

CONFIRMAÇÃO EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO DA VAZÃO VOLUMÉTRICA DO AR COMO FLUIDO DE CONTROLE EM SERVOPOSICIONADOR POR MEDIÇÃO DIRETA MECÂNICA

Eduardo Luis Schneider, edu.ufrgs@gmail.com¹
Rafaela Brittes Dill, rafaelabdill@gmail.com¹

¹Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil

Resumo: Este trabalho trata de sistemas dinâmicos de posicionamento pneumático aplicados em máquinas que requerem precisão e potência durante seu funcionamento e cujo controle depende da reprodução fiel de seu comportamento através do uso de uma modelagem matemática consistente. Tais sistemas são utilizados em equipamentos de processamento e transporte de produtos, levantamento de pesos, sistemas de refrigeração e outros dispositivos, amplamente aplicados em uso industrial, com a finalidade de executar movimentos com o elemento de atuação. Um atuador do tipo posicionador pneumático representa um sistema composto por três elementos básicos: uma servoválvula, um cilindro com êmbolo e uma massa a qual se deseja estabelecer o posicionamento. No entanto, características como a não linearidade das vazões mássicas e volumétricas de ar, inerentes a estes sistemas, tem dificultado a ação de controle sobre os mesmos, gerando imprecisão na previsão do seu comportamento. Diante disto, o objetivo deste trabalho é o estudo da modelagem clássica que descreve o comportamento de um posicionador pneumático. A estratégia constituiu-se na análise do comportamento das vazões volumétricas relacionadas com o tempo de enchimento e esvaziamento das câmaras do cilindro e a variação da tensão em ambos os modelos. Realizaram-se simulações computacionais do sistema e testes numa bancada experimental no Laboratório de Mecatrônica e Controle da Universidade Federal do Rio Grande do Sul – LAMECC. A análise deste trabalho efetivou-se pela comparação dos resultados adquiridos da modelagem numérica clássica com dados da análise experimental do comportamento dinâmico das curvas de vazão ao longo do tempo. Obteve-se uma reprodução satisfatória do comportamento esperado do modelo matemático para uma faixa restrita de sinais de tensão constante aplicada para os quais os efeitos das não-linearidades do sistema podem ser desprezados. Além disso, realizou-se o mapeamento da faixa de sinais de tensão nas quais o comportamento das curvas estudadas apresentavam discrepâncias.

Palavras-chave: Posicionador pneumático, Vazão volumétrica, Cilindro atuador, Servoválvula

1. INTRODUÇÃO

Sistemas de potência pneumática são usados em diversas aplicações, como movimentos lineares e rotativos em máquinas de precisão, robôs industriais, prensas pneumáticas, martelos pneumáticos, entre outros. Estabelecer o comportamento de sistemas dinâmicos utilizando a modelagem matemática consiste em uma estratégia essencial na concepção de controladores para estes tipos de sistema.

As vantagens dos posicionadores pneumáticos consistem em uma melhor relação força/dimensão, baixo custo e flexibilidade de instalação em relação aos posicionadores elétricos. Em comparação com os posicionadores hidráulicos são, em geral, mais limpos, econômicos e possuem instalação mais simples (Ahrendt e Savant, 1960). No entanto, muitas características dificultam a ação de controle sobre o mesmo como as não-linearidades inerentes ao sistema – o atrito no cilindro, a compressibilidade do ar, o comportamento da vazão mássica nos orifícios da válvula em relação à tensão de controle e à pressão, além dos efeitos dos vazamentos na servoválvula na região central (Vieira, 1998).

A modelagem matemática é, atualmente, uma ferramenta essencial para o projeto de controladores, seja pela possibilidade de análise do comportamento do sistema através dos resultados de simulações, seja pelo fornecimento de informações imprescindíveis para o projeto do controlador, tais como ordem da dinâmica do sistema, não linearidades presentes, características de tempos de resposta, precisão de regime, sensibilidade a variação de parâmetros. Perondi, 2002, utiliza a modelagem matemática deste tipo de sistema para obter o comportamento da vazão mássica através dos orifícios da servoválvula, cujo comportamento é essencialmente não-linear, entretanto não realiza a confirmação experimental do comportamento das vazões.

