



## **Controle de Posição de Servomecanismo Eletro-Hidráulico Usando Controle Difuso**

**Alexandre Simião Caporali**  
caporali@usp.br

**Renato Kazuki Nagamine**  
nagamine@sc.usp.br

**Eduardo Morgado Belo**  
belo@sc.usp.br

**Flávio Donizeti Marques**  
fmarques@sc.usp.br

Universidade de São Paulo, Av. Trabalhador São Carlense, 400, CEP: 13566-590 - São Carlos – SP

***Resumo.** Sistemas hidráulicos de controle de posição apresentam respostas rápidas com alto desempenho e são usados como ferramenta de pesquisa em dinâmica experimental e estudos de controle. Os componentes dentro desses sistemas podem operar nos seus limites de capacidade e alcançar boas respostas. Estes sistemas são capazes de desempenho superior se comparados com outros tipos de mecanismos ou esquemas de controle. Grandes inércias e torques podem ser manipulados com rapidez e com alta precisão. Algumas incertezas geradas pela planta como amortecimento, rigidez e parâmetros do sistema hidráulico, permite considerar a escolha de um controlador baseado na lógica difusa que tem como virtudes sua alta capacidade de trabalhar com informações vagas e imprecisas. Desta forma é desenvolvido um controlador difuso tipo PID para controle do sistema hidráulico, que procura atingir rapidamente uma resposta em regime com mínimo sobre-sinal. Testes de simulação computacional para análise do comportamento dinâmico e desempenho do sistema de controle do sistema para várias condições de trabalho a que um sistema estaria submetido são realizados.*

*Palavras-chave:* Controle difuso, Servomecanismo Eletro-Hidráulico, Controle de Posição.

### **1. INTRODUÇÃO**

A utilização de sistemas hidráulicos tem crescido muito nos últimos vinte anos, principalmente na implementação de sistemas que necessitam desenvolvimento de altas quantidades de energia com um peso relativamente pequeno, ou seja, uma eficiente relação massa-potência. Sistemas hidráulicos são uma escolha para a indústria moderna dada a sua rigidez, densidade e alta capacidade de carga. Sua extensão (faixa) de aplicação está entre simuladores de vôo, manipuladores industriais, máquinas ferramentas de precisão, etc. (Caporali, 1999). Atuadores hidráulicos são capazes de manter sua capacidade de carga indefinidamente, algo que usualmente causa geração de calor em componentes elétricos (Alleyne *apud* Niksefat, 2000). Eles são também vantajosos para aplicações que exigem interações ambientais por sua relação força peso e resposta rápida. A utilização de sistemas hidráulicos, entretanto, não se dá sem um custo. Sistemas hidráulicos são complexos e têm não linearidades, que fazem a modelagem e o projeto de controladores um desafio.

Para formular o modelo do sistema, a abordagem convencional é linearizar a dinâmica do sistema em um ponto de operação (equilíbrio). Na prática, o sistema é normalmente operado sobre uma vasta faixa de condições de operação, de tal maneira que a formulação convencional torna-se ineficaz podendo até mesmo causar instabilidade no sistema (Chen, 1991).

As não linearidades são principalmente dadas pelas características de vazão, pressão da servoválvula, aberturas das áreas dos orifícios, variação do volume do fluido sobre compressão e em parte a cavitação e atrito da vedação com as paredes do cilindro. Além das não linearidades, sistemas hidráulicos contêm incertezas no modelo (Yao *apud* Niksefat, 2000). As incertezas são originárias da flutuação na pressão da bomba, variação de alguns parâmetros hidráulicos como o *bulk modulus* e para as forças de trabalho, mudanças na rigidez no ambiente de trabalho. Para superar estas dificuldades muitas pesquisas estão sendo realizadas. Este artigo está endereçado ao problema do controle difuso para atuadores hidráulicos.

