

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
ELÉTRICA

CONTROLE EM CASCATA DE UM
ATUADOR HIDRÁULICO: CONTRIBUIÇÕES
TEÓRICAS E EXPERIMENTAIS

Tese submetida à
Universidade Federal de Santa Catarina
como parte dos requisitos para a
obtenção do grau de Doutor em Engenharia Elétrica.


MAURO ANDRÉ BARBOSA CUNHA

Florianópolis, abril de 2001.


CONTROLE EM CASCATA DE UM ATUADOR HIDRÁULICO: CONTRIBUIÇÕES TEÓRICAS E EXPERIMENTAIS

Mauro André Barbosa Cunha


‘Esta Tese foi julgada adequada para obtenção do Título de Doutor em Engenharia Elétrica, Área de Concentração em *Controle, Automação e Informática Industrial*, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Santa Catarina.’



Raul Guenther, D.Sc.
Orientador



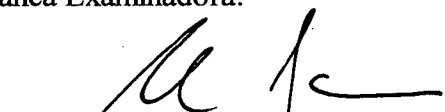
Edson Roberto De Pieri, Dr.
Co-Orientador




Aguinaldo Silveira da Silva, Ph.D.

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica

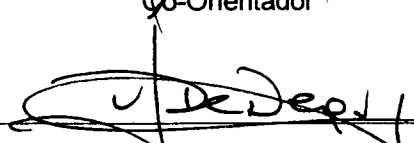
Banca Examinadora:




Raul Guenther, D.Sc.
Presidente



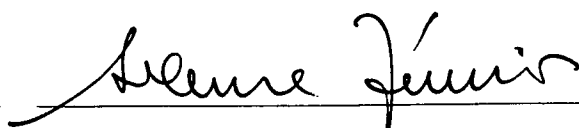
Edson Roberto De Pieri, Dr.
Co-Orientador



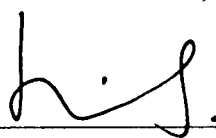
Victor Juliano De Negri, Dr.



Liu Hsu, Dr. d'Etat



Seleme Isaac Seleme Júnior, Dr.



José Antônio Riul, Dr.

AGRADECIMENTOS

Aos meus orientadores Raul Guenther e Edson Roberto de Pieri por tudo o que me ensinaram durante o decorrer desta tese e por toda a amizade demonstrada. Cabe aqui ressaltar a dedicação do professor Raul Guenther, que muitas vezes utilizou suas férias para que tivéssemos longos debates.

Ao professor Victor Juliano De Negri, pela sua amizade sincera e boa vontade em contribuir para este trabalho.

À minha namorada Luciana Sandrini Rocha pelo incentivo, dedicação e paciência.

Aos meus pais João Paulo e Amélia e aos meus irmãos Edson e Paulo Cléber pelo incentivo.

Aos dois grandes incentivadores dos meus estudos: minha madrinha Maria da Graça e meu tio Elizio. Foi com eles, mesmo na distância, que dividi minhas angústias e preocupações. Divido agora, minha alegria e gratidão.

À minha tia Lina e à minha avó Francina pelo imenso carinho demonstrado.

Aos amigos Eduardo Perondi, Fernando Schneider, Fernando Furst, Antônio Valdiero, Felipe Oliveira e Marco Antônio pela colaboração no desenvolvimento deste trabalho.

Aos colegas do Centro Espírita Amor e Humildade do Apóstolo, em especial aos amigos Dauri e Cida.

Aos colegas do CEFET-RS, do LASHIP e da PGEEL.

Ao CEFET-RS, CNPq, FAPERGS, PGEEL, PGEMC, DAS e ao LASHIP pelo suporte financeiro e pela estrutura física.

Resumo da Tese apresentada à UFSC como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Engenharia Elétrica.

CONTROLE EM CASCATA DE UM ATUADOR HIDRÁULICO: CONTRIBUIÇÕES TEÓRICAS E EXPERIMENTAIS

Mauro André Barbosa Cunha

Abril/2001

Orientador: Raul Guenther, D.Sc.

Co-Orientador: Edson Roberto De Pieri, Dr.

Área de Concentração: Controle, Automação e Informática Industrial.

Palavras-chave: atuadores hidráulicos, controle em cascata, controle de trajetória, dinâmica da válvula.

Número de Páginas: 177.

O presente trabalho trata do projeto e implementação experimental de controladores para o seguimento de trajetória de atuadores hidráulicos. O modelo matemático do atuador hidráulico é interpretado como um subsistema mecânico acionado por um subsistema hidráulico. Usando esta interpretação são apresentados controladores em cascata baseados em modelos lineares e não-lineares que não incluem a dinâmica da válvula. Analisando a estabilidade do subsistema hidráulico, demonstra-se a limitação causada pela dinâmica da válvula e propõe-se um controlador em cascata baseado em um modelo que inclui a dinâmica da válvula como uma dinâmica de 1ª ordem. O controlador proposto é sintetizado pelo método direto de Lyapunov e o sistema em malha fechada é exponencialmente estável quando os parâmetros são conhecidos. Os controladores em cascata são implementados experimentalmente em um atuador hidráulico composto por uma válvula proporcional e um cilindro de dupla haste. Nesta implementação discutem-se os efeitos da zona-morta, do atrito e de compensações propostas. Resultados experimentais ilustram as principais características dos controladores em cascata tratados neste trabalho.

Abstract of Thesis presented to UFSC as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor in Electrical Engineering.

CASCADE CONTROL OF A HYDRAULIC ACTUATOR: THEORETICAL AND EXPERIMENTAL CONTRIBUTIONS

Mauro André Barbosa Cunha

Advisor: Raul Guenther, D.Sc.

Co-Advisor: Edson Roberto De Pieri, Dr.

Area of Concentration: Control, Automation and Industrial Informatics.

Keywords: hydraulic actuators, cascade control, trajectory control, valve dynamics.

Number of Pages: 177

This work addresses the design and experimental implementation of controllers for hydraulic actuators trajectory tracking. The hydraulic actuator mathematical model is interpreted as a mechanical subsystem driven by a hydraulic one. Using this interpretation, cascade controllers are presented based on linear and nonlinear models that do not include the valve dynamics. Analyzing the hydraulic subsystem stability, one demonstrates the limitation caused by the valve dynamics, and a cascade controller based on a model that include the valve dynamics as a first order system is proposed. The proposed controller is synthesized by using Lyapunov direct method and the closed loop is exponentially stable when the actuator parameters are known. The cascade controllers are experimentally implemented on a hydraulic actuator composed of a proportional valve and a double-rod cylinder. In this implementation, the effects of dead-zone, friction and proposed compensations are discussed. Experimental results illustrate the main features of this work's cascade controllers.

SUMÁRIO

| | |
|--|----|
| 1. INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 – Atuadores Hidráulicos..... | 2 |
| 1.2 – Aplicações dos Atuadores Hidráulicos..... | 5 |
| 1.2.1 – Suspensões ativas..... | 5 |
| 1.2.2 – Simuladores de vôo | 7 |
| 1.2.3 – Robôs hidráulicos..... | 8 |
| 1.3 – O controle do Atuador Hidráulico | 10 |
| 1.4 – Objetivos e Enfoque da Tese | 11 |
| 1.5 – Organização do Texto..... | 12 |
| | |
| 2. MODELAGEM DE UM ATUADOR HIDRÁULICO | 14 |
| 2.1 - Introdução..... | 14 |
| 2.2 – Válvulas Direcionais Continuamente Variáveis | 15 |
| 2.2.1 - Válvula tipo carretel de 4 vias e centro crítico | 18 |
| 2.3 - Modelagem de um Atuador Hidráulico..... | 22 |
| 2.3.1 - Sistema não-linear de 3ª ordem | 23 |
| 2.3.2 - Sistema linear de 3ª ordem | 26 |
| 2.4 – Inclusão da Dinâmica da Válvula..... | 29 |

| | |
|--|----|
| 2.5 - Comentários sobre a Modelagem, Incerteza nos Parâmetros e Não-Linearidades..... | 33 |
| 2.5.1 - Vazamentos e ganho de vazão-pressão (K_C)..... | 33 |
| 2.5.2 - Dinâmica das tubulações | 33 |
| 2.5.3 - Módulo de elasticidade volumétrica (β)..... | 34 |
| 2.5.4 - Constante hidráulica (K_h ou K_{hu}) e ganho de vazão (K_Q ou K_{Qu}) | 35 |
| 2.5.5 - Dinâmica da válvula (ω_v) | 35 |
| 2.5.6 - Volume(v), área(A), massa(M) e coeficiente de amortecimento viscoso(B) | 36 |
| 2.5.7 - Aproximação da função não-linear $f(y)$ por uma constante | 37 |
| 2.5.8 - Zona-morta..... | 38 |
| 2.5.9 - Atrito..... | 39 |
| 2.6 - Conclusões | 41 |
| | |
| 3. O CONTROLE DO ATUADOR HIDRÁULICO | 42 |
| 3.1 - Introdução..... | 42 |
| 3.2 - Controladores com Ações: Proporcional (P), Integral (I) e Derivativa (D)..... | 44 |
| 3.3 - Efeito da Realimentação de Pressão e da Realimentação de Aceleração..... | 48 |
| 3.4 - Controlador no Espaço de Estados Via Alocação de Pólos | 50 |
| 3.5 - Linearização por Realimentação..... | 54 |
| 3.6 - Controladores Adaptativos | 56 |
| 3.6.1 - Controlador adaptativo auto-ajustável..... | 57 |
| 3.6.2 - Controlador adaptativo por modelo de referência | 59 |
| 3.6.3 - Considerações finais..... | 60 |
| 3.7 - Controladores Usando a Metodologia do <i>Backstepping</i> | 61 |
| 3.8 - Controladores Projetados Interpretando o Atuador como Dois Subsistemas..... | 65 |

| | |
|---|----|
| 3.9 - Comentários sobre a Saturação e a Zona-morta | 68 |
| 3.10 - Conclusões | 69 |
| | |
| 4. CONTROLADORES EM CASCATA BASEADOS NOS MODELOS DE 3ª ORDEM – EFEITO DA DINÂMICA DA VÁLVULA | 71 |
| 4.1 - Introdução | 71 |
| 4.2 - Controle em Cascata Aplicado ao Atuador Hidráulico..... | 72 |
| 4.3 - Controladores em Cascata Fixos | 73 |
| 4.4 - Controladores em Cascata com Adaptação de Parâmetros e Controle a Estrutura Variável..... | 76 |
| 4.5 - Efeito da Dinâmica da Válvula | 79 |
| 4.6 - Conclusões | 83 |
| | |
| 5. CONTROLADOR EM CASCATA INCLUINDO A DINÂMICA DA VÁLVULA.. | 85 |
| 5.1 - Introdução | 85 |
| 5.2 - Controle no Subsistema Mecânico | 85 |
| 5.3 - Controle no Subsistema Hidráulico | 86 |
| 5.4 - Análise de Estabilidade dos Sistemas Interconectados | 88 |
| 5.5 - Conclusões | 92 |
| | |
| 6. IMPLEMENTAÇÃO EXPERIMENTAL DOS CONTROLADORES EM CASCATA PROPOSTOS USANDO UMA VÁLVULA PROPORCIONAL | 93 |
| 6.1 - Introdução | 93 |
| 6.2 - Descrição Geral do Sistema | 94 |

| | |
|---|-----|
| 6.3 - Atuador Hidráulico e Transdutores | 96 |
| 6.3.1 - Válvula proporcional e cartela eletrônica | 96 |
| 6.3.2 - Cilindro hidráulico | 103 |
| 6.3.3 - Transdutores | 103 |
| 6.4 - Sistema de Aquisição de Dados e Controle | 104 |
| 6.4.1 - Tratamento dos sinais | 107 |
| 6.5 - Determinação dos Parâmetros do Sistema | 107 |
| 6.5.1 - Determinação dos parâmetros β_0 , M_0 , v_0 e A_0 | 107 |
| 6.5.2 - Ajuste da cartela eletrônica | 108 |
| 6.5.3 - Determinação de K_{h0} , K_{em0} , K_{hu0} e ω_{v0} | 110 |
| 6.6 - Compensação da Zona-Morta | 112 |
| 6.7 - Eliminação do Efeito da Compensação na Medição da Posição do Carretel | 114 |
| 6.8 - Sintonia dos Ganhos do Controlador em Cascata | 115 |
| 6.8.1 - Subsistema mecânico | 116 |
| 6.8.2 - Subsistema hidráulico | 119 |
| 6.9 - Ajuste dos Filtros | 120 |
| 6.10 - Trajetória Desejada | 121 |
| 6.11 - Conclusões | 123 |
| | |
| 7. RESULTADOS EXPERIMENTAIS | 124 |
| 7.1 - Introdução | 124 |
| 7.2 - Controlador Proporcional | 125 |
| 7.3 - Controladores em Cascata | 130 |
| 7.3.1 - Resultados com o CC na malha fechada | 131 |

| | |
|---|-----|
| 7.3.2 - Resultados com o VS-ACC na malha fechada | 138 |
| 7.3.3 - Resultados com o NFCC na malha fechada..... | 144 |
| 7.4 - Comentários Sobre a Compensação do Atrito no Controle em Cascata | 146 |
| 7.5 - Conclusões e Comentários | 147 |
| | |
| 8. CONCLUSÕES | 149 |
| | |
| APÊNDICE A - CONCEITOS BÁSICOS DE MECÂNICA DOS FLUIDOS..... | 153 |
| APÊNDICE B - CONTROLE DE UM ATUADOR HIDRÁULICO USANDO A METODOLOGIA DO <i>BACKSTEPPING</i> | 159 |
| | |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS..... | 169 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1.1 - Atuador hidráulico..... | 2 |
| Figura 1.2 - Localização dos pólos no plano-s | 4 |
| Figura 1.3 - Suspensão ativa..... | 6 |
| Figura 1.4 - Simulador de vôo (PLUMMER, 1995)..... | 7 |
| Figura 1.5 - Robô hidráulico (BAUCHSPIESS, 1995)..... | 10 |
| Figura 1.6 - Controle de posição em malha fechada de um atuador hidráulico | 11 |
| Figura 2.1 - Atuador hidráulico..... | 14 |
| Figura 2.2 - Válvula tipo carretel de 4 vias..... | 16 |
| Figura 2.3 - Servoválvula eletro-hidráulica (WATTON, 1989)..... | 17 |
| Figura 2.4 - Válvula tipo carretel de 4 vias e centro crítico acoplada a um cilindro | 19 |
| Figura 2.5 - Diagrama de blocos da válvula bocal-defletor com mola de realimentação | 30 |
| Figura 2.6 - Função não-linear $f(y)$ versus posição do pistão | 38 |
| Figura 2.7 - Zona-morta | 39 |
| Figura 2.8 - Força de atrito | 40 |
| Figura 3.1 - Sistema em malha fechada com controlador proporcional | 45 |
| Figura 3.2 - Lugar das raízes para o sistema com controlador proporcional..... | 45 |
| Figura 3.3 - Lugar das raízes para o sistema com controlador proporcional incluindo a dinâmica da válvula..... | 47 |
| Figura 3.4 - Sistema em malha fechada com a lei de controle “ $u = -Lx + r$ ” | 51 |
| Figura 3.5 - Estrutura do controlador adaptativo | 57 |
| Figura 3.6 - Controlador adaptativo auto-ajustável | 58 |

| | |
|--|-----|
| Figura 3.7 - Controlador adaptativo por modelo de referência | 59 |
| Figura 3.8 - Interpretação do atuador hidráulico como dois subsistemas interconectados | 65 |
| Figura 4.1 - Controle em cascata fixo do atuador hidráulico..... | 75 |
| Figura 4.2 - Lugar das raízes de $\frac{P_{\Delta}(s)}{P_{\Delta d}(s)}$ em função de K_p | 82 |
| Figura 5.1 - Sistema em malha fechada com NFCC..... | 91 |
| Figura 6.1 - Bancada de testes | 93 |
| Figura 6.2 - Diagrama esquemático do sistema (VALDIERO, 2000)..... | 95 |
| Figura 6.3 - Válvula proporcional BOSCH NG6 com controle de posição (ROBERT BOSCH GMBH, 1989) | 97 |
| Figura 6.4 - Zona-morta | 98 |
| Figura 6.5 - Inversa da zona-morta | 99 |
| Figura 6.6 - Compensação da zona-morta + zona-morta | 100 |
| Figura 6.7 - Zona-morta elétrica + compensação da zona-morta | 101 |
| Figura 6.8 - Cartela eletrônica da válvula (VIRVALO, 1997)..... | 102 |
| Figura 6.9 - Cartela eletrônica da válvula..... | 103 |
| Figura 6.10 - Equipamento para aquisição de dados e controle | 105 |
| Figura 6.11 - Aquisição dos sinais..... | 108 |
| Figura 6.12 - Gráficos: u_{ec} x t e x_v x t | 109 |
| Figura 6.13 - Gráfico: x_v x u_{ec} | 109 |
| Figura 6.14 - Compensação da zona-morta | 113 |
| Figura 6.15 - Eliminação do efeito da compensação na medição de x_v | 115 |
| Figura 6.16 - Trajetória desejada e suas derivadas até 3ª ordem | 122 |

| | |
|---|-----|
| Figura 7.1 - Resposta do sistema com ganho $K_{PROP} = 230$, $T_S = 1.10^{-3}$ [s] e sem compensação..... | 127 |
| Figura 7.2 - Resposta do sistema com ganho $K_{PROP} = 230$, $T_S = 1.10^{-3}$ [s] e com compensação $ce = -1,85$ [V], $cd = 0,74$ [V] e $lc = 0,05$ [V]..... | 128 |
| Figura 7.3 - Resposta do sistema com ganho $K_{PROP} = 230$, $T_S = 1.10^{-3}$ [s], com compensação $ce = -1,85$ [V], $cd = 0,74$ [V], $lc = 0,05$ [V] e temperatura de 48 [°C]..... | 129 |
| Figura 7.4 - Resposta do sistema com CC, sem compensação, $K_D = 11000$, $\lambda = 25$, $K_P = 500$ e $T_s = 1.10^{-3}$ [s] | 133 |
| Figura 7.5 - Resposta do sistema com CC, $T_s = 1.10^{-3}$ [s], com compensação $cd = 0,74$ [V] e $lc = 0,05$ [V], $K_D = 11000$, $\lambda = 25$ e $K_P = 500$ | 134 |
| Figura 7.6 - Resposta do sistema com CC, $T_s = 0,5.10^{-3}$ [s], com compensação $ce = -1,85$ [V], $cd = 0,74$ [V] e $lc = 0,05$ [V], $K_D = 11000$, $\lambda = 30$ e $K_P = 500$ | 135 |
| Figura 7.7 - Erro de trajetória para $\lambda = 25$ e $\lambda = 30$ | 136 |
| Figura 7.8 - Resposta do sistema com CC, $T_s = 0,5.10^{-3}$ [s], com compensação $ce = -2,3V$, $cd = 1V$ e $lc = 0,05V$, $K_D = 11000$, $\lambda = 30$ e $K_P = 500$ | 137 |
| Figura 7.9 - Resposta do sistema com VS-ACC, $T_s = 0,5.10^{-3}$ [s], $m(t)=0$, $\gamma_1 = 0$, $\gamma_2 = 0$, sem compensação, $K_D = 11000$, $\lambda = 30$ e $K_P = 500$ (equivalente ao CC)..... | 139 |
| Figura 7.10 - Resposta do sistema com VS-ACC, $T_s = 0,5.10^{-3}$ [s], $m(t) = 3.10^8$, $cl = 1.10^5$, sem compensação, $\gamma_1 = 0$, $\gamma_2 = 0$, $K_D = 11000$, $\lambda = 30$ e $K_P = 500$ | 140 |
| Figura 7.11 - Resposta do sistema com VS-ACC, $T_s = 0,5.10^{-3}$ [s], $m(t) = 5.10^8$, $cl = 1.10^5$, sem compensação, $\gamma_1 = 0$, $\gamma_2 = 0$, $K_D = 11000$, $\lambda = 30$ e $K_P = 500$ | 141 |
| Figura 7.12 - Resposta do sistema com VS-ACC, $T_s = 0,5.10^{-3}$ [s], $m(t) = 3.10^8$, $cl = 1.10^5$, $\gamma_1 = 1000$, $\gamma_2 = 1000$, $K_D = 11000$, $\lambda = 30$ e $K_P = 500$ | 142 |

| | |
|--|-----|
| Figura 7.13 - Resposta do sistema com VS-ACC, $T_s = 0,5 \cdot 10^{-3}$ [s], $m(t) = 3 \cdot 10^8$, $cl = 1 \cdot 10^5$, $\gamma_1 = 50$, $\gamma_2 = 50$, $K_D = 11000$, $\lambda = 30$ e $K_P = 500$ | 143 |
| Figura 7.14 - Resposta do sistema com NFCC, $T_s = 0,5 \cdot 10^{-3}$ [s], $K_V = 90$, $\phi_1/\phi_2 = 1 \times 10^{-14}$, $K_D = 11000$, $\lambda = 30$ e $K_P = 500$ | 145 |
| Figura 7.15 - Comparação entre CC, VS-ACC e NFCC com incerteza paramétrica em β | 146 |
| Figura A.1 - Volume de Controle Fixo..... | 155 |
| Figura A.2 - Escoamento através de um orifício..... | 157 |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|-----------|---|
| A | Área de seção transversal do pistão |
| A_0 | Área do orifício |
| A_i | Área (genérico) |
| A_v | Área da extremidade do carretel |
| $b(x)$ | Função não-linear dependente do estado |
| B | Coefficiente de atrito viscoso do sistema |
| \hat{B} | Coefficiente de atrito viscoso do sistema adaptado |
| B_s | Coefficiente de atrito viscoso do amortecedor da suspensão |
| c | Constante positiva |
| c_{od} | Tensão positiva adicionada pela cartela eletrônica na compensação |
| c_{ce} | Tensão negativa adicionada pela cartela eletrônica na compensação |
| c_d | Coefficiente de descarga |
| cd | Constante positiva para compensar a zona-morta |
| ce | Constante negativa para compensar a zona-morta |
| cl | Camada limite |
| C | Matriz de controlabilidade |
| $C_1(s)$ | Função de transferência |
| $C_2(s)$ | Função de transferência |
| dA | Área elementar |
| e | Erro de saída |

| | |
|--------------------|---|
| $f(y)$ | Função não-linear |
| F | Matriz do sistema na representação de estados |
| F | Força |
| F | Força desejada |
| F_{at} | Força gerada pelo atuador hidráulico na suspensão |
| F_A | Força de atrito |
| F_C | Força de atrito de Coulomb |
| F_L | Força externa que atua na carga |
| F_S | Força de atrito estático |
| $g(x_v, P_\Delta)$ | Função não-linear |
| g_r | Aceleração da gravidade |
| $g_u(u, P_\Delta)$ | Função não-linear |
| G | Vetor de entrada na representação de estados |
| $G_a(s)$ | Função de transferência do atuador |
| $h(x)$ | Função não-linear dependente do estado |
| H | Vetor de saída na representação de estados |
| H_1 | Matriz simétrica definida positiva |
| H_2 | Matriz simétrica definida positiva |
| H_3 | Matriz simétrica definida positiva |
| i | Corrente de entrada da servoválvula |
| I | Matriz identidade |
| k_{df} | Rigidez do defletor |
| k_h | Ganho do amplificador hidráulico |
| k_t | Ganho do motor de torque |

| | |
|------------|---|
| k_w | Constante da mola de realimentação |
| K | Ganho do controlador gerado pelo <i>backstepping</i> (constante positiva) |
| K_1 | Constante |
| K_2 | Constante |
| K_3 | Constante |
| K_A | Ganho de aceleração |
| K_C | Coefficiente de vazão-pressão |
| K_D | Ganho do controlador em cascata (constante positiva) |
| K_{em} | Ganho estático entre a tensão de entrada e a posição do carretel da válvula |
| K_h | Constante hidráulica |
| K_{hu} | Constante hidráulica |
| K_P | Ganho do controlador em cascata (constante positiva) |
| K_{Pr} | Ganho de pressão |
| K_{PROP} | Ganho do controlador proporcional |
| K_Q | Ganho de vazão |
| K_{Qu} | Ganho de vazão |
| K_s | Constante de mola da suspensão |
| K_t | Constante de mola da borracha do pneu do veículo |
| K_v | Ganho do controlador em cascata (constante positiva) |
| l_c | Largura do chaveamento da compensação da zona-morta |
| L | Vetor de ganhos |
| $m(t)$ | Função de modulação |
| \dot{m} | Vazão mássica |
| M | Massa total |

| | |
|--------------------|---|
| \hat{M} | Massa adaptada |
| M_{us} | Massa da montagem da roda do veículo |
| M_S | Massa do chassi do veículo |
| N | Constante positiva |
| N_t | Conjunto invariante |
| O | Matriz de observabilidade |
| P | Pressão |
| P_0 | Pressão de retorno |
| P_1 | Pressão na câmara 1 do cilindro |
| P_2 | Pressão na câmara 2 do cilindro |
| P_a | Pressão na localização “a” |
| P_b | Pressão na localização “b” |
| P_m | Matriz simétrica definida positiva |
| P_{pert} | Perturbação causada pelo não desacoplamento dos subsistemas |
| P_S | Pressão de suprimento |
| P_Δ | Diferença de pressão entre as câmaras do atuador |
| $P_{\Delta d}$ | Diferença de pressão desejada |
| \tilde{P}_Δ | Erro de seguimento de diferença de pressão |
| Pot | Potência hidráulica |
| Q | Vazão volumétrica |
| Q_1 | Vazão da válvula para a câmara 1 do cilindro |
| Q_2 | Vazão da câmara 2 do cilindro para a válvula |
| Q_m | Matriz simétrica definida positiva |
| s | Variável de Laplace |

| | |
|-----------|--|
| t | Variável tempo |
| $T_1(s)$ | Função de transferência |
| $T_2(s)$ | Função de transferência |
| T_s | Período de amostragem |
| u | Entrada de controle |
| u_{ec} | Tensão aplicada na entrada da cartela eletrônica |
| u_{eq} | Tensão equivalente aplicada na entrada da válvula |
| v | Volume total |
| v_1 | Volume na linha 1 |
| v_2 | Volume na linha 2 |
| v_{el1} | Velocidade do fluido (genérico) |
| v_{el2} | Velocidade do fluido (genérico) |
| v_s | Velocidade de Stribeck |
| v_y | Tensão elétrica no transdutor de posição |
| v_{p1} | Tensão elétrica no transdutor de pressão da câmara 1 |
| v_{p2} | Tensão elétrica no transdutor de pressão da câmara 2 |
| V | Função de Lyapunov |
| V_1 | Função não-negativa associada ao subsistema mecânico |
| V_2 | Função não-negativa associada ao subsistema hidráulico |
| w | Diâmetro da válvula |
| W | Vetor de ganhos constantes |
| $W(t)$ | Função real |
| $W(x)$ | Função do estado semi-definida (ou definida) positiva |
| x | Vetor de estados |

| | |
|---------------|---|
| x_{df} | Deslocamento do defletor |
| x_v | Posição do carretel da válvula |
| x_{vd} | Trajatória de posição do carretel desejada |
| x_{vmaxd} | Tensão elétrica com o carretel no máximo deslocamento para a direita |
| x_{vmaxe} | Tensão elétrica com o carretel no máximo deslocamento para a esquerda |
| \tilde{x}_v | Erro de trajetória de posição do carretel |
| y_d | Trajatória desejada |
| y_{d1} | Polinômio de 7ª ordem |
| y_o | Saída na representação de estados |
| \dot{y}_r | Velocidade de referência |
| \tilde{y} | Erro de seguimento de trajetória de posição |
| Y | Regressor |
| $Y(s)$ | Posição do atuador no domínio de Laplace |
| $\dot{Y}(s)$ | Velocidade do atuador no domínio de Laplace |
| $\ddot{Y}(s)$ | Aceleração do atuador no domínio de Laplace |
| z | Medida do erro de velocidade |
| z_{md} | Limite direito da região onde existe a zona-morta |
| z_{me} | Limite esquerdo da região onde existe a zona-morta |
| Z | Altura acima de um nível de referência |
| Z_s | Posição do corpo do carro |
| Z_r | Perturbação de entrada causada por desníveis no terreno |
| Z_u | Posição da montagem da roda do veículo |
| α | Número real |
| $\alpha(x)$ | Lei de controle virtual |

| | |
|------------------|---|
| β | Módulo de elasticidade volumétrica |
| ΔK | Relação entre o ganhos estáticos da válvula: real e nominal |
| ΔP_x | Queda de pressão por orifício |
| ϕ_1 | Ganho do controlador em cascata (constante positiva) |
| ϕ_2 | Ganho do controlador em cascata (constante positiva) |
| γ_1 | Ganho de adaptação |
| γ_2 | Ganho de adaptação |
| Γ | Matriz definida positiva |
| $\eta_{\max}(X)$ | Autovalor máximo de uma matriz X |
| $\eta_{\min}(X)$ | Autovalor mínimo de uma matriz X |
| λ | Ganho do controlador em cascata (constante positiva) |
| θ | Vetor de parâmetros |
| $\hat{\theta}$ | Vetor de parâmetros estimados |
| $\tilde{\theta}$ | Vetor de erro nos parâmetros |
| ρ | Massa específica do fluido |
| ρ_1 | Vetor de erros de seguimento de trajetória |
| ρ_2 | Vetor de erros de seguimento de trajetória |
| ρ_3 | Vetor de erros de seguimento de trajetória |
| σ | Termo de modificação |
| τ_{df} | Torque resultante no defletor |
| τ_v | Constante da válvula |
| ω_{df} | Frequência natural do primeiro estágio defletor |

| | |
|---------------|---|
| ω_n | Frequência natural do atuador |
| ω_{fa} | Frequência de corte do filtro de aceleração |
| ω_{fv} | Frequência de corte do filtro de velocidade |
| ω_{fv} | Frequência de corte do filtro de posição do carretel da válvula |
| ω_{fp} | Frequência de corte do filtro de pressão |
| ω_{fy} | Frequência de corte do filtro de posição |
| ω_v | Constante da válvula |
| Ω | Sistema em malha fechada |
| ξ | Fator de amortecimento do atuador |
| ξ_{df} | Fator de amortecimento do primeiro estágio defletor |
| ξ_v | Fator de amortecimento da válvula |
| ψ_1 | Ganho do controlador gerado pelo <i>backstepping</i> (constante positiva) |
| ψ_2 | Ganho do controlador gerado pelo <i>backstepping</i> (constante positiva) |
| $(.)_0$ | Representa obtido com base nos valores nominais |

1. INTRODUÇÃO

A automatização de processos vem crescendo cada vez mais em diversos setores da atividade humana, o que se deve, dentre outros fatores, à evolução da eletrônica, da informática e dos dispositivos de acionamento e medição. Neste contexto, os sistemas mecânicos têm um papel fundamental na automação de tarefas que exigem o posicionamento de materiais, objetos ou ferramentas. Estes sistemas mecânicos são acionados por atuadores: elétricos, hidráulicos ou pneumáticos.

Dentre outras vantagens, os atuadores hidráulicos apresentam excelentes características de relação força/dimensão e são muito utilizados quando grandes cargas precisam ser manipuladas. Todavia, estes atuadores apresentam características dinâmicas que dificultam seu controle em malha fechada em aplicações que requerem alto desempenho, como no caso de robôs manipuladores.

O estudo das características dinâmicas dos atuadores hidráulicos e o desenvolvimento de algoritmos de controle têm merecido grande interesse da comunidade científica tanto nos seus aspectos teóricos como nos seus aspectos práticos e são o objeto deste trabalho.

Esta tese tem como principal foco o projeto de controladores para atuadores hidráulicos utilizando uma estratégia que interpreta o modelo do atuador como dois subsistemas interconectados, denominada estratégia em cascata, a análise de estabilidade do sistema em malha fechada e a implementação experimental desses controladores.

Neste capítulo, na seção 1.1 descrevem-se os atuadores hidráulicos. Na seção 1.2 apresentam-se algumas aplicações desses atuadores. Na seção 1.3 comenta-se o controle em malha fechada dos atuadores hidráulicos. Na seção 1.4 apresentam-se os objetivos e o enfoque da tese. Na seção 1.5 apresenta-se a organização do texto.

1.1 Atuadores Hidráulicos

O esquema de um atuador hidráulico é mostrado na figura 1.1. Este atuador é composto por uma válvula tipo carretel de 4 vias e centro crítico e de um cilindro hidráulico linear de dupla ação e dupla haste preso a uma carga inercial engastada em uma superfície através de um amortecedor.

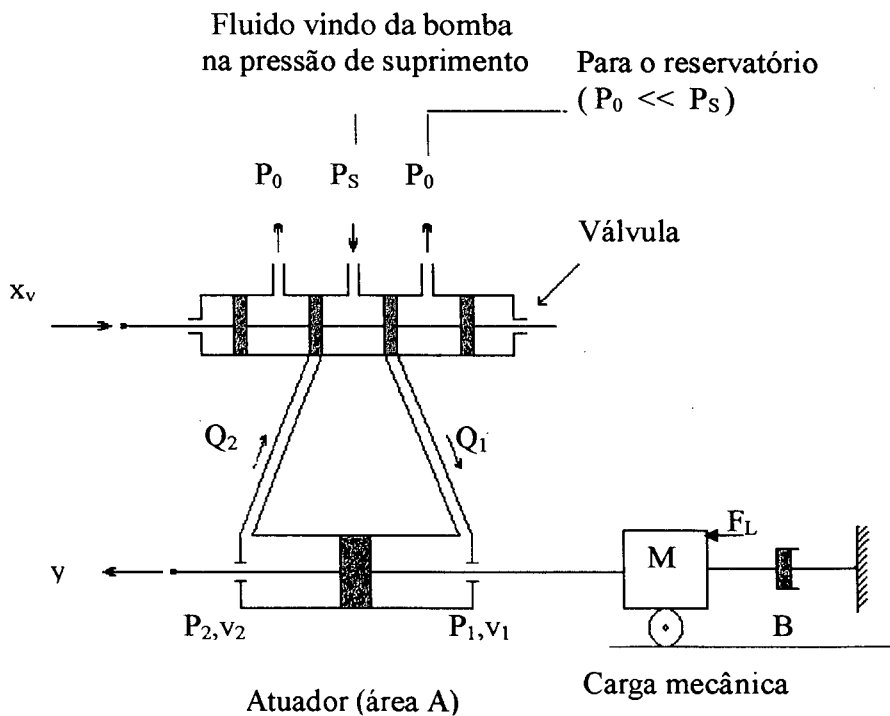


Figura 1.1 - Atuador hidráulico

De uma maneira resumida, pode-se descrever o funcionamento do sistema da figura 1.1 da seguinte forma: uma bomba hidráulica fornece o fluido a uma pressão P_S , quando o carretel da válvula é movimentado através de um comando, por exemplo, para a direita, como P_S é maior do que a pressão na câmara 1 (P_1), surge uma vazão Q_1 na linha 1 no sentido da válvula para a câmara 1 e, como a pressão na câmara 2 (P_2) é maior do que a pressão de retorno (P_0), surge uma vazão Q_2 na linha 2 da câmara 2 para a válvula; então, a pressão na câmara 1 aumenta e a pressão na câmara 2 diminui, causando uma diferença de pressão entre as câmaras do cilindro e provocando uma força no pistão do cilindro no sentido da direita para a esquerda; esta força provoca o deslocamento da carga para a esquerda.

A força gerada por este atuador hidráulico é dada pelo produto da área do pistão pela diferença de pressão entre as câmaras. Dessa forma, trabalhando com valores elevados de pressão é possível gerar grandes forças com atuadores de pequenas dimensões. Essa é a razão pela qual os atuadores hidráulicos apresentam excelentes características de relação força/dimensão.

Além das excelentes características de relação força/dimensão, os atuadores hidráulicos apresentam outras vantagens, tais como:

- velocidade de resposta com rápidas partidas, paradas e inversões de velocidade;
- podem ser operados sob condições contínuas, intermitentes, de reversão e parada repentina sem avarias;
- flexibilidade no projeto devido à disponibilidade tanto de atuadores lineares quanto rotativos.

Por outro lado, os atuadores hidráulicos apresentam algumas características dinâmicas que dificultam as suas aplicações.

Uma dessas características é o comportamento oscilatório e a banda de passagem limitada, como explicado na seqüência.

Uma abertura constante da válvula e uma queda de pressão também constante na válvula resultam em uma vazão constante a qual provoca um deslocamento do pistão em uma velocidade constante. Portanto, se a posição do pistão “y” é considerada a saída, tem-se um comportamento de integrador entre o deslocamento do carretel “ x_v ” e a posição “y” do atuador. Além disso, como o óleo nas duas câmaras é compressível, as duas colunas de óleo agem como duas molas, o que explica a característica oscilatória (HEINTZE, 1997).

Matematicamente, estes comportamentos do atuador hidráulico podem ser descritos por um modelo linear com um pólo na origem e dois pólos complexos conjugados pouco amortecidos, como representado no plano-s na figura 1.2. Estas características podem provocar uma resposta oscilatória e limitar a banda de passagem, o que é indesejável em algumas aplicações.

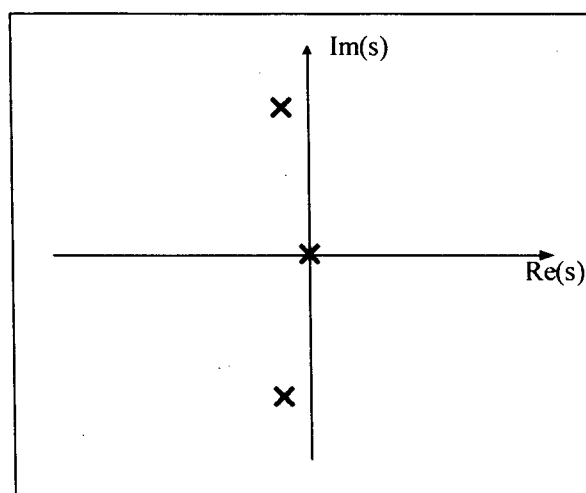


Figura 1.2 –Localização dos pólos no plano-s

Além disso, a relação vazão-pressão é não-linear e existem forças de atrito estático e de atrito de Coulomb. Essas características não-lineares dificultam a aplicação e o projeto de sistemas com atuadores hidráulicos.

Adicionalmente, existem dificuldades na obtenção dos parâmetros do atuador, o que dificulta o projeto do sistema de controle.

O desenvolvimento de novas tecnologias permitiu que algumas dessas dificuldades fossem superadas através de uma maior precisão na fabricação dos componentes ou através de sistemas de controle eletrônicos. Isto possibilitou a aplicação dos atuadores hidráulicos em diversos setores, tais como: agricultura, aviação, automotivo, construção, lazer, manufatura, manuseio de materiais, marinha e transporte (EDGE, 1997). Algumas dessas aplicações são discutidas na próxima seção.

1.2 Aplicações dos Atuadores Hidráulicos

Nesta seção apresentam-se aplicações dos atuadores hidráulicos no setor automotivo (suspensões ativas), na aviação (simuladores de voo) e no manuseio de materiais (robôs hidráulicos).

1.2.1 Suspensões ativas

A figura 1.3 mostra um modelo de suspensão ativa para a quarta parte de um carro (*quarter car model*), onde M_s representa a massa do chassi, M_{us} representa a massa da montagem da roda, K_s e B_s representam a mola e o amortecedor que estão entre o corpo do carro e a montagem da roda, K_t representa o efeito mola da borracha do pneu, F_{at} é a força

gerada pelo atuador hidráulico, Z_s é a posição do corpo do carro, Z_u é a posição da roda do veículo e Z_r é a perturbação de entrada.

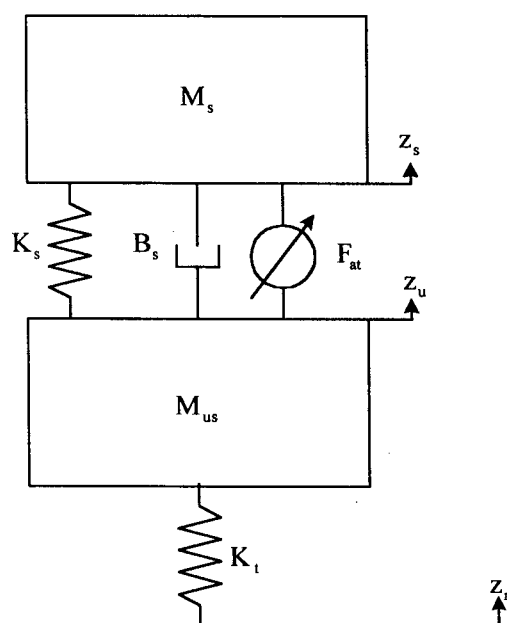


Figura 1.3 – Suspensão ativa

No projeto de uma suspensão ativa de um veículo busca-se melhorar o conforto do passageiro. Uma medida desse conforto é a aceleração vertical experimentada pelo corpo do veículo (massa M_s) (FIALHO e BALAS, 1998). O objetivo do atuador hidráulico neste caso é gerar uma força F_{at} de modo a minimizar esta aceleração.

Uma perturbação no terreno (Z_r) provoca movimento na roda e no corpo do veículo. Para minimizar a aceleração do corpo do veículo é necessário que o atuador hidráulico gere uma força desejada. Assim, o problema de controle de uma suspensão ativa pode ser tratado como um problema de seguimento de uma trajetória de força (ALLEYNE e HEDRICK, 1995).

É importante ressaltar que o deslocamento máximo do atuador hidráulico é limitado pela deflexão da suspensão ($Z_s - Z_w$), ou seja, pelo deslocamento máximo entre o corpo do carro e a montagem da roda.

Algoritmos de controle para suspensões ativas podem ser encontrados em ALLEYNE e HEDRICK (1995), FIALHO e BALAS (1998), LIN e KANELLAPOULOS (1997a, 1997b).

1.2.2 Simuladores de voo

O modelo de um simulador de voo industrial padrão inclui 6 atuadores hidráulicos como mostrado na figura 1.4 (PLUMMER, 1995).

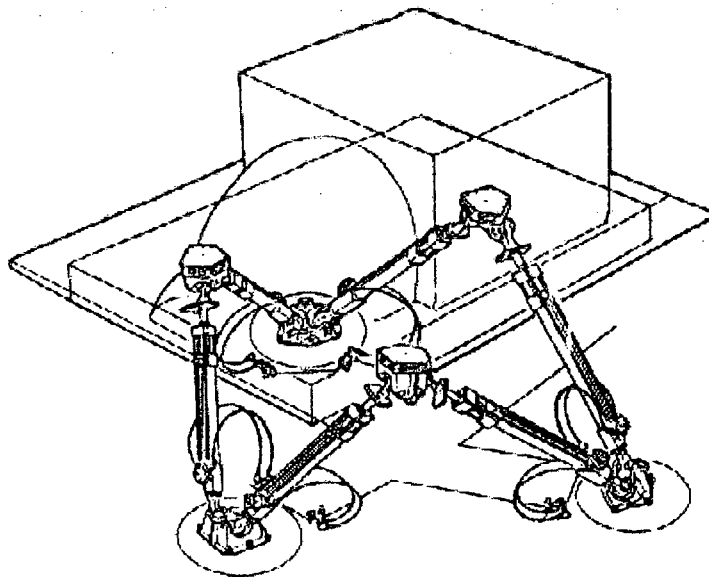


Figura 1.4 – Simulador de voo (PLUMMER, 1995)

Nesta aplicação, o objetivo dos atuadores hidráulicos é transmitir acelerações angulares e lineares para a plataforma do simulador, a qual deve dar ao piloto as mesmas sensações de uma aeronave real, levando em conta as restrições de posição, velocidade e aceleração do movimento do sistema.

A prática usual é gerar as acelerações a partir de um modelo matemático da aeronave e convertê-las em trajetórias de posição desejada para cada atuador. A partir disso, faz-se um controle de posição de malha fechada (PLUMMER, 1995).

Uma alternativa ao método acima é controlar diretamente a aceleração de cada atuador sujeito às restrições no deslocamento máximo e na velocidade máxima de cada atuador, como proposto em PLUMMER (1995).

1.2.3 Robôs hidráulicos

Os robôs industriais são manipuladores reprogramáveis e multifuncionais, projetados para mover materiais, peças, ferramentas ou dispositivos especiais (veja em GROOVER et al. (1989) a definição da Associação das Indústrias de Robótica - RIA, anteriormente o Instituto de Robótica da América).

Os robôs industriais são constituídos de um conjunto de corpos rígidos (elos) estruturados na forma de uma cadeia cinemática, aberta ou fechada.

Os elos de um manipulador são interligados uns aos outros através de juntas, as quais podem ser de revolução ou de translação. Cada junta é acionada por um atuador: elétrico, hidráulico ou pneumático.

Os atuadores elétricos são os mais utilizados, devido à boa precisão e repetibilidade no controle de movimento em malha fechada. Todavia, os atuadores elétricos geralmente não propiciam tanta velocidade ou potência como os atuadores hidráulicos.

Nos robôs acionados eletricamente a dinâmica do atuador é geralmente desprezada representando uma vantagem do ponto de vista de controle, porém o mesmo não pode ser feito para robôs acionados hidráulicamente (HEINTZE, 1997). Devido à compressibilidade do ar, os atuadores pneumáticos apresentam maiores dificuldades de controle, limitando seu uso em aplicações de alto desempenho.

Nos robôs hidráulicos as juntas podem ser de translação ou revolução. Em robôs hidráulicos com juntas de revolução os atuadores hidráulicos podem ser lineares (GUNNARSSON e KRUS, 1994, ANDERSEN et al., 1994, BAUCHSPIESS, 1995, M'SIRDI et al., 1997), rotacionais (HABIBI e GOLDENBERG, 1995, HEINTZE et al., 1997, KWON et al., 1995, SEPEHRI et al., 1990) ou ambos (HABIBI et al., 1994).

Um exemplo de robô hidráulico com juntas rotacionais e atuadores lineares é mostrado na figura 1.5. Para que o efetuador final deste robô desenvolva uma trajetória no espaço é necessário que cada junta siga uma trajetória desejada. Através da configuração mecânica do robô, esta trajetória desejada na junta é obtida fazendo com que cada atuador siga uma trajetória desejada.

O controle de trajetória em atuadores hidráulicos lineares visando a sua aplicação em robôs manipuladores é objeto de estudo desta tese.

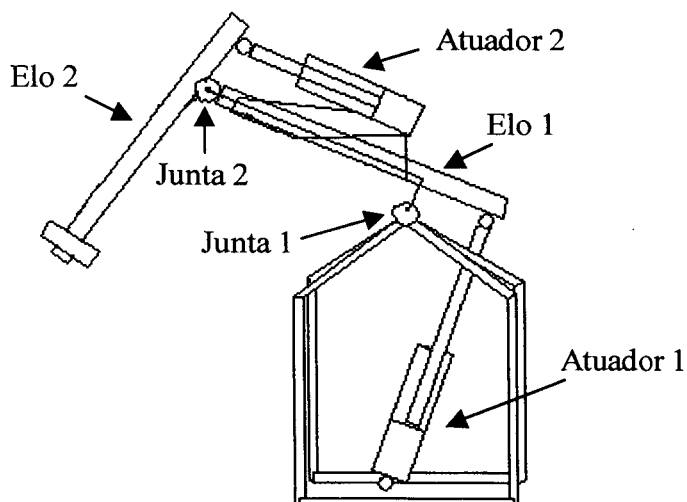


Figura 1.5 - Robô hidráulico (BAUCHSPIESS, 1995)

1.3 O Controle do Atuador Hidráulico

As aplicações dos atuadores hidráulicos normalmente requerem ou o controle da trajetória de força ou o controle da trajetória de posição. Uma visão geral das dificuldades do problema de controle de força em atuadores hidráulicos pode ser encontrada em CUNHA et al. (2000a). Nesta tese, tem-se como objetivo final, o controle da trajetória de posição.

Um esquema de controle em malha fechada de um atuador hidráulico é mostrado na figura 1.6. Neste esquema, a partir da posição desejada " y_d " e da saída do atuador " y ", o controlador calcula o sinal de controle que é aplicado na entrada do atuador de modo que a saída " y " siga " y_d " tão perto quanto possível.

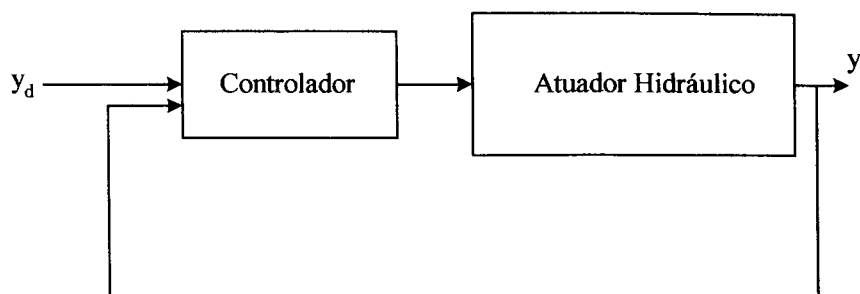


Figura 1.6 – Controle de posição em malha fechada de um atuador hidráulico

As características dos atuadores hidráulicos, ressaltadas na seção 1.1, dificultam a obtenção de bons desempenhos de seguimento em malha fechada. Essas dificuldades, descritas nos capítulos 3 e 5, têm motivado vários trabalhos tanto na proposição de algoritmos como na implementação prática desses algoritmos.

