

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

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

por

RAFAELA BRITTES DILL

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2009.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

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

por

RAFAELA BRITTES DILL

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A
OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Dr. Eduardo Andre Perondi

Comissão de Avaliação:

Prof. Eng. Juan Carlos Sandoval Ortiz

Prof. Me. Martin Geier

Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira

Porto Alegre, 30, novembro de 2009.

À minha mãe Liana,
com todo o carinho.

AGRADECIMENTOS

À minha mãe, principalmente pelo amor, orientação e apoio incondicionais em todos os momentos...

Ao meu orientador, Perondi, por sua disponibilidade e acessibilidade essenciais para a concepção deste trabalho....

Aos amigos do Lamecc, em especial ao Ricardo, Alexandre e ao Valter, pelo grande auxílio, dicas preciosas, apoio e amizade sempre presentes.

Aos professores e funcionários e colegas da Engenharia Mecânica dos quais tive grande apoio.

“Não te impaciente a longa espera,
Suporta-a como alguém que compreende,
Quando o espírito se ergue e assume o comando,
Os deuses estão prontos para obedecer”

James Allen

DILL, R. B. **Análise Teórico-Experimental Do Comportamento Dinâmico Da Vazão Mássica De Posicionadores Pneumáticos**. 2009. 32f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

RESUMO

Este trabalho tem por objetivo o estudo da modelagem clássica que descreve o comportamento de um posicionador pneumático, tendo-se como ênfase a validação do modelo através da obtenção por medição direta das curvas de vazão volumétrica como função do tempo de enchimento e esvaziamento do cilindro atuador. Todos os trabalhos encontrados nesta área do conhecimento realizam a validação indiretamente, através do cálculo das vazões a partir das curvas de pressões. Para tanto, é realizada a comparação dos resultados obtidos com base de uma modelagem numérica com os dados obtidos pela análise experimentalmente. Conseguiu-se, como resultado, após a realização dos experimentos, dispor de informações que permitam avaliar a validade do modelo teórico quanto ao comportamento dinâmico das curvas de vazão ao longo do tempo.

PALAVRAS-CHAVES: Posicionador, Vazão Volumétrica, Cilindro atuador, Servoválvula.

DILL, R. B. **Theoretical Experimental Analysis of a Pneumatic Servo Positioner considering the effect of leaks in the servo.** 2009. 32f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

ABSTRACT

This paper aims to study the classical model that describes the behavior of a pneumatic positioner, with emphasis as to validate the model by obtaining a direct measurement of flow rate curves as a function of time of filling and emptying the cylinder actuator. All work found in this area of knowledge to perform indirect validation, by calculating the flow from the curves of pressure. To achieve this, we compared the results obtained on the basis of a numerical modeling with data obtained by the analysis experimentally. As result, after the experiments, information to assess the validity of the theoretical model on the dynamic behavior of the curves of flow over time has been achieved.

KEYWORDS: Positioner, flow rate, cylinder actuator, servovalve.

ÍNDICE

	pág.
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 O POSICIONADORES PNEUMÁTICOS.....	1
2. OBJETIVO.....	3
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
4. METODOLOGIA.....	6
4.1 MODELAGEM MATEMÁTICA.....	6
4.2 DESCRIÇÃO GERAL DA BANCADA EXPERIMENTAL.....	9
4.2.1 Cilindro Atuador.....	9
4.2.2 Servoválvula proporcional.....	9
4.3 DESCRIÇÃO DOS SISTEMAS DE MEDIÇÃO.....	10
4.3.1 Transdutores de Pressão.....	10
4.3.2 Transdutor de Posição.....	10
4.3.3 Transdutores de Vazão Volumétrica.....	10
4.4 DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS.....	11
4.5 DESCRIÇÃO DOS FILTROS DE SINAL.....	11
4.6 DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO.....	11
4.7 MODELO ANALÍTICO.....	13
4.7.1 Implementação Computacional.....	13
5. RESULTADOS E ANÁLISES.....	16
5.1 ENCHIMENTO DA CÂMARA 1.....	18
5.2 ENCHIMENTO DA CÂMARA 2.....	24
6. CONCLUSÕES.....	30
7. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	31
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	32

1 . INTRODUÇÃO

Os 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, relativo 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.

Este tipo de posicionador possui, no entanto, muitas características que dificultam a ação de controle sobre o mesmo. Tem-se, por exemplo, as não-linearidades inerentes ao sistema tais como, 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.

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, dentre outras. A modelagem matemática pode também ser utilizada na síntese do algoritmo de controle (no caso de técnicas de controle baseadas em modelo).

A estratégia empregada neste trabalho 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 de controle. 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. Além disso, a validação experimental é realizada por intermédio de medição das pressões e posições. Os parâmetros dos ensaios são definidos a partir de dados de uma bancada experimental disponível no Laboratório de Mecatrônica e Controle – LAMECC – da UFRGS.

1.1 POSICIONADORES PNEUMÁTICOS

Os posicionadores pneumáticos descritos são utilizados extensivamente 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, pistão, tendo como base um suporte ou envólucro, sendo este geralmente o próprio cilindro pneumático.

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. 1.1, na qual o sinal de controle é representado por U_r 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.

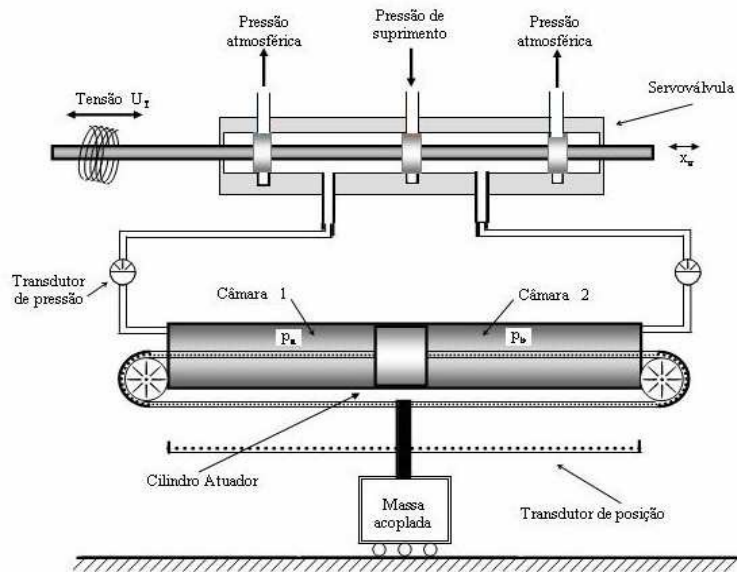


Figura 1.1. Desenho esquemático de um atuador pneumático [Endler et al., 2008].

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.

Os sistemas de posicionamento pneumático encontram-se entre os sistemas elétricos de baixa potência e os sistemas hidráulicos de alta potência e dentre as vantagens de seu uso em relação aos sistemas mencionados estão principalmente sua relativa simplicidade, baixo peso, menor risco com a perda de fluido em consequência de altas pressões, e alta potência, além de não necessitarem reservatórios locais para sua operação [Ahrendt e Savant, 1960]. Estas particularidades bem como o baixo custo de implementação, rápida resposta, alta confiabilidade ótima, boa resistência ao fogo e explosão, facilidade de manutenção e reparo e insensibilidade a variações quando operados na temperatura ambiente tornam esta classe de dispositivos bastante atrativa para uso em aplicações nos setores de cunho industrial, acadêmico, de construção de máquinas e equipamentos e demais atividades nas quais sejam requeridas ações de controle.

2. OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo 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.

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 para este trabalho está 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

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A presença de não-linearidades consistem em um dos principais problemas descritos nos trabalhos envolvendo o uso deste atuador sendo elaboradas inúmeras estratégias de controle com a finalidade de compensar esta propriedade inerente à natureza do sistema a qual deve-se, principalmente, a fenômenos tais como a zona morta da servoválvula, os vazamentos e as vazões volumétricas do fluido de trabalho nos orifícios da servoválvula, o atrito no cilindro e a compressibilidade do ar.

"A zona morta é uma não-linearidade inerente das servovalvulas pneumáticas, e ocorre quando, para uma faixa de sinal de controle a válvula não apresenta saída de ar." (tradução de Valdiero et al., 2008). A zona morta, apesar de possuir uma compensação fácil de implementar e de sua redução trazer resultados importantes no traçado de uma trajetória, segundo o mesmo autor, o pouco uso de uma metodologia de compensação de seus efeitos na prática é uma das principais causas de desvantagem do uso de sistemas pneumáticos em relação a outros sistemas. Em seu trabalho, Valdiero et al., 2008, apresenta um modelo matemático para a compensação da zona morta e o método usado descrito como o uso de uma função de zona morta inversa no sistema de controle, obtendo como resultado uma redução das limitações de desempenho do controlador.

A título de ilustração, é mostrado na Fig. 3.1 a região de sobrepassamento da válvula de centro fechado correspondente á região de zona morta.

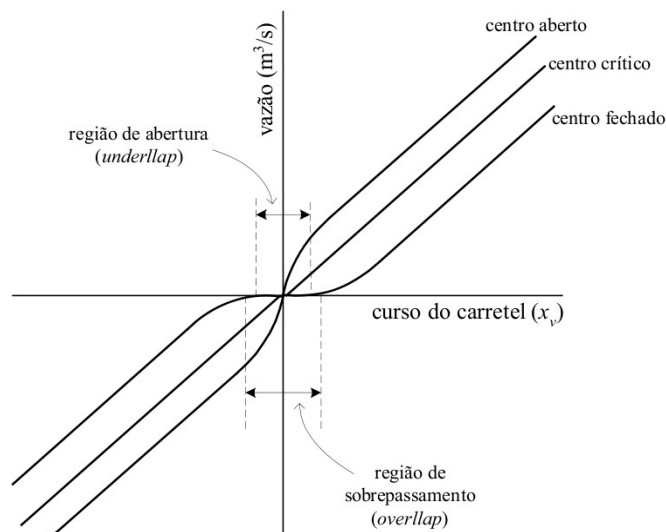


Figura 3.1. Curvas típicas dos ganhos de pressão para os diferentes tipos de centro [Perondi, 2002].

Os vazamentos na servoválvula também constituem uma não-linearidade importante no equacionamento da vazão mássica e, conseqüentemente da vazão volumétrica, dos sistemas pneumáticos. Em Vieira, 1998, é introduzido o conceito de *abertura relativa efetiva*, correspondente a relação entre a área geométrica de passagem no interior da servoválvula e sua área geométrica de passagem máxima, e são considerados os efeitos destes vazamentos internos, cuja maior influência ocorre quando o carretel está na posição central, onde é estabelecida a condição na qual as vazões parciais (ver Fig. 3.2) adquirem valores numéricos significativos, assim como as áreas referentes as *aberturas relativas efetivas* dos pórticos da servoválvula. Nas demais posições, uma das vazões e uma das áreas de *abertura relativa efetiva* é sempre nula, e os vazamentos podem ser desprezados. Logo, a condição dos

vazamentos na região central de operação da servoválvula é relevante para trabalhos em malha fechada quando o posicionador está próximo da posição desejada, pois é nesta condição que é requerida maior precisão no posicionamento efetuado. O autor propõe uma minimização deste efeito por meio da mudança de estratégia utilizada no controlador adicionando à modelagem matemática convencional a abordagem destas vazões parciais.

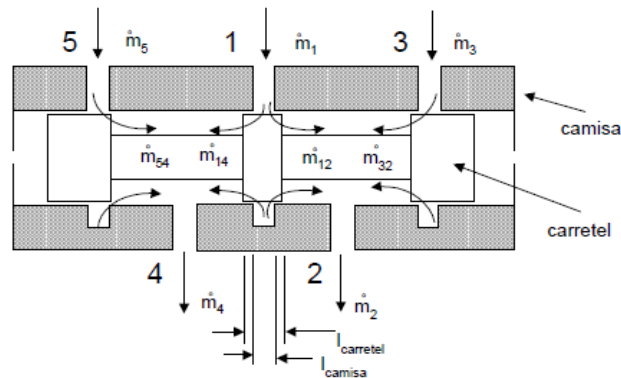


Figura 3.2. Modelo esquemático da servoválvula com representação dos vazamentos [Vieira, 1998].

O atrito presente no cilindro atuador e na servoválvula consiste em uma grande fonte de perda de energia neste sistema, conferindo ao mesmo uma alteração muito significativa na resposta controlada. Hägglund, 2002, apresenta um procedimento que compensa atrito estático em válvulas de controle pneumático com aplicações em controladores industriais e sistemas de controle através do uso de pulsos no sinal de controle, reduzindo o erro de controle durante o movimento do tipo adere/desliza (stick-slip motion).

4. METODOLOGIA

Este trabalho segue a seguinte ordem: instalação dos componentes do sistema de medição e aquisição de dados e do sistema de condicionamento e filtragem dos dados, pós-processamento dos dados, estabelecimento das curvas experimentais e conforme a simulação fornecida pelo modelo teórico clássico e a comparação de resultados.