O esquema de controle proporcional mais integral e derivativo permanece sendo a abordagem mais popular para controle de processos industriais apesar de avanços contínuos na teoria de controle (LIU, 1999). Mas a sua aplicação está, praticamente, restrita a sistemas lineares, não mostrando bom desempenho quando aplicado a sistemas não lineares que são usados em mecanismos de alto desempenho. Desde que o primeiro controle difuso foi inventado por Mamdani (Mamdani *apud* Chou, 1993), muitas aplicações de controladores difusos foram apresentados e mais recentemente em sistemas eletro-hidráulicos (Chen, 1991; Chou, 1993; Shih, 1995). Usualmente o controlador difuso é composto de regras lingüísticas de controle que são declarações lingüísticas da relação entre a entrada e a saída, de forma que a propriedade mais atraente de um controlador difuso é a capacidade de emular o comportamento de um operador humano. Outra importante característica de um controlador difuso é sua aplicabilidade a sistemas com incertezas de modelagem ou até mesmo a sistemas com modelo desconhecido.

Portanto a escolha de controladores difusos aplicados a servomecanismos eletro-hidráulicos torna-se natural avaliando-se as características de não linearidade de ambos e as virtudes implícitas no controle difuso.

## 2. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO DO SISTEMA ELETRO-HIDRÁULICO

Na presente pesquisa pretende-se desenvolver um projeto de sistema de posicionamento usando controle difuso, tendo como modelo físico um sistema eletro-hidráulico de controle de posição de alto desempenho composto basicamente de um cilindro e uma servoválvula eletro-hidráulica de dois estágios tipo bocal-palheta. A configuração básica em malha fechada é mostrada na Fig. (1), a seguir:

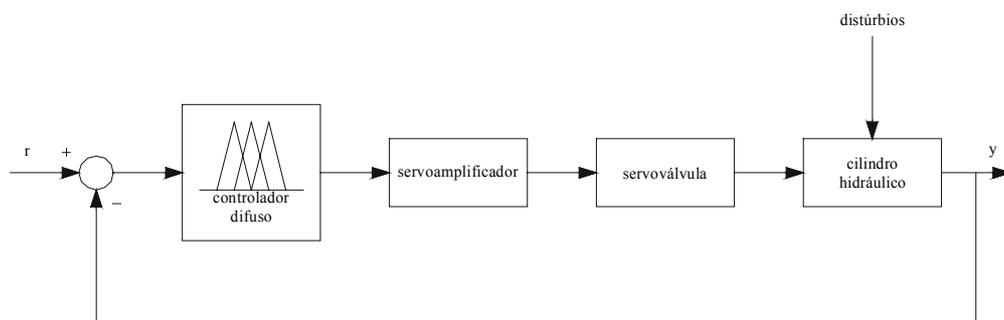


Figura 1. Configuração básica do servossistema eletro-hidráulico

### 2.1. Cilindro Hidráulico

A Figura (2) representa um esquema de um cilindro hidráulico com área de coroa do pistão  $A_p$ , com coeficiente de vazamento  $L$ .  $V_t$  é o volume de óleo sobre compressão nas câmaras do cilindro mais o volume de óleo contido nas linhas de pressão,  $\beta_e$  é o módulo de elasticidade do óleo e  $P_L$  é a diferença de pressão nas câmaras do cilindro.

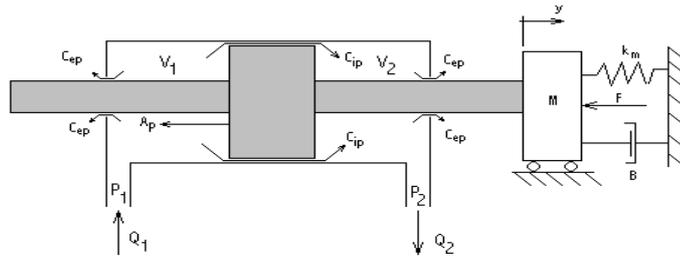


Figura 2. Esquema de um cilindro hidráulico acoplado a uma carga

Aplicando-se a equação da continuidade para o cilindro (Merritt, 1967), obtém-se:

$$Q_L = A_p \frac{dy}{dt} + LP_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (1)$$

Os movimentos descritos pelo cilindro são dados pela Eq. (2), onde  $M_t$  é a massa sendo deslocada mais a massa do cilindro,  $B$  é o amortecimento,  $k_m$  é a rigidez e  $F$  é uma força de distúrbio.

$$M_t \frac{d^2y}{dt^2} = A_p P_L - B \frac{dy}{dt} - k_m y - F \quad (2)$$

## 2.2. Modelo Dinâmico da Servoválvula de dois Estágios Tipo Bocal Palheta

Uma servoválvula de dois estágios tipo bocal-palheta é usada em sistemas hidráulicos de alto desempenho. A Fig. (3) apresenta, em detalhes, o esquema de uma servoválvula de dois estágios tipo bocal-palheta.