Confirmar a validade do modelo matemático clássico, que descreve o comportamento físico do sistema de posicionamento pneumático em malha aberta, relacionando-se resultados de estudos sobre o comportamento das vazões volumétricas através da servoválvula direcional, por meio de testes de cunho experimental, por medição direta constitui o objetivo principal do trabalho.

A estratégia empregada consiste em analisar o comportamento das vazões volumétricas, diretamente proporcionais às vazões mássicas, relacionando-as com o tempo de enchimento e esvaziamento das câmaras do cilindro e a tensão elétrica aplicada. Testes são realizados com uma bancada experimental, utilizando-se sensores de pressão e vazão volumétrica montados à estrutura física da servoválvula de modo que seja possível a medição das vazões volumétricas ao longo do tempo. Como principal contribuição tem-se a análise do comportamento das vazões mássicas do sistema através de dados adquiridos de experimentos. Estas curvas serão comparadas com as de modelos de simulação. A motivação centrou-se na atualização de um estudo em andamento sobre um sistema de controle de um posicionador pneumático, acrescentando a validação das curvas de vazão mássica de forma direta, confirmando a relevância dos estudos realizados sobre as mesmas com base na sua relação com a pressão nas câmaras do cilindro atuador.

2. POSICIONADORES PNEUMÁTICOS

Um atuador do tipo posicionador pneumático é um sistema de posicionamento com acionamento pneumático composto por três elementos básicos: Uma servoválvula, um cilindro com êmbolo e uma massa a qual se deseja estabelecer o posicionamento (Perondi, 2002). O funcionamento do posicionador é iniciado com a entrada do ar comprimido na servoválvula, na pressão de suprimento. O carretel da válvula desloca-se conforme o sinal de controle gerado, permitindo ou bloqueando a passagem do ar através das aberturas. O ar então escoar para uma das câmaras do cilindro de um lado - o lado dependerá do sinal ou valor da tensão de controle - enquanto que do outro lado, ele é liberado para a atmosfera, ocasionando assim a diferença de pressão entre as câmaras da qual se origina a força resultante necessária para realizar o deslocamento do êmbolo. O atuador pneumático descrito pode ser visualizado na Fig. 2.1, na qual o sinal de controle é representado por U_i e o deslocamento do carretel é dado por x_v . Os cilindros atuadores devem ser construídos com alto grau de exatidão a fim de garantir a ausência de vazamentos excessivos de ar.

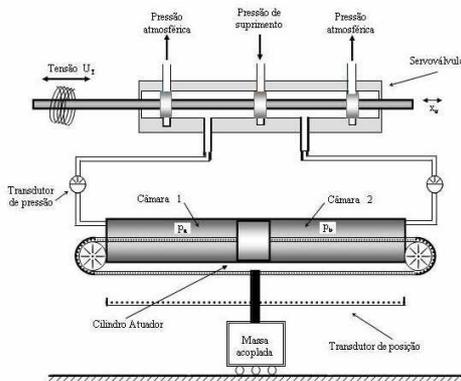


Figura 2.1. Desenho esquemático de um atuador pneumático (Endler et al., 2008).

Este tipo de sistema permite o posicionamento automático de um objeto em um ponto arbitrário que pode ser manipulado por um sistema de controle do curso do posicionador ou o estabelecimento de uma trajetória linear com variação no tempo que, em comparação com o posicionador pneumático tradicional, não restringe o posicionamento do atuador a posições discretas determinadas.

3. MODELAGEM MATEMÁTICA

A representação matemática do sistema físico em estudo baseia-se em um modelo dinâmico para o posicionador pneumático não-linear de 4ª ordem (Perondi, 2002) cujas equações são capazes de representar o comportamento das pressões e o movimento do êmbolo no sistema através do uso dos princípios da conservação da energia e do equilíbrio das forças que atuam no êmbolo dentro do cilindro atuador. Considera-se neste estudo o ar como fluido ideal e

compressível. Endler et al., 2008, descreve o modelo adotado segundo variáveis de estado que podem ser representadas conforme as equações (3.1), (3.2) e (3.3).

$$\dot{p}_A = \frac{Rr\dot{m}_A T_A - A p_A \dot{x}}{Ax - V_{A0}} \quad (3.1)$$

$$\dot{p}_B = \frac{Rr\dot{m}_B T_B - A p_B \dot{x}}{A(x-L) - V_{B0}} \quad (3.2)$$

$$\ddot{x} = \frac{(p_A - p_B)A - F_{ext} - F_{atrito}}{M} \quad (3.3)$$

onde a simbologia utilizada é mostrada na Tabela 1.