Nesta tese são propostos algoritmos para o controle de trajetória de atuadores hidráulicos e a implementação experimental desses algoritmos.

1.4 Objetivos e Enfoque da Tese

Esta tese tem como objetivos:

- avançar teoricamente no desenvolvimento de algoritmos para vencer as limitações impostas pelos atuadores hidráulicos no seguimento de trajetórias em malha fechada;
- propor uma implementação experimental desses algoritmos.

Do ponto de vista teórico, demonstra-se a influência da dinâmica da válvula no projeto da lei de controle do subsistema hidráulico e propõe-se um novo controlador que inclui a dinâmica da válvula como uma dinâmica de 1ª ordem.

Do ponto de vista experimental, os controladores em cascata são implementados em um atuador hidráulico composto de uma válvula proporcional e de um cilindro de haste passante. Nesta implementação são discutidos os efeitos da zona-morta, dos atritos estático e de Coulomb e de uma compensação proposta. Esta compensação proposta é baseada na zona-morta inversa. Propõe-se também um esquema para medir a posição do carretel da válvula quando a compensação proposta é implementada.

1.5 Organização do Texto

O capítulo 2 trata da modelagem de um atuador hidráulico composto por uma válvula tipo carretel de 4 vias e centro crítico e de um cilindro de dupla haste. São apresentados modelos lineares e não-lineares de 3ª ordem e 4ª ordem e são discutidas as não-linearidades, as incertezas paramétricas e as dinâmicas não-modeladas.

No capítulo 3 analisa-se o controle do atuador hidráulico com diversas técnicas de controle em malha fechada e faz-se uma revisão bibliográfica. São analisados os controladores clássicos, os efeitos da realimentação de pressão e de aceleração, o controlador de estados, a técnica de linearização por realimentação, os controladores adaptativos, controladores gerados a partir da metodologia do *backstepping* e controladores baseados em uma estratégia que interpreta o atuador hidráulico como dois subsistemas.

No capítulo 4 apresentam-se controladores em cascata baseados nos modelos linear e não-linear de 3ª ordem e demonstra-se a limitação causada pela dinâmica da válvula na malha fechada do subsistema hidráulico.

No capítulo 5 propõe-se um controlador em cascata que leva em conta a dinâmica da válvula como uma dinâmica de 1ª ordem. A estabilidade é analisada através do método direto de Lyapunov.

O capítulo 6 trata da implementação experimental dos controladores em cascata: atuador hidráulico, transdutores, sistema de aquisição de dados e controle, parâmetros nominais e trajetória desejada. São descritas as funções da cartela eletrônica usada para acionar a válvula proporcional e são analisados os efeitos dessas funções na relação entre a tensão aplicada na cartela eletrônica e a vazão na válvula. A partir dessas análises propõe-se uma compensação para a zona-morta. Discute-se, também, o ajuste dos ganhos dos controladores em cascata.

No capítulo 7 são apresentados os resultados experimentais para um controlador proporcional e para os controladores em cascata tratados nos capítulos 4 e 5. Discutem-se os efeitos da zona-morta, dos atritos estático e de Coulomb e da compensação proposta nos erros de trajetória e de posicionamento final.

O capítulo 8 apresenta a conclusão do trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

2. MODELAGEM DE UM ATUADOR HIDRÁULICO

2.1 Introdução

Este capítulo trata da modelagem e principais características de um atuador hidráulico composto por uma válvula tipo carretel de 4 vias e centro crítico e de um cilindro hidráulico linear de dupla ação e dupla haste solidário a uma carga inercial engastada em uma superfície através de um amortecedor. Este atuador é mostrado na figura 2.1.

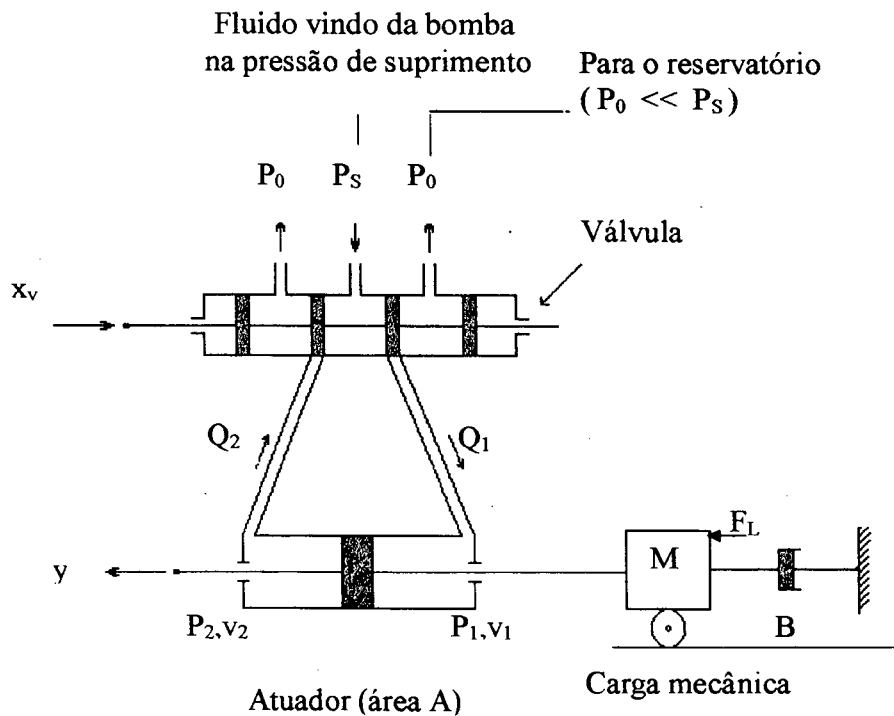


Figura 2.1 - Atuador hidráulico

Neste capítulo, a seção 2.2 trata das válvulas hidráulicas e da equação de vazão em uma válvula tipo carretel de 4 vias e centro crítico. Na seção 2.3 apresenta-se a modelagem do atuador hidráulico mostrado na figura 2.1. A seção 2.4 trata da inclusão da dinâmica da válvula no modelo do sistema. Na seção 2.5 discutem-se algumas não-linearidades, incertezas paramétricas e dinâmicas não-modeladas. A seção 2.6 apresenta as conclusões do capítulo.

2.2 Válvulas Direcionais Continuamente Variáveis

Conforme pôde ser visto na descrição do funcionamento apresentada no capítulo 1, a válvula controla as vazões nas linhas 1 e 2 e, conseqüentemente, a diferença de pressão entre as câmaras do cilindro, sendo considerada o elemento mais importante do atuador hidráulico.

As válvulas são classificadas quanto aos elementos de controle em diferentes tipos: tipo carretel, tipo bocal-defletor e tipo tubo injetor. As válvulas também são classificadas conforme o número de vias pelas quais o fluido entra ou sai da válvula (DE NEGRI, 1988). Uma válvula tipo carretel de 4 vias é mostrada na figura 2.2.

Uma das características construtivas do tipo de válvula é o centro, que relaciona a diferença entre a largura do ressalto do carretel e o comprimento do pórtico como (DE NEGRI, 1988):

- centro subcrítico: quando a largura do ressalto é menor do que o comprimento do pórtico;
- centro crítico: quando a largura do ressalto é igual ao comprimento do pórtico;
- centro supercrítico: quando a largura do ressalto é maior do que o comprimento do pórtico.

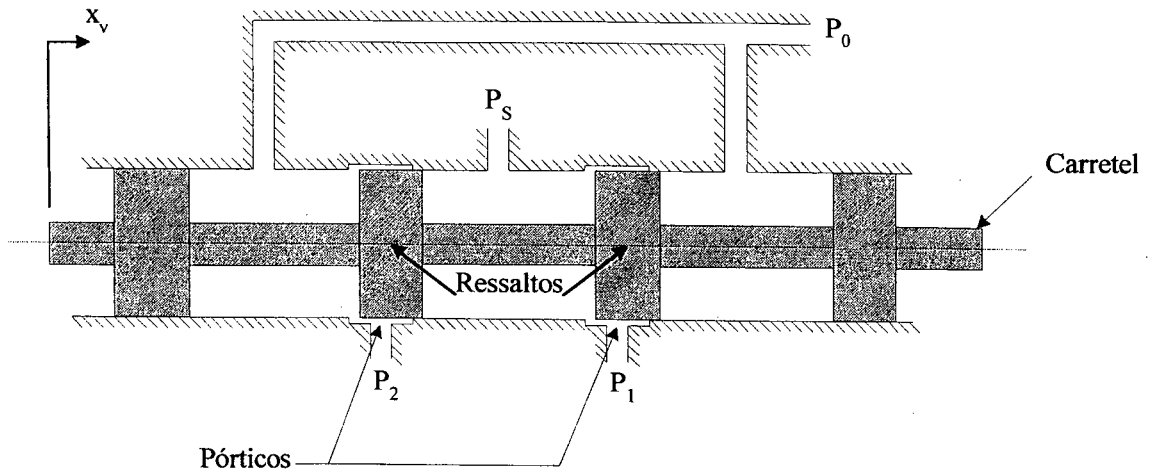


Figura 2.2 – Válvula tipo carretel de 4 vias

As válvulas são classificadas quanto ao tipo de acionamento em elétrico (motor de força ou motor de torque) ou mecânico (direto ou alavanca) (DE NEGRI, 1988). As válvulas de acionamento elétrico são chamadas de válvulas eletro-hidráulicas e produzem uma vazão que pode ser controlada através de um sinal de entrada elétrico.

No caso das válvulas direcionais ON-OFF, um arranjo com solenóide e mola é implementado de modo que: quando o solenóide é energizado, o carretel da válvula é deslocado para a posição final; quando o solenóide é desligado, o carretel retorna para a sua posição inicial.

Nas servoválvulas e válvulas proporcionais, o sinal de acionamento (entrada) é contínuo no tempo e em amplitude, e, desse modo, a área dos orifícios das válvulas pode ser variada de forma contínua e controlada. Conseqüentemente, as perdas de carga podem ser variadas continuamente, e, com isso, a vazão ou a pressão (saída) poderá ser proporcional a um sinal de entrada (LINSINGEN, 2001). Por esse motivo, essas válvulas são chamadas de válvulas direcionais continuamente variáveis.

As servoválvulas foram originalmente desenvolvidas para aplicações militares, particularmente aeronáuticas, sendo posteriormente difundidas para os outros setores da atividade humana (LINSINGEN, 2001). Todavia, devido ao elevado custo, suas aplicações ficaram mais restritas aos processos que justificavam seu emprego e necessitavam de um elevado desempenho, tais como os robôs manipuladores.

Um exemplo de uma servoválvula com uma válvula bocal-defletor fazendo a interface entre o motor de torque e o carretel da válvula é mostrado na figura 2.3 (WATTON, 1989).

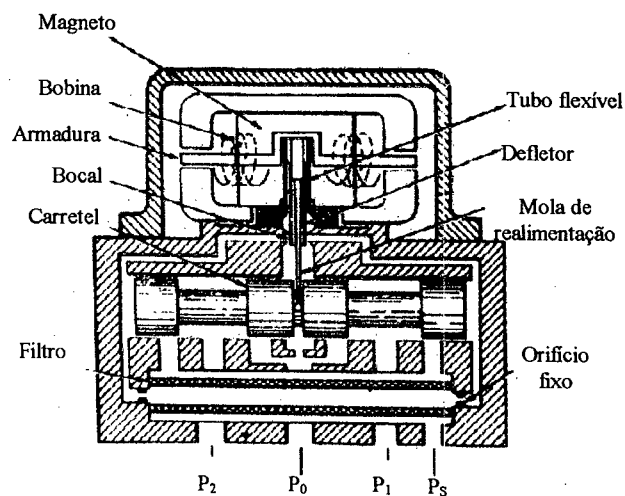


Figura 2.3 – Servoválvula eletro-hidráulica (WATTON, 1989)

Nesta servoválvula, quando uma corrente elétrica circula através da bobina do motor de torque, ele gera uma força eletromagnética que provoca a rotação do defletor, criando uma diferença de pressão entre as extremidades do carretel e causando o movimento do mesmo. Com o movimento do carretel, a mola de realimentação cria um torque no defletor contrário ao

que causou o movimento do carretel fazendo com que o defletor retorne para a condição nula (diferença de pressão entre as extremidades do carretel igual a zero).

No caso das válvulas proporcionais utilizam-se solenóides proporcionais, nos quais a força gerada é proporcional à corrente que circula na bobina. Dessa forma, o deslocamento do carretel da válvula é proporcional ao sinal elétrico aplicado na entrada. As válvulas proporcionais de primeira geração apresentam um menor custo, porém possuem precisão e resposta dinâmica mais limitadas quando comparadas com as servoválvulas. Estes fatores delimitaram o uso entre estas duas tecnologias. Atualmente, as novas gerações de válvulas proporcionais, aliando sofisticação e custo relativamente baixo, têm ampliado as fronteiras do campo de utilização (LINSINGEN, 2001).

Tanto nas válvulas proporcionais como nas servoválvulas, com um sinal elétrico de baixa potência aplicado na entrada pode-se controlar com razoável precisão elementos hidráulicos de alta potência e, por esse motivo, estas válvulas são chamadas de amplificadores hidráulicos.

2.2.1 Válvula tipo carretel de 4 vias e centro crítico

A figura 2.4 mostra uma válvula tipo carretel de 4 vias e centro crítico acoplada a um cilindro hidráulico linear de dupla haste, onde P_1 é a pressão na câmara 1 do cilindro [Pa], P_2 é a pressão na câmara 2 [Pa], Q_1 é a vazão da válvula para a câmara 1 [$m^3 \cdot s^{-1}$], Q_2 é a vazão da câmara 2 para a válvula [$m^3 \cdot s^{-1}$], w é o diâmetro da válvula [m] e x_v é o deslocamento do carretel da válvula.

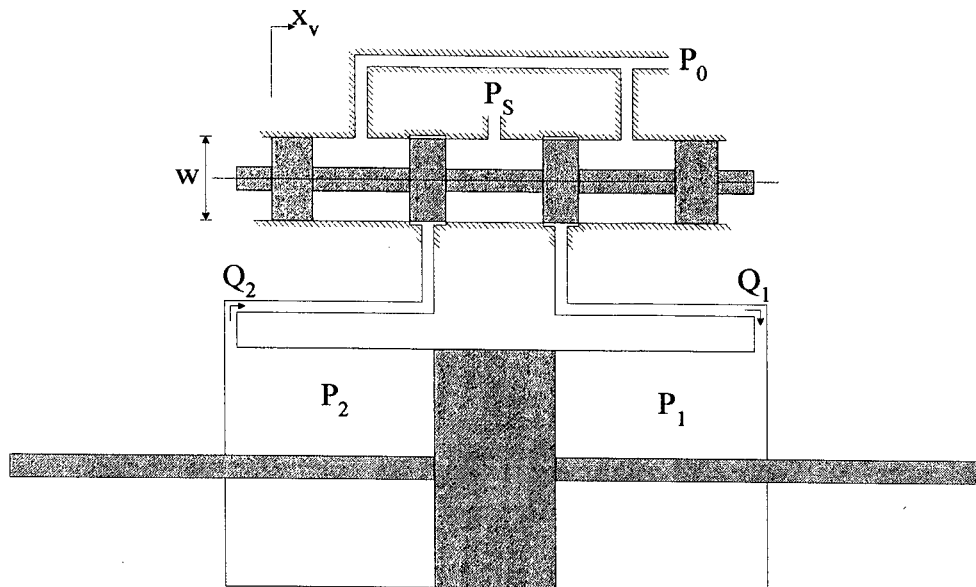


Figura 2.4 - Válvula tipo carretel de 4 vias e centro crítico acoplada a um cilindro

Note que os vazamentos devidos às imperfeições da válvula não estão representados na figura 2.4. Normalmente, estes vazamentos são representados e depois desprezados no cálculo da equação de vazão. Nesta modelagem considera-se a seguinte hipótese:

Hipótese 2.1 – A válvula e o cilindro apresentam construções simétricas e sem imperfeições construtivas, ou seja, não há vazamentos na válvula e nem no cilindro.

De acordo com a figura 2.4, com o sistema em repouso e a válvula na posição central ($x_v = 0$) não há vazão nas linhas 1 e 2. Quando o carretel da válvula é deslocado para a direita ($x_v > 0$), como a pressão P_s é maior do que P_1 , produz-se uma vazão Q_1 no sentido da linha de suprimento para a câmara 1 do atuador, que é dada pela equação de vazão em um orifício (veja equação (A.5) no apêndice A):

$$Q_1 = c_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)}, \quad (2.1)$$

onde ρ é a massa específica do fluido [kg.m^{-3}], c_d é o coeficiente de descarga e A_0 é a área do orifício [m^2].

Considerando a área do orifício (A_0) linearmente proporcional ao deslocamento do carretel da válvula x_v pode-se escrever a equação (2.1) como

$$Q_1 = c x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)}, \quad (2.2)$$

onde $c = c_d \pi w$ é uma constante positiva [m]. Da mesma forma, como P_2 é maior do que P_0 , há uma vazão Q_2 no sentido da câmara 2 para o retorno dada por

$$Q_2 = c x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_0)}. \quad (2.3)$$

Considerando que a pressão de retorno é nula, ou seja,

$$P_0 = 0, \quad (2.4)$$

e que a pressão de suprimento é constante, pode-se escrever

$$P_s = P_1 + P_2 = \text{constante}. \quad (2.5)$$

Da Hipótese 2.1 tem-se

$$Q_1 = Q_2 = Q. \quad (2.6)$$

Definindo a diferença de pressão na carga como

$$P_\Delta = P_1 - P_2 \quad (2.7)$$

e utilizando a equação (2.5), obtém-se as seguintes relações:

$$P_1 = \frac{P_s + P_\Delta}{2} \quad (2.8)$$

$$P_2 = \frac{P_s - P_\Delta}{2}. \quad (2.9)$$

Combinando as equações (2.2), (2.3), (2.6), (2.8) e (2.9), a equação de vazão é dada por

$$Q = c \sqrt{\frac{1}{\rho}} x_v \sqrt{P_s - P_\Delta}. \quad (2.10)$$

Note que a equação (2.10) foi deduzida apenas no sentido $x_v > 0$. Para ser válida nos dois sentidos inclui-se a função sinal ($\text{sgn}(\cdot)$):

$$Q = c \sqrt{\frac{1}{\rho}} x_v \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_v) P_\Delta}. \quad (2.11)$$

Definindo-se $K_h = c \sqrt{\frac{1}{\rho}}$ como uma constante hidráulica [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{N}^{-\frac{1}{2}}$], a equação (2.11) pode ser escrita como

$$Q = K_h x_v \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_v) P_\Delta}. \quad (2.12)$$

Quando se deseja linearizar a equação (2.12), como na prática P_Δ raramente excede $(2/3)P_s$, pode-se utilizar a aproximação binomial obtendo um erro menor do que 10% (STRINGER, 1976). Desta forma, usando série de potência tem-se

$$\sqrt{P_s - \text{sgn}(x_v) P_\Delta} = \sqrt{P_s} \sqrt{1 - \text{sgn}(x_v) \frac{P_\Delta}{P_s}} \approx \sqrt{P_s} \left(1 - \frac{1}{2} \frac{P_\Delta}{P_s} \text{sgn}(x_v) \right) \quad (2.13)$$

Substituindo a equação (2.13) em (2.12) obtém-se

$$Q = \left(K_h \sqrt{P_s} \right) x_v - \left(K_h \frac{\sqrt{P_s}}{2P_s} \text{sgn}(x_v) x_v \right) P_\Delta. \quad (2.14)$$

Como $\text{sgn}(x_v)x_v = |x_v|$, a equação da vazão pode ser escrita como

$$Q = K_Q x_v - K_C P_\Delta, \quad (2.15)$$

onde K_Q é o ganho de vazão [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] e K_C é o coeficiente de vazão-pressão [$\text{m}^5 \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$]:

$$K_Q = K_h \sqrt{P_S} \quad (2.16)$$

$$K_C = K_h \frac{\sqrt{P_S}}{2P_S} |x_v|. \quad (2.17)$$

2.3 Modelagem de um Atuador Hidráulico

Nesta seção apresenta-se a modelagem do atuador mostrado na figura 2.1, onde M é a massa total (massa do atuador mais a da carga) [kg], B representa a soma dos atritos viscosos do sistema [$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$], F_L é uma força externa que atua na carga [N], P_1 é a pressão na câmara 1 do cilindro [Pa], P_2 é a pressão na câmara 2 do cilindro [Pa], Q_1 é a vazão da válvula para a câmara 1 do cilindro [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$], Q_2 é a vazão da câmara 2 do cilindro para a válvula [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$], P_S é a pressão de suprimento [Pa], P_0 é a pressão de retorno [Pa], A é a área de seção transversal do pistão [m^2], v_1 e v_2 são os volumes nas linhas 1 e 2 respectivamente [m^3], x_v é o deslocamento do carretel da válvula [m] e “ y ” é a posição do pistão (“saída do atuador”).

Observação 2.1 – Nesta seção a dinâmica da válvula é desprezada, de modo que existe um ganho estático K_{em} [$\text{m} \cdot \text{V}^{-1}$] (constante eletromecânica) entre a entrada de controle “ u ” [V] e o deslocamento do carretel da válvula:

$$x_v = K_{em} u \quad (2.18)$$

2.3.1 Sistema não-linear de 3ª ordem

A dinâmica mecânica da carga é obtida aplicando-se a segunda lei de Newton:

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = A(P_1 - P_2) + F_L, \quad (2.19)$$

onde $A(P_1 - P_2)$ é a força que atua na carga devido à diferença de pressão entre as câmaras 1 e 2.

A relação entre a vazão e a variação de volume nas câmaras do cilindro é dada por (veja lei da conservação da massa no apêndice A)

$$\rho Q_1 = \frac{d}{dt}(\rho v_1) \quad (2.20)$$

$$\rho Q_2 = -\frac{d}{dt}(\rho v_2), \quad (2.21)$$

que podem ser escritas como

$$Q_1 = \frac{\dot{\rho}v_1 + \rho\dot{v}_1}{\rho} \quad (2.22)$$

$$Q_2 = -\left(\frac{\dot{\rho}v_2 + \rho\dot{v}_2}{\rho}\right). \quad (2.23)$$

Escrevendo a massa específica ρ em função do módulo de elasticidade volumétrica β [Pa] (veja equação (A.2) no apêndice A) e substituindo nas equações (2.22) e (2.23) obtém-se

$$Q_1 = \frac{v_1\dot{P}_1}{\beta} + \dot{v}_1 \quad (2.24)$$

$$Q_2 = -\left(\frac{v_2\dot{P}_2}{\beta} + \dot{v}_2\right). \quad (2.25)$$

Considerando que os volumes nas canalizações 1 e 2 são iguais (simetria na construção) e definindo o volume total como $v = v_1 + v_2$ [m³], pode-se escrever $v_1 = \frac{v}{2} + Ay$ e $v_2 = \frac{v}{2} - Ay$. Assim, as equações (2.24) e (2.25) podem ser escritas como

$$Q_1 = \frac{\left(\frac{v}{2} + Ay\right)\dot{P}_1}{\beta} + A\dot{y} \quad (2.26)$$

$$Q_2 = - \left[\frac{\left(\frac{v}{2} - Ay\right)\dot{P}_2}{\beta} - A\dot{y} \right]. \quad (2.27)$$

Igualando a equação (2.12) com as equações (2.26) e (2.27) tem-se

$$K_h x_v \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_v)P_\Delta} = \frac{\left(\frac{v}{2} + Ay\right)\dot{P}_1}{\beta} + A\dot{y} \quad (2.28)$$

$$K_h x_v \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_v)P_\Delta} = - \left[\frac{\left(\frac{v}{2} - Ay\right)\dot{P}_2}{\beta} - A\dot{y} \right]. \quad (2.29)$$

Isolando as derivadas temporais das pressões 1 e 2 nas equações (2.28) e (2.29) obtém-se

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{\left(\frac{v}{2} + Ay\right)} \left[K_h x_v \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_v)P_\Delta} - A\dot{y} \right] \quad (2.30)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{-\beta}{\left(\frac{v}{2} - Ay\right)} \left[K_h x_v \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_v)P_\Delta} - A\dot{y} \right]. \quad (2.31)$$

Substituindo as equações (2.30) e (2.31) na derivada temporal de (2.7) resulta que a derivada da diferença de pressão é dada por

$$\dot{P}_\Delta = -fA\dot{y} + fK_h x_v g, \quad (2.32)$$

onde $f = f(y) = \frac{\beta v}{\left(\frac{v}{2}\right)^2 - (Ay)^2}$ [Pa.m⁻³] e $g = g(x_v, P_\Delta) = \sqrt{(P_s - \text{sgn}(x_v)P_\Delta)}$ [Pa^{1/2}].

As equações (2.19) e (2.32) formam o conjunto de equações que descreve o modelo não-linear de 3ª ordem do sistema mostrado na figura 2.1, com o deslocamento do carretel da válvula como entrada e a posição do pistão como saída:

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = AP_\Delta + F_L \quad (2.33)$$

$$\dot{P}_\Delta = -fA\dot{y} + fK_h x_v g. \quad (2.34)$$

Desprezando a dinâmica da válvula (Observação 2.1) no sistema (2.33) e (2.34) obtém-se

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = AP_\Delta + F_L \quad (2.35)$$

$$\dot{P}_\Delta = -fA\dot{y} + fK_{hu} u g_u, \quad (2.36)$$

onde $g_u = g_u(u, P_\Delta) = \sqrt{(P_s - \text{sgn}(u)P_\Delta)}$ [Pa^{1/2}] e K_{hu} é a constante hidráulica [m⁴.s⁻¹.V⁻¹.N^{-1/2}] dada por

$$K_{hu} = K_{em} K_h. \quad (2.37)$$

Observação 2.2 - As não-linearidades apresentadas neste modelo são a raiz quadrada, a função sinal (sgn(u)) em $g_u(u, P_\Delta)$ e o termo dependente do quadrado da posição no denominador (função f(y)).

Observação 2.3 - Quando a dinâmica da válvula é desprezada o sistema apresenta grau relativo^{2.1} “3”. Pode-se ainda observar que a entrada de controle “u” controla a derivada da diferença de pressão e, conseqüentemente, a derivada da força gerada ao invés da força gerada. Este é o motivo pelo qual os atuadores hidráulicos não são considerados como geradores diretos de força (ou torque) como normalmente acontece com os atuadores elétricos.

Observação 2.4 - Alguns autores (ALLEYNE, 1996, YAO et al., 1998, LIN e KANELLAKOPOULOS, 1997b) consideram uma pequena variação de “y” em torno da

origem de modo que $f(y) = \frac{\beta v}{\left(\frac{v}{2}\right)^2 - (Ay)^2} \approx \frac{4\beta}{v}$. Assim, a equação (2.34) é escrita como

$$\dot{P}_\Delta = -\frac{4\beta}{v} A\dot{y} + \frac{4\beta}{v} K_h x_v g \quad (2.38)$$

2.3.2 Sistema linear de 3ª ordem

Utilizando a aproximação mostrada na Observação 2.4 e aplicando a mesma aproximação binomial descrita na equação (2.13), obtém-se

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = AP_\Delta + F_L \quad (2.39)$$

$$\dot{P}_\Delta = \frac{4\beta}{v} \left\{ K_h \sqrt{P_s} x_v - K_h \frac{\sqrt{P_s}}{2P_s} |x_v| P_\Delta - A\dot{y} \right\}. \quad (2.40)$$

Considerando $F_L = 0$ e utilizando as definições de K_Q (2.16) e K_C (2.17), as equações (2.39) e (2.40) podem ser escritas como

^{2.1} O grau relativo em um sistema não-linear é o número de vezes que a saída deve ser derivada para se obter a entrada de controle (KHALIL, 1996).

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = AP_{\Delta} \quad (2.41)$$

$$\dot{P}_{\Delta} = \frac{4\beta}{v} (K_Q x_v - K_C P_{\Delta} - A\dot{y}) \quad (2.42)$$

Considerando a relação entre a entrada de controle e o deslocamento do carretel como uma constante K_{em} (Observação 2.1) no sistema (2.41) e (2.42), tem-se que o sistema linear relacionando a entrada de controle “u” com a saída do atuador “y” é dado por

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = AP_{\Delta} \quad (2.43)$$

$$\dot{P}_{\Delta} = \frac{4\beta}{v} (K_{Qu} u - K_C P_{\Delta} - A\dot{y}), \quad (2.44)$$

onde o ganho de vazão $K_{Qu} [m^3 \cdot s^{-1} \cdot V^{-1}]$ é dado por

$$K_{Qu} = K_{em} K_Q = K_{hu} \sqrt{P_s}. \quad (2.45)$$

O coeficiente de vazão-pressão K_C pode ser calculado em função de “u” como

$$K_C = K_h \frac{\sqrt{P_s}}{2P_s} |x_v| = K_{hu} \frac{\sqrt{P_s}}{2P_s} |u|. \quad (2.46)$$

Escolhendo o vetor de estados como $x = [y \quad \dot{y} \quad P_{\Delta}]^T$ pode-se escrever o sistema na representação de estados como

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Fx + Gu \\ y_o &= Hx, \end{aligned} \quad (2.47)$$

onde y_o é a saída, $F = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\frac{B}{M} & \frac{A}{M} \\ 0 & -\frac{4\beta A}{v} & -\frac{4\beta K_C}{v} \end{bmatrix}$ é a matriz do sistema, $G = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{4\beta K_{Qu}}{v} \end{bmatrix}$ é o vetor

de entrada e $H = [1 \quad 0 \quad 0]$ é o vetor de saída.

Combinando as equações (2.43) e (2.44) obtém-se uma função de transferência $G_a(s)$ de terceira ordem relacionando a entrada “u” à saída “y”:

$$G_a(s) = \frac{4\beta A}{v M} K_{Qu} \frac{1}{s(s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2)}, \quad (2.48)$$

onde

$$\omega_n = 2\sqrt{\frac{\beta}{Mv}(A^2 + BK_c)} \quad (2.49)$$

$$\xi = \frac{\frac{B}{M} + \frac{4\beta}{v} K_c}{4\left[\sqrt{\frac{\beta}{Mv}(A^2 + BK_c)}\right]}. \quad (2.50)$$

O valor de K_c é normalmente muito pequeno, de tal forma que se $A^2 \gg BK_c$ as equações (2.49) e (2.50) podem ser escritas como

$$\omega_n = 2A\sqrt{\frac{\beta}{Mv}} \quad (2.51)$$

$$\xi = \frac{\frac{B}{M} + \frac{4\beta}{v} K_c}{4A\sqrt{\frac{\beta}{Mv}}} \quad (2.52)$$

Nas equações (2.48), (2.51) e (2.52), substituindo os parâmetros do sistema por valores numéricos normalmente encontrados em aplicações reais, tem-se que o sistema linearizado apresenta um pólo na origem e dois pólos complexos conjugados. Somente no caso de um sistema com um coeficiente de atrito viscoso muito alto o sistema teria um pólo na origem e dois pólos sobre o eixo real.

Observação 2.5 - O modelo linear pode também ser obtido aplicando-se a série de Taylor no modelo não-linear do atuador hidráulico.

2.4 Inclusão da Dinâmica da Válvula

Normalmente utiliza-se como servoválvula um conjunto de válvulas do tipo bocal-defletor (*flapper-nozzle*) e carretel como foi mostrado na figura 2.3 (WATTON, 1989).

Existem muitas não-linearidades associadas com a servoválvula (ALLEYNE, 1996):

- forças de escoamento no carretel da válvula;
- saturação devido ao deslocamento máximo do defletor;
- atrito no carretel;
- zona-morta quando a válvula é supercrítica.

Desprezando estas não-linearidades e de acordo com a descrição do funcionamento da servoválvula mostrada na figura 2.3, pode-se obter a relação entre a corrente de entrada “i” [A] e a posição do carretel “x_v” [m] da seguinte forma (FITZSIMONS e PALAZZOLO, 1996):

- o torque resultante no defletor τ_{df} [N.m] é dado por

$$\tau_{df} = k_t i - k_w x_v, \quad (2.53)$$

onde k_t é o ganho do motor de torque [N.m.A⁻¹] e k_w é a constante da mola de realimentação [N.m.m⁻¹];

- a equação do movimento do defletor pode ser escrita na forma

$$\ddot{x}_{df} + 2\xi_{df}\omega_{df}\dot{x}_{df} + \omega_{df}^2 x_{df} = \left(\frac{\omega_{df}^2}{k_{df}} \right) \tau_{df}, \quad (2.54)$$

onde x_{df} é o deslocamento do defletor [m], k_{df} é a rigidez do defletor [N.m.m⁻¹], ω_{df} é a frequência natural do primeiro estágio defletor e ξ_{df} é o fator de amortecimento do primeiro estágio defletor;

- a relação entre a posição do defletor e a velocidade do carretel é definida como

$$k_h x_{df} = A_v \dot{x}_v, \quad (2.55)$$

onde A_v é a área da extremidade do carretel [m²] e k_h é o ganho do amplificador hidráulico [m/s];

- um diagrama de blocos desta servoválvula bocal-defletor é apresentado na figura 2.5 e a função de transferência entre a corrente de entrada “i” e a posição do carretel x_v é dada por

$$G_{sv} = \frac{\frac{k_h \omega_{df}^2}{A_v k_{df}} k_t}{\left(s^3 + 2\xi_{df} \omega_{df} s^2 + \omega_{df}^2 s + \frac{k_w k_h \omega_{df}^2}{A_v k_{df}} \right)}. \quad (2.56)$$

Pela dedução apresentada, desprezando as não-linearidades da servoválvula, tem-se que a dinâmica da válvula pode ser descrita por uma função de transferência de 3^a ordem.

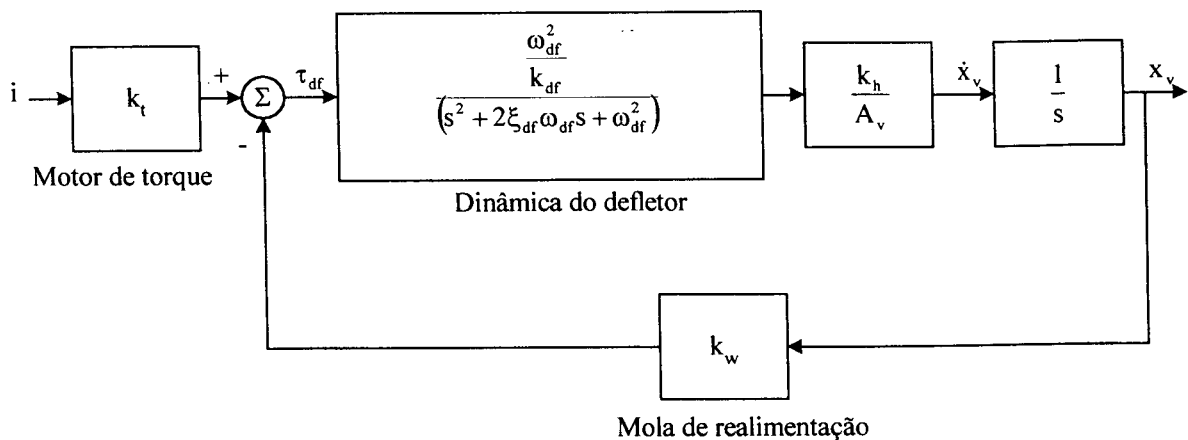


Figura 2.5 – Diagrama de blocos da válvula bocal-defletor com mola de realimentação

Utilizando um modelo linear de 3ª ordem, ALLEYNE (1996) obtém os seguintes pólos para a servoválvula 760-103A MOOG: dois pólos complexos conjugados em $(-1761,6 \pm j 4740,7)$ e um pólo real em $(-157,3)$. Como a resposta dos pólos complexos é de uma ordem de magnitude mais rápida do que o pólo real, o modelo de 3ª ordem é reduzido para um modelo de 1ª ordem com um pólo na mesma localização do que o pólo real do modelo de 3ª ordem $(-157,3)$. A resposta em frequência do modelo de 1ª ordem é similar à resposta em frequência do modelo de 3ª ordem para frequências abaixo de 200Hz.

Por isso, pode-se aproximar a dinâmica de terceira ordem por uma dinâmica de primeira ordem, com uma constante de tempo a ser determinada empiricamente (ALLEYNE e HEDRICK, 1995). Esta aproximação é usada por vários autores (YAO et al., 1998, FIALHO e BALAS, 1998, LIN e KANELLAKOPOULOS, 1997a, 1997b).

Cabe ressaltar, que na prática um amplificador precede o motor de torque do defletor e fornece a conversão necessária da tensão de entrada do amplificador para a corrente do motor de torque (ALLEYNE, 1996).

Assim sendo, neste trabalho aproxima-se a dinâmica da válvula por uma dinâmica de 1ª ordem dada por

$$\dot{x}_v = -\frac{1}{\tau_v} x_v + \frac{K_{em}}{\tau_v} u, \quad (2.57)$$

onde “u” é a tensão de entrada da servoválvula [V] (entrada de controle do atuador) e τ_v e K_{em} são constantes da válvula.

Combinando a equação (2.57) com as equações (2.33) e (2.34) obtém-se o modelo não-linear de 4ª ordem do atuador hidráulico que inclui a dinâmica da válvula como uma dinâmica de 1ª ordem:

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = AP_{\Delta} + F_L \quad (2.58)$$

$$\dot{P}_{\Delta} = -fA\dot{y} + fK_h x_v g \quad (2.59)$$

$$\dot{x}_v = -\omega_v x_v + K_{em} \omega_v u, \quad (2.60)$$

onde $\omega_v = 1/\tau_v$.

Observação 2.6 - Quando a dinâmica da válvula é considerada como de 1ª ordem o sistema apresenta grau relativo “4”.

O modelo linear de 4ª ordem é obtido combinando as equações (2.57), (2.41) e (2.42):

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = AP_{\Delta} \quad (2.61)$$

$$\dot{P}_{\Delta} = \frac{4\beta}{V} (K_Q x_v - K_C P_{\Delta} - A\dot{y}) \quad (2.62)$$

$$\dot{x}_v = -\omega_v x_v + K_{em} \omega_v u. \quad (2.63)$$

Observação 2.7 - No caso de uma válvula proporcional de um estágio com controle de posição, tem-se uma dinâmica elétrica de 1ª ordem em série com uma dinâmica mecânica de 2ª ordem, resultando em uma dinâmica de 3ª ordem. A posição do carretel é normalmente usada para um controle de malha fechada feito através de um circuito eletrônico. Em ANDRIGHETTO (1996) a dinâmica de uma válvula proporcional deste tipo é considerada como de 2ª ordem:

$$\ddot{x}_v = -2\xi_v \omega_v \dot{x}_v - \omega_v^2 x_v + K_{em} \omega_v^2 u, \quad (2.64)$$

onde ξ_v é o fator de amortecimento da válvula.

2.5 Comentários sobre a Modelagem, Incertezas nos Parâmetros e

Não-Linearidades

Nesta seção discutem-se algumas das considerações feitas durante a modelagem e o efeito das incertezas e das não-linearidades no modelo do sistema.

2.5.1 Vazamentos e ganho de vazão-pressão (K_C)

Pela equação (2.46), o valor de K_C é nulo ($K_C = 0$) para linearização em torno da origem ($x_v = 0, u = 0$). Na prática, o valor de K_C não é nulo devido aos vazamentos na válvula.

ANDRIGHETTO (1996) discute métodos práticos para a determinação de K_C e ressalta que o valor de K_C calculado a partir de expressões analíticas difere significativamente dos valores práticos, devido às expressões analíticas serem deduzidas sem considerar os vazamentos na válvula.

O vazamento no cilindro, quando considerado, é normalmente modelado como o produto de uma constante C_t com a diferença de pressão P_Δ , ou seja, para o modelo linear o vazamento pode ser somado ao valor da constante K_C (STRINGER, 1976).

Pela equação (2.52) nota-se que quanto maior o valor de K_C maior é o amortecimento do sistema. Portanto, o amortecimento do sistema pode ser aumentado introduzindo-se um vazamento entre as câmaras do atuador.

2.5.2 Dinâmica das tubulações

Quando a tubulação entre a válvula e o cilindro hidráulico tem um grande comprimento ela pode originar um comportamento dinâmico considerável. Este fenômeno é chamado de dinâmica devido às tubulações. Esta dinâmica pode ser representada como um

sistema de 2ª ordem com pólos pouco amortecidos em série com a dinâmica da válvula (HEINTZE, 1997). O amortecimento e a frequência natural dos pólos depende do comprimento e do material da tubulação.

2.5.3 Módulo de elasticidade volumétrica (β)

O módulo de elasticidade volumétrica é de difícil determinação e segundo WATTON (1989) este é um dos parâmetros do fluido que causa a maior preocupação em sua validação numérica. O valor do módulo de elasticidade volumétrica equivalente ou efetivo do óleo em uma câmara é assumido como sendo a combinação do módulo de elasticidade volumétrica do óleo sem ar, do módulo de elasticidade volumétrica do ar contido na câmara e do módulo de elasticidade volumétrica da câmara (JINGHONG, 1994). Além disso, o valor do mesmo depende da pressão e da temperatura do fluido.

Das equações (2.51) e (2.52) verifica-se que o valor do módulo de elasticidade volumétrica influencia os valores da frequência natural e do fator de amortecimento do sistema. Verifica-se, também, que a incerteza neste parâmetro provoca incerteza nos elementos da matriz F e do vetor de entrada G na equação (2.47).

Portanto, a incerteza no módulo de elasticidade volumétrica dificulta o projeto de controladores baseados no modelo linear, como é o caso dos controladores clássicos e do controlador de estados.

Da mesma forma a incerteza no valor do módulo de elasticidade volumétrica causa um erro no cálculo da função $f(y)$, o que dificulta a linearização por meio de uma realimentação quando um controlador não-linear é usado para cancelar a função não-linear $f(y)$ dada na equação (2.32).

2.5.4 Constante hidráulica (K_h ou K_{hu}) e ganho de vazão (K_Q ou K_{Qu})

O valor da constante hidráulica K_h é de difícil determinação através dos manuais e catálogos fornecidos pelos fabricantes. Como normalmente as válvulas são acionadas através de cartelas eletrônicas, os ajustes que podem ser feitos nas mesmas alteram o valor de K_h . Um outro fator que dificulta a sua determinação é a existência de uma zona-morta. Assim, pode-se, a partir das informações apresentadas pelo fabricante obter apenas uma estimativa do valor de K_h .

O valor de K_Q é válido apenas no ponto onde o modelo foi linearizado. Quando o sistema opera fora deste ponto este parâmetro contém uma incerteza. Além disso, a incerteza em K_h significa uma incerteza em K_Q se o mesmo é calculado pela equação (2.16).

Pela equação (2.48) tem-se que K_{Qu} (K_Q) altera o ganho DC da função de transferência de malha aberta. As incertezas em K_{Qu} dificultam o projeto de controladores baseados no modelo linear do atuador.

2.5.5 – Dinâmica da válvula (ω_v)

Na modelagem da servoválvula bocal-defletor apresentada na seção 2.4, desprezou-se as não-linearidades da servoválvula, obtendo-se uma função de transferência de 3ª ordem relacionando a corrente de entrada com a posição do carretel da válvula.

Todavia, estas não-linearidades desprezadas afetam significativamente o comportamento dinâmico da válvula. Para uma dada válvula, dentre outros fatores, a resposta dinâmica real varia com as condições de operação tais como pressão de suprimento, nível do sinal de entrada e temperatura do fluido hidráulico (THAYER, 1965).

Para efeito de projeto e análise geralmente aproxima-se a dinâmica da válvula por uma função de transferência de primeira, segunda ou terceira ordem. Devido à resposta dinâmica de uma válvula depender da amplitude do sinal de entrada, os fabricantes normalmente fornecem ou a resposta em frequência ou o tempo de resposta para entradas de 10% e 100% do valor máximo do sinal de entrada. Portanto, existe uma incerteza paramétrica associada aos parâmetros da válvula.

2.5.6 Volume(v), área(A), massa(M) e coeficiente de amortecimento viscoso(B)

O volume e a área normalmente não apresentam dificuldades em sua medição e podem ser determinados com a precisão necessária.

A massa do sistema é a soma da massa do atuador, da massa de fluido deslocada e da massa da carga. Da mesma forma que o módulo de elasticidade volumétrica, este parâmetro influencia os valores da frequência natural (2.51) e do fator de amortecimento (2.52).

Normalmente, o atrito viscoso do sistema depende mais do atrito viscoso da carga do que do atrito viscoso no cilindro do atuador. Em ANDRIGHETTO (1996), o atuador é deslocado em velocidade constante e o coeficiente de amortecimento viscoso é calculado dividindo o produto da diferença de pressão vezes a área pela velocidade. O coeficiente de amortecimento viscoso resultante é dado pela média dos coeficientes obtidos. Este parâmetro influencia o valor do fator de amortecimento do sistema (2.52).

2.5.7 Aproximação da função não-linear $f(y)$ por uma constante

A função não-linear $f(y)$ está definida em (2.32) como

$$f(y) = \frac{\beta v}{\left(\frac{v}{2}\right)^2 - (Ay)^2}. \quad (2.65)$$

Conforme citado na Observação 2.4, alguns autores aproximam esta função pela constante $4\beta/v$. Isto também ocorre no modelo linearizado em torno da origem. Isto significa que quando o sistema opera fora da origem o valor de $f(y)$ difere de $4\beta/v$ e, conseqüentemente, o sistema apresenta uma freqüência natural e fator de amortecimento diferentes dos calculados em (2.51) e (2.52).

Esta diferença entre o valor da constante $4\beta/v$ e do valor $f(y)$ torna-se significativa no caso de um atuador de curso grande. Para exemplificar, suponha um cilindro com haste passante de 1 [m] de curso ($\pm 0,5$ [m] em torno da posição central), volume das linhas 1 e 2 ($v = 9,5583 \cdot 10^{-4}$ [m³]), área ($A = 7,6576 \cdot 10^{-4}$ [m²]) e módulo de elasticidade volumétrica ($\beta = 10^9$ [Pa]). O gráfico da variação de $f(y)$ em função de y para este atuador é mostrado na figura 2.6.

Observa-se na figura 2.6 que o valor da função $f(y)$ na posição $y = 0,3$ [m] é aproximadamente 1,3 vezes o valor de $4\beta/v$.

Observação 2.8 - Do equacionamento do modelo linear verifica-se que a freqüência natural é função desta aproximação. Assim, a freqüência natural do atuador aumenta à medida que o mesmo se afasta da posição central.

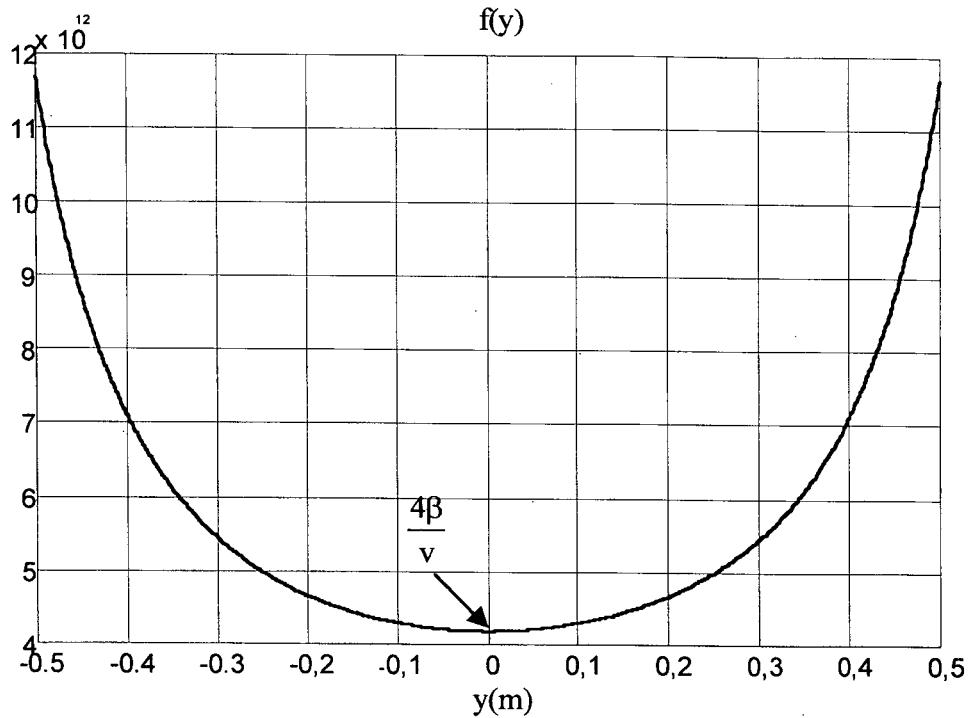


Figura 2.6 – Função não-linear $f(y)$ versus posição do pistão

2.5.8 Zona-morta

Em dispositivos físicos, a zona-morta é caracterizada pela ausência de mudança na saída do dispositivo até que a entrada atinja certa magnitude. Na válvula, a zona-morta ocorre principalmente devido ao tamanho do ressalto do carretel ser maior do que o do pórtico, o que caracteriza uma válvula de centro supercrítico. Dessa forma, quando o carretel é movimentado existe uma região em que não há vazão, como mostrado na figura 2.7, e, conseqüentemente a não alteração da posição do atuador (y).

