

GIOVANNI PEDRON

**ANÁLISE E PROJETO DE SISTEMAS DE CONTROLE
PARA ATUADORES HIDRÁULICOS SERVO ACIONADOS:
UM ESTUDO DE CASO**

CURITIBA

Outubro, 2006

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

GIOVANNI PEDRON

**ANÁLISE E PROJETO DE SISTEMAS DE CONTROLE
PARA ATUADORES HIDRÁULICOS SERVO ACIONADOS:
UM ESTUDO DE CASO**

Documento apresentado ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção e Sistemas da Pontifícia Universidade Católica do Paraná como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia de Produção e Sistemas.

Orientador:

Gustavo Henrique da Costa Oliveira

Co-orientador:

Eduardo Alves Portela Santos

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ - PUCPR

CURITIBA

Outubro, 2006

Pedron, Giovanni

ANÁLISE E PROJETO DE SISTEMAS DE CONTROLE PARA ATUADORES HIDRÁULICOS SERVO ACIONADOS: UM ESTUDO DE CASO. Curitiba, 2006. 91p.

Dissertação - Pontifícia Universidade Católica do Paraná. Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção e Sistemas.

1. Posicionamento hidráulico, 2. Servo-válvula, 3. Controle Preditivo Generalizado, 4. Identificação de sistemas em malha fechada.

I. Pontifícia Universidade Católica do Paraná. Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção e Sistemas.

Dissertação de Mestrado sob o título *"ANÁLISE E PROJETO DE SISTEMAS DE CONTROLE PARA ATUADORES HIDRÁULICOS SERVO ACIONADOS: UM ESTUDO DE CASO"* defendida por Giovanni Pedron em 18 de outubro de 2006, em Curitiba, estado do Paraná, pela banca examinadora constituída pelos professores:

Prof. Dr. Gustavo H. C. Oliveira
PUCPR

Prof. Dr. Eduardo A. Portela Santos
PUCPR

Prof. Dr. Humberto Xavier de Araujo
PUCPR

Prof. Dr. Victor Juliano De Negri
UFSC

Dedico a minha esposa Luciane e ao
meu filho Guilherme.

Agradecimentos

Agradeço a minha esposa Luciane pelo apoio, compreensão, auxílio e carinho durante o período de estudos.

Agradeço aos meus pais, Juventino e Realta, pelo incentivo e amor dedicado.

Agradeço ao meu orientador professor Gustavo H. C. Oliveira pela paciência em ensinar controle para um engenheiro mecânico.

Agradeço ao co-orientador professor Eduardo A. Portela Santos pelo auxílio e pela oportunidade.

Agradeço ao professor e colega João Setti por oportunizar a primeira conversa com o grupo de pesquisa do PPGEPS.

Agradeço aos colegas de turma: Roberto, Cezar e Donald pelo auxílio e suporte técnico com as ferramentas de informática necessárias para a realização deste trabalho.

Agradeço aos amigos Ricardo Artigas e Gelson Carneiro pelo auxílio e explicações de como desenvolver e implementar os ambientes virtuais de controle.

Agradeço à empresa Moog pelas informações fornecidas, em especial ao diretor, Sr. Mario Valdo.

Agradeço a APC - Associação Paranaense de Cultura pelo financiamento parcial do curso.

Agradeço a paciência e o incentivo de todos aqueles que me ajudaram de alguma maneira a construir este trabalho e sem os quais o mesmo não se realizaria.

Sumário

Lista de Figuras	p. viii
Lista de Tabelas	p. xi
Lista de Símbolos	p. xii
Lista de Abreviaturas	p. xviii
Resumo	p. xx
Abstract	p. xxi
1 Introdução	p. 1
1.1 Tecnologias	p. 2
1.2 Técnicas de modelagem	p. 8
1.3 Controle	p. 10
1.4 Proposta de Trabalho	p. 11
1.5 Organização da dissertação	p. 12
2 Ambiente experimental	p. 14
2.1 Unidade hidráulica	p. 14
2.2 Bloco hidráulico	p. 17
2.3 Conjunto de Atuadores	p. 17
2.4 Sistema de aquisição de dados	p. 19
2.5 Projeto do experimento	p. 20

2.6	Considerações finais	p. 20
3	Modelagem do conjunto servo-válvula e atuador	p. 22
3.1	Servo-válvula	p. 23
3.1.1	Motor de Torque	p. 27
3.1.2	Dinâmica da palheta	p. 29
3.1.3	Vazão nos orifícios	p. 29
3.1.4	Forças devido aos escoamentos sobre a palheta	p. 31
3.1.5	Dinâmica das pressões e dinâmica do carretel	p. 32
3.1.6	Vazão através dos orifícios de controle	p. 33
3.2	Atuador	p. 36
3.3	Modelo Caixa Branca do Servo Posicionador Hidráulico	p. 38
3.4	Conclusão	p. 39
4	Identificação de Sistemas em Malha Fechada para Servo Posiciona- mento Hidráulico	p. 41
4.1	Introdução	p. 41
4.2	Identificação em malha fechada	p. 43
4.3	Plano experimental	p. 46
4.4	Estrutura do modelo	p. 48
4.5	Validação do Modelo	p. 50
4.6	Resultados da identificação	p. 51
4.6.1	Resultados da Validação	p. 54
4.7	Considerações Finais	p. 58
5	Controle Preditivo	p. 61
5.1	Introdução	p. 61

5.1.1	A Estratégia MPC	p. 62
5.2	Controle Preditivo Generalizado	p. 64
5.2.1	Introdução	p. 64
5.2.2	Equação de Previsão	p. 65
5.2.3	Função Custo	p. 68
5.2.4	Lei de controle	p. 68
5.3	Lei de controle RTS	p. 70
5.4	Conclusão	p. 73
6	Resultados	p. 74
6.1	Análise da resposta ao degrau do sistema em malha fechada	p. 75
6.1.1	Resposta ao degrau do sistema em malha fechada	p. 76
6.1.2	Desempenho em malha fechada para rejeição a perturbação	p. 78
6.2	Desempenho do sistema em malha fechada para entradas em frequência	p. 80
6.3	Desempenho do sistema em malha fechada para sinais de entrada do tipo rampa	p. 84
6.4	Conclusões	p. 84
7	Conclusões e Trabalhos Futuros	p. 86
	Referências	p. 89

Lista de Figuras

1	Atuador - <i>a</i>) ação simples ; <i>b</i>) ação dupla ; <i>c</i>) ação dupla com haste dupla .	p. 4
2	Diferentes tipos de centro de carretel.	p. 4
3	Vista em corte de uma válvula direcional com solenoide do tipo <i>on-off</i> .	p. 5
4	Vista em corte de uma válvula do tipo proporcional.	p. 6
5	Vista em corte de uma Servo-válvula <i>flapper-nozzle</i>	p. 7
6	Modelagem, estimação de parâmetros e simulação.	p. 9
7	Unidade hidráulica.	p. 15
8	Diagrama hidráulico da unidade.	p. 16
9	Bloco hidráulico.	p. 18
10	Conjunto de Atuadores.	p. 19
11	Diagrama de montagem dos experimentos.	p. 21
12	Esquema do conjunto servo-válvula e atuador simétrico.	p. 22
13	Servo-válvula <i>flapper-nozzle</i> em corte	p. 24
14	Componentes da Servo-válvula <i>flapper-nozzle</i>	p. 25
15	Representação em corte de uma servo-válvula <i>flapper-nozzle</i> com as variáveis tratadas na modelagem.	p. 26
16	Representação do modelo não-linear de uma servo-válvula <i>flapper-nozzle</i> em diagrama de blocos.	p. 28
17	Orifícios de restrição do escoamento sobre a palheta e da câmara da palheta para o tanque.	p. 30
18	Atuador com haste dupla e variáveis utilizadas no modelo.	p. 36
19	Atuador com haste dupla (a) e com haste simples (b).	p. 37

20	Relação entre as variáveis e componentes do sistema de posicionamento hidráulico.	p. 39
21	Ciclo de identificação.	p. 42
22	Sistema em Malha Fechada.	p. 44
23	Dados de entrada e saída da planta para estimação.	p. 52
24	Evolução do erro MSE OSA.	p. 54
25	Evolução do erro FPE OSA.	p. 55
26	Evolução do erro AIC OSA.	p. 55
27	Mapa de pólos e zeros do modelo de quinta ordem.	p. 56
28	Mapa de pólos e zeros do modelo de sexta ordem.	p. 56
29	Mapa de pólos e zeros do modelo de sétima ordem.	p. 57
30	Mapa de pólos e zeros do modelo de oitava ordem.	p. 57
31	Dados de entrada e saída medidos na planta para validação.	p. 58
32	Saída real e saída prevista com modelo de 5ª ordem.	p. 58
33	Resposta para previsão livre.	p. 59
34	Resposta para previsão um passo a frente.	p. 59
35	Erro de previsão um passo a frente.	p. 60
36	Estratégia de Controle Preditivo.	p. 63
37	Estrutura básica do controle MPC.	p. 64
38	Diagrama de blocos da lei de controle RTS.	p. 70
39	Desempenho dos sistemas em malha fechada.	p. 76
40	Resposta a degraus de várias amplitudes - algoritmo GPC 4.	p. 77
41	Sinal de controle correspondente ao caso apresentado na Figura 40.	p. 77
42	Desempenho do sistema em malha fechada - rejeição a perturbação em impulso.	p. 78
43	Sinal de controle correspondente ao apresentado na Figura 42.	p. 79
44	Desempenho do sistema em malha fechada - carga externa constante.	p. 79

45	Resposta a um sinal senoidal com frequência 1 rad/s para controladores GPC 1 a GPC 10.	p. 80
46	Resposta a um sinal senoidal com frequência 1 rad/s para controlador GPC 4.	p. 81
47	Sinal de controle correspondente ao caso apresentado na Figura 46. . .	p. 81
48	Resposta a um sinal senoidal com frequência 4 rad/s com controlador GPC 4.	p. 82
49	Sinal de controle correspondente ao caso apresentado na Figura 48 . . .	p. 82
50	Resposta a um sinal senoidal com frequência 8 rad/s com controlador GPC 4.	p. 83
51	Sinal de controle correspondente ao caso apresentado na Figura 50. . .	p. 83
52	Sinal de saída para uma entrada senoidal com frequência 1 rad/s com controlador GPC 4 e aplicação de carga externa.	p. 84
53	Sinal de saída para uma entrada na forma de rampa com controlador GPC 4	p. 85

Lista de Tabelas

1	Erros de previsão para modelos em malha fechada de 2 ^a a 8 ^a ordem. . .	p. 53
2	Parâmetros do GPC	p. 74

Lista de Símbolos

$i(t)$ - Corrente de entrada no motor de torque, p. 26

$T(t)$ - Torque na palheta, p. 26

$x_p(t)$ - Posição da palheta, p. 26

$T_{pbm}(t)$ - Torque de realimentação na palheta, p. 26

$P_{o1}(t)$ - Pressão dinâmica no extremo do carretel, p. 26

$P_{o2}(t)$ - Pressão dinâmica no extremo do carretel, p. 27

$Q_{o1}(t)$ - Fluxo no orifício o1, p. 27

$Q_{o2}(t)$ - Fluxo no orifício o2, p. 27

$P_{o1}(t)$ - Pressão no extremo do carretel, p. 27

$P_{o2}(t)$ - Pressão no extremo do carretel, p. 27

$x_c(t)$ - Posição do carretel, p. 27

$F_{cs}(t)$ - Força de atrito, p. 27

$\dot{x}_c(t)$ - Velocidade do carretel, p. 27

$F_{ax}(t)$ - Força de fluxo sobre o carretel, p. 27

$Q_1(t)$ - Vazão através do orifício de controle da servo-válvula, p. 27

$Q_2(t)$ - Vazão através do orifício de controle da servo-válvula, p. 27

$u(t)$ - Tensão de entrada no amplificador, p. 27

K_u - Ganho do amplificador, p. 27

μ_0 - Permeabilidade magnética do ar, p. 29

A_{fm} - Área da fenda perpendicular ao fluxo magnético, p. 29

l_a - Comprimento da armadura, p. 29

M_0 - Força magnética do imã permanente, p. 29

- N - Número de voltas do enrolamento da bobina, p. 29
- g - Folga da distância da posição neutra da armadura, p. 29
- $x_g(t)$ - Variação da distância de folga em relação a rotação da armadura, p. 29
- l_p - Comprimento da palheta, p. 29
- J_a - Inércia do conjunto palheta/armadura, p. 29
- $\ddot{x}_p(t)$ - Aceleração da palheta entre os orifícios, p. 29
- B_a - Coeficiente de atrito viscoso da palheta, p. 29
- $\dot{x}_p(t)$ - Velocidade da palheta, p. 29
- K_m - constante de mola do tubo flexível que conecta a palheta ao mancal, p. 29
- $T_{fp}(t)$ - Torque que representa a combinação não linear das forças de escoamento sobre a palheta, p. 29
- $T_{pbm}(t)$ - Torque devido à mola de realimentação, p. 29
- D_o - Diâmetro dos orifícios o1 e o2, p. 30
- C_d - Coeficiente de descarga para fluxo turbulento, p. 30
- ρ - Densidade do óleo, p. 30
- x_{p0} - Distância entre a palheta e o orifício, p. 30
- $P_{o3}(t)$ - Pressão na câmara após os orifícios, p. 30
- $P_t(t)$ - Pressão de retorno, p. 30
- β_e - Módulo de elasticidade volumétrica do óleo, p. 31
- V_{o3} - Volume de óleo entre os orifícios o1 e o2 e o orifício de saída, p. 31
- A_{o3} - Área do orifício de saída, p. 31
- F_{pi} - Força de escoamento sobre a palheta, p. 31
- $FR_i(x_p)(t)$ - Força proporcional, p. 31
- x_{p0} - Distância da palheta até o orifício quando a palheta está na posição neutra, p. 31
- $Q_{r1}(t)$ - Fluxo através do orifício r1, p. 32
- $Q_{r2}(t)$ - Fluxo através do orifício r2, p. 32

V_{oi} - Volumes nas câmeras internas da válvula em ambos os lados do carretel, p. 32

A_c - Área do carretel, p. 32

M_c - Massa do carretel, p. 32

ω_c - Coeficiente de atrito viscoso, p. 32

l_{pbm} - Comprimento da mola de realimentação, p. 32

$\ddot{x}_c(t)$ - Aceleração do carretel, p. 33

$\dot{x}_c(t)$ - Velocidade do carretel, p. 33

$x_c(t)$ - Deslocamento do carretel, p. 33

K_{pbm} - Constante da mola de realimentação, p. 33

C_d - Coeficiente de descarga, p. 33

$P_1(t)$ - Pressão na via A, p. 33

$P_2(t)$ - Pressão na via B, p. 33

$A_{ci}(t)$ - Área dos orifícios entre o pórtico e o ressalto do carretel, p. 33

$h_c(t)$ - Comprimento da abertura do portico do carretel, p. 34

c_{rc} - Folga radial entre o carretel e o corpo da servo válvula, p. 34

d_{ci} - Sobre posição do carretel no corpo na posição central da válvula, p. 34

$Q_{l,ci}$ - Vazamentos entre corpo e carretel nas folgas devido a sobreposição, p. 34

A_1 - Área da câmara 1 do atuador, p. 36

A_2 - Área da câmara 2 do atuador, p. 36

$P_1(t)$ - Pressão na câmara 1, p. 37

$P_2(t)$ - Pressão na câmara 2, p. 37

β_e - Módulo de elasticidade efetiva do óleo, p. 37

$\dot{y}(t)$ - Velocidade do êmbolo e carga, p. 37

F_{at} - Força de atrito em cilindros, p. 37

$F_u(t)$ - Força externa, p. 37

M_t - Massa das partes móveis do atuador mais a massa da carga e a massa efetiva do

fluido hidráulico, p. 37

s - Curso máximo do atuador, p. 37

V_{L1} - Volume inicial da câmara 1 do pistão mais o volume da linha de alimentação ou retorno do atuador até a válvula, p. 37

V_{L2} - Volume inicial da câmara 2 do pistão mais o volume da linha de alimentação ou retorno do atuador até a válvula, p. 37

$y(t)$ - Curso do atuador, p. 37

$Q_i(t)$ - Fluxo de vazamento através do êmbolo, p. 37

$Q_e(t)$ - Fluxo de vazamento através das vedações da haste, p. 37

LP_i - Coeficientes de vazamento laminar, p. 37

LP_e - Coeficientes de vazamento laminar, p. 37

$w(k)$ - Sinal de referência, p. 43

$u(k)$ - Sinal de controle, p. 43

$y(k)$ - Sinal de saída, p. 43

$v(k)$ - Sinal externo, p. 43

$e(k)$ - Sinal de perturbação, p. 43

$\xi(k)$ - Ruído branco, p. 43

$H(q)$ - Função de transferência do sistema em malha aberta, p. 43

$G(q)$ - Função de transferência do controlador, p. 43

$\phi(k)$ - Amostras passadas de $u'(k)$, $y(k)$ e, eventualmente (caso ARMAX) dos erros de previsão passados, p. 44