4.1 MODELAGEM MATEMÁTICA

A modelagem matemática de qualquer sistema físico consiste na representação idealizada de um sistema real. A partir da concepção desta modelagem é possível o entendimento do comportamento do sistema, a previsão de eventos futuros e a tomada de decisões conforme a resposta desejada. Como princípio básico para a elaboração da representação matemática do sistema físico em estudo, primeiramente foram estabelecidas as simplificações para o estabelecimento do modelo matemático [Perondi, 2002]. São elas:

- a) O sistema é adiabático;
- b) Os processos são isentrópicos (sistema reversível);
- c) O ar comporta-se como gás ideal;
- d) A energia cinética é desprezível;
- e) A pressão de suprimento constante;
- f) A pressão de exaustão coincide com a pressão atmosférica;
- g) As vazões mássicas são função da pressão de suprimento e da tensão de controle aplicada;
- h) Os vazamentos da servoválvula são desprezados.

Segundo [Perondi, 1999], utilizando-se os princípios de conservação da energia e de que o equilíbrio das forças que atuam no êmbolo dentro do cilindro atuador é conservado, é possível obter o modelo matemático dinâmico para o posicionador pneumático a partir da descrição das vazões mássicas para cada câmara do cilindro atuador. O equacionamento de um fluido como o ar deve levar em consideração as características importantes que influem no comportamento deste fluido como sua compressibilidade, que resulta da significativa variação na massa específica do fluido. Ainda, para um gás ideal, tem-se a Eq. (4.1) como a equação da massa específica, sendo R a constante do gás.

$$\rho_A = \frac{C_V}{RT_s} \quad (4.1)$$

O balanço energético é representado pela Eq. (4.2). Considera-se $C_p \dot{m}_A T_s$ a energia interna da massa que entra no volume de controle da câmara A, C_p é o calor específico do ar à pressão constante, T_s a temperatura do ar de suprimento, $\dot{m}_A = (dm_A/dt)$ é a vazão mássica na câmara A. A potência do movimento do pistão é $p_A \dot{V}_A$, onde p_A é a pressão na câmara A e $\dot{V}_A = (dV_A/dt)$ é a vazão volumétrica. A variação na energia interna do volume de controle é $d(C_V \rho_A V_A T_A) / dt$, onde C_V é o calor específico do ar a volume constante e ρ_A é a massa específica do ar. Tem-se ainda $r = C_P / C_V$ como a relação de calores específicos.

$$\dot{m}_A T_s - \frac{p_A}{C_p} \frac{dV_A}{V_A} = \frac{1}{rR} \frac{d}{dt} (p_A V_A) \quad (4.2)$$

Ainda, para que a temperatura do ar trazido para o cilindro permaneça constante, o calor devido à compressão deve ser devidamente extraído. Isto ocorre porque o ar entra no cilindro de forma quase adiabática, ou seja, sem transferência de calor, podendo-se considerar a potência referente ao calor dissipado desprezível.

O volume total na câmara A é dado por pelo somatório do produto área e deslocamento do êmbolo na câmara com o volume morto na câmara com a tubulações V_{A0} , assim, tem-se $V_A = Ax + V_{A0}$. A taxa de variação deste volume é $\dot{V}_A = A\dot{x}$, onde $\dot{x} = dx/dt$ é a velocidade do êmbolo e x é o seu deslocamento. Com isso, resolvendo-se a Eq. (4.2) para \dot{p}_A , após efetuar a derivada do termo da direita, chega-se a

$$\dot{p}_A = \frac{Rr\dot{m}_A T_A - Ap_A \dot{x}}{Ax - V_{A0}} \quad (4.3)$$

onde $C_p = (rR)/(r-1)$. Sendo L o curso útil do cilindro atuador, obtém-se para a câmara B,

$$\dot{p}_B = \frac{Rr\dot{m}_B T_B - Ap_B \dot{x}}{A(x-L) - V_{B0}} \quad (4.4)$$

A resultante que atua sobre o êmbolo depende das forças que atuam no mesmo. Pela segunda lei de Newton, tem-se a conservação do equilíbrio mostrada na Eq. (4.5).

$$\ddot{x} = ((p_A - p_B)A - F_{ext} - F_{atrito}) / M \quad (4.5)$$

onde $(p_A - p_B)A$ é a força resultante da diferença de pressão entre as câmaras, F_{ext} é a força externa aplicada, F_{atrito} é a força de atrito e M é a massa deslocada, cuja representação física pode ser vista na Fig. 4.1. No modelo teórico utilizado, as força de atrito foram calculadas de acordo com o modelo Luge.

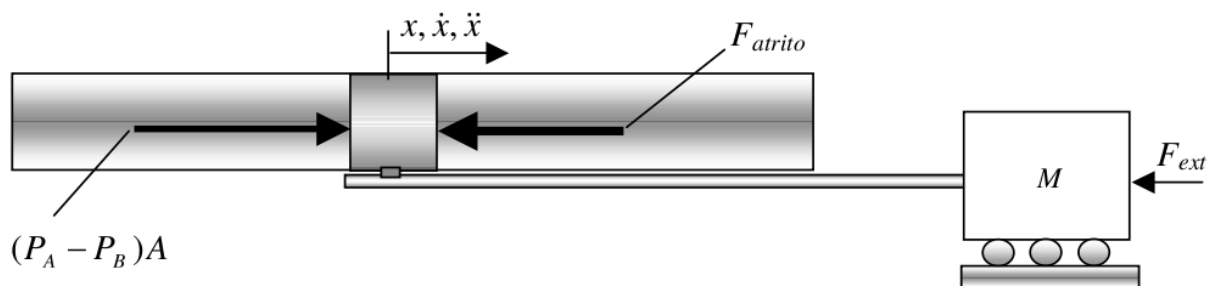


Figura 4.1. Equilíbrio de forças no êmbolo do cilindro atuador [Perondi, 1999].

A força de atrito, F_{atrito} , no modelo consiste em uma das não linearidades do sistema e depende da intensidade da força, dada por $(p_A - p_B)A$.

O modelo, descrito pelas Eq. (4.2), (4.3) e (4.4), não considera o atrito nem a dinâmica da servoválvula e consiste em um equacionamento de 4ª ordem não-linear, fundamental na concepção de controladores para o posicionador. Para que seja usado, devem ser conhecidos todos os parâmetros do sistema e a vazão mássica através da válvula é considerada similar à vazão mássica de ar através de um orifício em um tubo, onde a área do orifício é função da tensão de controle. Assim, a vazão mássica teórica, (desprezando perdas de carga do fluido) é dada pela Eq (4.6).

$$\dot{m} = p_u A_{orif} \sqrt{\frac{2}{RT_e}} \psi(p_d / p_u) \quad (4.6)$$

onde p_d e p_u são as pressões a montante e a jusante do orifício respectivamente, e T_e é a temperatura do ar antes do orifício. A função $\psi(p_d/p_u)$ tem um 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 , conforme mostrado na Fig. 4.2.

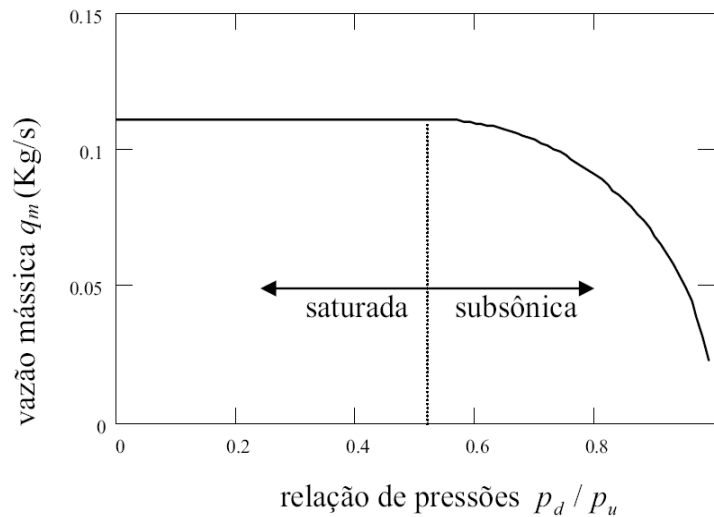


Figura 4.2 Vazão Mássica Teórica [Perondi, 2002].

Vieira, 1998, considera dois coeficientes para a inclusão do efeito das perdas no escoamento através dos orifícios da servoválvula. O primeiro é a *abertura relativa efetiva* em função da tensão de controle na servoválvula ($A_{ef}(u)$), utilizada para considerar os efeitos do estrangulamento e as irreversibilidades que ocorrem no bocal de passagem do fluxo, bem como os efeitos da zona morta causada pelo sobrepassamento, a assimetria de seu funcionamento e a saturação da servoválvula. O segundo coeficiente, $W(u)$, obtido experimentalmente com base nas curvas de pressão da servoválvula, também está relacionado com os efeitos dos vazamentos internos na servoválvula, que são função da posição do carretel e da tensão de controle (u). Ambos os coeficientes são apresentados na Eq. (4.7), com a qual calcula-se as vazões mássicas nas câmaras A (\dot{m}_A) e B (\dot{m}_B) utilizadas em (4.3) e (4.4).

$$\dot{m} = p_u A_{ef}(u) W(u) \sqrt{\frac{2}{RT_e}} \psi(p_d / p_u) \quad (4.7)$$

No modelo matemático utilizado a vazão mássica na servoválvula foi identificada através de experimentos com o êmbolo do cilindro posicionado nas extremidades do pistão. Assim, para cada caso (enchimento e exaustão), foram obtidas curvas de pressão interna na câmara para diversas aberturas da servoválvula, 40 situações, utilizando-se sinais de controle com incremento de 0,01 pois, para incrementos menores que este valor a variação do comportamento da curva de vazão volumétrica não apresenta variações significativas.

A vazão foi então calculada a partir da Eq. (4.3) combinando-se o pistão parado ($\dot{x}=0$). Finalmente, foi elaborado um mapa tridimensional das vazões para os diversos casos estudados. Este mapa 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. Este mapa é representado pelo módulo da vazão mássica máxima ($\dot{m}_{\text{máx}}$) por duas funções: uma de abertura da válvula $f_u(u)$ e outra das pressões de internas no cilindro $f_p(u)$ que dependem dos experimentos (enchimento, exaustão, câmara A, câmara B).

Em [Perondi, 2002], podem ser encontrados detalhes dos procedimentos experimentais e da modelagem adotada. É importante destacar que o modelo para a vazão na servoválvula é, de acordo com a Eq. (4.1), estático.

4.2 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. As próximas seções apresentam informações sobre os mesmos.

4.2.1 Cilindro Atuador

O cilindro atuador é responsável por movimentar o avanço ou retorno do êmbolo (de dupla ação) através do ar comprimido que é injetado em suas câmaras traseira ou dianteira, por meio de válvulas direcionais ou elementos controladores. Seu uso mais comum é dentro de indústrias e outras instalações geralmente para movimentar, prender ou confeccionar alguma peça. Suas características estão listadas conforme a Tabela 4.1.

Tabela 4.1. Dados Técnicos do Cilindro Atuador Pneumático.

Fabricante	FESTO
Modelo	DGPL-25 5/3 vias
Diâmetro do êmbolo	0,025 m
Pressão de operação	$2 \cdot 10^5$ a $8 \cdot 10^5$ Pa
Temperatura de operação	-10 a 60 °C
Força de atuação	295 N
Força máxima admissível verticalmente em relação ao eixo do cilindro	330 N
Velocidade máxima do êmbolo a $6 \cdot 10^5$ Pa, 20 °C para 3 kg de massa	1 m/s

4.2.2 Servoválvula Proporcional

A válvula utilizada consiste em uma servoválvula controladora de vazão proporcional a qual, segundo o fabricante, permite o ajuste contínuo de vazão. Devido ao efeito do sobrepassamento, a válvula possui uma zona morta de aproximadamente 4% [Perondi, 2002]. Suas características técnicas são dadas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2. Dados Técnicos da Servoválvula Proporcional.

Fabricante	FESTO
Modelo	MPYE-5-1/8-B de 5/3 vias
Vazão nominal	$1,167 \cdot 10^{-2}$ m ³ /s
Pressão de operação	0 a $10 \cdot 10^5$ Pa
Temperatura de operação	0 a 50 °C
Temperatura do fluido de trabalho (Perondi, 2002)	5 a 40 °C
Tensão de Alimentação	24 V DC \pm 25%
Tensão de operação	0 - 10 V DC
Tensão de resposta	0 - 10 V DC

4.3 DESCRIÇÃO DOS SISTEMAS DE MEDIÇÃO

Os sistemas de medição utilizados consistem nos transdutores de pressão, posição e vazão juntamente com as unidades de condicionamento de sinal utilizadas na realização do experimento.