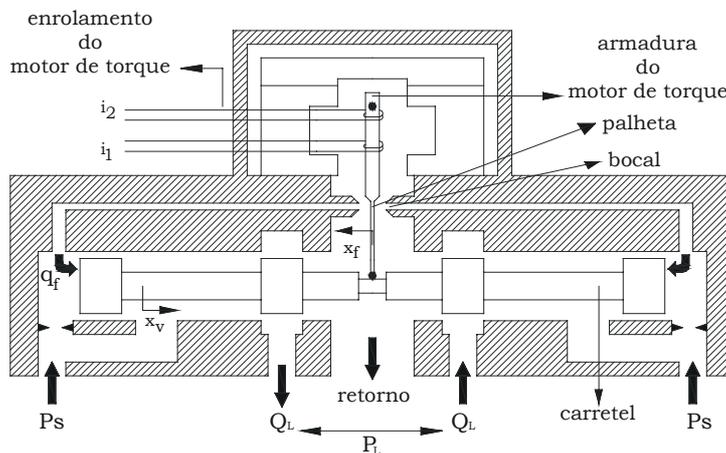


Figura 3. Modelo de uma servoválvula de dois estágios tipo bocal-palheta

O deslocamento  $x_v$  do carretel é determinado por uma ação do estágio de preamplificação da palheta. As forças necessárias a acelerar o carretel são desprezíveis e serão desconsideradas. O movimento do carretel será dependente apenas da vazão  $q_f$  na secção final  $A_s$  do carretel. Assim a posição do carretel pode ser definida como:

$$x_v = \frac{1}{A_s} \int q_f dt \quad (3)$$

A vazão para o carretel ocasionada pela palheta pode ser adequadamente aproximada pela equação (4), onde  $K_{fn}$  é o ganho de vazão da palheta e  $x_f$  o deslocamento da palheta, como segue:

$$q_f = K_{fn} x_f \quad (4)$$

O movimento da palheta, que é acoplado à armadura é proporcional à corrente  $\Delta i$  aplicada à armadura do motor de torque. O torque  $T$  pode ser definido como:

$$T = k_i \Delta i - k_w x_v \quad (5)$$

A constante  $k_i$  é o ganho do motor de torque e  $k_w$  ganho de realimentação da palheta. A armadura consiste de elementos que podem ser modelados na forma de um mola, massa e amortecedor, como mostrado anteriormente. Esse modelo é representado por uma equação diferencial de segunda ordem, dada a seguir, como:

$$T = \ddot{x}_f \frac{k_{fs}}{\omega_{nf}^2} + \dot{x}_f \frac{2\xi_n k_{fs}}{\omega_{nf}} + x_f k_{fs} \quad (6)$$

Onde  $k_{fs}$ ,  $\omega_{nf}$  e  $\xi_{fs}$  são respectivamente a rigidez, a frequência natural e o fator de amortecimento da palheta e armadura do motor de torque.

A vazão de saída  $Q_L$  da servoválvula em função do deslocamento  $x_v$  do carretel, pressão de alimentação  $P_s$  e o coeficiente de vazão do carretel  $C_s$ , é dada por:

$$Q_L = C_s x_v \sqrt{P_s - P_L} \quad (7)$$

$$C_s = C_d w \sqrt{\frac{1}{\rho}} \quad (8)$$

onde  $C_d$  é o coeficiente de descarga do orifício da servoválvula,  $w$  é o gradiente de área relacionado com a abertura do orifício e  $\rho$  é a densidade do fluido.