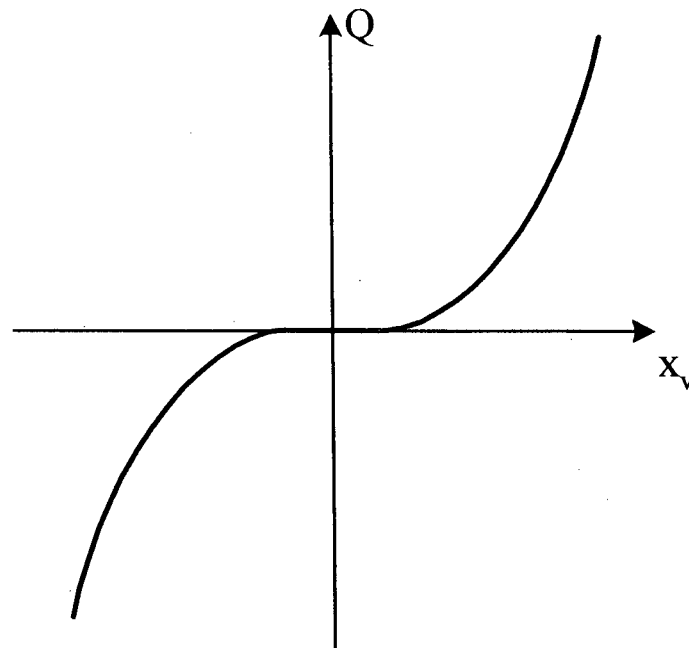


Figura 2.7 – Zona-morta

Do ponto de vista de sistemas não-lineares a zona-morta é uma não-linearidade sem memória, o que significa que a sua saída depende apenas do valor da entrada atual e que sua função descritiva é dada por uma função real sem deslocamento de fase.

O problema da zona-morta é mais crítico em válvulas proporcionais, onde o valor da zona-morta é, geralmente, de ± 5 a $\pm 20\%$ do valor máximo da entrada (ANDRIGHETTO, 1996).

2.5.9 Atrito

Na modelagem do cilindro hidráulico apenas o atrito viscoso foi considerado explicitamente. Contudo, o atrito estático e o atrito de Coulomb normalmente representam uma importante parcela em um sistema de posicionamento hidráulico.

Em MANHARTSGRUBER e SHEIDL (1998) o atrito em um atuador hidráulico é dado por

$$F_A = \left[F_C + (F_S - F_C) e^{-\left(\frac{|\dot{y}|}{v_s}\right)} \right] \text{sgn}(\dot{y}) + B \cdot \dot{y} \text{ para } \dot{y} \neq 0, \quad (2.66)$$

onde F_A é a força de atrito [N], F_S é a força de atrito estático [N], F_C é a força de atrito de Coulomb [N] e v_s é a velocidade de Stribeck [m/s].

Um gráfico da força de atrito em função da velocidade, equação (2.66), é mostrado na figura 2.8. Note que este modelo estabelece uma relação estática entre a força de atrito F_A e a velocidade \dot{y} . Portanto, este modelo não é capaz de mostrar os comportamentos dinâmicos do atrito. Modelos dinâmicos para o atrito podem ser encontrados em TAFAZOLI et al. (1998) e em LISCHINSKY et al. (1999).

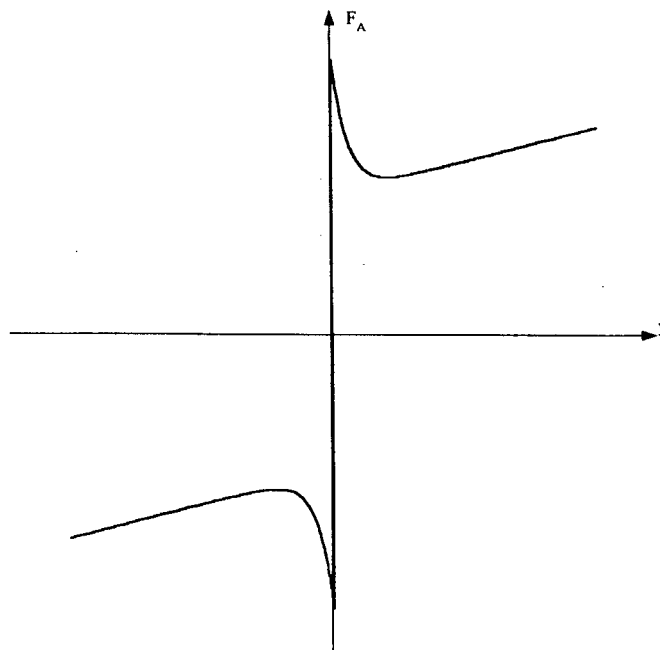


Figura 2.8 - Força de atrito

2.6 Conclusões

Neste capítulo descreveu-se o funcionamento básico de um atuador hidráulico. Apresentou-se a modelagem matemática do mesmo obtendo-se modelos lineares e não-lineares. Discutiu-se a inclusão da dinâmica da válvula. Comentou-se sobre as considerações feitas na modelagem e sobre as incertezas paramétricas.

Das análises realizadas concluiu-se que a representação do atuador hidráulico através de um modelo linear apresenta várias limitações devido às incertezas paramétricas e às não-linearidades.

No próximo capítulo são analisadas as influências das características dos atuadores hidráulicos no controle em malha fechada.

3. O CONTROLE DO ATUADOR HIDRÁULICO

3.1 - Introdução

O conhecimento do modelo matemático do sistema a ser controlado e de suas características tem um papel fundamental no projeto e na análise de um sistema de controle de malha fechada. Nesse sentido, apresentou-se no capítulo anterior a modelagem e as principais características de um atuador hidráulico, do que se pode destacar:

- o modelo linear apresenta um pólo na origem e dois pólos complexos conjugados pouco amortecidos;

- as incertezas paramétricas nas constantes relacionadas com a vazão (K_{hb} , K_{hu} ou K_Q , K_{Qu} e K_C), no módulo de elasticidade volumétrica (β), na massa (M), no coeficiente de atrito viscoso (B) e na frequência natural da função de transferência que aproxima o comportamento não-linear da válvula (ω_v);

- as não-linearidades na relação vazão-pressão (g_u ou g), na função $f(y)$ que representa a variação dos volumes em cada câmara do atuador, dos atritos estático (F_S) e de Coulomb (F_C), da zona-morta nas válvulas de centro supercrítico e a dependência da dinâmica da válvula com relação à amplitude do sinal de entrada;

- as dinâmicas não-modeladas como a dinâmica das tubulações.

Estas características dificultam a obtenção de bons desempenhos com a utilização dos controladores clássicos na malha fechada, os quais podem ser implementados com relativa facilidade e baixo custo.

Com o desenvolvimento da eletrônica e da informática, do que cabe ressaltar o aumento de velocidade dos processadores, diminuição de custo dos mesmos e a facilidade de implementação devido às linguagens de programação, tornou-se possível a implementação de diversos algoritmos de controle. Dentro deste contexto pode-se verificar que na literatura existe um grande número de algoritmos utilizando diferentes técnicas de controle objetivando melhorar o desempenho da resposta dinâmica de malha fechada dos atuadores hidráulicos.

Neste capítulo apresenta-se uma visão geral das dificuldades que existem nessa tarefa de controle e das principais características de alguns controladores existentes na literatura. É interessante salientar que em EDGE (1997) o autor fornece uma visão geral sobre os algoritmos existentes na literatura até 1996, o que serve como uma fonte de consulta.

Neste capítulo, a seção 3.2 analisa a localização dos pólos de malha fechada de um atuador hidráulico quando o controle é feito através de um controlador proporcional e comenta sobre os controladores que combinam as ações: proporcional, integral e derivativa. Na seção 3.3 analisa-se o efeito das realimentações da diferença de pressão e da aceleração no amortecimento do sistema e a influência da perturbação externa na resposta do sistema em malha fechada considerando essas realimentações. A seção 3.4 aborda o controle por realimentação de estados. Na seção 3.5 apresenta-se a linearização por realimentação aplicada ao atuador hidráulico. Na seção 3.6 discutem-se os controladores adaptativos aplicados ao modelo completo do atuador hidráulico. A seção 3.7 trata da metodologia do *backstepping*. Na seção 3.8 são discutidos os controladores que dividem o sistema em dois subsistemas e aplicam diferentes algoritmos de controle para cada subsistema. A seção 3.9 apresenta alguns comentários sobre a saturação e a zona-morta. Na seção 3.10 são apresentadas as conclusões das discussões realizadas neste capítulo.

3.2 Controladores com Ações: Proporcional (P), Integral (I) e Derivativa (D)

O desempenho que pode ser obtido com a utilização de um controlador clássico na malha fechada de um atuador hidráulico é limitado, o que é um resultado bem conhecido na literatura: a localização dos pólos de malha aberta limita a banda de passagem de malha fechada e pode provocar um comportamento subamortecido do sistema. Além disso, as incertezas paramétricas dificultam o ajuste dos ganhos do controlador. Adicionalmente, devido ao comportamento altamente não-linear do atuador, o uso de um modelo linearizado torna o projeto e a análise válidos apenas em uma pequena região próxima do ponto onde o sistema foi linearizado.

Estas limitações podem ser vistas através da análise de um atuador hidráulico com um controlador proporcional na malha fechada. No controle proporcional a lei de controle “u” é igual ao produto de um ganho K_{PROP} (ganho proporcional) vezes a diferença entre a trajetória desejada e a saída do sistema ($u = K_{PROP}(y_d - y)$). Um diagrama de blocos de um atuador hidráulico com um controlador proporcional na malha fechada é mostrado na figura 3.1, onde a partir das equações (2.48), (2.51) e (2.52), considerando que $\frac{B}{M} \gg \frac{4\beta}{v}K_C$, tem-se

$$\omega_n = 2A\sqrt{\frac{\beta}{Mv}} \quad (3.1)$$

$$\xi = \frac{B}{4A\sqrt{\frac{\beta M}{v}}} \quad (3.2)$$

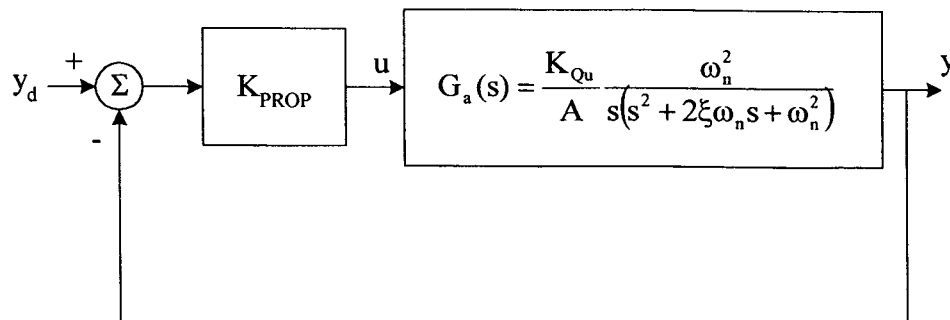


Figura 3.1 – Sistema em malha fechada com controlador proporcional

O lugar das raízes em relação ao ganho proporcional (K_{PROP}) é mostrado na figura 3.2.

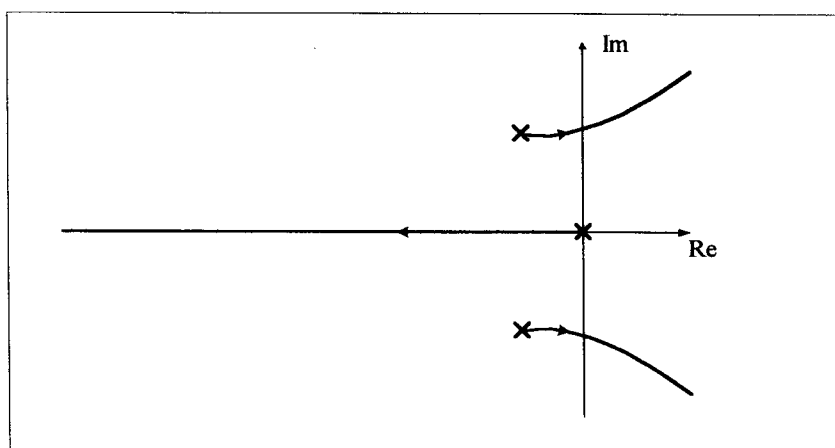


Figura 3.2 - Lugar das raízes para o sistema com controlador proporcional

Da figura 3.2 observa-se que o sistema em malha aberta possui um pólo na origem e dois pólos complexos conjugados pouco amortecidos, tendo assim um comportamento de um integrador. Para um ganho proporcional pequeno a localização dos pólos de malha fechada aproxima-se da localização dos pólos de malha aberta. À medida que se aumenta o ganho proporcional, os pólos complexos conjugados passam a ser dominantes, imprimindo uma característica de resposta subamortecida ao sistema. Continuando a aumentar o ganho, o

sistema torna-se instável. Portanto, conclui-se que o ganho K_{PROP} é limitado para que o sistema em malha fechada seja estável.

Pode-se notar também que o controlador proporcional não altera significativamente a banda de passagem, assim para um sistema com um valor de massa elevado (frente ao valor de uma área A), a frequência natural ω_n (3.1) é pequena e, conseqüentemente, a banda de passagem também. Além disso, a frequência natural ω_n depende da posição em que o sistema é linearizado (Observação 2.8 - subseção 2.5.7).

Aplicando o critério de Routh-Hurwitz à equação de malha fechada do sistema da figura 3.1 tem-se que o sistema é estável se

$$K_{PROP} < \frac{B}{M} \frac{A}{K_{Qu}}. \quad (3.3)$$

Portanto, para um sistema que opere com cargas de massas diferentes, por exemplo, uma carga com massa $M_1 = 50$ [Kg] e outra com massa $M_2 = 100$ [Kg], o valor de K_{PROP} fica limitado ao valor calculado para a massa M_2 , que neste caso é a metade do valor quando o sistema está posicionando a carga de massa M_1 . Da mesma forma, pode-se notar da equação (3.3) que as incertezas que existem na determinação do ganho K_{Qu} e na obtenção do coeficiente de atrito viscoso dificultam o projeto do ganho máximo K_{PROP} no qual o sistema é estável.

Para garantir a estabilidade do sistema em malha fechada deve-se projetar o controlador para a pior condição, ou seja, para condição de maior ganho do sistema, menor frequência natural e modo de ressonância de amortecimento mínimo. Esta estratégia de projeto sacrifica o desempenho nas frequências mais baixas em troca de robustez nas frequências mais

altas e produz sistemas em malha fechada com respostas lentas (VOSSOUGH e DONATH, 1995).

A dinâmica da válvula quando considerada como um sistema de primeira ordem (equação (2.57)) acrescenta um pólo localizado à esquerda no eixo real negativo no lugar das raízes da figura 3.2. O lugar das raízes para esta situação é mostrado na figura 3.3, onde se observa que a dinâmica da válvula diminui a banda de passagem. Pode-se concluir da figura 3.3 que quanto mais lenta é a válvula (ω_v menor) menor é a banda de passagem do sistema em malha fechada.

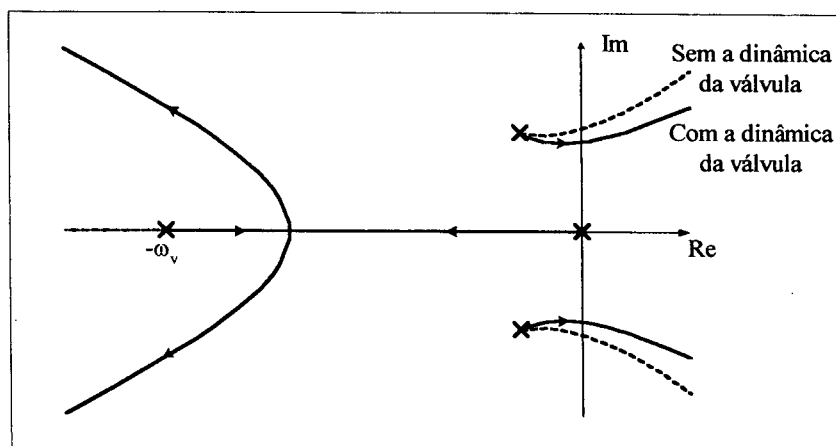


Figura 3.3 - Lugar das raízes para o sistema com controlador proporcional incluindo a dinâmica da válvula

Os controladores PD, PI, e PID introduzem pólos e zeros na malha fechada que em geral não alteram significativamente a localização dos pólos complexos conjugados pouco amortecidos. Conseqüentemente, usando estes controladores não se consegue alterar significativamente o desempenho do sistema (GUENTHER e DE PIERI, 1997). Informações

mais detalhadas sobre o projeto e as limitações dos controladores clássicos aplicados ao controle de posição de malha fechada de atuadores hidráulicos podem ser encontradas em um estudo quantitativo apresentado por PAIM (1997) e em estudos qualitativos apresentados em CUNHA (1997a) e em LOPES (1997).

Do que foi exposto nesta seção conclui-se que a localização dos pólos do modelo linear do atuador hidráulico, as incertezas paramétricas e as não-linearidades apresentam uma dura restrição à obtenção de um bom desempenho de um atuador hidráulico com um controlador clássico na malha fechada.

Este fato é ressaltado em EDGE (1997), onde o autor comenta que embora haja uma grande limitação de desempenho dos controladores clássicos aplicados em sistemas hidráulicos, novos esquemas de controle são sempre comparados com um PID com ganho fixo. Apesar da crítica feita em EDGE (1997), a comparação de desempenho com um controlador clássico é sempre uma maneira de se obter um índice do desempenho de um novo esquema de controle proposto.

A localização dos pólos pode ser alterada através de um controlador de estados. Porém, antes de analisar o uso de um controlador de estados analisa-se, na próxima seção, o efeito da realimentação de pressão e o efeito da realimentação de aceleração na função de transferência de malha fechada.

3.3 Efeito da Realimentação de Pressão e da Realimentação de Aceleração

Nesta seção descreve-se o efeito das realimentações de aceleração e de pressão no coeficiente de amortecimento do sistema em malha fechada e analisa-se a influência de uma perturbação externa na velocidade do atuador com essas realimentações. Para tanto, considere

o modelo linear de terceira ordem de um atuador hidráulico descrito pelas equações (2.43) e (2.44), com a presença de uma perturbação externa (F_L), escrito no domínio de Laplace:

$$\dot{Y}(s) = \frac{1}{Ms + B} (AP_\Delta(s) + F_L(s)) \quad (3.4)$$

$$P_\Delta(s) = \frac{1}{s + K_2} (K_1 U(s) - K_3 \dot{Y}(s)), \quad (3.5)$$

onde $K_1 = \frac{4\beta}{v} K_{Qu}$, $K_2 = \frac{4\beta}{v} K_C$, $K_3 = \frac{4\beta}{v} A$ e $\dot{Y}(s) \equiv sY(s)$ é a velocidade do atuador hidráulico no domínio de Laplace.

Aplicando uma lei de controle com realimentação da diferença de pressão entre as câmaras dada por $U(s) = -K_{Pr} P_\Delta(s) + R(s)$ na equação (3.5) e combinando o resultado com (3.4) obtém-se

$$\dot{Y}(s) = \frac{AK_1 R(s) + (s + K_2 + K_1 K_{Pr}) F_L(s)}{Ms^2 + [B + M(K_2 + K_1 K_{Pr})]s + B(K_2 + K_1 K_{Pr}) + AK_3}, \quad (3.6)$$

onde K_{Pr} é uma constante positiva e $R(s)$ é a nova entrada de controle.

Analisando a equação (3.6) verifica-se que o produto $K_1 K_{Pr}$ é somado a K_2 da mesma forma que seria um termo de vazamento (veja subsecção 2.5.1). Portanto, a realimentação da diferença de pressão funciona como um vazamento aumentando o amortecimento do sistema.

Aplicando o teorema do valor final à equação (3.6) para uma perturbação em degrau

$F_L(s) = \frac{F_L(\infty)}{s}$ com a entrada $R(s) = 0$ e considerando que $B(K_2 + K_1 K_{Pr}) \ll K_3$, obtém-se

$$\dot{y}(\infty) = \frac{K_2 + K_1 K_{Pr}}{B(K_2 + K_1 K_{Pr}) + AK_3} F_L(\infty) \approx \frac{K_2 + K_1 K_{Pr}}{AK_3} F_L(\infty). \quad (3.7)$$

Da equação (3.7) conclui-se que quanto maior o valor de K_{Pr} , maior é a influência da perturbação externa na velocidade (HEINTZE, 1997).

Agora, aplicando uma lei de controle com realimentação da aceleração dada por $U(s) = -K_A s\dot{Y}(s) + R(s)$ na equação (3.5) e combinando o resultado com (3.4) obtém-se

$$\dot{Y}(s) = \frac{AK_1 R(s) + (s + K_2)F_L(s)}{Ms^2 + (B + MK_2 + AK_1 K_A)s + K_2 B + AK_3}, \quad (3.8)$$

onde K_A é uma constante positiva.

Aplicando o teorema do valor final à equação (3.8) para uma perturbação em degrau

$F_L(s) = \frac{F_L(\infty)}{s}$ com a entrada $R(s) = 0$ obtém-se

$$\dot{Y}(\infty) = \frac{K_2}{K_2 B + AK_3} F_L(\infty). \quad (3.9)$$

Das equações (3.8) e (3.9) conclui-se que a realimentação de aceleração aumenta o amortecimento do sistema sem alterar a influência da perturbação externa na velocidade.

Nesta seção demonstrou-se que a realimentação da diferença de pressão aumenta o amortecimento do sistema, mas aumenta a influência de uma perturbação externa na velocidade do atuador, enquanto que uma realimentação de aceleração aumenta o amortecimento do sistema sem alterar a influência da perturbação externa na velocidade do atuador. Todavia, do ponto de vista prático, existem dificuldades na obtenção do sinal de aceleração. Estas dificuldades são discutidas na próxima seção onde se avalia as limitações apresentadas na implementação de um controlador de estados via imposição de pólos.

3.4 Controlador no Espaço de Estados Via Alocação de Pólos

Nesta seção discute-se a limitação de desempenho de um controlador de estados via alocação de pólos na malha fechada de um atuador hidráulico. Para tanto, considere a representação de estados do modelo linearizado em torno da origem (equação (2.47)), onde os

estados são a posição, a velocidade e a diferença de pressão entre as câmaras.

Aplicando uma lei de controle $u = -Lx + r$, como representado na figura 3.4, tem-se que a equação de malha fechada é dada por

$$\dot{x} = (F - GL)x + Gr, \quad (3.10)$$

onde L é um vetor de ganhos ($L \in \mathbb{R}^{1 \times 3}$).

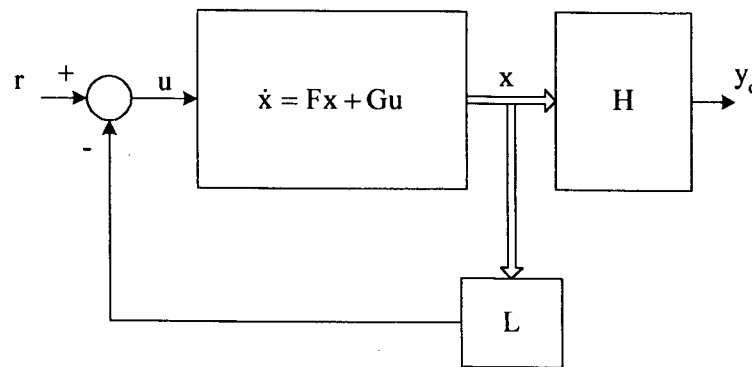


Figura 3.4 – Sistema em malha fechada com a lei de controle “ $u = -Lx + r$ ”

Uma condição necessária e suficiente para que os autovalores de $(F - GL)$ possam ser alocados livremente é que a matriz de controlabilidade $C = [G \quad FG \quad \dots \quad F^{n-1}G]$ seja de posto completo (OGATA, 1993). Calculando a matriz de controlabilidade C para o sistema hidráulico descrito em (2.47) obtém-se

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{4\beta A}{v M} K_{Qu} \\ 0 & \frac{4\beta A}{v M} K_{Qu} & -\frac{4\beta}{v} \left(\frac{AB}{M^2} K_{Qu} + \frac{4\beta A}{v M} K_{Qu} K_C \right) \\ \frac{4\beta}{v} K_{Qu} & -\frac{16\beta^2}{v^2} K_{Qu} K_C & \frac{16\beta^2}{v^2} \left(\frac{4\beta}{v} K_{Qu} K_C^2 - \frac{A^2}{M} K_{Qu} \right) \end{bmatrix}.$$

Como esta matriz tem posto completo, o sistema é controlável e, teoricamente, é possível alocar os pólos do sistema arbitrariamente. Contudo, a localização dos pólos de malha fechada depende dos elementos das matrizes F e G, que por sua vez dependem dos parâmetros do sistema e do ponto onde o sistema é linearizado. Portanto, devido às incertezas paramétricas e à operação do sistema fora do ponto onde o mesmo foi linearizado, a localização dos pólos do sistema em malha fechada real difere da localização dos pólos calculada teoricamente.

Note que para a aplicação desta lei de controle os estados do sistema devem ser disponíveis. No caso do atuador hidráulico, os estados são posição, velocidade e diferença de pressão ou posição, velocidade e aceleração. A posição e a diferença de pressão são medidas com o uso de transdutores. A velocidade é normalmente obtida através de derivação numérica e filtros. A aceleração pode ser obtida através do uso de um acelerômetro ou de derivação numérica e filtros.

O uso de derivação numérica requer a utilização de sensores com pouco ruído e filtros: o uso de sensores menos ruidosos pode aumentar o custo do sistema e as dinâmicas introduzidas pelos filtros podem alterar significativamente a dinâmica do sistema em malha fechada. O uso de um acelerômetro pode tornar o custo do sistema muito alto.

Uma outra maneira de se obter os estados do sistema que não são disponíveis é o uso de um observador de estados (algumas vezes chamado de estimador). Neste caso a utilização de um observador de estados é possível já que a matriz de observabilidade

$O = \begin{bmatrix} H \\ HF \\ HF^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\frac{B}{M} & \frac{A}{M} \end{bmatrix}$ tem posto completo. Um dos métodos para estimar o vetor de

estados é construir um modelo de ordem completa da dinâmica da planta, $\dot{\hat{x}} = F\hat{x} + Gu + W(y - Hx)$, onde \hat{x} é o estado estimado e W é um vetor de ganhos constantes (FRANKLIN et al., 1994). Note que a reconstrução do estado depende do conhecimento das matrizes F e G . Conforme foi comentado na seção 2.5, os elementos de F dependem do ponto onde o sistema é linearizado e, além disso, existe uma incerteza nos elementos devido às incertezas paramétricas. Esses mesmos fatores impedem que o princípio da separação (permite separar o projeto do controlador e do estimador) seja aplicado.

Em VIRTANEN (1993) o autor apresenta uma investigação teórico-experimental de um controlador de estados baseado em um modelo linear de 3ª ordem que corrobora com as análises teóricas apresentadas até aqui. O controlador é projetado com a velocidade e a aceleração obtidas através de um observador sob a hipótese de que o modelo do sistema e o modelo usado no observador são iguais e, portanto, que o princípio da separação é válido. Devido à alteração da frequência natural em função da posição (Observação 2.8) o sistema torna-se instável quando o pistão desloca-se perto da extremidade do cilindro. Para garantir a estabilidade é implementado um observador não-linear onde o modelo do observador é variado em função da posição.

VIRTANEN (1993) também investiga o controlador de estados baseado no modelo de 3ª ordem com a velocidade e a aceleração sendo obtidas através de derivação numérica e filtros. O sistema torna-se instável perto da extremidade do atuador.

Uma outra alternativa para obtenção do sinal de aceleração é apresentada em TAFAZOLI et al. (1998), onde a mesma é obtida através de um observador não-linear que estima o atrito. Com controlador de estados na malha fechada os erros de trajetória são menores quando comparados experimentalmente com um controlador PD. A aplicação desta

técnica requer o uso de sensores de posição menos ruidosos de modo que o sinal de velocidade não precise ser filtrado em uma baixa frequência, o que atrasaria o mesmo e dificultaria a estimação do atrito.

Das análises realizadas nesta seção conclui-se que as incertezas paramétricas, as não-linearidades e a dificuldade na medição do sinal de aceleração dificultam a obtenção de bons resultados com a utilização de um controlador de estados no controle em malha fechada de um atuador hidráulico.

Na próxima seção analisa-se o método de controle não-linear conhecido como linearização por realimentação (*feedback linearization*).

3.5 Linearização por Realimentação

Nas análises apresentadas nas seções 3.2 e 3.4 verificou-se que o uso de um modelo linearizado em torno de um ponto de operação dificulta o projeto do controlador e pode, inclusive, levar o sistema à instabilidade quando operado fora deste ponto. Uma alternativa ao uso de um modelo localmente linearizado é utilizar uma lei de controle que linearize o sistema através de uma realimentação de estados não-linear; neste caso o modelo linearizado é válido em todos os pontos de operação. A idéia central da técnica é transformar algebricamente um sistema não-linear em um sistema (completamente ou parcialmente) linear, de modo que as técnicas de controle linear possam ser aplicadas (SLOTINE e LI, 1991).

Uma linearização por realimentação para o cancelamento da raiz quadrada proveniente da equação de vazão e da função não-linear da posição $f(y)$ em um modelo de um atuador hidráulico pode ser exemplificada aplicando a lei de controle linearizante

$$u = \frac{1}{K_{hu} f g_u} (f A \dot{y} + r) \quad (3.11)$$

no modelo não-linear do atuador hidráulico (2.35)(2.36), do que resulta um modelo linear, na representação de estados, dado por

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\frac{B}{M} x_2 + \frac{A}{M} x_3 \\ \dot{x}_3 &= r, \end{aligned} \quad (3.12)$$

onde o vetor de estados é dado por $x = [y \quad \dot{y} \quad P_\Delta]^T$.

Observe que o denominador de “u” deve ser diferente de zero e que este fato geralmente ocorre, devido a P_Δ ser menor do que P_S e $f(y)$ ser maior do que zero já que a metade do volume total das linhas ($v/2$) é maior do que a metade do volume do cilindro ($A|y_{\text{máx}}|$). Contudo, deve-se garantir limites na implementação experimental sobre a raiz quadrada. Note que a aplicação desta técnica depende da adequação do modelo não-linear obtido e da medição das variáveis envolvidas na realimentação.

VOSSOUGH e DONATH (1995) comprovam experimentalmente que com a linearização por realimentação a frequência natural não se altera significativamente para várias posições do atuador e o sistema apresenta uma maior simetria. Para tanto, os autores utilizam uma junta de um robô hidráulico acionada por um atuador composto de uma servoválvula com centro subcrítico e de um cilindro de haste única (assimétrico). A lei de controle linearizante visa compensar as não-linearidades devido à assimetria do atuador, ao termo da raiz quadrada, às variações no volume e à não-linearidade causada pelo centro subcrítico. Após a linearização a nova entrada de controle é selecionada como a soma de uma realimentação de velocidade

com uma entrada de referência. Ao sistema sem a lei de controle linearizante, o qual o autor refere-se como sistema em malha-aberta, é aplicada a mesma lei de controle, ou seja, soma de uma realimentação de velocidade com uma entrada de referência. Utilizando como entrada de referência uma onda quadrada e comparando os dois controladores, verifica-se que o sistema com controle linearizante apresenta uma maior simetria e a frequência natural permanece em torno do mesmo valor para várias posições do atuador.

Em EDGE (1997) o autor ressalta que esta técnica é simples e efetiva mas somente começou a ser considerada viável recentemente devido à redução de custo dos microprocessadores e transdutores.

Pelo exposto neste capítulo conclui-se que a técnica de linearização por realimentação permite cancelar as não-linearidades do modelo do atuador quando os parâmetros do sistema são conhecidos e os sinais necessários à realimentação são obtidos. Normalmente esta técnica é usada em conjunto com outras como será mostrado nas próximas seções.

Na próxima seção discute-se o uso de controladores adaptativos.

3.6 Controladores Adaptativos

De acordo com o apresentado nas seções anteriores, as incertezas paramétricas dificultam o ajuste dos ganhos dos controladores diminuindo o desempenho do sistema em troca de estabilidade. Uma das maneiras de diminuir a influência das incertezas paramétricas no desempenho do sistema em malha fechada é o uso de controladores adaptativos. A idéia básica de um sistema de controle adaptativo é estimar os parâmetros da planta que possuem incertezas (ou, equivalentemente, os parâmetros do controlador correspondente) em tempo real

(*on-line*) baseado nas medidas dos sinais do sistema, e usá-los no cálculo do sinal de controle (SLOTINE e LI, 1991).

A estrutura de um controlador adaptativo consiste de uma malha de realimentação e de um controlador com ganhos ajustáveis como mostrado na figura 3.5 (IOANNOU e SUN, 1996). Segundo SLOTINE e LI (1991) existem dois métodos principais para construir controladores adaptativos: método de controle adaptativo por modelo de referência e o método auto-ajustável. Na seqüência descreve-se brevemente cada um deles.

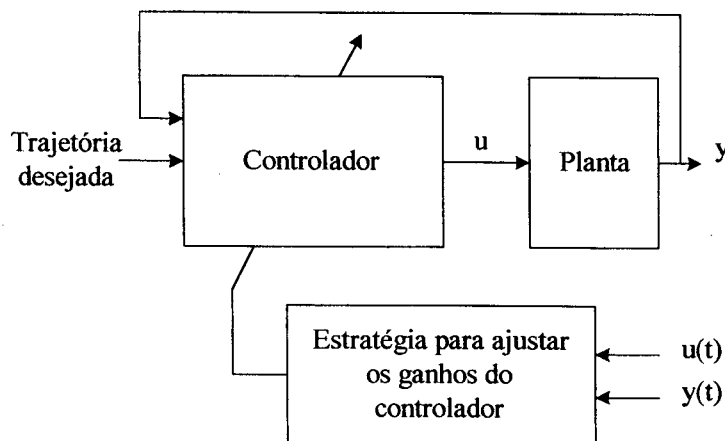


Figura 3.5 – Estrutura do controlador adaptativo

3.6.1 Controlador adaptativo auto-ajustável

No projeto de um controlador não-adaptativo calcula-se os parâmetros do controlador a partir dos parâmetros da planta. Se os parâmetros da planta não são conhecidos é razoável substituí-los pelos parâmetros estimados obtidos através de um estimador. Um controlador obtido pelo acoplamento de um controlador com um estimador é chamado de controlador

adaptativo auto-ajustável. Um esquema básico é mostrado na figura 3.6 (SLOTINE e LI, 1991).

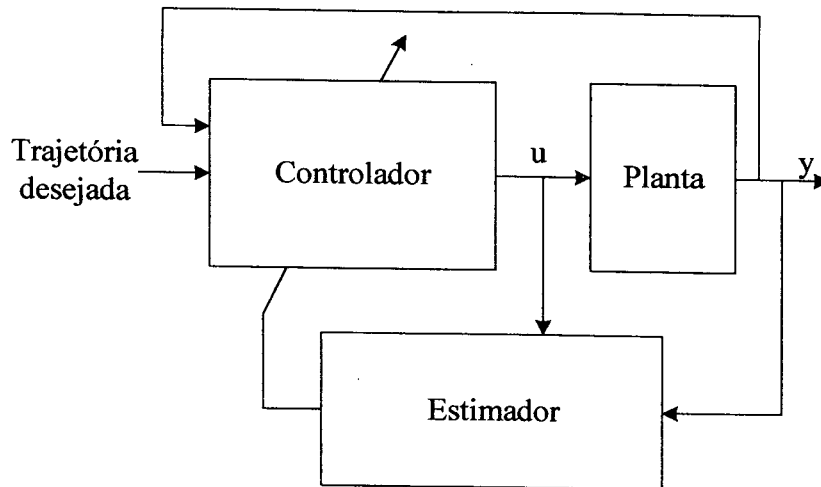


Figura 3.6 - Controlador adaptativo auto-ajustável

Em PLUMMER e VAUGHAN (1996) é proposto um controlador adaptativo auto-ajustável combinando o método dos mínimos quadrados recursivos com um algoritmo de alocação de pólos. Inicialmente os dados são obtidos através de uma estimação *off-line*, e o controlador adaptativo proposto é comparado com um controlador por alocação de pólos com ganhos fixos. Então, o controlador é testado experimentalmente variando o volume das câmaras através da adição de volumes nas câmaras e variando a pressão de suprimento. Como o controlador adaptativo proposto responde satisfatoriamente às variações, os autores o chamaram de controle adaptativo robusto de um servossistema hidráulico.

Uma revisão bibliográfica de controladores adaptativos auto-ajustáveis aplicados a sistemas acionados por atuadores hidráulicos é apresentada em CLEGG (2000).

3.6.2 Controlador adaptativo por modelo de referência

Um esquema de controle adaptativo por modelo de referência é mostrado na figura 3.7 (SLOTINE e LI, 1991). O modelo de referência é escolhido de forma a gerar a saída “ y_d ” (trajetória desejada) que a planta do sistema deve seguir. A lei de controle “ u ” em função do parâmetro “ θ ” deve ser projetada de forma que “ y ” siga “ y_d ” tão próximo quanto possível, ou seja, de forma a minimizar o erro de saída $e = y - y_d$. A lei de adaptação, responsável pela atualização de “ θ ”, deve ser sintetizada de forma a garantir que o sistema seja estável e que o erro de trajetória convirja para zero quando os parâmetros são variados.

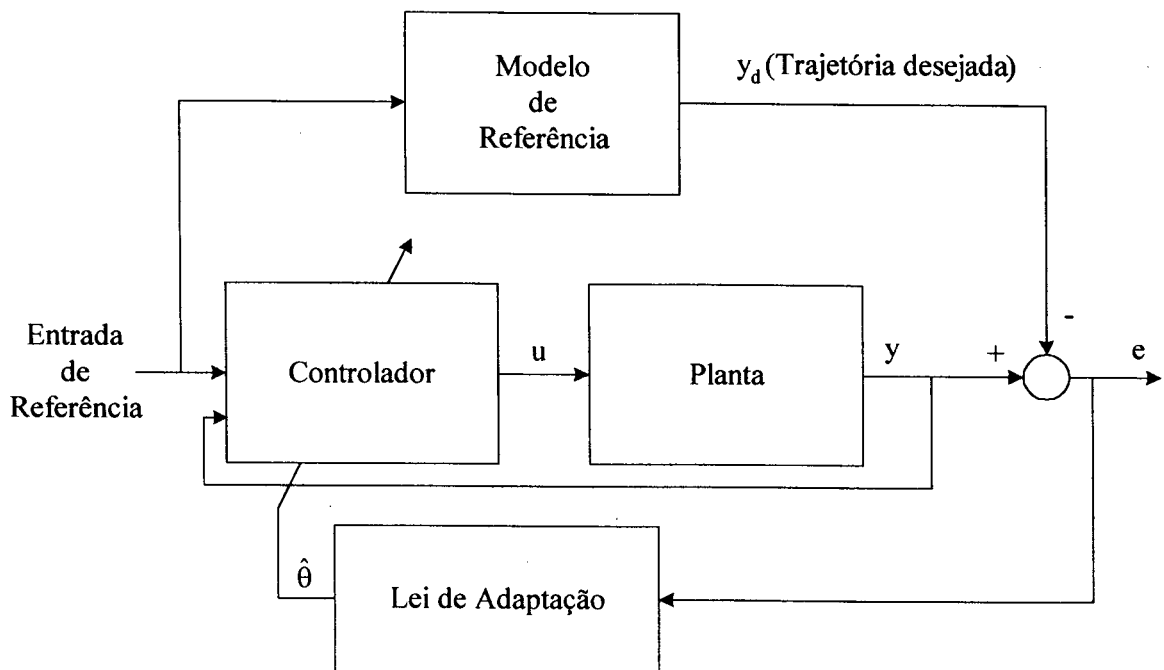


Figura 3.7 – Controlador adaptativo por modelo de referência

YUN e CHO (1988) propõem um controlador adaptativo por modelo de referência sintetizado através do método direto de Lyapunov levando em conta os limites das incertezas

nos parâmetros para o controle de velocidade (modelo de 2ª ordem – saída \dot{y}) de um atuador hidráulico com cilindro de dupla haste engastado a uma carga. O controlador proposto é comparado através de simulações com um PID fixo apresentando um desempenho superior para pontos de operação diferentes do que o PID foi ajustado. Não é considerado o efeito do atrito estático nem do atrito de Coulomb, os quais influenciam nos parâmetros adaptados. Além disso, a perturbação externa é considerada como uma função da velocidade, ou seja, como um coeficiente de atrito viscoso, facilitando a estimação dos parâmetros.

Em YUN e CHO (1991) é desenvolvido um controlador adaptativo semelhante para o controle de posição de um cilindro hidráulico de dupla haste engastado a um outro cilindro que gera uma força externa. O controlador proposto apresenta um melhor desempenho quando comparado experimentalmente a um controlador PI. Os autores desconsideram o efeito da compressibilidade do fluido, modelando o sistema como um sistema linear de 2ª ordem. Com esta consideração o efeito da dinâmica das pressões nas câmaras é desprezado e o sistema apresenta grau relativo “2”. Esta consideração, normalmente não é válida para atuadores hidráulicos (veja Observação 2.3).

3.6.3 Considerações finais

De um modo geral, os controladores adaptativos aplicados diretamente ao sistema completo apresentam um desempenho limitado.

Os controladores adaptativos são baseados em um modelo linear com parâmetros incertos constantes ou que variam lentamente. No caso do atuador hidráulico, devido às não-linearidades, estes parâmetros podem variar significativamente como mostrado no gráfico de $f(y)$ apresentado na figura 2.6.

Além disso, o sistema completo apresenta grau relativo 3 ou 4 (Observações 2.3 e 2.6), o que torna o projeto do controlador adaptativo uma difícil tarefa. Uma alternativa é combinar estes controladores com outros algoritmos de controle como será mostrado nas seções 3.7 e 3.8.

Deve ainda ser ressaltado que a estabilidade dos controladores adaptativos auto-ajustáveis depende da convergência dos parâmetros adaptados para os parâmetros verdadeiros.

Na próxima seção são apresentados controladores projetados através da metodologia do *backstepping*.

3.7 Controladores Usando a Metodologia do *Backstepping*

De acordo com o apresentado nas seções anteriores, devido às diferentes dificuldades impostas pelas características dos atuadores hidráulicos, uma combinação de técnicas tem se mostrado como uma alternativa para gerar leis de controle. Todavia, a tarefa de combinar técnicas de controle pode dificultar o projeto dos ganhos do controlador e a análise de estabilidade. Uma maneira de combinar técnicas de controle é utilizar a metodologia do *backstepping*, o que facilita o projeto da lei de controle e a análise de estabilidade.

O *backstepping* é um procedimento de projeto que interliga o projeto de controle por realimentação com a escolha de uma função de Lyapunov. O projeto é feito a partir de uma lei de estabilização (lei de controle “virtual”) e de uma função de Lyapunov para um subsistema e, a partir daí, seguindo os passos do procedimento de projeto, encontra-se a lei de controle (“real”) e a função de Lyapunov para o sistema completo (KRSTIC et al., 1995, KHALIL, 1996).

Um grande número de trabalhos emprega esta metodologia para o controle de atuadores hidráulicos usados em suspensões ativas (LIN e KANELLAKOPOULOS, 1997a, 1997b, FIALHO e BALAS, 1998). No apêndice B apresenta-se um controlador proposto por CUNHA et al. (2000b), que utiliza a metodologia do *backstepping* combinada com a técnica de linearização por realimentação.

YAO et al. (1997) propõem um controlador robusto adaptativo não-linear usando a técnica do *backstepping*, denominado ARC (*Adaptive Robust Control*), para o controle de trajetória de um atuador hidráulico linear de dupla haste representado por um modelo não-linear de 4ª ordem (não considera a não-linearidade $f(y)$ - veja Observação 2.4). No projeto do controlador adaptativo são consideradas as incertezas na massa, no módulo de elasticidade volumétrica e na perturbação (d_n) que inclui a perturbação externa e as forças não modeladas.

Estabelecem-se limites inferiores e superiores para o vetor de parâmetros $\theta = \begin{bmatrix} 1 & d_n & 4\beta \\ m & & v \end{bmatrix}$

que é estimado durante o controle. Usando estes limites é proposta uma projeção suave dos parâmetros adaptados. A partir daí, usando a metodologia do *backstepping*, majorações e o método direto de Lyapunov obtém-se a lei de controle e a lei de adaptação. Os autores não apresentam nem resultados experimentais e nem resultados de simulação.

Em YAO et al. (1998) os autores dão continuidade ao trabalho anterior, utilizando projeções descontínuas ao invés de projeções suaves, argumentando que as projeções suaves são técnicas de mais difícil implementação prática e que, além disso, o uso de projeções descontínuas torna o controlador mais simples e mais robusto. Apenas resultados de simulações são apresentados.

Em YAO et al. (2000) o controlador ARC com projeções descontínuas é estendido para um atuador hidráulico de haste única (assimétrico) considerando a dinâmica da válvula como sendo de 1ª ordem, resultando em um modelo de 5ª ordem com grau relativo “4”. Devido à diferença entre a ordem e o grau relativo da planta existe uma dinâmica interna de 1ª ordem depois que o ARC é sintetizado através do *backstepping*. Argumentando que analisar a estabilidade das dinâmicas internas de um sistema não-linear rastreamento uma trajetória arbitrária variante no tempo é uma tarefa difícil e às vezes impossível, os autores analisam a estabilidade da dinâmica zero para o rastreamento de uma trajetória com velocidade constante e não nula, demonstrando que nesta situação a dinâmica zero é globalmente uniformemente assintoticamente estável. Isto não é demonstrado para o problema de regulação, onde a posição desejada é constante.

Na implementação experimental (YAO et al., 2000) é usada uma servoválvula industrial padrão com comportamento de 2ª ordem (diferente do modelo de 1ª ordem usado no projeto) e com largura de banda igual a 10 Hz. Além disso o sistema não é implementado com um sensor para medir o deslocamento do carretel da válvula para ser usado na realimentação. Para solucionar este problema um método prático é usado: a dinâmica da válvula é desprezada, a relação entre a tensão de entrada e o deslocamento do carretel é substituída por uma constante e a largura de banda de malha fechada com o ARC é projetada menor do que a banda de passagem da válvula. Estas considerações simplificam a implementação experimental da lei de controle.

O controlador ARC proposto (YAO et al., 2000) é comparado experimentalmente com um controlador PID comercial e com um controlador ARC sem adaptação de parâmetros, referido como DRC (*Deterministic Robust Control*). O controlador ARC apresenta o melhor

desempenho entre os controladores comparados. Nota-se a presença de um ruído significativo no erro de trajetória no sinal de controle, o que pode significar que a saída do atuador apresenta oscilações.

Em BU e YAO (2000) o ARC é aplicado a um cilindro hidráulico acionado por uma válvula proporcional com zona-morta. Na lei de controle é utilizada a inversa da vazão obtida através da medição experimental da curva: vazão x posição do carretel, ao invés da equação de vazão não-linear. Desse modo a zona-morta é também compensada. Os resultados experimentais comparam o desempenho de três controladores: controlador ARC1 com a vazão sendo aproximada por dois segmentos de reta; controlador ARC2 com a vazão sendo aproximada por um segmento de reta; e um controlador PID comercial.

O controlador ARC1 (BU e YAO, 2000) apresenta um melhor desempenho com relação ao erro final quando comparado com o ARC2, e um melhor desempenho tanto no erro final como no erro de rastreamento quando comparado com o PID comercial. Verifica-se que o uso de uma inversa mais precisa da equação de vazão melhora o desempenho do sistema. Os autores não mostram resultados em diferentes temperaturas, o que daria maior clareza à comparação entre o ARC1 e o ARC2. Deve-se ainda ressaltar que na descrição do controlador PID não está descrito o uso de uma inversa da zona-morta, o que torna a comparação duvidosa.

De acordo com o que foi apresentado nesta seção, conclui-se que a metodologia do *backstepping* pode ser usada para gerar uma lei de controle para o atuador hidráulico combinando diversas técnicas de controle. Uma outra alternativa para combinar técnicas de controle é apresentada na próxima seção.

3.8 Controladores Projetados Interpretando o Atuador como Dois Subsistemas

O atuador hidráulico pode ser interpretado como um subsistema mecânico acionado por uma força gerada em um subsistema hidráulico, ou seja, como dois subsistemas interconectados (GUENTHER e DE PIERI, 1997). Esta interpretação é mostrada na figura 3.8 (CUNHA, 1997a).

