



MODELAGEM DIRECIONADA AO CONTROLE PRECISO DE UM SERVOPOSICIONADOR PNEUMÁTICO

Eduardo André Perondi

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica. Av. Sarmiento Leite 125 – 90050 000 – Porto Alegre RS - Email: perondi@emc.ufsc.br

Raul Guenther

Laboratório de Robótica, Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica. Caixa Postal 476 – 88049 470 – Florianópolis SC - Email: guenther@emc.ufsc.br

Resumo. *Os atuadores utilizados em robótica e em outras aplicações de precisão devem apresentar respostas rápidas e acuradas. Apesar de apresentarem não linearidades que dificultam o seu controle, os sistemas de posicionamento pneumáticos são muito atraentes para estas aplicações, pois são baratos, leves, limpos, de fácil montagem e apresentam uma boa relação força/peso. Este artigo trata da modelagem não linear de um servoposicionador pneumático na presença de atrito. A modelagem do subsistema pneumático baseia-se na descrição da dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro e da identificação experimental das características da relação não linear entre a vazão mássica e a tensão de controle da servoválvula e as pressões a montante e a jusante dos orifícios da servoválvula. O atrito foi equacionado com base no modelo Lugre, cuja estrutura, além de levar em conta os principais comportamentos macroscópicos não lineares do atrito, é adequada para uso em esquemas robustos de observação e compensação do atrito em tempo real. Para validação do modelo são apresentados e comparados resultados experimentais e de simulação.*

Palavras-chave: *servoposicionadores pneumáticos, modelagem do atrito, robótica*

1. INTRODUÇÃO

Os servoposicionadores pneumáticos são relativamente baratos, leves e de fácil instalação, apresentando também uma relação de força de saída por unidade de peso que os tornam muito atraentes em aplicações na indústria. A compressibilidade do ar e as não linearidades associadas à relação entre a vazão de ar através do orifício da válvula e a pressão e ao atrito entre o êmbolo e a camisa do cilindro, tornam difícil a obtenção de posicionamentos precisos utilizando os servoposicionadores pneumáticos, mesmo quando o controle em malha fechada é empregado.

O objetivo de desenvolver um posicionador rápido e preciso tem motivado diversos trabalhos em controle de atuadores pneumáticos. Busca-se assim superar os problemas apresentados acima através de uma realimentação ou algoritmo de controle adequado.

Este trabalho trata do desenvolvimento de um modelo dinâmico de um servoposicionador pneumático para ser utilizado tanto em simulações como na compensação direta de não linearidades. O modelo obtido, cujos parâmetros foram determinados experimentalmente empregando a bancada descrita na seqüência, é útil para mostrar em atividades didáticas o comportamento dinâmico de um servoposicionador característico e serve para testar algoritmos de controle em desenvolvimento. Além disso, pode ser utilizado no controle para compensar não linearidades. A vazão na válvula é determinada como uma função não linear da tensão aplicada, buscando uma relação que possa ser invertida. Essa possibilidade de inversão é importante quando um dos objetivos é a utilização do modelo na compensação desta não linearidade (Bobrow e

McDonell, 1998, Guenther e Perondi, 2001). A identificação da válvula é inspirada em Bobrow e McDonell (1998), onde os autores também têm a inversão da função como objetivo. Difere, neste sentido, de trabalhos recentes como Maré et al. (2000) e Nouri et al. (2000). Em Maré et al. (2000) o equacionamento é feito de acordo com a norma ISO6358, e em Nouri et al. (2000) é desenvolvido um modelo empírico, chegando-se, em ambos os casos, a funções difíceis de serem invertidas. O modelo dinâmico do servoposicionador apresentado neste trabalho reúne a possibilidade da inversão da relação entre a vazão de ar e a tensão de controle e uma modelagem do atrito que permite sua compensação. O atrito é descrito através do modelo conhecido como LuGre (Canudas et al., 1995), que, além de levar em conta as principais não linearidades macroscópicas do atrito, mostrou-se bastante adequado para o uso em esquemas robustos de observação e compensação do atrito.

O presente trabalho é organizado na seguinte forma: na seção 2 é feita a descrição da bancada do sistema modelado; na seção 3 é apresentado um modelo não linear de 4ª ordem; na seção 4 são descritos os procedimentos realizados para a obtenção dos dados experimentais necessários para a identificação da servoválvula; na seção 5 é descrito o modelo para o atrito; na seção 6 são mostrados alguns resultados de simulações e experimentos e, finalmente, na seção 7, são apresentadas as conclusões.

2. O SERVOPOSICIONADOR PNEUMÁTICO

O sistema em estudo está ilustrado na Fig. (1.a). Uma servoválvula proporcional 5/3 (MPYE-5-1/8 FESTO) opera um cilindro de dupla ação sem haste com diâmetro interno de 0,025m e curso de 1 m (DGPL-1000 FESTO). A válvula possui vazão nominal (medida) $Q_N = 0,007 \text{ m}^3 / \text{s}$ que, devido a uma realimentação interna, independe da pressão de suprimento. Este recurso garante também um comportamento aproximadamente linear de abertura da válvula em função da tensão aplicada. Um pequeno sobrepassamento (*overlap*) ocasiona uma zona-morta de cerca de 4%.