Tabela 1. Simbologia da modelagem matemática.

Símbolo	Significado
R	Constante do gás [Jkg/K]
r	Relação de calores específicos [adimensional]
\dot{m}_A	Vazão mássica da câmara A [kg/s]
\dot{m}_B	Vazão mássica da câmara A [kg/s]
L	Curso útil do cilindro atuador [m]
M	Massa deslocada no atuador [kg]
T_A	Temperatura do ar de suprimento da câmara A [K]
T_B	Temperatura do ar de suprimento da câmara B [K]
p_A	Pressão na câmara A [Pa]
p_B	Pressão na câmara B [Pa]
\dot{V}_A	Vazão volumétrica na câmara A [m ³ /s]
\dot{V}_B	Vazão volumétrica na câmara B [m ³ /s]
A	Área do êmbolo [m ²]
x	Deslocamento do êmbolo na câmara [m]
\dot{x}	Velocidade do êmbolo [m/s]
V_{A0}	Volume morto na câmara A com as tubulações [m ³]
V_{B0}	Volume morto na câmara B com as tubulações [m ³]
F_{ext}	Força externa aplicada [N]
F_{atrito}	Força de atrito [N]
u	Sinal em tensão aplicado [V]

A vazão mássica de ar está relacionada à variação de pressão nas câmaras do cilindro atuador utilizando-se o princípio da conservação de energia, conforme descrito amplamente na literatura (Bobrow e McDonell, 1998), (Vieira, 1998), (Perondi, 2002) e (Endler et al., 2008). A vazão mássica através dos orifícios da servoválvula é considerada similar à vazão mássica de ar através de um orifício em um tubo, onde a área do orifício, A_{orif} , é função da tensão elétrica aplicada, ou seja, $A_{orif}(u)$. Assim, a vazão mássica teórica, (desprezando perdas de carga do fluido) é obtida pela Eq. (3.4) e a função Ψ é definida pela Eq. (3.5).

$$\dot{m} = p_u A_{orif} \Psi(p_d/p_u) \quad (3.4)$$

$$\Psi(p_d/p_u) = \sqrt{\frac{2r}{RT(r-1)} \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{r}} - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{r+1}{r}}} \quad (3.5)$$

onde p_d e p_u são as pressões a montante e a jusante do orifício respectivamente e T é a temperatura do ar antes de passar pelo do orifício. A função $\Psi(p_d/p_u)$ possui valor constante para $p_d/p_u \leq 0,528$, pois nesta condição o fluxo é saturado, e, na condição de fluxo subsônico, quando $p_d/p_u > 0,528$, Ψ depende de r .

Finalmente, é elaborado um mapa tridimensional das vazões para os diversos casos estudados. Ele tem como entradas a tensão de abertura da servoválvula e a pressão interna na câmara do cilindro e como saída a vazão de entrada no cilindro que é a mesma de passagem na válvula. Assim como em Perondi, 2002, este mapa é representado pelo módulo da vazão mássica máxima (m_{max}) por duas funções: uma de abertura da servoválvula, dependente da tensão aplicada, $f_u(u)$, e outra das pressões de internas no cilindro $f_p(p_u, p_d)$ que dependem dos experimentos (enchimento, exaustão, câmara A, câmara B).

A seguir, obtêm-se a vazão volumétrica (V) dada pela equação (3.6) onde (p) é a pressão nas câmaras (A ou B).

$$\dot{V} = \frac{\dot{m} RT}{p} \quad (3.6)$$

No equacionamento utilizado desconsideram-se as perdas no escoamento através dos orifícios da servoválvula como os efeitos do estrangulamento e as irreversibilidades que ocorrem no bocal de passagem do fluxo e a zona morta causada pelo sobrepassamento, a assimetria de funcionamento e saturação da servoválvula, bem como os efeitos dos vazamentos internos na servoválvula, que são função da posição do carretel e da tensão aplicada.

4. IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL DO MODELO ANALÍTICO

Um sistema de posicionamento em malha aberta está representado por um sistema de blocos no software Matlab/Simulink, no qual cada configuração de saída determina uma posição de operação fixa para os elementos de posicionamento.

