



## MODELAGEM E CONTROLE EM CASCATA DE UM MANIPULADOR HIDRÁULICO

### **Carlos Henrique dos Santos**

Universidade Federal de Santa Catarina. Caixa Postal 476 - 88049 470 - Florianópolis/SC  
carlosh@lcmi.ufsc.br

### **Antonio Carlos Valdiero**

Universidade Federal de Santa Catarina. Caixa Postal 476 - 88049 470 - Florianópolis/SC  
valdiero@emc.ufsc.br

### **Raul Guenther**

Universidade Federal de Santa Catarina. Caixa Postal 476 - 88049 470 – Florianópolis/SC  
guenther@emc.ufsc.br

### **Edson Roberto De Pieri**

Universidade Federal de Santa Catarina. Caixa Postal 476 - 88049 470 – Florianópolis/SC  
edson@lcmi.ufsc.br

**Resumo.** Neste trabalho, apresentam-se a modelagem e o controle em cascata de um manipulador hidráulico de dois graus de liberdade. Atualmente a maior parte dos acionamentos dos robôs industriais é elétrica, devido a facilidade de uso, simplicidade no equacionamento e custo de instalação. Entretanto, em várias aplicações industriais com manipulação de cargas pesadas, torna-se mais atrativa a utilização de manipuladores hidráulicos, devido as suas características de excelente relação torque/dimensão, resposta rápida e alta durabilidade. Por outro lado, estes sistemas possuem características dinâmicas não-lineares e são relativamente difíceis de controlar. As não-linearidades são associadas à compressibilidade do fluido hidráulico e às complexas características da vazão da válvula. O controle clássico PID possui simplicidade e facilidade de implementação, porém diante das não-lineares, a resposta do sistema pode não alcançar o desempenho desejado. Com o objetivo de superar as limitações impostas pelos controladores clássicos, propõe-se uma metodologia de controle em cascata que consiste em dividir o sistema em dois subsistemas: o hidráulico e o mecânico. E a partir dos resultados das simulações conclui-se que o controle em cascata apresenta um melhor desempenho quando comparado aos controladores clássicos.

**Palavras chave:** manipulador hidráulico, atuador hidráulico, controle em cascata.

## 1. INTRODUÇÃO

Sistemas atuados hidraulicamente são utilizados em aplicações industriais que necessitam da aplicação de grandes forças. O desenvolvimento da informática, aliado a novos dispositivos de medição, possibilitou aplicações de novos algoritmos de controle para estes sistemas. Um exemplo é abordado neste trabalho, onde se focaliza o desenvolvimento de um controlador em cascata para um robô hidráulico de dois graus de liberdade.

No intuito de realizar um estudo qualitativo de controle, apresenta-se uma comparação entre o desempenho de um controlador PID e o controlador cascata, permitindo uma análise em separado do sistema de atuação hidráulica em relação à estrutura do manipulador.

Este artigo está organizado em cinco seções, incluindo a presente introdução. A modelagem dinâmica do manipulador hidráulico com dois graus de liberdade é esboçada na seção 2. A estratégia de controle em cascata aplicada ao robô hidráulico é então apresentada na seção 3. Em seguida, a seção 4 ilustra alguns resultados de simulações. Finalmente, a seção 5 apresenta as conclusões.

## 2. MODELAGEM DO SISTEMA

O robô considerado neste trabalho é um manipulador com dois graus de liberdade com juntas rotativas, trabalhando num plano vertical. Seus elos são acionados por atuadores hidráulicos lineares os quais são controlados por válvulas direcionais proporcionais. O deslocamento do carretel destas válvulas controla a passagem de vazão para as câmaras dos atuadores diferenciais, esta vazão produz a variação das pressões, desenvolvendo uma força, a qual é aplicada em cada elo do robô.

O modelo do robô é dividido em dois subsistemas, o subsistema mecânico e o subsistema hidráulico. A seguir, apresenta-se uma análise dinâmica destes subsistemas.

### 2.1. Modelagem do Subsistema Mecânico

O modelo dinâmico do manipulador hidráulico serial é desenvolvido a partir da formulação de Lagrange (Slotine e Li, 1988; Sciavicco e Siciliano, 1996):

$$H(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + G(q) = \mathbf{t} \quad (1)$$

onde  $q$  é o vetor dos deslocamentos das juntas,  $\dot{q}$  é o vetor das velocidades,  $\ddot{q}$  é o vetor das acelerações,  $\mathbf{t}$  é o vetor dos torques nas juntas,  $H(q)$  é a matriz de inércia,  $C(q, \dot{q})$  é matriz das forças de Coriolis e forças centrífugas, e  $G(q)$  é vetor das forças gravitacionais.