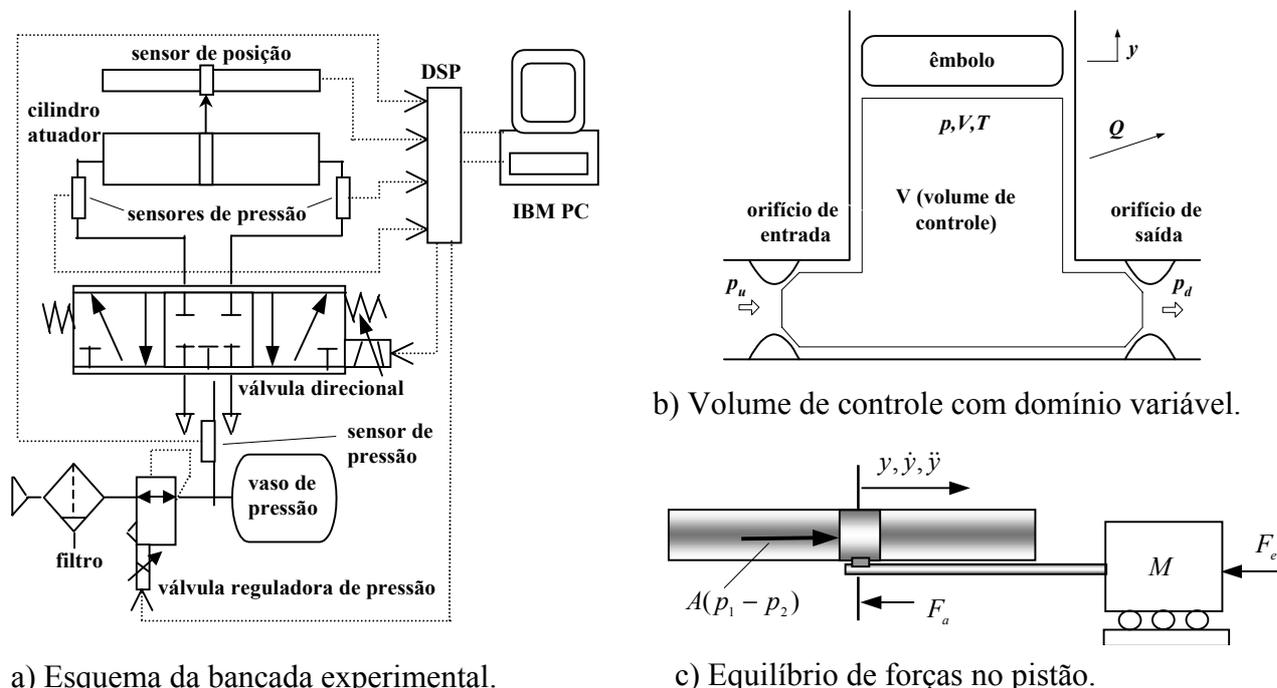


Figura 1. – Servoposicionador pneumático.

O êmbolo móvel do cilindro é conectado a um sensor linear (Festo POT-1000-TFL) de curso igual ao do cilindro atuador. Três sensores eletroresistivos de pressão medem a pressão absoluta em cada câmara do cilindro e a pressão manométrica de suprimento. O aparato de controle e aquisição de dados consiste de uma placa de controle rápida (dSPACE GmbH – DS1102) acoplada a um

microcomputador IBMPC Pentium 100MHz. O tempo de amostragem utilizado é de 0,5 ms. Nas conversões A/D e D/A, a placa utilizada apresenta programas auxiliares para gerenciamento da aquisição de dados e módulos de acoplamento para o *MatLab/Simulink*. Assim, os algoritmos em tempo real de medições e controle estão programados via módulo *dSPACE* para o *MatLab/Simulink*.

3. MODELAGEM DO SERVOPOSICIONADOR

Nesta seção são descritos os principais procedimentos utilizados para a obtenção do modelo matemático para o servoposicionador pneumático. A descrição da vazão mássica de ar no sistema é feita usando a conservação da energia enquanto que o equilíbrio de forças no pistão do cilindro é estabelecido através da Segunda Lei de Newton.

Neste trabalho, as principais simplificações são: O ar se comporta como um gás perfeito (a lei geral de estados dos gases é válida); os processos nas câmaras são considerados isentrópicos; os calores específicos a pressão e volume constantes não se alteram ao longo dos processos; as temperaturas nas câmaras do cilindro e da servoválvula assumem valores médios homogêneos iguais à temperatura de suprimento que é considerada constante. Além disso, são desprezados ou considerados insignificantes os efeitos dissipativos (perdas de carga) nas tubulações e conexões; a energia cinética do gás; a dinâmica da servoválvula; os vazamentos nos dutos, servoválvula e no êmbolo do cilindro e a força da gravidade.