### 2.3. Servoamplificador e Corrente no Motor de Torque

A equação básica para a saída da fonte de tensão  $v_a$  convencional que aciona o motor de torque é dada por:

$$v_a = L_c \dot{i}_c + R_c i_c \quad (9)$$

onde  $L_c$ ,  $R_c$ , e  $i_c$  são respectivamente a indutância, resistência e corrente do enrolamento do motor de torque. A representação analítica do transdutor com ganho  $K_{fb}$  que indica a posição  $y$  de saída do atuador e carga para a realimentação é a Eq. (10) onde a  $v_{fb}$  é a tensão de saída do transdutor:

$$K_{fb} y = v_{fb} \quad (10)$$

A comparação da posição desejada  $x$  com a posição alcançada  $y$  é feita na entrada do servoamplificador, e é definida pela Eq. (11), onde  $v_e$  é a tensão de saída do comparador e  $v_{cd}$  é a tensão de saída do transdutor:

$$K_{fb} x = v_{cd} \quad (11)$$

$$v_{cd} - v_{fb} = v_e \quad (12)$$

O sinal de comparação  $v_e$  é então amplificado pelo servoamplificador com um ganho  $K_{pa}$ , resultando como se segue:

$$K_{pa}v_e = v_{pa} \quad (13)$$

As equações demonstradas anteriormente podem ser colocadas em um diagrama de blocos, como mostrado na Fig. (4). Podem então ser efetuadas a simulação, a investigação de desempenho e as comparações com o modelo do servosistema eletro-hidráulico.

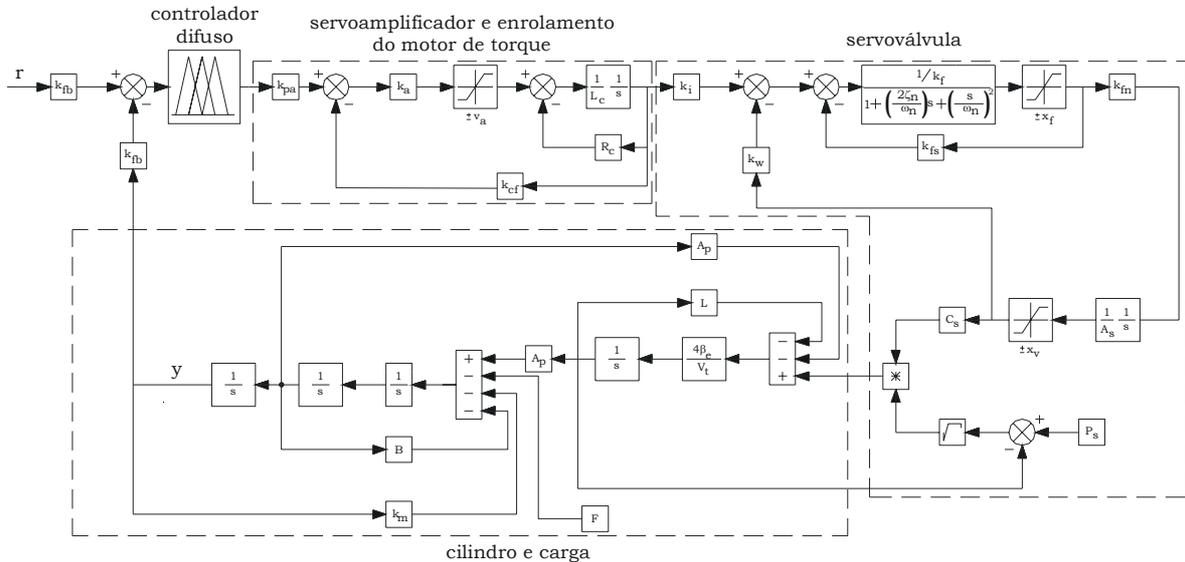


Figura 4. Diagrama de blocos do servomecanismo eletro-hidráulico de posição

### 3. PROJETO DO CONTROLADOR DIFUSO

#### 3.1. Lógica Difusa

A lógica difusa ou *fuzzy* foi proposta por Lotfi A. Zadeh em 1965 com o trabalho “*Fuzzy Sets*” (Zadeh, 1965). Foi concebida como um meio de manipulação e processamento de informações vagas em um universo de incertezas. Ao permitir participação parcial dos elementos de um conjunto, transições suaves de uma regra para outra são possíveis. Isso permite a representação de sistemas de controle através da emulação do conhecimento e raciocínio humanos. A teoria difusa procura estabelecer conjuntos difusos que representam as incertezas do sistema. Isso é feito através da representação de variáveis que podem pertencer parcialmente a um determinado conjunto e que permitem que operadores Booleanos possam ser aplicados para processar estas informações. Isto permite a criação de um algoritmo de processamento suave da informação, que raciocine e utilize dados imprecisos (Yager & Filev, 1994).

