: 16, p. 1395 – 1412, 2006.
- 7 CORREA, P. V. **Fundamentos de Controle e Instrumentação, 2002**. Instrumentação e Controle.pdf [Arquivo]. Disponível em <<http://www.esnips.com/web/cefet-congonhas-instrumentacao>>. Acesso em: 10 de jul. de 2006.
- 8 FISHER. **Control Valve Handbook**. Fisher-Rousemount System, Inc. Third edition, USA, 1998. Disponível em < <http://www.emersonprocess.com/fisher/products/documentation.html> >. Acesso em 09 de nov. de 2006.
- 9 FITZGERALD, B. **Control Valves for the Chemical Process Industries**. New York, McGraw-Hill, 1995.
- 10 GARCIA, C. **Modelagem de atrito em válvulas de controle**. Congresso Brasileiro de Automática, p. 1908-1913. Salvador, 2006.
- 11 _____. **Modelagem e simulação de processos industriais e de sistemas eletromecânicos**. Editora da USP, 2nd ed., São Paulo, 2005.
- 12 HÄGGLUND, T. **A control loop performance monitor**. Control Engineering Practice, Volume: 3, p. 1543-1551, 1995.
- 13 _____. **A friction compensator for pneumatic control valves**. Journal of Process Control, Volume: 12, p. 897-904, 2002.

- 14 _____ . **Automatic on-line estimation of backlash in control loops.** Journal of Process Control, Volume: 17, p. 489-499, 2007.
- 15 HORCH, A. **A simple method for detection of stiction in control valves.** Control Engineering Practice, Volume 7, p. 1221-1231, 1999.
- 16 KARNOPP, D. **Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems.** Measurements and Control. Volume: 107, p. 100-103, 1985.
- 17 KAYIHAN, A.; DOYLE III, F. J. **Friction compensation for a process control valve.** Control Engineering Practice, Volume: 8, p. 799-812, 2000.
- 18 MANABU, K; MARUTA, H.; KUGEMOTO, H.; SHIMIZU, K. **Practical model and detection algorithm for valve stiction.** IFAC - Dycops-7th International Conference. Paper # 54, Cambridge, USA, 2004.
- 19 MICHEL, R. **A simple method to determine control valve performance and its impacts on control loop performance.** Disponível em: <<http://www.topcontrol.com/pdf/controlvalveperformance.pdf>>. Acesso em: 13 jul. 2007.
- 20 MUNARO, C. J.; CHAGAS, T. P.; FERREIRA, D. D.; PERSICI, E.; MELLO, J. M. G. **Deteção e Isolamento de falhas em um processo para controle de nível.** Anais do VII INDUSCON. Recife, PE, 2006.
- 21 MUNARO, C. J.; CHAGAS, T. P.; MATTEDI, A. **Deteção de falhas em um Processo Industrial via Observador de Luenberger e Lógica Fuzzy.** Anais do SNCA, Salvador, BA, 2007.
- 22 MUNARO, C. J.; CHAGAS, T. P.; MATTEDI, A.; CUADROS, M. A. S. L.; THEBAS, V. M. **Diagnóstico on-line de válvulas pneumáticas de controle.** Congresso da ISA, São Paulo, 2007.
- 23 NORDIN, M.; GUTMAN, P. O. **Controlling mechanical systems with backlash – a survey.** Automatica. Volume: 38, p. 1633-1649, 2002.
- 24 ROSSI, M.; SCALI, C. **Automatic detection of stiction in actuators: a technique to reduce the number of uncertain cases.** IFAC – Dycops-7th International Conference. Paper # 157, Cambridge, USA, 2004.
- 25 _____ . **A comparison of techniques for automatic detection of stiction: simulation and application to industrial data.** Journal of Process Control. Volume: 15, p. 505-514, 2005.
- 26 RUEL, M. **A simple method to determine control valve performance and its impacts on control loop performance.** Top Control Inc, Houston, 2000. Disponível em <<http://www.topcontrol.com/pdf/controlvalveperformance.pdf>>. Acesso em 15 de nov. de 2006.