3.1. Dinâmica das Pressões nas Câmaras do Cilindro

Considerando o volume de controle indicado na Fig. 1.b, a conservação da energia é empregada para realizar o balanço energético entre a energia interna da massa que entra no volume de controle, a potência do movimento do pistão e a variação da energia interna no volume de controle. Como as transformações de compressão e expansão das câmaras e conseqüentes trocas de calor internas são processos que ocorrem com velocidade relativamente rápida em relação ao fluxo de calor através das paredes do cilindro, pode-se considerar o sistema com comportamento adiabático, ou seja, com trocas de calor desprezíveis através das paredes do cilindro. Utiliza-se também a hipótese de que os processos são reversíveis caracterizando um comportamento isentrópico para o sistema. Além disso, considera-se que o ar funciona como um gás perfeito o que garante a validade da equação geral de estados para gases perfeitos.

Para o volume de controle da câmara 1 do cilindro, a energia interna da massa que entra é $C_p q_{m1} T$, onde C_p é o calor específico do ar a pressão constante, T é a temperatura do ar de suprimento, $q_{m1} = (dm_1/dt)$ é a vazão mássica na câmara 1. A potência do movimento do pistão é $p_1 \dot{V}_1$, onde p_1 é a pressão na câmara 1 e $\dot{V}_1 = (dV_1/dt)$ é a vazão volumétrica. A variação na energia interna do volume de controle é $d(C_v \rho_1 V_1 T)/dt$, onde C_v é o calor específico do ar a volume constante e ρ_1 é a massa específica do ar. Definindo a relação de calores específicos $r = C_p/C_v$ e lembrando que para um gás ideal a equação da massa específica é $\rho_1 = C_v/(RT)$, sendo R a constante do gás, pode-se realizar o balanço energético, do qual resulta

$$q_{m1} T - \frac{p_1}{C_p} \frac{dV_1}{dt} = \frac{1}{rR} \frac{d}{dt} (p_1 V_1) \quad (1)$$

onde a potência calorífica dissipada através das paredes do cilindro (\dot{Q}) é desprezada. O volume total na câmara 1 é dado por $V_1 = Ay + V_{10}$, onde A é a área do êmbolo, y é o deslocamento do êmbolo e V_{10} é o *volume morto* na câmara 1 incluindo as tubulações. A taxa de variação deste volume é $\dot{V}_1 = A\dot{y}$, onde $\dot{y} = dy/dt$ é a velocidade do êmbolo. Com isso, resolvendo a Eq. (1) para

\dot{p}_1 , após efetuar a derivada do termo da direita, assumindo que as vazões mássicas são funções das pressões no cilindro e da tensão u aplicada à servoválvula, ou seja, $q_{m1} = q_{m1}(p_1, u)$ e $q_{m2} = q_{m2}(p_2, u)$, chega-se a

$$\dot{p}_1 = -\frac{Ar\dot{y}}{Ay + V_{10}} p_1 + \frac{RrT}{Ay + V_{10}} q_{m1}(p_1, u) \quad (2)$$

$$\dot{p}_2 = -\frac{Ar\dot{y}}{A(L-y) + V_{20}} p_2 + \frac{RrT}{A(L-y) + V_{20}} q_{m2}(p_2, u) \quad (3)$$

onde foi utilizada a relação $C_p = (rR)/(r-1)$ (veja, por exemplo, Streeter, 1981) e q_{m1} e q_{m2} são as vazões mássicas que saem da servoválvula para as câmaras 1 e 2, respectivamente, V_{20} é o *volume morto* da câmara 2 e L o comprimento útil do cilindro atuador.

3.2. Equilíbrio das Forças no Pistão

O equilíbrio de forças no êmbolo é obtido pela aplicação da 2ª lei de Newton, e resulta:

$$M\ddot{y} + F_a + F_e = Ap_\Delta \quad (4)$$

onde M é a massa deslocada, F_a é a força de atrito, F_e é a força externa e $Ap_\Delta = A(p_1 - p_2)$ é a força resultante da diferença de pressão entre as câmaras (ver Fig. 1.c).

As equações (2), (3) e (4) constituem um modelo dinâmico de quarta ordem do sistema pneumático de posicionamento, cujas variáveis de estado podem ser $x = [y \ \dot{y} \ p_1 \ p_2]^T$. Este modelo inclui as não linearidades caracterizadas pelo produto e quociente de variáveis de estado presentes nas relações (2) e (3), pela parcela de atrito estático e de Coulomb incluídas em F_a e pelas relações não lineares $q_{m1} = q_{m1}(p_1, u)$ e $q_{m2} = q_{m2}(p_2, u)$ que descrevem as vazões mássicas.

Quando a finalidade é o controle do sistema (como em Bobrow e McDonell, 1998 e Guenther e Perondi, 2001) deseja-se determinar a tensão de controle u necessária para obter uma resposta desejada. Neste caso é interessante aglutinar as parcelas do modelo que dependem da tensão de controle, separando-as das parcelas que não dependem da tensão.