A representação de sistemas utilizando a lógica difusa é feita através do estabelecimento de uma relação difusa entre a entrada e a saída. Esta relação é feita através do mapeamento por um conjunto de regras em um algoritmo difuso. Estes algoritmos são então processados por um conjunto de regras difusas, que consideram relações lógicas entre quantidades vagas e ambíguas. Um conjunto difuso  $A$ , é uma coleção de elementos e o grau com que um elemento genérico  $x$  pertence a um conjunto  $A$  é caracterizado por uma função chamada função de pertinência. A função de pertinência é a relação entre o valor exato (físico) de uma entrada ou saída e sua representação em um conjunto difuso. O processo de produção de funções de associação para cada entrada e saída do sistema a partir de dados físicos medidos é chamado de difusificação. A base de conhecimento é composta por uma coleção de conjuntos difusos. Para manipular a base de conhecimento, um conjunto de regras de inferência (operadores Booleanos) são adotados e chamados de bases de regras. Um

passo final no algoritmo difuso é transformar a informação difusa em valores físicos, isto é, a dedifusão. Dependendo de como a base de regras relaciona a informação difusa com a base de conhecimento, um valor de saída difuso é obtido. Este valor é então dedifusificado. A forma de dedifusão de Mamdani é um modelo lingüístico que tem como características a construção por superposição dos resultados individuais atingidos quando a difusão é aplicada às entradas exatas. Nos modelos lingüísticos cada regra tem a forma,

*SE antecedente ENTÃO consequente*

que expressa a relação difusa que é avaliada pela intersecção dos conjuntos difusos pertencentes ao antecedente e ao consequente. De fato, mais do que uma, várias regras pertencentes à base de regras podem ser atingidas durante o processo de inferência difusa. O modelo de Mamdani supõe a agregação destas regras pela união das relações difusas. O conjunto difuso resultante é então dedifusificado. A forma mais comum de proceder a dedifusão é através do uso de métodos geométricos tais como: centróide, bissetor, maior dos máximos, etc. (Ross, 1995).

### 3.2. Controle Difuso

Através do controle difuso será criada uma lei de controle que é disparada por um sistema de base de conhecimento consistindo de um conjunto de regras (base de regras) e um sistema de inferência difuso (Yager & Filev, 1994; Ross, 1995). A base de regras é a principal parte de um controlador difuso. Em geral, um controlador difuso pode ser representado em uma forma similar à lei de controle convencional:

$$u(n) = F[e(1), e(2), e(3), \dots, u(n-2), u(n-1), u(n)] \quad (14)$$

onde  $F$  é o funcional que representa a lei de controle. Aqui, na lei de controle difusa,  $e(n)$  é o sinal de erro entre um sinal de saída da planta e um sinal de referência e  $u(n)$  é a ação de controle.

Controladores difusos típicos descrevem a relação entre a variação da ação de controle  $\Delta u(n) = u(n) - u(n-1)$ , o sinal de erro  $e(n)$  e sua variação  $\Delta e(n) = e(n) - e(n-1)$ . Geralmente, tais tipos de estratégias de controle são chamadas de reguladores. Similarmente às leis de controle convencional, as leis de controle difuso podem ser relacionadas convenientemente aos controladores do tipo PI (proporcional-integral), PD (proporcional-derivativo) e PID (proporcional-derivativo-integral). Essa relação pode ajudar durante o projeto do controlador difuso, desde que se saiba o comportamento teórico de tais controladores (Yager & Filev, 1994; Marques & Nagamine, 2001).

Para uma formulação de um controle difuso do tipo PID, as regras difusas são descritas com a ajuda das relações entre a variação do sinal de controle  $\Delta u(n)$ , e do sinal de erro  $e(n)$ , sua variação  $\Delta e(n)$  e a soma dos erros  $\sum e(n)$  como uma variável adicional, isto é,

$$\Delta u(n) = F[e(n), \Delta e(n), \sum e(n)] \quad (19)$$

o que é similar ao algoritmo de controle convencional PID, ou seja,

$$u(n) = K_D \Delta e(n) + K_P e(n) + K_I \sum e(n) \quad (20)$$

onde,  $K_D$ ,  $K_I$  e  $K_P$  são os parâmetros (ganhos) do controlador PID.

A Figura (5) mostra a estrutura típica de um sistema de controle difuso, tendo destacadas as etapas internas do controlador difuso.