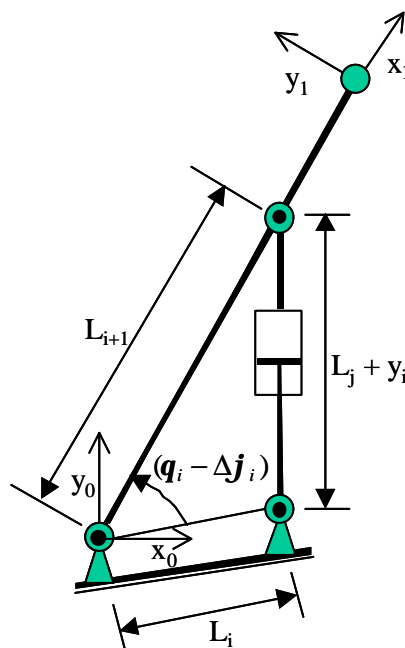


Figura 1. Localização geométrica do atuador

Considerando a Fig.(1), onde é destacado um atuador linear  $i$  conectado ao elo  $i$ , obtém-se a relação entre a variação do comprimento do atuador e a respectiva variação do deslocamento da junta, dada pela Eq.(2). Uma dedução mais detalhada pode ser obtida em (Santos, 2002),

$$\frac{\partial y_i}{\partial \mathbf{q}_i} = \bar{J}_i = \frac{L_i L_{i+1} \text{sen}(\mathbf{q}_i - \Delta \mathbf{j}_i)}{\sqrt{L_i^2 + L_{i+1}^2 - 2L_i L_{i+1} \cos(\mathbf{q}_i - \Delta \mathbf{j}_i)}}, \quad (2)$$

onde,  $L_i$ ,  $L_{i+1}$  e  $\Delta \mathbf{j}_i$  são características construtivas do posicionamento do atuador  $i$  em relação ao elo  $i$ ,  $y_i$  é o deslocamento do pistão do atuador,  $L_j$  é o comprimento do atuador quando  $y_i$  é nulo e  $\mathbf{q}_i$  é a variável da junta  $i$  de acordo com a convenção de Denavit-Hartenberg (Sciavicco e Siciliano, 1996).

Assim, a matriz de transmissão que relaciona as velocidades das  $n$  juntas com as velocidades dos  $n$  atuadores lineares é dada pela seguinte matriz diagonal,

$$\bar{J} = \text{diag}[\bar{J}_1 \cdots \bar{J}_n] \quad (3)$$

Para o manipulador acionado por atuadores hidráulicos lineares, cujo modelo dinâmico é dado pela Eq. (1), o torque de acionamento das juntas é obtido a partir do Princípio do Trabalho Virtual (Sciavicco e Siciliano, 1996) e dado por,

$$\mathbf{t} = \bar{J}^T F_L \quad (4)$$

onde  $F_L$  é o vetor com as forças aplicadas, em cada elo do robô, compostas pelo vetor das forças hidráulicas (devido a diferença de pressão entre as câmaras dos atuadores), pelo vetor das forças de inércia dos atuadores e pelo vetor das forças de amortecimentos viscosos. A Eq. (4) pode ser reescrita associando os torques nas juntas às características dinâmicas de cada atuador:

$$\mathbf{t} = \bar{J}^T [A_1 p_1 - A_2 p_2] - \bar{J}^T M \ddot{y} - \bar{J}^T B_v \dot{y} \quad (5)$$

onde  $\mathbf{t}$  é o vetor de torque nas juntas,  $A_1$  e  $A_2$  são as matrizes diagonais das seções transversais, assim como  $p_1$  e  $p_2$  são os vetores das pressões nas respectivas câmaras 1 e 2 dos atuadores;  $B_v$  é matriz diagonal dos coeficientes de atrito viscoso e  $M$  é a matriz diagonal das massas dos atuadores. Uma análise específica das características dinâmicas do atuador é apresentada na seção 2.2.

Os vetores de velocidade e aceleração dos atuadores,  $\dot{y}$  e  $\ddot{y}$ , podem ser escritos em função dos vetores de velocidade e aceleração das juntas,  $\dot{q}$  e  $\ddot{q}$ , utilizando as relações cinemáticas que transformam os movimentos lineares dos atuadores em movimentos rotacionais das juntas:

$$\dot{y} = \bar{J} \dot{q}, \quad \ddot{y} = \bar{J} \ddot{q} + \dot{\bar{J}} \dot{q}. \quad (6)$$

Substituindo as expressões da Eq.(6) na Eq.(5), tem-se

$$\mathbf{t} = \bar{J}^T [A_1 p_1 - A_2 p_2] - [\bar{J}^T M \bar{J}] \ddot{q} - [\bar{J}^T M \dot{\bar{J}} + \bar{J}^T B_v \bar{J}] \dot{q}. \quad (7)$$

Aplicando a Eq. (7) na Eq. (1) e após alguma manipulação algébrica, obtém-se:

$$H^*(q) \ddot{q} + C^*(q, \dot{q}) \dot{q} + D^*(q) \dot{q} + G(q) = \bar{J}^T F_h \quad (8)$$

onde:

$$\begin{aligned} H^*(q) &= [H(q) + \bar{J}^T M \bar{J}]; & C^*(q, \dot{q}) &= [C(q, \dot{q}) + \bar{J}^T M \dot{\bar{J}}]; \\ D^*(q) &= \bar{J}^T B_v \bar{J} \text{ e } F_h = [A_1 p_1 - A_2 p_2]. \end{aligned} \quad (9)$$

A Eq. (8) representa o subsistema mecânico do manipulador, observando-se que  $F_h$  é o vetor das forças hidráulicas desenvolvidas pelos atuadores.