Utilizando as expressões (2) e (3) pode-se escrever a derivada da diferença de pressão em relação ao tempo como

$$\dot{p}_\Delta = RrT \left[\frac{q_{m1}(p_1, u)}{Ay + V_{10}} - \frac{q_{m2}(p_2, u)}{A(L-y) + V_{20}} \right] - rA\dot{y} \left[\frac{p_1}{Ay + V_{10}} + \frac{p_2}{A(L-y) + V_{20}} \right] \quad (5)$$

Desta forma é possível agrupar os termos dependentes da tensão na servoválvula u em uma função $\hat{u} = \hat{u}(p_1, p_2, y, u)$, e os termos independentes da tensão em uma função $\hat{h} = \hat{h}(p_1, p_2, y, \dot{y})$,

ou seja $\hat{u} = RrT \left(\frac{q_{m1}}{Ay + V_{10}} - \frac{q_{m2}}{A(L-y) + V_{20}} \right)$ e $\hat{h} = -rA\dot{y} \left(\frac{p_1}{Ay + V_{10}} + \frac{p_2}{A(L-y) + V_{20}} \right)$. Com isso a expressão (5) resulta:

$$\dot{p}_\Delta = \hat{h}(p_1, p_2, y, \dot{y}) + \hat{u}(p_1, p_2, y, u) \quad (6)$$

As equações (4) e (6) são uma outra forma de descrever o modelo dinâmico do servoposicionador pneumático. Nesta forma o sistema pode ser visualizado como tendo um entrada $\hat{u} = \hat{u}(p_1, p_2, y, u)$ que depende da combinação das vazões mássicas nas câmaras (q_{m1} e q_{m2}). A resposta do sistema depende da entrada \hat{u} , que é uma função dos estados e da tensão de controle u . Assim, para obter uma resposta desejada para o sistema, define-se uma dinâmica desejada para a diferença de pressão (p_Δ), calcula-se \hat{h} (a partir dos estados medidos) e o sinal \hat{u} necessário para obter a resposta desejada para o sistema. A inversão da função $\hat{u}(p_1, p_2, y, u)$ com relação a u permite obter a tensão necessária para alcançar a resposta desejada para o sistema.

4. CARACTERIZAÇÃO DAS VAZÕES NA SERVOVÁLVULA

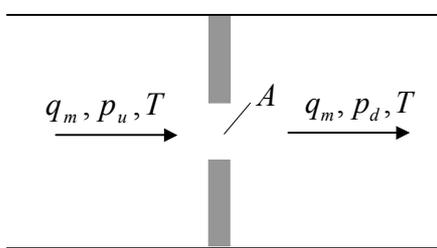
Neste trabalho as vazões mássicas na servoválvula são estudadas à luz da teoria da mecânica de fluidos que trata sobre o escoamento de fluidos compressíveis através de orifícios, como em Bobrow e McDonell (1998), Maré et al. (2000), Nouri et al. (2000) e Perondi e Guenther (2000).

4.1. Vazão de Fluidos Compressíveis Através de Orifícios

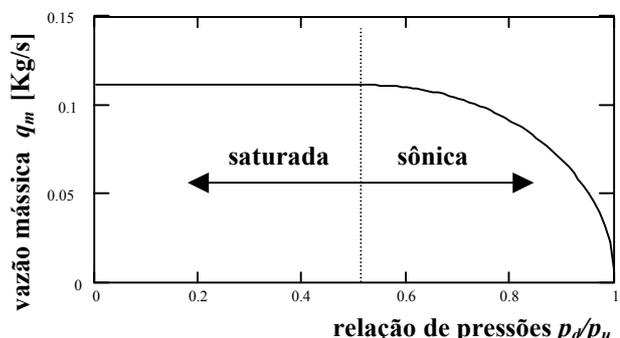
Assume-se aqui que o processo de compressão do volume de ar devido ao estrangulamento na entrada do orifício de passagem é adiabático, reversível e que é realizado a uma velocidade bastante alta, caracterizando um comportamento isentrópico.

Seja um trecho de tubulação no qual ocorre um estrangulamento na seção de passagem do fluido, conforme a Fig. 2.a. Assumindo ainda as hipóteses de velocidade constante, escoamento unidirecional e condição estática a montante para o gás, ocorrem duas possibilidades para a vazão nestas condições: sônica (saturada) ou subsônica. O regime de vazão (saturado ou subsônico) depende da relação p_d / p_u entre as pressões a jusante (p_d) e montante (p_u) com relação ao orifício. A vazão mássica assume comportamento subsônico para $p_d / p_u > p_{crit}$, onde p_{crit} é definida como a relação de pressões crítica que caracteriza a transição do regime de escoamento saturado para o subsônico. Assim, sendo A_0 a área transversal de passagem do gás, a vazão em regime subsônico é governada por

$$q_m = A_0 p_u \sqrt{\frac{2r}{(r-1)RT} \left[\left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{2/r} - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{r+1/r} \right]} \quad (7)$$



a) Vazão no estrangulamento da seção transversal de uma tubulação.



b) Vazão mássica teórica.

Figura 2 – Vazões na servoválvula.