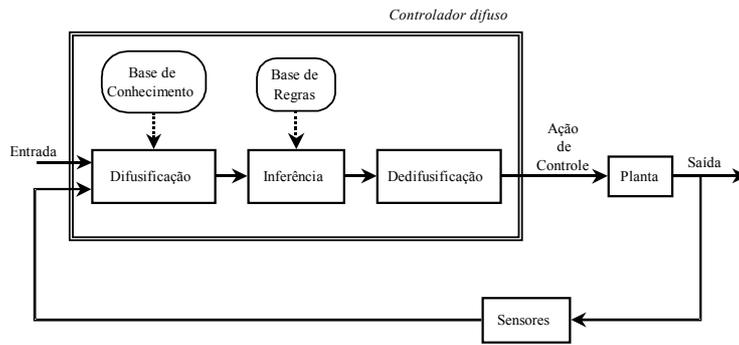


Figura 5. Estrutura de um sistema de controle difuso

### 3.3. Projeto do Controlador Difuso

Para interpretar o conjunto difuso como n=negativo, z=zero e p=positivo em uma forma quantitativa, é necessário definir as funções pertinência do conjunto difuso. Neste trabalho para as entradas e saída são definidas as seguintes funções pertinência mostradas na Fig. (6)

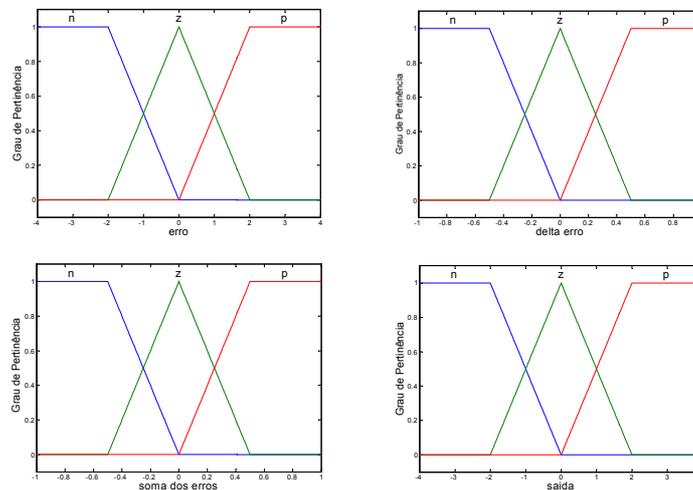


Figura 6. Funções pertinência do controlador difuso

A inferência lingüística difusa é realizada usando-se uma base de regras difusas constituídas de um conjunto de regras SE-ENTÃO descritas na Tab. (1) abaixo:

Tabela 1. Base de regras do controlador difuso

		$\Sigma e=N$		
		e	N	Z
$\Delta e$	N	N	N	N
	Z	N	N	Z
	P	N	Z	P

a)

		$\Sigma e=Z$		
		e	N	Z
$\Delta e$	N	N	N	Z
	Z	N	Z	P
	P	Z	P	P

b)

		$\Sigma e=P$		
		e	N	Z
$\Delta e$	N	N	Z	P
	Z	Z	P	P
	P	P	P	P

c)

Na Tab. (1) está ilustrada a base de regras onde o antecedente é representado pela cor amarela (entradas) e o conseqüente pela cor verde (saída). Nas Tab. (1) a, b e c estão apresentados os valores para as somas dos erros  $\Sigma e=N$ ,  $\Sigma e=Z$  e  $\Sigma e=P$ , respectivamente.

## 4. RESULTADOS DE SIMULAÇÃO

Para avaliar o desempenho dinâmico do controle de posição de servomecanismo eletro-hidráulico usando controle difuso foram feitos vários testes de simulação usando parâmetros obtidos de catálogos e de valores usualmente encontrados na literatura técnica e científica (Merrit, 1967; Tayler, 1968; Caporali, 1999). Com os testes simulados buscou-se estimar as condições reais a que o servomecanismo eletro-hidráulico de posicionamento estaria submetido. A simulação do servomecanismo em questão foi implementada no Simulink®.