## 2.2. Modelagem do Subsistema Hidráulico

A modelagem deste sistema é baseada no estudo do atuador hidráulico exibido na Fig. (2), (Bu e Yao, 2000; Cunha, 2001; Guenther e De Pieri, 1997; Valdiero, 2001;). Este atuador consiste de um cilindro diferencial, controlado por uma válvula direcional proporcional tipo carretel de 4 vias e de centro crítico. A diferença de pressão hidráulica entre as câmaras de cada atuador possibilita a transmissão de energia mecânica que movimentada cada elo do robô.

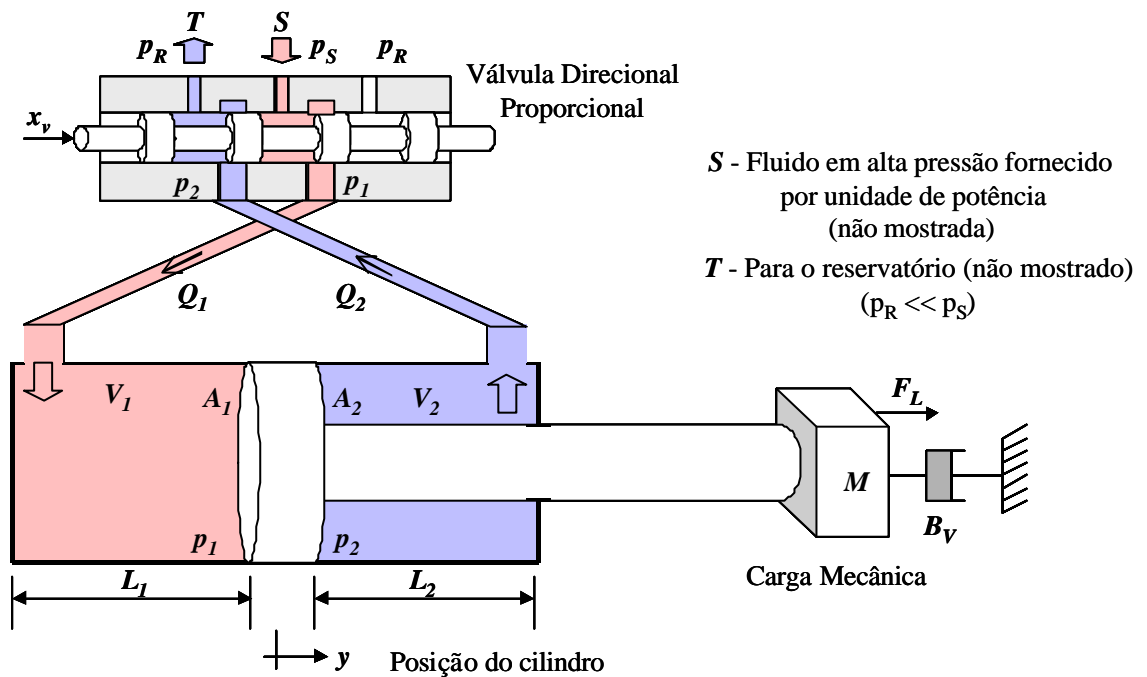


Figura 2. Atuador Hidráulico

As vazões  $Q_1$  e  $Q_2$  que entram e saem pelas portas de controle, são obtidas pela equação da vazão através de orifícios (Bu e Yao, 2000),

$$Q_1 = k_1 g_1(p_1, \text{sign}(x_v)) x_v, \quad Q_2 = k_2 g_2(p_2, \text{sign}(x_v)) x_v \quad (10)$$

onde,  $k_{1,2}$  são as constantes hidráulicas do sistema,  $x_v$  é o deslocamento da válvula e as funções  $g_1(p_1, \text{sign}(x_v))$  e  $g_2(p_2, \text{sign}(x_v))$  são dadas por,

$$g_1(p_1, \text{sign}(x_v)) = \begin{cases} \sqrt{p_S - p_1}, & x_v \geq 0 \\ \sqrt{p_1 - p_R}, & x_v < 0 \end{cases} \text{ e } g_2(p_2, \text{sign}(x_v)) = \begin{cases} \sqrt{p_2 - p_R}, & x_v \geq 0 \\ \sqrt{p_S - p_2}, & x_v < 0 \end{cases} \quad (11)$$

sendo  $p_S$  e  $p_R$  as pressões de suprimento e de retorno, respectivamente. Aplicando-se a equação da continuidade para as câmaras 1 e 2 do cilindro,

$$Q_1 - C_{in} p_\Delta = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\mathbf{b}} \cdot \frac{dp_1}{dt}, \quad C_{in} p_\Delta - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\mathbf{b}} \cdot \frac{dp_2}{dt}. \quad (12)$$

onde,  $p_\Delta = p_1 - p_2$ ;  $\mathbf{b}$  é o módulo de elasticidade do fluido ( $\text{N/m}^2$ );  $V_1$  é o volume de fluido na câmara 1 [ $\text{m}^3$ ];  $V_2$  é o volume de fluido na câmara 2 [ $\text{m}^3$ ];  $C_{in}$  é o coeficiente de vazamento.