No caso em que $p_d / p_u \leq p_{crit}$, a vazão mássica assume o comportamento de regime saturado (sônico) e apresenta valor máximo e fixo dado por $q_{max} = A_0 p_u ((r/(RT))(2/(r+1))^{(r+1)/(r-1)})^{1/2}$. A Fig. 2.b mostra a curva da vazão mássica teórica em função da relação de pressão p_d / p_u . A relação de pressões crítica teórica em que se dá a transição é $p_{crit} = (2/(r+1))^{r/(r+1)} = 0,52$ para o ar.

4.2 Identificação das Curvas de Vazão Mássica

Devido à natureza do projeto da servoválvula a área do orifício (A_0) varia de acordo com a tensão de controle u , ou seja, $A_0 = A_0(u)$. Como conseqüência a vazão mássica teórica (sem considerar perdas) é determinada através de uma expressão na forma $q_m = A_0(u) p_u \Psi(p_d / p_u)$, onde a função $\Psi(p_d / p_u)$ tem um valor constante para $p_d / p_u \leq 0,528$, característico do fluxo saturado, e um valor dependente da relação de pressões quando o fluxo é subsônico ($p_d / p_u > 0,528$). Esta expressão não leva em conta a geometria efetiva dos orifícios, desconsiderando os fenômenos relacionados às perdas e irreversibilidades que ocorrem na passagem do gás pelas aberturas. Devido a isto, as relações de pressões críticas encontradas na prática mostram-se menores que na teoria (Maré et al., 2000). Além disso, Bobrow e McDonell (1998) mostram que, mesmo ajustando a abertura efetiva e a relação de pressões críticas, a expressão teórica para a vazão subsônica (7) pode não ser suficientemente acurada para descrever adequadamente a vazão mássica através dos orifícios da servoválvula, o que leva à necessidade de levantamento de dados experimentais.

De acordo com esta expressão verifica-se que a vazão mássica é dada pelo produto de uma função que depende da tensão na servoválvula (u) por uma função das pressões a montante e a jusante. Com base nisso, utiliza-se neste trabalho, como em Bobrow e McDonell (1998), a descrição da vazão mássica na servoválvula como o produto de funções da tensão $f_u(u)$ e das pressões $f_p(p_u, p_d)$, na forma $q_m(p_u, p_d, u) = [q_m]_{max} f_p(p_u, p_d) f_u(u)$, onde $[q_m]_{max}$ é a vazão mássica máxima através do orifício, $0 \leq f_p(p_u, p_d) \leq 1$ é uma função das pressões, e $0 \leq f_u(u) \leq 1$ é uma função que considera a abertura efetiva e depende da tensão na servoválvula u .

Os servossistemas pneumáticos são projetados de forma que se possa considerar a pressão de suprimento (p_{sup}) constante e a pressão de exaustão igual à pressão atmosférica (p_{atm}).

Desta forma, no enchimento de um cilindro a pressão a montante é $p_u = p_{sup}$, a pressão a jusante é a pressão p_i na câmara “i” do cilindro, e a vazão mássica de enchimento da câmara “i” (q_{mi}^{ench}) resulta $q_{mi}^{ench}(p_i, u) = [q_{mi}^{ench}]_{max} f_{pi}^{ench}(p_i) f_{ui}^{ench}(u)$, onde $f_{pi}^{ench}(p_i)$ é a função de pressão no enchimento da câmara “i”, e $f_{ui}^{ench}(u)$ é a função de tensão correspondente ao enchimento da câmara “i”.

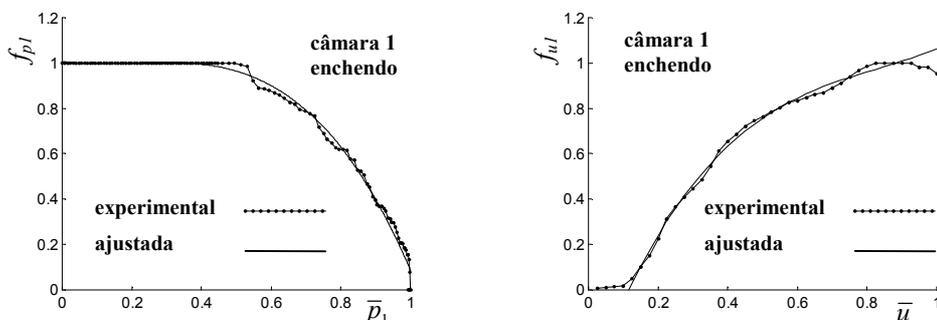


Figura 3. Exemplo de ajuste das curvas experimentais da vazão mássica.

Na exaustão a pressão a montante é a pressão no interior da câmara “i”, ou seja, $p_u = p_i$, e a pressão a jusante é a pressão atmosférica ($p_d = p_{atm}$). Assim, a vazão mássica de exaustão da câmara “i” resulta $q_{mi}^{exau}(p_i, u) = [q_{mi}^{exau}]_{\max} f_{pi}^{exau}(p_i) f_{ui}^{exau}(u)$, onde $f_{pi}^{exau}(p_i)$ é a função de pressão na exaustão da câmara “i”, e $f_{ui}^{exau}(u)$ é a função de tensão na exaustão da câmara “i”.