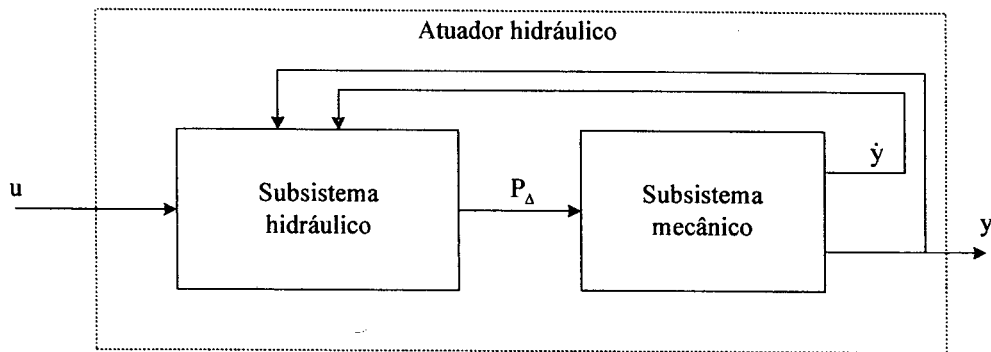


Figura 3.8 - Interpretação do atuador hidráulico como dois subsistemas interconectados

A idéia básica é projetar uma lei de controle (força desejada) para o subsistema mecânico de modo que a saída “y” siga uma trajetória desejada “y_d” tão perto quanto possível e então projetar uma lei de controle para o subsistema hidráulico de modo que o sistema hidráulico gere esta força desejada (diferença de pressão desejada).

Neste trabalho são apresentados, a partir do próximo capítulo, controladores em cascata baseados nesta interpretação. Na literatura, existem outros controladores desenvolvidos a partir da mesma interpretação, algumas vezes com denominações diferentes: *inner/outer loop*, controlador não-linear e outros sem denominação específica.

Em SEPEHRI et al. (1990) é proposta uma estratégia de controle para um robô hidráulico com atuadores rotacionais com dois graus de liberdade e controle independente de juntas denominada de controle em cascata auto-ajustável. Para o controle do subsistema mecânico é usado um controlador adaptativo auto-ajustável e para o subsistema hidráulico é usado um controlador proporcional ao erro entre a diferença de pressão e a diferença de pressão desejada e uma parcela para o cancelamento do termo que é função da velocidade (veja seção 3.5). Resultados de simulação apresentam um melhor desempenho deste controlador quando comparado com um controlador auto-ajustável aplicado ao sistema completo e quando comparado a um controlador PD. Os autores não apresentam a prova de estabilidade teórica do controlador proposto.

SOHL e BOBROW (1997) propõem uma lei de controle para o subsistema hidráulico que combina as técnicas de linearização por realimentação, cancelamento do termo da velocidade (desacoplamento entre os subsistemas), derivada da força desejada e um termo proporcional ao erro entre a diferença de pressão e a diferença de pressão desejada. Para o subsistema mecânico é proposta uma lei de controle dada pelo produto da massa pela aceleração desejada somado a um termo PD e a um termo para a compensação do atrito. Resultados experimentais demonstram um melhor desempenho do controlador proposto quando comparado com os controladores P e PD. No seguimento de trajetória apresentou um erro de 10% com relação ao erro apresentado por um controlador P. A prova de estabilidade para os sistemas interconectados não é apresentada.

Uma estrutura denominada de *inner/outer loop* é proposta em HEINTZE (1997) para o controle de um robô hidráulico com atuadores rotacionais. Para o subsistema hidráulico é proposta uma lei de controle combinando linearização por realimentação, uma parcela para

cancelamento do termo da velocidade (desacoplamento entre os subsistemas) e um controlador proporcional ao erro entre a diferença de pressão e a diferença de pressão desejada. Para o subsistema mecânico são propostas duas estratégias diferentes: uma usando controle por impedância e a outra usando o controle por modos deslizantes. Um controlador similar ao proposto por HEINTZE (1997) com modos deslizantes é proposto por LOPES (1997) para o controle de um atuador hidráulico linear. A prova de estabilidade para os sistemas interconectados não é apresentada.

Em LISCHINSKY et al. (1999) são propostos controladores com compensação do atrito para um robô hidráulico industrial. Para o subsistema hidráulico é proposta uma lei de controle combinando linearização por realimentação, um controlador proporcional-integral não-linear (não mostrado) e uma parcela para o cancelamento da velocidade (desacoplamento). Para o subsistema mecânico são propostos três controladores: sem compensação de atrito, com uma compensação fixa do atrito e com uma compensação adaptativa do atrito. Estes controladores são comparados experimentalmente, sendo que o sistema em malha fechada com o controlador com adaptação de parâmetros do atrito apresenta o menor erro de rastreamento. A prova de estabilidade é realizada apenas no subsistema mecânico sob a hipótese de um perfeito rastreamento no subsistema hidráulico.

A estratégia apresentada nesta seção permite a escolha de leis de controle mais adequadas ao controle de cada subsistema. Nos trabalhos apresentados nesta seção, a prova de estabilidade dos controladores é realizada separadamente para cada subsistema, ou seja, os autores não levam em conta um erro de rastreamento no subsistema hidráulico. Além disso, a dinâmica da válvula não é considerada no projeto do subsistema hidráulico. No próximo capítulo apresentam-se controladores em cascata em que a análise de estabilidade é feita para

os sistemas interconectados e demonstra-se a limitação causada pela dinâmica da válvula no ganho proporcional do subsistema hidráulico.

3.9 Comentários sobre a Saturação e a Zona-morta

A saturação da válvula é uma não-linearidade causada pelo fato da abertura máxima da válvula ser limitada. Do ponto de vista do projeto dos componentes, esta não-linearidade é normalmente evitada escolhendo-se a válvula de modo que a máxima velocidade desejada é obtida com uma abertura da válvula menor do que a abertura máxima. Do ponto de vista do projeto do sistema de controle, o algoritmo deve ser desenvolvido de modo que durante a operação dinâmica o sinal de controle não atinja a região de saturação.

A zona-morta é evitada na maioria das implementações experimentais que requerem alto desempenho utilizando-se servoválvulas de centro crítico.

Nas implementações experimentais realizadas com válvulas proporcionais, normalmente existe uma zona-morta significativa. No caso de um controlador proporcional esta zona-morta influencia principalmente o erro de posicionamento. Uma maneira de diminuir este erro é usar uma inversa da zona-morta na lei de controle (veja capítulo 6). Para tanto, uma estimativa da zona-morta deve ser feita levando-se em conta que esta varia com a temperatura (IKEO et al., 1993). Quando a zona-morta é subestimada, o sistema apresenta uma zona-morta resultante menor do que a da válvula e quando a zona-morta é sobre estimada o controle pode oscilar como será mostrado nos resultados experimentais apresentados no capítulo 7.

IKEO et al. (1993) sugere que a zona-morta seja determinada aplicando degraus de tensão de pequena amplitude na entrada da válvula até que a posição do atuador seja alterada;

e propõe um algoritmo que atualiza o valor da zona-morta durante o funcionamento do sistema utilizando a mesma estratégia. Como a mudança de posição somente ocorre após a força gerada no atuador ser maior do que o atrito estático, se os degraus de tensão não são mantidos por um tempo longo esta atualização não funciona e, portanto, não pode ser usada no rastreamento de trajetórias em que os períodos de tempo em que o atuador permanece em uma posição fixa são pequenos.

Pelo descrito nesta seção, a zona-morta aumenta o erro de posição na malha fechada. Uma alternativa para controle é usar uma inversa da zona-morta (TAO e KOKOTOVIC, 1996). Do ponto de vista de projeto pode-se evitar a zona-morta utilizando-se uma válvula de centro crítico.

3.10 Conclusões

Pela diversidade de trabalhos discutidos neste capítulo, verifica-se que o controle de atuadores hidráulicos tem merecido um grande interesse da comunidade científica tanto nos seus aspectos teóricos como nos seus aspectos práticos.

Pode-se notar a utilização de diversas técnicas objetivando melhorar o desempenho do sistema em malha fechada.

Verificou-se que a localização dos pólos de malha fechada, as incertezas paramétricas e as não-linearidades limitam o desempenho dos controladores clássicos. Como o sistema é controlável, um controlador de estados pode ser usado para alocar os pólos arbitrariamente, entretanto, observou-se que as incertezas paramétricas, as não-linearidades e a dificuldade em se obter o sinal de aceleração limitam o uso desta técnica.

Uma alternativa ao uso de um modelo linearizado é usar uma lei de controle linearizante. A aplicação desta técnica requer o conhecimento dos parâmetros do sistema e a medição dos sinais usados na lei de controle.

Para tratar do problema das incertezas paramétricas foi investigado o uso de controladores adaptativos. Os controladores adaptativos apresentam limitações quando aplicados ao modelo completo do atuador hidráulico.

Analisou-se o uso da metodologia do *backstepping* como uma maneira de projetar a lei de controle para o sistema completo combinando diferentes técnicas de controle. Os resultados teóricos e de simulação mostram controladores que apresentam resultados efetivos.

Apresentou-se um outro método para combinar diferentes algoritmos de controle. Neste método o atuador hidráulico é interpretado como um subsistema mecânico acionado por uma força gerada em um subsistema hidráulico. Os resultados apresentados na literatura comprovam o bom desempenho conseguido com esta estratégia. Contudo, os trabalhos discutidos analisam a estabilidade de cada subsistema separadamente e não consideram a dinâmica da válvula no projeto da lei de controle do subsistema hidráulico.

No próximo capítulo apresentam-se controladores em uma estratégia em cascata onde a análise de estabilidade é feita para os sistemas interconectados e demonstra-se a limitação no ganho do subsistema hidráulico causada pela dinâmica da válvula.

4. CONTROLADORES EM CASCATA BASEADOS NOS MODELOS DE 3ª ORDEM - EFEITO DA DINÂMICA DA VÁLVULA

4.1 Introdução

Neste capítulo apresenta-se uma visão geral dos controladores em cascata desenvolvidos com base nos modelos linear e não-linear de 3ª ordem do atuador hidráulico sem considerar a dinâmica da válvula (CUNHA et al., 2000d). Em seguida, são analisadas as limitações causadas pelo efeito da dinâmica da válvula na malha fechada do subsistema hidráulico.

Pelo exposto no capítulo anterior, nota-se que existe na literatura uma grande quantidade de controladores propostos com a finalidade de vencer as limitações impostas ao controle de atuadores hidráulicos. Nesta tese segue-se uma estratégia que interpreta o modelo do atuador como dois subsistemas, denominada de estratégia em cascata. Conforme mostrado no capítulo anterior (seção 3.8) existem outros controladores na literatura que interpretam o modelo do atuador hidráulico como dois subsistemas interconectados, simplificando o projeto e a análise.

O nome de estratégia em cascata utilizada neste trabalho teve sua origem a partir dos trabalhos de HSU e GUENTHER (1993) e GUENTHER e HSU (1993) onde é apresentada uma técnica de controle em cascata baseada na estratégia de desacoplamento de sistemas

proposta por UTKIN (1987). A estratégia em cascata desenvolvida neste capítulo divide o sistema do atuador hidráulico em dois subsistemas: hidráulico e mecânico; permite a definição de leis de controle e funções não-negativas para cada subsistema; e apresenta uma prova de estabilidade global para os sistemas interconectados.

Neste capítulo, a seção 4.2 apresenta a idéia básica do controle em cascata aplicado ao atuador hidráulico. Na seção 4.3 são apresentados os controladores em cascata fixos. A seção 4.4 trata dos controladores em cascata com adaptação de parâmetros e estrutura variável baseados em um modelo não-linear de 3ª ordem que não inclui a dinâmica da válvula. Na seção 4.5 demonstra-se a limitação causada pela dinâmica da válvula no ganho proporcional do subsistema hidráulico. Na seção 4.6 apresenta-se a conclusão do capítulo.

4.2 Controle em Cascata Aplicado ao Atuador Hidráulico

Para estabelecer a estratégia de controle em cascata, define-se a diferença de pressão desejada $P_{\Delta d}$ e o erro de seguimento de diferença de pressão como

$$\tilde{P}_{\Delta} = P_{\Delta} - P_{\Delta d}. \quad (4.1)$$

Com esta definição pode-se reescrever as equações (2.35) e (2.36) como

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = AP_{\Delta d} + d_1 \quad (4.2)$$

$$\dot{P}_{\Delta} = -fAy + fK_{hu} u g_u, \quad (4.3)$$

onde $d_1 = A\tilde{P}_{\Delta} + F_L$.

Como o objetivo no controle de rastreamento de trajetória é de que o atuador hidráulico siga uma trajetória desejada y_d tão perto quanto possível, o algoritmo do controlador em cascata pode ser resumido como segue:

(i) Calcula-se a lei de controle $P_{\Delta d}(t)$ para o subsistema mecânico representado pela equação (4.2) tal que a saída do atuador “y” siga uma trajetória desejada $y_d(t)$ na presença de uma perturbação d_1 ;

(ii) Calcula-se a lei de controle “u” para o subsistema hidráulico representado pela equação (4.3) tal que $P_{\Delta}(t)$ siga $P_{\Delta d}(t)$ tão perto quanto possível.

Na seqüência descreve-se o desenvolvimento dos algoritmos de controle em cascata baseados em modelos de 3ª ordem que não incluem a dinâmica da válvula.

4.3 Controladores em Cascata Fixos

Em GUENTHER e DE PIERI (1997) é proposto um controlador em cascata fixo baseado no modelo linear de 3ª ordem do atuador hidráulico (equações (2.43) e (2.44)):

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = AP_{\Delta d} + A\tilde{P}_{\Delta} \quad (4.4)$$

$$\dot{P}_{\Delta} = \frac{4\beta}{v} (K_{Qu}u - K_C P_{\Delta} - A\dot{y}). \quad (4.5)$$

A lei de controle para o rastreamento do subsistema mecânico é dada por

$$P_{\Delta d} = \frac{1}{A_0} (M_0 \ddot{y}_r + B_0 \dot{y}_r - K_D z), \quad (4.6)$$

onde $()_0$ (subscrito “0”) representa o parâmetro nominal ou a função calculada com base nos parâmetros nominais, K_D é uma constante positiva, \dot{y}_r é uma velocidade de referência e z é uma medida do erro de velocidade no seguimento da trajetória. A velocidade de referência \dot{y}_r pode ser obtida pela modificação da velocidade desejada \dot{y}_d como segue:

$$\dot{y}_r = \dot{y}_d - \lambda \tilde{y}, \quad \tilde{y} = y - y_d, \quad z = \dot{y} - \dot{y}_r = \dot{\tilde{y}} + \lambda \tilde{y}, \quad (4.7)$$

onde λ é uma constante positiva e \tilde{y} é o erro de seguimento de trajetória de posição. A expressão (4.6) é baseada na lei de controle proposta por SLOTINE e LI (1987) para robôs manipuladores. Para o rastreamento no subsistema hidráulico utiliza-se a lei de controle dada por^{4.1}

$$u = \frac{v_0}{4\beta_0 K_{Qu0}} \left(\dot{p}_{\Delta d} - K_p \tilde{p}_{\Delta} \right) + \frac{K_{C0}}{K_{Qu0}} p_{\Delta} + \frac{A_0}{K_{Qu0}} \dot{y}, \quad (4.8)$$

onde K_p é uma constante positiva.

A partir do método direto de Lyapunov demonstra-se que o sistema em malha fechada {(4.4)(4.5)(4.6)(4.8)} é exponencialmente estável quando os parâmetros do sistema são completamente conhecidos (parâmetros nominais = parâmetros do sistema).

Em CUNHA et al. (1997) apresenta-se uma análise teórica de robustez do controlador proposto por GUENTHER e DE PIERI (1997) considerando que todos os parâmetros do sistema possuem incertezas paramétricas, demonstrando que nesta situação os erros de regime permanente (erros na posição final) tendem para zero e os erros de trajetória tendem para um conjunto residual que pode ser diminuído com o aumento dos ganhos do controlador. Resultados de simulação comprovam os resultados teóricos.

Com o objetivo de diminuir os erros de trajetória que ocorrem devido ao projeto ser baseado no modelo linear do atuador hidráulico, em CUNHA (1997a) é proposto um controlador em cascata (CC) para o modelo não-linear de 3ª ordem do atuador hidráulico, onde as não-linearidades da raiz quadrada ($g_u(u, P_{\Delta})$) e da variação de volume no atuador ($f(y)$) são canceladas através de uma linearização por realimentação. Da mesma forma que o

^{4.1} Em GUENTHER e DE PIERI (1997) o termo K_p não é multiplicado por $\frac{v_0}{4\beta_0 K_{Qu0}}$. Esta alteração é apresentada em CUNHA et al. (2000d).

controlador proposto por GUENTHER e DE PIERI (1997), este controlador utiliza a lei de controle dada pela equação (4.6) para obter o rastreamento no subsistema mecânico. Para o rastreamento da trajetória desejada no subsistema hidráulico, equação (4.3), a lei de controle é dada por

$$u = \frac{1}{K_{hu0}g_u} \left[\left(\frac{\dot{P}_{\Delta d} - K_p \tilde{P}_{\Delta}}{f_0} \right) + A_0 \dot{y} \right]. \quad (4.9)$$

Esta lei é composta de uma lei de controle linearizante, de uma parte *feedforward* e de uma componente proporcional $K_p \tilde{P}_{\Delta}$. Na figura 4.1 apresenta-se um diagrama em blocos deste controlador.

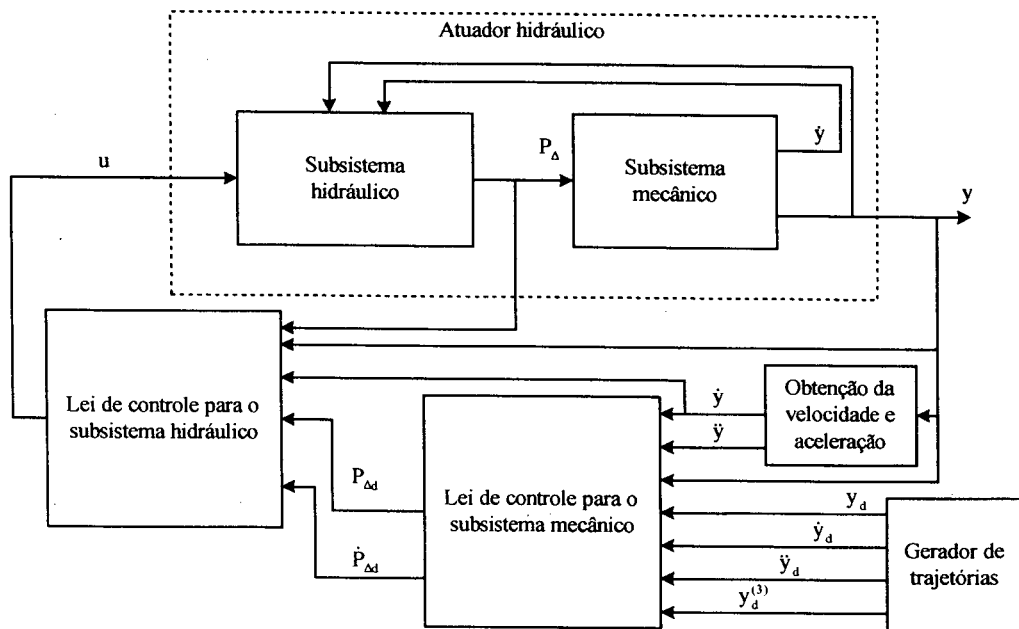


Figura 4.1 – Controle em cascata fixo do atuador hidráulico

Definindo-se um vetor de erros de trajetória como

$$\rho_1 = \begin{bmatrix} \tilde{y} & \dot{\tilde{y}} & \tilde{P}_{\Delta} \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

e utilizando a função de Lyapunov dada por

$$V = \frac{1}{2} [Mz^2 + N\tilde{y}^2 + \tilde{P}_\Delta^2] = \frac{1}{2} \rho_1^T H_1 \rho_1, \quad (4.11)$$

onde N é uma constante positiva e $H_1 = \begin{bmatrix} \lambda^2 M + N & \lambda M & 0 \\ \lambda M & M & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$ é uma matriz simétrica definida

positiva, demonstra-se que o sistema em malha fechada $\{(4.2)(4.3)(4.6)(4.9)\}$ é exponencialmente estável quando os parâmetros do sistema são conhecidos (CUNHA, 1997a).

4.4 Controladores em Cascata com Adaptação de Parâmetros e Controle a Estrutura Variável

Com o objetivo de minimizar os erros de trajetória devido às incertezas paramétricas no subsistema mecânico é proposto em CUNHA (1997a) um controlador com adaptação de parâmetros. Para tanto, desprezando a força externa ($F_L = 0$), a equação (4.2) é escrita como uma função de \dot{y}_r e \ddot{y}_r :

$$M\ddot{y}_r + B\dot{y}_r = Y\theta, \quad (4.12)$$

onde $Y = [\ddot{y}_r \quad \dot{y}_r]$ é o regressor e $\theta = [M \quad B]^T$ é o vetor de parâmetros.

Este controlador tem as leis de controle e adaptação do subsistema mecânico (SLOTINE e LI, 1987) dadas por

$$P_{\Delta d} = \frac{1}{A_0} (Y\hat{\theta} - K_D z) \quad (4.13)$$

$$\dot{\hat{\theta}} = -\Gamma Y^T z, \quad (4.14)$$

onde $\hat{\theta} = [\hat{M} \ \hat{B}]^T$ representa o vetor de parâmetros estimados e Γ é uma matriz definida positiva.

Para o subsistema hidráulico utiliza-se a mesma lei de controle do controlador em cascata fixo dada pela equação (4.9). A partir da função definida positiva

$$V = \frac{1}{2} [Mz^2 + N\tilde{y}^2 + \tilde{P}_\Delta^2 + \tilde{\theta}^T \Gamma \tilde{\theta}] = \frac{1}{2} \rho_1^T H_1 \rho_1 + \frac{1}{2} \tilde{\theta}^T \Gamma^{-1} \tilde{\theta},$$

onde $\tilde{\theta}$ é o vetor de erro nos parâmetros, demonstra-se a estabilidade global do sistema em malha fechada $\{(4.2)(4.3)(4.9)(4.13)(4.14)\}$ e que os erros de trajetória (ρ_1) convergem para zero quando os parâmetros do subsistema hidráulico são conhecidos (CUNHA, 1997a, CUNHA et al., 1998). Os parâmetros do subsistema mecânico não precisam convergir para os valores verdadeiros, o que é um resultado conhecido do controle adaptativo por modelo de referência.

Baseado nos resultados obtidos com um controlador em cascata utilizando controle adaptativo e controle a estrutura variável aplicado a um atuador hidráulico rotacional (CUNHA, 1997b), nos resultados obtidos por GUENTHER e HSU (1993) e HSU e GUENTHER (1993) para robôs elétricos e objetivando melhorar o desempenho do controlador adaptativo, foi proposto um controlador combinando o controle adaptativo para o subsistema mecânico com o controlador a estrutura variável para o subsistema hidráulico. Este controlador é referido em GUENTHER et. al (1998) como VS-ACC do inglês *Variable Structure Adaptive Cascade Controller*, onde se apresenta uma primeira implementação experimental do VS-ACC e do controlador em cascata fixo (CC).

No projeto do VS-ACC leva-se em conta a presença de uma força externa F_L agindo sobre a carga, como representado nas equações (4.2) e (4.3).

No controle do subsistema mecânico, para garantir a robustez da lei de adaptação dada pela equação (4.14) com relação a perturbações de entrada, introduz-se um termo de modificação σ :

$$\hat{\theta} = -\sigma\Gamma\hat{\theta} - \Gamma Y^T z. \quad (4.15)$$

No controle do subsistema hidráulico é introduzido um termo de controle a estrutura variável:

$$u = \frac{1}{K_{hu0}g_u} \left[\frac{1}{f_0} (\dot{P}_{\Delta d} - K_p \tilde{P}_{\Delta} - m(t) \operatorname{sgn}(\tilde{P}_{\Delta})) + A_0 \dot{y} \right], \quad (4.16)$$

onde $m(t)$ é uma função de modulação projetada de acordo com as incertezas paramétricas. O teorema a seguir estabelece as propriedades do sistema em malha fechada.

Hipótese 4.1 - Apenas uma estimativa dos valores da massa “M”, do amortecimento viscoso “B”, do módulo de elasticidade volumétrica “ β ” e da constante hidráulica “ K_{hu} ” é conhecida, ou seja, estes parâmetros apresentam incertezas paramétricas. A área “A” e o volume “v” são conhecidos.

Teorema 4.1 - Considerando a Hipótese 4.1, o sistema em malha fechada {(4.2)(4.3)(4.13)(4.15)(4.16)} possui as seguintes propriedades (GUENTHER et al., 1998):

- (i) $\tilde{P}_{\Delta}(t)$ é uniformemente limitado e $\tilde{P}(t) \rightarrow 0$ quando $t \rightarrow \infty$, exponencialmente rápido ou em tempo finito;
- (ii) o sistema em malha fechada é globalmente estável;
- (iii) $\tilde{y}(t)$ e $\dot{\tilde{y}}(t)$ tendem a conjuntos residuais.

A prova teórica do Teorema 4.1 é apresentada em GUENTHER et al. (2000).

Os controladores em cascata apresentados até este ponto foram baseados em um modelo de 3ª ordem que não leva em conta a dinâmica da válvula. Na próxima seção analisa-se o efeito da dinâmica da válvula na limitação do ganho da componente proporcional do subsistema hidráulico.

4.5 Efeito da Dinâmica da Válvula

Nesta seção analisa-se o efeito da dinâmica da válvula na malha fechada do subsistema hidráulico.

Observação 4.1 - Nesta seção, os parâmetros do subsistema hidráulico são considerados conhecidos, ou seja, as leis de controle são escritas em função dos parâmetros do sistema ao invés de serem escritas em função dos parâmetros nominais.

Quando a dinâmica da válvula é desprezada, a malha fechada do subsistema hidráulico do modelo linear do atuador hidráulico {(4.5)(4.8)} é dada por

$$\dot{P}_{\Delta} + K_p P_{\Delta} = \dot{P}_{\Delta d} + K_p P_{\Delta d}. \quad (4.17)$$

Aplicando a transformada de Laplace com condições iniciais nulas em (4.17) obtém-se

$$P_{\Delta}(s) = P_{\Delta d}(s), \quad (4.18)$$

e resolvendo a equação diferencial (4.17) considerando as condições iniciais diferentes de zero obtém-se

$$\tilde{P}_{\Delta}(t) = \tilde{P}_{\Delta}(0)e^{-K_p t}. \quad (4.19)$$

Da equação (4.19) conclui-se que quando a dinâmica da válvula é desprezada, o controle no subsistema hidráulico é exponencialmente estável e, teoricamente, quanto maior o valor do ganho K_p mais rápido o erro de rastreamento neste subsistema convergirá para zero.

Agora, considerando a dinâmica da válvula como um sistema de 1ª ordem tem-se o subsistema hidráulico, descrito pelas equações (2.62) e (2.63), dado por

$$\dot{P}_\Delta = \frac{4\beta}{v} (K_Q x_v - K_C P_\Delta - AY) \quad (4.20)$$

$$\dot{x}_v = -\omega_v x_v + \omega_v K_{em} u. \quad (4.21)$$

Aplicando a transformada de Laplace nas equações (4.20) e (4.21) com condições iniciais nulas, combinando-as e considerando $K_C = 0$, obtém-se

$$P_\Delta(s) = \frac{4\beta}{v} \frac{1}{s} \left(-sAY + K_Q K_{em} \frac{\omega_v}{s + \omega_v} U(s) \right). \quad (4.22)$$

Substituindo a lei de controle (4.8) em (4.22) ($K_C = 0$, $K_{Qu} = K_{em} K_Q$) obtém-se

$$P_\Delta(s) = \frac{4\beta}{v} \left(-AY(s) + \frac{\omega_v}{s + \omega_v} AY(s) \right) + \frac{1}{s} \left\{ \frac{\omega_v}{s + \omega_v} [sP_{\Delta d}(s) - K_p (P_\Delta(s) - P_{\Delta d}(s))] \right\}. \quad (4.23)$$

Quando a dinâmica da válvula é desconsiderada, o termo

$$\frac{4\beta}{v} \left(-AY(s) + \frac{\omega_v}{s + \omega_v} AY(s) \right) = -\frac{4\beta}{v} \frac{s}{s + \omega_v} AY \text{ é nulo. Isto demonstra que devido à dinâmica}$$

da válvula não existe o desacoplamento dinâmico entre os subsistemas hidráulico e mecânico.

A equação (4.23) pode ser escrita como

$$P_\Delta(s) = \frac{\omega_v (s + K_p)}{(s^2 + \omega_v s + K_p \omega_v)} P_{\Delta d}(s) - P_{pert}(s), \quad (4.24)$$

onde $P_{\text{pert}}(s) = \frac{4\beta A}{v} \frac{1}{(s^2 + \omega_v s + K_p \omega_v)} \ddot{Y}(s)$ representa uma perturbação no rastreamento do subsistema hidráulico e $\ddot{Y}(s) \equiv s^2 Y(s)$.

Note que o fato de não haver o desacoplamento dos subsistemas, provoca um erro no rastreamento do subsistema hidráulico e, conseqüentemente, um erro no rastreamento no subsistema mecânico.

Uma análise numérica fornece uma melhor visão dos efeitos do erro provocado por esta perturbação. Para tanto, suponha um atuador hidráulico com área $A = 7,6576 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$, volume $v = 9,5583 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]}$, módulo de elasticidade volumétrica $\beta = 10^9 \text{ [Pa]}$, carga do sistema puramente inercial e que a aceleração $\ddot{y} = 2 \text{ [m.s}^{-2}\text{]}$ é constante. Se $\omega_v = 200 \text{ [rad/s]}$ e $K_p = 500$, tem-se que $P_{\text{pert}} \approx 0,32 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$. Para que uma carga puramente inercial com massa $M = 40 \text{ [Kg]}$ acelere a $2 \text{ [m.s}^{-2}\text{]}$ é necessária uma força constante de 80 [N] , o que é obtido com uma diferença de pressão de $1,04 \times 10^5 \text{ [Pa]}$. Neste caso, o valor da perturbação P_{pert} afeta significativamente o rastreamento do subsistema hidráulico. Para sistemas com massas maiores ou com forças de atrito significativas, a diferença de pressão necessária para obter a mesma aceleração aumenta, o que diminui a influência da perturbação P_{pert} . Note também que quanto mais rápida é a dinâmica da válvula (ω_v maior) e quanto maior é o valor de K_p menor a amplitude desta perturbação e, conseqüentemente, menor o erro causado pela mesma no rastreamento da trajetória no subsistema hidráulico.

Se $P_{\text{ert}}(s)$ é desconsiderada, obtém-se

$$P_{\Delta}(s) = \frac{\omega_v (s + K_p)}{(s^2 + \omega_v s + K_p \omega_v)} P_{\Delta d}(s). \quad (4.25)$$

Observe que entre $P_{\Delta}(s)$ e $P_{\Delta d}(s)$ tem-se uma dinâmica de 2ª ordem ao invés de uma relação direta igual a “1” como estabelecida na equação (4.18).

Da equação (4.25), a qual representa a relação dinâmica entre P_{Δ} e $P_{\Delta d}$, pode-se concluir que para valores de K_p próximos de zero a função de transferência do subsistema hidráulico apresenta dois pólos com parte real negativa, um próximo a origem (dominante) e um outro mais à esquerda. À medida que o ganho K_p é aumentado, o sistema passa de sobre amortecido para criticamente amortecido e, finalmente, subamortecido. A figura 4.2 ilustra esta situação, onde a região à esquerda da parte escurecida representa o lugar onde os pólos devem estar localizados para atender aos requisitos de projeto.

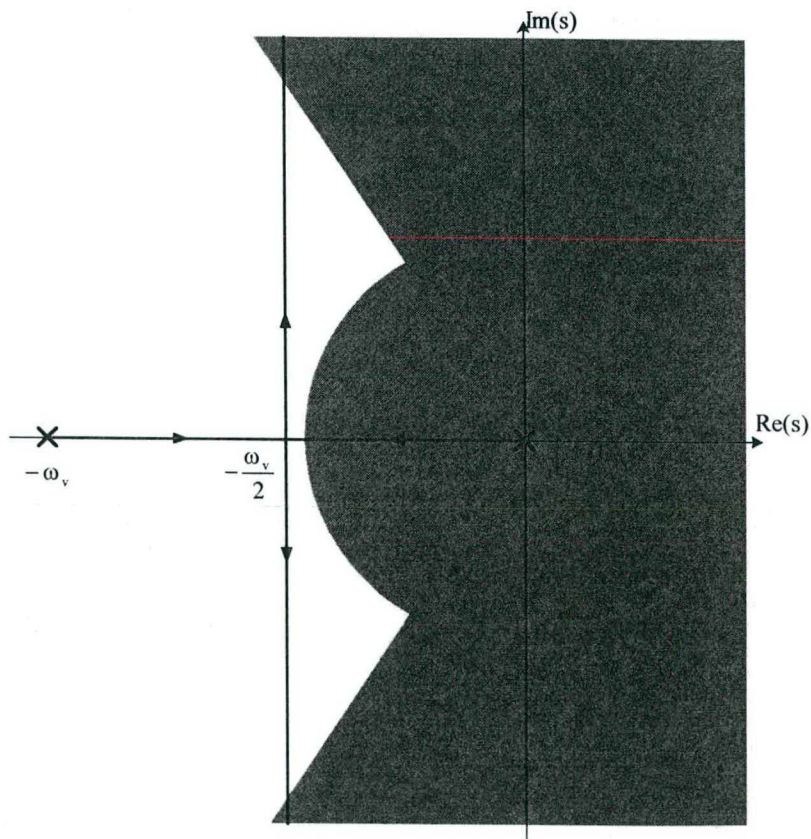


Figura 4.2 – Lugar das raízes de $\frac{P_{\Delta}(s)}{P_{\Delta d}(s)}$ em função de K_p

Da equação (4.25), verifica-se que quanto mais rápida é a dinâmica da válvula, maior é o valor de K_p que pode ser usado sem que o sistema torne-se subamortecido. O comportamento subamortecido do subsistema hidráulico, dependendo das características da trajetória de pressão desejada, pode causar oscilações na diferença de pressão P_Δ e, conseqüentemente, na saída do atuador “y”.

Observação 4.2 - Se a dinâmica da válvula é de 2ª ordem $\ddot{x}_v = -2\xi_v\omega_v\dot{x}_v - \omega_v^2x_v + K_{em}\omega_v^2u$ e as mesmas considerações do caso em que a dinâmica é considerada como de 1ª ordem são feitas, o sistema em malha fechada resulta

$$P_\Delta(s) = \frac{\omega_v^2(s + K_p)}{s^3 + 2\xi_v\omega_v s^2 + \omega_v^2 s + K_p\omega_v^2} P_{\Delta d}(s), \quad (4.26)$$

o que implica que K_p deve respeitar a desigualdade $K_p < 2\xi_v\omega_v$ para que o sistema seja estável. Note que a dinâmica da válvula limita os valores de K_p em uma implementação experimental.

4.6 Conclusões

Neste capítulo, inicialmente apresentou-se uma visão geral dos controladores em cascata desenvolvidos com base nos modelos linear e não-linear de 3ª ordem do atuador hidráulico sem considerar a dinâmica da válvula (CUNHA et al., 2000d). Na seqüência analisou-se o efeito da dinâmica da válvula.

Das análises realizadas sobre o efeito da dinâmica da válvula na malha fechada do subsistema hidráulico, concluiu-se que:

- a dinâmica da válvula impede o desacoplamento entre os subsistemas;

- a magnitude do erro causado pelo termo de desacoplamento é tanto menor quanto mais rápida é a dinâmica da válvula e quanto maior é o valor de K_P ;

- quando a dinâmica da válvula é de 1ª ordem, existe uma dinâmica de 2ª ordem entre a diferença de pressão P_Δ e a diferença de pressão desejada $P_{\Delta d}$. Esta dinâmica de 2ª ordem, limita o valor de K_P para que as especificações de projeto sejam atingidas. Um comportamento subamortecido do subsistema hidráulico, dependendo das características da trajetória de pressão desejada, pode causar oscilações na diferença de pressão P_Δ e, conseqüentemente, na saída do atuador “y”;

- quando a dinâmica da válvula é de 2ª ordem, existe uma dinâmica de 3ª ordem entre a diferença de pressão P_Δ e a diferença de pressão desejada $P_{\Delta d}$. Neste caso, valores muito grandes de K_P podem levar o sistema para a instabilidade.

No próximo capítulo é proposto um controlador em cascata baseado no modelo não-linear de 4ª ordem do atuador hidráulico representado pelas equações (2.58),(2.59) e (2.60).

5. CONTROLADOR EM CASCATA INCLUINDO A DINÂMICA DA VÁLVULA

5.1 Introdução

No capítulo anterior, analisou-se o efeito da dinâmica da válvula na malha fechada do subsistema hidráulico. Dessa análise, concluiu-se que a dinâmica da válvula provoca um erro de rastreamento no subsistema hidráulico, o que reflete no rastreamento de trajetória dos sistemas interconectados. Neste capítulo propõe-se um controlador em cascata baseado no modelo de 4ª ordem, descrito pelas equações (2.58), (2.59) e (2.60), que inclui a dinâmica da válvula como um sistema de 1ª ordem:

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = AP_{\Delta} + F_L \quad (5.1)$$

$$\dot{P}_{\Delta} = -fA\dot{y} + fK_h x_v g \quad (5.2)$$

$$\dot{x}_v = -\omega_v x_v + K_{em} \omega_v u. \quad (5.3)$$

Neste capítulo, na seção 5.2 propõe-se uma lei de controle para o subsistema mecânico. Na seção 5.3 sintetiza-se a lei de controle do subsistema hidráulico através do método direto de Lyapunov. Na seção 5.4 analisa-se a estabilidade dos sistemas interconectados. Na seção 5.5 apresenta-se a conclusão do capítulo.

5.2 Controle no Subsistema Mecânico

Usando a equação (4.1) e considerando a força $F_L = 0$, a equação (5.1) pode ser escrita como

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = AP_{\Delta d} + A\tilde{P}_{\Delta}. \quad (5.4)$$

Propõe-se, então, para o seguimento do subsistema mecânico a lei de controle (equação (4.6)) dada por

$$P_{\Delta d} = \frac{1}{A}(M_0\ddot{y}_r + B_0\dot{y}_r - K_D z). \quad (5.5)$$

Substituindo esta lei de controle em (5.4), considerando que os parâmetros do subsistema mecânico são conhecidos e que $A = A_0$, obtém-se

$$M\dot{z} = A\tilde{P}_{\Delta} - (B + K_D)z. \quad (5.6)$$

Considere a função não-negativa

$$V_1 = \frac{1}{2}Mz^2, \quad (5.7)$$

para qual, usando a equação (5.6), a derivada temporal é dada por

$$\dot{V}_1 = -(B + K_D)z^2 + A\tilde{P}_{\Delta}z. \quad (5.8)$$

Esta expressão é usada na análise de estabilidade apresentada na seção 5.4.

5.3 Controle no Subsistema Hidráulico

Considere o subsistema hidráulico dado por

$$\dot{P}_{\Delta} = -fA\dot{y} + fK_h x_v g \quad (5.9)$$

$$\dot{x}_v = -\omega_v x_v + K_{em} \omega_v u. \quad (5.10)$$

Seja

$$\tilde{x}_v = x_v - x_{vd} \quad (5.11)$$

o erro de trajetória da posição do carretel, onde x_{vd} é a trajetória de posição do carretel desejada. Considere duas constantes positivas, ϕ_1 e ϕ_2 , e a seguinte função não-negativa:

$$V_2 = \frac{1}{2} \phi_1 \tilde{P}_\Delta^2 + \frac{1}{2} \phi_2 \tilde{x}_v^2. \quad (5.12)$$

Derivando a equação (5.12) em relação ao tempo e utilizando as equações (4.1), (5.9) e (5.11), obtém-se

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= \phi_1 \tilde{P}_\Delta \left(-fA\dot{y} + fK_h g x_v - \dot{P}_{\Delta d} \right) + \phi_2 \tilde{x}_v (\dot{x}_v - \dot{x}_{vd}) \\ &= \phi_1 \tilde{P}_\Delta \left[\left(-fA\dot{y} + fK_h g x_{vd} - \dot{P}_{\Delta d} \right) + fK_h g \tilde{x}_v \right] + \phi_2 \tilde{x}_v (\dot{x}_v - \dot{x}_{vd}). \end{aligned} \quad (5.13)$$

Escolhendo a lei de controle x_{vd} como

$$x_{vd} = \frac{1}{K_{h0}g} \left[\frac{(\dot{P}_{\Delta d} - K_p \tilde{P}_\Delta)}{f_0} + A_0 \dot{y} \right], \quad (5.14)$$

e substituindo-a na equação (5.13), considerando que os parâmetros do subsistema hidráulico são conhecidos, obtém-se

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= -K_p \phi_1 \tilde{P}_\Delta^2 + \phi_1 fK_h g \tilde{P}_\Delta \tilde{x}_v + \phi_2 \tilde{x}_v (\dot{x}_v - \dot{x}_{vd}) \\ &= -K_p \phi_1 \tilde{P}_\Delta^2 + \phi_2 \tilde{x}_v \left(\dot{x}_v + \frac{\phi_1}{\phi_2} fK_h g \tilde{P}_\Delta - \dot{x}_{vd} \right). \end{aligned} \quad (5.15)$$

Substituindo a dinâmica da válvula dada pela equação (5.10) em (5.15) resulta

$$\dot{V}_2 = -K_p \phi_1 \tilde{P}_\Delta^2 + \phi_2 \tilde{x}_v \left(-\omega_v x_v + K_{em} \omega_v u + \frac{\phi_1}{\phi_2} fK_h g \tilde{P}_\Delta - \dot{x}_{vd} \right). \quad (5.16)$$

Escolhendo a lei de controle para o subsistema hidráulico como

$$u = \frac{1}{\omega_{v0} K_{em0}} \left(\dot{x}_{vd} + \omega_{v0} x_v - \frac{\phi_1}{\phi_2} f_0 K_{h0} g \tilde{P}_\Delta - K_v \tilde{x}_v \right), \quad (5.17)$$

onde K_v é uma constante positiva, e substituindo-a na equação (5.16) obtém-se

$$\dot{V}_2 = -K_p \phi_1 \tilde{P}_\Delta^2 - K_v \phi_2 \tilde{x}_v^2. \quad (5.18)$$

Uma lei de controle similar a (5.17) é sintetizada por ALLEYNE (1996) para o problema de controle de força em atuadores hidráulicos.

Como pôde ser notado, as leis de controle (5.14) e (5.17) foram escolhidas de modo a tornar a derivada da função V_2 uma função não-positiva. A equação (5.18) é usada na análise de estabilidade da próxima seção.

5.4 Análise de Estabilidade dos Sistemas Interconectados

O controlador em cascata fixo baseado no modelo não-linear de 4ª ordem do atuador hidráulico é obtido combinando-se a lei de controle para o subsistema mecânico com a lei de controle para o subsistema hidráulico. Esta combinação é referida como NFCC do nome em inglês *New Fixed Cascade Controller* (CUNHA et al., 2000c).

Considere o atuador hidráulico controlado pelo NFCC. Neste caso, o sistema em malha fechada é $\Omega = \{(5.4)(5.5)(5.9)(5.10)(5.14)(5.17)\}$. A trajetória desejada y_d e suas derivadas temporais até 4ª ordem são assumidas serem limitadas. Seja $\rho_2 = [\tilde{y} \quad \dot{\tilde{y}} \quad \ddot{\tilde{y}} \quad \tilde{P}_\Delta \quad \tilde{x}_v]^T$ o vetor de erros de rastreamento de trajetória. Para provar a estabilidade exponencial o seguinte lema de convergência será usado:

Lema 5.1 – Se uma função real $W(t) \geq 0$ satisfaz a desigualdade $\dot{W}(t) + \alpha W(t) \leq 0$ onde α é um número real, então $W(t) \leq W(0)e^{-\alpha t}$ (SLOTINE E LI, 1991).

O teorema abaixo estabelece as características de malha fechada:

Teorema 5.1 – Quando os parâmetros do sistema são conhecidos, o sistema Ω é exponencialmente estável com relação à origem do vetor de erros de rastreamento ρ_2 .

Prova: Considere a função candidata de Lyapunov dada por

$$V = V_1 + V_2 + \frac{1}{2} N \tilde{y}^2, \quad (5.19)$$

onde N é uma constante positiva a ser definida na seqüência. Substituindo as equações (4.7), (5.7) e (5.12) em (5.19) obtém-se

$$V = \frac{1}{2} \rho_2^T H_2 \rho_2, \quad (5.20)$$

onde $H_2 = \begin{bmatrix} \lambda^2 M + N & \lambda M & 0 & 0 \\ \lambda M & M & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \phi_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \phi_2 \end{bmatrix}$ é uma matriz definida positiva. Substituindo as

equações (5.8) e (5.18) na derivada temporal de V ($\dot{V} = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 + N \dot{y} \tilde{y}$) tem-se \dot{V} dada por

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -(\mathbf{B} + \mathbf{K}_D) \mathbf{z}^2 + N \dot{y} \tilde{y} + \mathbf{A} \mathbf{z} \tilde{\mathbf{P}}_\Delta - \phi_1 \mathbf{K}_p \tilde{\mathbf{P}}_\Delta^2 - \phi_2 \mathbf{K}_v \tilde{\mathbf{x}}_v^2 \\ &= -(\mathbf{B} + \mathbf{K}_D) (\dot{\tilde{y}}^2 + \lambda^2 \tilde{y}^2) + [N - 2\lambda(\mathbf{B} + \mathbf{K}_D)] \dot{y} \tilde{y} + \mathbf{A} \dot{y} \tilde{\mathbf{P}}_\Delta + \lambda \mathbf{A} \dot{y} \tilde{\mathbf{P}}_\Delta - \phi_1 \mathbf{K}_p \tilde{\mathbf{P}}_\Delta^2 - \phi_2 \mathbf{K}_v \tilde{\mathbf{x}}_v^2. \end{aligned}$$

Definindo $N = 2\lambda(\mathbf{B} + \mathbf{K}_D)$, a equação acima pode ser reescrita como

$$\dot{V} = -\rho_2^T H_3 \rho_2, \quad (5.21)$$

onde $H_3 = \begin{bmatrix} \lambda^2(\mathbf{B} + \mathbf{K}_D) & 0 & -\frac{1}{2}\lambda\mathbf{A} & 0 \\ 0 & (\mathbf{B} + \mathbf{K}_D) & -\frac{1}{2}\mathbf{A} & 0 \\ -\frac{1}{2}\lambda\mathbf{A} & -\frac{1}{2}\mathbf{A} & \phi_1 \mathbf{K}_p & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \phi_2 \mathbf{K}_v \end{bmatrix}$.

Do teorema de Sylvester, o qual estabelece que para uma matriz simétrica ser definida positiva é necessário que todos os seus menores principais sejam estritamente positivos, tem-se que se

$$\phi_1 K_D K_p > \frac{1}{2} A^2, \quad (5.22)$$

então H_3 é uma matriz definida positiva e, conseqüentemente, \dot{V} é definida negativa. Como V é definida positiva e \dot{V} é definida negativa, pelo método direto de Lyapunov tem-se que o sistema Ω é assintoticamente estável com relação ao vetor de estados ρ_2 .

Sejam $\eta_{\min}(X)$ e $\eta_{\max}(X)$, respectivamente, os autovalores mínimos e máximos de uma matriz X . Da teoria das matrizes pode-se escrever $\rho_2^T H_3 \rho_2 \geq \rho_2^T \eta_{\min}(H_3) I \rho_2$, onde I é uma matriz identidade. Multiplicando e dividindo o lado direito desta desigualdade por $\eta_{\max}(H_2)$ obtém-se

$$\rho_2^T H_3 \rho_2 \geq \frac{\eta_{\min}(H_3)}{\eta_{\max}(H_2)} \rho_2^T \eta_{\max}(H_2) I \rho_2 \geq \gamma V(t) \quad \Rightarrow \quad -\rho_2^T H_3 \rho_2 = \dot{V}(t) \leq -\gamma V(t),$$

onde $\gamma = \frac{\eta_{\min}(H_3)}{\eta_{\max}(H_2)}$. Usando o Lema 5.1 conclui-se que $V(t) \leq V(0)e^{-\gamma t}$. Desta equação pode-

se escrever $\eta_{\min}(H_2) \|\rho_2(t)\|^2 \leq \eta_{\max}(H_2) \|\rho_2(0)\|^2 e^{-\gamma t}$ e, portanto,

$$\|\rho_2(t)\| \leq \sqrt{\frac{\eta_{\max}(H_2)}{\eta_{\min}(H_2)}} \|\rho_2(0)\| e^{-\frac{\gamma}{2}t}. \quad (5.23)$$

A equação (5.23) completa a prova e estabelece que o vetor de erro de rastreamento de trajetória ρ_2 converge para a origem exponencialmente com uma taxa maior ou igual a $\gamma/2$.

Observação 5.1 - Conforme estabelecido em VIDYASAGAR e VANNELI (1982), a convergência exponencial da malha fechada Ω implica que Ω é robusto com relação a uma perturbação de entrada limitada como a carga F_L .