Os volumes nas câmaras do pistão são,

$$V_1(y) = A_1(L_1 + y) + V_{tub}; \quad V_2(y) = A_2(L_2 - y) + V_{tub} \quad (13)$$

onde,  $L_1$  e  $L_2$  são os comprimentos das câmaras 1 e 2 e  $V_{tub}$  é o volume de fluido na tubulação que conecta cada câmara à válvula.

Da Eq. (13) verifica-se que

$$\frac{dV_1(y)}{dt} = A_1 \frac{dy}{dt}, \quad \frac{dV_2(y)}{dt} = -A_2 \frac{dy}{dt}. \quad (14)$$

Substituindo as Eq's. (10), (13) e (14) na Eq. (12) e após alguma manipulação algébrica, tem-se

$$\begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} = \dot{p}_1 &= \frac{\mathbf{b}}{V_{h1} + A_1 y} [k_1 g_1(p_1, \text{sign}(x_v)) x_v - A_1 \dot{y} - C_{in} p_\Delta], \\ \frac{dp_2}{dt} = \dot{p}_2 &= \frac{\mathbf{b}}{V_{h2} - A_2 y} [A_2 \dot{y} - k_2 g_2(p_2, \text{sign}(x_v)) x_v + C_{in} p_\Delta], \end{aligned} \quad (15)$$

onde os volumes das câmaras do atuador, com o cilindro na origem do deslocamento, incluindo o volume das tubulações, são  $V_{h1} = A_1 L_1 + V_{tub}$  e  $V_{h2} = A_2 L_2 + V_{tub}$ .

A Eq. (15) apresenta uma natureza não-linear devido à equação da vazão na válvula e a dependência do volume com o deslocamento do cilindro. As não-linearidades aparecem nos termos de  $g_1(p_1, \text{sign}(x_v))$  e  $g_2(p_2, \text{sign}(x_v))$ , devido aos termos de raiz quadrada e nos termos  $1/(V_{h1} + A_1 y)$  e  $1/(V_{h2} - A_2 y)$ .

Reescrevendo as expressões da Eq.(15), utilizando a relação de  $\dot{y}$  da Eq.(6) e após algumas simplificações, tem-se:

$$\begin{aligned} \dot{p}_1 &= E_1(q, p_1, \text{sign}(x_v)) x_v - F_1(q) \bar{J} \dot{q} - D_1(q) C_{in} p_\Delta, \\ \dot{p}_2 &= F_2(q) \bar{J} \dot{q} - E_2(q, p_2, \text{sign}(x_v)) x_v + D_2(q) C_{in} p_\Delta. \end{aligned} \quad (16)$$

onde:

$$\begin{aligned} y_i &= \sqrt{L_i^2 + L_{i+1}^2 - 2L_i L_{i+1} \cos(q_i - \Delta \mathbf{j})} - L_j, \\ E_1(q, p_1, \text{sign}(x_v)) &= \text{diag} \left[ \frac{\mathbf{b}}{V_{h1i} + A_{1i} y_i} k_{1i} g_1(p_{1i}, \text{sign}(x_{vi})) \right], \\ E_2(q, p_2, \text{sign}(x_v)) &= \text{diag} \left[ \frac{\mathbf{b}}{V_{h2i} - A_{2i} y_i} k_{2i} g_2(p_{2i}, \text{sign}(x_{vi})) \right], \\ F_1(q) &= \text{diag} \left[ \frac{\mathbf{b}}{V_{h1i} + A_{1i} y_i} A_{1i} \right], \quad F_2(q) = \text{diag} \left[ \frac{\mathbf{b}}{V_{h2i} - A_{2i} y_i} A_{2i} \right], \end{aligned}$$

$$D_1(q) = \text{diag} \left[ \frac{\mathbf{b}}{V_{h1i} + A_{1i} y_i} \right], \quad D_2(q) = \text{diag} \left[ \frac{\mathbf{b}}{V_{h2i} - A_{2i} y_i} \right].$$

Considerando a força aplicada em cada elo, devido à diferença de pressão entre as câmaras 1 e 2,

$$F_h = [A_1 p_1 - A_2 p_2]. \quad (17)$$

Se derivarmos a equação de  $F_h$  em relação ao tempo,

$$\dot{F}_h = [A_1 \dot{p}_1 - A_2 \dot{p}_2]. \quad (18)$$

Substituindo as expressões da Eq.(16) na Eq. (18) obtemos a representação do subsistema hidráulico do manipulador.