O levantamento experimental das funções de pressão ($f_{pi}^{ench}(p_i)$ e $f_{pi}^{exau}(p_i)$), e das funções de tensão ($f_{ui}^{ench}(u)$ e $f_{ui}^{exau}(u)$) é feito observando que, quando o êmbolo do cilindro está parado, o volume V nas câmaras é constante e a velocidade do êmbolo é nula ($\dot{y} = 0$). Com isso, de (2) ou de (3) pode-se escrever

$$q_{mi}[p_i(t), u] = \frac{V}{RrT} \dot{p}_i(t) \quad (8)$$

Baseado na expressão (8) o procedimento experimental consiste em:

1 – Medir o comportamento da pressão na câmara ao longo do tempo (no enchimento e na exaustão) para uma seqüência de valores de tensão na válvula;

2 – Calcular a derivada da pressão em relação ao tempo, obtendo a vazão mássica em função do tempo através de (8), para cada um dos valores de tensão na válvula;

3 – Utilizar os valores das vazões mássicas máximas em cada câmara obtidas no passo 2 para obter a função da vazão mássica $f_{ui}(u)$ (de enchimento e exaustão) para cada valor de tensão na válvula;

4 – Calcular os valores máximos da vazão $[q_{mi}]_{\max}$ (de enchimento e exaustão com abertura máxima) em cada câmara;

5 – A razão entre a vazão mássica calculada no passo 2 pelo respectivo valor máximo (passo 4) mantendo-se a tensão constante fornece a função de pressão correspondente;

6 – A razão entre a vazão mássica calculada no passo 3 pelo respectivo valor máximo, determinado no passo 4, mantendo a pressão constante fornece a função de tensão correspondente.

Neste trabalho o ajuste das curvas foi realizado através do uso do método dos mínimos quadrados com polinômios de terceira ordem tanto para as funções de pressão quanto para as funções de tensão. Para as funções de pressão esta escolha facilita o cálculo e para as funções de tensão ela possibilita a inversão através do cálculo das raízes do polinômio para cada passo de processamento do controlador. As funções de interpolação apresentadas na Fig. 3 são normalizadas tanto em função das vazões quanto em função das pressões e da tensão de controle. Assim, nestas curvas, as variáveis independentes normalizadas são definidas como $\bar{u} = u / u_{\max}$ para a tensão, onde u_{\max} é a tensão que corresponde à abertura máxima da servoválvula e $\bar{p}_i = (p_i - p_{atm}) / (p_{\sup} - p_{atm})$ para as pressões.

5. MODELAGEM DO ATRITO

O atrito é uma das principais não linearidades que dificultam o controle dos servoposicionadores pneumáticos, e seus efeitos podem ocasionar erros de regime e de seguimento de trajetória. Além disso, o atrito pode levar o sistema a ciclos limites em torno da posição desejada (*hunting*) e ocasionar movimentos tipo adere-desliza (*stick-slip*) (Canudas et al., 1995).

Nos posicionadores pneumáticos o atrito é ocasionado principalmente pelo contato do anel de vedação com o corpo do cilindro. Em cilindros com haste, ocorre atrito também na sua região de deslizamento nos extremos do cilindro. Em servoatuadores, outra fonte de atrito situa-se no sensor de posição, nos locais em que sua parte móvel entra em contato com as guias direcionais fixas.

Os efeitos do atrito geralmente alteram-se com o tempo e podem depender, dentre outros parâmetros, do estado de lubrificação, da temperatura, da direção do movimento, das pressões

existentes nas câmaras do cilindro, da velocidade do êmbolo e de outros fatores como materiais e tipos de vedações. Para realizar simulações que representem adequadamente o sistema físico é necessário um bom modelo para o atrito.

5.1. O Modelo Lugre para o Atrito

No presente trabalho foi adotado o modelo para o atrito proposto em Canudas et al. (1995). Este modelo, conhecido como “Lugre”, além de reproduzir a maioria dos comportamentos não lineares observados experimentalmente (efeito de Stribeck, histerese, força de quebra variável e características elásticas no movimento de pré-deslizamento) é adequado para a compensação do atrito através de algoritmos de controle.

O modelo proposto em Canudas et al. (1995) tem como principal característica a consideração do movimento em regime de pré-deslizamento, que não é levado em conta nos modelos clássicos do atrito, geralmente baseados em mapas estáticos que descrevem a relação entre a força de atrito e a velocidade.

O modelo Lugre baseia-se no entendimento do mecanismo microscópico do fenômeno de atrito. A este nível, as superfícies são muito irregulares e seu contato se dá através de rugosidades. No modelo em questão isto é aproximado por dois corpos rígidos em contato através de pequenos elementos elásticos.