$\xi(k)$ - Sinal de perturbação, p. 44

$\hat{\theta}$ - Vetor de parâmetros estimados, p. 44

$H(q^{-1})$ - Função de transferência do processo, p. 45

$H_{cl}(q^{-1})$ - Modelo identificado, p. 45

$G(q^{-1})$ - Controlador, p. 45

$A_{cl}(q^{-1})$ - Polinômio do modelo identificado da planta de servo posicionamento hidráulico

em malha fechada, p. 45

$B_{cl}(q^{-1})$ - Polinômio do modelo identificado da planta de servo posicionamento hidráulico em malha fechada, p. 45

N - Número de dados utilizados para obtenção do modelo, p. 49

$e(k)$ - Erro de previsão, p. 49

$y(k)$ - Saída do sistema em k , p. 49

$\hat{y}(k|k-1)$ - Saída prevista do processo em k , p. 49

k - Instante de tempo, p. 49

$e(k|k-1)$ - Erro de previsão, p. 49

n - Número de parâmetros do modelo, p. 50

N_y - Horizonte previsto, p. 62

$\hat{y}(k+N_y|k)$ - Saídas previstas, p. 62

$u(k+N_y|k)$ - Sinal de controle futuro, p. 62

na - Ordem do polinômio $A(q^{-1})$, p. 65

nb - Ordem do polinômio $B(q^{-1})$, p. 65

nc - Ordem do polinômio $C(q^{-1})$, p. 65

d - Atraso do processo, p. 65

$T(q^{-1})$ - Filtro, p. 65

$E_j(q^{-1})$ - Polinômio em q^{-1} , p. 66

$F_j(q^{-1})$ - Polinômio em q^{-1} , p. 66

nt - Ordem do polinômio $T(q^{-1})$, p. 66

j - Passo de previsão, p. 67

nh - Ordem do polinômio H_j , p. 67

ni - Ordem do polinômio I_j , p. 67

\hat{y}_f - Saída forçada, p. 67

\hat{y}_l - Saída livre, p. 67

N_1 - Horizonte inicial de previsão, p. 68

NU - Horizonte de controle, p. 68

λ - Constante de ponderação do sinal de controle, p. 68

$\Delta u(t + j)$ - Incremento do sinal de controle, p. 68

Lista de Abreviaturas

- MBPC - *Model Based Predictive Controller* - Controle Preditivo Baseado em Modelo, p. xx
- MBPC - Model Based Predictive Controller, p. xxi
- PID - Proporcional - Integral - Derivativo, p. 10
- PI - Proporcional-Integral, p. 10
- P - Proporcional, p. 10
- GPC - *Generalized Predictive Control*, p. 10
- SPosHid - Conjunto de servo posicionamento hidráulico, p. 11
- LAS/PUCPR - Laboratório de controle da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, p. 11
- PUCPR - Pontifícia Universidade Católica do Paraná, p. 11
- RTS - Estrutura de controle, p. 20
- ARMAX - *Auto Regressive Moving Average with Exogenous Input*- Auto-Regressivo Média Móvel com Entrada Exógena, p. 44
- ARX - *Auto-Regressive with eXogenous input*, p. 48
- MSE - *Mean Square Error*, p. 49
- FPE - *Final Prediction Error*, p. 49
- AIC - *Akaike Information Criterion*, p. 49
- OSA - One Step Ahead - Um Passo a Frente, p. 50
- FREE - Previsão livre, p. 50
- MPC - *Model Predictive Control*- Controle Preditivo, p. 61
- MBPC - *Model Based Predictive Control*, p. 61

-
- LRPC - *Long Range Predictive Control* - Controlador Preditivo de Horizonte Longo , p. 61
- EHAC - *Extended Horizon Adaptive Control* - Controle Adaptativo com horizonte estendido, p. 63
- DMC - *Dynamic Matrix Controller* - Controle por Matriz Dinâmica, p. 63
- CRHPC - *Constrained Receding-Horizon Predictive Control*, p. 64
- ARIMAX - Auto-Regressive Integrated Moving-Average Exogenous - Auto-Regressivo Média Móvel Integral com Entrada Exógena, p. 65
- MIMO - *Multiple-Input/Multiple-Output* - Múltiplas Entradas e Múltiplas Saídas, p. 73
- GPC 1 ao GPC 10 - Algoritmo de controle com diferentes parâmetros, p. 85

Resumo

Este trabalho aborda o problema da modelagem de sistemas de servo posicionamento hidráulico e analisa a questão do projeto e aplicação neste contexto de sistemas de controle não convencionais.

Para tanto, uma bancada de testes apropriada é descrita com detalhes, tanto em termos funcionais quanto da tecnologia de seus elementos. Esta bancada, presente na PUCPR e aqui denominada SPosHid, é a base para os resultados apresentados neste trabalho.

A modelagem da planta é realizada sob dois enfoques diferentes, a saber: modelagem fenomenológica (caixa branca) e modelagem caixa preta. No caso da modelagem fenomenológica, todos os componentes do equipamento são representados através de equações diferenciais que descrevem o seu comportamento dinâmico. A união dos subsistemas descreve o modelo completo que, por sua natureza, é altamente não linear. Apesar de sua boa capacidade de reprodução da dinâmica do sistema, uma dificuldade associada a esta estratégia é a obtenção dos parâmetros do modelo. A modelagem caixa preta é obtida através da seleção de uma estrutura genérica, baseada em dados experimentais de entrada e saída, para representação do processo e da utilização de um método de otimização para obtenção dos parâmetros do modelo. No processo sob análise, os dados experimentais devem necessariamente ser obtidos em malha fechada, dando origem a uma metodologia conhecida como identificação em malha fechada.

Neste trabalho, baseado em uma estrutura de modelo linear para a representação do processo, os passos para a obtenção de um modelo para a planta SPosHid são apresentados.

Na seqüência, o problema de controle é analisado. Este trabalho propõe a utilização do algoritmo de controle GPC (*Generalized Predictive Controller*), da classe dos controladores preditivos baseados em modelo (MBPC) - *Model Based Predictive Controller*, como substituição a algoritmos usualmente encontrados no contexto de sistemas de posicionamento hidráulico comerciais. Uma descrição do algoritmo GPC, que é baseado em modelos lineares, e sua representação no formato RTS são apresentados.

Resultados da aplicação em tempo real do controlador GPC na planta SPosHid, com modelo linear, são apresentados. Os testes aplicados são baseados no desempenho do controlador para sinais de referência em degrau, rampa e frequência. Os testes são realizados com ou sem carga externa.

Abstract

This work approaches the modeling problem of servo hydraulic position systems and analyzes the question of the project and application in this context of not conventional control systems.

In such a way, an appropriate bench of tests is described with details, as much in functional terms as to the technology of its elements. This bench, is in PUCPR and here called SPosHid, is the base for the results presented in this work.

The modeling of the plant is carried through under two different approaches, namely: phenomenological modeling (white box) and black box modeling. In the case of the phenomenological modeling, all the components of the equipment are represented through differential equations that describe its dynamic behavior. The subsystems union describes the complete model, which, for its nature, is highly not linear. Although its good reproduction capacity of the dynamic of the system, a difficulty associated to this strategy is the attainment of the model parameters. The black box modeling is gotten through the selection of a generic structure, based in experimental data of input and output, to the representation process and the use of a method of optimization for attainment of the model parameters. In the process under analysis, the experimental data must necessarily be gotten in closed loop, giving origin to a methodology known as identification in closed loop.

In this work based on a linear model structure for the process representation, the steps to the attainment of a model for the SPosHid plant are presented.

In the sequence, the control problem is analyzed. This work, proposes the use of the GPC (Generalized Predictive Controller) control algorithm, from the predictivos controllers rank based in model (MBPC) - Model Based Predictive Controller, as substitution of the usually found algorithms in the commercial context of hydraulical positioning systems. A description of GPC algorithm, which is based on linear models, and its representation in format RTS is presented.

Results of the application in real time of GPC controller in the SPosHid plant, with linear model, are presented. The applied tests are based on the performance of the controller for reference signals in step, slope and frequency. The tests are carried through with or without external load.

1 Introdução

Hidráulica é a parte da hidrodinâmica aplicada que investiga, de forma simplificada, o escoamento de fluidos. É comum a utilização do termo hidráulica quando se refere a instalações para condicionamento e transporte de água em instalações prediais ou no ramo de geração de energia quando se utiliza a água para armazenar energia potencial. O termo hidráulica também se refere ao condicionamento de fluido para transporte de energia em sistemas automatizados. A hidráulica, neste último contexto, vem sendo aplicada para facilitar e otimizar os trabalhos que antes exigiam a força do homem. Sistemas hidráulicos são freqüentemente usados em aplicações de alta performance que requerem resposta rápida e alta freqüência (Eryilmaz and Wilson, 1999). O fluido confinado é um dos meios mais versáteis de modificar o movimento e transmitir força. Pode assumir, instantaneamente, todas as formas possíveis e introduzir-se em qualquer objeto que resista ao seu avanço. Pode se dividir em partes, cada qual realizando um trabalho de acordo com sua dimensão e, novamente, se reagrupar para trabalhar como um só corpo. Pode movimentar-se rapidamente em um local e lento em outros. Nenhum meio é capaz de combinar o mesmo índice de flexibilidade e capacidade de transmitir força utilizando, proporcionalmente, pouco espaço e peso.

As aplicações mais comuns da hidráulica, nesse contexto, são para transmissão e regulação de força e velocidade, em conjunto ou separadamente, bem como para posicionamento. Sistemas de posicionamento hidráulico possuem grande aplicação no meio industrial, pois apresentam as características acima descritas associadas a uma relação peso/potência baixa, quando comparados com servo-mecanismos elétricos equivalentes. Além disto, oferecem a versatilidade de um controlador eletrônico (Merritt, 1967; Miroslav, 2002; Fink, 1997; Chatzacos and Papadopoulos, 2003; Eryilmaz and Wilson, 1999). A repetibilidade oferecida pelo conjunto posicionador hidráulico é outra característica que favorece sua utilização em larga escala. Devido a essa característica, aliada às anteriormente descritas, a aplicação deste tipo de equipamento torna-se viável quando seu custo puder ser absorvido no projeto, uma vez que existem tecnologias de posicionamento com

custos menores que, entretanto, não oferecem as mesmas características de precisão e repetibilidade.

Posicionamento hidráulico é um tema que tem sido tratado por vários trabalhos desde a década de 50, sendo abordado com mais frequência nas últimas duas décadas, pois o desenvolvimento de materiais, dos processos de fabricação e da eletrônica, tem possibilitado um grande desenvolvimento dessa tecnologia. Além desse fato, existe um crescimento da necessidade da indústria por sistemas cada vez mais precisos e mais rápidos.

Muitas aplicações de sistemas de posicionamento hidráulico são citadas na literatura científica e também na indústria em geral. Entre essas, encontram-se as aplicações em robôs manipuladores (Wu, 1997), simuladores de vôo (Plummer, 1995; Schothorst, 1997), controle de lemes e flaps na indústria naval e aeronáutica (DeNegri *et al.*, 1997), na abertura de válvulas de plantas químicas industriais (DeNegri *et al.*, 1997), no controle do posicionamento de máquinas ferramentas CNC (DeNegri *et al.*, 1997), no posicionamento de rolos laminadores em linhas de produção de chapa (DeNegri *et al.*, 1997), no sincronismo e posicionamento dos atuadores de prensas dobradeiras, na regulagem de posição do atuador aplicado em reguladores de turbinas de pequenas centrais hidrelétricas (Macarini, 2000). Pode-se citar ainda o projeto de um experimento de teste de materiais realizado com um conjunto eletro-hidráulico (Lee and Tsao, 2002), a aplicação de um simulador sísmico acionado por um sistema hidráulico (Newell *et al.*, 1995) e a utilização para posicionamento e controle de pressão realizado com uma servo-válvula (Fink, 1997). Muitas outras aplicações estão presentes na indústria bélica, aeronáutica e espacial. Pode-se perceber, com a diversidade de aplicações, que os sistemas hidráulicos permitem controlar o movimento da carga nas condições estáticas e dinâmicas requeridas para cada área de aplicação (Rodrigues *et al.*, 2003).

O correto funcionamento de um sistema de posicionamento hidráulico depende de um sistema de controle adequado, e a implantação de sistemas de controle neste contexto muitas vezes não é trivial devido a muitos problemas envolvidos no processo (Sirouspour and Salcudean, 2001). Condição essa que permite espaço para o estudo de controle avançado aplicado a servo posicionamento hidráulico.

1.1 Tecnologias

No campo de posicionamento hidráulico, algumas técnicas de acionamento e controle estão presentes. Essas técnicas se diferenciam pela precisão, tempo de resposta, forma

construtiva do sistema e ou dos componentes, custo de implantação, entre outras. Esta seção apresenta uma revisão dos diferentes sistemas de posicionamento hidráulico e de seus componentes.

Um sistema de posicionamento hidráulico é composto por um atuador hidráulico comandado por uma válvula que controla o sentido e intensidade da vazão de óleo para o atuador de acordo com um sinal elétrico aplicado à válvula. Um sinal de referência indica a posição que o atuador deve assumir e um sensor fornece a posição atual do atuador. Baseado nessas informações, o controlador envia um sinal elétrico de controle para a válvula de maneira a corrigir a posição do atuador até atingir a posição equivalente ao sinal de referência.

Quanto aos atuadores hidráulicos, pode-se afirmar que são componentes mecânicos que recebem energia hidráulica e a transformam em energia mecânica, com deslocamento rotativo ou linear. Quando o movimento é rotativo, tem-se um atuador rotativo, mais conhecido como motor hidráulico, o qual fornecerá energia mecânica na forma de torque e velocidade angular. Entretanto, quando o movimento é linear, tem-se um atuador linear, também conhecido como cilindro hidráulico, o qual fornece energia mecânica na forma de força e velocidade linear. A seguir são apresentados detalhes somente dos atuadores lineares, pois esta é a categoria abordada neste trabalho.

Os atuadores lineares são classificados de acordo com sua forma construtiva e de acionamento (Figura 1). Quanto à forma de acionamento, podem ser de simples ação ou de dupla ação. O atuador de simples ação recebe energia hidráulica para se movimentar em um único sentido, ou seja, somente avança ou recua por ação de energia hidráulica; o atuador de dupla ação recebe energia hidráulica para acionar em ambos os sentidos (avanço e recuo). Quanto à forma construtiva, existe um grande número de variáveis, entretanto, no caso do presente trabalho, são detalhados somente as variações quanto ao tipo de haste. Um atuador hidráulico linear pode ser construído com haste simples ou dupla, sendo que o atuador com haste simples apresenta a haste somente para um lado do êmbolo do atuador e o atuador com haste dupla apresenta uma haste passante para ambos os lados do êmbolo, conforme mostra a Figura 1. Dessa maneira a diferença entre um atuador de haste dupla com o de haste simples é basicamente a área de aplicação da pressão, pois no atuador com haste simples existe uma área maior para aplicação da pressão no avanço do que no retorno (atuador assimétrico). No atuador com haste dupla, as áreas para atuação da pressão são iguais, desde que os diâmetros das hastes sejam os mesmos (atuador simétrico).

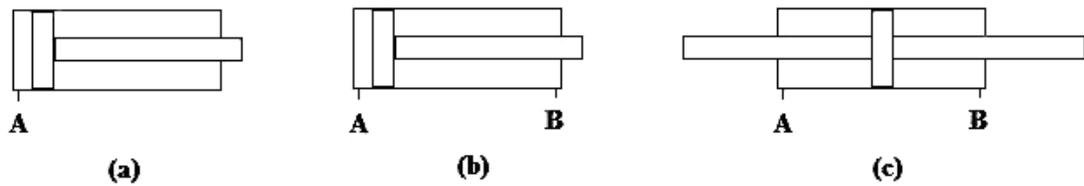


Figura 1: Atuador - a) ação simples ; b) ação dupla ; c) ação dupla com haste dupla .

As válvulas se diferenciam de acordo com o princípio de acionamento, quanto à forma construtiva do corpo e do carretel. Entende-se por carretel o êmbolo que desloca-se no interior do corpo da válvula para controlar e direcionar a vazão de óleo que passa através da válvula. De acordo com a forma construtiva, as válvulas podem ser de diferentes formas. Entre elas, estão: as de carretel, as de bocal-defletor (*flapper-nozzle*) e as de tubo injetor (*servojet*). As válvulas também são classificadas de acordo com o número de vias pelas quais o fluido entra ou sai da válvula. As mais comuns são as válvulas de duas, três, quatro ou cinco vias. Válvulas com um maior número de vias são encontradas geralmente em aplicações especiais. As válvulas também podem variar de acordo com o tipo de centro, que relaciona a diferença entre a largura do ressalto do carretel e o comprimento do rebaixo no corpo da válvula, por onde passa o óleo. (Figura 2). Observa-se, na Figura 2, os três tipos de centro possíveis: a Figura 2a apresenta o centro supercrítico, ou seja, o comprimento do ressalto é maior que o comprimento do pórtico (sobreposição positiva); o centro crítico é apresentado na Figura 2b, onde o comprimento do ressalto é igual ao comprimento do pórtico (sobreposição nula); a Figura 2c apresenta o centro subcrítico com o comprimento do ressalto menor que o comprimento do pórtico (sobreposição negativa).