$$\begin{aligned} \dot{F}_h = & [A_1 E_1(q, p_1, \text{sign}(x_v)) + A_2 E_2(q, p_2, \text{sign}(x_v))] x_v - [A_1 F_1(q) + A_2 F_2(q)] \dot{q} - \\ & - [A_1 D_1(q) + A_2 D_2(q)] C_{in} p_\Delta. \end{aligned} \quad (19)$$

### 3. A ESTRATÉGIA DO CONTROLE EM CASCATA

A idéia básica de dividir um sistema em dois subsistemas interconectados segue a linha de pesquisas inicialmente aplicada a um robô com atuação elétrica proposta por (Guenther e Hsu, 1993). Neste trabalho, como o robô possui atuação hidráulica, projeta-se uma lei de controle (força desejada) para o subsistema mecânico de modo que a saída “ $\dot{q}$ ” siga uma referência “ $\dot{q}_d$ ” tão perto quanto possível, em seguida, é desenvolvida uma lei de controle para o subsistema hidráulico de modo que este subsistema gere a força desejada para o subsistema mecânico.

Define-se a força hidráulica desejada como  $F_{hd}$  e o erro de seguimento de força hidráulica como

$$\tilde{F}_h = F_h - F_{hd} \quad (20)$$

Aplicando a Eq. (20) à Eq. (8), que descreve o subsistema mecânico, obtém-se:

$$H^*(q)\ddot{q} + C^*(q, \dot{q})\dot{q} + D^*(q)\dot{q} + G(q) = \bar{J}^T F_{hd} + d \quad (21)$$

Deste modo, fica destacado que o sistema está na forma em cascata, onde a Eq. (21) pode ser interpretada como um subsistema mecânico de segunda ordem atuado pela força desejada  $F_{hd}$ , sujeita à entrada de perturbação  $d = \bar{J}^T \tilde{F}_h$ .

O projeto do controlador em cascata pode ser resumido em dois passos:

- i. Estabelecer uma lei de controle  $F_{hd}(t)$  para o subsistema mecânico, definida na Eq. (8), de tal forma que sua saída, representada pelo deslocamento das juntas, siga uma trajetória desejada  $q_d(t)$  na presença da perturbação  $d$ ;
- ii. Estabelecer uma lei de controle “ $u$ ” para o subsistema hidráulico, definida na Eq. (19), tal que  $F_h(t)$  siga  $F_{hd}(t)$  definido em (i).

#### 3.1 O Controlador em Cascata

Considera-se o manipulador hidráulico definido nas Eq's. (8) e (19), a seguir destacam-se as leis de controle para os subsistemas mecânico e hidráulico respectivamente.

### 3.1.1. Seguimento no Subsistema Mecânico

A lei de controle matricial para o seguimento de trajetória desejada no subsistema mecânico é calculada por:

$$F_{hd} = (\bar{J}_n^T)^{-1} (H_n^*(q)\ddot{q}_r + C_n^*(q, \dot{q})\dot{q}_r + D_n^*(q)\dot{q}_r + G_n(q) - K_D z) \quad (22)$$

onde o subescrito “n” representa os parâmetros nominais, ou as funções calculadas em parâmetros nominais,  $K_D$  é uma matriz diagonal constante positiva,  $q_r$  é o vetor das posições de referência,  $\dot{q}_r$  é o vetor das velocidades de referência, e  $z$  é o vetor da medida do erro de seguimento de trajetória. A velocidade de referência pode ser obtida pela modificação da velocidade desejada  $\dot{q}_r$  como segue:

$$\dot{q}_r = \dot{q}_d - \mathbf{I}\tilde{q}, \quad \tilde{q} = q - q_d, \quad z = \dot{q} - \dot{q}_r = \dot{\tilde{q}} + \mathbf{I}\tilde{q}, \quad (23)$$

onde  $\mathbf{I}$  é uma matriz diagonal constante positiva e  $\tilde{q}$  é o vetor de erro do seguimento de trajetória das juntas. A Eq. (22) está de acordo com os fundamentos da lei de controle apresentada por (Slotine e Li 1991) para robôs manipuladores, destacando os termos “feedforward”  $(H_n^*(q)\ddot{q}_r + C_n^*(q, \dot{q})\dot{q}_r + D_n^*(q)\dot{q}_r + G_n(q))$  e a componente proporcional derivativa ( $K_D z$ ).

### 3.1.2. Seguimento no Subsistema Hidráulico

Para garantir o seguimento de trajetória no subsistema hidráulico da Eq. (19) a posição do carretel da válvula de cada atuador é dada pela lei de controle matricial

$$u = \frac{\dot{F}_{hd} + [A_1 F_1(q) + A_2 F_2(q)]\dot{q} + [A_1 D_1(q) + A_2 D_2(q)]C_{in} p_\Delta - K_p \tilde{F}_h}{A_1 E_1(q, p_1, \text{sign}(x_v)) + A_2 E_2(q, p_2, \text{sign}(x_v))}, \quad (24)$$

onde  $K_p$  é uma matriz diagonal constante positiva. A lei de controle  $u$  é um controle linearizante formado por uma parte “feedforward” e uma componente proporcional  $K_p \tilde{F}_h$ .