4.3.1 Transdutores de Pressão

A fim de medir a pressão de suprimento são instalados dois sensores de pressão da Ifm Electronic modelo PN2024 nas saídas da servoválvula, um para cada câmara do cilindro atuador. Este modelo foi instalado na entrada de ar da servoválvula e tem suas características relacionadas na Tabela 4.3.

Tabela 4.3. Dados Técnicos do Transdutor de Pressão.

Fabricante	Ifm Electronic
Modelo	PN2024
Incerteza	$\pm 0,5\%$ (do valor de fundo de escala)
Pressão de operação	10^5 a 10^6 Pa
Temperatura de operação	-25 a 80 °C
Temperatura do fluido de trabalho	-25 a 80 °C
Tensão de alimentação	20 - 30 V DC
Sinal de saída	0 - 10 V

4.3.2 Transdutor de Posição

O transdutor de posição utilizado é do tipo potenciométrico MLO-POT-1000-TLF FESTO que mede a mudança na posição do êmbolo do cilindro através da variação de uma resistência elétrica interna no sensor, que por sua vez é transformada em um sinal de tensão [PERONDI, 2002]. Suas principais características encontram-se na Tabela 4.4.

Tabela 4.4. Dados Técnicos do Transdutor de Posição.

Fabricante	FESTO
Modelo	MLO-POT-1000
Incerteza	$\pm 0,5\%$ (do valor de fundo de escala)
Curso útil	1,016 m
Velocidade máxima	10 m/s
Aceleração máxima	200 m/s ²
Temperatura de operação	-30 a 100 °C
Tensão de alimentação	0 - 10 V
Sinal de saída	0 - 10 V

4.3.3 Transdutores de Vazão Volumétrica

Dois sensores de vazão volumétrica foram empregados de modo a tornar possível o conhecimento da faixa de vazões á qual estaria sujeito o sensor com menor vazão de operação. O sensor de vazão volumétrica do fabricante Contech é do tipo turbina. Os dados deste sensor encontram-se na Tabela 4.5.

Tabela 4.5. Dados Técnicos do Transdutor de Vazão Volumétrica Contech.

Fabricante	CONTECH
Modelo	SVTG19/19
Incerteza	0,2% (do valor de fundo de escala)
Diâmetro nominal	$1,905 \cdot 10^{-2} \text{m}$
Vazão nominal	$9,4 \cdot 10^{-4}$ a $9,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$
Temperatura de operação	-50 a 100 °C
Pressão de operação	$1,379 \cdot 10^{-4}$ a $3,447 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}$
Sinal de saída	4 - 20 mA
Tensão de alimentação	24 V DC

O segundo sensor é classificado pelo fabricante como sendo um sensor de vazão mássica embora suas unidades estejam em SLPM – Standard Liter per Minute, a 25°C e 101,325Pa. constituindo portanto, um sensor de vazão volumétrica. Seus dados técnicos encontram-se na Tabela 4.6.

Tabela 4.6. Dados Técnicos do Transdutor de Vazão Volumétrica Alicat Scientific.

Fabricante	Alicat Scientific
Modelo	M-100SLPM-D
Incerteza	$\pm(0,3\% \text{ de leitura} + 0,2\% \text{ fundo de escala})$
Vazão nominal	0 a $1,97 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$
Temperatura de operação	-10 a 50 °C
Pressão de operação	$9,99 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
Sinal da saída	0 - 10 V
Tensão de alimentação	7 - 30 V DC

4.4 DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

Na aquisição e processamento de dados utilizou-se o sistema dSPACE, composto fundamentalmente pelo conjunto da placa de controle e processamento digital de sinais DS1104 e o software de controle experimental ControlDesk.

O ControlDesk revelou-se conveniente para uso neste experimento por ser baseado no Matlab, ferramenta computacional técnica bastante utilizada nas áreas exatas em especial na engenharia, e conferir à placa dSPACE uma operação de forma integrada com o ambiente Matlab/Simulink. O software permite a construção de uma interface gráfica para controle e manipulação de um conjunto de parâmetros em tempo real com a qual é possível monitorar e alterar rapidamente e sem a necessidade de uma linguagem de programação, as variáveis do experimento interpretadas na placa.

4.5 DESCRIÇÃO DOS FILTROS DE SINAL

Na 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 downsampling de 1. Estes filtros tiveram como função eliminar altas frequências inerentes ao processo de leituras dos sinais.

4.6 DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

Para a realização deste experimento é realizada a leitura prévia sobre o assunto em questão, seguindo-se da seleção e adequação dos materiais necessários ao trabalho junto a bancada selecionada. A seguir são confeccionados os cabos para a instalação e alimentação do sensor de vazão do fabricante Alicat, na Fig. 4.3 e o condicionador de sinais para o sensor de vazão do fabricante Contech, ver Fig. 4.4, que deve ser instalado na placa dSpace com sinal de saída devidamente modulado na faixa de operação da placa (0 à 10V).

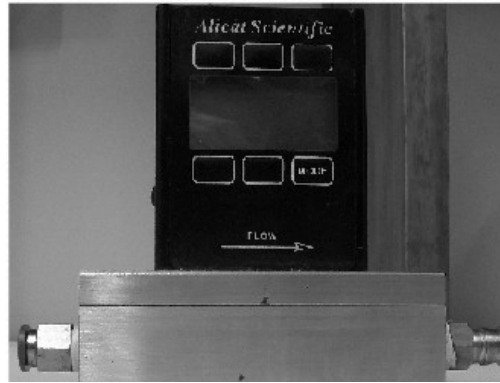


Figura 4.3. Sensor de vazão volumétrica do fabricante Alicat.



Figura 4.4. Sensor de vazão volumétrica do fabricante Contech.

Na ferramenta de controle ControlDesk, elabora-se um ambiente compatível com o experimento proposto, que permite a definição da faixa de sinal de controle 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 ($1,97 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$). Esta faixa de sinal de controle 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 controle 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 a mapear os limites dos valores de vazão volumétrica máxima e de tensão de controle, primeiramente fez-se uso do sensor de vazão Contech, pois este possui capacidade de medir vazões maiores que o primeiro. A seguir, montou-se o sensor do fabricante Alicat na bancada, Fig. 4.5, 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 controle 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 controle 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 de controle e do sinal de controle.

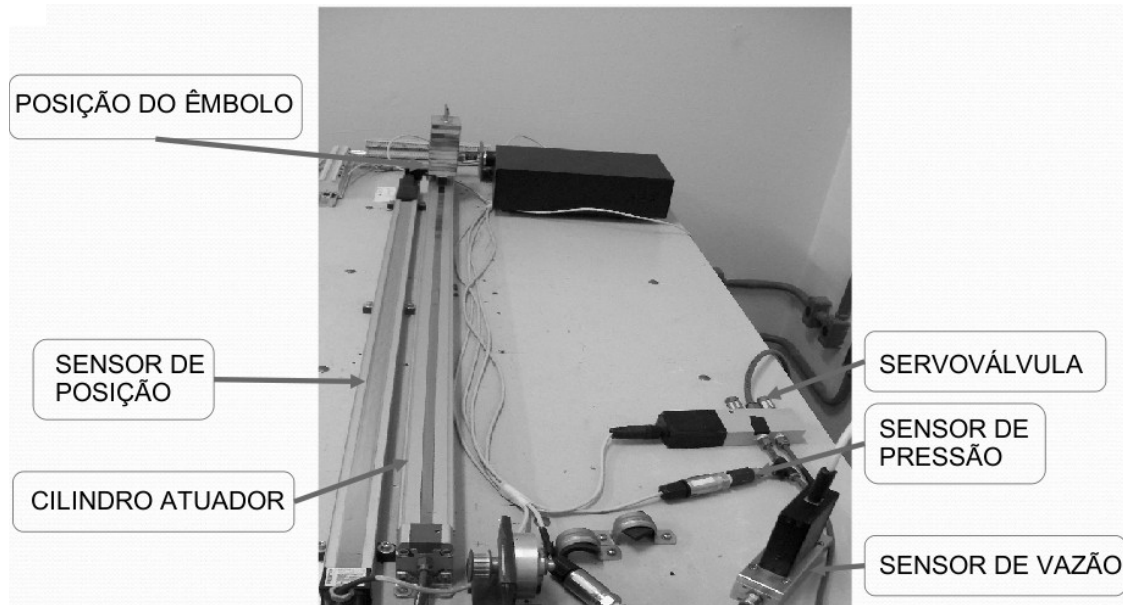


Figura 4.5. Bancada experimental montada no Laboratório de Mecatrônica e Controle (Lamecc) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

O pós-processamento dos dados consiste na filtragem e conversão de unidades das amostras. Para tanto, usa-se um filtro do tipo Butterworth, de modo a ter uma resposta em frequência com as menores possíveis para os dados. Para o caso da vazão volumétrica, utilizam-se as relações fornecidas na calibração do sensor para obterem-se os dados em unidades SLPM e realiza-se então a conversão para as unidades de m^3/s . É realizada ainda a conversão de unidades dos dados obtidos dos sensores de pressão nas saídas das câmaras, de bar para Pa.

4.7 MODELO ANALÍTICO

4.7.1 Implementação Computacional

Para a obtenção das curvas teóricas de vazão volumétrica contou-se com a colaboração do mestrando em Engenharia Mecânica Ricardo Murad Suzuki que configurou a interface do software ControlDesk e disponibilizou algoritmos de pós-processamento para os filtros de sinal e a conversão de unidades obtidas do medidor de vazão.

Estas curvas de vazão permitem qualificar o modelo teórico conforme com a realidade mensurada para uma ampla faixa de valores de sinal de controle. Para o experimento deste trabalho foi utilizado um sistema de posicionamento em malha aberta, no qual cada configuração de saída determina uma posição de operação fixa para os elementos de controle, sendo estes representados por blocos conectados entre si por meio de flechas que constituem o fluxo da informação.

A Fig. 4.6. representa o diagrama de blocos dos elementos de controle do sistema usado na simulação.

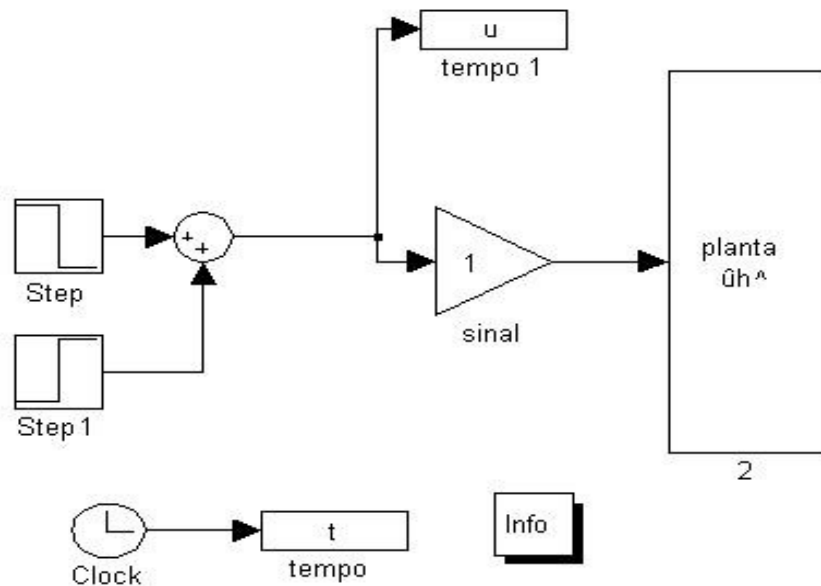


Figura 4.6. Diagrama de blocos representando o sistema em malha aberta.

O sinal de entrada ou de referência é dado por u (sinal de controle) cujo valor é governado no tempo pelas funções *step* e *step 1*, que consistem em ondas quadradas com sinais invertidos e defasadas de 1s uma da outra. Da soma destas duas funções é gerado um pulso de 1s que segue para a planta ou instalação onde, no modelo de malha aberta, obtêm-se as variáveis correspondentes à posição y , pressões nas câmaras p_A e p_B , as vazões mássicas q_{m_A} e q_{m_B} , as vazões volumétricas V_{v_A} e V_{v_B} , além de outras variáveis não utilizadas neste trabalho (ver Figs. 4.7 e 4.8).