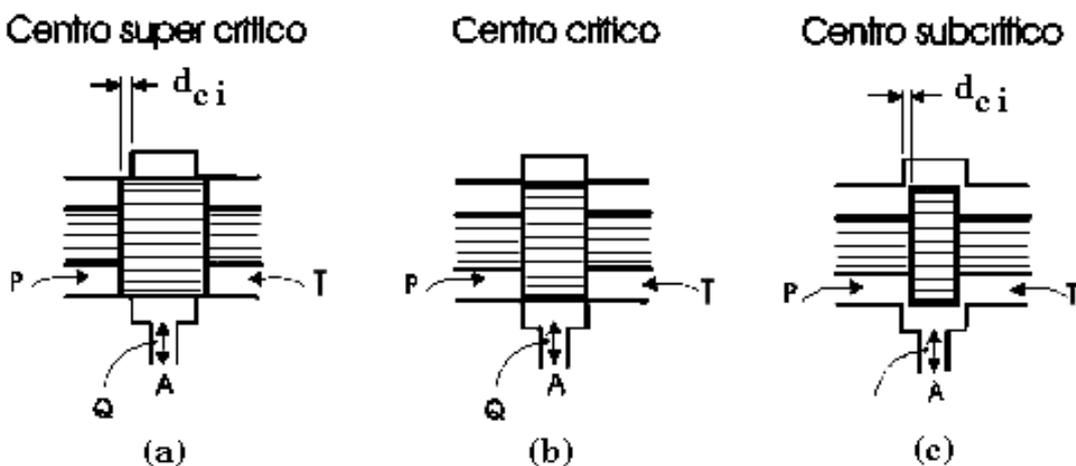


Figura 2: Diferentes tipos de centro de carretel.

Quanto ao tipo de acionamento, as válvulas são classificadas em válvulas com aciona-

mento elétrico, que pode ser um motor de força ou motor de torque, ou mecânico, que pode ser direto ou alavanca. A seguir são relacionadas as válvulas de acordo com o tipo de acionamento elétrico:

- i)* Válvula direcional de carretel, acionada por solenóide comum.
- ii)* Válvula proporcional, acionada por solenóide proporcional.
- iii)* Servo-válvula, acionada por *servojet*.
- iv)* Servo-válvula do tipo *flapper-nozzle*, acionada por motor de torque.

Na válvula direcional de carretel, as posições possíveis do carretel estão limitadas, geralmente, a duas ou três, não sendo permitida à válvula controlar a vazão através do carretel. Isto possibilita somente o controle de sentido do fluxo. Esse tipo de válvula apresenta um tempo de resposta muito alto em relação às demais válvulas aqui descritas. O solenóide aplicado a essa válvula é do tipo *on-off*, o qual caracteriza-se por deslocar o carretel para sua posição final e uma mola fornece a energia necessária para que o carretel retorne à sua posição inicial quando o solenóide é desligado (Andrighetto, 1996). Uma vista em corte de um modelo dessa válvula é apresentada na Figura 3.

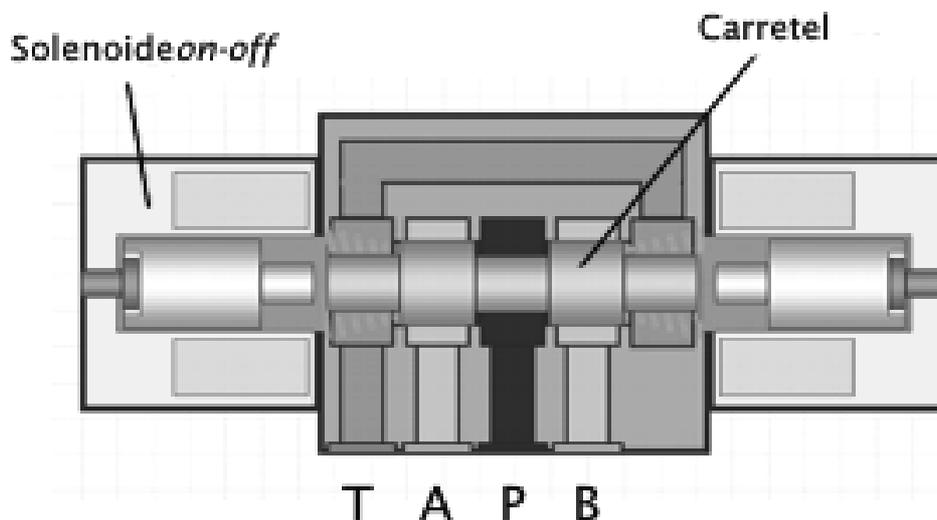


Figura 3: Vista em corte de uma válvula direcional com solenóide do tipo *on-off*.

As válvulas proporcionais são assim denominadas pelo fato de fornecerem um resultado de controle de vazão proporcional ao sinal elétrico aplicado ao solenóide. Os

solenóides proporcionais, por sua vez, podem assumir posições intermediárias entre seus pontos extremos, dependendo do sinal elétrico de acionamento. Esse tipo de solenóide permite um controle analógico de vazão ou pressão (Andrighetto, 1996). Uma válvula proporcional em corte é apresentada na Figura 4 (Vickers, 1992). As válvulas proporcionais de primeira geração apresentam um menor custo, porém possuem precisão e resposta dinâmica mais limitadas quando comparadas com as servo-válvulas. O limite entre essas duas tecnologias é delimitado por esses fatores. As novas gerações de válvulas proporcionais, aliando sofisticação e custo relativamente baixo, têm ampliado as fronteiras do seu campo de utilização (Linsingen, 2001).

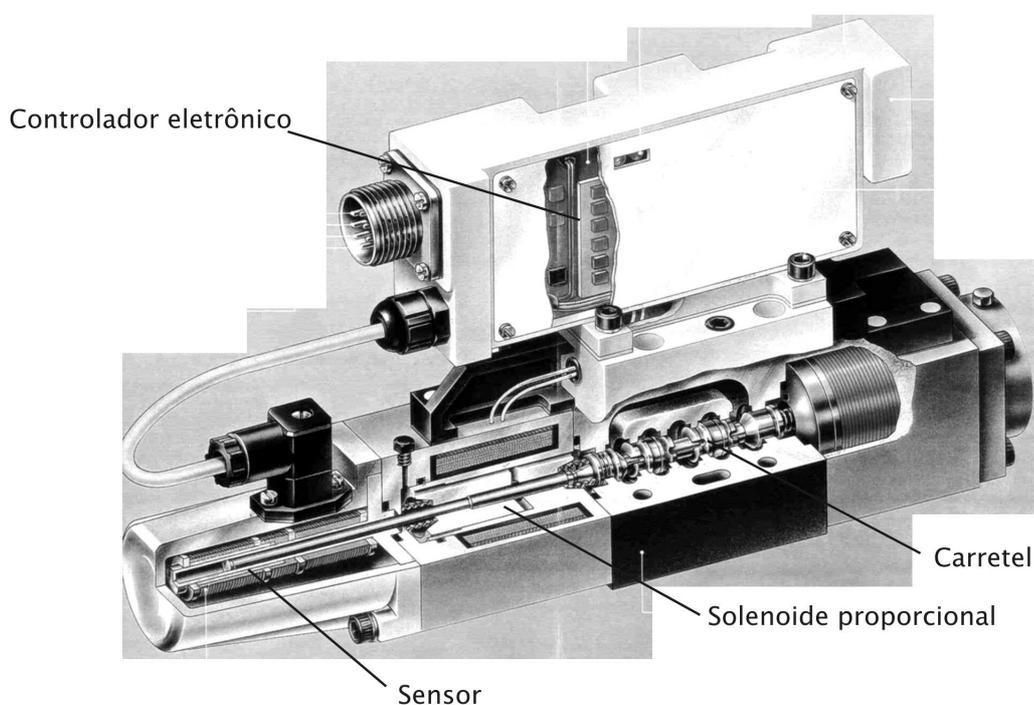


Figura 4: Vista em corte de uma válvula do tipo proporcional.

A servo-válvula acionada por *servojet* tem como característica de funcionamento posicionar o carretel de acordo com a diferença de pressão entre os extremos do mesmo, causada por uma variação de fluxo sobre dois bocais, cada qual interligado em uma extremidade do carretel. Variando a pressão nas extremidades do carretel, pode-se obter diferentes posições do mesmo.

Na servo-válvula bocal-defletor (*flapper-nozzle*), ilustrada pela Figura 5, quando uma corrente elétrica circula através da bobina do motor de torque, ela gera uma força eletro-

magnética 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 ou palheta, contrário ao torque 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) (Cunha, 2001).

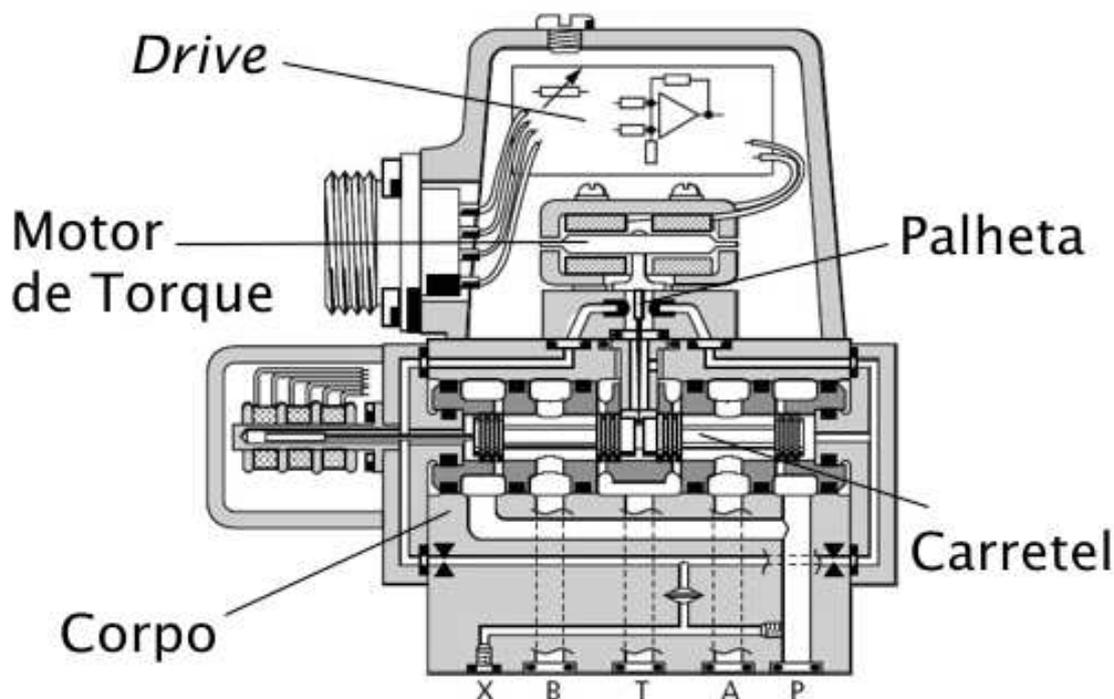


Figura 5: Vista em corte de uma Servo-válvula *flapper-nozzle*.

As servo-válvulas e válvulas proporcionais são também chamadas de amplificadores hidráulicos, pois recebem um sinal elétrico de baixa potência aplicado na entrada e controlam, na saída, a aplicação de alta potência hidráulica (Cunha, 2001). Podem obter infinitas posições do carretel entre o início e fim do curso do mesmo, de maneira a propiciar o controle da direção e do fluxo do fluido. Os dois tipos mais comuns de válvula de controle aplicadas para posicionamento são a servo-solenóide, também conhecida como válvula proporcional, e a servo-válvula *flapper/nozzle* de dois estágios (Chen *et al.*, 2002).

A expressão servo-hidráulica tem um lugar definido na linguagem técnica, mesmo assim, existem ainda várias opiniões sobre o seu real significado. O termo é utilizado para descrever uma variedade diversificada de funções, mas numa expressão geral, designa-se a função na qual um pequeno sinal de entrada, produz um grande sinal de saída.

Este sinal de entrada é fornecido ao sistema através de um controlador, o qual será descrito na Seção 1.3. Quando trata-se de uma válvula acionada por motor de torque, a mesma será tratada como servo-válvula, mas quando fala-se de uma válvula acionada por solenóide proporcional, a mesma será tratada como válvula proporcional. Isto porque nos últimos anos, as válvulas proporcionais sofreram uma evolução a ponto de atender algumas condições de trabalho que anteriormente somente as servo-válvulas atendiam. Essa evolução chegou a um ponto que os fabricantes incorporaram o termo servo no nome da válvula proporcional, chamando-a de servo-proporcional. O alto custo de sistemas utilizando servo-válvulas deixou um espaço vago na faixa das aplicações médias da hidráulica, estimulando o emprego de válvulas proporcionais (Andrighetto, 1996).

Existem também diferentes combinações possíveis entre tipos de atuadores e tipos de válvulas, os quais configuram diferentes conjuntos de posicionamento hidráulico. Segundo De Negri, três circuitos bastante representativos de posicionadores eletro-hidráulicos são aqueles que empregam: cilindro simétrico com uma válvula de 4 vias, simétrica; cilindro assimétrico com uma válvula de 4 vias, assimétrica; cilindro assimétrico com uma válvula de 3 vias (DeNegri *et al.*, 2004). As válvulas de 4 ou 3 vias podem ser válvulas proporcionais ou servo-válvulas. O que define o tipo de válvula a ser utilizada são as exigências de projeto, tais como: precisão, frequências de acionamento, presença de zona morta, histerese maior ou menor, entre outras.

1.2 Técnicas de modelagem

A construção de um bom modelo requer um entendimento completo do procedimento baseado em estudos e técnicas de modelagem. O procedimento de modelagem consiste de vários passos consecutivos, como mostra a Figura 6 (Bosch and Klauw, 1994). Através do conhecimento prévio do sistema a ser modelado, parte-se para a estimação de parâmetros que representem o sistema. Realiza-se simulações nos modelos obtidos e compara-se o resultado obtido nas simulações com resultados coletados em medidas e observações no sistema real. Dependendo do erro apresentado pelo modelo em relação ao comportamento da planta reinicia-se o ciclo através de uma nova estimação de parâmetros ou adota-se o modelo encontrado.

A essência da modelagem é selecionar somente as características que são necessárias e suficientes para descrever o processo, com a qualidade exigida pelo objetivo da modelagem (Bosch and Klauw, 1994).

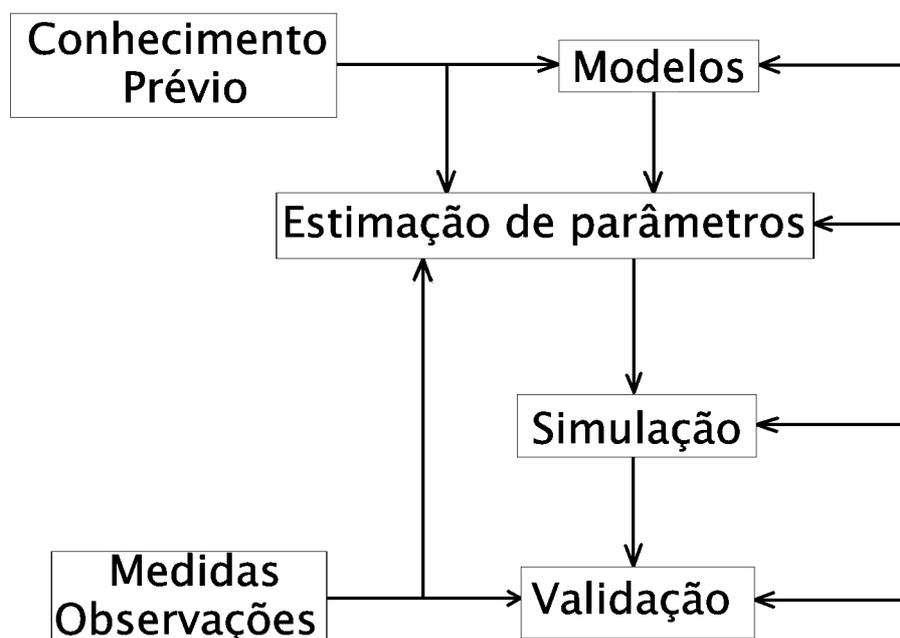


Figura 6: Modelagem, estimação de parâmetros e simulação.

Para a obtenção de um modelo quantitativo, o conhecimento completo do processo é necessário. Nem sempre isso é possível, uma vez que, as informações disponíveis sobre o processo não são suficientes para a obtenção de todos os valores das variáveis envolvidas, esquemas de estimação de parâmetros devem ser usados para a obtenção de valores próprios do processo em estudo.

A obtenção de um modelo pode se dar por diferentes processos, entre eles estão o modelo caixa branca e o modelo caixa preta (em um procedimento também chamado de identificação de sistemas). Para o caso do modelo caixa preta, é necessário coletar dados de entrada e saída do processo, os quais juntamente com uma técnica de identificação, fornecem modelos matemáticos do processo (Aguirre, 2000). Para a seleção do melhor modelo, utiliza-se um critério de seleção. Deve-se sempre selecionar o melhor modelo baseado na necessidade de utilização do mesmo. Quando se tem conhecimento suficiente do processo para a obtenção de um modelo, aplica-se o método caixa branca, ou modelos baseados na física, que podem ser descritos com o auxílio de equações algébricas e/ou diferenciais. Essas equações são baseadas nas leis de conservação de energia, massa, momento, etc. Os dois métodos são apresentados neste trabalho onde podem ser verificadas as dificuldades na aplicação de ambos os métodos no contexto dos sistemas de posicionamento hidráulico. Além das duas abordagens, existe também a conhecida como caixa

cinza, que combina características das duas anteriormente citadas.