Utilizando o método direto de Lyapunov demonstra-se que a malha fechada é exponencialmente estável quando os parâmetros do sistema são conhecidos (Santos, 2002).

## 4. RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

Nesta seção são apresentados os resultados das simulações de seguimento de trajetória do efetuador final de um manipulador hidráulico. Compara-se o desempenho do controle em cascata proposto na seção 3 com um controlador PID na forma  $u_{PID} = P(q - q_d) + D(\dot{q} - \dot{q}_d) + I \int (q - q_d) dt$ , onde  $P$ ,  $D$ ,  $I$  são respectivamente os ganhos proporcional, derivativo e integral.

O robô hidráulico adotado é mostrado na Fig.(3) e possui os seguintes parâmetros nominais: comprimentos dos elos,  $a_1 = 1\text{m}$  e  $a_2 = 0.8\text{m}$ ; aceleração da gravidade,  $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ ; massas dos elos,  $m_1 = 15 \text{ kg}$  e  $m_2 = 12 \text{ kg}$ ; distâncias dos centros de massa dos elos de seus respectivos eixos de junta,  $l_1 = 0.5 \text{ m}$  e  $l_2 = 0.4 \text{ m}$ ; momentos de inércia dos elos,  $I_1 = 3.75 \text{ kg.m}^2$  e  $I_2 = 2.24 \text{ kg.m}^2$ ; massa do atuador,  $M = [2 \ 0; 0 \ 2] \text{ kg}$ ; coeficiente de amortecimento viscoso,  $B_v = 316 \text{ Ns/m}$ ; áreas transversais das câmaras 1 e 2 de cada atuador;  $A_1 = [1.3 \times 10^{-3} \ 0; 0 \ 1.3 \times 10^{-3}] \text{ m}^2$  e  $A_2 = [7.6576 \times 10^{-4} \ 0; 0 \ 7.6576 \times 10^{-4}] \text{ m}^2$ ; módulo de elasticidade volumétrica,  $\mathbf{b} = 10 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ ; pressão de suprimento,  $p_S = 10 \text{ MPa}$ ; pressão de retorno,  $p_R = 0.1 \text{ MPa}$ ; constantes hidráulicas do sistema,  $k_1 = 6.5218 \times 10^{-8} \text{ m}^4 \cdot \text{V}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{N}^{-1/2}$ ;  $k_2 = 3.8416 \times 10^{-8} \text{ m}^4 \cdot \text{V}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{N}^{-1/2}$ ; vazamento interno,  $C_{in} = 1 \times 10^{-11} \text{ m}^3 / (\text{s.Pa})$ .

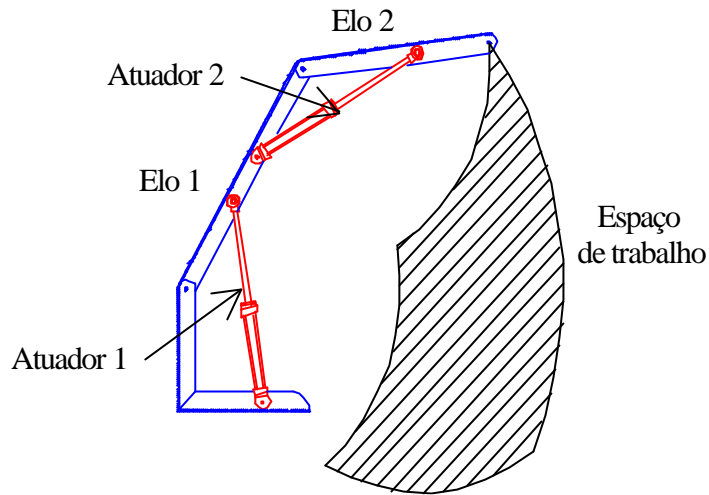


Figura 3. Manipulador Hidráulico com dois graus de liberdade.

Foi implementada uma trajetória de sétima ordem para as coordenadas cartesianas em função do tempo  $(x(t), y(t))$ , o que resulta numa trajetória retilínea de 50 cm em diagonal para o efetuador final entre os pontos inicial  $P_i = (1.1 \text{ m}, 0.1 \text{ m})$  e final  $P_f = (1.4 \text{ m}, 0.5 \text{ m})$ , num intervalo de tempo de 4 segundos.

As Fig's (4) e (5) apresentam os resultados de simulação, com os ganhos do controlador cascata ajustados em  $K_d = [15 \ 0; 0 \ 10]$ ;  $K_p = [50 \ 0; 0 \ 50]$ ;  $I = [4 \ 0; 0 \ 4]$ ; e os ganhos do PID em  $P = [8 \ 0; 0 \ 5]$ ,  $D = [0.1 \ 0; 0 \ 0.1]$ ,  $I = [300 \ 0; 0 \ 200]$ . Tais valores foram estabelecidos considerando o compromisso de evitar ruídos no sinal de controle, pois os mesmos reduzem a vida útil das válvulas utilizadas nos atuadores.