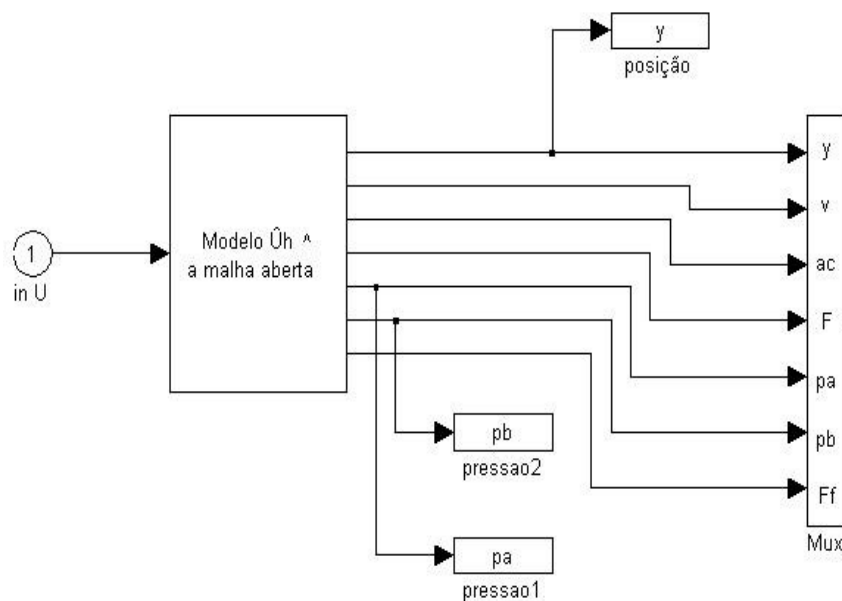


Figura 4.7. Diagrama funcional da planta de controle da bancada pneumática.

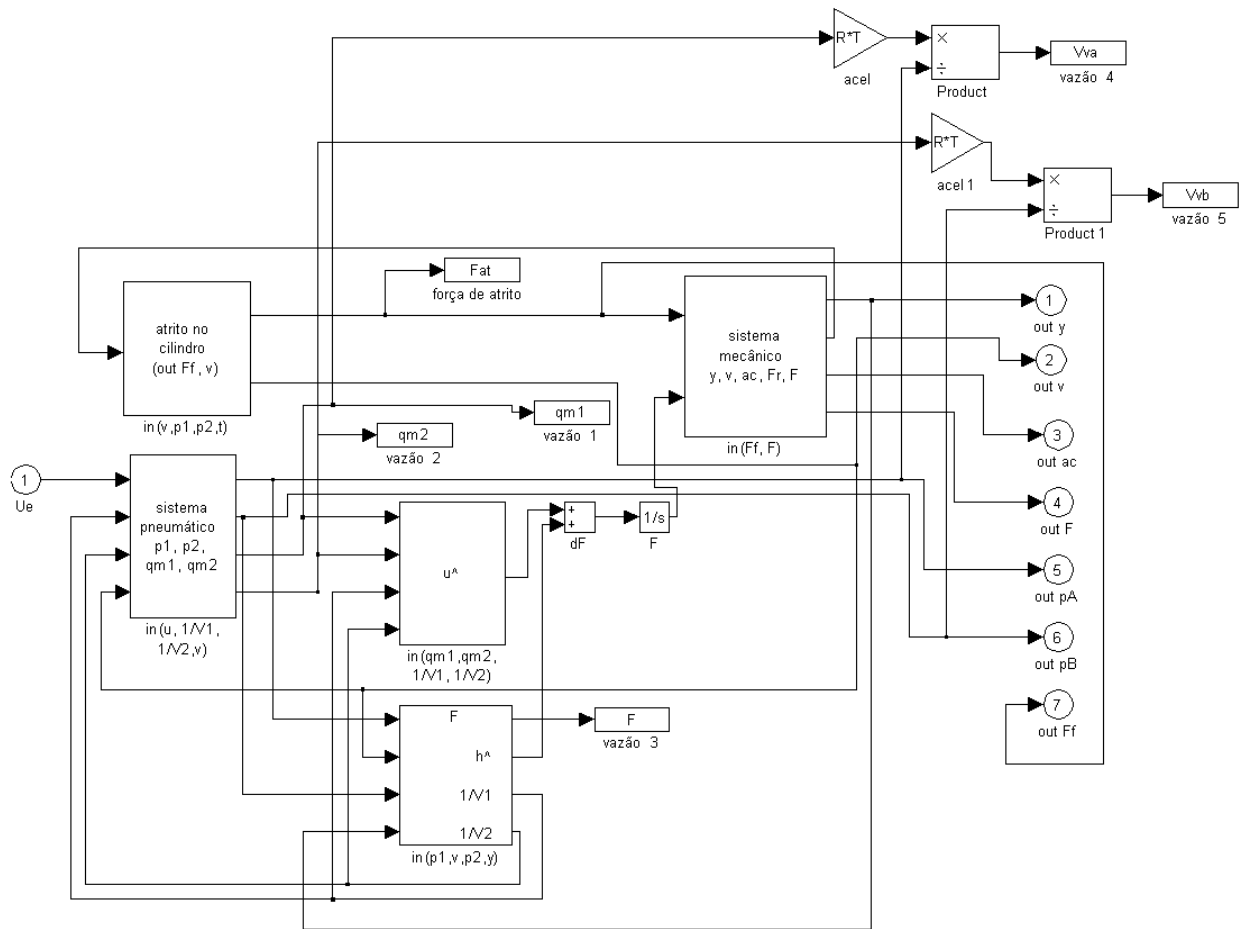


Figura 4.8. Diagrama funcional do modelo de controle da bancada pneumática.

Para a realização das simulações considera-se ainda, para cada valor de tensão aplicado, a inserção dos valores das pressões iniciais encontradas na fase experimental bem como os tempos de duração do pulso de tensão de controle.

A seguir, tendo-se a vazão mássica das câmaras, realiza-se o cálculo da vazão volumétrica de acordo com a (Eq. 4.8) [Perondi, 2002].

$$\dot{m}_i(p_i, u) = \frac{V}{RrT} \dot{p}_i(t) \quad (4.8)$$

Consideram-se para o cálculo as constantes $R = 286,9\text{J/kgK}$, $r = 1,4$, $V_A = V_B = 1,9610^{-6}\text{ m}^3$, $T = 293,15\text{K}$. Os resultados finais são obtidos por meio da média dos valores das curvas obtidas para cada variável desejada sob a ação de cada sinal de controle analisado.

5. 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 controle 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 controle, as curvas de vazão experimental começam a aproximar-se das curvas teóricas (ver Fig. 5.1). 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.

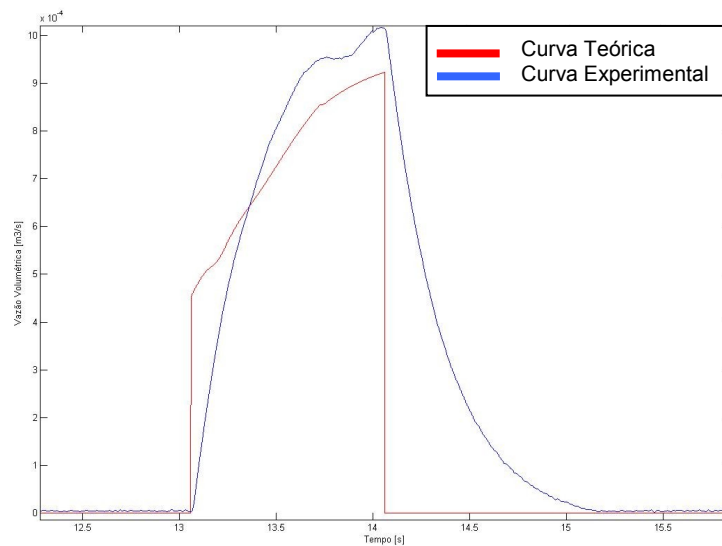


Fig.5.1. Gráfico da vazão volumétrica x tempo de enchimento na câmara 1 para sinal de controle de 0,18.

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 conforme observado na Fig. 5.2. Para aproximar mais estes valores sugere-se a alteração do valor dos ganhos do atrito Lugre.

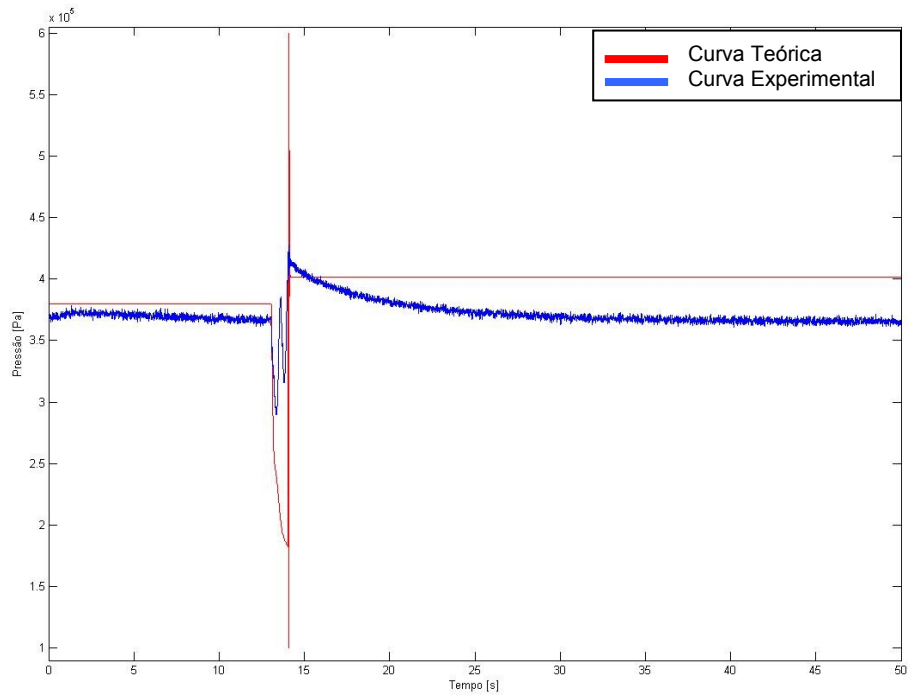


Fig.5.2. Gráfico pressão x tempo de enchimento na câmara 1 para sinal de controle de 0,18.

O efeito da diferença de comportamento causado pelas forças dissipativas como a força atrito pode ser visualizado na Fig. 5.3, na qual é perceptível a discrepância entre as posições finais do pistão em ambas as curvas, do modelo teórico e do modelo experimental.

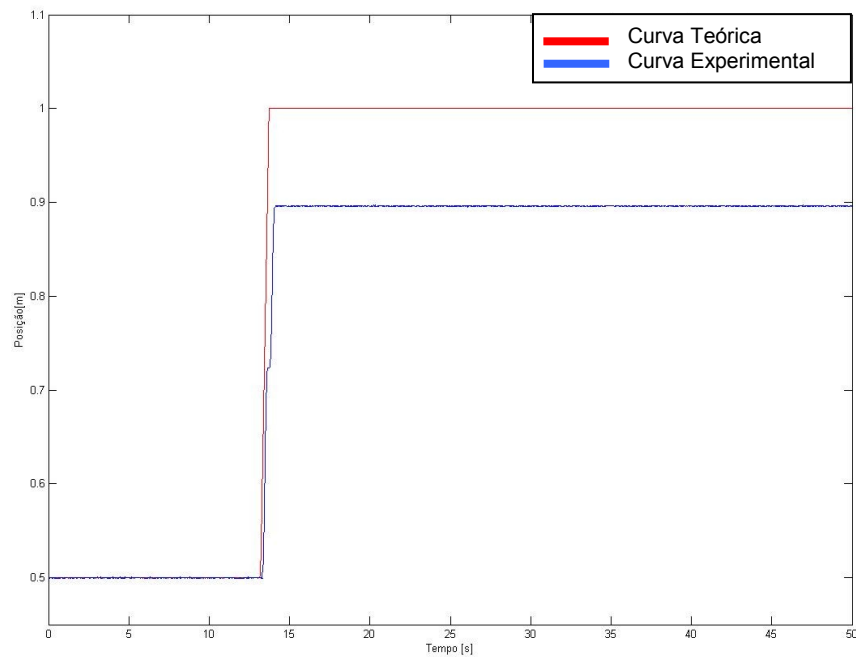


Fig.5.3. Gráfico posição x tempo de enchimento na câmara 1 para sinal de controle de 0,18.

5.1 ENCHIMENTO DA CÂMARA 1

Para o enchimento da câmara 1 operou-se com valores de sinal de controle entre 0,10 e 0,21, que correspondem às tensões de controle de 5,333 a 6,036V. Para sinais abaixo de 0,10 a resolução do sensor não capta tais vazões mínimas embora sua especificação indique medição até valores nulos de vazão e não há 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 controle de 0,10 a 0,14, apresentam um comportamento no modelo teórico que não é fiel aos resultados experimentais devido ao efeito de vencer o atrito estático (Figs de 1 a 3, no Apêndice I). Com estes valores, próximos à região de zona morta da servoválvula, a simulação não apresenta um comportamento condizente com as medições para todas as variáveis avaliadas (pressão, posição e vazão).

A Fig. 5.4, mostra o gráfico de vazão volumétrica versus tempo para um sinal de controle aplicado de 0,11. 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 controle.

Na Fig. 5.5, o deslocamento do êmbolo para este sinal de controle é praticamente nulo conforme o experimento realizado porém é considerável segundo a simulação. Uma discrepância é notada quanto ao comportamento das curvas de pressão conforme ilustrado na Fig. 5.6.