- 27 _____. **Valve diagnosis identifies process problems.** Proc. ISA Western Regional Conf. and Exhibition. Las Vegas, NV, 2002. Disponível em: <<http://www.topcontrol.com/pdf/valvediagnosticsidentifiesprocessproblems.pdf>>. Acesso em 15 jul. de 2006.
- 28 SINGHAL, A.; SALSBURY, T. I. **A simple method for detection valve stiction in oscillating control loops.** Journal of Process Control. Volume: 15, p. 371-382, 2005.
- 29 TAGA, Q.; DUMONT, M. S.; DAVIES, M. S. **Detection and diagnosis of oscillation in control loops.** Proceedings of 35th Conference on Decision and Control. P. 2432-2437, Kobe, Japan, 1996.

8 ANEXO

8.1 ANEXO A: DESCRIÇÃO DA FUNÇÃO ATRITO ESTÁTICO

Para descrever o atrito estático em válvulas de controle utilizou-se de funções disponíveis no *Simulink/Matlab*®. O diagrama de blocos da Figura 52 ilustra como foi programada essa função. O bloco MATLAB Function executa a função descrita pelo algoritmo abaixo.

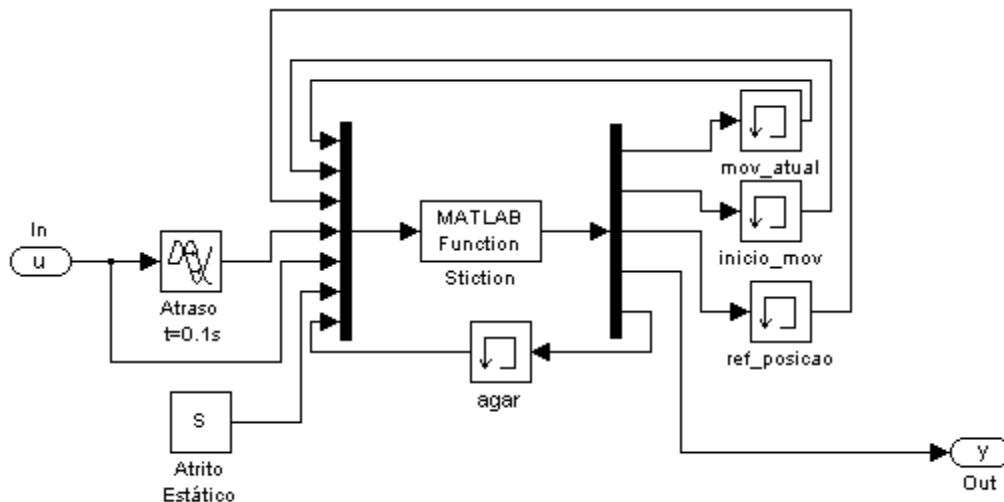


Figura 59 - Bloco de simulação do atrito estático

```
function y = stiction(u)
% entrada u
% u(1)- movimento anterior (inicializar com 1)
% u(2) - inicio de movimento (inicializar com 0)
% u(3) - referencia de posição (inicializar com 0)
% u(4) - posição anterior (sinal de entrada apos o bloco delay)
% u(5) - posição atual
% u(6) - valor do atrito estático
% u(7) - variável que controla se a válvula parou, mas ainda não superou o
% atrito estático
mov_ant = u(1) ; % subindo ou descendo
i_mov = u(2); %
ref_posicao = u(3);
posicao_ant = u(4);
```

```

posicao_atual = u(5);
S = u(6);
agar = u(7);
% Detectar se a válvula esta ou em movimento
if abs( posicao_atual - posicao_ant)< 0.02 % próximo de zero
    % posição constante - sem movimento
    mov_atual =0;
else mov_atual=1; % válvula em movimento
end

% verifica se o movimento de abertura ou fechamento da válvula iniciou
if (mov_ant==0) & (mov_atual==1)
    i_mov=1;% inicio de movimento detectado
    if agar==0 %% válvula não esta agarrando
        ref_posicao = posicao_ant;
    end
end

if (mov_ant==0) & (mov_atual==0)
    % válvula parou
    if i_mov==1
        agar=1; % a válvula parou, mas não superou o atrito estático ( esta agarrando)
    end
end

if i_mov==0
    pos_valvula = posicao_atual; % válvula parada ou válvula em movimento
else % válvula iniciou o movimento
    if abs(posicao_atual - ref_posicao) > S;
        % a posição superou o atrito estático - inicia movimento em slipjump
        pos_valvula = posicao_atual;
        i_mov=0;
        sim=0;
    end
end