Para o problema de seguimento de trajetória, verifica-se na Fig.(4) que utilizando o controle em cascata obtém-se um erro de seguimento menor do que empregando o controle PID. Na Fig.(5), os sinais de controle são da mesma ordem de grandeza. Isso ilustra a eficiência do método.

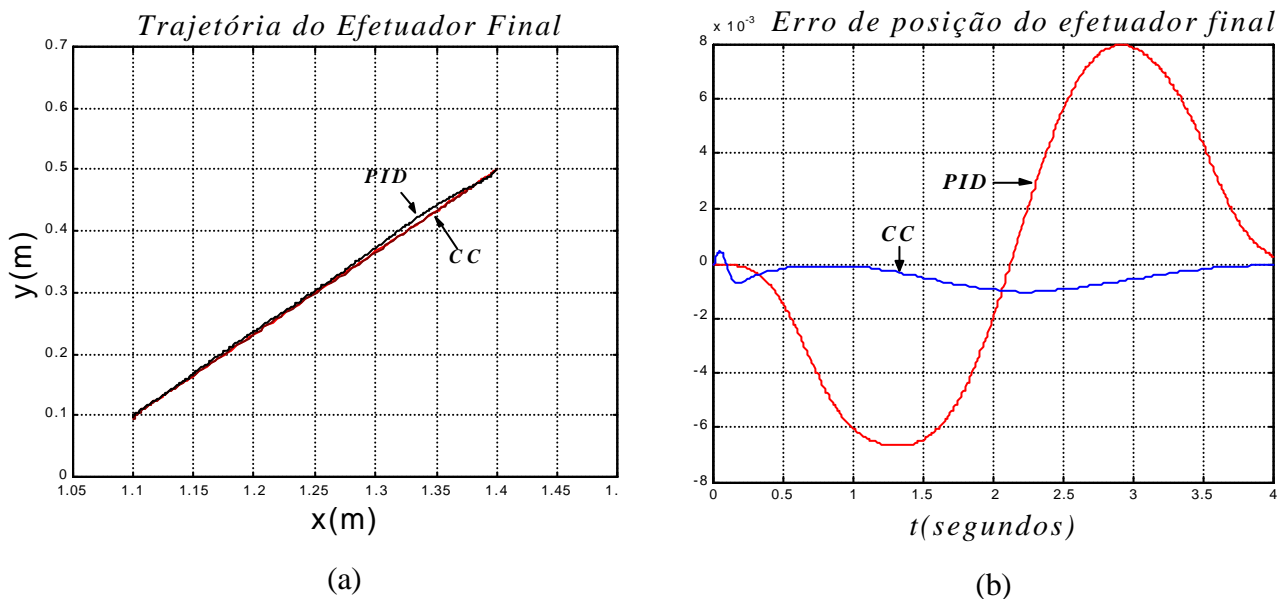


Figura 4. (a) - Trajetória no espaço cartesiano, (b) - Erro da posição do efetuador final.



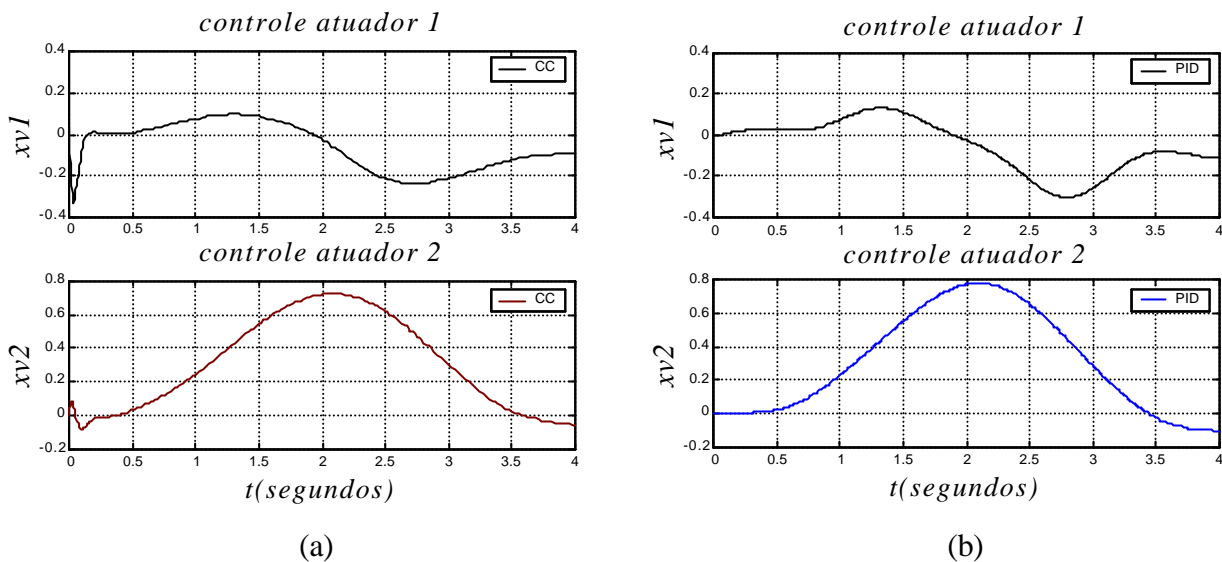


Figura 5. (a) – Sinal de controle CC, (b) – Sinal de controle PID.