Na Fig. (7a) são apresentadas as respostas no tempo para o deslocamento da massa para quatro entradas degrau distintas. A curva (a) para uma entrada degrau de 0,15 m, a curva (b) para uma entrada degrau de 0,10 m, a curva (c) para uma entrada degrau de -0,10 m e a curva (d) para uma entrada degrau de -0,15 m. Pode-se notar que a massa alcança o valor da posição em aproximadamente 0,45 s para todas curvas e não há sobresinal.

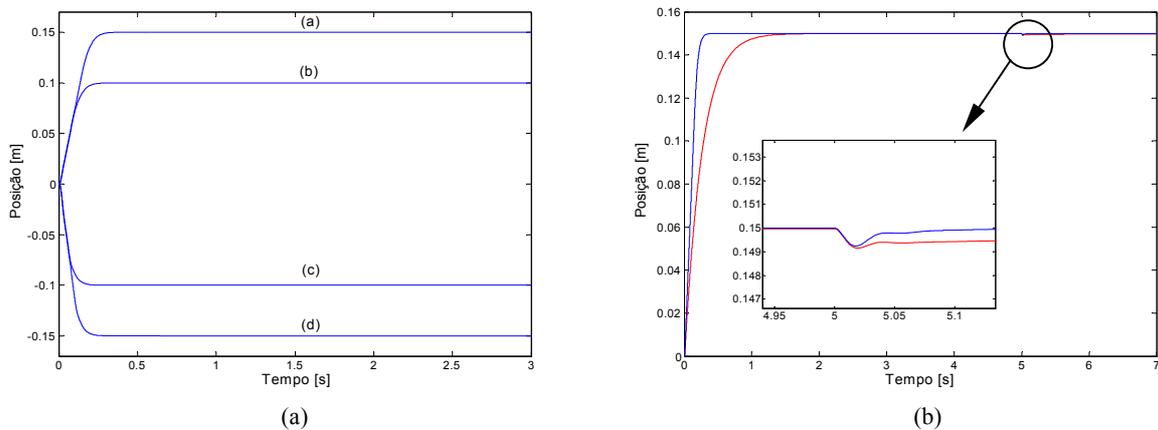


Figura 7. Respostas para entrada degrau

A Figura (7b) apresenta as respostas no tempo dos deslocamentos da massa a uma entrada degrau de 0,15 m e um distúrbio de 1000 N aplicado aos 5 s de simulação. A curva azul mostra a resposta do sistema com o controlador difuso e a curva vermelha a resposta do sistema em malha fechada sem o controlador difuso. No detalhe está apresentada a resposta do sistema quando o distúrbio é aplicado. Nota-se que a resposta do sistema com o controlador difuso é mais rápida se comparada com a resposta do sistema sem o controlador. No detalhe, pode-se notar que a resposta do sistema com o controlador tende a voltar à posição de 0,15 m mais rapidamente se comparada com o sistema sem controlador; também se observa que o erro de regime é menor com o controlador difuso.

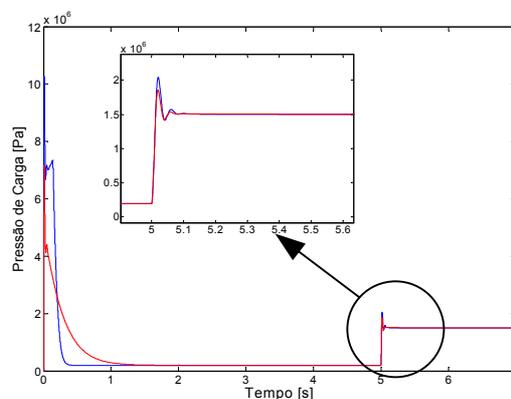


Figura 8. Comportamento da pressão de carga  $P_L$

A Figura (8) apresenta a resposta no tempo da pressão de carga  $P_L$  para as mesmas condições de simulação da Fig. (7b). A curva azul mostra a resposta do sistema com o controlador difuso e a curva vermelha a resposta do sistema em malha fechada sem o controlador difuso. No detalhe está apresentada a resposta do sistema quando o distúrbio é aplicado. Nota-se o aumento de pressão no momento de aplicação da Força de distúrbio. Isso é uma resposta do sistema para tentar manter a massa na referência desejada, ou seja, a um aumento da força aplicada pelo cilindro.