1.3 Controle

A dinâmica de sistemas de servo posicionamento hidráulico é complexa, depende da arquitetura física da modelagem e dos equipamentos, e apresenta várias não linearidades. Assim, uma variedade de arquiteturas de controle foram propostas e aplicadas para regular a operação das mesmas (Chen *et al.*, 2002). Algumas das arquiteturas utilizadas são descritas a seguir.

O controle mais comum em sistemas de posicionamento hidráulico é o (PID) (Proporcional - Integral - Derivativo), que muitas vezes é aplicado como (PI) (Proporcional-Integral) ou como (P) (Proporcional) somente. Uma das muitas aplicações dessa técnica de controle é apresentada em (Rodrigues *et al.*, 2003), onde se tem o ajuste da resposta dinâmica do carretel de uma válvula proporcional em um sistema de posicionamento hidráulico. A apresentação de um controlador adaptativo que controla a posição do atuador, a qual resulta na abertura de uma válvula é feita em (Anderson and Tsao, 1998). O projeto e implementação de um controlador digital para uma servo-válvula controlando um atuador hidráulico é descrito em (Kim and Tsao, 2002). O desenvolvimento de um algoritmo de controle digital robusto para uma servo-válvula é apresentado em (Tsao and Tomizuka, 1994). A aplicação de modos deslisantes, melhorado por um algoritmo *Fuzzy* PID, está em (Miroslav, 2002). Neste trabalho comenta-se que a aplicação de técnicas de controle robusto não linear é uma necessidade para obter sucesso na operação de sistemas eletro-hidráulicos. O uso de um controlador PD (Proporcional-Derivativo) aliado ao desenvolvimento de uma estratégia de controle não linear baseada em Liapunov, é proposto em (Sirouspour and Salcudean, 2001). Projetos de controladores robustos baseados em modelos linearizados do sistema foram propostos em (Laval *et al.*, 1996), (Lu and Lin, 1993), segundo (Sirouspour and Salcudean, 2001). Excelentes resultados de aplicação de um atuador hidráulico não linear, através de uma técnica de linearização do modelo e um controle linear são descritos em (Hahn *et al.*, 1994). Fink converteu a dinâmica não linear do sistema em uma representação de espaço de estados linear e desenvolveu um *discrete time sliding mode controller* e comparou os resultados com um controlador clássico PID (Fink, 1997). O controle adaptativo de posição e força é utilizado em um manipulador hidráulico com um algoritmo (GPC) (*Generalized Predictive Control*) em (Wu, 1997). Um controle tipo GPC para um manipulador robótico com atuador hidráulico é descrito em (Kotzev *et al.*, 1992).

1.4 Proposta de Trabalho

A proposta do presente trabalho é desenvolver um sistema de controle usando a técnica conhecida como Controle Preditivo Generalizado (GPC), para o conjunto de servo posicionamento hidráulico (SPosHid) (LAS/PUCPR) presente no laboratório de controle de processos da Pontifícia Universidade Católica do Paraná (PUCPR). Esse processo é a/-pre/-sen/-ta/-do com detalhes de montagem do seu circuito hidráulico e dos seus componentes, de maneira a possibilitar a compreensão de seu funcionamento.

Como a técnica de Controle Preditivo Generalizado calcula a previsão da saída e do sinal de controle baseando-se em um modelo linear da planta, faz-se necessária a obtenção de um modelo dinâmico linear que represente a planta SPosHid com detalhes suficientes para a utilização pelo GPC. Portanto, serão aplicadas duas técnicas de identificação. A primeira é a técnica caixa branca, que fornece modelos baseados na física. Essa técnica exige um conhecimento amplo do processo, com detalhes de todos os sub-processos que compõe o conjunto SPosHid. Entre as maiores dificuldades na aplicação dessa técnica de modelagem, na planta SPosHid, está a obtenção de conhecimentos sobre o comportamento dinâmico do processo e dados dimensionais dos componentes. Entre as vantagens da modelagem caixa branca encontra-se a obtenção de um modelo que pode ser utilizado para representar outras plantas de servo posicionamento que possuam a mesma forma construtiva. Outra vantagem que pode ser citada para essa técnica é a representação de todas ou grande parte das não linearidades presentes nas plantas de servo posicionamento hidráulico.

A técnica de modelagem caixa branca faz uso de equações algébricas e/ou diferenciais para representar o comportamento dinâmico da planta. Através da análise dessas equações pretende-se visualizar o comportamento não linear presente em muitas partes da planta SPosHid e, assim, obter a compreensão do funcionamento do sistema SPosHid, de modo que facilite a implantação de uma segunda técnica de identificação na planta SPosHid, no caso, a modelagem caixa preta.

A modelagem caixa preta caracteriza-se pela obtenção de um modelo quantitativo da planta através de dados dos sinais de entrada e saída da mesma. Entre as dificuldades encontradas para identificar um modelo da planta SPosHid, através dessa técnica de modelagem, está a condição do sistema de servo posicionamento ser instável em malha aberta. Condição essa que impõe o processo de identificação em malha fechada. Ou seja, será utilizado um experimento em malha fechada para a obtenção dos dados de entrada e

saída da planta e, através do conhecimento do ganho do controlador a ser aplicado nesse experimento, será obtido o modelo em malha aberta da planta. Entre as dificuldades também está a escolha de onde e como amostrar os dados a serem utilizados na identificação, de maneira que representem o comportamento da planta com detalhes suficientes para atender a necessidade da técnica de controle GPC. Que intervalo de tempo utilizar na amostragem é outra dificuldade, já que será utilizado controle em tempo discreto. Uma desvantagem do modelo caixa preta é que o mesmo não serve para ser aplicado em outras plantas de servo posicionamento hidráulico similares. O modelo caixa preta, neste caso linear, despreza as não linearidades presentes na planta SPosHid, desvantagem essa que não permite uma representação de todos os comportamentos da planta. Entre as vantagens estão: a facilidade em obter um modelo dinâmico linear para representar a planta SPosHid; a obtenção de dados quantitativos para o modelo sem a necessidade de dados construtivos da planta; a facilidade na obtenção de modelos de diferentes ordens, de maneira a possibilitar a escolha que melhor represente o comportamento dinâmico da planta.

Este trabalho também realiza a implementação do controlador em tempo real, bem como a realização de testes de posicionamento, com e sem carga externa, de maneira a aplicar condições de carga presentes no campo de aplicações de um sistema de servo posicionamento hidráulico.

1.5 Organização da dissertação

Este trabalho está dividido nos seguintes capítulos:

Capítulo 2) Ambiente experimental.

Este capítulo apresenta a planta de servo posicionamento hidráulico, bem como a configuração de seu circuito hidráulico e alguns dados dos componentes utilizados.

Capítulo 3) Modelagem do conjunto servo-válvula e atuador.

Esse capítulo descreve toda a modelagem por dedução, ou seja, apresenta todo o equacionamento do processo baseado nas leis físicas aplicáveis ao comportamento dos componentes relevantes no conjunto de servo posicionamento hidráulico apresentado no Capítulo 2. O modelo apresentado é teórico, pois muitas das informações necessárias para quantificar algumas constantes e variáveis do sistema não estão disponíveis.

Capítulo 4) Identificação de Sistemas em Malha Fechada para Servo Posicionamento

Hidráulico.

A identificação aqui apresentada é de um modelo caixa-preta, ou seja, é uma identificação por indução. É apresentado um método para a obtenção de um modelo a partir dos dados de entrada e saída do servo posicionamento hidráulico. Descreve-se e utiliza-se uma técnica de identificação e descreve-se desde o experimento para obtenção dos dados até a escolha do melhor modelo. O modelo obtido será utilizado na síntese do controlador descrito no Capítulo 5.

Capítulo 5) Controle Preditivo.

A técnica de controle GPC é apresentada passo a passo, desde a definição da função custo, o desenvolvimento para obtenção da previsão das saídas futuras e à lei de controle. Obtém-se a lei de controle no formato RTS, apropriado para implementação no *hardware* digital.

Capítulo 6) Resultados.

Este capítulo apresenta o desempenho do controlador GPC aplicado à planta de servo posicionamento hidráulico em diferentes condições, tais como: comportamento para uma entrada em degrau, para uma entrada senoidal, para uma entrada na forma de rampa. Para todos os três tipos de entrada são apresentados resultados de testes realizados com e sem carga externa.

Capítulo 7) Conclusões e Trabalhos Futuros.

Estão descritas as conclusões desse trabalho, no que diz respeito às duas técnicas de modelagem, ao desenvolvimento e implementação do controlador obtido por GPC na planta de servo posicionamento hidráulico. Também são propostos alguns trabalhos futuros.

2 Ambiente experimental

Neste trabalho, analisa-se o problema de modelagem e controle da planta piloto existente na PUCPR, *i.e.*, o sistema de servo posicionamento hidráulico SPosHid PUCPR/LAS. Assim sendo, este capítulo apresenta a descrição deste ambiente experimental, para uma melhor compreensão do problema abordado.

A planta piloto SPosHid consiste de quatro conjuntos: o primeiro é uma unidade hidráulica que fornece a energia hidráulica ao sistema de posicionamento; o segundo é um bloco com válvulas de controle que permite a realização de experimentos, onde diferentes tipos de cargas podem ser aplicadas no sistema de servo posicionamento; o terceiro é um conjunto de atuadores, com uma servo-válvula montada sobre um dos atuadores, os quais estão montados em uma estrutura metálica de maneira a possibilitar o acoplamento de suas hastes; e o quarto conjunto é um equipamento de controle em tempo real que fornece uma interface gráfica para aquisição de dados e controle da planta.

A seguir são descritos os componentes da planta piloto em detalhes. Na Seção 2.1, apresenta-se a unidade hidráulica que transforma a energia elétrica em energia hidráulica que alimenta o sistema de servo posicionamento. A Seção 2.2, contém a configuração do bloco hidráulico que permite a aplicação de cargas no sistema de servo posicionamento. Na Seção 2.3, descreve-se a configuração dos atuadores hidráulicos utilizados. Na Seção 2.4, apresenta-se o ambiente de controle da planta. A Seção 2.5 contém a estrutura do experimento utilizada para modelagem, identificação e controle da planta piloto SPosHid. Conclusões e observações finais a respeito da planta piloto são encontradas na Seção 2.6.

2.1 Unidade hidráulica

A unidade hidráulica tem como funções realizar o condicionamento do óleo, permitir a troca térmica do óleo com o ambiente, servir de estrutura para montagem de componentes do sistema e transformar a energia elétrica que chega ao motor elétrico em energia

hidráulica.

A unidade hidráulica do SPosHid (ver Figura 7) é uma unidade de médio porte com uma potência instalada de 5CV. É composta por: reservatório de 100 litros; motor elétrico de 5CV, 1730rpm; bomba hidráulica de palhetas com vazão variável, deslocamento volumétrico máximo de $16 \text{ cm}^3/\text{rot}$ (modelo Bosch 0 513 300 225); filtro de pressão (modelo HDA FP-10-03-FV-06BL3); filtro de retorno (modelo HDA FRT-120-010-08B); trocador de calor água-óleo (modelo TA-300-3); sensor de temperatura; conjunto de resistências elétricas; motor de 1,5CV, 1720rpm; bomba de engrenagens (modelo Bosch 9 510 080 633).



Figura 7: Unidade hidráulica.

O diagrama hidráulico da unidade é apresentado na Figura 8. Nota-se que a unidade é montada com uma bomba de vazão variável e possui ajuste de pressão e vazão máximas - item (a) da Figura 8. A unidade oferece também a possibilidade de um controle de temperatura do óleo, através da utilização de uma moto-bomba, um trocador de calor, uma resistência elétrica e um sensor de temperatura, instalados no reservatório - item (b) da Figura 8. É bem conhecido que, ao operar com temperatura constante, variações da viscosidade do óleo durante os experimentos são amenizadas.

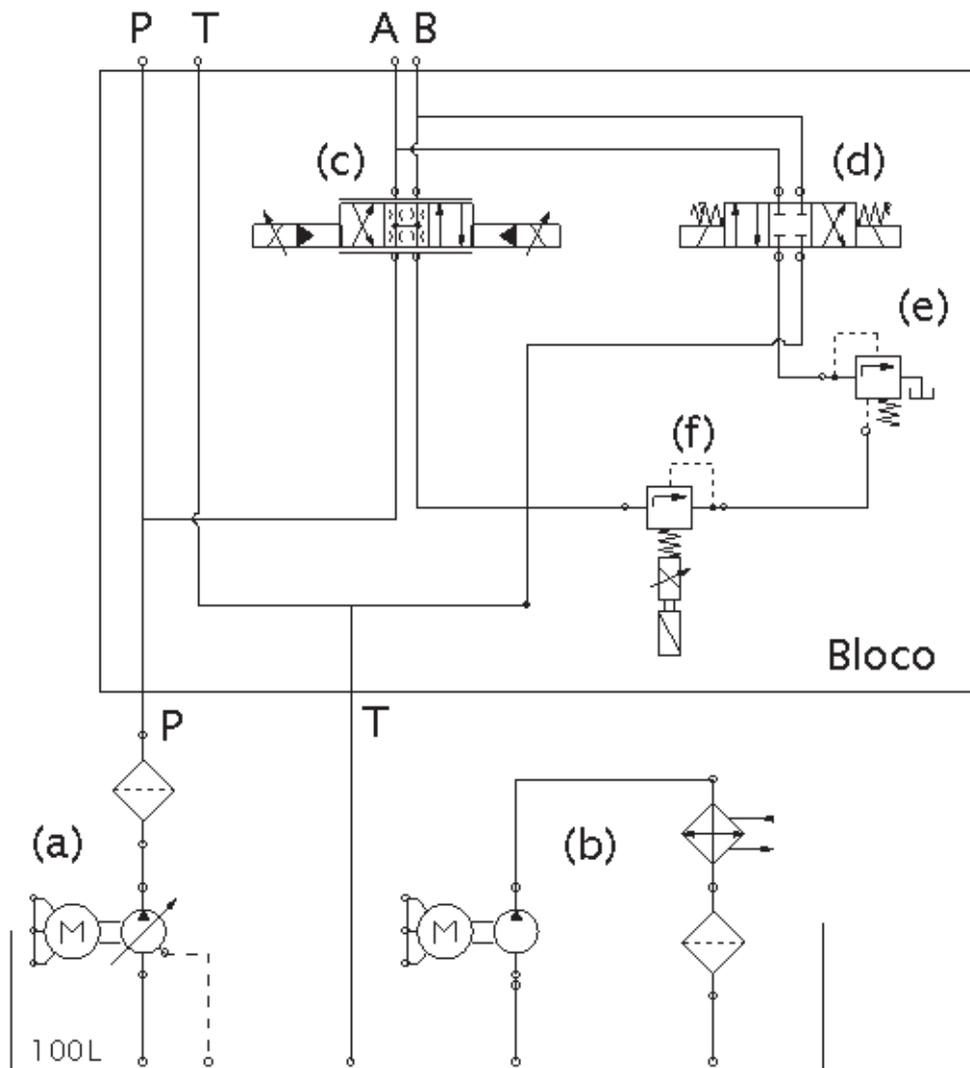


Figura 8: Diagrama hidráulico da unidade.

2.2 Bloco hidráulico

O bloco hidráulico do SPosHid foi desenvolvido de maneira a possibilitar a realização de diferentes experimentos com o equipamento. Seu diagrama hidráulico é também ilustrado pela Figura 8. O bloco é composto pelos seguintes componentes:

Válvula direcional proporcional de 4/3 vias com duplo solenoide, centrada por mola, tamanho TN6 (item *(c)* das Figuras 8 e 9); Válvula direcional elétrica 4/3 vias, centro fechado modelo Bosch 0 810 091 203 (item *(d)* das Figuras 8 e 9); Válvula reguladora de pressão pré-operada modelo Bosch OE1-PBAH-03S (item *(e)* das Figuras 8 e 9); Válvula proporcional de pressão modelo Bosch 0 811 402 017 (item *(f)* das Figuras 8 e 9); Manômetro; Bloco em aço com interface para as válvulas, linhas de pressão e tanque para alimentar a servo válvula.

A interligação das válvulas foi desenvolvida de maneira que a válvula direcional-proporcional possa ser utilizada para comandar o atuador hidráulico e este mesmo atuador possa aplicar diferentes cargas no sistema de servo posicionamento. Isto se dá através de uma contra-pressão causada pela associação da válvula de alívio, da válvula proporcional de pressão e da válvula direcional, como mostra a Figura 8.

A unidade hidráulica, representada pelo diagrama hidráulico da Figura 8, fornece óleo para o bloco hidráulico (apresentado na Figura 9 que é um *zoom* da Figura 10) através da linha *P*, representada na parte inferior do bloco na Figura 8. O retorno deste óleo ocorre pela linha *T*. As saídas *P* e *T* presentes na parte superior do diagrama do bloco hidráulico, são as linhas de alimentação e retorno do óleo que chega e sai da servo válvula. A servo válvula é apresentada na próxima seção por estar montada sobre o atuador hidráulico, ou seja, fora do bloco hidráulico.

2.3 Conjunto de Atuadores

A Figura 10 ilustra o conjunto de atuadores. Pode-se observar que a bancada está montada com um conjunto de dois atuadores fixos em uma estrutura metálica de maneira que suas hastes possam ser acopladas entre si. Isto possibilita a aplicação de força e movimento de um atuador no outro.