## 5. CONCLUSÕES

Neste trabalho apresentam-se a modelagem e controle do robô manipulador hidráulico. São analisadas as principais características do sistema e é proposto um controlador em cascata para o seguimento de trajetórias, com o objetivo de contornar os efeitos das não-linearidades dos atuadores hidráulicos e do robô.

A vantagem da aplicação da estratégia de controle em cascata é observada nos resultados das simulações, comparando o desempenho em relação ao controlador clássico PID.

Como perspectiva para futuros trabalhos, tem-se a inclusão de outras não linearidades tais como o atrito nos atuadores e no manipulador, zona morta da válvula, e adicionalmente a dinâmica das válvulas que acionam os atuadores.

## 6. REFERÊNCIAS

- Bu, F., Yao, B., June, 2000, “ Nonlinear Adaptive Robust Control of Hydraulic Actuators Regulated by Proportional Directional Control Valves with Deadband and Nonlinear Flow Gains”, Proceedings of the American Control Conference, Chicago.
- Cunha, M.A.B., 2001, “Controle em Cascata de um Atuador Hidráulico: Contribuições Teóricas e Experimentais”, Florianópolis, Tese (Doutorando em Engenharia Elétrica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.
- Guenther, R., De Pieri, E. R., 1997, “Cascade Control of Hydraulic Actuators”, in: Revista Brasileira de Ciências Mecânicas, Vol. 19, pp. 108 – 120.
- Guenther, R., Hsu, L., 1993. “Variable Structure Adaptive Cascade Control of Rigid Link Electrically Driven Robot Manipulators, Proceedings of the IEEE Conference on Decision & Control, vol. 32, December, 1993, San Antonio, Texas, pp. 2137 – 2142.
- Santos, C.H.F., 2002, “Modelagem, Simulação e Controle em Cascata de um Robô Manipulador Hidráulico”, Florianópolis, Dissertação de Mestrado em Engenharia Elétrica, UFSC.
- Slotine, J.J.E. and W. Li, 1988, “Adaptive Robot Control, a Case Study”, IEEE Trans. Autom. Control, November, pp. 33 – 44.
- Sciavicco, L., Siciliano, B., 1996, “Modeling and Control of Robot Manipulators”. The MacGraw-Hill Companies, Inc.
- Valdiero, A.C., 2001, “Projeto e Implementação de Controladores para Atuadores Hidráulicos”. Relatório de pesquisa, Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC.

## MODELING AND CASCADE CONTROL OF A HYDRAULIC MANIPULATOR

### **Carlos Henrique dos Santos**

Federal University of Santa Catarina. Postal Box 476 - 88049 470 - Florianópolis/SC  
carlosh@lcmi.ufsc.br

### **Antonio Carlos Valdiero**

Federal University of Santa Catarina. Postal Box 476 - 88049 470 - Florianópolis/SC, Brazil.  
valdiero@emc.ufsc.br

### **Raul Guenther**

Federal University of Santa Catarina. Postal Box 476 - 88049 470 - Florianópolis/SC, Brazil.  
guenther@emc.ufsc.br

### **Edson Roberto De Pieri**

Federal University of Santa Catarina. Postal Box 476 - 88049 470 - Florianópolis/SC, Brazil.  
edson@lcmi.ufsc.br

***Abstract.** In this work, are presented the modeling and the cascade control of a hydraulic manipulator of two degrees of freedom. Being based on studies of the application of industrial robots, one concludes that most of the performance forms is electric, had the easiness of use, simplicity in the equation and cost of installation. However, in some industrial applications with weighed load manipulation, the use of hydraulic manipulators becomes more attractive, had its features of excellent relation torque/mass, fast reply and high durability, thus confirming its importance in the flexible automation. On the other hand, these systems possess nonlinear dynamic features and are relatively difficult to control. The nonlinearities are associates the compressibility of the hydraulic fluid and the complex characteristic of the outflow of the valve. Classic control PID possess simplicity and easiness of implementation, however ahead of the nonlinear a reply of the system it can not reach the desired performance. With the objective to surpass the limitations imposed for the classic controllers, a methodology of cascade control is considered that consists of dividing the system in two subsystems the mechanical and hydraulic one. From the results of the simulations concludes that the cascade control presents one better when comparative performance to the classic controllers.*

***Keywords:** hydraulic manipulators, hydraulic actuators, cascade control.*