O sinal de entrada ou de referência é dado pelo sinal de tensão de acionamento cujo valor é governado no tempo por duas funções do tipo onda quadrada com sinais invertidos e defasadas de 1s. Da soma destas duas funções é gerado um pulso de 1s que segue para o modelo em malha aberta onde obtêm-se as variáveis correspondentes à posição y , pressões nas câmaras p_A e p_B , as vazões mássicas m_A e m_B , as vazões volumétricas V_A e V_B .

5. DESCRIÇÃO GERAL DA BANCADA EXPERIMENTAL

Os itens que compõe a bancada são um cilindro atuador, uma servoválvula proporcional, os sistemas de medição como os transdutores de pressão, posição e vazão volumétrica, o sistema de aquisição de dados e os filtros de sinal. Os principais componentes desta bancada se encontram na Tab. 5.1.

Tabela 5.1. Principais componentes da bancada experimental.

Componente	Fabricante	Modelo	Principais características
Cilindro Atuador	FESTO (FESTO, 2008)	DGPL-25 5/3 vias	Diâmetro = 0,025m Força de atuação = 295N
Servoválvula Proporcional	FESTO (FESTO, 2001)	MPYE-5-1/8B 5/3 vias	Vazão nominal = 0,0167 m ³ /s
Transdutores de Pressão	Ifm Electronic	PN2024	Pressão de operação = 10 a 10 ⁶ Pa
Transdutor de Posição	FESTO (FESTO, 2008)	MLO-POT-1000-TLF	Curso útil = 1,016m
Transdutores de Vazão Volumétrica	Alicat Scientific	M-100SLPM-D	Vazão nominal = 0 a 1,97.10 ⁻³ m ³ /s

Os transdutores de pressão, posição e vazão juntamente com as unidades de condicionamento de sinal utilizadas na realização do experimento consistem nos sistemas de medição utilizados. Na aquisição e processamento de dados utilizou-se o sistema dSPACE, composto pelo conjunto da placa de controle e processamento digital de sinais DS1104 e o software de controle experimental ControlDesk, conveniente para uso neste experimento por ser baseado no Matlab e conferir à placa dSPACE uma operação de forma integrada com o ambiente Matlab/Simulink. Para a filtragem do sinal foram utilizados filtros do tipo Butterworth de ordem 3, frequência de corte 20 rad/s, digitalizados com tempo de amostragem 0,2 ms e *downsamplig* de 1. Estes filtros tiveram como função eliminar altas frequências inerentes ao processo de leituras dos sinais.

6. METODOLOGIA DO EXPERIMENTO

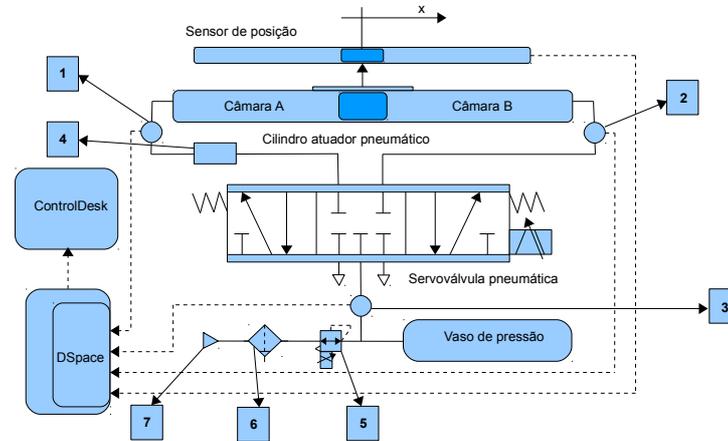
Na ferramenta ControlDesk elabora-se um ambiente que permite a definição da faixa de sinal de tensão de modo que a abertura dos orifícios da servoválvula proporcional forneça vazões volumétricas iguais ou menores que a máxima mensurável do sensor da Alicat Scientific (1,97.10⁻³ m³/s). Esta faixa de sinal de tensão é então definida de acordo com a câmara que está enchendo, pois a força necessária para mover o êmbolo assume valores diferentes para cada câmara. O sinal de operação para acionamento da servoválvula varia entre -1,00 e 1,00, correspondentes aos valores de 0 e 10V, máximos deslocamentos do carretel na servoválvula para a esquerda e para a direita respectivamente.