Para fins de nomenclatura, considera-se que o atuador à esquerda, na Figura 10, é o Atuador 01, e o atuador à direita é o Atuador 02. O atuador 01 tem áreas de avanço e retorno iguais e, no corpo desse atuador está presente uma interface para montagem

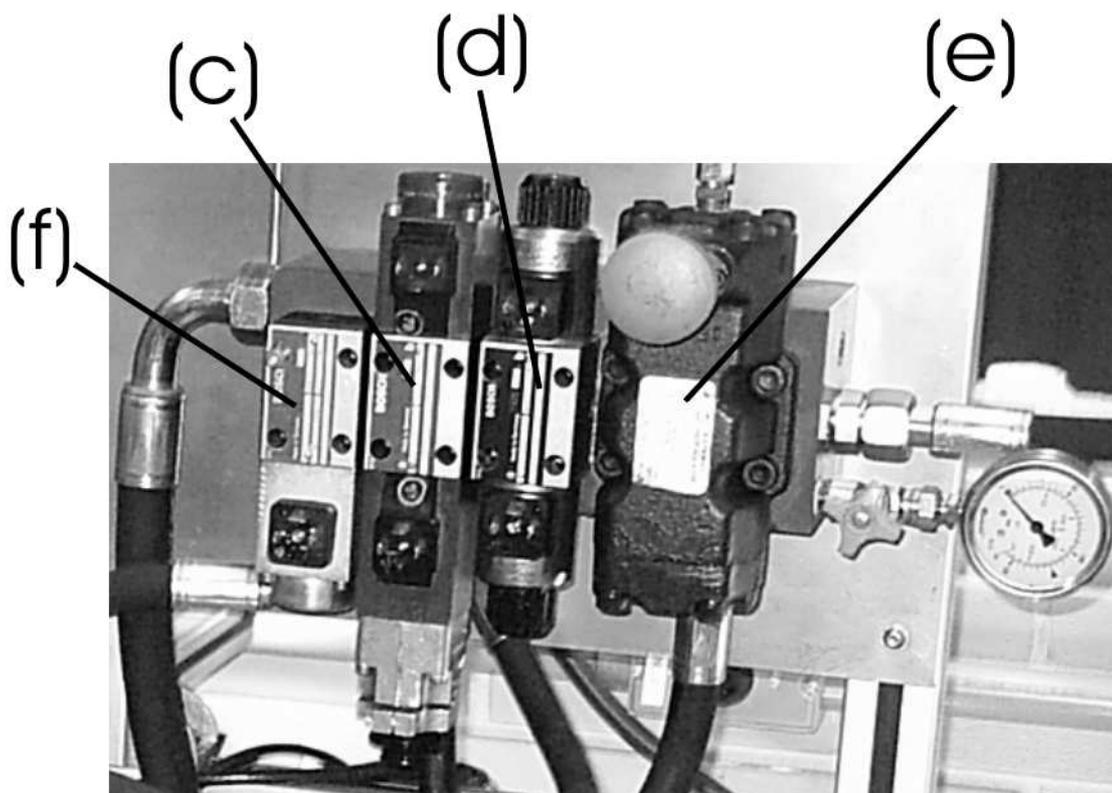


Figura 9: Bloco hidráulico.

da servo-válvula e em seu embolo e camisa está acoplado um sensor de posição marca Temposonics, o qual fornece um sinal variando de 0 a 10V conforme a posição do embolo do atuador. A servo-válvula, acoplada ao Atuador 01, é de fabricação MOOG e do tipo *flapper-nozzle*. A montagem do sistema é feita com a válvula sobre o atuador para diminuir diferentes perdas de carga nas linhas *A* e *B* (ver Figura 10), que interligam a válvula ao atuador, e também o efeito de compressibilidade dos volumes das linhas. O Atuador 01 tem diâmetro de camisa igual a 50mm, diâmetro da haste igual a 36mm e curso de 200mm.

O Atuador 02 é um atuador de duplo efeito, com áreas de avanço e retorno diferentes, diâmetro de camisa de 50mm, diâmetro de haste de 25mm, e curso de 200mm. Este atuador é comandado pela válvula proporcional direcional montada no bloco (ver Figura 8) e tem por objetivo reproduzir a presença de diferentes cargas no sistema, aplicando-as no Atuador 1 através de um acoplamento mecânico entre as hastes. Através da Figura 10, nota-se que os dois atuadores estão montados um contra o outro, o que possibilita o acoplamento das hastes.

Segundo especificação do fabricante, o Atuador 01 tem limite de velocidade máxima

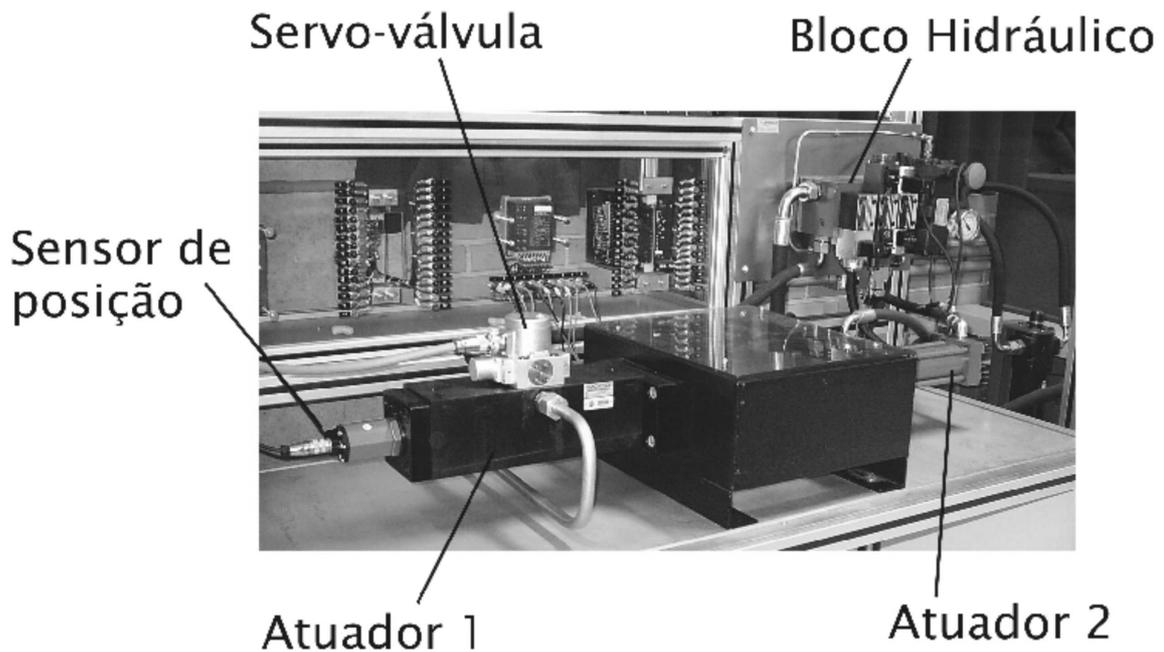


Figura 10: Conjunto de Atuadores.

de deslocamento de 1m/s. A servo-válvula, que está acoplado ao mesmo, tem seu limite de tempo de resposta em 2 ms, também segundo especificação do fabricante.

A servo válvula, tipo *flapper-nozzle*, utilizada no SPosHid possui centro crítico, conforme resultado de testes em bancada realizados pelo fabricante em sua sede na cidade de São Paulo. Estes testes foram realizados especialmente na válvula do SPosHid antes do início dos experimentos realizados para este estudo.

2.4 Sistema de aquisição de dados

Para a aquisição de dados e implementação dos controladores tem-se um sistema de aquisição e controle em tempo real produzido pela empresa National Instruments, *i.e.*, *software* LabVIEW[®] juntamente com o *hardware* que faz a comunicação entre a planta e o computador onde está instalado o programa. A programação necessária para implantação dos controladores e aquisição de dados está em linguagem gráfica, que é a linguagem utilizada pelo LabVIEW[®].

A programação em LabVIEW[®] é realizada em ambientes virtuais, de maneira a possibilitar a criação de telas de controle que mostram as condições do sistema em estudo na tela de um computador, em tempo real. Os comandos enviados à planta também são

fornecidos pelo operador do sistema através de componentes de comando adicionados ao ambiente virtual de controle. Nesse mesmo ambiente são colocados os sinais de entrada na planta, que podem ser: sinal degrau, com diferentes amplitudes; sinal senoidal, com amplitudes e frequências diversas; sinal rampa, com diferentes valores iniciais e incrementos variados. Entre as facilidades oferecidas pelo ambiente e controle também estão: atalho para salvar dados da aquisição, mudança de malha fechada para malha aberta, seleção do período de amostragem, verificação do tempo real de amostragem para comparação com o valor previamente selecionado. Isto permite verificar se o tempo de processamento do sistema operacional do computador consegue satisfazer ao período de amostragem especificado. Em dois gráficos são disponibilizados os valores de entrada, saída e controle, em tempo real.

Num dos ambientes virtuais está presente um bloco (RTS) com a estrutura de cálculo do sinal de controle na forma RTS, que é a estrutura de controle selecionada para implementar o algoritmo de controle utilizado. Esse bloco permite a implantação de diferentes controladores, somente alterando parâmetros. Esses componentes estão distribuídos em três ambientes virtuais que comunicam-se entre si.

2.5 Projeto do experimento

Os experimentos de modelagem, identificação e controle na planta piloto são realizados interligando-se os componentes, apresentados anteriormente, conforme mostra a Figura 11.

O diagrama mostrado na Figura 11 está dividido em dois conjuntos. O conjunto inferior é o posicionador hidráulico e o conjunto superior é o conjunto gerador de cargas. Os experimentos podem ser realizados com e sem aplicação de cargas. Quando executados com aplicação de cargas, a planta oferece a possibilidade desta ser variável ao longo do experimento no valor de 0 a 100% da mesma.

2.6 Considerações finais

O presente capítulo apresentou a descrição da planta de servo posicionamento hidráulico SPosHid que é utilizada nos experimentos deste trabalho.

As informações presentes neste capítulo são importantes para o desenvolvimento dos Capítulos que estão a seguir. No Capítulo 3 são necessárias informações dos componentes

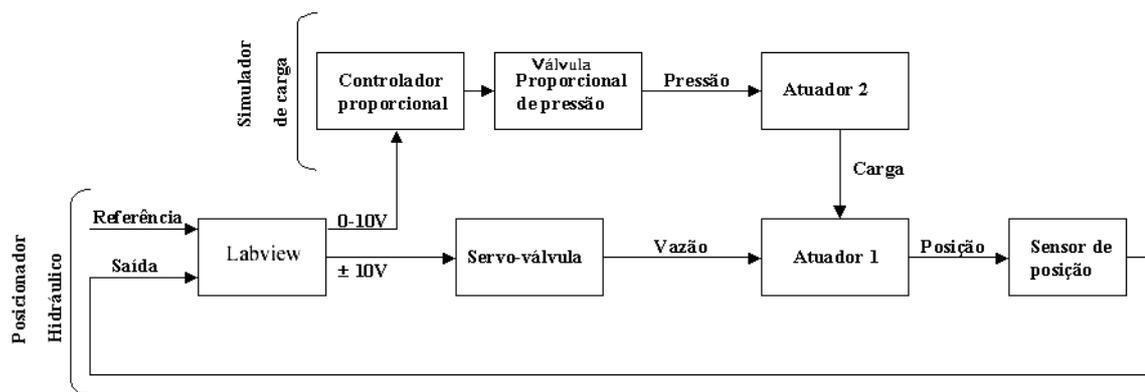


Figura 11: Diagrama de montagem dos experimentos.

que compõem o sistema hidráulico e de como estes componentes estão instalados no sistema. No Capítulo 4, que trata da identificação de um modelo da planta, as informações deste capítulo auxiliam na montagem de um plano experimental que permita a aquisição de dados com qualidade suficiente para uma boa modelagem.

3 Modelagem do conjunto servo-válvula e atuador

Como descrito anteriormente, o sistema de servo posicionamento hidráulico é composto por vários componentes, conforme mostra a Figura 8. Este capítulo apresenta a modelagem física da servo-válvula e do atuador (ver Figura 12) e tem como objetivo suprir a necessidade do conhecimento a respeito dos equipamentos que compõem a planta de servo posicionamento hidráulico, bem como, do comportamento físico dos mesmos em seus vários estágios de trabalho, através da modelagem caixa branca.

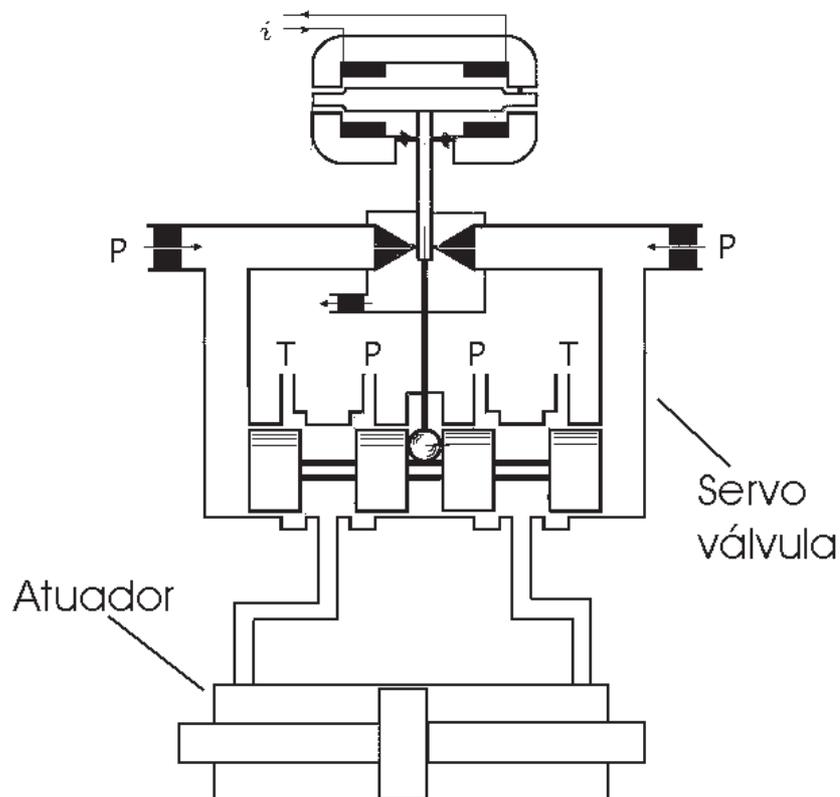


Figura 12: Esquema do conjunto servo-válvula e atuador simétrico.

No modelo aqui apresentado, existem dados dimensionais dos equipamentos em estudo que não são disponibilizados pelo fabricante. A obtenção destes dados poderia se dar por alguns meios, como por exemplo, medição, utilização de dados que tenham sido aplicados em estudos que tenham o mesmo equipamento presente na planta SPosHid. Entretanto, para medir alguns dados, é necessário o corte da servo-válvula e do atuador. Como são equipamentos de valor elevado, optou-se pela apresentação de um modelo matemático com os valores das constantes de forma genérica.

Este capítulo apresenta o equacionamento físico de um sistema de servo posicionamento hidráulico com as mesmas características construtivas do processo SPosHid. Sendo que na Seção 3.1, descreve-se a modelagem da servo-válvula; na Seção 3.2, está descrita a modelagem do atuador hidráulico; na Seção 3.3, é apresentada a modelagem na forma genérica do sistema de servo posicionamento hidráulico e a Seção 3.4, apresenta a conclusão deste capítulo.

3.1 Servo-válvula

A servo-válvula foi inventada em 1951 por *William C. Moog* (Moog, 2005), com o objetivo de produzir acionamento hidráulico com precisão para a aviação. As servo-válvulas eletrohidráulicas foram construídas para comandar determinados corpos de aeronaves, através de pequenos sinais elétricos de entrada, de maneira bem exata. A mudança de comandos elétricos ou eletrônicos, para comandos eletro-hidráulicos e circuitos de regulação, foi necessária devido às velocidades de vôo mais altas resultando disso maiores velocidades e forças de ajuste. Com isto, maiores exigências são aplicadas aos elementos de ajuste, tais como: velocidade de resposta, precisão e concentração de potência. Com o tempo, a indústria também se beneficiou desta técnica, adaptando-se à precisão necessária na utilização industrial, de maneira a possibilitar a produção de servo-válvulas a custos menores que puderam ser absorvidos.

A forma construtiva da servo-válvula é apresentada na Figura 13, onde pode ser observada a divisão em primeiro e segundo estágio. Entende-se por primeiro estágio o conjunto formado pelo motor de torque, palheta e orifícios que direcionam o fluxo sobre a palheta, enquanto que o segundo estágio é formado pelo conjunto carretel principal, corpo, mola de realimentação que liga o carretel principal a palheta e também pelos orifícios que alimentam com energia hidráulica ambos os lados do carretel.