Quando ocorre um movimento relativo entre as partes, surge uma força tangencial de reação que tende a deformar os elementos elásticos na região de contato. Esta força tende a impedir o movimento relativo das superfícies e, se for suficientemente grande, fará com que parte dos elementos deslize, diminuindo a força de reação. Este fenômeno é altamente aleatório devido às formas irregulares das superfícies. O modelo Lugre baseia-se em uma variável não mensurável que representa a deformação média dos elementos elásticos em contato. Esta deformação, denotada por z , é definida por

$$\frac{dz}{dt} = \dot{y} - \frac{|\dot{y}|\sigma_0}{g(\dot{y})} z \quad (9)$$

onde \dot{y} é a velocidade relativa entre as duas superfícies e $g(\dot{y})$ é uma função positiva que depende de fatores como as propriedades dos materiais, a lubrificação, e a temperatura. A função $g(\dot{y})$ não necessita ser simétrica, podendo assim capturar o comportamento que depende da direção do movimento. Em regime permanente ($dz/dt = 0$ e \dot{y} constante) a deformação z assume a seguinte forma: $z_{ss} = \dot{y}g(\dot{y})/(|\dot{y}|\sigma_0) = g(\dot{y})\text{sgn}(\dot{y})$, onde o sub-índice “ss” indica regime permanente (*steady state*). A força de atrito gerada pela reação ao movimento dos elementos elásticos em contato é aproximada por $F = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z}$, onde σ_0 é o coeficiente de rigidez elástica e σ_1 é um coeficiente de amortecimento. As forças viscosas são levadas em conta através da adição de um termo proporcional à velocidade relativa, de forma que:

$$F = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 \dot{y} \quad (10)$$

O modelo composto por (9) e (10) é caracterizado pela função $g(\dot{y})$ e os parâmetros σ_0 , σ_1 e σ_2 . Canudas et al. (1995) propõem o uso da parametrização para $g(\dot{y})$ apresentada na Fig. 4.a. Esta parametrização leva em conta os atritos seco e viscoso, bem como o efeito de Stribeck e é expressa por:

$$g(\dot{y}) = F_c + (F_s - F_c)e^{-(\dot{y}/v_s)^2} \quad (11)$$

onde F_c é a força de atrito seco (ou de Coulomb), F_s é a força de atrito estático (que corresponde à força limite do regime de pré-deslizamento) e v_s é a velocidade de Stribeck. Com esta descrição, o modelo fica caracterizado por quatro parâmetros estáticos σ_2 , F_c , F_s e v_s e dois dinâmicos σ_0 e σ_1 . Na Fig. 4.b está apresentada uma curva experimental obtida através de medições na bancada.

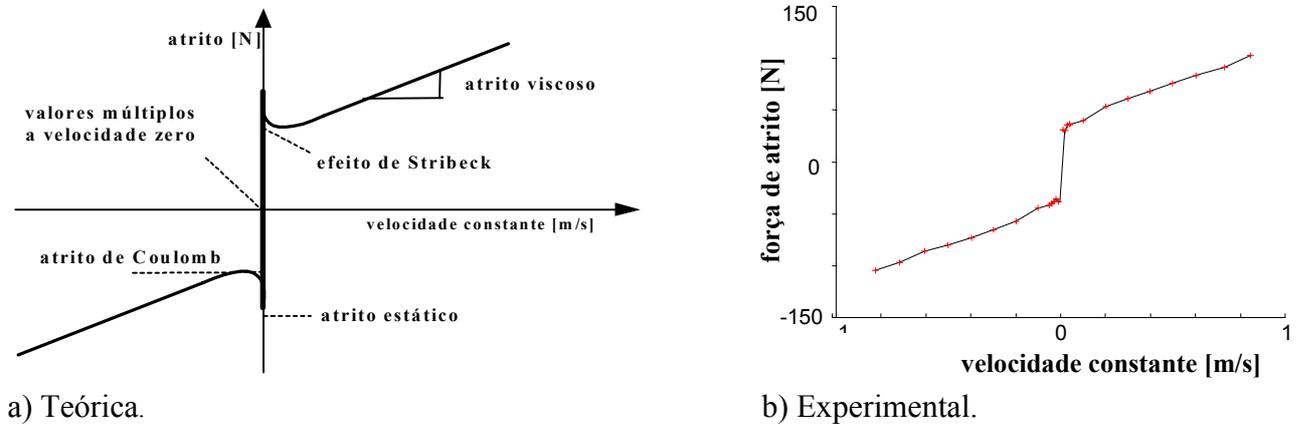


Figura 4 – Curvas força de atrito *versus* velocidade constante

6. O MODELO RESULTANTE E SUA VALIDAÇÃO

Além das equações experimentais que descrevem o comportamento das vazões mássicas na servoválvula, o modelo do sistema é composto pelas equações (2), (3), (4), (9), (10) e (11). A validade do modelo é demonstrada aqui a partir da resposta do sistema em malha fechada com a utilização dos parâmetros medidos para a bancada em estudo, utilizando um controlador proporcional com ganho $K_p = 1,7$ e uma massa deslocada de 2,9 [Kg] no seguimento de uma trajetória senoidal com curso de 0,9 [m] e frequência de 0,5 [rad/s]. A Fig. 5 mostra a semelhança entre resposta experimental e a resposta obtida por simulação com a utilização do modelo implementado no *Simulink*, também verificada para outras trajetórias. As pequenas diferenças entre a resposta experimental e a resposta de simulação nas regiões em que há inversão do movimento estão relacionadas a incertezas e aleatoriedades na força de atrito e fornecem uma indicação das limitações do modelo.