Para medir os valores de vazão volumétrica e de tensão aplicada fez-se uso do sensor de vazão Alicat na bancada (Fig. 6.1), definindo-se então os valores de mínima vazão mensurável, conforme descrito nas situações 1 e 2.

- Situação 1 (Enchendo a câmara 1 – Esvaziando a câmara 2): Nesta situação variou-se o sinal de tensão aplicada de 0,10 a 0,21, correspondentes a 5,33 e 6,09V respectivamente.
- Situação 2 (Enchendo a câmara 2 – Esvaziando a câmara 1): Para esta situação variou-se o sinal de tensão aplicada de 0,10 a 0,15, correspondentes a 5,33 e 4,28V respectivamente.

Os valores de tensão, estabelecidos para cada situação, correspondem aos valores de mínima vazão detectada e máxima vazão suportada pelo sensor da vazão Alicat.

Adquirem-se, no ambiente ControlDesk, os gráficos experimentais em função do tempo da vazão volumétrica, das pressões do ar em cada câmara, das posições do êmbolo no cilindro atuador, da tensão e do sinal de tensão correspondente. Para o pós-processamento dos dados usa-se um filtro do tipo Butterworth, de modo a ter-se uma resposta nas menores frequências possíveis.



Indicadores:

- 1 - Sensor de pressão da câmara A
- 2 - Sensor de pressão da câmara B
- 3 - Sensor de pressão de suprimento
- 4 - Sensor de vazão volumétrica
- 5 - Válvula reguladora de pressão
- 6 - Filtro
- 7 - Suprimento de ar comprimido

Fig. 6.1. Esquema da montagem experimental.

7. RESULTADOS E ANÁLISES

A comparação dos resultados experimentais com os resultados das simulações permitem a percepção da influência do efeito das forças dissipativas e da zona morta no sistema e a apresentação de um determinado valor limítrofe de sinal de acionamento a partir do qual a vazão volumétrica de saída da servoválvula não é suficiente para que os efeitos das perdas no cilindro sejam desprezíveis. Após este valor limite, no aumentar do sinal de acionamento, as curvas de vazão experimental começam a aproximar-se das curvas teóricas. E, a medida que o sinal continua aumentando, as curvas novamente se distanciam. Porém, ao ultrapassar este valor limite as curvas experimentais passam a assumir valores maiores que os fornecidos pelo modelo teórico, devido a melhor adequação dos parâmetros do modelo e fatores construtivos da servoválvula.

O primeiro pico da curva de vazão volumétrica experimental ocorre devido à passagem de ar para a câmara no cilindro até o instante em que atinge a máxima capacidade volumétrica da mesma. Em seguida, surge uma diminuição suave de vazão dada a inércia do ar, que ocorre devido a presença das forças de atrito estático e da força externa aplicada que impedem o movimento imediato do pistão com o enchimento da câmara. Com o fluxo contínuo do ar para a câmara a força resultante da diferença de pressão entre as câmaras aumenta até o momento em que é suficiente para causar o movimento do mesmo, e este passa a ocasionar o aumento do volume da câmara.

Em consequência, tem-se novamente uma inclinação positiva da curva de vazão. No instante em que o pistão encerra o movimento e/ou atinge o fim do curso útil do cilindro atuador, a vazão volumétrica atinge o segundo pico da curva e a partir de então passa a decrescer até valores nulos.

Em se tratando de pressão verificou-se que o aumento da vazão volumétrica coincide com a diminuição da pressão estática na câmara, estando de acordo com o balanço energético do sistema. O efeito da diferença de comportamento causado pelas forças dissipativas como a força atrito ocasiona uma discrepância perceptível entre as posições finais do pistão em ambas as curvas, do modelo teórico e do modelo experimental.

7.1 Enchimento da Câmara 1

Para o enchimento da câmara 1 operou-se com valores de sinal de acionamento da servoválvula entre 0,10 e 0,21, que correspondem às tensões de acionamento de 5,333 a 6,036V. Os sinais de valores menores que 0,10 não são

adquiridos dada a resolução do sensor utilizado, embora sua especificação indique medição até valores nulos de vazão, não havendo movimentação do êmbolo no tempo considerado (50s). Tal efeito condiz com o comportamento esperado da válvula em estudo devido à presença da zona morta.