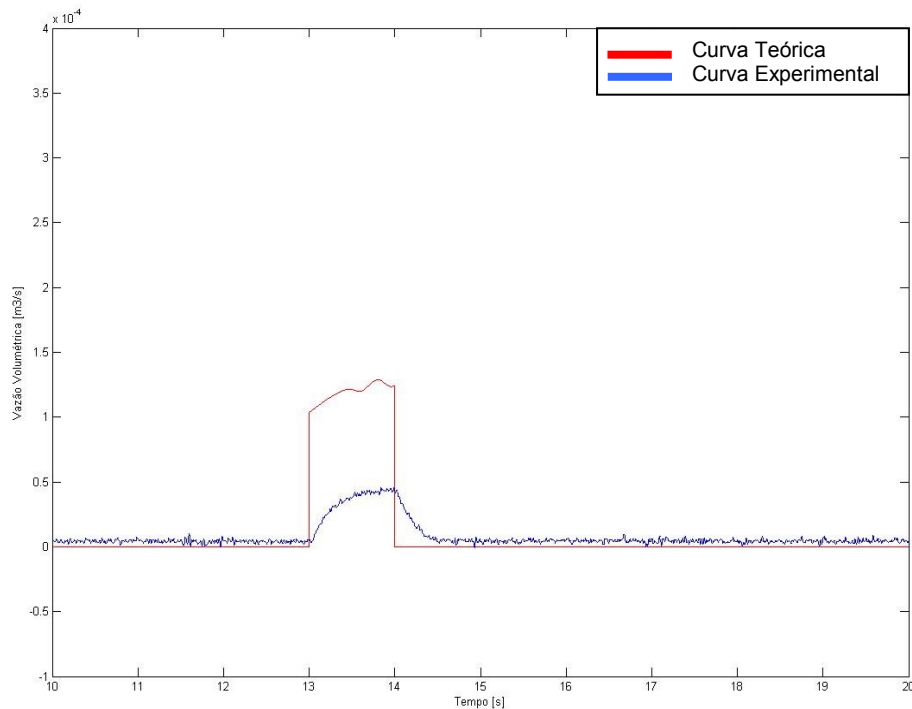


Fig.5.4. Gráfico posição x tempo de enchimento na câmara 1 para sinal de controle de 0,18.

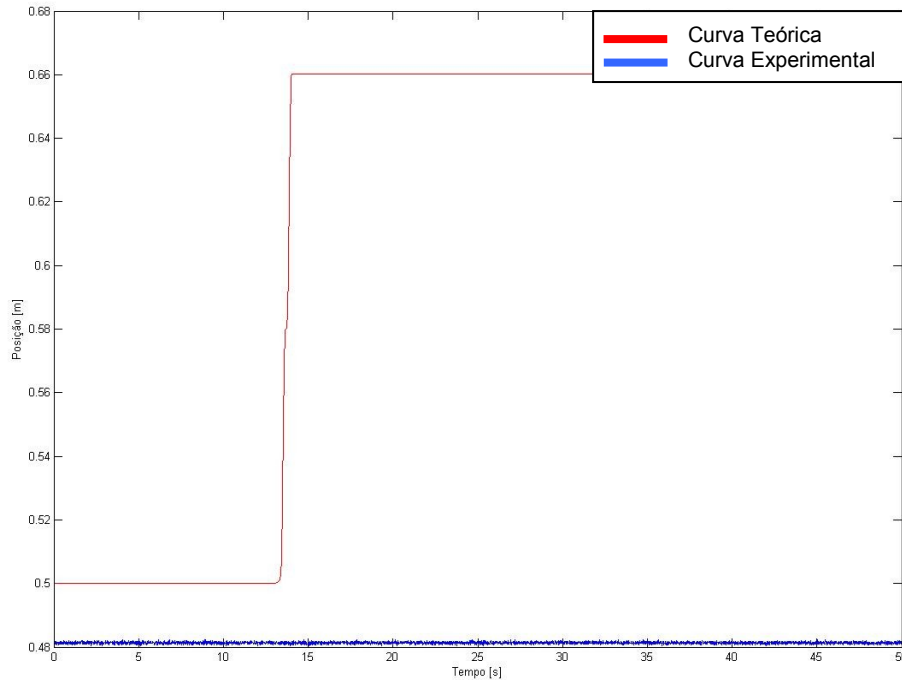


Fig.5.5. Gráfico posição x tempo de enchimento na câmara 1 para sinal de controle de 0,11.

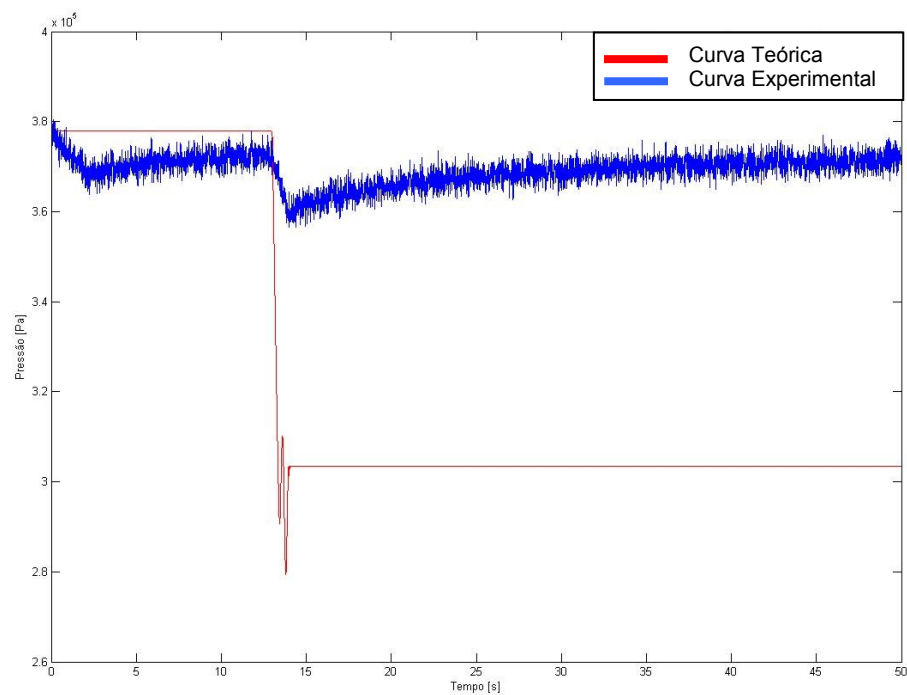


Fig.5.6. Gráfico pressão x tempo de enchimento na câmara 1 para sinal de controle de 0,11.

Este comportamento é obtido também nas Figs. 5.7, 5.8 e 5.9., quando os resultados experimentais ainda permanecem distantes significativamente dos resultados teóricos.

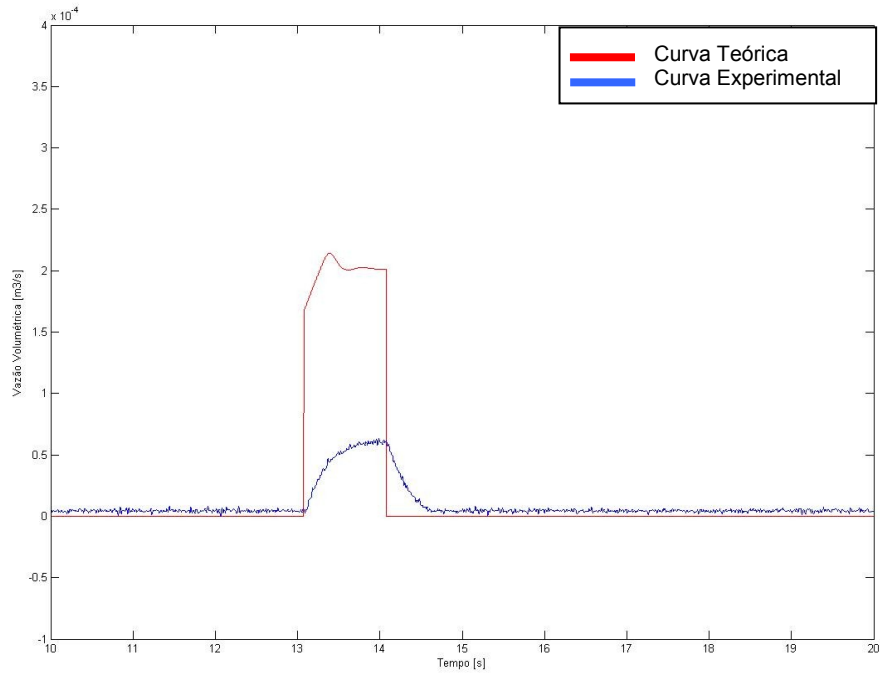


Figura. 5.7. Vazão volumétrica versus tempo de enchimento da câmara 1 para sinal de controle de 0,12.

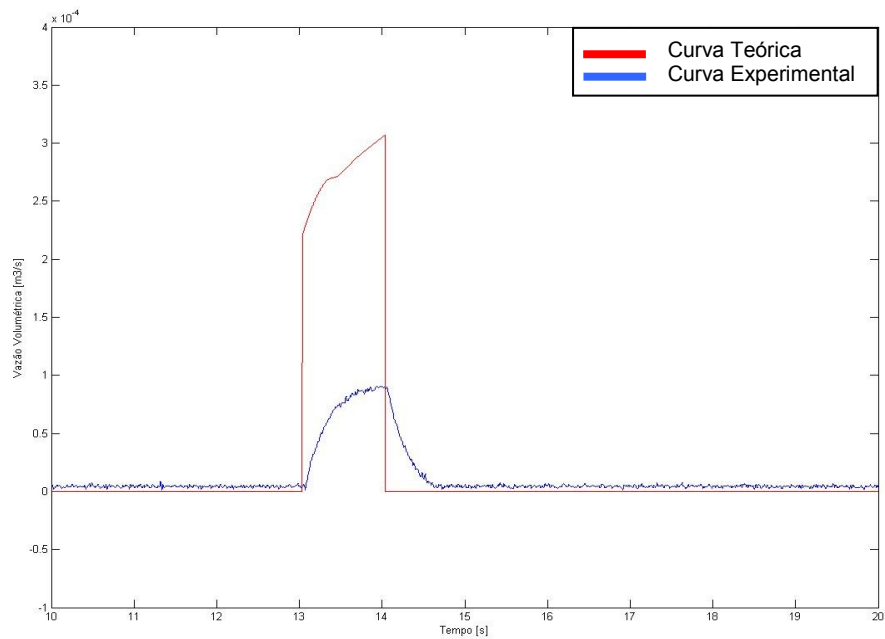


Figura. 5.8. Vazão volumétrica versus tempo de enchimento na câmara 1 para sinal de controle de 0,13.

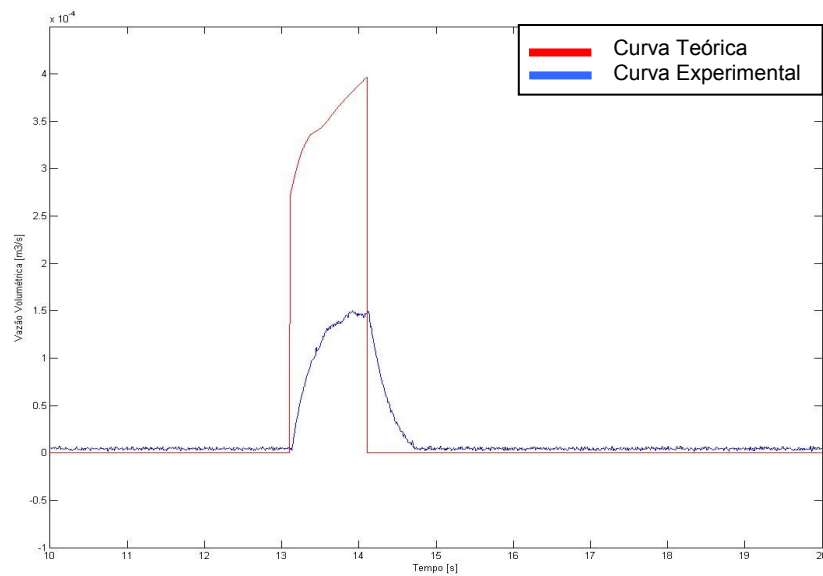


Figura. 5.9. Vazão volumétrica versus tempo de enchimento na câmara 1 para sinal de controle de 0,14.

Os sinais de controle acima de 0,14 até o limite de 0,21, suportado pelo sensor de vazão volumétrica geraram as curvas das Figs. de 5.7 a 5.15 que se aproximam (Figs. de 5.10 a 5.12). Para os valores de sinal próximos de 0,18 (Fig. 5.1) ocorre a ultrapassagem dos valores das vazões teóricas pelos valores das curvas experimentais (Figs. de 5.13 a 5.15).