As servo-válvulas são comandadas por um sinal elétrico aplicado em um motor de

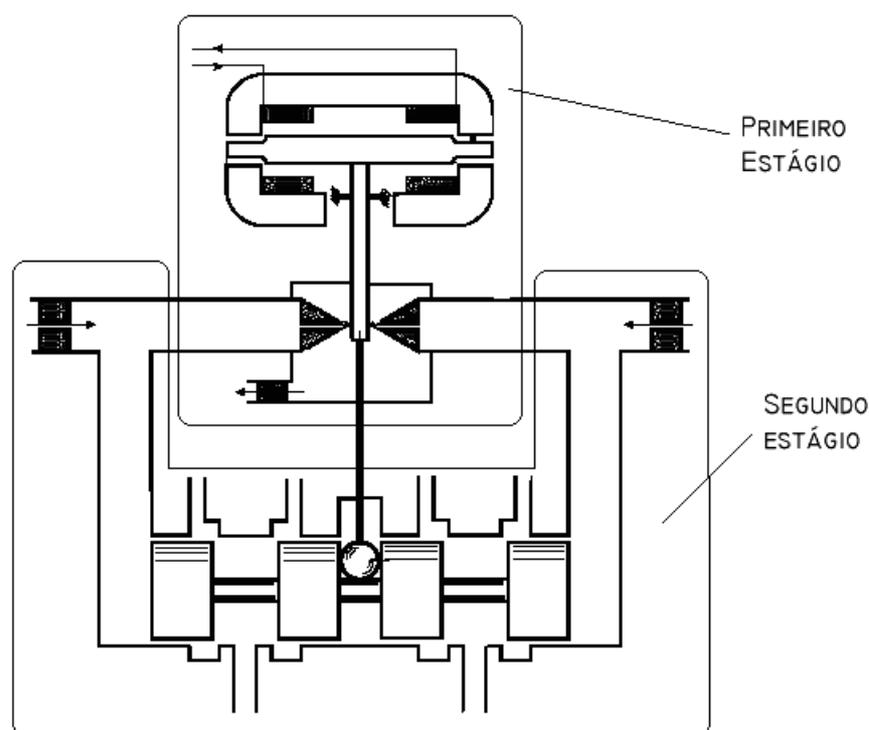


Figura 13: Servo-válvula *flapper-nozzle* em corte

torque, que gera uma deformação na palheta. Esta palheta está posicionada entre dois orifícios os quais apresentam uma vazão. Vazões estas que controlam as pressões dinâmicas aplicadas sobre os dois lados do carretel, posicionando-o. O carretel por sua vez controla a intensidade e sentido da vazão enviada ao atuador, de acordo com a posição do mesmo. É no primeiro estágio que a potência elétrica é transformada em potência hidráulica, a qual será aplicada nos extremos do carretel do segundo estágio através da variação da vazão nos orifícios. Esta variação ocorre devido a deformação da palheta causada pelo motor de torque.

O segundo estágio é formado por um carretel que comanda a direção e quantidade da vazão de óleo enviada ao atuador, através da variação da posição do carretel, a qual ocorre devido ao diferencial de pressão aplicada em ambos os lados do carretel. A pressão em ambos os lados do carretel varia devido a variação da posição da palheta do primeiro estágio em relação aos orifícios. Existe neste tipo de válvula uma realimentação mecânica da posição do carretel na palheta, através de uma mola flexível acoplada à palheta, a qual é ligada ao carretel através de uma esfera, conforme mostra a Figura 14.

Quanto ao controle, esta válvula possui um *drive* que transforma o sinal de tensão, $\pm 10V$, em sinal de corrente, com potência suficiente para acionar o motor de torque o qual movimenta a palheta entre os orifícios. A garantia de uma posição correta do carretel em

relação a posição da palheta se dá devido a realimentação mecânica realizada pela mola fixa entre a palheta e o carretel.

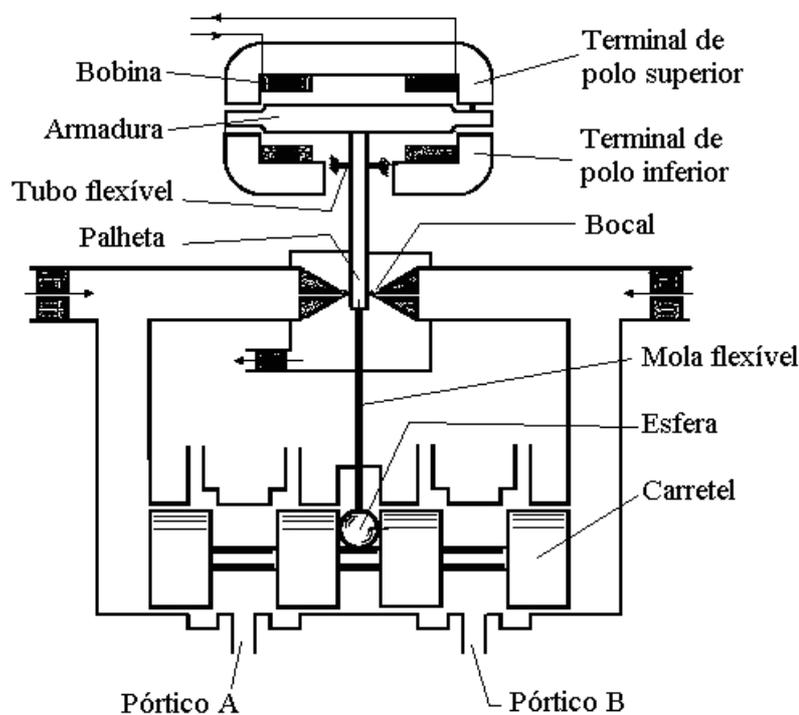


Figura 14: Componentes da Servo-válvula *flapper-nozzle*

Quando o sinal de referência tiver valor positivo (0 a +10V) a servo-válvula irá fornecer fluxo de óleo ao Pórtico A, avançando o atuador. Quando o sinal de referência for de 0 a -10V a servo-válvula fornecerá fluxo de óleo ao Pórtico B, recuando o atuador.

A modelagem física de uma servo-válvula do tipo *flapper-nozzle* é apresentada com o objetivo de descrever com critério a dinâmica e os comportamentos não lineares da mesma, para um melhor entendimento do seu funcionamento. A modelagem deste tipo de servo-válvula é largamente discutida na literatura. Entre os modelos presentes na literatura destacam-se os apresentados em (Newell *et al.*, 1995; Schothorst, 1997; Prasetiawan *et al.*, 2000; Bu and Yao, 2000; Chen *et al.*, 2002). A modelagem das não linearidades de uma servo-válvula *flapper-nozzle* é apresentada com riqueza de detalhes em (Schothorst, 1997). As equações descritas a seguir estão baseadas nas literaturas acima citadas, porém com um embasamento maior em (Schothorst, 1997):

Para uma melhor compreensão, ao montar as equações, que representam o comportamento físico da servo-válvula em funcionamento, dividiu-se a mesma em partes conforme apresentado a seguir (Schothorst, 1997).

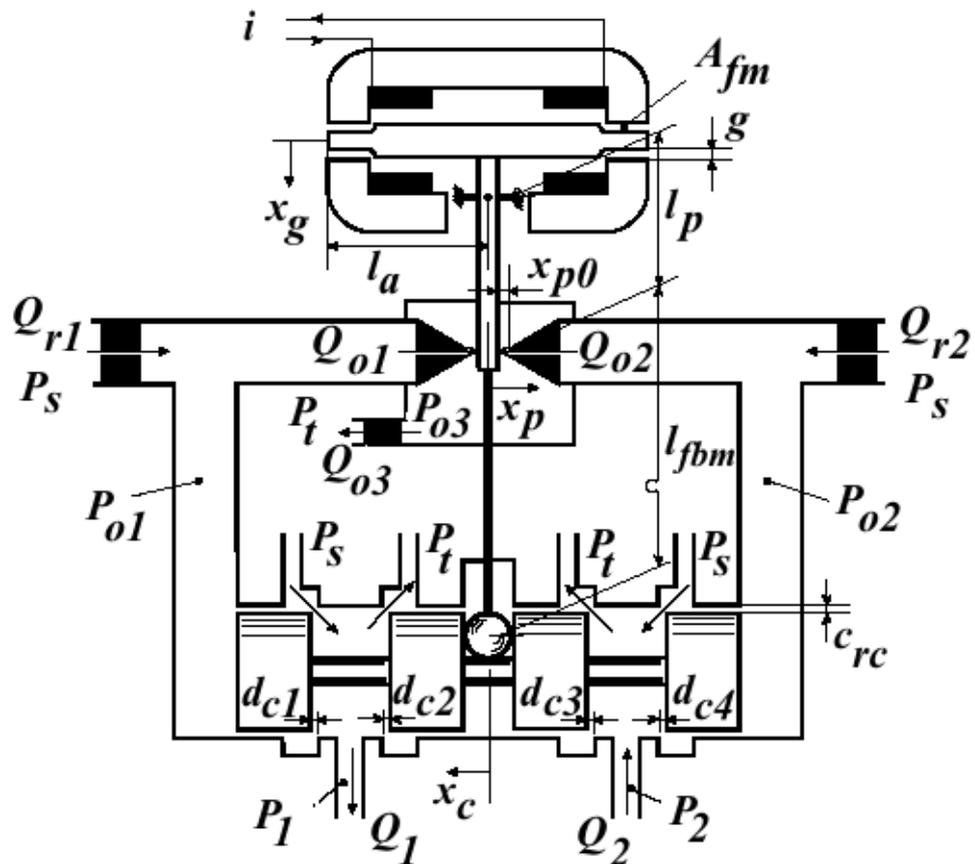


Figura 15: Representação em corte de uma servo-válvula *flapper-nozzle* com as variáveis tratadas na modelagem.

1. Motor de torque
2. Dinâmica da palheta
3. Fluxo nos orifícios
4. Forças não lineares devido aos fluxos na palheta
5. Dinâmica de pressão e dinâmica do carretel,
6. Fluxo não linear através dos pórticos do carretel

Para melhor ilustrar a divisão acima, na Figura 16, é apresentado em um diagrama de blocos o modelo não linear da servo válvula *flapper-nozzle*. Nota-se que para uma entrada de corrente $i(t)$ no motor de torque tem-se como saída um torque na palheta $T(t)$, o qual sofre influência da posição da palheta $x_p(t)$. A dinâmica da palheta é função do torque de realimentação $T_{pbm}(t)$ devido a posição do carretel e das forças de fluxo, que dependem da pressão dinâmica nas duas câmaras nos extremos do carretel $P_{o1}(t)$ e

$P_{o2}(t)$. Os fluxos nos orifícios $Q_{o1}(t)$ e $Q_{o2}(t)$ são influenciados pela posição da palheta $x_p(t)$ e pela pressão nos extremos do carretel $P_{o1}(t)$ e $P_{o2}(t)$. A pressão dinâmica depende do fluxo nos orifícios $Q_{o1}(t)$ e $Q_{o2}(t)$ e da posição do carretel $x_c(t)$. A posição do carretel depende da pressão nos extremos do carretel $P_{o1}(t)$ e $P_{o2}(t)$, da força de atrito $F_{cs}(t)$ que é função da velocidade do carretel $\dot{x}_c(t)$, da força de fluxo sobre o carretel $F_{ax}(t)$ e do torque aplicado no mancal de esferas através da mola de realimentação de posição da palheta $T_{pbm}(t)$. Estas relações não lineares resultam nas vazões através dos orifícios de controle da servo-válvula $Q_1(t)$ e $Q_2(t)$.

3.1.1 Motor de Torque

O motor de torque transforma um pequeno sinal de corrente em um movimento mecânico proporcional. O motor de torque seco é vedado hermeticamente da parte hidráulica e é construído como segue: uma armadura de material macio magnético está afixado num tubo elástico de parede fina (tubo flexível), o qual ao mesmo tempo guia a placa de impacto (palheta) e faz a vedação entre a câmara onde está a palheta e o interior do motor de torque. A placa de impacto pertence construtivamente ao motor de torque e funcionalmente ao amplificador hidráulico conforme apresentado na Figura 15. O motor de torque da servo-válvula em estudo é um motor sob permanente magnetismo. As duas bobinas montadas sobre a armadura polarizam a armadura, determinando um momento torsor sobre o tubo flexível. O momento torsor é proporcional ao valor da corrente de comando, sendo que para a corrente de comando desligada ($i(t)=0$) o momento torsor é igual a zero, fazendo com que centralize a armadura e também a palheta. A transferência do momento torsor neste tipo de motor de comando da armadura para a placa de impacto (palheta) tem diferenças (por exemplo: ausência de atritos, baixa histerese) quando comparado com os motores lineares (conjunto solenóide) aplicados em válvulas proporcionais ou servo-válvulas com princípio de funcionamento diferente do modelo utilizado neste estudo.

O motor de torque eletro-magnético, o qual controla a posição da palheta, é controlado por uma corrente elétrica $i(t)$. Esta corrente geralmente é resultante de uma entrada em tensão $u(t)$ amplificada por um ganho K_u , oriundo de um amplificador montado no interior da servo-válvula (*drive*):

$$i(t) = K_u \cdot u(t) \quad (3.1)$$

O torque $T(t)$ do motor é assumido como sendo linearmente dependente da corrente de entrada para pequenas rotações da armadura ocorridas na servo válvula (Schothorst,

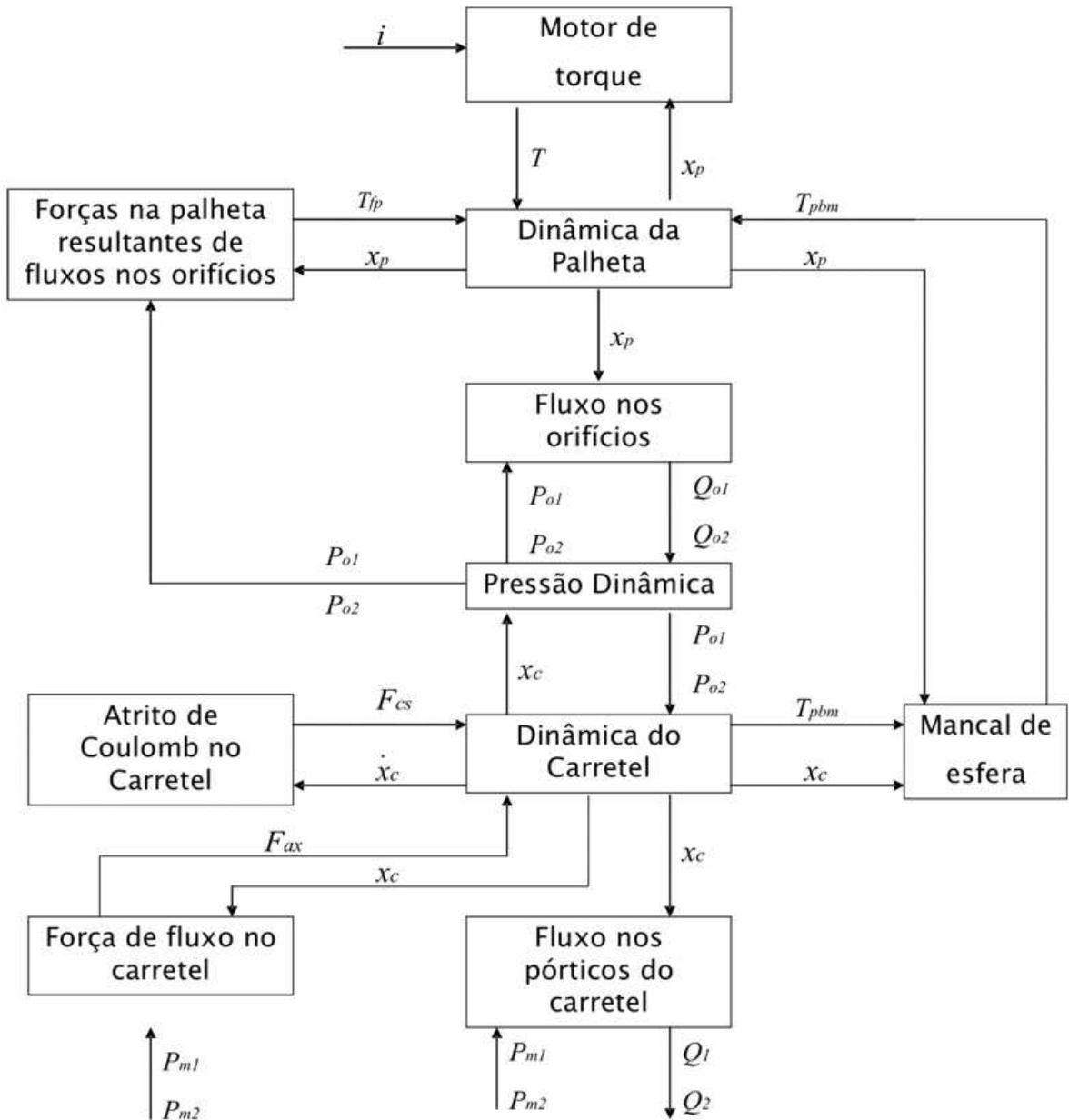


Figura 16: Representação do modelo não-linear de uma servo-válvula *flapper-nozzle* em diagrama de blocos.

1997). Nesse caso, desconsidera-se a dinâmica do circuito elétrico do amplificador e do circuito eletromagnético do motor de torque.

A relação entre entrada de corrente e a saída do motor de torque é:

$$T(t) = \frac{\mu_0 A_f m l_a}{4} \left[\left(\frac{M_0 + i(t)N}{g - x_g(t)} \right)^2 - \left(\frac{M_0 - i(t)N}{g + x_g(t)} \right)^2 \right] \quad (3.2)$$

onde, μ_0 é a permeabilidade magnética do ar, A_{f_m} a área da fenda perpendicular ao fluxo magnético, l_a o comprimento da armadura, M_0 a força magnética do imã permanente, N é o número de voltas do enrolamento da bobina, g é a folga da distância da posição neutra da armadura e $x_p(t)$ é o deslocamento da palheta a partir da posição de descanso.