A figura 5.1 mostra o diagrama de blocos do NFCC. Analisando este diagrama de blocos pode-se fazer as seguintes observações:

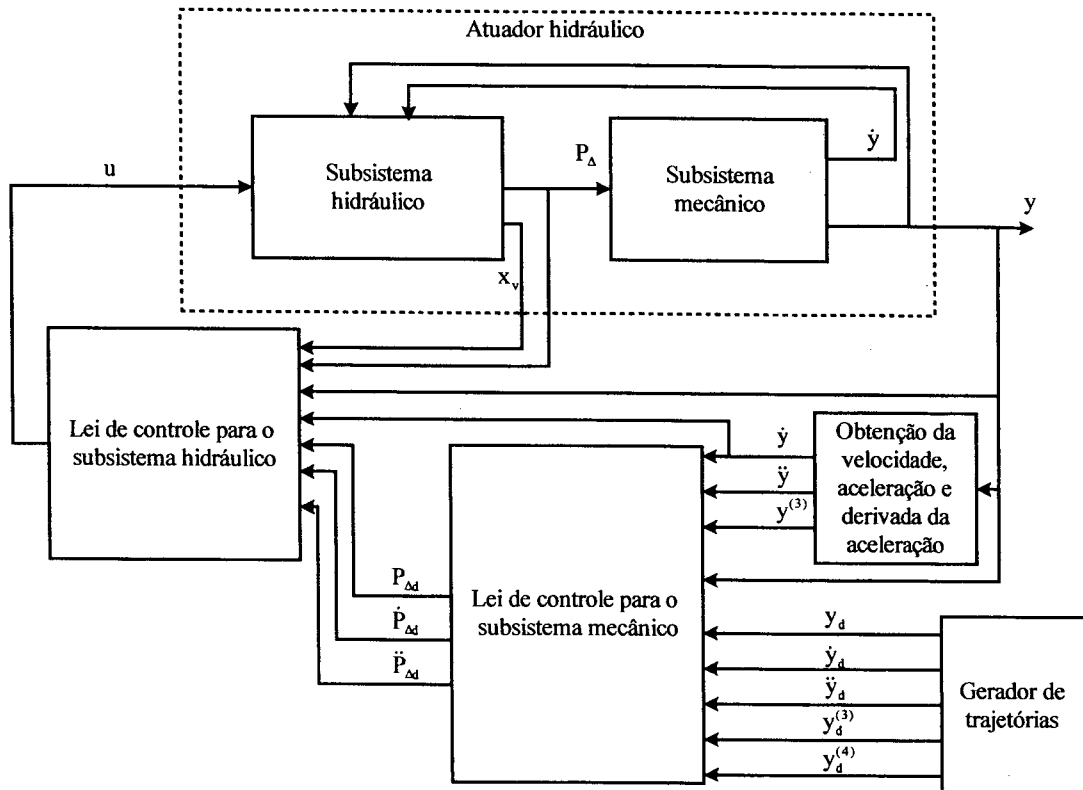


Figura 5.1 – Sistema em malha fechada com NFCC

Observação 5.2 - A lei de controle é dada pelas expressões (5.5), (5.14) e (5.17). Para implementar esta lei de controle o gerador de trajetórias deve fornecer y_d , \dot{y}_d , \ddot{y}_d , $y_d^{(3)}$ e $y_d^{(4)}$ e os sinais y , \dot{y} , \ddot{y} , $y^{(3)}$, x_v e P_Δ devem ser obtidos. Considerando que a posição “ y ”, a velocidade “ \dot{y} ”, a posição do carretel da válvula “ x_v ” e a diferença de pressão “ P_Δ ” são medidas, então, a aceleração \ddot{y} pode ser calculada a partir da equação (5.1) ($F_L = 0$).

Derivando (5.1) em relação ao tempo, obtém-se $y^{(3)} = \frac{1}{M}(A\dot{P}_\Delta - B\ddot{y})$, onde \dot{P}_Δ é calculada usando (5.2).

Observação 5.3 - Para o cálculo da aceleração e da derivada da aceleração é necessário que os parâmetros sejam conhecidos. Experimentalmente, normalmente a aceleração é obtida através do uso de derivação numérica e filtros. Ao invés de obter a derivada da aceleração e calcular \dot{x}_{vd} , normalmente obtém-se \dot{x}_{vd} a partir da derivação numérica de x_{vd} (5.14) (LIU e ALLEYNE, 1999).

5.5 Conclusões

Neste capítulo foi proposto um controlador em cascata baseado no modelo não-linear de 4ª ordem do atuador hidráulico que inclui a dinâmica da válvula como uma dinâmica de 1ª ordem. A estabilidade dos sistemas interconectados foi analisada através do método direto de Lyapunov. Dessa análise concluiu-se que o sistema é exponencialmente estável com relação ao vetor de erros de trajetória se os parâmetros do sistema são completamente conhecidos.

No próximo capítulo descreve-se a implementação experimental dos controladores em cascata apresentados neste capítulo e no capítulo anterior.

6. IMPLEMENTAÇÃO EXPERIMENTAL DOS CONTROLADORES EM CASCATA PROPOSTOS USANDO UMA VÁLVULA PROPORCIONAL

6.1 Introdução

Neste capítulo descreve-se a implementação experimental dos controladores em cascata apresentados e propostos nos capítulos anteriores; tal implementação foi realizada no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Nesta implementação utilizou-se um atuador hidráulico composto de uma válvula proporcional (ao invés de uma servoválvula), um cilindro de haste passante, transdutores e condicionadores de sinais, um sistema de aquisição de dados e controle e uma unidade de potência e condicionamento hidráulica (UPCH). Uma foto da bancada de testes é mostrada na figura 6.1.

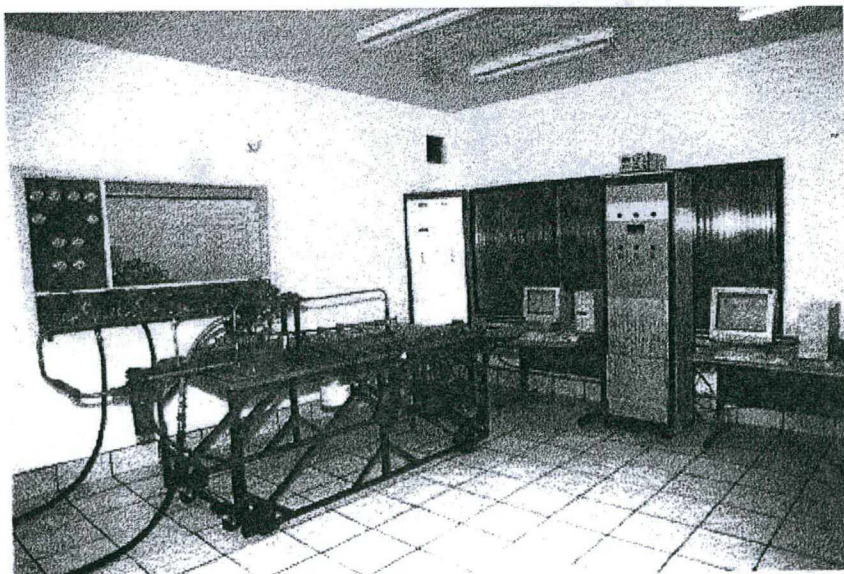


Figura 6.1 – Bancada de testes

Neste capítulo, na seção 6.2 apresenta-se uma descrição geral do sistema. A seção 6.3 descreve o atuador hidráulico e os transdutores. Na seção 6.4 apresenta-se o sistema de aquisição de dados e controle. A seção 6.5 trata da determinação dos parâmetros do sistema. Na seção 6.6 propõe-se uma compensação para a zona-morta baseada na inversa da zona-morta. Na seção 6.7 propõe-se a inclusão de uma zona-morta na obtenção do sinal da posição do carretel para compensar o deslocamento causado pela compensação proposta. A seção 6.8 discute o ajuste dos ganhos do controlador em cascata. Na seção 6.9 apresentam-se os valores usados nos filtros. A seção 10 trata da trajetória desejada. Na seção 11 apresenta-se a conclusão do capítulo.

6.2 Descrição Geral do Sistema

Um diagrama esquemático apresentado por VALDIERO (2000) é mostrado na figura 6.2. Na estrutura da bancada estão montados o cilindro hidráulico de haste passante (1), o transdutor de deslocamento resistivo (2) que mede a posição do pistão do cilindro, a válvula direcional proporcional (3) que recebe o sinal de tensão e direciona a vazão da linha de pressão para as câmaras e dessas para o tanque, os transdutores de pressão manométrica TP3 (4) e TP4 (5) que medem a pressão em cada câmara do cilindro, filtro (6) e transdutores de temperatura em cada câmara do cilindro (não mostrados). A Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico (UPCH) é composta do conjunto moto-bombas (7), do bloco proporcional de controle de vazão e pressão BPVP (8), do reservatório (9) e de um trocador de calor (não mostrado). A aquisição dos dados provenientes dos transdutores e a geração do sinal de controle são executadas em uma placa ds1102 da empresa dSPACE, que está instalada dentro do gabinete do computador.

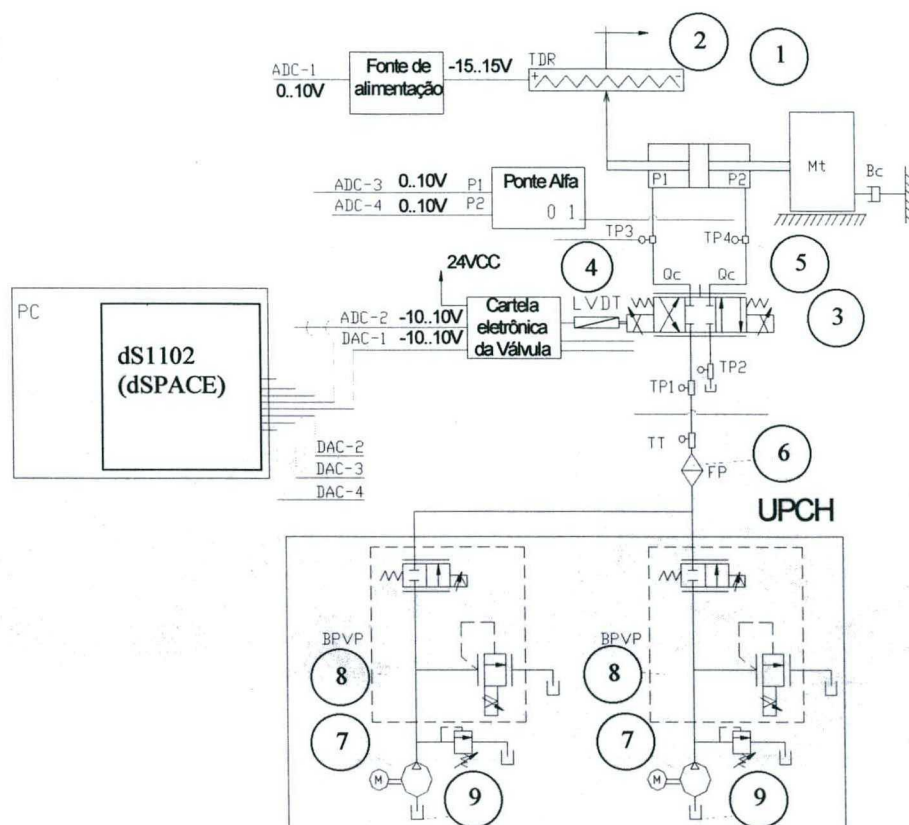


Figura 6.2 – Diagrama esquemático do sistema (VALDIERO, 2000)

Pode-se dividir a descrição do funcionamento do sistema em três partes: sistema de condicionamento do fluido, atuador hidráulico e transdutores, e sistema de aquisição de dados e controle. O sistema de potência e condicionamento do fluido (UPCH) é o responsável por manter o fluido nas condições desejadas para o atuador hidráulico: vazão, pressão e temperatura. O atuador hidráulico (conjunto válvula-cilindro) é responsável pela transformação do sinal de comando (tensão elétrica) em um movimento da carga, sendo que os transdutores são os responsáveis por transformar as variáveis físicas relacionadas com o atuador (posição do carretel da válvula, posição do pistão, pressão em cada câmara) em sinais elétricos para o sistema de aquisição de dados e controle. O sistema de aquisição de dados e

controle recebe esses sinais e processa o algoritmo de controle de modo a gerar o sinal elétrico (sinal de controle) que é aplicado no atuador hidráulico.

Na próxima seção descrevem-se o atuador hidráulico e os transdutores.

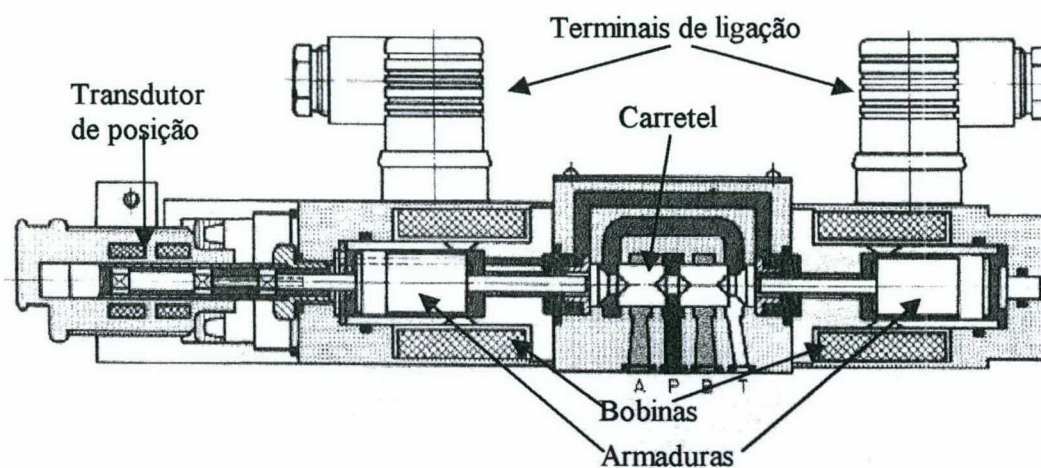
6.3 Atuador Hidráulico e Transdutores

O atuador hidráulico utilizado é composto de um cilindro de dupla ação e haste passante, de uma válvula proporcional e de uma cartela eletrônica. Nesta seção, além dos elementos que compõem o atuador hidráulico são descritos os transdutores utilizados na medição das variáveis físicas relacionadas com o atuador (posição do carretel da válvula, posição do pistão, pressão em cada câmara).

6.3.1 Válvula proporcional e cartela eletrônica

Nas implementações experimentais usou-se uma válvula proporcional NG6 BOSCH com controle de posição e com vazão nominal de 35 [l/min] a uma queda de pressão de 8 [bar] por orifício (figura 6.3). As válvulas proporcionais com controle de posição quando comparadas àquelas sem controle de posição do carretel apresentam um comportamento mais estável do carretel, menor histerese e maior banda de passagem.

Nas válvulas proporcionais, um sinal elétrico é aplicado nos solenóides que geram uma força eletromagnética para deslocar o carretel da válvula. Os solenóides são projetados de modo que a força gerada seja proporcional ao sinal de entrada e que com isso obtenha-se um controle contínuo do carretel da válvula. Com o deslocamento do carretel da válvula ocorre a vazão nos orifícios da mesma. Normalmente o sinal de controle das válvulas é amplificado através de um amplificador de potência, o que é feito em uma cartela eletrônica.



**Figura 6.3 – Válvula proporcional BOSCH NG6 com controle de posição
(ROBERT BOSCH GMBH, 1989)**

As cartelas eletrônicas, normalmente, possuem as seguintes funções:

- amplificar o sinal de comando e gerar a tensão correspondente a este sinal para cada solenóide;
- compensar a zona-morta do carretel da válvula;
- permitir o ajuste dos ganhos de vazão;
- gerar rampas para evitar movimentos rápidos do carretel.

Como a principal função das cartelas eletrônicas é amplificar os sinais, as cartelas eletrônicas são muitas vezes chamadas de amplificadores eletrônicos para válvulas. Na saída dos circuitos amplificadores tem-se a tensão que é aplicada nos solenóides de modo que o carretel seja posicionado de acordo com o sinal aplicado na entrada da cartela eletrônica. Para explicar as outras funções da cartela considera-se que estes circuitos aplicam uma tensão “ u_{eq} ”

de modo a obter a posição do carretel “ x_v ” equivalente ao sinal que é aplicado na entrada da cartela eletrônica “ u_{ec} ”.

A válvula utilizada é de centro supercrítico, de modo que existe uma sobreposição positiva dos ressaltos do seu carretel em relação ao pórtilo. Conforme apresentado no capítulo 2, as válvulas de centro supercrítico apresentam uma região em que há variação da posição do carretel e não há vazão. Esta região é representada por uma zona-morta na relação vazão pelo deslocamento do carretel (Q versus x_v). Desprezando a dinâmica da válvula, esta relação pode ser representada por uma zona-morta na relação entre a vazão e a tensão aplicada na válvula (Q versus u_{eq}), como mostrado na figura 6.4 onde $z_{me} < 0$ é o limite esquerdo da região onde existe a zona-morta [V] e $z_{md} > 0$ é o limite direito [V].

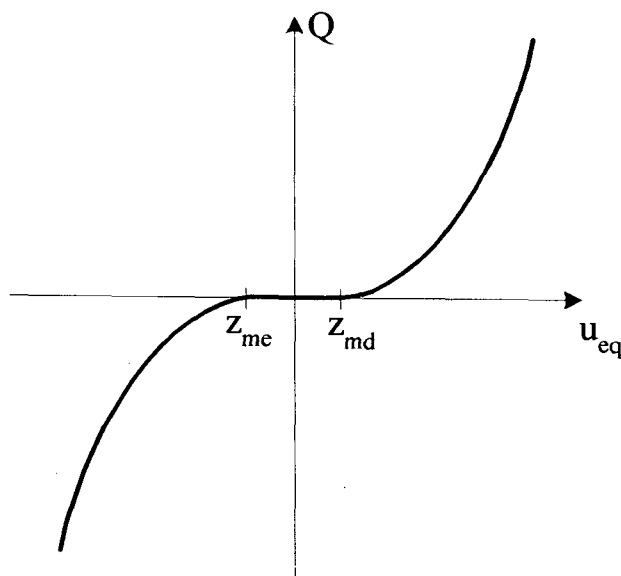


Figura 6.4 – Zona-morta

Para compensar a zona-morta, as cartelas eletrônicas usam circuitos que têm uma relação entrada-saída dada pela inversa da zona-morta, como mostrado na figura 6.5. Estes

circuitos adicionam ao sinal de entrada da cartela eletrônica uma tensão fixa (ajustada na cartela eletrônica): a tensão adicionada é positiva ($c_{cd} > 0$ [V]) se o sinal aplicado à entrada é positivo e negativa ($c_{ce} < 0$ [V]) se o sinal aplicado à entrada é negativo.

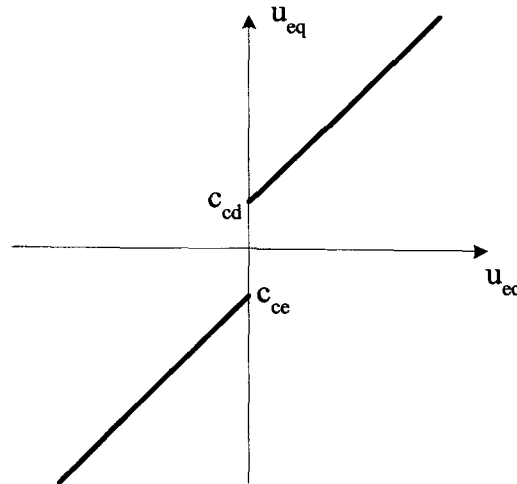


Figura 6.5 – Inversa da zona-morta

A relação entre a vazão e a tensão aplicada à entrada da cartela eletrônica u_{ec} com o uso do circuito de compensação da zona-morta é mostrado na figura 6.6:

- quando os valores ajustados na compensação são menores do que a zona-morta (zona-morta subestimada, $|c_{cd}| < |z_{md}|$, $|c_{ce}| < |z_{me}|$), tem-se uma zona-morta equivalente menor do que a original (figura 6.6(a));
- quando os valores ajustados na compensação da zona-morta são iguais ao da zona-morta ($|c_{cd}| = |z_{md}|$, $|c_{ce}| = |z_{me}|$), a relação resultante não apresenta zona-morta (figura 6.6(b));
- quando os valores ajustados na inversa são maiores do que a zona-morta (zona-morta superestimada, $|c_{cd}| > |z_{md}|$, $|c_{ce}| > |z_{me}|$), tem-se uma descontinuidade na origem (figura 6.6(c)). Esta situação é explicada na seção 6.6.

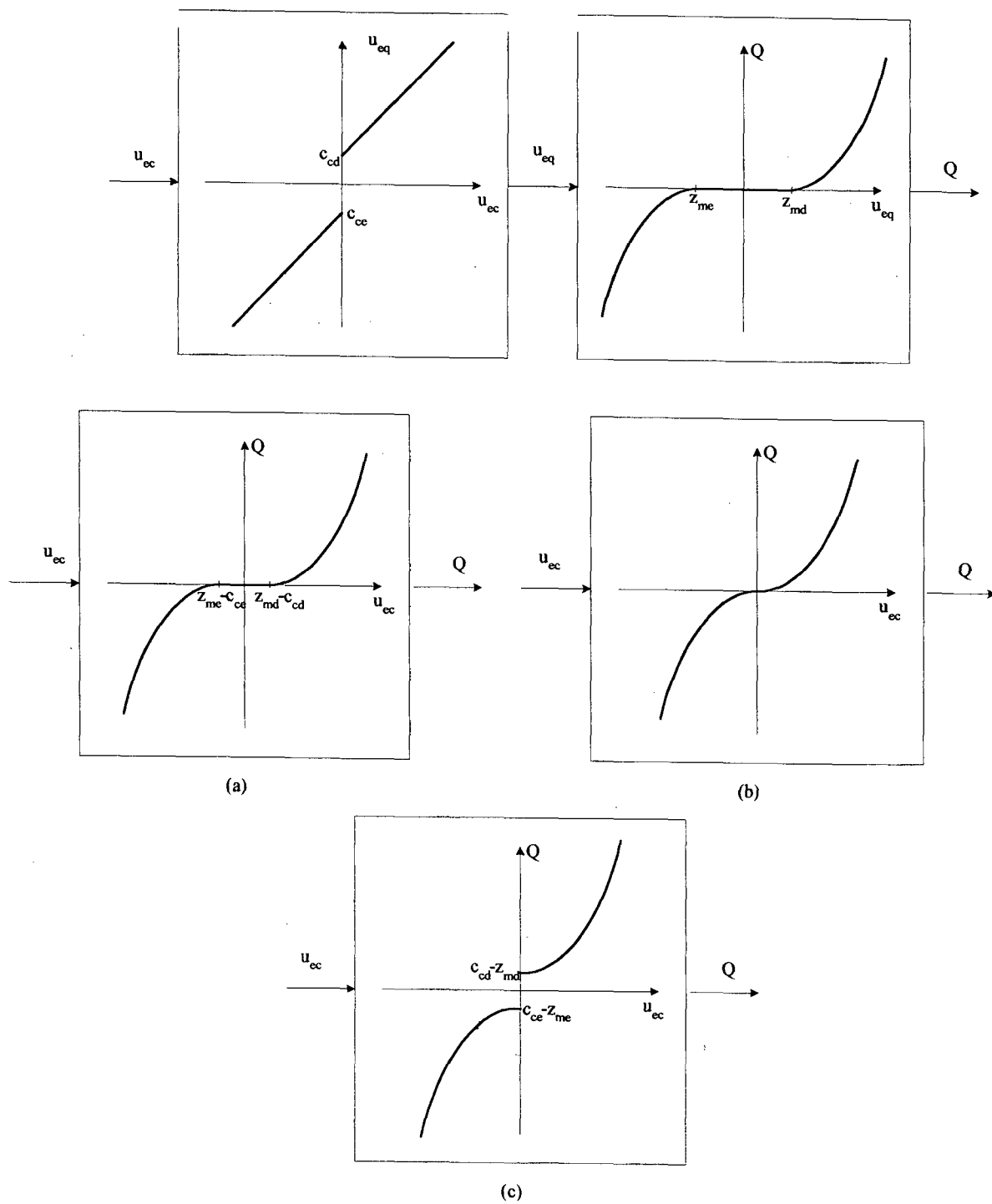


Figura 6.6 – Compensação da zona-morta + zona-morta

Note que, do modo como foi descrita a compensação da zona-morta, se o sinal da entrada fosse zero e existisse um ruído neste sinal, seria somado com u_{ec} ora um sinal positivo (c_{cd}) e ora um sinal negativo (c_{ce}), de acordo com a polaridade do ruído. Conseqüentemente, o carretel da válvula oscilaria. Para evitar esta situação, o sinal da entrada para ser interpretado na cartela eletrônica como positivo ou negativo precisa atingir um determinado valor. Isto pode ser representado como uma zona-morta, chamada de zona-morta elétrica (VIRVALO, 1997), antes do circuito de compensação, resultando no diagrama apresentado na figura 6.7.

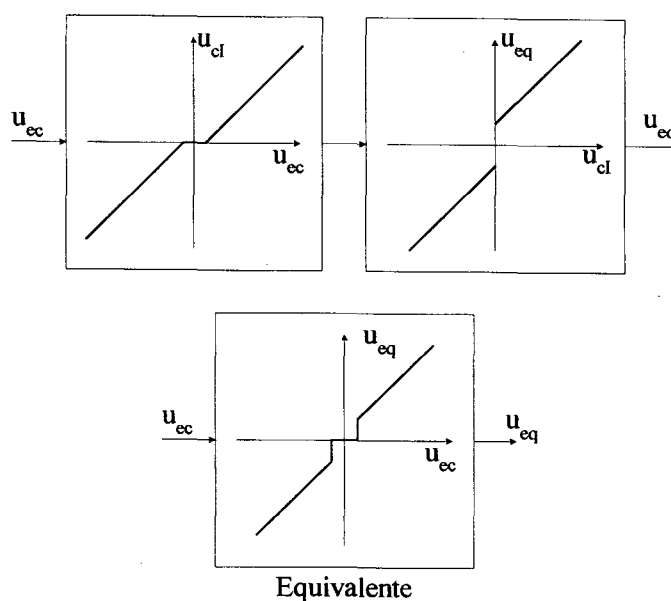


Figura 6.7 – Zona-morta elétrica + compensação da zona-morta

Pela relação equivalente entre a tensão aplicada na entrada da cartela eletrônica e a tensão aplicada na válvula, verifica-se que o sinal aplicado à válvula só é diferente de zero após a tensão u_{ec} ter ultrapassado o valor da zona-morta elétrica, conseqüentemente não há deslocamento do carretel e nem vazão nesta região. Dessa forma, usando os ajustes de

compensação da cartela eletrônica não é possível eliminar a existência de uma zona-morta entre o sinal u_{ec} e a vazão.

As cartelas eletrônicas também possuem ajustes de ganhos de vazão tanto para o deslocamento positivo do carretel quanto para o negativo. Em VIRVALO (1997) é apresentado o diagrama mostrado na figura 6.8 para descrever estas funções da cartela eletrônica.

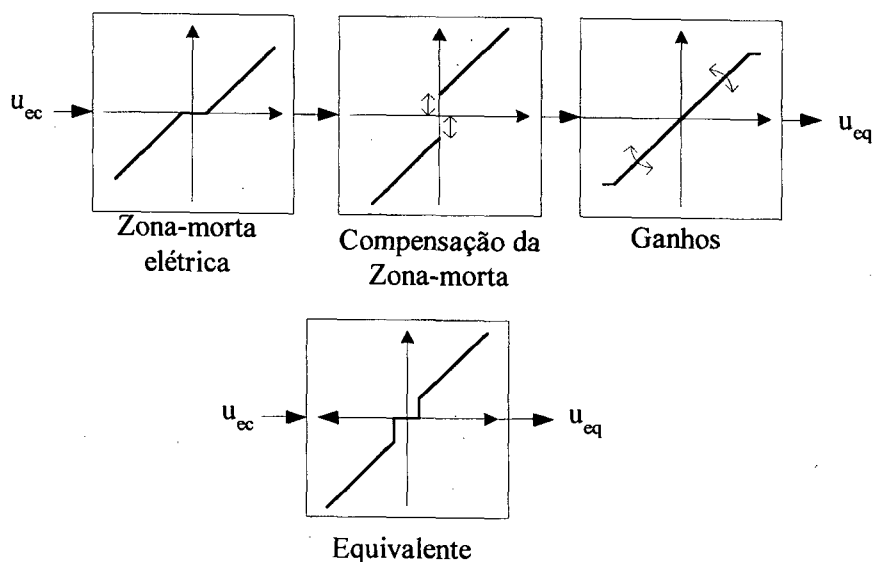


Figura 6.8 – Cartela eletrônica da válvula (VIRVALO, 1997)

Em conjunto com a válvula proporcional utilizou-se uma cartela eletrônica WV 45 – RGC 4 BOSCH com ajustes nos ganhos de vazão e com ajuste de compensação da zona-morta. Nesta cartela existem também ajustes para os circuitos geradores de rampa, os quais não foram usados neste trabalho.

Pelo diagrama genérico apresentado para uma cartela eletrônica BOSCH (ROBERT BOSCH GMBH, 1989) as funções de ajuste de ganho e compensação da zona-morta estão na seqüência apresentada na figura 6.9 ao invés da seqüência apresentada na figura 6.8. Esta

informação é útil quando se ajustam os ganhos e a compensação, pois o equivalente é o mesmo.

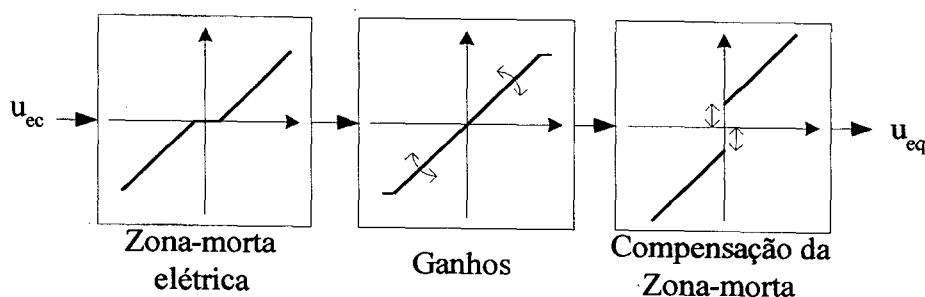


Figura 6.9 - Cartela eletrônica da válvula

6.3.2 Cilindro hidráulico

Acoplado na válvula proporcional utilizou-se um cilindro hidráulico de haste passante CG210F REXROTH, com fixação por pés, êmbolo com diâmetro de 40 [mm], haste com diâmetro de 25 [mm] e curso de 1000 [mm].

6.3.3 Transdutores

Para medição de posição foi usado um transdutor de deslocamento resistivo FESTO com curso total de 1016 [mm]. Neste trabalho, o sensor foi calibrado e posicionado (-0,5 [m]...0,5 [m]) obtendo-se a seguinte relação inversa:

$$y = a.v_y + b \quad [\text{m}], \quad (6.1)$$

onde $a = 0,1021 \text{ [m.V}^{-1}\text{]}$, $b = -0,5011 \text{ [m]}$ e v_y é a tensão elétrica medida em Volts no transdutor de posição.

Para a medição de pressão nas câmaras foram utilizados transdutores de pressão manométrica SERVUS, faixa de operação 0 a 35 M [Pa] (P_1) e 0 a 20 M [Pa] (P_2). As relações inversas foram obtidas através da calibração dos transdutores e são dadas por

$$P_1 = k_1 \cdot v_{p1} \quad [\text{Pa}] \quad (6.2)$$

$$P_2 = k_2 \cdot v_{p2} \quad [\text{Pa}], \quad (6.3)$$

onde $k_1 = 35 \cdot 10^5 \text{ [Pa} \cdot \text{V}^{-1}]$, $k_2 = 20 \cdot 10^5 \text{ [Pa} \cdot \text{V}^{-1}]$, v_{p1} e v_{p2} são as tensões elétricas medidas em Volts nos transdutores.

A constante que relaciona a posição do carretel da válvula e a tensão obtida na cartela eletrônica proveniente do transdutor de posição do carretel da válvula não é fornecida no manual do fabricante. Desta forma, a posição do carretel foi medida diretamente em Volts sem o uso de uma constante para a conversão para o respectivo valor em metros.

Observação 6.1 – O termo “ x_v ” expressa o resultado da medida da posição do carretel em Volts (CUNHA et al., 2000c). Conseqüentemente, K_{em} é adimensional e a unidade de K_h (K_{hu}) é $[\text{m}^4 \cdot \text{V}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{N}^{-2}]$.

O processamento e a filtragem destes sinais são tratados na próxima seção.

6.4 Sistema de Aquisição de Dados e Controle

O sistema de aquisição de dados e controle é mostrado na figura 6.10. Neste sistema os dados analógicos provenientes dos transdutores são digitalizados num conversor A/D (Analógico/Digital), processados em uma placa com um processador de sinais digitais (DSP) e

a saída (sinal de controle) é tornada analógica em um conversor D/A (Digital/Analógico). Este sistema está instalado em um computador.

O processamento do sinal de controle é feito em uma placa dS1102 da empresa alemã dSPACE. O programa a ser executado na placa pode ser programado em linguagem “C” e depois compilado para a linguagem do processador através dos programas que acompanham este equipamento. A programação do algoritmo de controle pode, no entanto, ser feita utilizando o programa MATLAB em conjunto com os pacotes SIMULINK e RTW. Utilizando estes programas e os programas que acompanham o equipamento é gerado um programa em “C” equivalente ao diagrama de blocos do controlador implementado no SIMULINK e, logo após, o programa é compilado e carregado na placa dS1102.

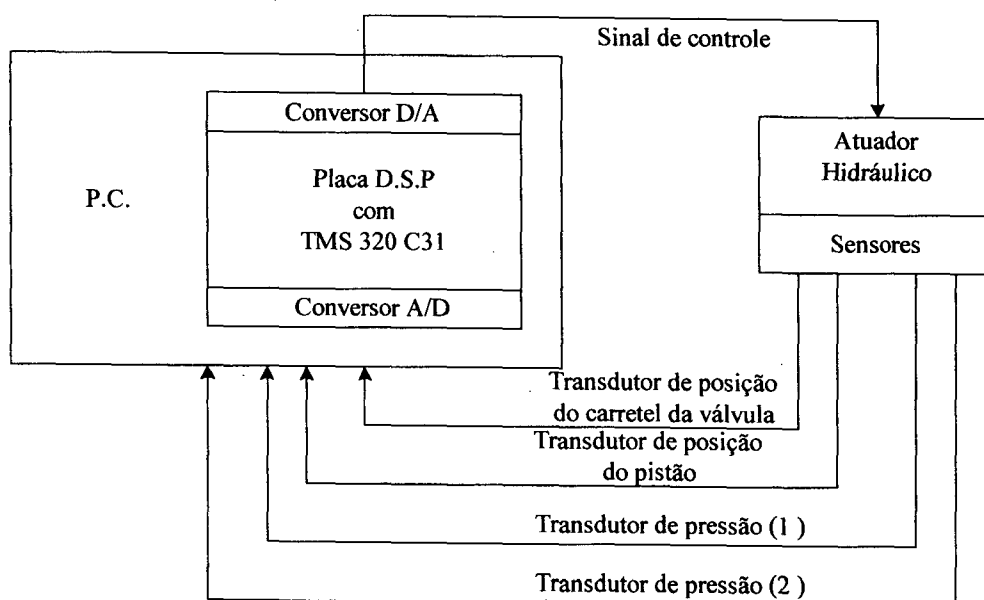


Figura 6.10 - Equipamento para aquisição de dados e controle

Esta facilidade permite também realizar simulações utilizando um dado controlador em um modelo e, em seguida, aplicar este mesmo controlador no sistema experimental. Para tanto, basta substituir no diagrama de simulação o modelo que representa o sistema a ser controlado por blocos de conversores A/D e D/A no formato do SIMULINK (fornecidos nas bibliotecas do fabricante da placa dS1102) e realizar o tratamento dos sinais (filtros, curvas de calibração). A seguir, escolhe-se um algoritmo de integração e o respectivo passo de integração, e a partir de um comando no “menu” do SIMULINK o diagrama é compilado para a linguagem do DSP, carregado e inicializado na placa ds1102. É interessante salientar que a execução do programa se dá de forma independente do microprocessador do computador, ou seja, as tarefas realizadas no microcomputador não interferem na execução do algoritmo de controle, embora durante a execução do programa no DSP exista comunicação entre a placa dS1102 e o computador. Esta comunicação é usada para a leitura de variáveis e alteração de constantes como está explicado na seqüência.

É possível alterar os valores de constantes do sistema através da execução de um comando de simulação externa. Isto permite que os dados alterados no diagrama do SIMULINK sejam automaticamente repassados ao programa que está sendo executado na placa dS1102. Este recurso é bastante útil para analisar algumas variações do sistema e para sintonizar os controladores. Contudo, verifica-se que este recurso não funciona adequadamente para controladores que apresentam um grande número de cálculos, tendo-se muitas vezes que reinicializar o sistema.

Os dados adquiridos dos transdutores e/ou de outras variáveis importantes para analisar o desempenho de malha fechada são capturados em um programa chamado TRACE. Neste programa selecionam-se as variáveis de interesse através dos seus nomes no diagrama do

SIMULINK, determina-se qual será o período de amostragem para a captura dos dados como um múltiplo do período de amostragem utilizado na implementação do sistema de controle e o período total de captura; pode-se ainda ativar a captura a partir do instante em que uma determinada variável atinja um valor subindo ou descendo (variável x tempo).

Este equipamento dispõe ainda de um programa chamado COCKPIT, que não foi utilizado neste trabalho. Utilizando este programa é possível observar as variáveis e/ou controlar as constantes usando um formato gráfico na tela do computador.

6.4.1 – Tratamento dos sinais

O sinal proveniente de cada transdutor foi filtrado após o conversor A/D através de um filtro de 1ª ordem e depois ajustado para a respectiva unidade através da curva de calibração inversa. Os sinais de velocidade e aceleração foram obtidos através de derivação numérica e filtros. Este esquema é ilustrado na figura 6.11.

Na próxima seção trata-se da determinação dos parâmetros do sistema experimental.

6.5 Determinação dos Parâmetros do Sistema

6.5.1 Determinação dos parâmetros β_0 , M_0 , v_0 e A_0

Uma identificação experimental dos parâmetros para este atuador hidráulico foi feita em ANDRIGHETTO (1996), onde os seguintes parâmetros foram obtidos: massa ($M_0 = 20,66$ [Kg]), coeficiente de atrito viscoso ($B_0 = 316,2$ [N.s.m⁻¹]), módulo de elasticidade volumétrica ($\beta_0 = 10^9$ [Pa]), volume total das linhas 1 e 2 ($v_0 = 9,5583 \cdot 10^{-4}$ [m³]) e área ($A_0 = 7,6576 \cdot 10^{-4}$ [m²]). Estes parâmetros foram usados como parâmetros nominais nos controladores em cascata.

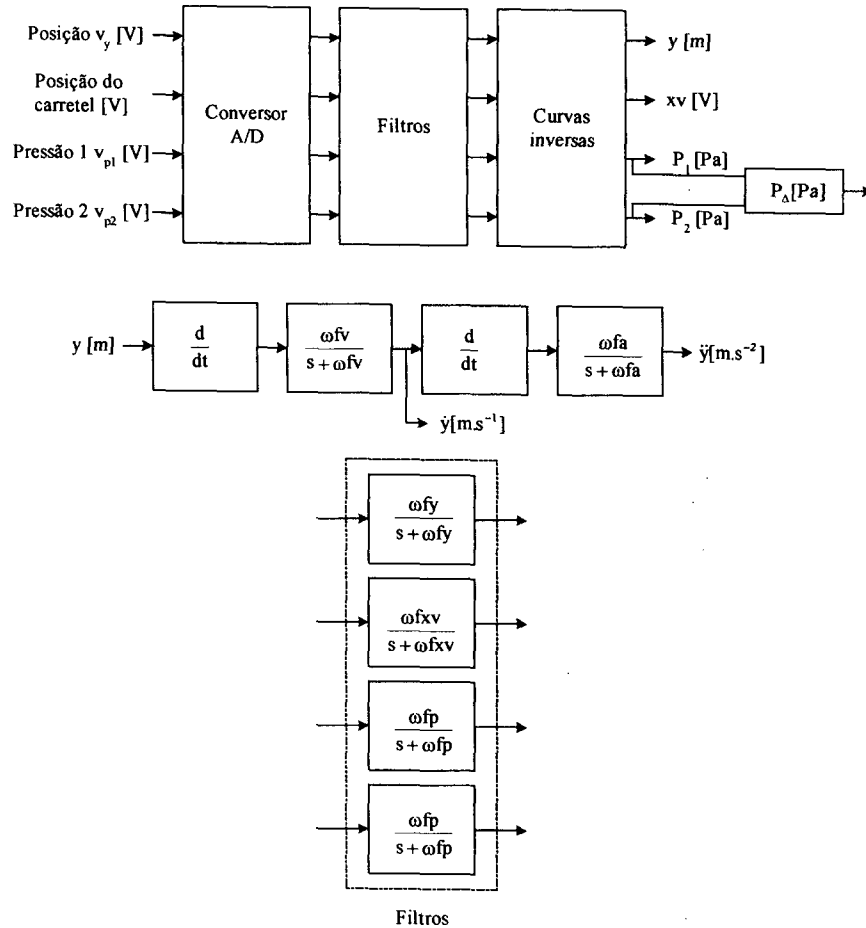


Figura 6.11 – Aquisição dos sinais

6.5.2 Ajuste da cartela eletrônica

Os ajustes de compensação de zona-morta da cartela eletrônica foram colocados nos valores mínimos e os ganhos foram ajustados de forma a proporcionar uma curva com a mesma inclinação na relação posição do carretel (x_v [V]) versus a tensão aplicada na entrada da cartela eletrônica (u_{ec} [V]), para deslocamento positivo e negativo. Este ajuste foi feito estaticamente aplicando uma tensão na entrada e medindo o valor da posição do carretel da válvula.

Para verificar a inclinação aplicou-se uma senóide com amplitude de 10 [V] e período de 200 [s] e mediu-se a posição do carretel da válvula como mostrado na figura 6.12 (gráficos: $u_{ec} \times t$ e $x_v \times t$) e na figura 6.13 ($x_v \times u_{ec}$).

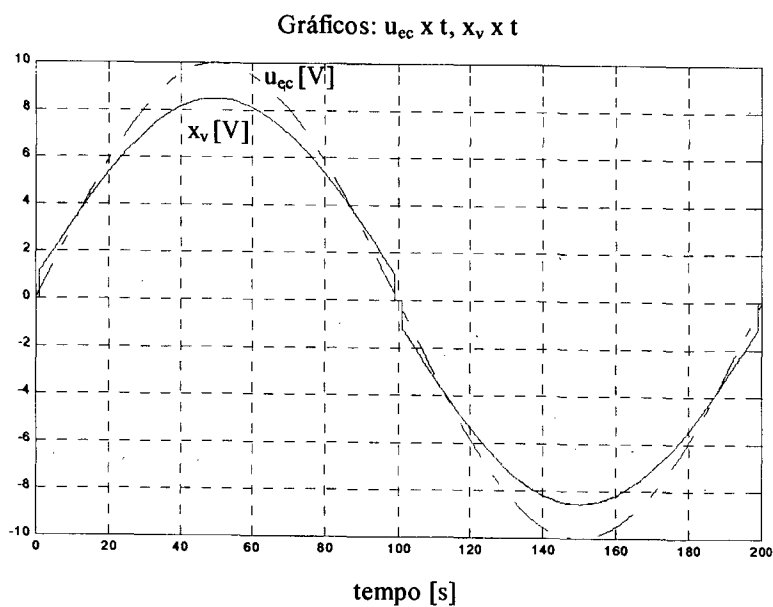


Figura 6.12 – Gráficos: $u_{ec} \times t$ e $x_v \times t$

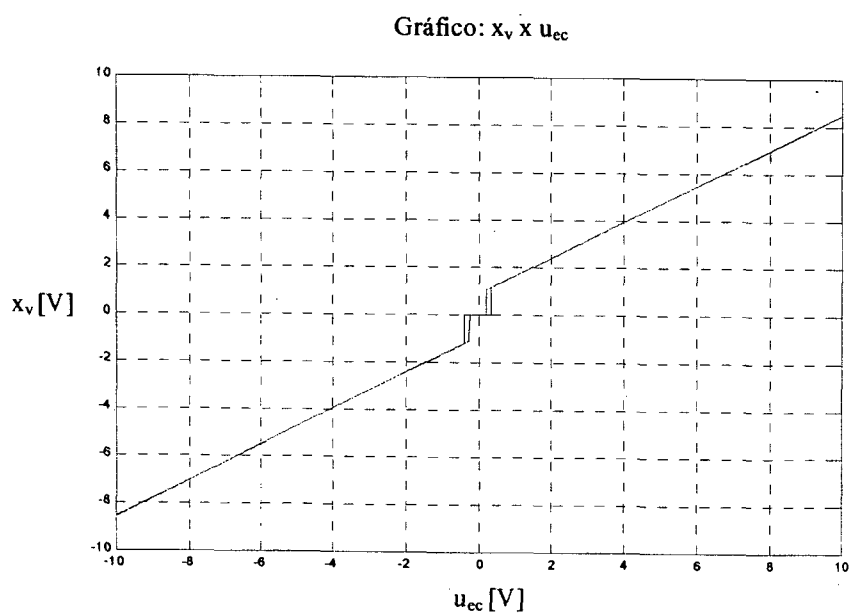


Figura 6.13 – Gráfico: $x_v \times u_{ec}$

Observação 6.2 – Na figura 6.13 nota-se a presença de histerese. Esta histerese é causada nos circuitos da cartela eletrônica pela diferença que existe nos valores da zona-morta elétrica quando u_{ec} começa em 0 [V] e vai tendo o seu módulo aumentado, ou quando u_{ec} inicia em um valor mais alto e tem seu módulo diminuído.

No teste estático, anterior ao ajuste, verificou-se que no deslocamento máximo do carretel para a esquerda $x_{vmaxe} = -9,1$ [V] e para a direita $x_{vmaxd} = 8,5$ [V]. Pelo manual do fabricante (ROBERT BOSCH GMBH,1992), a zona-morta da válvula é em torno de 20% dos valores de deslocamento máximo, o que neste caso é $x_{vzme} = -1,82$ [V] e $x_{vzmd} = 1,70$ [V]. Estes valores são utilizados na próxima subseção.

6.5.3 Determinação de K_{h0} , K_{em0} , K_{hu0} e ω_{v0}

A equação de vazão para a válvula utilizada quando submetida ao deslocamento nominal é dada por (ROBERT BOSCH GMBH,1992)

$$Q = Q_{nom} \sqrt{\frac{\Delta P_x}{\Delta P_{nom}}}, \quad (6.4)$$

onde $Q_{nom} = 35 [\text{l} \cdot \text{min}^{-1}] = 5,83 \cdot 10^{-4} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$, $\Delta P_{nom} = 8 \text{ bar} = 8 \cdot 10^5 [\text{Pa}]$ e ΔP_x é a queda de pressão por orifício e pode ser escrita como $\Delta P_x = \frac{P_s - \text{sgn}(x_v)P_\Delta}{2}$.

Igualando a equação (6.4) com a equação (2.12) obtém-se

$$K_h = \frac{Q_{nom}}{x_{vmax} \sqrt{2\Delta P_{nom}}}, \quad (6.5)$$

onde o valor de $x_{v\max}$ deve ser obtido após a compensação da zona-morta. Uma estimativa deste valor pode ser obtida da seguinte forma:

$$x_{v\max} = \frac{|x_{v\max d} - x_{vzmd}| + |x_{v\max e} - x_{vzme}|}{2} \quad (6.6)$$

Usando os valores que foram medidos estaticamente tem-se $x_{v\max} = 7,04$ [V].

Calculando o valor de K_{h0} pela equação (6.5) obtém-se $K_{h0} = 6,55 \cdot 10^{-8} [\text{m}^4 \cdot \text{V}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{N}^{\frac{-1}{2}}]$.

O valor de $K_{em0} = 0,76$ é obtido a partir da inclinação da curva do gráfico da figura 6.13, resultando em $K_{hu0} = 4,978 \times 10^{-8} [\text{m}^4 \cdot \text{V}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{N}^{\frac{-1}{2}}]$.

Do manual da válvula (ROBERT BOSCH GMBH, 1992) tem-se que o tempo de resposta correspondente a uma entrada de 10% do valor máximo é de 10ms e para uma entrada de 100% do valor máximo é de 30ms. Este tempo de resposta corresponde ao tempo de subida.

Como para um sistema de 1ª ordem $\omega_v = \left(\frac{2,2}{t_{subida}} \right)$, o valor de ω_v pode ser calculado pela

média:

$$\omega_{v0} = \left(\frac{\frac{2,2}{10 \times 10^{-3}} + \frac{2,2}{30 \times 10^{-3}}}{2} \right) \approx 147 [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]. \quad (6.7)$$

Observação 6.3 – Em ANDRIGHETTO (1996) o comportamento dinâmico desta válvula foi aproximado por uma dinâmica de 2ª ordem (Observação 2.7 – equação (2.64)) com $\xi_{v0} = 1$ e

$$\omega_{v0} = 266 [\text{rad} / \text{s}].$$

Na próxima seção propõe-se uma compensação para a zona-morta.