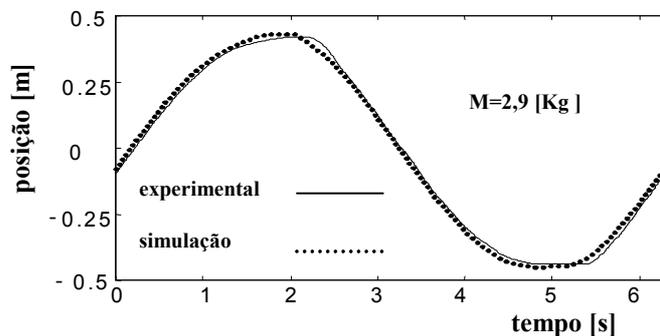


Figura 5 – Trajetória do êmbolo do cilindro.

7. CONCLUSÕES

Este artigo apresenta o desenvolvimento de um modelo completo para simulação dinâmica de servoposicionadores pneumáticos. Este modelo já foi utilizado com sucesso no projeto de controladores clássicos e no desenvolvimento de um controlador em cascata (Guenther e Perondi

2001) para o posicionador pneumático descrito na Seção 2, mostrando-se muito útil tanto para a sintonia dos ganhos dos controladores quanto na verificação do desempenho da malha fechada.

É importante destacar que, além da utilização em simulações, o modelo apresentado neste artigo foi desenvolvido visando sua utilização em algoritmos de controle para servoposicionadores pneumáticos que empregam a compensação das não linearidades. Por isso a identificação da função que descreve a vazão através da servoválvula como foi realizada de forma a poder ser invertida. Também para facilitar a compensação utilizou-se o modelo Lugre para o atrito, que permite a integração direta com algoritmos de controle.

O modelo desenvolvido foi validado neste trabalho através da comparação entre resultados de simulações e de ensaios experimentais. A boa concordância entre os resultados do modelo e o sistema físico real mostra que este modelo é adequado para auxiliar a sintonia dos ganhos dos controladores e apoiar o projeto de servossistemas pneumáticos.

8. REFERÊNCIAS

- Bobrow, J.E. e McDonell, W., “Modeling, Identification, and Control of a Pneumatically Actuated Force Controllable Robot”. IEEE Trans. on Rob. and Aut., vol.15, n° 5, pp. 732-742, Out. 1998.
- Canudas de Wit, C., Olsson, H., Astrom, K.J. e Lischinsky, P., “A New Model for Control Systems with Friction”. IEEE Trans. on Automatic Control, vol. 40, n° 3, pp.419-425, Março 1995.
- Guenther, R. e Perondi, E.A., “O Controle em Cascata de um Sistema Pneumático de Posicionamento”. Anais do XVI COBEM 2001. Uberlândia, MG, Brasil, 2001.
- Maré, J.-C., Geider, O. e Colin, S., “An Improved Dynamic Model of Pneumatic Actuators”. Int. Journal of Fluid Power, No.2, pp.39-47, 2000.
- Nouri, B., AI-Bender, F., Swevers, J., Vanherck P. e Van Brussel, H., “Modeling a Pneumatic Servo Positioning System With Friction”. Proceedings of the ACC 2000, Pp. 1067-1071, 2000.
- Perondi, E.A. e Guenther, R. “Controle de um Servoposicionador Pneumático por Modos Deslizantes”, Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM/2000, Natal, Brasil, 2000.
- Streeter, V. L., “Mecânica dos Fluidos”. McGraw-Hill, São Paulo, 1981.

ACCURATE CONTROL MODEL OF A PNEUMATIC SERVO DRIVE WITH FRICTION

Eduardo André Perondi

Federal University of Rio Grande do Sul, Engineering School, Mechanical Engineering Department, Av. Sarmiento Leite 125 – 90050 000 – Porto Alegre RS - Email: perondi@emc.ufsc.br

Raul Guenther

Robotics Laboratory, Federal University of Santa Catarina, Mechanical Engineering Department. Caixa Postal 476 – 88049 470 – Florianópolis SC - Email: guenther@emc.ufsc.br

***Abstract.** Actuators must present fast and accurate response for use in robotics and other precise applications. Despite the hard nonlinearities that hinder its control, pneumatic positioning systems are very attractive for these applications because they are cheap, lightweight, clean, of easy assembling and present good force/weight ratio. This article presents a complete nonlinear accurate model of a pneumatic servo drive with friction. To deal with the nonlinear airflow's relationship with the pneumatic valve's driving voltage and the upstream and downstream pressures, an empirical model based on the flow nozzle formula is constructed. The Lugre model structure is used as basis for identification friction forces. Besides of taking into account for the major known macroscopic friction nonlinear behavior, this friction model structure is suitable for use in model based robust on-line friction observation and compensation schemes. Finally, experimental and simulation results are presented and compared to validate the model.*

Keywords. pneumatic servo system, friction model, robotics