Nesta faixa de valores de sinal de controle 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.

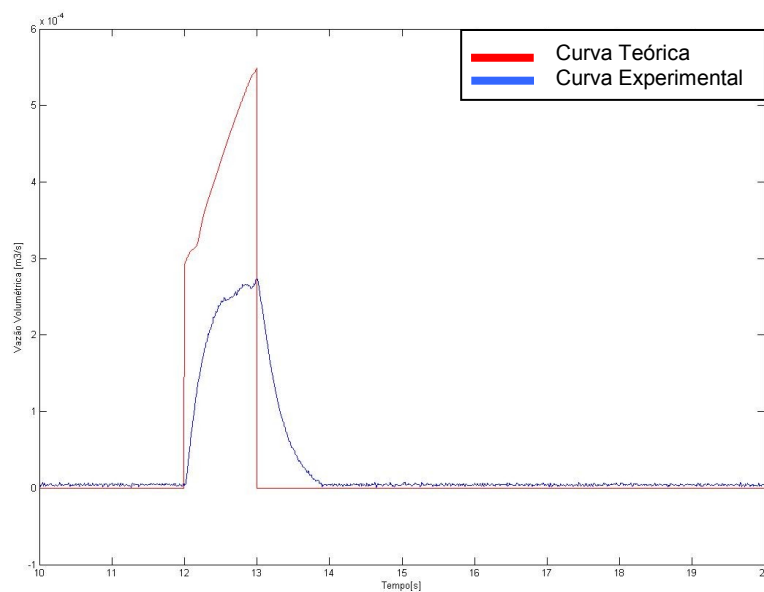


Figura. 5.10. Vazão volumétrica versus tempo de enchimento na câmara 1 para sinal de controle de 0,15.

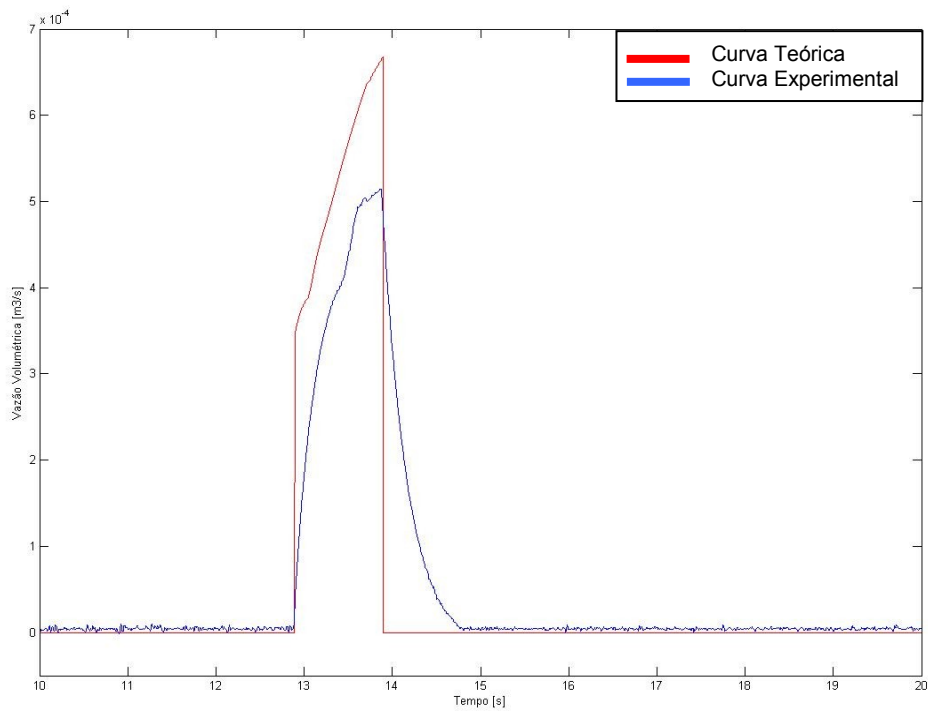


Figura. 5.11. Vazão volumétrica versus tempo de enchimento na câmara 1 para sinal de controle de 0,16.

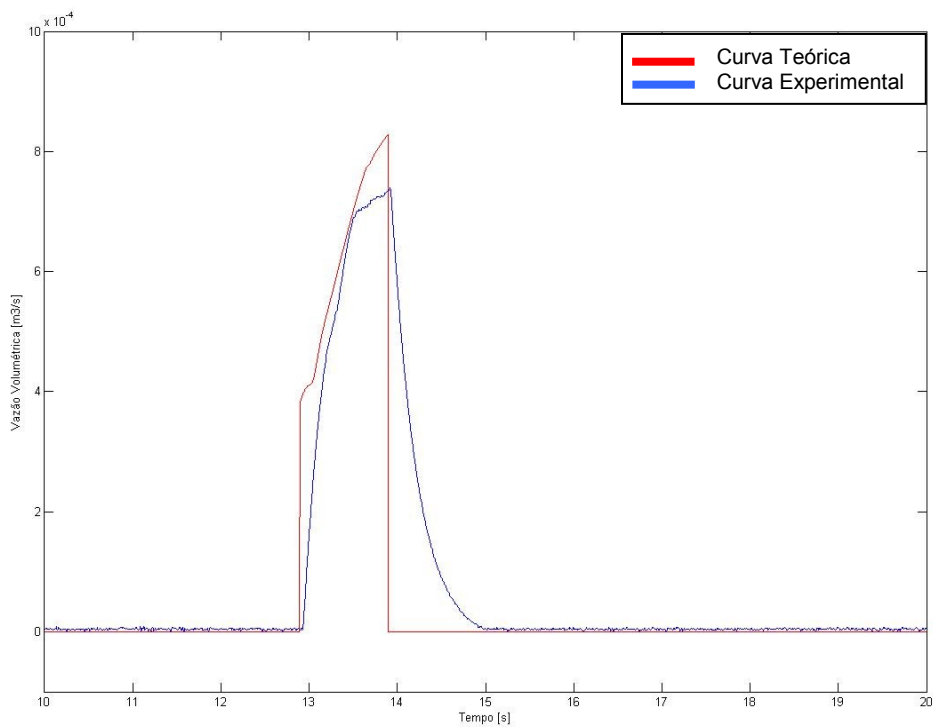


Figura. 5.12. Vazão volumétrica versus tempo de enchimento na câmara 1 para sinal de controle de 0,17.

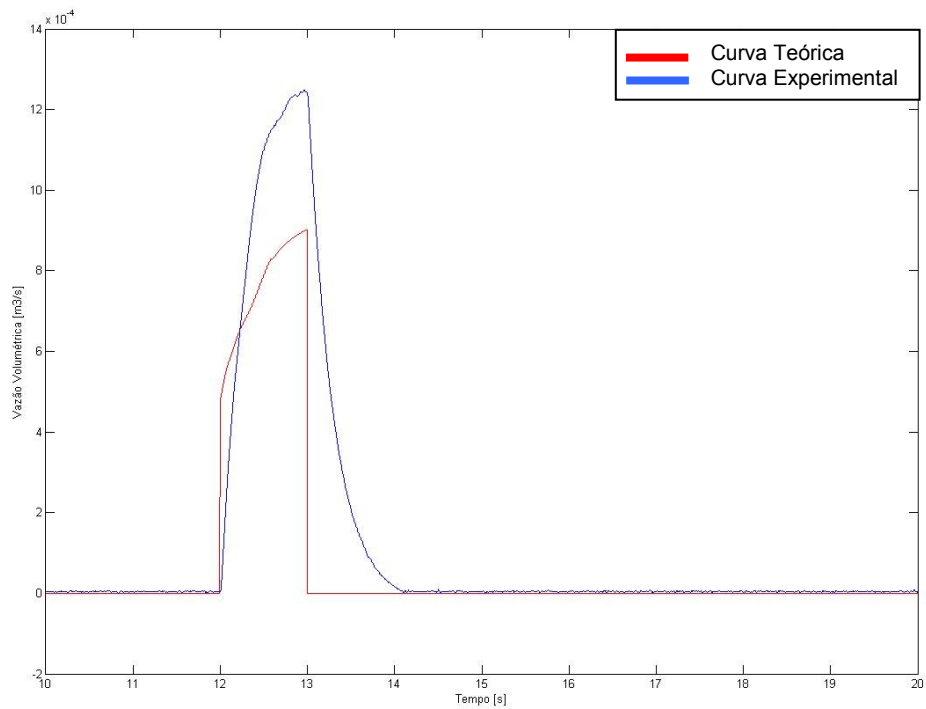


Figura. 5.13. Vazão volumétrica versus tempo de enchimento na câmara 1 para sinal de controle de 0,19.

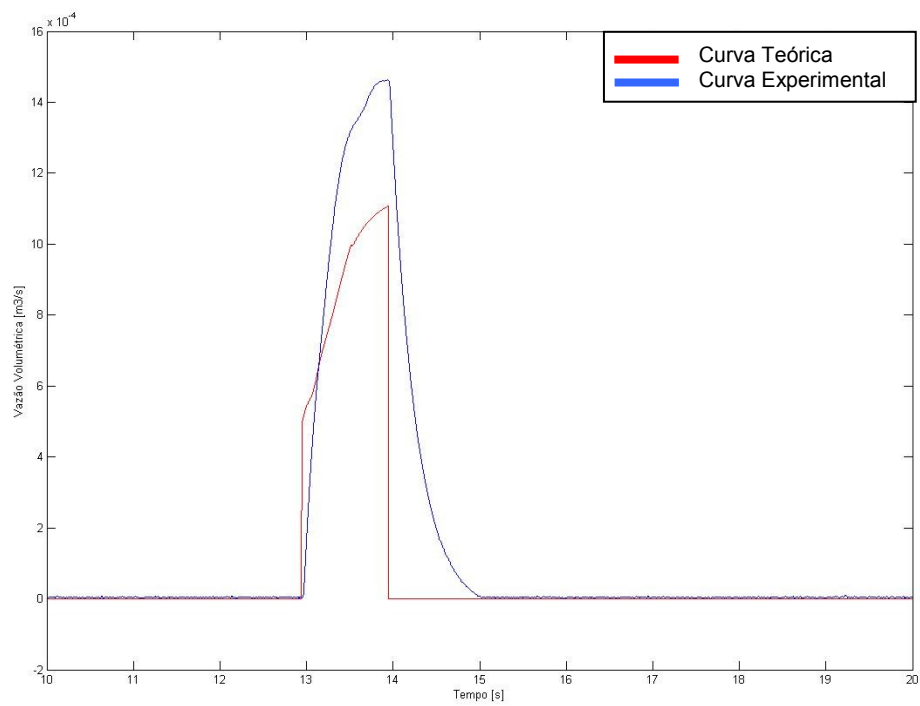


Figura. 5.14. Vazão volumétrica versus tempo de enchimento na câmara 1 para sinal de controle de 0,20.

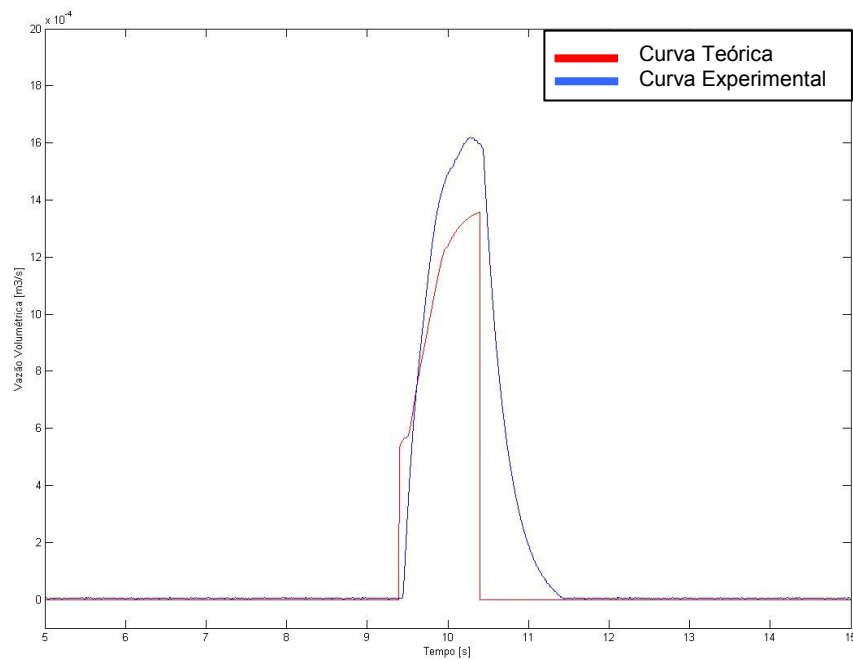


Figura. 5.15. Vazão volumétrica versus tempo de enchimento na câmara 1 para sinal de controle de 0,21.