6.6 Compensação da Zona-Morta

Na seção 6.3 foram apresentadas as funções da cartela eletrônica da válvula, onde se pôde verificar que existe um circuito para compensar a zona-morta que ocorre devido ao centro supercrítico da válvula. Todavia, verificou-se que devido à existência de uma zona-morta elétrica antes do circuito de compensação, utilizando somente os ajustes da cartela não é possível eliminar completamente a zona-morta entre a vazão e a tensão aplicada na entrada da cartela eletrônica. Isto acontece porque, para compensar uma zona-morta, a inversa deve estar localizada antes da mesma.

A zona-morta elétrica desta válvula foi medida em um teste estático resultando $-0,39$ [V] e $+0,33$ [V] para o sinal aplicado na entrada da cartela eletrônica partindo do zero. Assim, mesmo que o circuito de compensação da zona-morta da cartela eletrônica fosse ajustado para eliminar completamente a zona-morta devido à sobreposição do carretel, uma zona-morta de $-0,39$ [V] a $+0,33$ [V] existiria entre “Q” e “ u_{ec} ”.

Para tratar deste problema implementou-se, no diagrama do sistema, uma compensação entre o sinal de controle “u” gerado pelo algoritmo do controlador e o conversor D/A (tensão aplicada na entrada da cartela eletrônica). Esta compensação é mostrada na figura 6.14 e é dada por

$$u_{ec} = \begin{cases} u + ce & \text{para } u < -lc \\ \frac{-ce}{lc}u & \text{para } -lc \leq u < 0 \\ \frac{cd}{lc}u & \text{para } 0 \leq u \leq lc \\ u + cd & \text{para } u > lc \end{cases}, \quad (6.8)$$

onde “cd” e “lc” são constantes positivas [V] e “ce” é uma constante negativa [V].

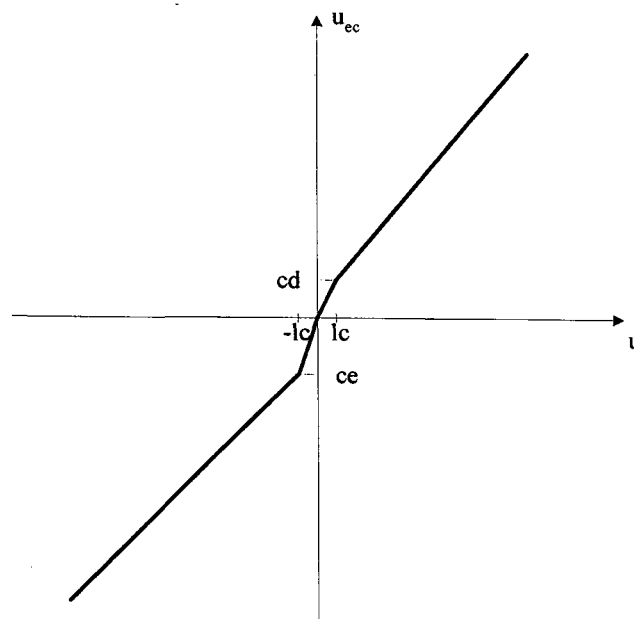


Figura 6.14 – Compensação da zona-morta

Para evitar oscilações no carretel da válvula, a soma de “cd” ou “ce” é feita somente após o sinal de entrada ter passado um determinado nível dado pela constante “lc”. Como esta compensação atua antes da zona-morta elétrica da cartela eletrônica, ela pode compensá-la. Nos testes experimentais “lc” foi ajustado igual a \$lc = 0,05\$ [V], ou seja, bem menor do que o valor da zona-morta elétrica da cartela eletrônica. Esta compensação da zona-morta é válida considerando-se que os valores de “cd” e “ce” são maiores do que a zona-morta elétrica, o que

é usado nas implementações. Assim, com a compensação proposta compensa-se a zona-morta elétrica e a zona-morta devido à sobreposição do carretel.

O resultado desta compensação é similar à apresentada na seção 6.3 para a compensação feita na cartela eletrônica.

É interessante analisar aqui o caso em que a compensação é sobreestimada. Quando o valor do controle “u” é maior do que “lc”, soma-se a este um valor “cd”. Desprezando o termo da velocidade na equação (2.36), existe uma parcela da derivada da diferença de pressão devido à compensação ter sido sobreestimada que é dada por $\dot{P}_{\Delta\text{parcela}} = fK_h (cd - lc - z_{\text{md}})g_u$. Esta parcela faz com que a diferença de pressão aumente e provoque uma força que se soma àquela provocada pelo sinal de controle “u”. Quando o atuador está parado, essa força gerada pela sobreposição do carretel se opõe à força de atrito estático. Quando o atuador está em movimento, desprezando-se os períodos transitórios, a velocidade tem o mesmo sentido de abertura da válvula. Como o atrito de Coulomb tem sentido oposto ao da velocidade, esta parcela da força também se opõe ao atrito de Coulomb.

Portanto, a sobre compensação da zona-morta realiza uma compensação das forças de atrito estático e de Coulomb, assim, diminuindo os erros de rastreamento de trajetória.

6.7 Eliminação do Efeito da Compensação na Medição da Posição do Carretel

No caso do controlador proposto no capítulo 5 (NFCC), a posição do carretel da válvula é um dos sinais usados na lei de controle (5.17). O NFCC foi projetado para uma válvula de centro crítico, onde não há zona-morta na válvula. Note que a compensação

proposta na seção anterior provoca um deslocamento fixo do carretel quando uma tensão é aplicada. Portanto, o deslocamento que foi provocado pela compensação da zona-morta deve ser eliminado na obtenção da posição do carretel. Para tanto, propõe-se a inclusão de uma zona-morta na medição da posição do carretel como mostrado na figura 6.15 (CUNHA et al., 2000c), onde $e_{cd} > 0$ [V] e $e_{ce} < 0$ [V] são os valores que delimitam a região da zona-morta.

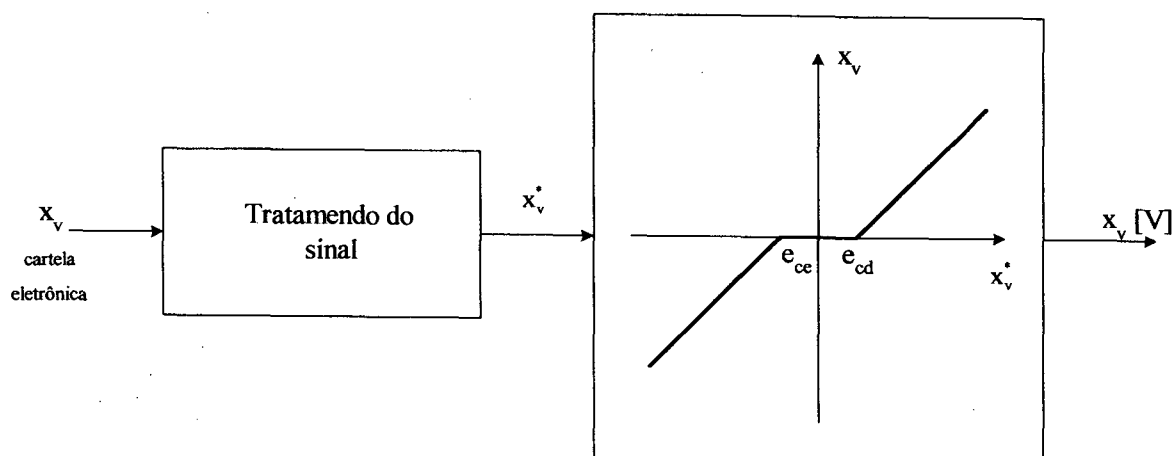


Figura 6.15 – Eliminação do efeito da compensação na medição de x_v

6.8 Sintonia dos Ganhos do Controlador em Cascata

Uma das limitações dos ganhos do controlador é o ruído nos sinais provenientes dos transdutores, visto que, ganhos elevados podem amplificar os ruídos. Uma outra limitação quando se faz a implementação de um controlador contínuo em um sistema digital é o período de amostragem. O período de amostragem limita a largura da banda de passagem de malha fechada, limitando, conseqüentemente, os ganhos do controlador. FRANKLIN et al. (1994)

aconselham uma frequência de amostragem 20 vezes (ou mais) a largura da banda de passagem de malha fechada para que o sistema controlado digitalmente comporte-se como o equivalente contínuo.

Nesta seção analisa-se o efeito dos ganhos K_D e λ na localização dos pólos de malha fechada do subsistema mecânico e do ganho K_V no subsistema hidráulico. Discute-se a sintonia dos ganhos do controlador.

6.8.1 Subsistema mecânico

Partindo das definições (4.7), \dot{y}_r , \ddot{y}_r e z podem ser escritos em função de y e y_d como

$$\dot{y}_r = \dot{y}_d + \lambda y_d - \lambda y \quad (6.9)$$

$$\ddot{y}_r = \ddot{y}_d + \lambda \dot{y}_d - \lambda \dot{y} \quad (6.10)$$

$$z = -\dot{y}_d - \lambda y_d + \dot{y} + \lambda y. \quad (6.11)$$

Substituindo as equações (6.9), (6.10) e (6.11) na lei de controle do subsistema mecânico (4.6) (ou (5.5)) obtém-se

$$P_{\Delta d} = \frac{1}{A_0} \left[M_0 \ddot{y}_d + (\lambda M_0 + B_0 + K_D) \dot{y}_d + \lambda (B_0 + K_D) y_d - (\lambda M_0 + K_D) \dot{y} - \lambda (B_0 + K_D) y \right], \quad (6.12)$$

onde $(.)_0$ são os parâmetros nominais do sistema usados no projeto da lei de controle.

A equação do subsistema mecânico é dada por

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = AP_{\Delta d} + A\tilde{P}_{\Delta} + F_L. \quad (6.13)$$

Considerando que a área do atuador pode ser medida com precisão (ou seja, $A = A_0$) e substituindo (6.12) em (6.13) obtém-se

$$M\ddot{y} + (\lambda M_0 + B + K_D)\dot{y} + \lambda(B_0 + K_D)y = M_0\ddot{y}_d + (\lambda M_0 + B_0 + K_D)\dot{y}_d + \lambda(B_0 + K_D)y_d + A\tilde{P}_\Delta + F_L. \quad (6.14)$$

Aplicando a transformada de Laplace com condições iniciais nulas na equação (6.14) tem-se

$$Y(s) = C_1(s)Y_d(s) + C_2(s)(A\tilde{P}_\Delta(s) + F_L(s)), \quad (6.15)$$

onde “s” é a variável de Laplace e

$$C_1(s) = \frac{M_0 s^2 + (\lambda M_0 + B_0 + K_D)s + \lambda(B_0 + K_D)}{M s^2 + (\lambda M_0 + B + K_D)s + \lambda(B_0 + K_D)}$$

$$C_2(s) = \frac{1}{M s^2 + (\lambda M_0 + B + K_D)s + \lambda(B_0 + K_D)}.$$

Analisando a equação (6.15) verifica-se que o ganho DC da função de transferência $C_1(s)$ é unitário, independente do valor de K_D ($K_D > 0$); se $y_d(t)$ é uma função degrau $\frac{y_d(\infty)}{s}$, $\tilde{P}_\Delta = 0$ e $F_L = 0$, tem-se que $y(\infty) = y_d(\infty)$. Pode-se verificar também que o ganho DC da função de transferência $C_2(s)$ é igual a $\frac{1}{\lambda(B_0 + K_D)}$, de modo que quanto maiores os valores de K_D e λ , menor é a influência da perturbação externa e do erro de rastreamento da diferença de pressão.

Se o ganho K_D é projetado de modo que $K_D \gg B$ e $K_D \gg B_0$, as funções de transferência $C_1(s)$ e $C_2(s)$ podem ser escritas como

$$C_1(s) \cong \frac{M_0}{M} \frac{s^2 + \left(\lambda + \frac{K_D}{M_0}\right)s + \lambda \frac{K_D}{M_0}}{s^2 + \left(\lambda \frac{M_0}{M} + \frac{K_D}{M}\right)s + \lambda \frac{K_D}{M}}$$

$$C_2(s) \cong \frac{1}{M} \frac{1}{s^2 + \left(\lambda \frac{M_0}{M} + \frac{K_D}{M} \right) s + \lambda \frac{K_D}{M}}.$$

Se $M \cong M_0$, então as equações acima resultam

$$C_1(s) \cong 1 \quad (6.16)$$

$$C_2(s) \cong \frac{1}{M} \frac{1}{(s + \lambda) \left(s + \frac{K_D}{M} \right)}. \quad (6.17)$$

Projetando λ e K_D de modo que $\frac{K_D}{M} \gg \lambda$, pode-se analisar $C_2(s)$ como

$$C_2(s) \cong \frac{1}{\lambda K_D} \frac{\lambda}{(s + \lambda)}. \quad (6.18)$$

Da equação (6.15) com $C_1(s)$ e $C_2(s)$ dados pelas equações (6.16) e (6.18) obtém-se

$$\tilde{Y}(s) \cong T_1(s) (F_L(s) + A\tilde{P}_\Delta(s)), \quad (6.19)$$

onde $T_1(s) = \frac{1}{\lambda K_D} \frac{\lambda}{(s + \lambda)}$.

Das análises realizadas até aqui, pode-se concluir que com o valor de K_D projetado de modo que $K_D \gg B$ e $K_D \gg B_0$, diminui-se a influência da incerteza do coeficiente de atrito viscoso na resposta do sistema. Projetando λ e K_D de modo que $\frac{K_D}{M} \gg \lambda$, tem-se que o erro de rastreamento de trajetória pode ser aproximado por (6.19). Desta equação conclui-se que à medida que o valor de λ é aumentado diminui o ganho DC da função de transferência $T_1(s)$, ao mesmo tempo que aumenta a banda de passagem. Com o aumento na banda de passagem, sinais oscilatórios ou de alta frequência em \tilde{P}_Δ e F_L podem causar oscilações na saída do atuador “y”.

Assim, a sintonia é feita escolhendo K_D o maior possível e em seguida aumentando o valor de λ até o limite em que a saída do atuador começa a apresentar oscilações de alta frequência.

6.8.2 Subsistema hidráulico

Conforme demonstrado no capítulo 4, o ganho K_P é limitado pela dinâmica da válvula. Analisa-se a seguir o efeito de K_V na malha fechada do subsistema hidráulico.

Substituindo a lei de controle (5.17) em (5.10) obtém-se

$$\dot{x}_v = -\omega_v x_v + \Delta K \frac{\omega_v}{\omega_{v0}} \left(\dot{x}_{vd} + \omega_{v0} x_v - \frac{\phi_1}{\phi_2} f_0 K_{h0} g \tilde{P}_\Delta - K_v \tilde{x}_v \right), \quad (6.20)$$

onde $\Delta K = \frac{K_{em}}{K_{em0}}$.

Supondo que a relação ϕ_1/ϕ_2 é muito pequena de forma que o termo $\frac{\phi_1}{\phi_2} f_0 K_{h0} g \tilde{P}_\Delta$

possa ser desprezado e aplicando a transformada de Laplace, obtém-se

$$X_v(s) = \frac{\Delta K \frac{\omega_v}{\omega_{v0}} (s + K_v)}{s + \omega_v (1 - \Delta K) + \Delta K \frac{\omega_v}{\omega_{v0}} K_v} X_{vd}(s). \quad (6.21)$$

Para que os pólos da função de transferência da equação acima sejam estáveis, o ganho K_v deve ser projetado de modo que

$$K_v > \frac{\omega_{v0} (\Delta K - 1)}{\Delta K}. \quad (6.22)$$

Esta desigualdade é facilmente satisfeita, visto que K_{em} pode ser determinado com a precisão necessária, ou seja, $\Delta K \cong 1$. Usando esta consideração tem-se que

$$X_v(s) = T_2(s)X_{vd}(s), \quad (6.23)$$

$$\text{onde } T_2(s) = \frac{\frac{\omega_v}{\omega_{v0}}(s + K_v)}{s + \frac{\omega_v}{\omega_{v0}}K_v}.$$

Desta função de transferência conclui-se que:

- o ganho DC da função de transferência $T_2(s)$ é unitário independente da incerteza em ω_v ;
- a incerteza paramétrica na dinâmica da válvula impede o cancelamento pólo-zero;
- a localização do pólo de $T_2(s)$ é dada por $\frac{K_v}{\omega_{v0}}\omega_v$, ou seja, o valor do ganho K_v pode

ser sempre sintonizado de modo a localizar o pólo da função de transferência em um determinado lugar desde que a relação K_v/ω_{v0} se mantenha constante.

O comportamento da relação ϕ_1/ϕ_2 foi observado experimentalmente e mostrou-se dependente dos valores de K_v , ω_{v0} e K_{em0} . O valor desta relação foi ajustado, partindo de um valor próximo de zero e sendo aumentado gradativamente.

6.9 Ajuste dos Filtros

Os filtros (figura 6.11) foram ajustados de modo a diminuir as oscilações de alta-freqüência na saída do atuador, causadas pelo ruído dos transdutores, sem alterar significativamente o erro de rastreamento de trajetória do sistema, obtendo-se: $wfy = 80$ [rad/s] (filtro de posição), $wfp = 100$ [rad/s] (filtro das pressões 1 e 2), $wfxv = 100$ [rad/s] (filtro da posição do carretel), $wfv = [30$ rad/s] (filtro da velocidade), $wfa = [30$ rad/s] (filtro da aceleração).

Observação 6.2 - Devido ao ruído proveniente dos transdutores, os valores das frequências de corte dos filtros tiveram que ser ajustados em valores “baixos”, de modo a evitar a amplificação desse ruído. Isto diminui a contribuição de alguns sinais para a lei de controle.

6.10 Trajetória Desejada

Emprega-se uma trajetória desejada que começa com o pistão no centro do cilindro, $y_d(0) = 0$, e atinge um regime permanente em $y_d(1) = 0,3$ [m] em 1 segundo de acordo com a função descrita por um polinômio de 7ª ordem dado em (6.24). Esta posição é mantida durante 1 segundo. Então o pistão retorna para a posição central $y_d(3) = 0$ em 1 segundo de acordo com um polinômio similar a (6.24). Na seqüência uma trajetória simétrica é desenvolvida para atingir a posição $y_d(4) = -0,3$ [m], ficar em repouso durante 1 segundo nesta posição e retornar para o centro. A trajetória desejada pode ser descrita por (6.25).

$$y_{d1}(t) = -6t^7 + 21t^6 - 25,2t^5 + 10,5t^4 \quad [\text{m}] \quad (6.24)$$

$$y_d(t) = \begin{cases} y_{d1}(t) & \text{if } t < 1 \\ 0.3 & \text{if } 1 \leq t \leq 2 \\ -y_{d1}(t-2) + .3 & \text{if } 2 < t < 3 \\ -y_{d1}(t-3) & \text{if } 3 \leq t \leq 4 \\ -.3 & \text{if } 4 < t < 5 \\ y_{d1}(t-5) - .3 & \text{if } 5 \leq t \leq 6 \end{cases} \quad [\text{m}] \quad (6.25)$$

A trajetória desejada, a velocidade desejada, a aceleração desejada e a derivada da aceleração desejada são mostradas na figura 6.16.

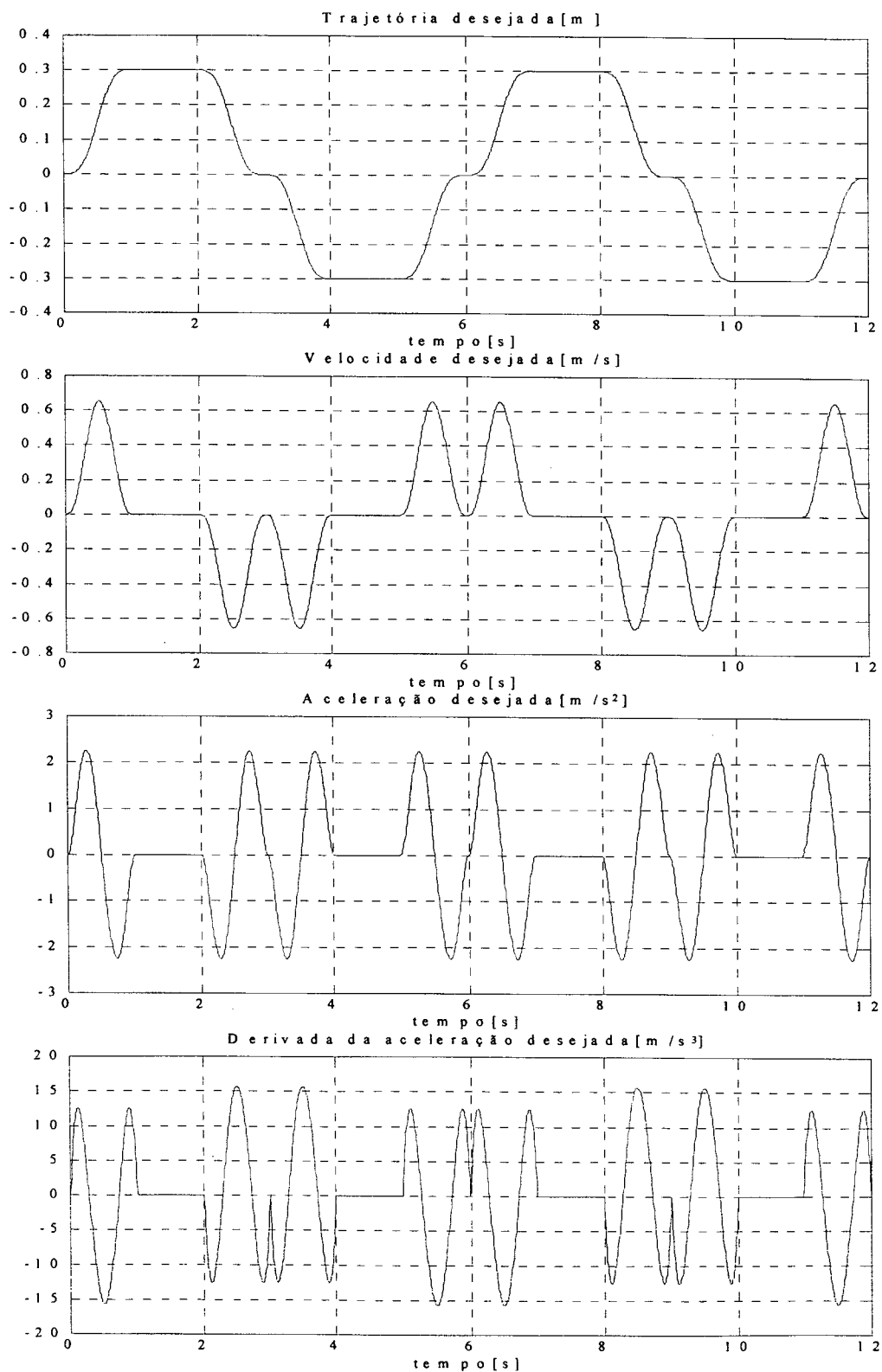


Figura 6.16 – Trajetória desejada e suas derivadas até 3^a ordem

6.11 – Conclusões

Neste capítulo apresentou-se uma descrição geral do sistema. Analisaram-se os efeitos dos circuitos da cartela eletrônica na relação entre a tensão aplicada na entrada da cartela eletrônica e a vazão na válvula. Explicou-se que devido à presença de uma zona-morta elétrica na cartela eletrônica não é possível compensar totalmente a zona-morta utilizando somente os ajustes da compensação da cartela eletrônica.

Para tratar do problema da zona-morta foi proposto uma compensação baseada na inversa da zona-morta. Descreveu-se a razão pela qual esta compensação quando sobreestimada compensa o atrito estático e o atrito de Coulomb.

Como o controlador NFCC utiliza a posição do carretel no cálculo da lei de controle e o mesmo foi projetado para uma válvula de centro crítico, foi proposta a inclusão de uma zona-morta para a medição da posição do carretel (CUNHA et al., 2000c).

Discutiu-se a sintonia dos ganhos dos controladores em cascata e apresentou-se uma análise da influência dos ganhos dos subsistemas mecânico e hidráulico na dinâmica de malha fechada de cada subsistema.

No próximo capítulo são apresentados os resultados experimentais.

7. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

7.1 Introdução

Neste capítulo apresentam-se os resultados experimentais obtidos com os controladores em cascata, a influência da compensação da zona-morta proposta (figura 6.14 – equação (6.8)) e a influência do período de amostragem nestes resultados. Para tanto, inicialmente é utilizado um controlador proporcional.

Em todos os casos, os controladores foram sintonizados de modo a se obter o mínimo erro de rastreamento de trajetória sem oscilações de alta-frequência na saída do atuador “y”.

Observação 7.1 - A não ser que seja especificado ao contrário, os testes foram realizados com o fluido na temperatura de 40 [°C].

Observação 7.2 - Os erros que ocorrem durante o movimento são chamados de **erros de rastreamento de trajetória** e os erros que ocorrem no período de repouso são chamados de **erros de posicionamento final**.

Observação 7.3 – As oscilações de alta-frequência e baixa amplitude que ocorrem em determinadas situações na saída “y” do atuador são chamadas de “vibrações no atuador” ou simplesmente de “oscilações” na saída “y”.

Observação 7.4 – O termo CC (*Cascade Controller*) refere-se ao controlador em cascata fixo baseado no modelo não-linear de 3ª ordem (equações (4.6)(4.9)), o termo VS-ACC (*Variable Structure Adaptive Cascade Controller*) refere-se ao controlador combinando adaptação de parâmetros e estrutura variável (equações (4.13)(4.15)(4.16)) e o termo NFCC (*New Fixed Cascade Controller*) refere-se ao controlador fixo baseado no modelo não-linear de 4ª ordem que inclui a dinâmica da válvula (equações (5.5)(5.14)(5.17)).

Neste capítulo, a seção 7.2 apresenta os resultados obtidos com um controlador proporcional na malha fechada. Na seção 7.3 apresentam-se os resultados obtidos com os controladores em cascata baseados no modelo não-linear de 3ª ordem do atuador hidráulico (CC e VS-ACC) e os resultados obtidos com o controlador em cascata baseado no modelo não-linear de 4ª ordem do atuador hidráulico (NFCC). Na seção 7.4 discute-se a compensação do atrito na linha de força. A seção 7.5 apresenta a conclusão do capítulo.

7.2 Controlador Proporcional

A figura 7.1 mostra a resposta do sistema com um controlador proporcional (veja diagrama de blocos na figura 3.1) na malha fechada com ganho $K_{PROP} = 230$ sem nenhuma compensação adicional. É interessante salientar que o defasamento entre o erro de trajetória e o sinal de controle é devido ao erro de trajetória ter sido definido como $\tilde{y} = y - y_d$ e o sinal de controle ser dado por $u = K_{PROP}(y_d - y)$.

Analisando esta figura nota-se que os erros de rastreamento de trajetória bem como os erros de posicionamento final são diferentes quando o atuador se movimenta para a direita ou para a esquerda. Estes erros de posicionamento final são decorrentes do atrito e da zona-morta,

e a diferença entre eles é devido a essas não-linearidades serem diferentes para cada sentido de movimento.

Pode-se ajustar a compensação proposta na equação (6.8) (figura 6.14) de modo a diminuir os erros de posicionamento do sistema como mostrado na figura 7.2, onde a compensação foi ajustada como $ce = -1,85$ [V], $cd = 0,74$ [V] e $lc = 0,05$ [V]. Como a zona-morta e o atrito variam com a temperatura, uma compensação para uma dada temperatura pode provocar variações na resposta do sistema para uma outra temperatura.

A figura 7.3 ilustra a resposta do sistema a uma temperatura de 48 [°C] com a compensação ajustada como no caso anterior ($ce = -1,85$ [V], $cd = 0,74$ [V] e $lc = 0,05$ [V]). Com o aumento da temperatura observou-se que a saída do atuador começou a apresentar uma pequena oscilação, o que pode ser visualizado na curva de erro de trajetória nos posicionamentos finais. Os testes foram realizados com um período de amostragem $T_s = 1.10^{-3}$ [s].

O sinal de controle “u” nas figuras 7.2 e 7.3 (com compensação) é menor do que o sinal de controle na figura 7.1 (sem compensação). Isto ocorre, devido à tensão aplicada à entrada da cartela eletrônica ser igual ao controle no caso sem compensação ($u_{ec} = u$) e no caso com compensação a tensão aplicada à cartela eletrônica ser uma função de “u” ($u_{ec} = f(u)$) dada pela equação (6.8), onde o valor de “u” é acrescido de “cd” ou “ce” a partir de um determinado limite “lc”.

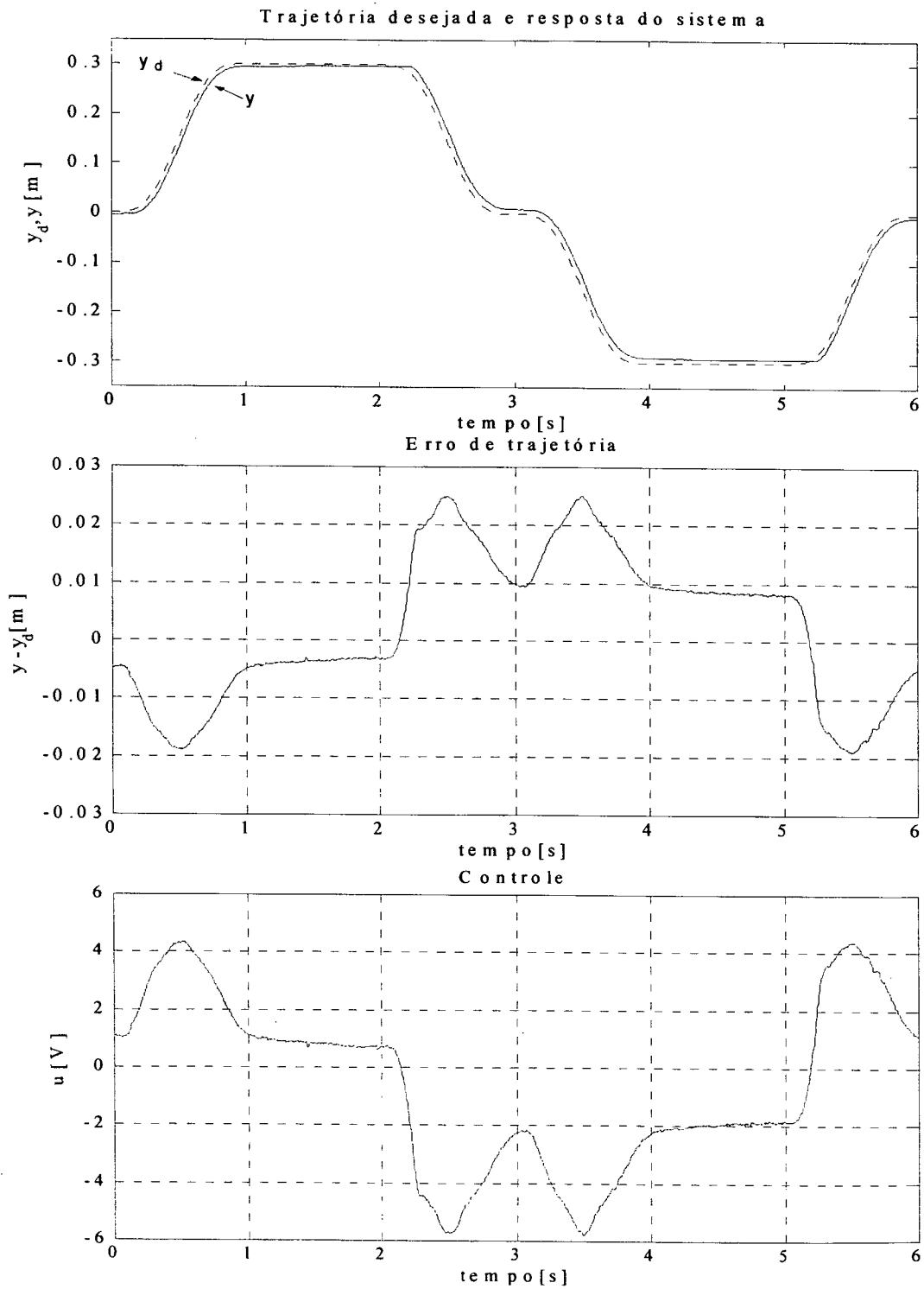


Figura 7.1 – Resposta do sistema com ganho $K_{PROP} = 230$, $T_S = 1.10^{-3}$ [s] e sem compensação

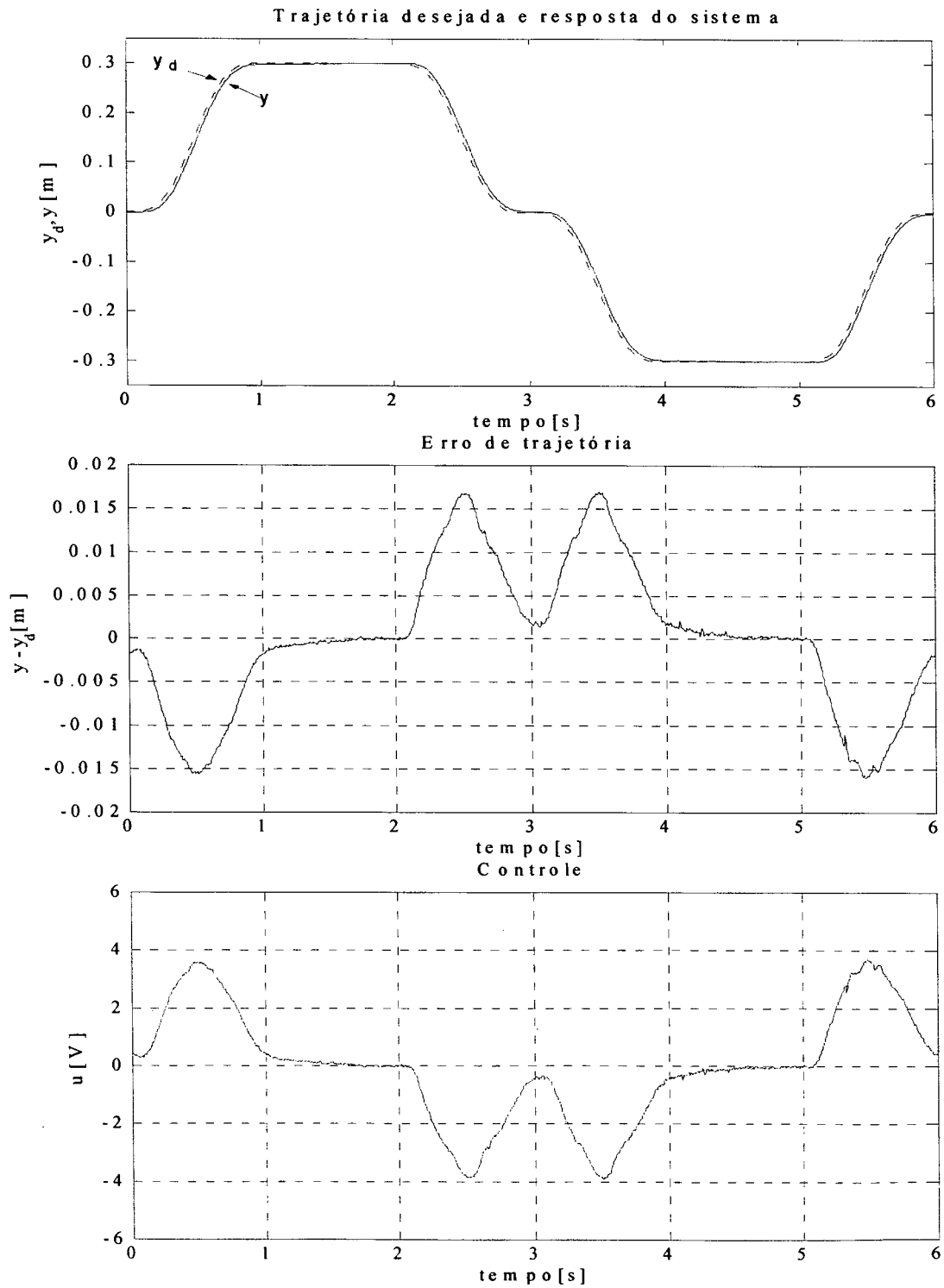


Figura 7.2 – Resposta do sistema com ganho $K_{PROP} = 230$, $T_S = 1.10^{-3}$ [s] e com compensação $c_e = -1,85$ [V], $c_d = 0,74$ [V] e $c_l = 0,05$ [V]

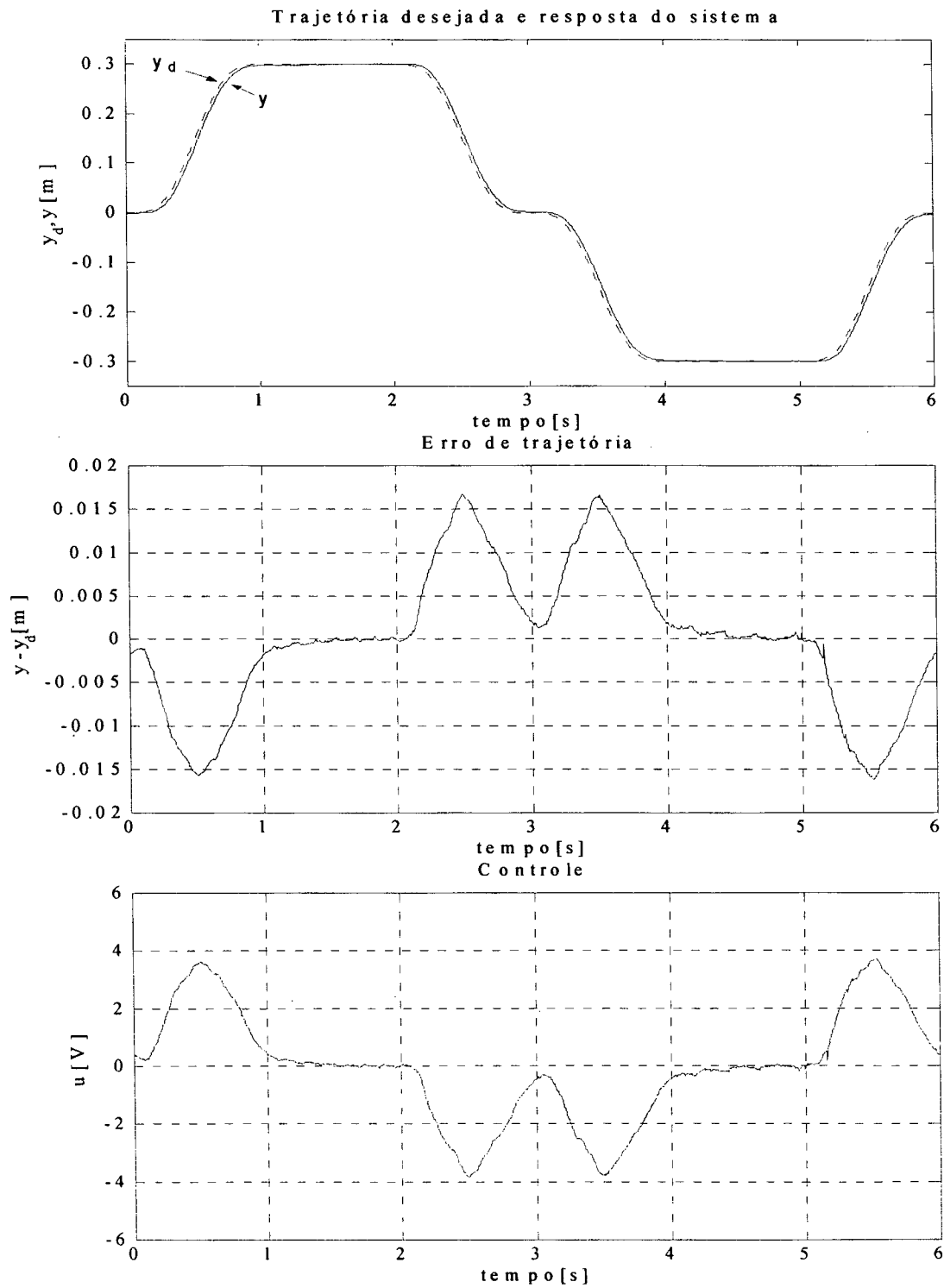


Figura 7.3 –Resposta do sistema com ganho $K_{PROP} = 230$, $T_S = 1.10^{-3}$ [s], com compensação $ce = -1,85$ [V], $cd = 0,74$ [V], $lc = 0,05$ [V] e temperatura de 48 [°C]

7.3 Controladores em Cascata

As leis de controle e os parâmetros utilizados na implementação dos controladores em cascata são mostrados nas tabelas 7.1 e 7.2, cujas definições encontram-se nos capítulos 4 e 5.

Tabela 7.1 – Leis de controle

| Controlador | Leis de controle |
|-------------|---|
| Geral | $\tilde{P}_\Delta = P_\Delta - P_{\Delta d}, \dot{y}_r = \dot{y}_d - \lambda \tilde{y}, \tilde{y} = y - y_d, z = \dot{y} - \dot{y}_r = \dot{\tilde{y}} + \lambda \tilde{y}, \tilde{x}_v = x_v - x_{vd}$ |
| CC | $P_{\Delta d} = \frac{1}{A_0} (M_0 \ddot{y}_r + B_0 \dot{y}_r - K_D z)$ $u = \frac{1}{K_{hu0} g_u} \left[\left(\frac{\dot{P}_{\Delta d} - K_p \tilde{P}_\Delta}{f_0} \right) + A_0 \dot{y} \right]$ |
| VS-ACC | $P_{\Delta d} = \frac{1}{A_0} (Y \hat{\theta} - K_D z), \hat{\theta} = [\hat{M} \quad \hat{B}]^T, Y = [\dot{y}_r \quad \dot{y}_r]$ $\dot{\hat{\theta}} = -\sigma \Gamma \hat{\theta} - \Gamma Y^T z, \quad \Gamma = \text{diag}(\gamma_1, \gamma_2)$ $u = \frac{1}{K_{hu0} g_u} \left[\frac{1}{f_0} (\dot{P}_{\Delta d} - K_p \tilde{P}_\Delta - m(t) \text{sgn}(\tilde{P}_\Delta)) + A_0 \dot{y} \right]$ |
| NFCC | $P_{\Delta d} = \frac{1}{A_0} (M_0 \ddot{y}_r + B_0 \dot{y}_r - K_D z)$ $x_{vd} = \frac{1}{K_{h0} g} \left[\left(\frac{\dot{P}_{\Delta d} - K_p \tilde{P}_\Delta}{f_0} \right) + A_0 \dot{y} \right]$ $u = \frac{1}{\omega_{v0} K_{em0}} \left(\dot{x}_{vd} + \omega_{v0} x_v - \frac{\phi_1}{\phi_2} f_0 K_{h0} g \tilde{P}_\Delta - K_v \tilde{x}_v \right)$ |

Tabela 7.2 – Parâmetros nominais

| Parâmetro | Valor |
|---------------|---|
| M_0 | 20,66 [Kg] |
| B_0 | 316,2 [N.s.m ⁻¹] |
| P_s | 100.10 ⁵ [Pa] |
| A_0 | 7,6576.10 ⁻⁴ [m ²] |
| v_0 | 9,5583.10 ⁻⁴ [m ³] |
| β_0 | 10 ⁹ [Pa] |
| K_{th0} | 6,55x10 ⁻⁸ [m ⁴ .V ⁻¹ .s ⁻¹ .N ⁻²] |
| K_{em0} | 0,76 |
| K_{hu0} | 4,978x10 ⁻⁸ [m ⁴ .V ⁻¹ .s ⁻¹ .N ⁻²] |
| ω_{v0} | 147 [rad.s ⁻¹] |

Na implementação da lei chaveada do VS-ACC, visando evitar oscilações do carretel da válvula e possíveis oscilações de alta-frequência na saída do atuador, utilizou-se o conceito de camada limite (SLOTINE e LI, 1991). O termo $m(t)\text{sgn}(\tilde{P}_\Delta)$ foi substituído por $m(t)\text{sat}(\frac{\tilde{P}_\Delta}{cl})$, onde $cl > 0$ é a largura da camada limite e $\text{sat}(\cdot)$ representa a função saturação.

7.3.1 – Resultados com o CC na malha fechada

Na figura 7.4 é mostrada a resposta do sistema com o CC na malha fechada sem compensação e com período de amostragem $T_s = 1.10^{-3}$ [s], com os ganhos ajustados

como $K_D = 11000$, $\lambda = 25$ e $K_P = 500$. Comparando este resultado com o apresentado pelo controlador proporcional sem compensação (figura 7.1) nota-se um menor erro de rastreamento de trajetória com o CC e um menor erro de posicionamento final para o controlador proporcional.

Utilizando a mesma compensação usada no controlador proporcional (figuras 7.2 e 7.3), ou seja, $ce = -1,85$ [V], $cd = 0,74$ [V] e $lc = 0,05$ [V] obteve-se os resultados apresentados na figura 7.5. Comparando as figuras 7.2 e 7.5 nota-se que o CC apresenta um erro de rastreamento de trajetória bem menor do que o controlador proporcional.

Diminuindo o período de amostragem para $0,5 \cdot 10^{-3}$ [s] ($500 \cdot 10^{-6}$ [s]) verificou-se que o atuador funciona mais suavemente, embora o sinal de erro não se altere significativamente. Com esta diminuição do período de amostragem conseguiu-se aumentar o valor de λ de 25 para $\lambda = 30$ sem vibrações no atuador.

A figura 7.6 ilustra a resposta do sistema com $\lambda = 30$, $K_D = 11000$, $K_P = 500$ e com compensação igual ao caso anterior ($ce = -1,85$ [V], $cd = 0,74$ [V] e $lc = 0,05$ [V]). Para uma melhor visualização da diminuição do erro de trajetória devido ao aumento de λ de 25 para 30 apresentam-se na figura 7.7 os erros de trajetória das figuras 7.5 e 7.6.

A compensação usada até aqui foi a mesma compensação ajustada para o controlador proporcional. Pode-se, da mesma forma que no caso do controlador proporcional, ajustar a compensação para o CC de modo a tentar tornar nulos os erros de posicionamento final. Se este valor é ultrapassado o controle oscila nas posições finais fazendo com que o movimento do carretel da válvula torne-se oscilatório. No visual nota-se pequenas oscilações na saída do atuador nos posicionamentos finais, às vezes imperceptíveis. A figura 7.8 ilustra esta situação, onde a compensação foi ajustada como $ce = -2,3$ [V], $cd = 1$ [V] e $lc = 0,05$ [V].