As vazões volumétricas iniciais correspondentes aos sinais de acionamento de 0,10 a 0,14, apresentam um comportamento no modelo teórico que não é fiel aos resultados experimentais devido, principalmente, ao efeito das não-linearidades como o atrito e a zona morta da servoválvula, desconsiderados no modelo teórico. Neste sentido, as simulações do sistema dinâmico apresentam menor tempo de subida e descida que os valores experimentais.

A Fig. 7.1 mostra o gráfico de vazão volumétrica versus tempo para um sinal de acionamento aplicado de 0,12. Nela, observa-se que a curva teórica apresenta valores muito menores para a vazão volumétrica que a curva simulada, o que também está relacionado à consideração do atrito Lugre no modelo clássico empregado, cujos ganhos resultam em curvas distantes das curvas experimentais para este valor de sinal de acionamento. O deslocamento do êmbolo ocasionado por este sinal de acionamento é praticamente nulo conforme o experimento realizado porém é considerável segundo a simulação.

Os sinais de acionamento acima de 0,14 até o limite suportado pelo sensor de vazão volumétrica de 0,21 geraram as demais curvas apresentadas à esquerda na Fig. 7.1. Para os valores de sinal próximos de 0,17 ocorre a ultrapassagem dos valores das vazões teóricas pelos valores das curvas experimentais. Nesta faixa de valores de sinal de acionamento as curvas de posição e de pressão no tempo, com o aumento da vazão volumétrica, condizem melhor com os resultados dos testes. Para as pressões, o afastamento dos gráficos experimentais com o modelo deve-se principalmente à presença dos atritos no cilindro atuador.

7.2 Enchimento da Câmara 2

No enchimento da câmara 2 observou-se que para um mesmo sinal de acionamento, a vazão produzida na saída da válvula é maior que no enchimento da câmara 1. Portanto utiliza-se uma faixa de sinais de acionamento menor que a faixa de enchimento da câmara 1, embora a análise apresente resultados similares ao experimento anterior em relação ao comportamento das curvas com a variação do sinal.

Para este experimento foram usados sinais de acionamento de 0,10 a 0,17 pois, neste limite as vazões volumétricas atingem o valor de medição máximo do sensor de vazão.

A Fig. 7.1 mostra ainda que, para determinada faixa de sinais de acionamento (de 0,10 a 0,13), o enchimento da câmara 2 proporciona vazões maiores dentro do cilindro que o enchimento da câmara 1 porém, da mesma forma que nos testes com a primeira câmara, apresenta curvas teóricas distanciadas dos valores experimentais, considerando-se o incremento utilizado. A partir do sinal de acionamento de 0,13 tem-se o aumento gradativo dos valores das curvas experimentais resultando em discrepâncias com testes efetuados na simulação computacional e o atingimento do limite de medição máxima do sensor de vazão volumétrica.

Dos sinais de acionamento de 0,14 a 0,17 tem-se os resultados para a posição do êmbolo, cujos valores partem da posição 0,5m para 0m (curva teórica) e de 0,5m para aproximadamente 0,33m (curva experimental), e as curvas que descrevem o comportamento das pressões do cilindro.

Finalmente, na representação das curvas de posição e pressão da câmara 2 para o mais alto sinal de acionamento avaliado (0,17), o modelo experimental apresentou uma tendência de diminuição da diferença teórico-prática, referentes às posições do êmbolo e as pressões no interior do cilindro respectivamente.