A distância de folga em relação a rotação da armadura é expressa como $x_g(t)$ que é a posição da extremidade da armadura, a qual é relacionada com a deflexão da palheta $x_p(t)$ entre os orifícios o1 e o2, conforme a equação 3.3, sendo l_p o comprimento da palheta.

$$x_g(t) = \frac{l_a}{l_p} x_p(t) \quad (3.3)$$

Os movimentos da palheta são discutidos na equação de movimento do conjunto palheta/armadura, constituindo assim a dinâmica da palheta.

3.1.2 Dinâmica da palheta

A equação de movimento da palheta tem como torque de comando o torque $T(t)$ da equação 3.2. Como a palheta sofre rotações somente de pequenos ângulos ($\approx 0,01[rad]$), a equação de movimento pode ser expressa em termos da deflexão da palheta (Schothorst, 1997):

$$\frac{J_a}{l_p} \ddot{x}_p(t) = T(t) - B_a \dot{x}_p(t) - K_m x_p(t) + T_{fp}(t) + T_{pbm}(t) \quad (3.4)$$

onde, J_a é a inércia do conjunto palheta/armadura, $\ddot{x}_p(t)$, a aceleração da palheta entre os orifícios, B_a , o coeficiente de atrito viscoso da palheta, $\dot{x}_p(t)$, a velocidade da palheta, K_m , a constante de mola do tubo flexível que conecta a palheta ao mancal, $T_{fp}(t)$, torque que representa a combinação não linear das forças de escoamento sobre a palheta, o qual é apresentado pela equação 3.11, e $T_{pbm}(t)$ é o torque devido à mola de realimentação.

Com o conhecimento da dinâmica da palheta pode-se apresentar o comportamento dos fluxos aplicados sobre a palheta.

3.1.3 Vazão nos orifícios

A força aplicada na palheta pelo óleo se faz presente devido a vazão através dos orifícios que é resultante da pressão nos orifícios P_{oi} , $i = 1, 2$, e da vazão através dos mesmos $Q_{oi}(t)$, $i = 1, 2$. Como a pressão nos orifícios é determinada pelo segundo estágio, a vazão através dos orifícios é modelada como fluxo turbulento em pequenas restrições (Schothorst, 1997). Devido à proporção da distância da palheta ao orifício com o diâmetro

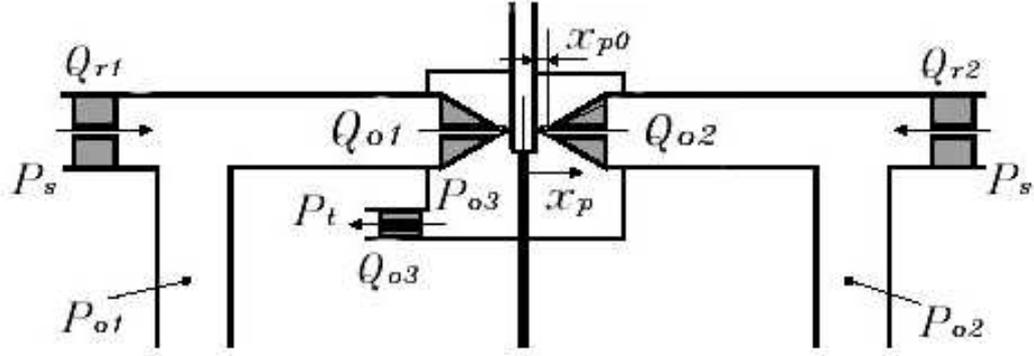


Figura 17: Orifícios de restrição do escoamento sobre a palheta e da câmara da palheta para o tanque.

do orifício D_o ser pequena ($< 0,1$), as vazões nos orifícios são assumidas como sendo vazões através da área entre o orifício e a palheta (Merritt, 1967). Dessa forma, tem-se:

$$Q_{o1}(t) = C_d \pi D_o (x_{p0} + x_p(t)) \sqrt{2 \frac{P_{o1}(t) - P_{o3}(t)}{\rho}} \quad (3.5)$$

$$Q_{o2}(t) = C_d \pi D_o (x_{p0} - x_p(t)) \sqrt{2 \frac{P_{o2}(t) - P_{o3}(t)}{\rho}} \quad (3.6)$$

onde, C_d é o coeficiente de descarga para fluxo turbulento, ρ é a densidade do óleo, x_{p0} é a distância entre a palheta e o orifício, quando a palheta está centrada (na posição de descanso), $P_{o1}(t)$ e $P_{o2}(t)$ são as pressões em ambos os lados do carretel, $P_{o3}(t)$ é a pressão na câmara após os orifícios, a qual é descrita pela equação 3.7, e D_o é o diâmetro dos orifícios o1 e o2.

A pressão $P_{o3}(t)$ é produzida através de uma restrição na vazão entre a câmara de descarga dos orifícios e a linha de retorno, a qual está presente em muitas das servo-válvulas, como mostra a Figura 17. A pressão $P_{o3}(t)$ é considerada alta quando comparada com a pressão de retorno $P_t(t)$. Isto não só reduz a soma das vazões através dos orifícios, como também minimiza o efeito de cavitação nos sistemas *flapper-nozzle* (Schothorst, 1997). A pressão na câmara de descarga dos orifícios $P_{o3}(t)$ é obtida através da equação da conservação de massa dos volumes que saem pelos orifícios e o volume que sai pela restrição de saída desta câmara, assumindo um fluxo turbulento através do orifício de saída (Merritt, 1967):

$$\dot{P}_{o3}(t) = \frac{\beta_e}{V_{o3}} \left(Q_{o1}(t) + Q_{o2}(t) - C_d A_{o3} \sqrt{2 \frac{P_{o3}(t) - P_t(t)}{\rho}} \right) \quad (3.7)$$

onde, β_e é o módulo de elasticidade volumétrica do óleo, V_{o3} , o volume de óleo entre os orifícios o1 e o2e o orifício de saída, A_{o3} , a área do orifício de saída e $P_t(t)$ é a pressão da linha de retorno do óleo ao reservatório.

Descritas as condições que regem as vazões nos orifícios direcionados à palheta, são apresentados os efeitos desta vazão sobre a palheta, intitulado como força devido aos escoamentos sobre a palheta.

3.1.4 Forças devido aos escoamentos sobre a palheta

Como a pressão nos orifícios é considerada igual à pressão do segundo estágio e a vazão nos orifícios são conhecidos pelas equações 3.5 e 3.6, é possível descrever o torque na palheta devido ao escoamento T_{fp} , apresentado na equação 3.11. Em geral, a força de escoamento sobre a palheta, F_{pi} com $i = 1, 2$, pode ser descrita como:

$$F_{pi}(t) = \frac{\pi}{4} D_o^2 FR_i(x_p)(t) (P_{oi}(t) - P_{o3}(t)) \quad i = 1, 2 \quad (3.8)$$

onde, $FR_i(x_p)(t)$, $i = 1, 2$, é a força proporcional, que depende da posição da palheta e $P_t(t)$ é a pressão na linha de retorno ao tanque. Conforme descrito em (Schothorst, 1997), a força proporcional $FR_i(t) = 1$ corresponde a posição de repouso da palheta, ou seja, $x_p(t) = 0$, e uma expressão para a força proporcional obtida a partir de uma análise de momento é:

$$FR_1(x_p)(t) = 1 + \left[\frac{4 C_d (x_{p0} + x_p(t))}{D_o} \right]^2 \quad (3.9)$$

$$FR_2(x_p)(t) = 1 + \left[\frac{4 C_d (x_{p0} - x_p(t))}{D_o} \right]^2 \quad (3.10)$$

onde, x_{p0} é a distância da palheta até o orifício quando a palheta está na posição neutra. Com as equações resultantes da equação 3.8 e o comprimento da palheta l_p faz-se a análise de torque sobre a palheta e desta análise resulta a seguinte equação:

$$T_{fp}(t) = l_p [F_{p1}(t) - F_{p2}(t)] \quad (3.11)$$

Assim:

$$\begin{aligned} T_{fp}(t) = \frac{\pi}{4} D_o^2 l_p \left\{ \left[1 + \frac{16 C_d^2}{D_o^2} (x_{p0}^2 + x_p^2(t)) \right] (P_{o1}(t) - P_{o2}(t)) \right. \\ \left. + \left[\frac{16 C_d^2}{D_o^2} 2 x_{p0} x_p(t) \right] (P_{o1}(t) + P_{o2}(t) - 2 P_{o3}(t)) \right\} \quad (3.12) \end{aligned}$$

Nota-se que a maior contribuição de torque é em função da diferença de pressão entre os

orifícios, a qual depende do quadrado da posição da palheta. Enquanto que a segunda parcela, a qual depende da diferença de pressão entre os orifícios $P_{o1}(t)$ e $P_{o2}(t)$ e a pressão de descarga $P_{o3}(t)$, é uma função linear de $x_p(t)$.

3.1.5 Dinâmica das pressões e dinâmica do carretel

Quando analisado o segundo estágio da servo válvula, o sistema *flapper-nozzle* pode ser considerado como duas válvulas de controle de vazão, com a vazão sendo determinada pelas equações 3.5 e 3.6 (Schothorst, 1997). A vazão de óleo que chega até o primeiro estágio e até os dois extremos do carretel do segundo estágio é determinado pelas condições de pressão em ambos os lados do carretel, pressão do sistema e área das restrições internas, que são dois outros orifícios calibrados para controlar a vazão em questão. Essas vazões chamadas $Q_{r1}(t)$ e $Q_{r2}(t)$ através dos orifícios r1 e r2 (ver Figura 17), descritas pelas equações 3.13 e 3.14:

$$Q_{r1}(t) = C_d A_r \sqrt{2 \frac{P_s - P_{o1}(t)}{\rho}} \quad (3.13)$$

$$Q_{r2}(t) = C_d A_r \sqrt{2 \frac{P_s - P_{o2}(t)}{\rho}} \quad (3.14)$$

onde, A_r é a área do orifício da restrição interna.

Através do equilíbrio de massa na câmara interna da válvula tem-se a variação das pressões internas da válvula $\dot{P}_{o1}(t)$ e $\dot{P}_{o2}(t)$, como segue:

$$\dot{P}_{o1}(t) = \frac{\beta_e}{V_{o1}} (Q_{r1}(t) - Q_{o1}(t) + A_c \dot{x}_c(t)) \quad (3.15)$$

$$\dot{P}_{o2}(t) = \frac{\beta_e}{V_{o2}} (Q_{r2}(t) - Q_{o2}(t) + A_c \dot{x}_c(t)) \quad (3.16)$$

onde, V_{oi} , $i = 1, 2$, são os volumes nas câmaras internas da válvula em ambos os lados do carretel, A_c é a área do carretel e, $\dot{x}_c(t)$, a velocidade do carretel. O volume das câmaras internas da válvula variam de acordo com a posição do carretel mas esta variação, conforme descrito em (Schothorst, 1997), é relativamente pequena ($< 5\%$).

A equação de movimento do carretel descreve a velocidade e a posição do carretel, como segue:

$$M_c \ddot{x}_c(t) = A_c (P_{o2}(t) - P_{o1}(t)) - \omega_c \dot{x}_c(t) - \frac{T_{pbm}(t)}{(l_p + l_{pbm})} - F_{cs} - F_{ax}(t) \quad (3.17)$$

onde, M_c é a massa do carretel, ω_c é o coeficiente de atrito viscoso, l_{pbm} é o comprimento

da mola de realimentação, l_p é o comprimento da palheta, F_{cs} é a força de atrito de Coulomb a qual é modelada neste caso como constante durante o movimento, agindo em direção oposta à velocidade, $F_{ax}(t)$ é a força axial do fluxo sobre o carretel, $\ddot{x}_c(t)$, $\dot{x}_c(t)$ e $x_c(t)$ são, respectivamente, a aceleração, velocidade e deslocamento do carretel.

O torque $T_{pbm}(t)$, resultante da ação da força de realimentação mecânica de posição do carretel sobre a posição da palheta, pode ser relatado como uma deformação no final da mola, usando a constante de mola K_{pbm} , como segue:

$$T_{pbm}(t) = K_{pbm} \left[\frac{l_p + l_{pbm}}{l_p} x_p(t) + x_c(t) \right] \quad (3.18)$$

Com o entendimento da dinâmica do carretel procede-se a apresentação das equações que regem a vazão através dos orifícios entre o carretel e o corpo da servo-válvula. Vazões estas que variam de acordo com a posição assumida pelo carretel.

3.1.6 Vazão através dos orifícios de controle

Existem vários estudos que descrevem o fluxo através dos orifícios entre o carretel e os pórticos de uma servo-válvula, mas o melhor tratamento deste assunto é apresentado por (Merritt, 1967) e (Viersma, 1990), conforme citado em (Schothorst, 1997). Segundo esses autores, a vazão pode em geral ser assumida como sendo turbulenta, com um coeficiente de descarga C_d constante. Neste caso, para uma dada posição do carretel, $x_c(t)$, e pressões nas vias A e B da válvula $P_1(t)$, $P_2(t)$, as vazões nos orifícios de controle da válvula são determinados por uma relação estática, a qual reflete a geometria dos orifícios. Os fluxos na servo-válvula $Q_1(t)$ e $Q_2(t)$ são calculados conforme as equações a seguir:

$$Q_1(t) = C_d A_{c1}(t) \sqrt{2 \frac{P_s - P_2(t)}{\rho}} - C_d A_{c2}(t) \sqrt{2 \frac{P_1(t) - P_t(t)}{\rho}} + Q_{l,c1}(t) - Q_{l,c2}(t) \quad (3.19)$$

$$Q_2(t) = C_d A_{c3}(t) \sqrt{2 \frac{P_2(t) - P_t(t)}{\rho}} - C_d A_{c4}(t) \sqrt{2 \frac{P_s - P_2(t)}{\rho}} + Q_{l,c1}(t) - Q_{l,c4}(t) \quad (3.20)$$

onde, $A_{ci}(t)$, com $i = 1, 2, 3e4$.

As servo-válvulas podem ser produzidas com carretéis em diferentes condições. Os carretéis podem ser de centro crítico, super-crítico ou sub-crítico, conforme apresentado na Seção 1. As vazões $Q_1(t)$ e $Q_2(t)$ apresentam comportamentos diferenciados de acordo com o tipo de centro utilizado na servo-válvula.

A servo-válvula em estudo é de centro crítico, condição esta confirmada em testes realizados pelo fabricante da servo-válvula antes da utilização da mesma na planta experimental em estudo. Nestes testes foram medidos os vazamentos internos através do carretel e os vazamentos apresentados nos testes, da válvula instalada na planta SPosHid, segundo o fabricante da válvula, são de um carretel com centro crítico. Esta condição que pode ser alterada com o desgaste natural do carretel e corpo devido ao uso do equipamento.

A área de passagem entre o carretel e o corpo da servo-válvula, aqui chamada de área do orifício de controle, varia de acordo com a posição do carretel, e pode ser calculada por:

$$A_{ci}(t) = h_c(t)\sqrt{(x_c(t) + d_{ci})^2 + c_{rc}^2} \quad x_c(t) \geq -d_{ci} \quad i = 1, 3 \quad (3.21)$$

$$A_{ci}(t) = 0 \quad x_c(t) < -d_{ci} \quad i = 1, 3 \quad (3.22)$$

$$A_{ci}(t) = h_c(t)\sqrt{(d_{ci} - x_c(t))^2 + c_{rc}^2} \quad x_c(t) \leq d_{ci} \quad i = 2, 4 \quad (3.23)$$

$$A_{ci}(t) = 0 \quad x_c(t) > d_{ci} \quad i = 2, 4 \quad (3.24)$$

onde, $h_c(t)$ é o comprimento da abertura do portico do carretel, c_{rc} é a folga radial entre o carretel e o corpo da servo válvula, d_{ci} é a sobre posição do carretel no corpo na posição central da válvula, que na válvula em estudo deve ser considerada nula por se tratar de uma válvula de centro crítico conforme descrito anteriormente.

Os vazamentos internos que ocorrem na servo-válvula quando a mesma apresenta carretel com sobreposição, são constituídos por dois tipos de fluxo, um laminar, na abertura entre o carretel e o corpo da válvula e outro turbulento, na folga radial existente entre o corpo e o carretel da válvula, como mostrado nas equações 3.19, 3.20 (Schothorst, 1997).