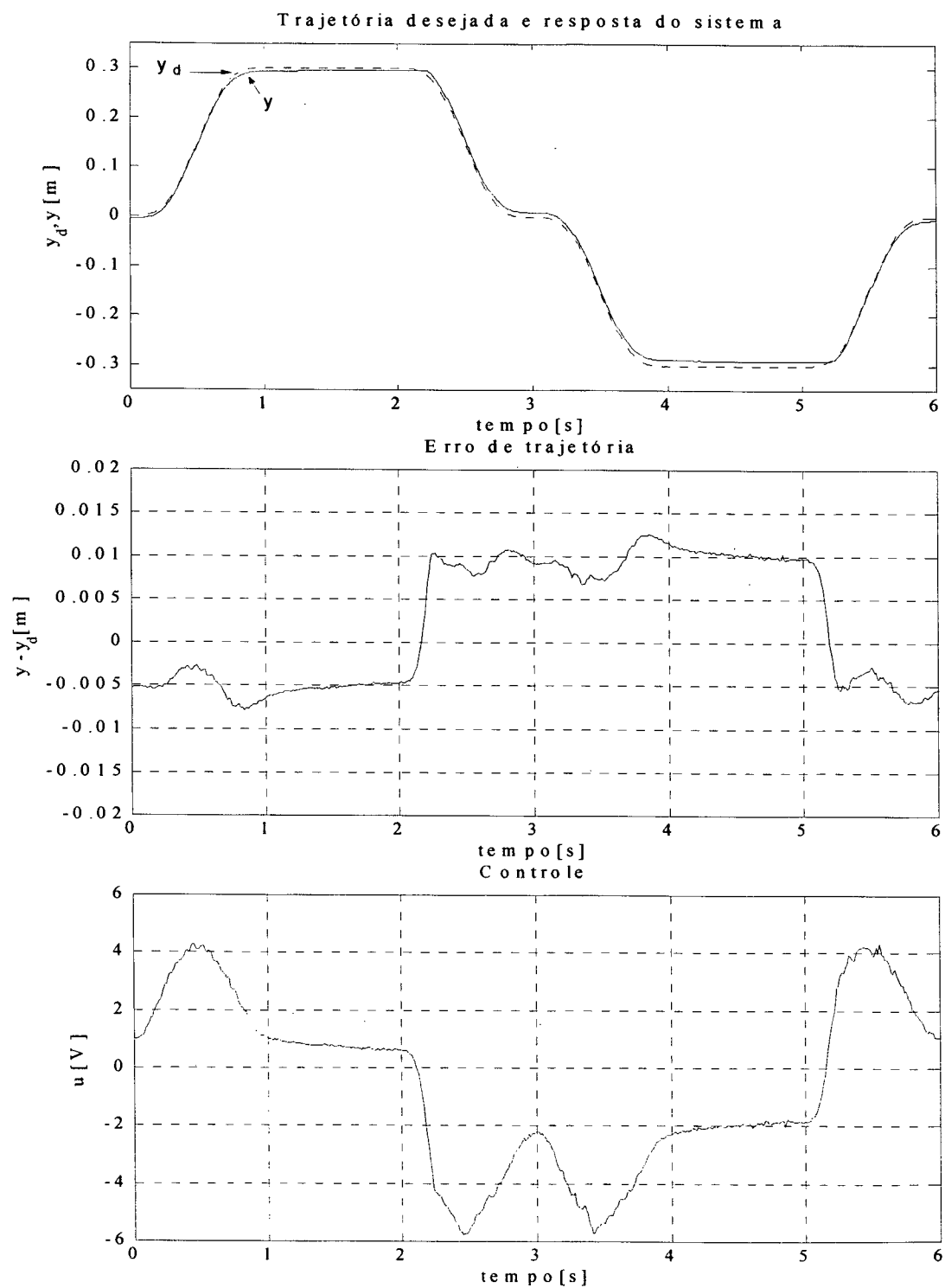


Figura 7.4 – Resposta do sistema com CC, sem compensação,

$$K_D = 11000, \lambda = 25, K_P = 500 \text{ e } T_s = 1.10^{-3} [s]$$

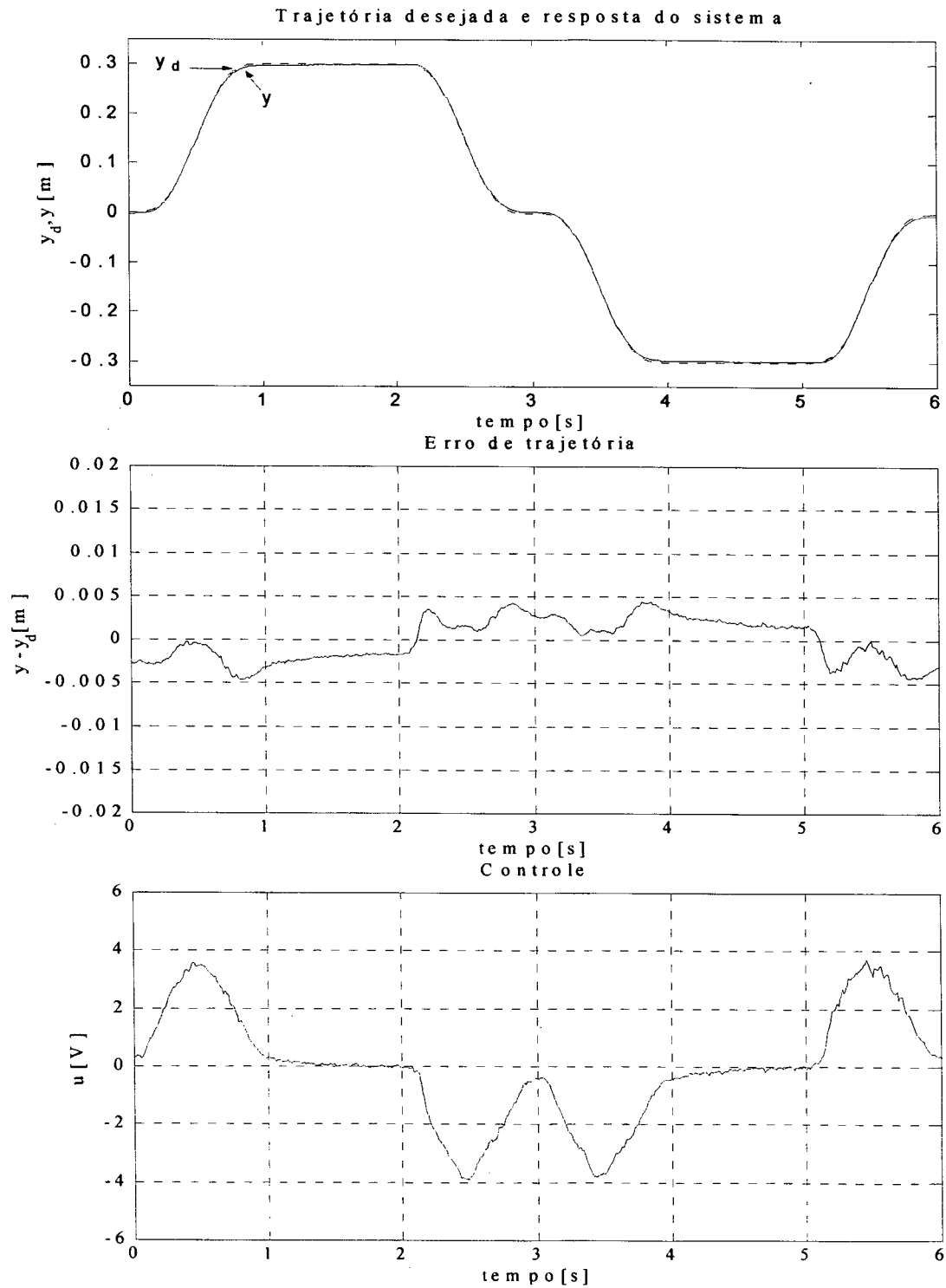


Figura 7.5 – Resposta do sistema com CC, $T_s=1.10^{-3}$ [s], com compensação

$ce = -1,85$ [V], $cd = 0,74$ [V] e $lc = 0,05$ [V], $K_D = 11000$, $\lambda = 25$ e $K_P = 500$

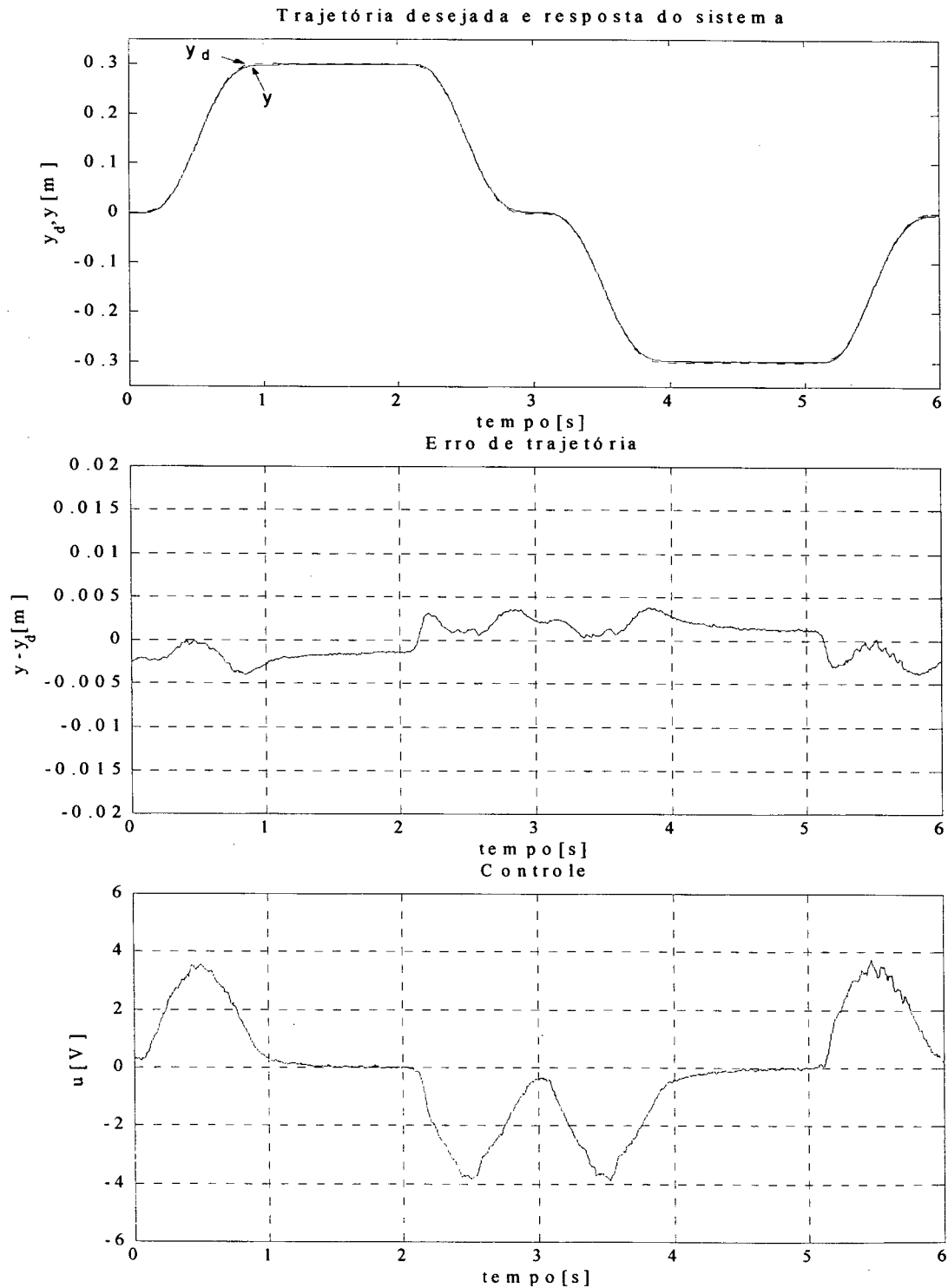


Figura 7.6 – Resposta do sistema com CC, $T_s = 0,5 \cdot 10^{-3}$ [s], com compensação

$ce = -1,85$ [V], $cd = 0,74$ [V] e $lc = 0,05$ [V], $K_D = 11000$, $\lambda = 30$ e $K_P = 500$

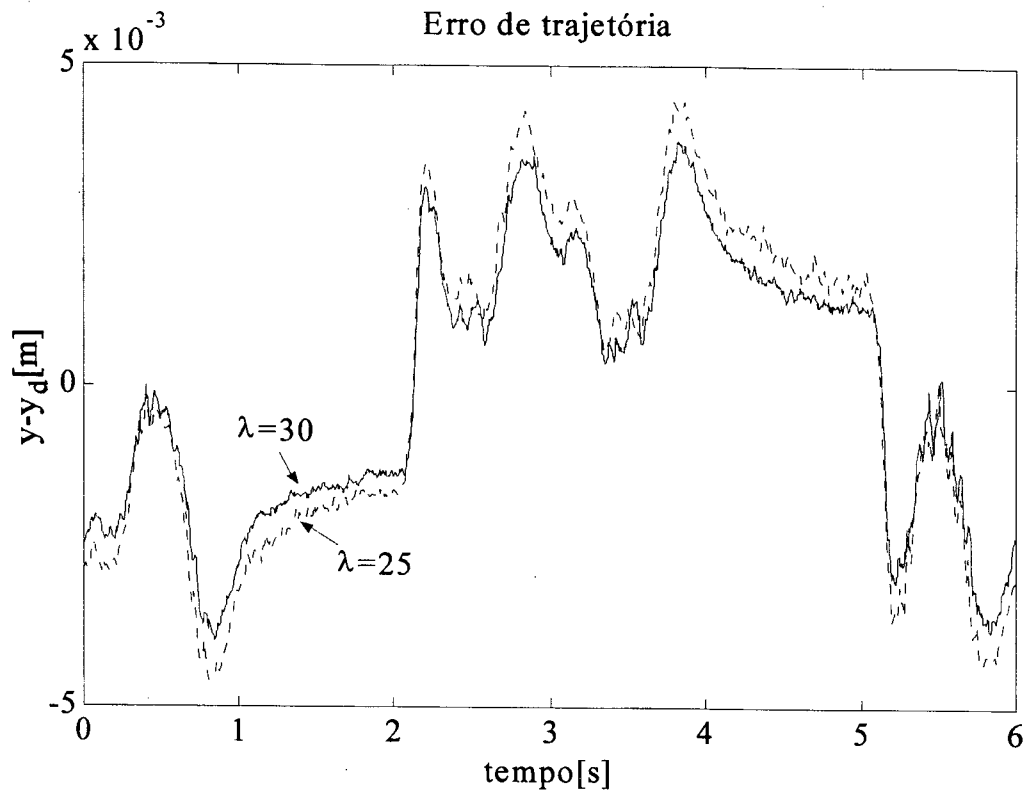


Figura 7.7 – Erro de trajetória para $\lambda = 25$ e $\lambda = 30$

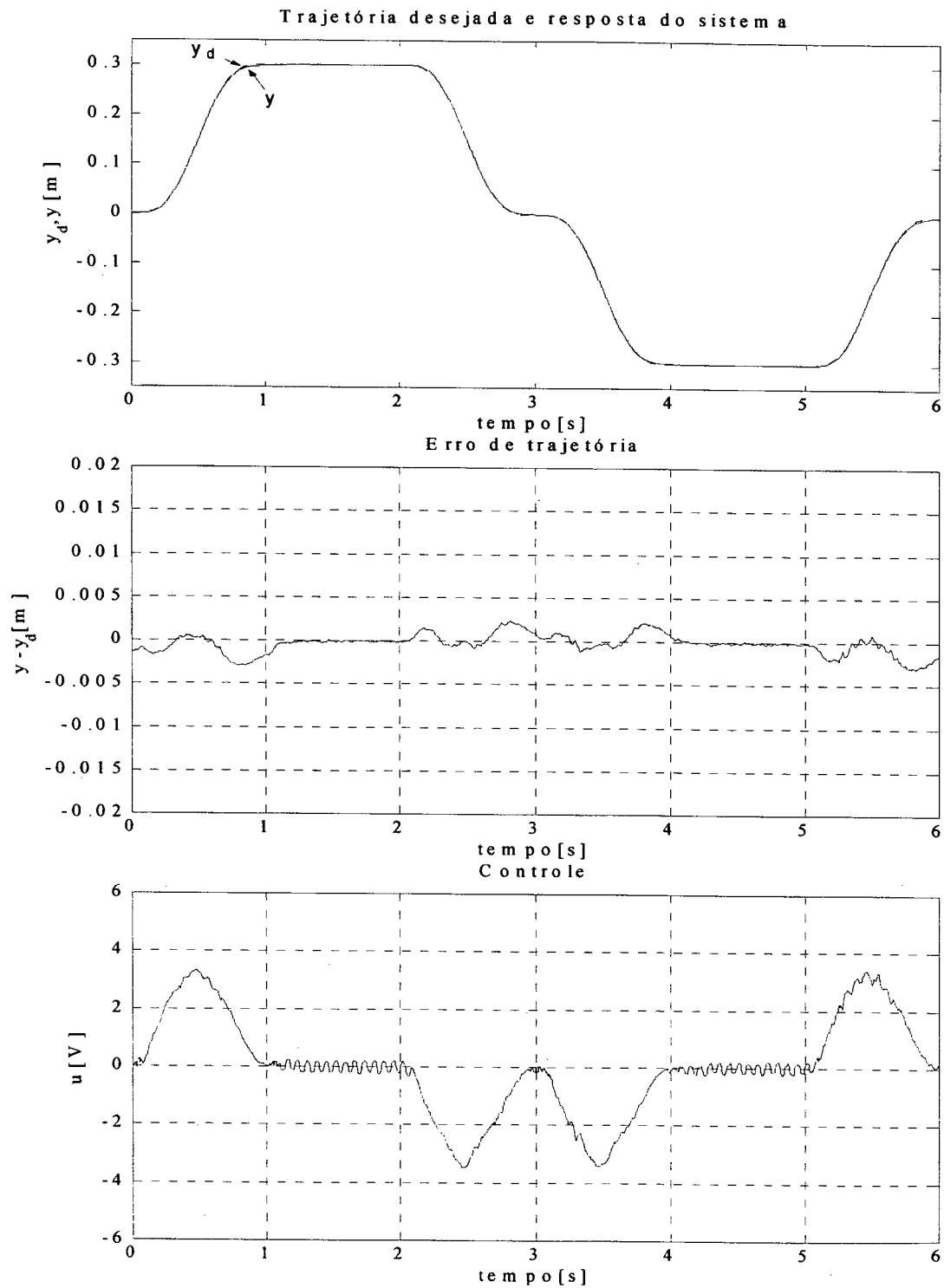


Figura 7.8 – Resposta do sistema com CC, $T_s=0,5 \cdot 10^{-3}$ [s], com compensação $ce = -2,3V$, $cd = 1V$ e $lc = 0,05V$, $K_D=11000$, $\lambda = 30$ e $K_P = 500$

7.3.2 – Resultados com o VS-ACC na malha fechada

Conforme pôde ser visto nos resultados apresentados até aqui, a zona-morta, o atrito e a compensação (6.8) alteram significativamente o desempenho dos controladores.

Nesta subseção, os resultados apresentados foram obtidos com um período de amostragem de $T_s = 0,5 \cdot 10^{-3}$ [s] e com $K_D = 11000$, $\lambda = 30$ e $K_P = 500$.

Na figura 7.9 apresenta-se a resposta do VS-ACC com $m(t)=0$ e com os ganhos de adaptação iguais a zero ($\Gamma = \text{diag}(\gamma_1, \gamma_2)$, $\gamma_1 = 0$ e $\gamma_2 = 0$), o que equivale ao CC. Na figura 7.10 apresenta-se a resposta do sistema utilizando um valor constante para a função de modulação $m(t) = 3 \cdot 10^8$ e camada limite $cl = 1 \cdot 10^5$. Comparando os erros de trajetória das figuras 7.9 e 7.10 nota-se que com a adição da estrutura variável houve uma diminuição do erro de trajetória.

Diminuindo a camada limite para $cl = 1 \cdot 10^4$ não alterou significativamente o erro e o atuador apresentou uma pequena vibração. O aumento de $m(t)$ para $m(t) = 5 \cdot 10^8$ com $cl = 1 \cdot 10^5$ diminuiu o erro mas provocou trepidação no atuador. Este resultado é mostrado na figura 7.11.

Usando $m(t) = 3 \cdot 10^8$, $cl = 1 \cdot 10^5$ e ganhos de adaptação $\gamma_1 = 1000$ e $\gamma_2 = 1000$ o sistema apresentou a resposta mostrada na figura 7.12, onde os parâmetros adaptados oscilaram e a saída do atuador apresentou oscilações de alta-freqüência e um movimento ruidoso. A figura 7.13 mostra a resposta do sistema com ganhos de adaptação $\gamma_1 = 50$ e $\gamma_2 = 50$, onde após um longo tempo, os valores de \hat{M} e \hat{B} convergiram e o erro de trajetória foi um pouco menor do que no caso sem adaptação (figura 7.10).

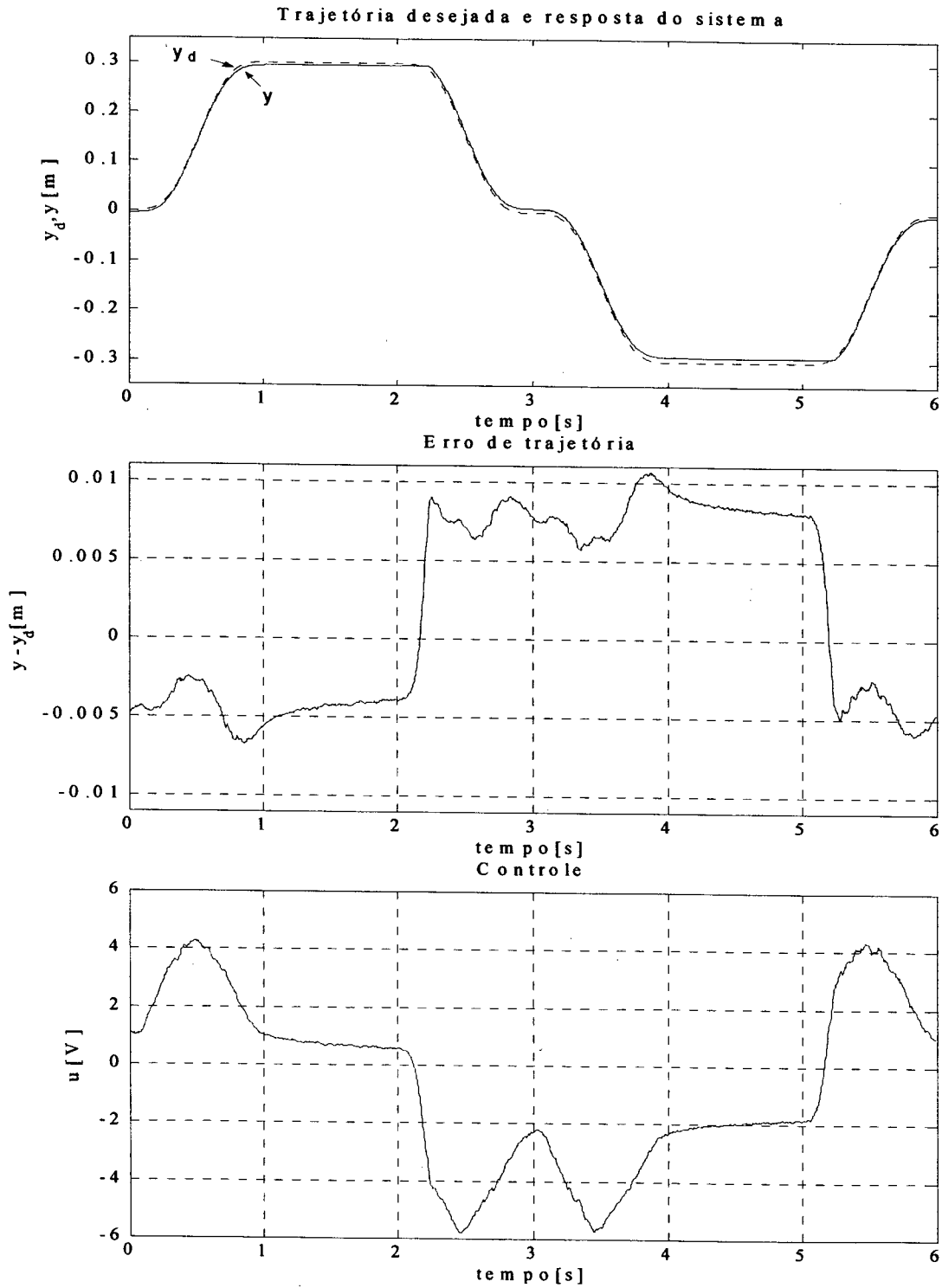


Figura 7.9 – Resposta do sistema com VS-ACC, $T_s = 0,5 \cdot 10^{-3}$ [s], $m(t) = 0$, $\gamma_1 = 0$, $\gamma_2 = 0$, sem compensação, $K_D = 11000$, $\lambda = 30$ e $K_P = 500$ (equivalente ao CC)

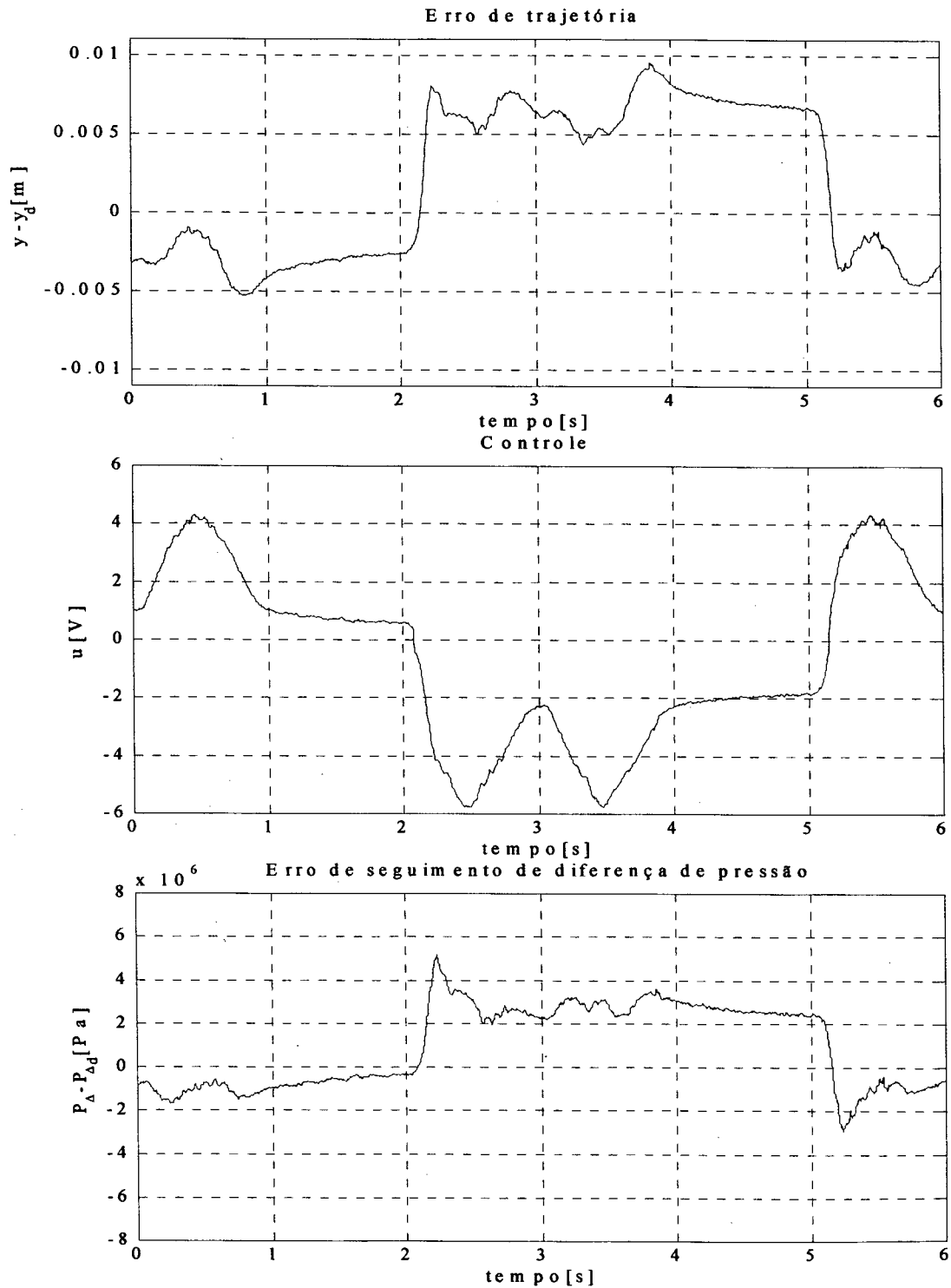


Figura 7.10 – Resposta do sistema com VS-ACC, $T_s = 0,5 \cdot 10^{-3}$ [s], $m(t) = 3 \cdot 10^8$, $cl = 1 \cdot 10^5$,

sem compensação, $\gamma_1 = 0$, $\gamma_2 = 0$, $K_D = 11000$, $\lambda = 30$ e $K_P = 500$

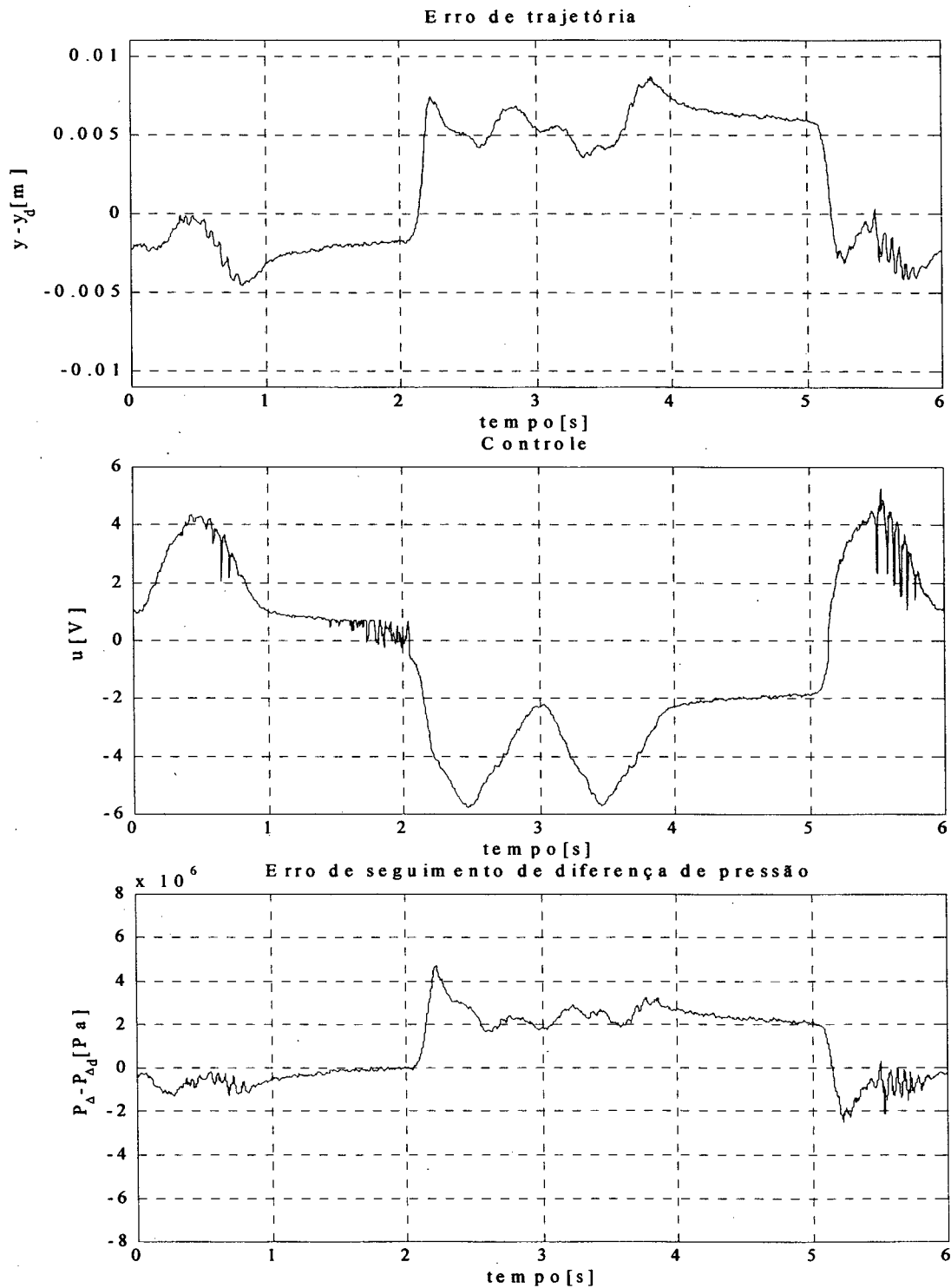


Figura 7.11 – Resposta do sistema com VS-ACC, $T_s = 0,5 \cdot 10^{-3}$ [s], $m(t) = 5 \cdot 10^8$,

$cl = 1 \cdot 10^5$, sem compensação, $\gamma_1 = 0$, $\gamma_2 = 0$, $K_D = 11000$, $\lambda = 30$ e $K_P = 500$

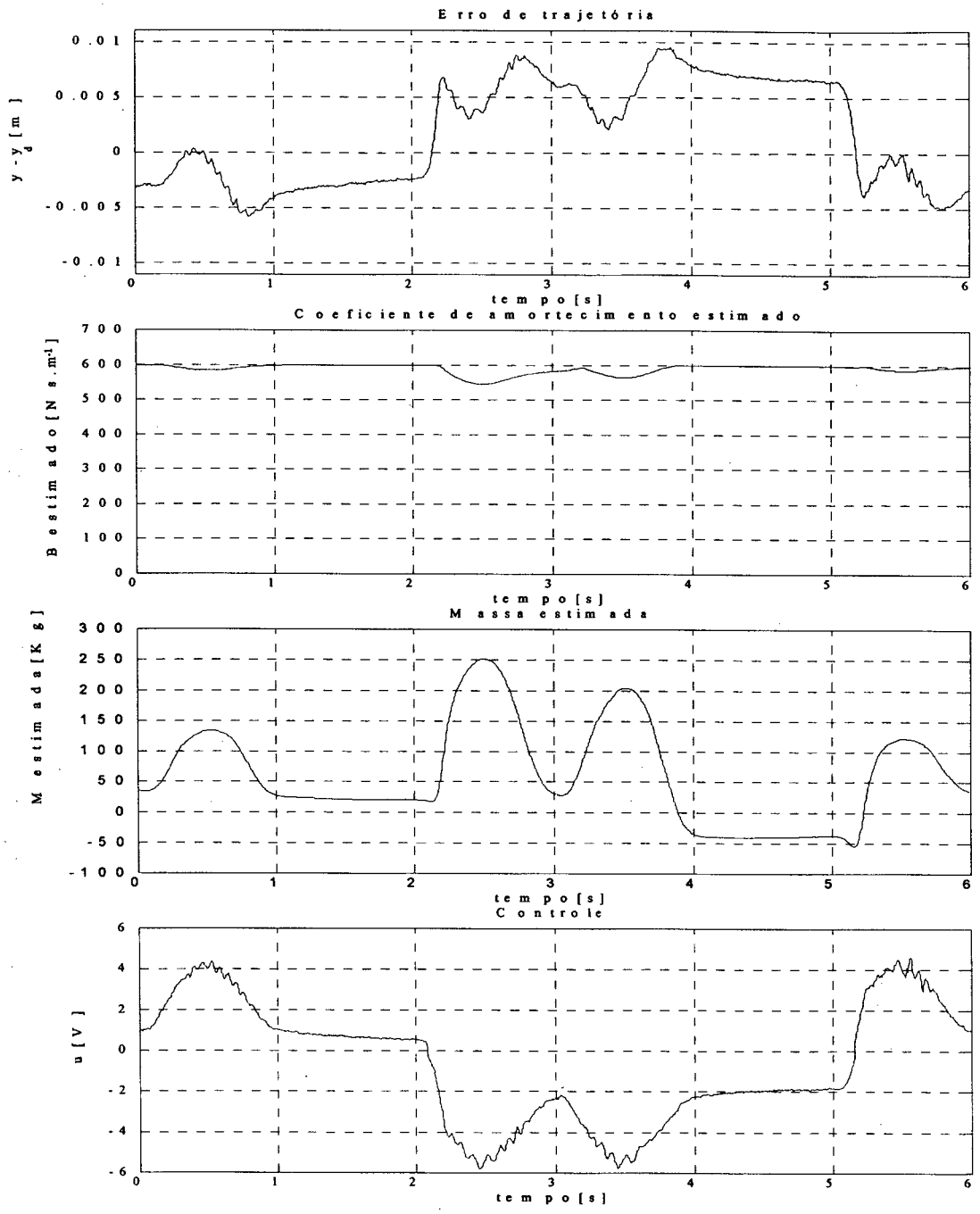


Figura 7.12 – Resposta do sistema com VS-ACC, $T_s = 0,5 \cdot 10^{-3}$ [s], $m(t) = 3 \cdot 10^8$, $cl = 1 \cdot 10^5$, $\gamma_1 = 1000$, $\gamma_2 = 1000$, $K_D = 11000$, $\lambda = 30$ e $K_P = 500$

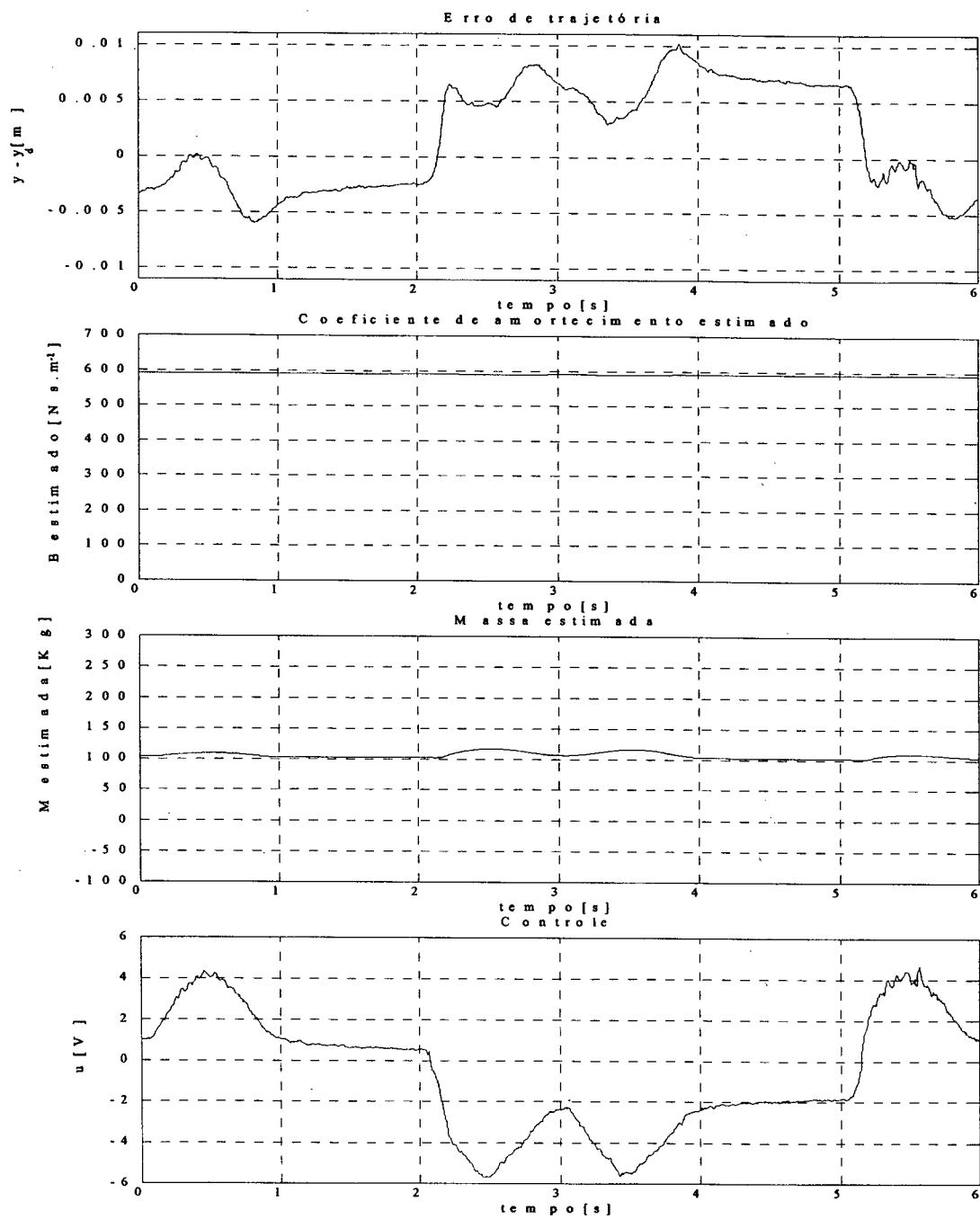


Figura 7.13 – Resposta do sistema com VS-ACC, $T_s = 0,5 \cdot 10^{-3}$ [s], $m(t) = 3 \cdot 10^8$, $cl = 1 \cdot 10^5$,

$$\gamma_1 = 50, \gamma_2 = 50, K_D = 11000, \lambda = 30 \text{ e } K_P = 500$$

Observação 7.5 - É interessante salientar que dentro da camada limite o controlador equivale ao CC com um aumento do ganho K_p . Portanto, dentro da camada limite, o VS-ACC está sujeito às mesmas restrições causadas pela dinâmica da válvula. Este fato ressalta a importância da dinâmica da válvula (veja seção 4.5).

7.3.3 Resultados com o NFCC na malha fechada

A resposta do sistema com o controlador incluindo a dinâmica da válvula (NFCC) sem compensações adicionais é mostrada na figura 7.14. Estes resultados foram obtidos com um período de amostragem de $T_s = 0,5 \cdot 10^{-3}$ [s] e com $K_D = 11000$, $\lambda = 30$, $K_p = 500$, $K_v = 90$, e $\frac{\phi_1}{\phi_2} = 1 \times 10^{-14}$. Comparando as respostas obtidas com os controladores NFCC, CC e VS-ACC,

tem-se que o NFCC apresenta um erro de rastreamento de trajetória menor.

É importante comentar que se o valor da relação ϕ_1 / ϕ_2 é colocada em zero os erros de rastreamento aumentam. À medida que este valor aumenta os erros de rastreamento diminuem e a partir de um determinado valor a saída do atuador começa a apresentar oscilações de alta frequência.

Uma comparação destes controladores em cascata foi apresentada em Cunha et al. (2000c e 2000d), considerando uma incerteza paramétrica de 50% no módulo de elasticidade volumétrica $\beta = 1,5 \times 10^9$.

Nesta implementação do NFCC foi utilizado o esquema de eliminação do efeito da zona-morta proposto na seção 6.7, ou seja, a inclusão de uma zona-morta na medição do valor da posição do carretel de modo a compensar o deslocamento devido à compensação de zona-morta usada no controlador. Os resultados para o erro nesta situação são mostrados na

figura 7.15. Pode-se notar que o resultado obtido com o NFCC apresenta um erro de rastreamento de trajetória bem inferior ao CC e ao VS-ACC. Nesta implementação foram usados $\frac{\phi_1}{\phi_2} = 1 \times 10^{-12}$, $\omega_{v0} = 300$ [rad.s⁻¹], $K_{em0} = 1$, $K_V = 500$ e a compensação (6.8) foi utilizada em todos os controladores. Verificou-se, também, que as respostas obtidas com o NFCC nas condições nominal e com incerteza tiveram pouca variação (Cunha et al., 2000c).

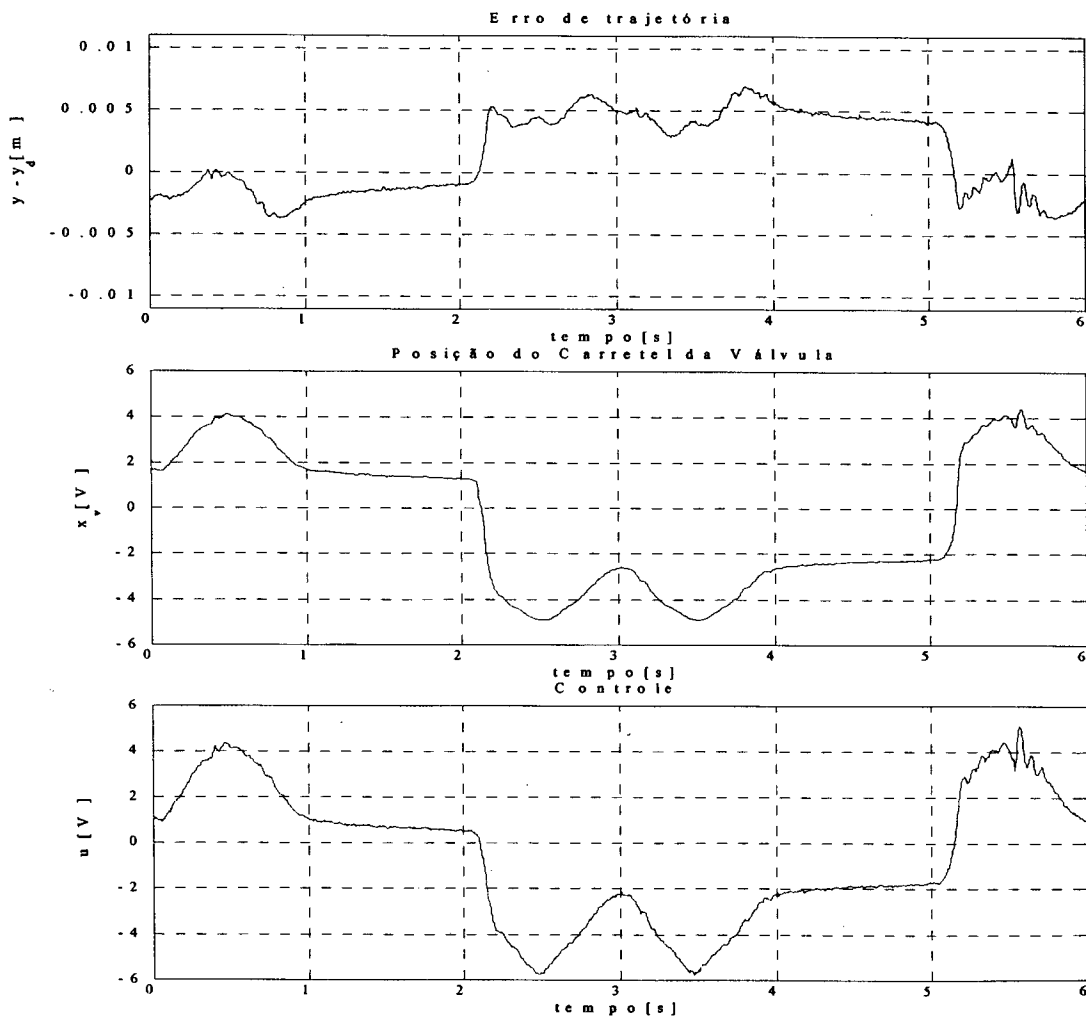


Figura 7.14 – Resposta do sistema com NFCC, $T_s = 0,5 \cdot 10^{-3}$ [s], $K_V = 90$,

$$\frac{\phi_1}{\phi_2} = 1 \times 10^{-14}, K_D = 11000, \lambda = 30 \text{ e } K_P = 500$$

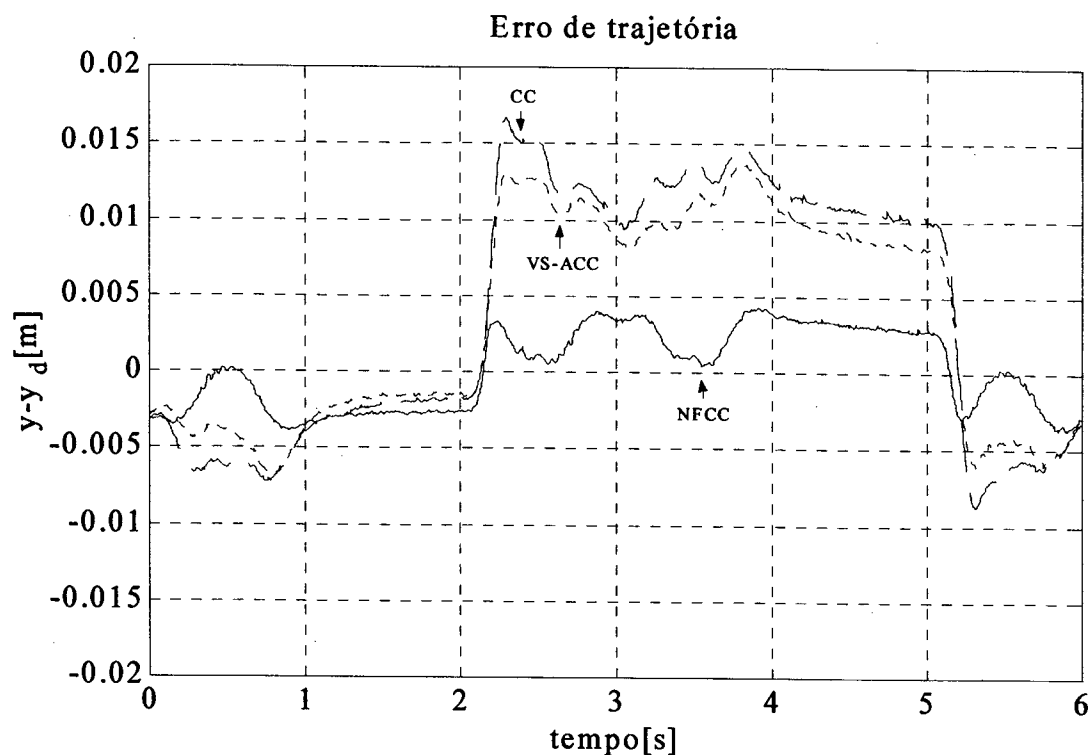


Figura 7.15 – Comparação entre CC, VS-ACC e NFCC com incerteza paramétrica em β

7.4 Comentários Sobre a Compensação do Atrito no Controle em Cascata

As forças de atrito estático e de Coulomb podem ser compensadas diretamente na linha de força, ou seja, modificando a equação (4.6) por

$$P_{\Delta d} = \frac{1}{A_0} [(M_0 \ddot{y}_r + B_0 \dot{y}_r - K_D z) - F_A], \quad (7.1)$$

onde F_A é a força de atrito.

Do ponto de vista teórico, no caso da estratégia em cascata usada nos controladores apresentados nesta tese, é utilizado a derivada de (4.6) e, portanto, a derivada de F_A entraria na lei de controle, comprometendo a prova teórica de estabilidade.

Do ponto de vista prático, verificou-se que incluindo F_A estimado como em (2.66) somente na diferença de pressão desejada (7.1), e não modificando \dot{P}_{Ad} , os erros de trajetória diminuem. Note que esta implementação invalida a prova teórica de estabilidade.

Durante este trabalho, os algoritmos propostos por TAFAZOLI et al. (1998) e LISCHINSKY et al. (1999) foram implementados apresentando bons resultados em nível de simulação (não mostrados). Contudo, a aplicação experimental do algoritmo proposto por TAFAZOLI et al (1998) requer o uso de sensores com pouco ruído de modo que os filtros tenham uma banda de passagem bem maior do que os pólos do observador de atrito. O algoritmo proposto por LISCHINSKY et al. (1999) requer o uso de um sensor de posição de alta precisão para obtenção dos parâmetros que são utilizados no algoritmo que estima a força de atrito.

7.5 Conclusões e Comentários

Neste capítulo foram apresentados os resultados experimentais para os controladores em cascata na malha fechada. Esses resultados demonstraram que a zona-morta existente na válvula proporcional bem como o atrito no cilindro alteram significativamente os resultados obtidos. Verificou-se que estes valores são influenciados pela temperatura.

Foi demonstrado, também, que a utilização da compensação proposta em (6.8) pode diminuir os efeitos dessas não-linearidades. Contudo, se esta compensação for sobre estimada,

ela pode levar a oscilações no sinal de controle e conseqüentemente no carretel da válvula nos posicionamentos finais. Estas não-linearidades influenciaram os parâmetros adaptados.