5.2 ENCHIMENTO DA CÂMARA 2

No enchimento da câmara 2 observou-se que para um mesmo sinal de controle, a vazão produzida na saída da válvula é maior que no enchimento da câmara 1. Portanto utiliza-se uma faixa de sinal de controle 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 de controle.

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

Similarmente ao comportamento do sistema nos testes com o enchimento da câmara 1 as Figs de 5.16 a 5.25, que correspondem aos sinais de 0,10 e 0,15 respectivamente, ilustram as curvas obtidas no enchimento da câmara 2 conforme varia-se o sinal de controle aplicado.

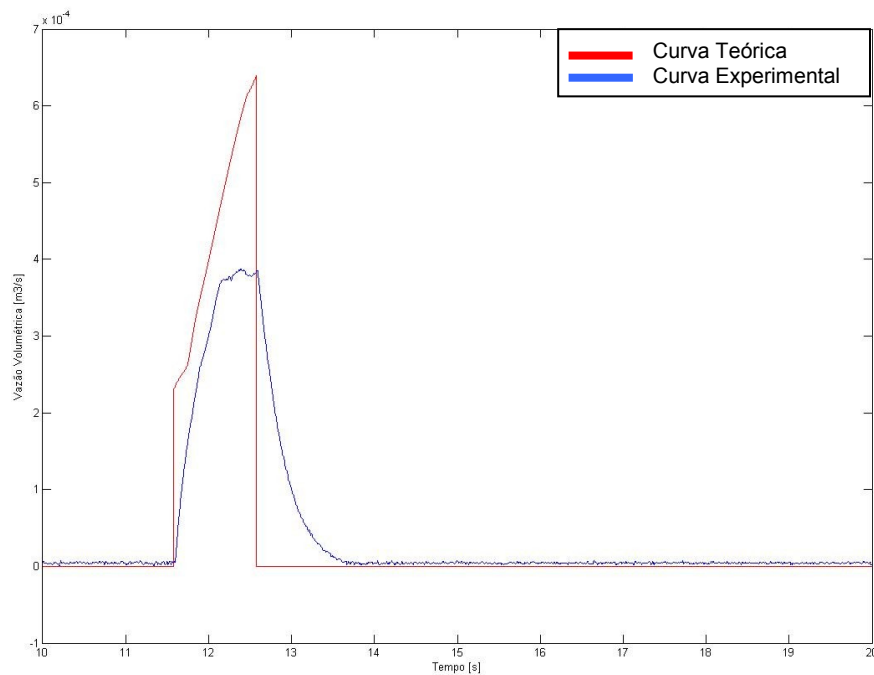


Fig.5.16. Gráfico vazão x tempo de enchimento na câmara 2 para sinal de controle de 0,10.

A Fig. 5.16 mostra que, para um determinado sinal de controle (0,10), 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 testada, apresenta uma curva teórica distanciada dos valores experimentais.

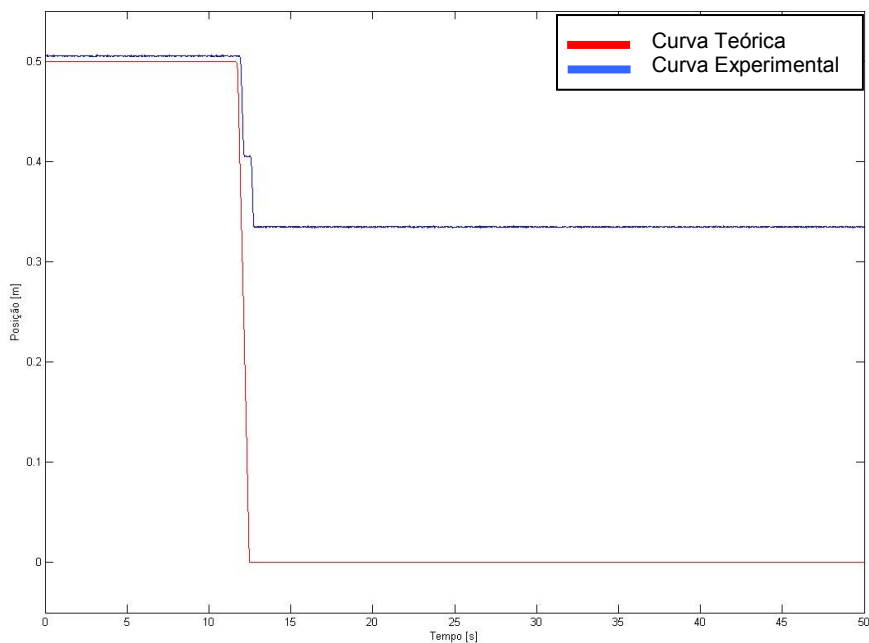


Fig.5.17. Gráfico posição x tempo de enchimento na câmara 2 para sinal de controle de 0,10.

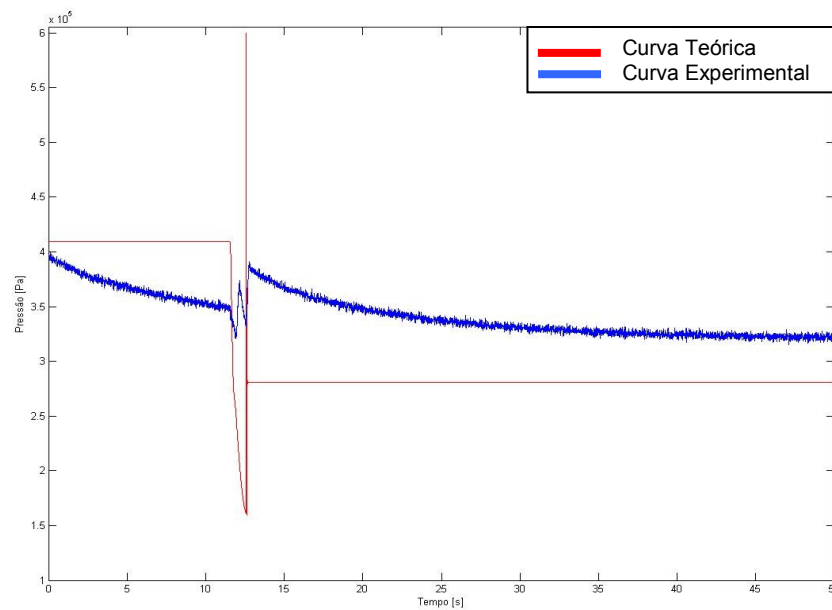


Fig.5.18. Gráfico pressão x tempo de enchimento da câmara 2 para sinal de controle de 0,10.

Nas Figs. 5.17 e 5.18, 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.

De acordo com as Figs. de 5.19 a 5.21, para sinais de controle até o valor 0,13, considerando-se o incremento utilizado, as curvas experimentais adquirem valores inferiores às curvas obtidas do modelo clássico. A partir deste sinal de controle, tem-se o aumento gradativo dos valores das curvas experimentais resultando em discrepâncias com testes efetuados na simulação computacional (Figs. de 5.22 a 5.23) e o atingimento do limite de medição máxima do sensor de vazão volumétrica.

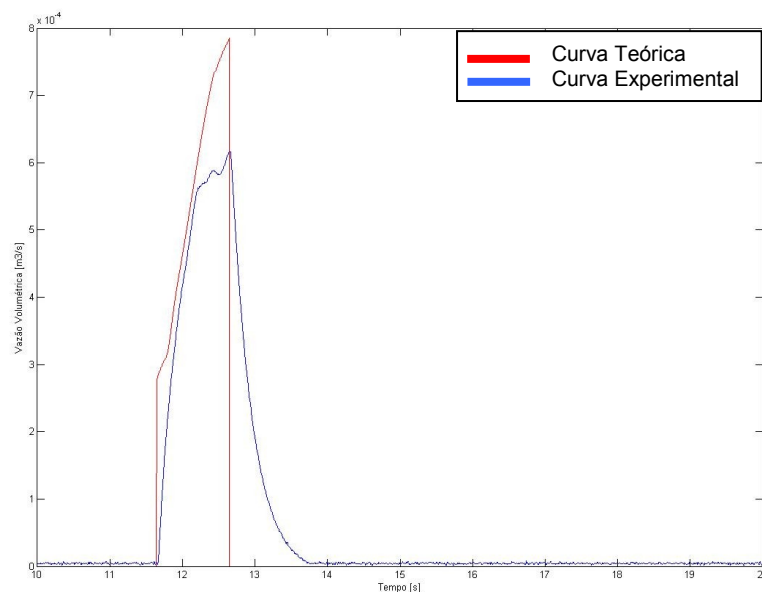


Figura. 5.19. Vazão volumétrica versus tempo de enchimento da câmara 2 para sinal de controle de 0,11.

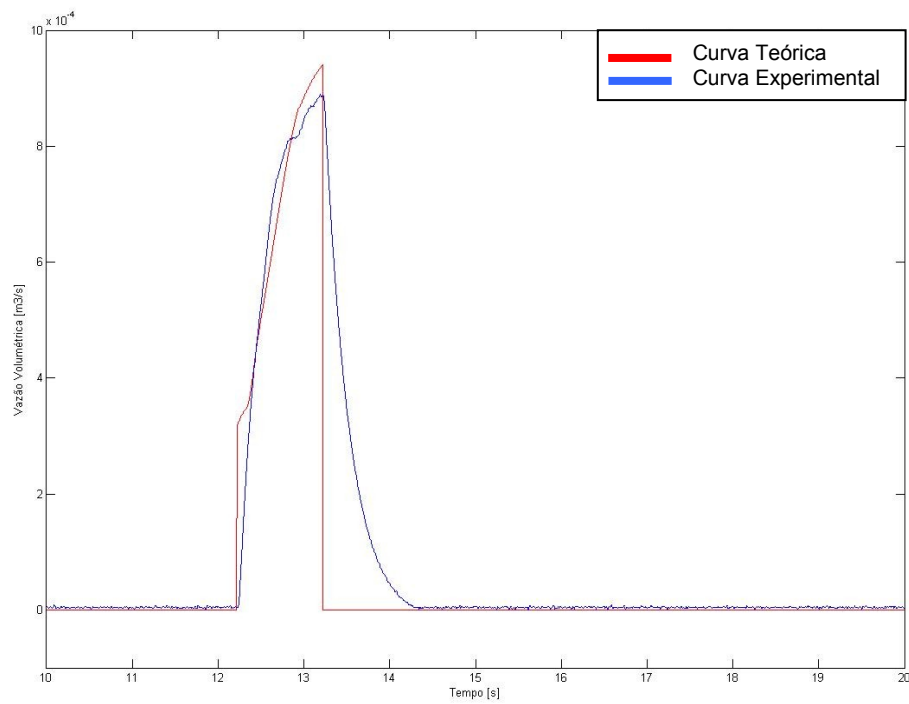


Figura. 5.20. Vazão volumétrica versus tempo de enchimento da câmara 2 para sinal de controle de 0,12.

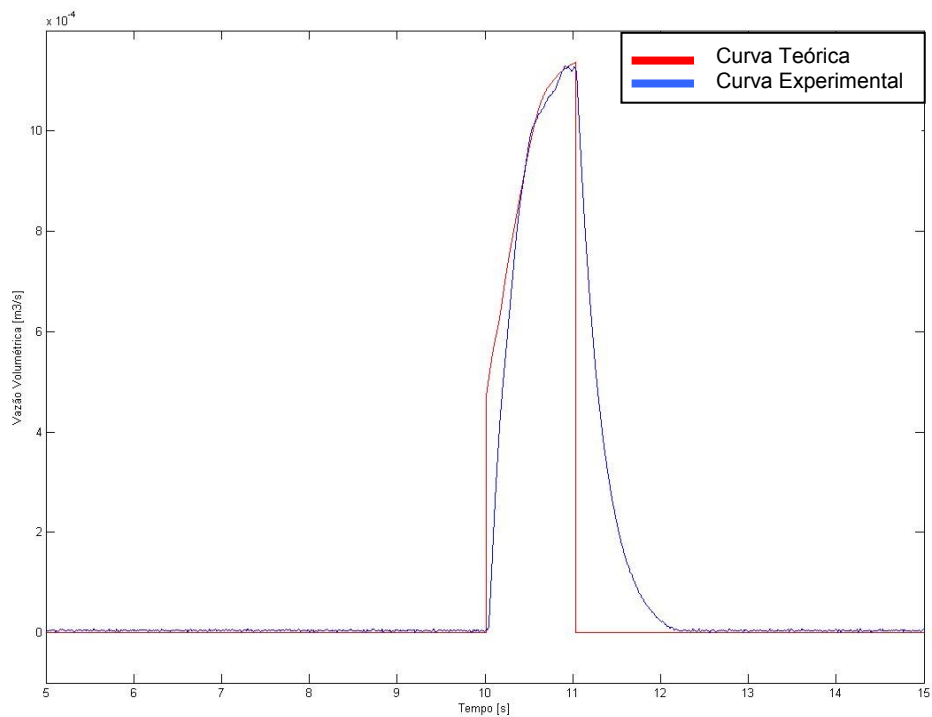


Figura. 5.21. Vazão volumétrica versus tempo de enchimento da câmara 2 para sinal de controle de 0,13.