```

```

        else % não superou o atrito estático
            pos_valvula = ref_posicao;
        end
    end
end
% saída:
% y(1) - movimento atual
% y(2) - inicio de movimento
% y(3) - referencia de posição
% y(4) - posição da válvula
% y(5) - variável que controla se a válvula parou, mas ainda não superou o atrito
estático.
y(1) = mov_atual; % movimento anterior recebe movimento atual
y(2) = i_mov;
y(3) = ref_posicao;
y(4) = pos_valvula;
y(5)= sim;
end

```

8.2 ANEXO B: ALGORITMO DE ESTIMAÇÃO DE HISTERESE MÉTODO 1

```

% Inicializações:
Dt=0; eint=0; emax=0; e(ti-1)=0;
ti=1; % tempo inicial
tf=4001; % tempo final
h=0.1; % Tempo de Amostragem
% parâmetros do controlador
Ti=1; % ganho integral do controlador
Kc=2; % ganho do controlador
%% parâmetros do processo
Kp=1; % ganho da válvula

for t=ti:tf
    eold=e(t-1);

```

```

e(t)=r(t)-pos(t); %% calculo do erro
eint = eint + h*abs(e(t)); %% integral do erro
if abs(e(t))>emax
    emax=abs(e(t));
end
Dt= Dt + h;
if e(t)*eold <= 0 %% detecção da mudança de sentido
    if Dt>3*Ti
        Dy=eint/Dt;
        if emax<2*Dy
            dhat(t)=(Kc/Ti*Dt - 1/Kp)*Dy;
        end
    end
    Dt=0;eint=0;emax=0;
end
end
end

```

8.3 ANEXO C: ALGORITMO DE ESTIMAÇÃO DE HISTERESE MÉTODO 3

```

%% inicializações
tempo_u=[]; tempo_pos=[]; du=0; dpos=0; dpos_ant=0; tempo=0;
Tinicio=1;
Tfinal=401;
Dt=0.1; % tempo de amostragem
for t=Tinicio:Tfinal
    du_ant=du;
    %% calculo da derivada - sinal de controle
    du =( u(t+1) - u(t) )/Dt;
    %% detectar inversão no sinal de controle
    if du*du_ant < 0
        %% inverteu o sentido controle, registrar o instante ti
        tempo_u=[ tempo_u t];
    end
end
end

```



```

n= length(tempo_u);
for t=1:(n-1)
    t1=tempo_u(t)+1;
    t2=tempo_u(t+1)+1;
    for i=t1:t2
        %% procurar, no intervalo de tempo em que ocorrem duas mudanças
        consecutivas do sinal de controle, uma mudança na posição da válvula
        if dpos~=0 %% se a derivada for igual a zero, não atualizar valor
            dpos_ant=dpos;
        end
        %% calculo da derivada - sinal de posição
        dpos =( pos(i+1) - pos(i) )/Dt;
        if dpos*dpos_ant < 0
            %% inverteu a posição da válvula, registrar instante
            tempo=i;
            tempo_pos=[tempo_pos i];
            break
        end
    end
end
end

%% Calcular o valor do ganho estatico
u_medio=mean(u(Tinicio:Tfinal));
pos_medio=mean(pos(Tinicio:Tfinal));
Kp = pos_medio/u_medio;
%% Estimar o valor da histerese
n=length(tempo_pos);
for i=1:n
    t1=tempo_u(i)+1;
    t2=tempo_pos(i)+1;
    delta_u=abs (u(t2)-u(t1));
    delta_pos=abs (pos(t2)-pos(t1));
    u_true=delta_pos/Kp;
    h_est(i)=delta_u - u_true;
end

```