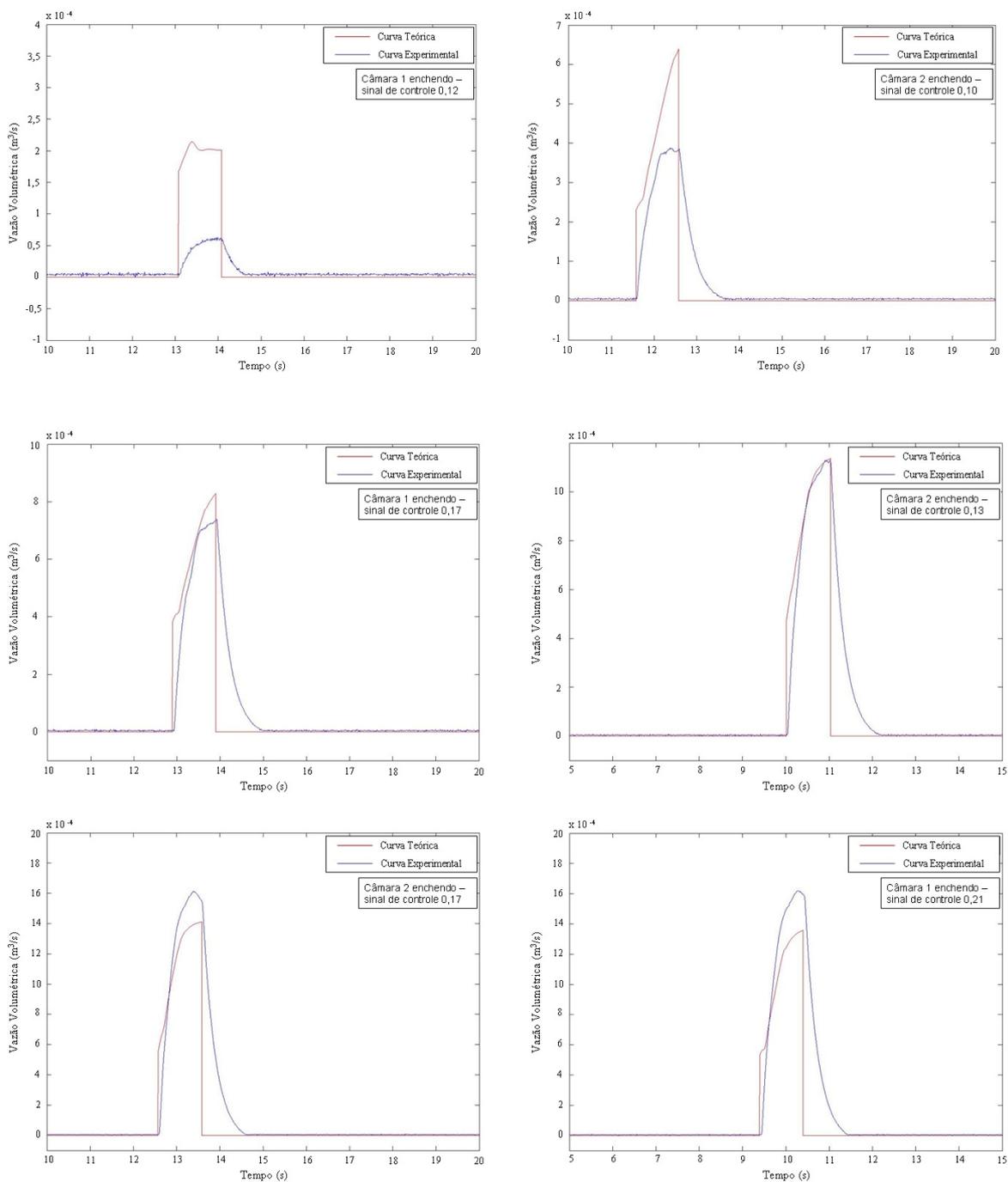


Fig.7.1. Gráficos vazão x tempo de enchimento nas câmaras 1 e 2 para sinais de tensão de acionamento de 0,12 a 0,21 e de 0,10 a 0,17, respectivamente.

8. CONCLUSÕES

A principal contribuição deste trabalho consistiu na reprodução do comportamento esperado do sistema de posicionamento pneumático através do mensuramento direto da vazão volumétrica com o tempo de enchimento e esvaziamento das câmaras do cilindro atuador para uma faixa restrita de sinais de acionamento nos quais os efeitos das

não-linearidades do sistema não são muito influentes em seu comportamento. Para sinais de acionamento na faixa de (0,10 a 0,13) na câmara 1 e, os resultados experimentais não apresentaram a correlação desejada com o modelo analítico admitido para o sistema

Ainda, comprovou a eficácia dos modelos matemáticos anteriores relacionados ao controle deste tipo de sistema físico cujas considerações foram similares às utilizadas neste trabalho. Assim, obteve-se: a validade do modelo matemático clássico, confirmado conforme o objetivo do trabalho; a reprodução satisfatória do sistema de posicionamento pneumático por medição direta; a percepção da influência do efeito das forças dissipativas e da zona morta no sistema.