O NFCC apresentou um melhor desempenho quando comparado com o CC e o VS-ACC, principalmente quando uma incerteza paramétrica foi provocada no valor do módulo de elasticidade volumétrica.

8. CONCLUSÕES

Neste trabalho apresentou-se a modelagem matemática de um atuador hidráulico composto por uma válvula tipo carretel e centro crítico e um cilindro de dupla ação acoplado a uma carga inercial engastada em uma superfície através de um amortecedor. Inicialmente, foram obtidos os modelos linear e não-linear de 3ª ordem sem considerar a dinâmica da válvula. Então, a dinâmica de uma servoválvula tipo bocal-defletor foi analisada e incluída no modelo, resultando em modelos lineares e não-lineares de 4ª ordem sendo a dinâmica da válvula considerada como de 1ª ordem. Foram discutidos os efeitos das não-linearidades, das incertezas paramétricas e das dinâmicas não-modeladas. Dessas análises, concluiu-se que o uso de um modelo linearizado dificulta a sintonia dos ganhos do controlador.

O controle do atuador hidráulico em malha fechada foi analisado com diversos algoritmos de controle, incluindo uma revisão bibliográfica. Dessa análise, concluiu-se que o desempenho com os controladores clássicos (PID) é limitado pela localização dos pólos de malha aberta e que, além disso, as incertezas paramétricas e as não-linearidades dificultam a sintonia do controlador.

Como o sistema é controlável, os pólos podem, teoricamente, serem livremente alocados mediante uma realimentação de estados. Contudo, verificou-se que as incertezas paramétricas e as não-linearidades dificultam a sintonia do controlador e a dificuldade na obtenção do sinal de aceleração complica a sua implementação experimental.

A técnica da linearização por realimentação tem se mostrado uma alternativa ao uso de um modelo linear. Resultados experimentais apresentados na literatura demonstraram que com uma lei de controle linearizante, a frequência natural permanece em torno do mesmo valor para várias posições do atuador.

No tratamento das incertezas, o controle adaptativo aplicado ao modelo direto apresenta limitações de projeto no controle de posição devido ao grau relativo “3” ou “4” (quando a dinâmica da válvula é considerada de 1ª ordem). Além disso, os controladores adaptativos baseados em modelos lineares com parâmetros incertos e constantes não apresentaram bons resultados devido ao atuador hidráulico ser um sistema altamente não-linear.

Uma combinação de técnicas se mostrou uma alternativa para o controle do atuador hidráulico. Para esta combinação foram apresentadas a metodologia do *backstepping* e uma estratégia que interpreta o modelo do atuador hidráulico como dois subsistemas: um subsistema mecânico acionado por um subsistema hidráulico.

Nesta tese seguiu-se esta última, a qual é denominada de estratégia em cascata. Vários autores desenvolveram algoritmos baseados nesta estratégia sem incluir a dinâmica da válvula. Nesta tese demonstrou-se que a dinâmica da válvula apresenta duras restrições no ganho proporcional do subsistema hidráulico e, conseqüentemente, na banda de passagem do mesmo. Demonstrou-se, ainda, que o efeito da dinâmica da válvula pode, inclusive, levar o sistema para a instabilidade.

Com o objetivo de superar as limitações impostas pela dinâmica da válvula, foi sintetizado um algoritmo de controle através do método direto de Lyapunov para o modelo não-linear de 4ª ordem do atuador hidráulico que inclui a dinâmica da válvula como uma

dinâmica de 1ª ordem. A estabilidade exponencial foi demonstrada para o caso em que os parâmetros são perfeitamente conhecidos.

Os controladores em cascata foram testados experimentalmente em uma bancada hidráulica com um atuador hidráulico com uma válvula proporcional com centro supercrítico ao invés de uma servoválvula de centro crítico.

Explicaram-se os efeitos das funções da cartela eletrônica na relação entre a tensão aplicada na entrada da cartela eletrônica e a vazão na válvula.

Para compensar os efeitos da zona-morta foi proposta uma compensação baseada na inversa da zona-morta, e para eliminar os efeitos dessa compensação foi proposta a inclusão de uma zona-morta na medição da posição do carretel da válvula.

Verificou-se experimentalmente que os erros de trajetória são bastante influenciados pelo atrito estático, pelo atrito de Coulomb, pela presença da zona-morta e pela compensação proposta. Observou-se que a adaptação dos parâmetros é bastante influenciada pela diferença que existe nos valores destas não-linearidades quando o atuador se movimenta em um sentido ou noutro.

No que diz respeito à estrutura variável, concluiu-se que, dentro da camada limite, o controlador VS-ACC funciona como o CC com um aumento no ganho K_p e, conseqüentemente, está sujeito às mesmas restrições causadas pela dinâmica da válvula.

O controlador proposto nesta tese (NFCC) apresentou erros de trajetória menores do que os outros controladores, principalmente quando sujeito a incertezas paramétricas.

Pode-se ressaltar as seguintes contribuições dadas nesta tese:

- análise da influência dos ganhos dos controladores em cascata nos pólos de malha fechada;

- demonstração da influência da dinâmica da válvula no controle de malha fechada do subsistema hidráulico;

- síntese da lei de controle para o controlador em cascata que inclui a dinâmica da válvula (NFCC) e análise de estabilidade;

- síntese de um controlador usando a metodologia do *backstepping*;

- implementa o experimental dos controladores em cascata;

- análise dos efeitos das fun es da cartela eletrônica;

- proposta de uma compensa o para a zona-morta e um esquema para elimina o dos efeitos desta compensa o na posi o do carretel.

Do ponto de vista teórico sugere-se para trabalhos futuros:

- estender os controladores propostos para um atuador com cilindro assimétrico;

- estudar o problema de atrito;

- estudar o problema de controle de força em atuadores hidráulicos;

- estender os algoritmos dos controladores em cascata para robôs hidráulicos com mais de um grau de liberdade.

Do ponto de vista prático sugere-se:

- implementar os controladores com uma servoválvula;

- construir uma bancada de testes que permita testar os controladores com massas diferentes.

APÊNDICE A - CONCEITOS BÁSICOS DE MECÂNICA DOS FLUIDOS

A.1 Introdução

Este apêndice apresenta uma breve revisão de alguns conceitos básicos da mecânica dos fluidos que são utilizados na modelagem de um atuador hidráulico no capítulo 2.

Neste apêndice, a seção A.2 trata da definição de potência em um escoamento, a seção A.3 do módulo de elasticidade volumétrica, a seção A.4 da conservação da massa, a seção A.5 da equação de Bernoulli e a seção A.6 do escoamento através de um orifício.

A.2 Potência Hidráulica

A potência disponível de um escoamento de óleo é definida como (STRINGER, 1976)

$$\text{Pot} = P \times Q \text{ [W]}, \quad (\text{A.1})$$

onde P é a pressão do óleo [Pa] e Q é a vazão volumétrica [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$].

A.3 Módulo de Elasticidade Volumétrica (*Bulk Modulus*)

O módulo de elasticidade volumétrica β [Pa] mede a capacidade de um fluido ser comprimido e é definido pela relação diferencial

$$\beta = \rho \frac{dP}{d\rho}, \quad (\text{A.2})$$

onde $d\rho$ é a variação incremental na massa específica de um fluido o qual começa com uma massa específica ρ [Kg.m^{-3}] e é submetido à variação na pressão incremental dP . Para maioria dos fluidos hidráulicos o módulo de elasticidade volumétrica é muito alto, indicando que uma variação de pressão muito alta é necessária para produzir uma variação muito pequena na massa específica (BURTON, 1994). Isto justifica a freqüente suposição de que os líquidos são essencialmente incompressíveis.

A.4 Conservação da Massa

O estudo apresentado nesta seção é baseado em LINSINGEN (2001).

O princípio de conservação da massa para um volume de controle qualquer estabelece que “o fluxo líquido de massa através da superfície de controle é igual à variação de massa no interior do volume de controle”.

Seja um escoamento através de um volume de controle de forma arbitrária. Em princípio, a velocidade v_{ei} [m.s^{-1}] de cada partícula de fluido pode assumir qualquer direção e, desse modo, o fluxo de massa em termos vetoriais, para um elemento de massa $dm = \rho dv$, atravessando uma área elementar dA [m^2] da superfície de controle é $dm = \rho \vec{v}_{ei} d\vec{A}$ [Kg.s^{-1}].

Assim sendo, o princípio de conservação da massa aplicado a este volume de controle genérico, pode ser expresso por:

$$\oint_{\text{sc}} \rho \vec{v}_{ei} d\vec{A} + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\text{vc}} \rho dv = 0 \quad (\text{A.3})$$

O primeiro termo desta equação representa o fluxo líquido de massa através da superfície de controle, e o segundo termo, a variação de massa no interior do volume de controle.

Exemplo A.1 - Escoamento unidimensional em regime permanente

Seja um volume de controle fixo com uma entrada e uma saída como mostrado na figura A.1. As propriedades do fluido são invariantes no tempo, ou seja, a massa específica e a velocidade são constantes em cada seção.

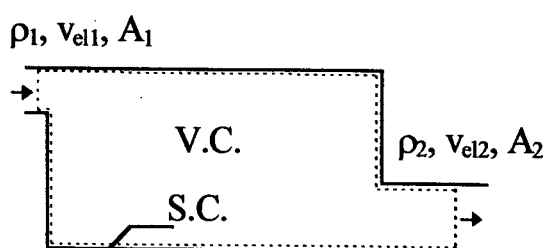


Figura A.1 - Volume de Controle Fixo

Aplicando a equação (A.3) e empregando a convenção de que a normal à superfície de controle aponta para fora do volume de controle, obtém-se

$$\oint_{S.C.} \rho v_{el} dA = \int_{A_1} \rho_1 (-v_{el1}) dA + \int_{A_2} \rho_2 v_{el2} dA = 0, \quad (A.4)$$

resultando em

$$\rho_1 v_{el1} A_1 = \rho_2 v_{el2} A_2. \quad (A.5)$$

Considerando que a vazão é dada pelo produto da velocidade pela área ($Q = v_{el}A$), a vazão mássica pode ser expressa por

$$\dot{m}_1 = \rho_1 v_{el1} A_1 = \rho_1 Q_1 \quad (A.6)$$

$$\dot{m}_2 = \rho_2 v_{el2} A_2 = \rho_2 Q_2 \quad (A.7)$$

Quando se admite que a massa é distribuída uniformemente no volume de controle tal que $\rho_1 = \rho_2$, o que é utilizado com muita freqüência no dimensionamento de sistemas hidráulicos, a equação de continuidade se reduz a

$$Q = Q_1 = Q_2. \quad (\text{A.8})$$

A.5 Equação de Bernoulli

Conservação da energia - Se os efeitos da viscosidade são desprezados, tal que não existe dissipação de energia, e se o escoamento é assumido incompressível, permanente (velocidade e a massa específica são constantes) e irrotacional, então a soma das energias cinética e potencial por unidade de volume é conservada (BURTON, 1994):

$$\frac{1}{2}\rho v_{el}^2 + \rho g_r Z + P = \text{constante}, \quad (\text{A.9})$$

onde g_r é a aceleração da gravidade [m.s^{-2}] e Z é a altura [m] acima de um nível de referência estabelecido. Esta equação é conhecida como Equação de Bernoulli. O primeiro termo do lado esquerdo da equação $\frac{1}{2}\rho v_{el}^2$ representa a energia cinética por unidade de volume e os outros dois termos representam as duas fontes de energia potencial por unidade de volume: devido à gravidade ($\rho g_r Z$) e à pressão (P).

Aplicando-se a equação acima entre duas localizações diferentes, no fluido, tem-se:

$$\frac{1}{2}\rho v_{ela}^2 + \rho g_r Z_a + P_a = \frac{1}{2}\rho v_{elb}^2 + \rho g_r Z_b + P_b \quad (\text{A.10})$$

onde ()_a e ()_b referem-se às localizações a e b respectivamente.

A.6 Escoamento Através de um Orifício

Em muitas aplicações práticas de dispositivos hidráulicos, o fluido é forçado a escoar através de pequenas aberturas de válvulas (“orifícios”), nas quais existe uma pressão diferencial relativamente alta. Desenvolve-se, a seguir, um modelo aproximado para descrever a relação entre a vazão e a queda de pressão no orifício. A situação idealizada é mostrada na figura A.2.

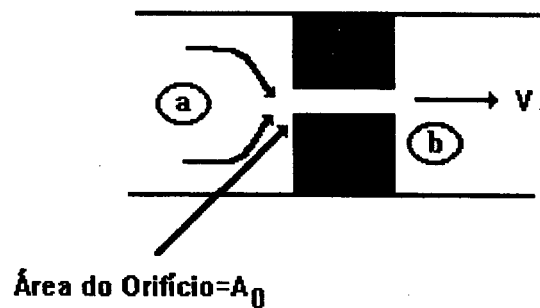


Figura A.2 - Escoamento através de um orifício

O fluido na câmara de alta pressão P_a passa através de um pequeno orifício de área A_0 (onde A_0 é muito menor do que a área de seção transversal da câmara), para dentro de uma segunda câmara de baixa pressão P_b (BURTON, 1994). Para passar através do orifício o fluido deve acelerar a uma velocidade relativamente alta, e isto ocorre ao custo de uma queda de pressão. Aplicando (A.10) no escoamento da figura A.1, onde o fluido entra por “a” e sai por “b”, e tomando a velocidade “a” pequena o bastante de forma a poder ser desprezada, tem-se

$$\frac{1}{2} \rho v_{elb}^2 + P_b \cong P_a. \text{ Isolando } v_{elb} \text{ obtém-se a velocidade no orifício } v_{elb} = \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_a - P_b)}.$$

Multiplicando a velocidade por A_0 tem-se a vazão volumétrica através do orifício dada por

$$Q = A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_a - P_b)}. \quad (\text{A.11})$$

Devido a perdas, a vazão dada pela equação (A.11) é maior do que a real, para compensar isto, introduz-se um coeficiente de descarga $c_d < 1$, o qual pode ser determinado experimentalmente ($c_d \approx 5/8$) (STRINGER, 1976). Assim, a equação acima assume a seguinte forma:

$$Q = c_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_a - P_b)}. \quad (\text{A.12})$$

APÊNDICE B - CONTROLE DE UM ATUADOR HIDRÁULICO USANDO A METODOLOGIA DO *BACKSTEPPING*

B.1 Introdução

Neste apêndice propõe-se um algoritmo para o problema de controle de seguimento de trajetórias em atuadores hidráulicos utilizando-se a metodologia do *backstepping* (CUNHA et al., 2000b). A partir de uma linearização por realimentação coloca-se o sistema do atuador hidráulico na forma necessária para aplicação do *backstepping* de um integrador. Utilizando uma realimentação de estados e a metodologia do *backstepping* obtém-se a lei de controle resultante.

O *backstepping* é um procedimento de projeto recursivo que interliga o projeto de controle por realimentação com a escolha de uma função de Lyapunov. O projeto do sistema completo é feito a partir da escolha de uma lei de estabilização e de uma função de Lyapunov para um subsistema e, a partir daí, seguindo os passos de procedimento de projeto, encontra-se a lei de controle e a função de Lyapunov para o sistema completo (KRSTIC et al., 1995, KHALIL, 1996).

Observação B.1 – Neste apêndice considera-se que os parâmetros do modelo do atuador são conhecidos. Dessa forma, as leis de controle são escritas em função dos parâmetros do sistema ao invés dos parâmetros nominais.

Neste apêndice, a seção B.2 apresenta uma breve descrição do *backstepping* de um integrador. Na seção B.3 aplica-se o *backstepping* de um integrador em um atuador hidráulico. A seção B.4 apresenta uma comparação entre o controlador proposto e o controlador em cascata fixo (CC) baseado no modelo não-linear de 3ª ordem. Na seção B.5 apresenta-se a conclusão do apêndice.

B.2 Backstepping de um Integrador

Nesta seção apresenta-se uma breve descrição do *backstepping* de um integrador. Para maiores detalhes veja KRSTIC et al. (1995) e KHALIL (1996). Considere o sistema

$$\dot{x} = h(x) + b(x)\zeta \quad (\text{B.1})$$

$$\dot{\zeta} = u, \quad (\text{B.2})$$

onde $[x^T \ \zeta]^T \in \mathbb{R}^{n+1}$ é o vetor de estados, $u \in \mathbb{R}$ é a entrada de controle, $h: D \rightarrow \mathbb{R}^n$ e $b: D \rightarrow \mathbb{R}^n$ são funções suaves em um domínio $D \subset \mathbb{R}^n$ que contém $x = 0$ e $h(0) = 0$.

Hipótese B.1 - Existe uma lei de controle por realimentação de estados continuamente diferenciável

$$\zeta = \alpha(x), \alpha(0) = 0, \quad (\text{B.3})$$

e uma função suave, definida positiva, radialmente ilimitada $V: \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$ que satisfaz^{B.1}

$$\frac{\partial V}{\partial x} [h(x) + b(x)\alpha(x)] \leq -W(x), \quad \forall x \in D,$$

onde $W(x)$ é uma função semi-definida positiva.

^{B.1} $\frac{\partial V}{\partial x} = \left[\frac{\partial V}{\partial x_1} \quad \dots \quad \frac{\partial V}{\partial x_n} \right]$ (KHALIL, 1996)

Sob esta hipótese, a lei de controle (B.3), aplicada em (B.1), garante a estabilidade global de $x(t)$, e, através do teorema de LaSalle-Yoshizawa, a regulação de $W(x(t))$, ou seja, $\lim_{t \rightarrow \infty} W(x(t)) = 0$ (veja KRSTIC et al. (1995)).

Um resultado mais forte de convergência pode ser obtido usando o teorema de LaSalle, ou seja, $x(t)$ converge para o maior conjunto invariante N_t contido no conjunto $\bar{E}_t = \{x(t) \in \mathbb{R}^n | W(x) = 0\}$. Se $W(x)$ é definida positiva, o controle (B.3) faz com que $x = 0$ seja um ponto de equilíbrio globalmente assintoticamente estável.

Lema B.1 (*Backstepping* de um integrador) - Considere o sistema (B.1)(B.2) e suponha que (B.1) satisfaz a Hipótese B.1 com $\zeta \in \mathbb{R}$ como sua entrada de controle.

(i) Se $W(x)$ é definida positiva, então

$$V_t(x, \zeta) = V(x) + \frac{1}{2} [\zeta - \alpha(x)]^2 \quad (\text{B.4})$$

é uma função de Lyapunov para o sistema (B.1)(B.2), ou seja, existe uma lei de controle $u = \alpha(x, \zeta)$ a qual torna $(x = 0, \zeta = 0)$ um ponto de equilíbrio globalmente assintoticamente estável de (B.1)(B.2). Uma dessas leis de controle é

$$u = \frac{\partial \alpha}{\partial x} [h(x) + b(x)\zeta] - \frac{\partial V}{\partial x} b(x) - K[\zeta - \alpha(x)], \quad (\text{B.5})$$

onde $K > 0$.

(ii) Se $W(x)$ é apenas semi-definida positiva, então existe uma lei de controle a qual torna $\dot{V}_t(x, \zeta) \leq -W(x, \zeta) \leq 0$, tal que $W(x, \zeta) > 0$ sempre que $W(x) > 0$ ou $\zeta \neq \alpha(x)$. Isto garante a

estabilidade global e que $\begin{bmatrix} x^T(t) & \zeta(t) \end{bmatrix}^T$ converge para o maior conjunto invariante N_t contido no conjunto $E_t = \left\{ \begin{bmatrix} x^T(t) & \zeta(t) \end{bmatrix}^T \in \mathbb{R}^{n+1} \mid W(x) = 0, \zeta = \alpha(x) \right\}$.

Com o objetivo de facilitar a aplicação do *backstepping* de um integrador, baseado no Lema B.1, e visando a estabilidade (assintótica) global propõe-se o seguinte algoritmo:

- 1) Coloque o sistema a ser controlado na forma (B.1)(B.2);
- 2) Ache uma realimentação de estados $\alpha(x)$ tal que o sistema $\dot{x} = f(x) + g(x)\alpha(x)$ seja (assintoticamente) estável, com $\alpha(0) = 0$;
- 3) Ache uma função de Lyapunov (suave, definida positiva, radialmente ilimitada) $V(x)$ tal que a desigualdade

$$\frac{\partial V}{\partial x} [h(x) + b(x)\alpha(x)] \leq -W(x), \quad \forall x \in D,$$

se verifica;

- 4) Construa uma função de Lyapunov candidata

$$V_t = V(x) + \frac{1}{2} [\zeta - \alpha(x)]^2;$$

- 5) Calcule a lei de controle “u” de modo que

$$\dot{V}_t(x, \zeta) = \frac{\partial V}{\partial x} [h(x) + b(x)\alpha(x)] + \frac{\partial V}{\partial x} b(x)r + \dot{r},$$

onde $r = \zeta - \alpha(x)$ e $\dot{r} = u - \dot{\alpha}$, seja semi-definida negativa (definida negativa). Uma possível lei de controle é (B.5).

Observação B.2 - Com $W(x)$ somente semi-definida positiva obtém-se estabilidade global e a convergência do vetor de estados para um conjunto invariante, contudo se $W(x)$ é definida positiva o ponto de equilíbrio ($x = 0, \zeta = 0$) é globalmente assintoticamente estável.

B.3 Backstepping de um Integrador Aplicado a um Atuador Hidráulico

Considerando $F_L = 0$, o modelo não-linear de 3ª ordem do atuador hidráulico é dado por (equações (2.35)(2.36))

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = AP_{\Delta} \quad (\text{B.6})$$

$$\dot{P}_{\Delta} = -fA\dot{y} + fK_{hu}ug_u. \quad (\text{B.7})$$

Para obter o controlador através da metodologia do *backstepping* utilizam-se os passos descritos na seção anterior. Usando a definição do erro de seguimento de trajetória $\tilde{y} = y - y_d$, o sistema (B.6)(B.7) pode ser rescrito como

$$M\ddot{\tilde{y}} + B\dot{\tilde{y}} = AP_{\Delta} - M\ddot{y}_d - B\dot{y}_d \quad (\text{B.8})$$

$$\dot{P}_{\Delta} = -fA\dot{y} + fK_{hu}ug_u. \quad (\text{B.9})$$

Definindo uma força F e uma entrada de controle “ u ” dadas, respectivamente, por

$$F = AP_{\Delta} - M\ddot{y}_d - B\dot{y}_d \quad (\text{B.10})$$

$$u = \frac{1}{K_{hu}g_u} \left[A\dot{y} + \frac{1}{fA} (M\dot{y}_d^{(3)} + B\dot{y}_d + u_a) \right], \quad (\text{B.11})$$

o sistema (B.8)(B.9) pode ser escrito da seguinte forma:

$$M\ddot{\tilde{y}} + B\dot{\tilde{y}} = F \quad (\text{B.12})$$

$$\dot{F} = u_a. \quad (\text{B.13})$$

Passo 1: Para colocar o sistema na forma (B.1)(B.2) define-se um vetor de erros de trajetória para o subsistema (B.12) dado por $\rho_3 = [\tilde{y} \quad \dot{\tilde{y}}]^T$. Assim, resulta

$$\dot{\rho}_3 = h(\rho_3) + bF \quad (\text{B.14})$$

$$\dot{F} = u_a, \quad (\text{B.15})$$

onde $h(\rho_3) = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -\frac{B}{M} \end{bmatrix} \rho_3$ e $b = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ M \end{bmatrix}$.

Passo 2: Nesta etapa do projeto deve-se calcular uma lei de controle virtual $F_d(\rho_3)$ de modo que

$$\dot{\rho}_3 = h(\rho_3) + bF_d \quad (\text{B.16})$$

seja assintoticamente estável. Usando uma realimentação de estados do tipo

$$F_d = F_d(\rho_3) = -[\psi_1 \quad \psi_2] \rho_3, \quad \text{com } \psi_1, \psi_2 > 0, \quad (\text{B.17})$$

o sistema (B.16) resulta $\dot{\rho}_3 = A_{MF} \rho_3$, onde A_{MF} é dado por

$$A_{MF} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{\psi_1}{M} & -\frac{(B + \psi_2)}{M} \end{bmatrix}.$$

Como os autovalores de A_{MF} estão sempre no semi-plano complexo esquerdo, então a lei de controle virtual (B.17) aplicada ao subsistema (B.16) faz com que o sistema seja assintoticamente estável. Além disso, pode-se afirmar que existem matrizes P_m e Q_m simétricas definidas positivas que satisfazem

$$A_{MF}^T P_m + P_m A_{MF} = -Q_m \quad (\text{B.18})$$

Passo 3: De (B.18) pode-se concluir que uma função de Lyapunov para o sistema (B.16) com a lei de controle (B.17) é dada por

$$V(\rho_3) = \rho_3^T P_m \rho_3, \quad (\text{B.19})$$

onde $P_m = \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} \\ P_{12} & P_{22} \end{bmatrix}$.

Passo 4: A função de Lyapunov candidata para o sistema total é dada por

$$V_t = \rho_3^T P_m \rho_3 + \frac{1}{2} [F - F_d]^2 \quad (\text{B.20})$$

Passo 5: Para calcular “ u_a ” de forma que a derivada temporal de (B.20) seja definida negativa, utiliza-se a equação (B.5):

$$\begin{aligned} \frac{\partial F_d}{\partial \rho_3} [h(\rho_3) + b(\rho_3)F] &= -\psi_1 \tilde{y} - \psi_2 \tilde{\tilde{y}} \\ \frac{\partial V}{\partial \rho_3} \mathbf{b} &= \frac{1}{M} (2\tilde{y} \dot{p}_{22} + 2\tilde{y} p_{12}) \\ u_a &= -\psi_1 \tilde{y} - \psi_2 \tilde{\tilde{y}} - \frac{2}{M} (\tilde{y} \dot{p}_{22} + \tilde{y} p_{12}) - K(F - F_d) \end{aligned} \quad (\text{B.21})$$

A equação (B.21) juntamente com a equação (B.11) formam a lei de controle para que o sistema original rastreie uma trajetória de posição desejada.

Observação B.2 – Das equações (B.11) e (B.21) nota-se que os sinais necessários à implementação deste controlador são: posição, velocidade, aceleração e diferença de pressão entre as câmaras. A posição e a diferença de pressão são medidas através de transdutores. A velocidade é obtida através de derivação numérica e filtragem. No caso em que os parâmetros

do sistema são conhecidos, a aceleração pode ser calculada a partir dos sinais de velocidade, diferença de pressão e da equação (B.6) (CUNHA et al., 1998). Quando os parâmetros do sistema não são perfeitamente conhecidos, uma alternativa é obter a aceleração através de derivação numérica e filtragem, onde os problemas são os picos que podem ser originados por ruído no sensor. O uso do sinal de aceleração em algoritmo de controle de sistemas hidráulicos é muito comum, podendo ser encontrado em diversos algoritmos propostos na literatura (CUNHA et al., 1998, YAO et al., 1997, 1998, SOHL e BOBROW, 1997).

B.4 Similaridade entre Controladores

A lei de controle no subsistema mecânico para o controlador em cascata fixo (CC), equação (4.6), é dada por

$$P_{\Delta d} = \frac{1}{A} (M\ddot{y}_r + B\dot{y}_r - K_D z). \quad (\text{B.22})$$

Para obter o seguimento de trajetória no subsistema hidráulico (B.7) a lei de controle, equação (4.9), é dada por

$$u_{CC} = \frac{1}{K_{hu} g_u} \left[A\dot{y} + \frac{1}{f} (\dot{P}_{\Delta d} - K_p \tilde{P}_{\Delta}) \right]. \quad (\text{B.23})$$

A similaridade do controlador proposto neste capítulo utilizando a metodologia do *backstepping* com o controlador gerado usando a estratégia em cascata é demonstrada na seqüência. Para tanto, a partir de algumas considerações sobre as equações (B.11)(B.21) obtém-se as equações que descrevem o controlador em cascata.

Substituindo (B.10) e (B.17) em (B.21) e fazendo $K = K_p$ resulta

$$u_a = -\psi_1 \dot{\tilde{y}} - \psi_2 \ddot{\tilde{y}} - \frac{2}{M} (\dot{\tilde{y}} p_{22} + \tilde{y} p_{12}) - K_p (AP_\Delta - M\ddot{y}_d - B\dot{y}_d + \psi_1 \tilde{y} + \psi_2 \dot{\tilde{y}}).$$

Esta equação pode ser rescrita como

$$u_a = -\left(\psi_1 + \frac{2}{M} p_{22}\right) \dot{\tilde{y}} - \psi_2 \ddot{\tilde{y}} - K_p \left[AP_\Delta - M\ddot{y}_d - B\dot{y}_d + \left(\psi_1 + \frac{2}{MK_p} p_{12}\right) \tilde{y} + \psi_2 \dot{\tilde{y}} \right].$$

Definindo

$$\psi_1 = \lambda(B + K_D) - \frac{2}{MK_p} p_{12} \quad (\text{B.24})$$

$$\psi_2 = \lambda M + K_D \quad (\text{B.25})$$

$$p_{22} = \frac{p_{12}}{K_p}, \quad (\text{B.26})$$

obtém-se

$$\begin{aligned} u_a &= -\lambda(B + K_D) \dot{\tilde{y}} - (\lambda M + K_D) \ddot{\tilde{y}} - K_p [AP_\Delta - M\ddot{y}_d - B\dot{y}_d + \lambda(B + K_D) \tilde{y} + (\lambda M + K_D) \dot{\tilde{y}}] \\ u_a &= -\lambda(B + K_D) \dot{\tilde{y}} - (\lambda M + K_D) \ddot{\tilde{y}} - AK_p \left\{ P_\Delta - \frac{1}{A} [M(\ddot{y}_d - \lambda \dot{\tilde{y}}) + B(\dot{y}_d - \lambda \tilde{y}) - K_D (\dot{\tilde{y}} + \lambda \tilde{y})] \right\} \\ &= -\lambda(B + K_D) \dot{\tilde{y}} - (\lambda M + K_D) \ddot{\tilde{y}} - AK_p \left[P_\Delta - \frac{1}{A} (M\ddot{y}_r + B\dot{y}_r - K_D z) \right]. \end{aligned}$$

Utilizando a definição de $P_{\Delta d}$ dada em (B.22) a equação acima pode ser escrita como

$$\begin{aligned} u_a &= -\lambda(B + K_D) \dot{\tilde{y}} - (\lambda M + K_D) \ddot{\tilde{y}} - AK_p [P_\Delta - P_{\Delta d}] \\ &= -\lambda(B + K_D) \dot{\tilde{y}} - (\lambda M + K_D) \ddot{\tilde{y}} - AK_p \tilde{P}_\Delta. \end{aligned} \quad (\text{B.27})$$

Substituindo (B.27) em (B.11) resulta

$$\begin{aligned}
u &= \frac{1}{K_{hu} g_u} \left(A\dot{y} + \frac{1}{fA} \left[M\ddot{y}_d^{(3)} + B\ddot{y}_d - \lambda(B + K_D)\dot{\tilde{y}} - (\lambda M + K_D)\ddot{\tilde{y}} - AK_p\tilde{P}_\Delta \right] \right) \\
&= \frac{1}{K_{hu} g_u} \left(A\dot{y} + \frac{1}{fA} \left[M(\ddot{y}_d^{(3)} - \lambda\ddot{\tilde{y}}) + B(\ddot{y}_d - \lambda\dot{\tilde{y}}) - K_D(\dot{\tilde{y}} + \lambda\ddot{\tilde{y}}) - AK_p\tilde{P}_\Delta \right] \right) \\
&= \frac{1}{K_{hu} g_u} \left(A\dot{y} + \frac{1}{fA} \left[M\ddot{y}_r^{(3)} + B\ddot{y}_r - K_D z - AK_p\tilde{P}_\Delta \right] \right) \\
&= \frac{1}{K_{hu} g_u} \left(A\dot{y} + \frac{1}{fA} \left[A\dot{P}_{\Delta d} - AK_p\tilde{P}_\Delta \right] \right) \\
&= \frac{1}{K_{hu} g_u} \left(A\dot{y} + \frac{1}{f} \left[\dot{P}_{\Delta d} - K_p\tilde{P}_\Delta \right] \right)
\end{aligned}$$

Comparando esta equação com a equação (B.23) tem-se que $u = u_{CC}$. Assim, pode-se afirmar que é possível sintonizar o controlador proposto de modo a obter o mesmo desempenho do controlador em cascata (CC).

B.5 Conclusões

Neste apêndice foi proposto um controlador utilizando a metodologia do *backstepping* e a linearização por realimentação.

Uma comparação deste controlador com o controlador em cascata fixo (CC) baseado no modelo não-linear de 3ª ordem apresentado no capítulo 4, mostrou uma equivalência entre os controladores.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALLEYNE, A.; HEDRICK, J.K.; 1995. Nonlinear Adaptive Control of Active Suspensions. *IEEE Transactions on Control System Technology*, v. 3, n. 1 (Mar.), p. 94-101.
- ALLEYNE, A.; 1996. Nonlinear Force Control of an Electro-Hydraulic Actuator. In: JAPAN/USA SYMPOSIUM ON FLEXIBLE AUTOMATION (June 1996 : Boston). *Proceedings*. Boston, 1996. v.1, p. 193-200.
- ANDERSEN, T.O.; CONRAD, F.; HANSEN, P.E.; ZHOU, J.J.; 1994. A Novel Adaptive Control Scheme for Hydraulic Actuator Motion Systems. In: *Sixth International Fluid Power Workshop*. Ed. C.R. Burrows; K.A. Edge (University of Bath). Research Studies Press. p. 177-192.
- ANDRIGHETTO, P. L.; 1996. *Posicionador Eletro-hidráulico Controlado por Válvula Proporcional Direcional*. Florianópolis. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.
- BAUCHSPIESS, A.; 1995. *Predictive Sensorgesteuerte Bahnführung Von Handhabungssystemen* (Trad. Livre: *Servocontrole Preditivo de Robôs Guiados por Sensores*). Tese de doutorado, Universidade de Erlangen-Nurnberg.
- BU, F.; YAO, B.; 2000. Nonlinear Adaptive Robust Control of Hydraulic Actuators Regulated by Proportional Directional Control Valves with Deadband and Nonlinear Flow Gains. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE (June 2000: Chicago, Illinois). *Proceedings*. Illinois, 2000. p. 4129-4133.
- BURTON, T.D; 1994. *Introduction to Dynamic Systems Analysis*. McGraw-Hill, Inc.

- CLEGG, A.C.; 2000. *Self-Tuning Position and Force Control of a Hydraulic Manipulator*. Florianópolis. Edinburg, Scotland. Ph.D Thesis – Department of Computing and Electrical Engineering, Heriot-Watt University.
- CUNHA, M.A.B.; 1997. *Controle em Cascata com Adaptação de Parâmetros Aplicado a um Atuador Hidráulico*. Florianópolis. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.
- CUNHA, M.A.B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R.; 1997. Robustness Analysis of Cascade Controller Applied to a Hydraulic Actuator. In: CONGRESO DE INGENIERÍA ELECTRICA (12. :Nov. 1997 : Temuco). Temuco, 1997. v. 2, p. 479-484.
- CUNHA, M.A.B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R.; 1998. Controle em Cascata com Adaptação de Parâmetros Aplicado a um Atuador Hidráulico. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE AUTOMÁTICA (12. : set. 1998 : Uberlândia, Minas Gerais). Minas Gerais, 1998. p. 211-216.
- CUNHA, M.A.B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R.; 2000a. O Controle de Força em Atuadores Hidráulicos. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA (ago. 2000 : Natal, Rio Grande do Norte). *Anais*. Rio Grande do Norte, 2000.
- CUNHA, M.A.B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R.; DE NEGRI, V.J.; 2000b. Controle de um Atuador Hidráulico Usando Linearização por Realimentação e a Técnica do Backstepping. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE AUTOMÁTICA (13. : set. 2000 : Florianópolis, Santa Catarina). Santa Catarina, 2000. p. 1060-1065.
- CUNHA, M.A.B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R.; DE NEGRI, V.J.; 2000c. A Fixed Cascade Controller Applied to a Hydraulic Actuator Including the Servovalve Dynamic.

- In: *Power Transmission and Motion Control*. Ed. C.R. Burrows; K.A. Edge (University of Bath). Suffolk: Professional Engineering Publishing, 2000. p. 59-72.
- CUNHA, M.A.B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R.; DE NEGRI, V.J.; 2000d. A Cascade Strategy Using Nonlinear Control Techniques Applied to a Hydraulic Actuator. In: FLUID POWER NET INTERNATIONAL – PHD SYMPOSIUM (1. : June, 2000 : Hamburgo). *Proceedings*. Hamburgo, 2000. p.57-70.
- DE NEGRI, V. J.; 1988. *Estudo do Comportamento Dinâmico de Sistemas Hidráulicos*. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.
- EDGE, K.A.; 1997. The Control of Fluid Power Systems – Responding to the Challenges. *Instn Mech Engrs*, v. 211, p. 91-110.
- FIALHO, I.; BALAS, G.; 1998. Adaptive Vehicle Suspension Design Using LPV Methods. In: IEEE CONFERENCE ON DECISION & CONTROL (37.:Dec.1998:Tampa, Florida). *Proceedings*. Florida, 1998. p. 469-474.
- FITZSIMONS, P.M.; PALAZZOLO, J.J.; 1996. Part I: Modeling of a One-Degree-of-Freedom Active Hydraulic Mount. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v. 118 (Sept.), p. 439-442.
- FRANKLIN, G.F.; POWELL, J.D.; EMAMI-NAEINI, A.; 1994. *Feedback Control of Dynamic Systems*. 3 ed. USA: Addison-Wesley Publishing Company, Inc.
- GUENTHER, R.; HSU, L.; 1993. Variable Structure Adaptive Cascade Control of Rigid-Link Electrically-Driven Robot Manipulators. In: IEEE CONFERENCE ON DECISION & CONTROL (32. : Dec. 1993: San Antonio, Texas). *Proceedings*. p.2137-2142.
- GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R.; 1997. Cascade Control of the Hydraulic Actuators. *Revista Brasileira de Ciências Mecânicas*, v. 19, n. 2 (jun.), p. 108-120.

- GUENTHER, R.; CUNHA, M.A.B.; DE PIERI, E.R.; 1998. Experimental Implementation of the Variable Structure Adaptive Cascade Control for Hydraulic Actuators. In: *Power Transmission and Motion Control*. Ed. C.R. Burrows; K.A. Edge (University of Bath). Suffolk: Professional Engineering Publishing, 1998. p. 349-361.
- GUENTHER, R.; CUNHA, M.A.B.; DE PIERI, E.R.; DE NEGRI, V.J.; 2000. VS-ACC Applied to a Hydraulic Actuator. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE (June 2000: Chicago, Illinois). *Proceedings*. Illinois, 2000. p. 4124-4128.
- GROOVER, M.P.; WEISS, M.; NAGEL, R.N.; ODREY, N.G.; 1989. *Robótica - Tecnologia e Programação*. São Paulo: McGraw-Hill, Ltda.
- GUNNARSON, S.; KRUS, P.; 1994. LQG Control of a Flexible Mechanical Structure Using Hydraulic Actuators. In: *Sixth International Fluid Power Workshop*. Ed. C.R. Burrows; K.A. Edge (University of Bath). Research Studies Press. p. 280-295.
- HABIBI, S.R.; RICHARDS, R.J.; GOLDENBERG, A.A.; 1994. Hydraulic Actuator Analysis for Industrial Robot Multivariable Control. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE (June 1994 : Baltimore). *Proceedings*. Baltimore, 1994. p. 1003-1007.
- HABIBI, S.R.; GOLDENBERG, A.A.; 1995. Design and Control of a Reconfigurable Industrial Hydraulic Robot. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION (May 1995). *Proceedings*. p. 2206-2211.
- HEINTZE, H.; 1997. *Design and Control of a Hydraulically Actuated Industrial Brick Laying Robot*. Delft, Holland. Ph.D. Thesis, Delft Technology University.
- HSU, L.; GUENTHER, R.; 1993. Variable Structure Adaptive Cascade Control of Multi-Link Robot Manipulators with Flexible Joints: the Case of Arbitrary Uncertain Flexibilities.

- IEEE CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION (May 1993 : Atlanta, Georgia). *Proceedings*. Georgia, 1993. p.340-345.
- IKEO, S.; TAKAHASHI, T.; TAKAHASHI, K.; Application of the Adaptive Control Theory to the Electrohydraulic Servo System Including Proportional Control Valve. SCANDINAVIAN INTERNATIONAL CONFERENCE ON FLUID POWER (3. : May 1993 : Linköping). Linköping , 1993. p.175-191.
- IOANNOU, P.A.; SUN, J.; 1996. *Robust Adaptive Control*. New Jersey: Prentice-Hall, Inc.
- JINGHONG, Y.; ZHAONENG, C.; YUANZHANG, L.; 1994. The Variation of Oil Effective Bulk Modulus with Pressure in Hydraulic Systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v. 116 (Mar.), p 146-150.
- KHALIL, H.K.; 1996. *Nonlinear Systems*. 2 ed. New Jersey: Prentice-Hall, Inc.
- KWON, D.S.; BABCOCK, S.M.; BURKS, B.L.; KRESS, R.L.; 1995. Tracking Control of the Hydraulically Actuated Flexible Manipulator. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION (May 1995). *Proceedings*. p. 2206-2211.
- KRSTIC, M.; KANELLAKOPOULOS, I.; KOKOTOVIC, P.; 1995. *Nonlinear and Adaptive Control Design*. John Wiley & Sons, Inc.
- LIN, J-S.; KANELLAKOPOULOS, I.; 1997a. Road-Adaptive Nonlinear Design of Active Suspensions. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE (June 1997: Albuquerque, Novo México). *Proceedings*. Novo México, 1997. p. 714-718.
- LIN, J-S.; KANELLAKOPOULOS, I.; 1997b. Modular adaptive design for active suspensions. In: IEEE CONFERENCE ON DECISION & CONTROL (36. : Dec. 1997 : San Diego, Califórnia). *Proceedings*. Califórnia, 1997. p. 3626-3631.

- LISCHINSKY, P.; CANUDAS-DE-WIT, C.; MOREL, G.; 1999. Friction Compensation for an Industrial Hydraulic Robot. *IEEE Control Systems*, (Feb.). p. 25-32.
- LINSINGEN, I.V.; 2001. *Fundamentos de Sistemas Hidráulicos*. 1 ed. Florianópolis: Editora da UFSC.
- LIU, R.; ALLEYNE, A.; 1999. Nonlinear Force/Pressure Tracking of an Electro-Hydraulic Actuator. In: IFAC WORLD CONGRESS ON AUTOMATIC CONTROL (14. : 1999 : Beijing). *Preprints*. Munich, 1987. v. 1, p. 469-474.
- LOPES, L.G.O.; 1997. *Controle a Estrutura Variável Aplicado a um Atuador Hidráulico*. Florianópolis. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.
- MANHARTSGRUBER, B.; SHEIDL, R.; 1998. Non-linear Control of Hydraulic Servo-Drives Based on a Singular Perturbation Approach. In: *Power Transmission and Motion Control*. Ed. C.R. Burrows; K.A. Edge (University of Bath). Suffolk: Professional Engineering Publishing, 1998. p. 301-313.
- M'SIRDI, N.K.; FRAISSE, P.; DAUCHEZ, P.; MANAMANI, N.; 1997. Sliding Mode Control for a Hydraulic Underwater Manipulator. In: SYMPOSIUM ON ROBOT CONTROL OF INTERNATIONAL FEDERATION OF AUTOMATIC CONTROL (5. : Sept. 1997 : Nantes). *Preprints*. Nantes, 1997. p. 145-151
- OGATA, K.; 1993. *Engenharia de Controle Moderno*. Prentice-Hall do Brasil, 1993.
- PAIM, C.C.; 1997. *Técnicas de Controle Aplicadas a um Atuador Hidráulico*. Florianópolis. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina.

- PLUMMER, A.R.; 1995. Non-Linear Acceleration Control of an Electrohydraulic Actuator. In: *Seventh International Fluid Power Workshop*. Ed. C.R. Burrows; K.A. Edge (University of Bath). Research Studies Press. p. 133-147.
- PLUMMER, A.R.; VAUGHAN, N. D.; 1996. Robust Adaptive Control for Hydraulic Servosystems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, v. 118 (June), p. 237-244.
- ROBERT BOSCH GMBH; 1989. *Electrohydraulic Proportional Valves and Closed Loop Control Valves – Theory and Applications*. Stuttgart, 1989.
- ROBERT BOSCH GMBH; 1992. *Proportional Control Valves Without/ With Integrated Amplifier – NG 6, 10*. Stuttgart, 1992.
- SEPEHRI, N.; DUMONT, G. A. M.; LAWRENCE, P. D.; SASSANI, F.; 1990. Cascade Control of Hydraulically Actuated Manipulators. *Robotica*, v. 8 (Jul./Sep.), p. 207-216.
- SLOTINE, J.J.E.; LI, W.; 1987. On the Adaptive Control of Robot Manipulators. *Int. J. Robotics Research*, v. 6, n. 3., p. 49-59.
- SLOTINE, J.J.E.; LI, W.; 1991. *Applied Nonlinear Control*. Prentice-Hall Inc, 1991.
- SOHL, G.A.; BOBROW, J.E.; 1997. *Experiments and Simulations on the Nonlinear Control of a Hydraulic Servosystem*. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE (June 1997: Albuquerque, Novo México). *Proceedings*. Novo México, 1997.
- STRINGER, J.D.; 1976. *Hydraulic Systems Analysis*. 1 ed. London: The Macmillan Press Ltd..
- TAFAZOLI, S.; SILVA, C.W.; LAWRENCE, P.; 1998. Tracking Control of an Electrohydraulic Manipulator in the Presence of Friction. *IEEE Transactions on Control System Technology*, v. 6, n. 3 (May), p. 401-411.

- TAO, G.; KOKOTOVIC, P.V.; 1996. *Adaptive Control of Systems with Actuator and Sensor Nonlinearities*. 1 ed. New York: John Wiley & Sons, Inc..
- THAYER, W.J.; 1965 Transfer Function for Moog Servovalves. *Technical Bulletin – Moog Inc. Control Division*, New York, 1965.
- UTKIN, V.I.; 1987. Discontinuous Control Systems: State of Art in Theory and Applications. IFAC WORLD CONGRESS ON AUTOMATIC CONTROL (10. : 1987 : Munich). *Preprints*. Munich, 1987. v. 1, p. 75-94.
- VALDIERO, A.C.; 2000. *Projeto e Implementação de Controladores para Atuadores Hidráulicos*. Relatório Interno do Laboratório de Robótica. Universidade Federal de Santa Catarina.
- VIDYASAGAR, M.; VANNELLI, A.; 1982. New Relationship Between Input-Output and Lyapunov Satability. *IEEE Transaction on Automatic Control*, v. AC-27, n.2, p. 481-483.
- VIRTANEN, A.; 1993. The design of state controller of hydraulic position servo system. In: SCANDINAVIAN INTERNATIONAL CONFERENCE ON FLUID POWER (3. : May 1993 : Linköping). Linköping , 1993. p.193-206.
- VIRVALO, T.; 1997. Nonlinear Model of Analog Valve. In: SCANDINAVIAN INTERNATIONAL CONFERENCE ON FLUID POWER (5. : May 1997 : Linköping). Linköping , 1997. v. 3, p.199-213.
- VOSSOUGH, G.; DONATH, M.; 1995. Dynamic Feedback Linearization for Electro-Hydraulically Actuated Control Systems. *Journal of Dynamics System, Measurement, and Control*, v. 117 (Dec.), p. 468-477.
- WATTON, J.; 1989. *Fluid Power Systems: Modeling, Simulation, Analog and Microcomputer Control*. 1 ed. Hertfordshire: Prentice Hall International Ltd.

- YAO, B.; CHIU, G.T.C.; REEDY, J.T.; 1997. Nonlinear Adaptive Robust Control of One-Dof Electro-Hydraulic Servo Systems. In: ASME INTERNATIONAL MECHANICAL ENGINEERING CONGRESS AND EXPOSITION (1997 : Dalas, Texas). *Proceedings*. Texas, 1997. v. FPST-4, p. 191-197.
- YAO, B.; BU, F.; CHIU, G.T.C. 1998. Nonlinear Adaptive Robust Control of Electro-hydraulic Servo Systems with Discontinuous Projections. In: IEEE CONFERENCE ON DECISION & CONTROL (37.:Dec.1998:Tampa, Florida). *Proceedings*. Florida, 1998. p. 2265-2270.
- YAO, B.; BU, F.; REEDY, J.; CHIU, G.T.C.; 2000. Adaptive Robust Motion Control of Single-Rod Hydraulic Actuators: Theory and Experiments. *Transactions on Mechatronics*, v. 5, n. 1, p. 79-91.
- YUN, J.S.; CHO, H.S.; 1988. Adaptive Model Following Control of Electrohydraulic Velocity Control Systems Subjected to Unknown Disturbances, *IEE Control Theory and Applications*, v. 135, n. 2 (Mar.), p. 149-156.
- YUN, J.S.; CHO, H.S.; 1991. Application of an Adaptive Model Following Control Technique to a Hydraulic Servo System Subjected to Unknown Disturbances. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. v. 113 (Sept.), p.479-486.