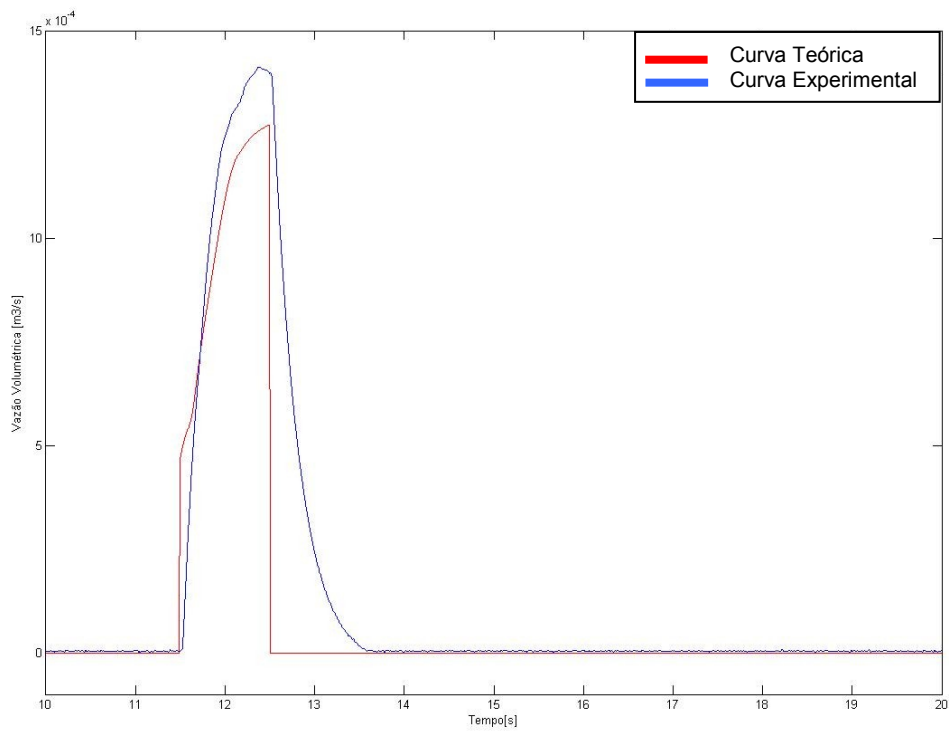


Figura. 5.22. Vazão volumétrica versus tempo de enchimento da câmara 2 para sinal de controle de 0,14.

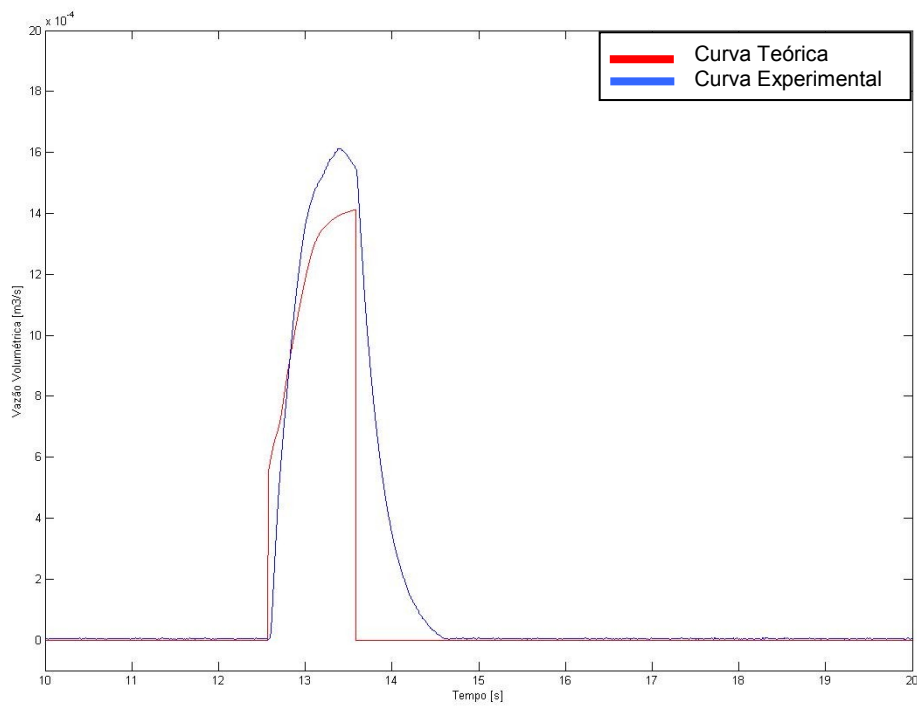


Fig.5.23. Gráfico vazão x tempo de enchimento da câmara 2 para sinal de controle de 0,15.

Finalmente, na representação das curvas de posição e pressão da câmara 2 para o mais alto sinal de controle avaliado (0,15), 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 (Figs. 5.24 e 5.25).

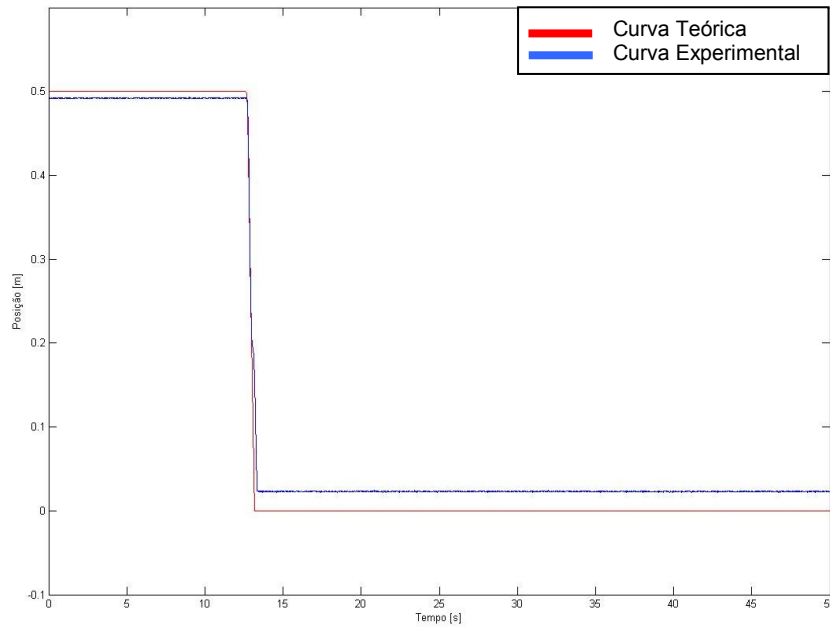


Fig.5.24. Gráfico posição x tempo de enchimento da câmara 2 para sinal de controle de 0,15.

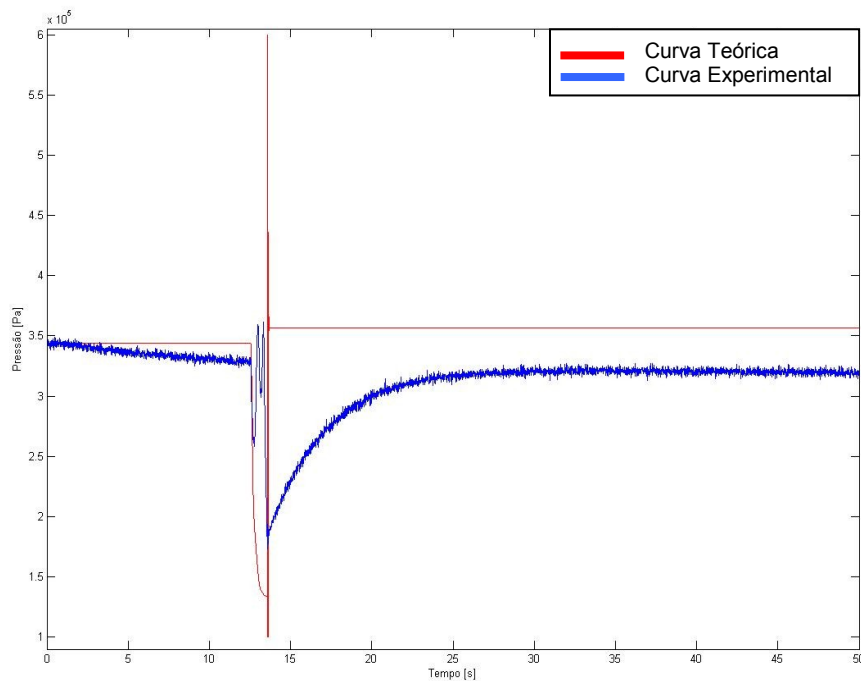


Fig.5.25. Gráfico pressão x tempo de enchimento da câmara 2 para sinal de controle de 0,15 .

6. CONCLUSÕES

A principal contribuição deste trabalho consistiu na reprodução satisfatória 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 controle nos quais os efeitos das não-linearidades do sistema não são muito influentes em seu comportamento. 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:

1. A validade do modelo matemático clássico, confirmado conforme o objetivo do trabalho;
2. A reprodução satisfatória do sistema de posicionamento pneumático por medição direta;
3. 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 controle trabalhada o que, contudo, não alterou a qualidade dos resultados adquiridos.

A literatura relacionada ao assunto tratado nesta monografia encontra-se vasta e abrangente, o que proporcionou a autora relativa facilidade para comprovar as dúvidas e certezas diante do tema escolhido. Recomenda-se que todo o experimento tal como este siga a seguinte estratégia:

1. Embasamento teórico;
2. Adaptação e/ou aquisição de dispositivos de medição e aquisição de dados;
3. Instalação dos sensores na bancada;
4. Aquisição dos resultados;
5. Análise e comparação dos resultados obtidos com o modelo teórico pré-existente.

A relevância deste estudo para a autora estende-se além da obtenção da diplomação como graduada em Engenharia Mecânica. Consiste também em uma amostra do que vem a ser um trabalho de caráter científico, provável modelo para próximos estudos a serem desenvolvidos na mesma área.

7. CONSIDERAÇÕES FINAIS

À continuidade deste trabalho, sugere-se: a) A aproximação dos valores das vazões teóricas e experimentais encontradas neste trabalho através da alteração do valor dos ganhos do atrito Luge e b) A realização de um ensaio de natureza experimental comparativo considerando o efeito dos vazamentos na servoválvula utilizando-se para tanto o modelo teórico implementado em uso atualmente no Lamecc.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Perondi, E. A. **“Controle Não-Linear em Cascata de um Posicionador Pneumático com Compensação de Atrito”**, Tese de Doutorado, 2002.

Endler, L.; Valdiero, A.C.; Andrighetto, P. L.; Rafikov, M. **“Simulação Computacional de um Modelo Matemático para Atuadores Pneumáticos”**, Sociedade Brasileira de Matemática Aplicada e Computacional. Vol. 9, No. 2, pp. 213-222, 2008.

Ahrendt, W. R.; Savant, C. J. Jr., **“Servomechanism Practice”**, 2. ed. New York: McGraw-Hill, 566 p, 1960.

Valdiero, A. C.; Andrighetto, P. L.; Bavaresco, D. **“Dead Zone Compensation in Pneumatic Servo Systems”**, ABCM Symposium Series in Mechatronics. Vol. 3, pp.501-509, 2008.

Vieira, A. D. **“Análise Teórico Experimental de Posicionadores Lineares Pneumáticos”**. Dissertação de mestrado, CPGEM, Centro Tecnológico, UFSC, Florianópolis, 1998.

Hägglund, T. **“A friction compensator for pneumatic control valves”**, Journal of Process Control, Vol. 12, No 8, pp. 897-904, 2002.

Perondi, E.A.; Guenther, R. **“Controle em Malha Fechada de um Posicionador Pneumático”**. Anais do XV Congr. Bras. de Eng. Mec. Águas de Lindóia, São Paulo, 1999.

Festo, **“Linear drives DGP/DGPL”**, Seleção de cilindros atuadores, CTP 10/2008, Festo Pneumatic, 2008.

Festo, **“Válvulas Proporcionais”**, Seleção de válvulas, CTP 08/2001, Festo Pneumatic, 2001.

Ogata, K. **“Engenharia de controle moderno”**. 3. ed. Rio de Janeiro: Prentice-Hall do Brasil, xiv, 813 p, 1998.

Distefano, J. J.; Stubberud, A. R.; Williams, I. J. **“Sistemas de Retroação (Realimentação) e Controle”**. São Paulo: McGraw-Hill, 480p, 1972.

Fox, R. W.; McDonald, A. T.; Pritchard, P. J. **“Introdução à Mecânica dos Fluidos”**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 798p, 2006.