Houve ainda algumas dificuldades durante o experimento como a detecção experimental da zona morta da servoválvula em análise o que resultou no mapeamento e redução da faixa de sinais de acionamento trabalhada o que, contudo, não alterou a qualidade dos resultados adquiridos.

Recomenda-se que todo o experimento como este siga a seguinte estratégia: embasamento teórico; adaptação e/ou aquisição de dispositivos de medição e aquisição de dados; instalação dos sensores na bancada; aquisição dos resultados; análise e comparação dos resultados obtidos com o modelo teórico pré-existente.

9. REFERÊNCIAS

- Ahrendt, W. R., Savant, C. J. Jr., 1960, “Servomechanism Practice”, 2. ed., Ed. McGraw-Hill, New York, 566 p.
- Bobrow, J. E., McDonell, B. W., 1998, “Modeling, Identification, and Control of a Pneumatically Actuated, Force Controllable Robot”, IEEE Trans. on Robotics and Automation, Vol 14, No. 5, pp. 732-742.
- Endler, L., Valdiero, A.C., Andrighetto, P. L., Rafikov, M., 2008, “Simulação Computacional de um Modelo Matemático para Atuadores Pneumáticos”, Sociedade Brasileira de Matemática Aplicada e Computacional, Vol. 9, No. 2, pp. 213-222.
- Festo, 2008, “Linear drives DGP/DGPL”, Seleção de cilindros atuadores, CTP 10/2008, Festo Pneumatic.
- Festo, 2001, “Válvulas Proporcionais”, Seleção de válvulas, CTP 08/2001, Festo Pneumatic.
- Perondi, E. A., 2002, “Controle Não-Linear em Cascata de um Posicionador Pneumático com Compensação de Atrito”, Tese de Doutorado.
- Vieira, A. D., 1998, “Análise Teórico Experimental de Posicionadores Lineares Pneumáticos”, Dissertação de Mestrado, CPGEM, Centro Tecnológico, UFSC, Florianópolis.

10. DIREITOS AUTORAIS

Eduardo Luis Schneider, Rafaela Brittes Dill
edu.ufrgs@gmail.com, rafaelabdill@gmail.com

SCHNEIDER, E. L.; DILL, R. B.;
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil

EXPERIMENTAL CONFIRMATION OF THE BEHAVIOR OF VOLUMETRIC FLOW OF AIR AS CONTROL FLUID IN SERVO BY DIRECT MEASUREMENT

Rafaela Brittes Dill, rafaelabdill@gmail.com¹
Eduardo Luis Schneider, edu.ufrgs@gmail.com¹

¹Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil.



VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA
VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING
18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil
August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil

***Abstract.** This paper deals with dynamic positioning systems tire used on machines that require precision and power for its operation and its control depends on the faithful reproduction of their behavior by using a mathematical model consistent. Described pneumatic positioners are used in equipment for processing and transportation of products, weight lifting, refrigeration systems and other devices, widely used in industrial use, in order to perform moves with the element of performance. A plunger-type pneumatic positioner is a system composed of three basic elements: a servo-valve, a cylinder with a plunger and a mass which you want to establish the position. However, features such as non-linearity of the mass and volumetric flow of air, inherent in such systems makes it difficult to control action on them, causing inaccuracy in predicting their behavior. Given this, the objective of this work is the study of classical model that describes the behavior of a pneumatic positioner. The strategy consisted in analyzing the behavior of volume flows related to the time of filling and emptying of the chambers of the cylinder and the control voltage in both models. There were computer simulations of the system and tests in a bench trial in the Laboratory of Mechatronics and Control of the Federal University of Rio Grande do Sul - LAMECC. Analysis of this work was accomplished by comparing the results obtained from numerical modeling with classical experimental data analysis in order to evaluate the validity of the theoretical model on the dynamic behavior of the curves of flow over time. We obtained a satisfactory reproduction of the expected behavior of the mathematical model for a restricted range of control signals for which the effects of nonlinearities of the system can be neglected. Moreover, there was the mapping of the range of control signals in which the behavior of the curves studied had discrepancies.*

Keywords: *Pneumatic positioner, Volumetric flow cylinder actuator, servo*