## 5. CONCLUSÕES

A modelagem e simulação para o controle de sistemas hidráulicos de posição mostra-se ser de grande importância, devido à complexidade e à necessidade de otimização dos parâmetros. O modelo matemático que represente satisfatoriamente as características dinâmicas desses sistemas é de extrema importância, pois serve de apoio à visualização do comportamento dinâmico e à decisão de mudança dos parâmetros e utilização de técnicas de controle que atendam às necessidades do projeto. O modelo matemático apresentado mostrou-se satisfatório analisando-se as curvas apresentadas na simulação dinâmica. O controle difuso aplicado ao sistema eletro-hidráulico apresentou bom desempenho nas condições de trabalho simuladas, rejeitando o distúrbio e alcançando a posição de referência rapidamente.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o suporte financeiro das Agências de Fomento à Pesquisa CNPq (processo 147946/99-9) e FAPESP (processos 97/13323-8 e 01/03960-8).

## 7. REFERÊNCIAS

- Caporali, A.S., 1999, “Modelagem, Simulação e Análise de Servomecanismo Eletro-Hidráulico”, Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 93p.
- Chen, P.C., Shih, M.C., 1991, “An Experimental Study on the Position Control of a Hydraulic Cylinder Using a Fuzzy Logic Controller”, JSME International Journal, Série 3, Vol. 34, No. 4, pp. 481-489.
- Chou, C.H., Lu, H.C., 1993, “Design of a Real-Time Fuzzy Controller for Hydraulic Servo Systems”, Computers in Industry, No. 22, pp. 129-142.
- Liu, G.P., 1999, “Optimal-Tuning PID Controller Design in the Frequency Domain with Application to a rotary Hydraulic System”, Control Engineering Practice, No. 7, pp. 821-830.
- Marques, F.D., Nagamine, R.K., 2001, “Non-Conventional Control Approach for Intelligent Structures”, Seattle, USA Proceedings of the 42nd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ACE Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference and Exhibit.
- Merritt, H.E., 1967, “Hydraulic Control Systems”, Ed. John Wiley & Sons, New York, USA, 358p.
- Nagamine, R.K., 2001, “Lógica Difusa para o Controle não Convencional de uma Viga Inteligente” Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 117p.
- Niksefat, N., Sepehri, N., 2000, “Design and Experimental Evaluation of a Robust Force Controller for a electro-hydraulic actuator via Quantitative Feedback Theory”, Control Engineering Practice, No. 8, pp. 1335-1345.
- Ross, T.J., 1995, “Fuzzy Logic with engineering applications”. Mc Graw Hill, New York.
- Shih, M.C., Wu, M.C., 1996, “Position Control of Servo Hydraulic Cylinder Using a Neuro-Fuzzy Controller With On-Line Searched Parameters”, JSME International Journal, Série C, Vol. 39, No. 3, pp.534-540.
- Thayer, W.J., 1965, “Transfer Functions For Moog Servovalves”, East Aurora, MOOG. (Technical Bulletin, 103).

Yager, R.R., Filev, D., 1994, "Essentials of Fuzzy Modeling and Control", Ed. John Wiley & Sons, New York, USA, 388p.

Zadeh, L., 1965, "Fuzzy Sets", Information and Control, Vol. 8, pp. 338-353.

## **8. DIREITOS AUTORAIS**

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

### **Position Control of Electro-Hydraulic Servomechanism Using Fuzzy Control**

**Alexandre Simiao Caporali**

caporali@usp.br

**Renato Kazuki Nagamine**

nagamine@sc.usp.br

**Eduardo Morgado Belo**

belo@sc.usp.br

**Flávio Donizeti Marques**

fmarques@sc.usp.br

University of São Paulo, Av. Trabalhador São Carlense, 400, CEP: 13566-590 - São Carlos – SP, Brazil

*Abstract. Position control hydraulic systems must show fast response with high performance. They present better performance when compared with any other mechanisms and control schemes. Large inertia and torques can be manipulated fast and accurately. The plant uncertainties like damping, stiffness and some hydraulic parameters allow to consider the use of fuzzy controllers. This kind of controllers have the ability of manipulating uncertainties and ambiguity that characterize the system behavior. A PID fuzzy controller is implemented to control a hydraulic system aiming fast responses with small steady state error and overshoot. Computational simulation tests are implemented and the dynamic behavior and the performance of the control system are studied.*

*Key words: Fuzzy Control, Electro-Hydraulic Servomechanism, Position Control.*