Os vazamentos entre corpo e carretel nas folgas devido a sobreposição $Q_{l,ci}$ com $i = 1, 2, 3e4$, os quais ocorrem quando o carretel está na posição central, são na maioria das vezes assumidos como sendo dominados pelos efeitos da viscosidade (M.Lebrun, 1987). Entretanto, a resistência laminar depende linearmente da distância sobreposta, a qual varia com a posição do carretel. Porém assumindo somente uma resistência laminar resultaria em um vazamento infinito para sobreposição zero. Para evitar esta condição,

os vazamentos $Q_{l,ci}$ com $i = 1, 2, 3, 4$ são assumidos como resultantes da composição de fluxo laminar entre o corpo e o carretel e de fluxo turbulento para a vazão de entrada e saída através da folga entre o canto do ressalto do carretel e o corpo da válvula. Isto resulta num conjunto de equações quadráticas para os vazamentos, no caso de carretel com sobreposição (Schothorst, 1997).

$$\frac{\rho}{2 C_d h_c^2 c_{rc}^2} Q_{l,c1}^2(t) - \frac{12\eta(x_c(t) + d_{c1})}{h_c(t) c_{rc}^3} Q_{l,c1}(t) = P_s - P_1(t), \quad x_c(t) < -d_{c1} \quad (3.25)$$

$$\frac{\rho}{2 C_d h_c^2 c_{rc}^2} Q_{l,c2}^2(t) + \frac{12\eta(x_c(t) + d_{c2})}{h_c(t) c_{rc}^3} Q_{l,c2}(t) = P_1(t) - P_t(t), \quad x_c(t) > d_{c2} \quad (3.26)$$

$$\frac{\rho}{2 C_d h_c^2 c_{rc}^2} Q_{l,c3}^2(t) + \frac{12\eta(x_c(t) + d_{c2})}{h_c(t) c_{rc}^3} Q_{l,c3}(t) = P_2(t) - P_t(t), \quad x_c(t) < -d_{c3} \quad (3.27)$$

$$\frac{\rho}{2 C_d h_c^2 c_{rc}^2} Q_{l,c4}^2(t) + \frac{12\eta(x_c(t) + d_{c2})}{h_c(t) c_{rc}^3} Q_{l,c4}(t) = P_s - P_2(t), \quad x_c(t) > d_{c4} \quad (3.28)$$

$$Q_{l,ci}(t) = 0, \quad x_c(t) \geq -d_{ci} \quad i = 1, 3 \quad (3.29)$$

$$Q_{l,ci}(t) = 0, \quad x_c(t) \leq d_{ci} \quad i = 2, 4 \quad (3.30)$$

A força de fluxo axial ocorre devido à vazão que passa entre os pórticos e o carretel da válvula e tende a movimentar o carretel no sentido de fechar o mesmo. A expressão que descreve esta força é apresentada em (Merritt, 1967), aplicando a terceira lei de Newton e usando a lei de Bernoulli:

$$F_{ax}(t) = 2 \cos \theta C_d \{A_{c1}(t) (P_s - P_1(t)) - A_{c2}(t) (P_1(t) - P_t(t)) \\ + A_{c3}(t) (P_2(t) - P_t(t)) - A_{c4}(t) (P_s - P_2(t))\} \quad (3.31)$$

onde, as áreas de aberturas dos porticos, $A_{c1}(t)$, $A_{c2}(t)$, $A_{c3}(t)$ $A_{c4}(t)$, são dadas pelas equações 3.21, 3.22, 3.23 e 3.24. Para pequenos deslocamentos do carretel pode-se assumir o valor do ângulo de fluxo θ como constante (Schothorst, 1997).

As equações descritas na Seção 3.1 formam o modelo teórico da servo-válvula de dois

estágios, a qual comanda o fluxo de óleo enviado para controlar o atuador modelado na próxima seção.

3.2 Atuador

O ambiente experimental SPosHid utilizado para este trabalho apresenta dois atuadores lineares, como apresentado no capítulo 2, sendo ambos de dupla ação. O atuador comandado pela servo-válvula é simétrico, enquanto que o outro atuador presente na planta, é assimétrico. O modelo a seguir considera um atuador com diferencial de áreas. A partir do modelo apresentado para um atuador assimétrico pode ser obtido o modelo para um atuador simétrico, fazendo as seguintes considerações: as áreas A_1 e A_2 iguais, sendo que, A_1 e A_2 são as áreas de ambos os lados do êmbolo do atuador, conforme mostra a Figura 18, e existência do vazamento entre a vedação e a haste, Q_e , em ambas as câmaras.

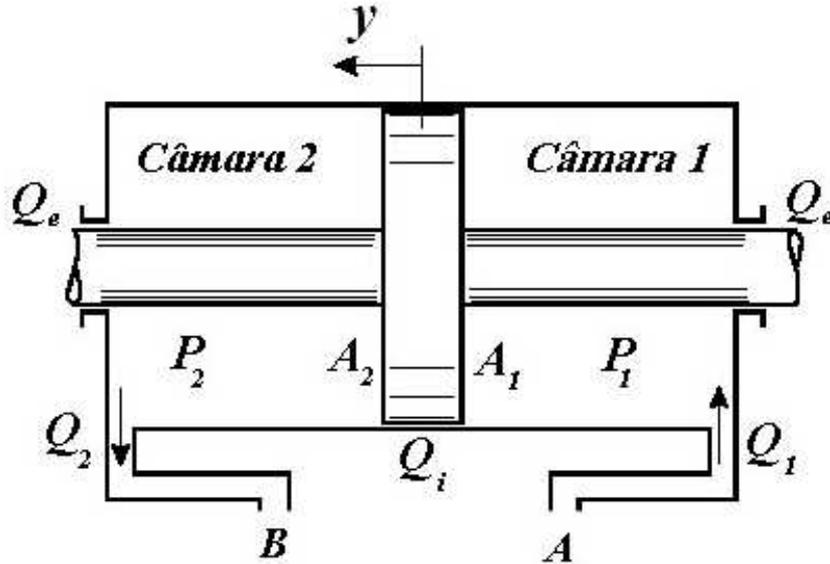


Figura 18: Atuador com haste dupla e variáveis utilizadas no modelo.

Para modelar o atuador aplica-se a 2ª Lei de Newton e obtém-se a equação abaixo, através da qual pode-se obter a força disponível no cilindro para movimentação da carga.

$$P_1(t) A_1 - P_2(t) A_2 = M_t \ddot{y}(t) + \beta_e \dot{y}(t) + F \quad (3.32)$$

$$F = F_{at} + F_u(t) \quad (3.33)$$

onde, $P_1(t)$ é a pressão na câmara 1 do atuador, $P_2(t)$ é a pressão na câmara 2 do atuador, A_1 área do êmbolo no lado da câmara 1, A_2 é a área do lado da câmara 2 (ver Figura 18), $\ddot{y}(t)$ é a aceleração do êmbolo do atuador e carga, β_e é o módulo de elasticidade efetiva do óleo, incluindo-se o efeito da dilatação de tubulações e paredes do cilindro e a presença de ar no fluido hidráulico. $\dot{y}(t)$ é a velocidade do êmbolo e carga, F_{at} é a força de atrito em cilindros, resultante da combinação do atrito estático e atrito de Coulomb, $F_u(t)$ é a força externa aplicada pela carga, M_t é a soma da massa das partes móveis do atuador mais a massa da carga e a massa efetiva do fluido hidráulico (Andrighetto, 1996).

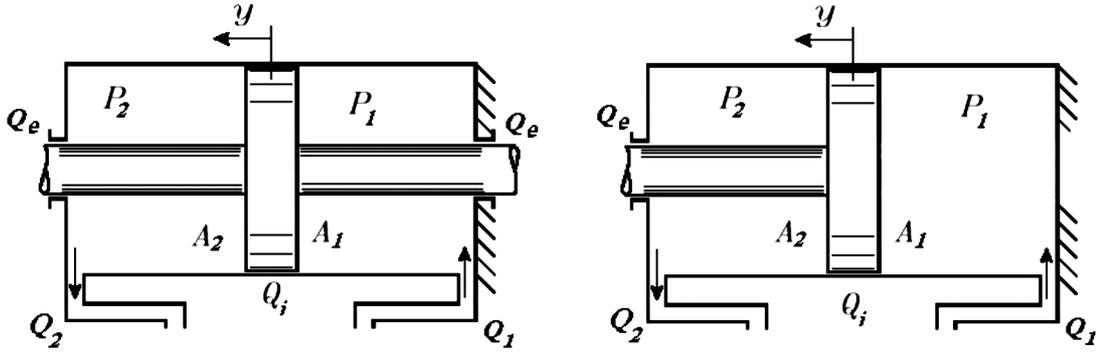


Figura 19: Atuador com haste dupla (a) e com haste simples (b).

Quando aplicada a equação da continuidade para o volume de controle, tem-se:

$$\dot{P}_1(t) = \frac{\beta_e}{A_1 (y(t)) + V_{L1}(t)} (Q_{c1}) \quad (3.34)$$

$$\dot{P}_2(t) = \frac{\beta_e}{A_2 (s - y(t)) + V_{L2}(t)} (Q_{c2}) \quad (3.35)$$

$$Q_{c1} = Q_1(t) - Q_i(t) - \dot{y}(t) A_1 \quad (3.36)$$

$$Q_{c2} = -Q_2(t) + Q_i(t) - Q_e(t) + \dot{y}(t) A_2 \quad (3.37)$$

sendo s o curso máximo do atuador, V_{L1} e V_{L2} , os volumes iniciais das câmaras do pistão mais o volume das linhas de alimentação e retorno do atuador até a válvula, $y(t)$, o curso do atuador. Os fluxos de vazamento através do êmbolo, $Q_i(t)$, e nas vedações da haste $Q_e(t)$, são assumidos como pequenos fluxos laminares através de uma pequena folga (Schothorst, 1997). Definindo LP_i , LP_e como sendo os coeficientes de vazamento laminar

podemos escrever:

$$Q_i(t) = LP_i (P_1(t) - P_2(t)) \quad (3.38)$$

$$Q_e(t) = LP_e P_2(t) \quad (3.39)$$

No caso do atuador com áreas iguais tem-se duas hastes, uma para cada lado do êmbolo, conforme mostra a Figura 19, e por esta razão o vazamento externo pela vedação da haste deverá ser considerado para ambos os lados.

Dadas as equações descritas nesta Seção 3.2, tem-se um modelo teórico de um atuador hidráulico, o qual pode ser utilizado para representar um atuador simétrico ou assimétrico, somente fazendo as considerações cabíveis nos valores das áreas em ambos os lados do êmbolo e nos vazamentos externos entre as vedações e a haste.

3.3 Modelo Caixa Branca do Servo Posicionador Hidráulico

Os modelos apresentados nas Seções 3.1 e 3.2 representam o comportamento físico dos componentes internos da servo-válvula e do atuador, bem como o comportamento do fluido hidráulico. Entretanto, para obter uma equação que represente o sistema de servo posicionamento hidráulico é necessária a integração das equações anteriormente descritas, conforme apresentada na Figura 20. Este diagrama, apresentado na Figura 20, foi montado considerando-se um sistema de servo posicionamento hidráulico composto por uma servo-válvula *flapper-nozzle* e um atuador hidráulico. As equações descritas neste capítulo nos fornecem um modelo que representa o comportamento de um sistema de servo posicionamento hidráulico com uma servo-válvula do tipo *flapper-nozzle* acoplada a um atuador de dupla ação.

Para a obtenção de um modelo do sistema de servo posicionamento hidráulico são necessários dados dos componentes do sistema de maneira a obter os valores das constantes utilizadas nas equações, mas, a obtenção das mesmas não se dá somente por consulta em catálogo do fabricante, pois vários dos dados necessários são de dimensionamento interno não estão disponíveis. Por esta razão não foi possível a obtenção dos valores destas constantes, de maneira a utilizar este capítulo de modelagem para melhor entender o comportamento físico do sistema, bem como, sua complexidade em termos de não linearidades.

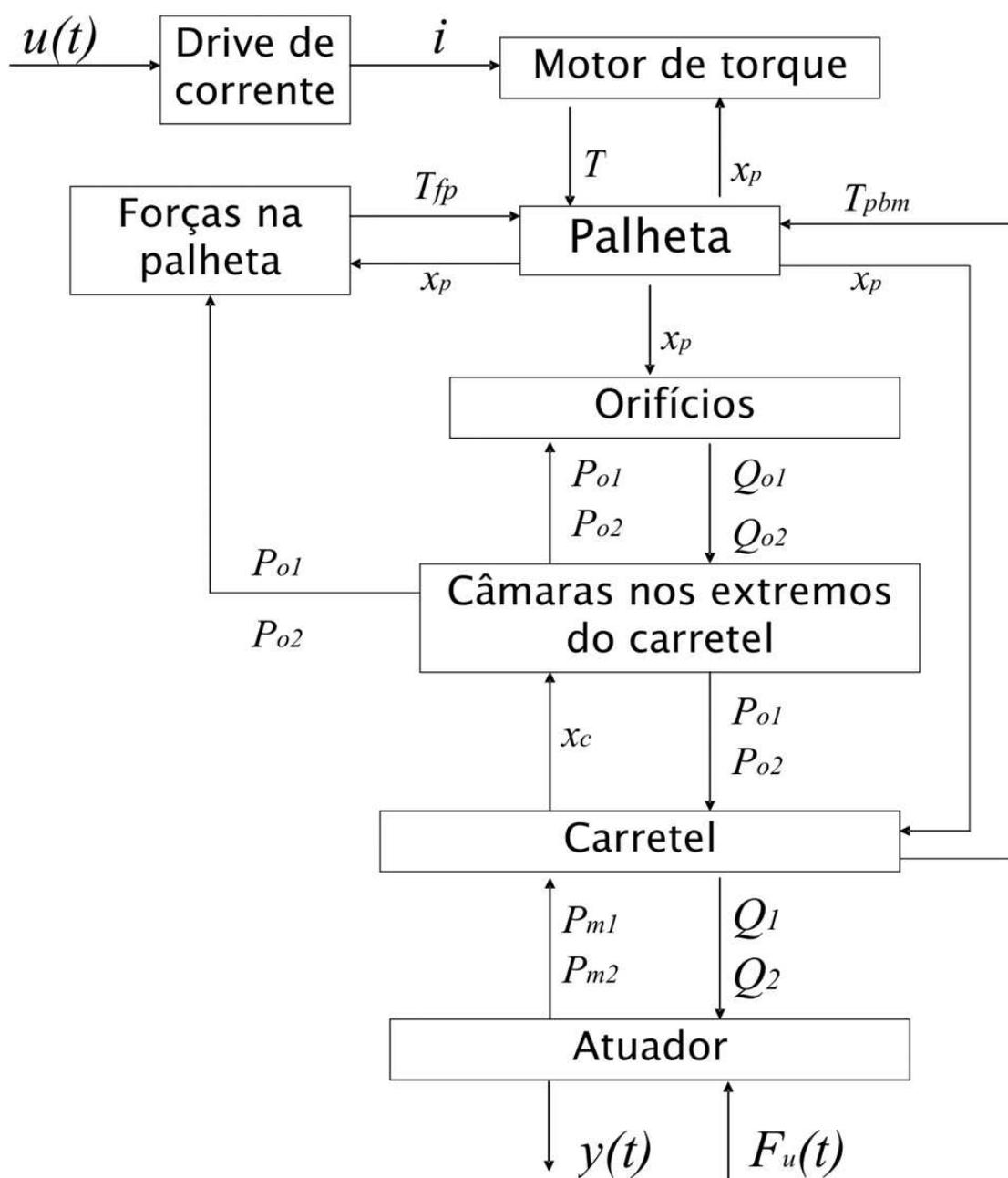


Figura 20: Relação entre as variáveis e componentes do sistema de posicionamento hidráulico.

3.4 Conclusão

A modelagem física de um sistema de servo posicionamento hidráulico é apresentada neste capítulo. O modelo obtido é aplicável em qualquer sistema de servo posicionamento hidráulico que apresente as mesmas características construtivas do conjunto utilizado para este trabalho. O intuito da obtenção da modelagem do sistema em estudo se deve a ne-

cessidade de um modelo da planta em estudo para a utilização de uma técnica de controle baseada em um modelo matemático da planta. Como existem limitações na obtenção de dados dos componentes faz-se necessário a aplicação de uma técnica de identificação para a obtenção de um modelo linear da planta. Este capítulo de modelagem justifica-se pela compreensão do funcionamento do sistema em estudo, facilitando a tomada de decisões na implementação da técnica de identificação descrita no Capítulo 4.

4 Identificação de Sistemas em Malha Fechada para Servo Posicionamento Hidráulico

4.1 Introdução

Neste capítulo, descreve-se uma técnica de identificação em malha fechada com o objetivo de obter e validar um modelo dinâmico linear para a planta SPosHid, descrita no Capítulo 2.

Identificação de sistemas consiste na determinação de um modelo matemático que represente os aspectos essenciais do sistema, caracterizado pela manipulação dos sinais de entrada e saída os quais estão relacionados através de uma função de transferência contínua ou discreta. Um modelo obtido por identificação pode ser utilizado para analisar e simular um processo, ou para projetar um sistema de controle (Bosch and Klauw, 1994), (Coelho and Coelho, 2004), (Ljung, 1999), (Aguirre, 2000).

O procedimento de identificação de um modelo faz-se necessário em muitas situações, tais como, quando existem dificuldades na obtenção de dados dos componentes. Assim, a metodologia de identificação de sistemas tem sido aplicada em diversos ramos da engenharia, tais como processos químicos, sistemas bio-médicos, sistemas sócio-econômicos, sistemas elétricos, sistemas mecânicos e outros.

O primeiro passo para modelar um sistema é conhecê-lo de maneira a saber quais variáveis são importantes para descrever seu comportamento (Ljung, 1999). Através do desenvolvimento apresentado no Capítulo 3, o qual descreve a modelagem física do sistema de servo posicionamento hidráulico, é possível obter conhecimento sobre o sistema a ser modelado. Apesar do sistema apresentar muitas não linearidades, neste capítulo descreve-se o problema de identificação de sistemas lineares visando aplicação em sistemas de controle preditivo linear, como descrito no Capítulo 5.

O procedimento reproduzido a seguir e descrito, dentre outros lugares, em (Astrom and Wittenmark, 1997) define identificação de sistemas como sendo uma aproximação experimental para modelar o processo.

Os passos para obtenção de um modelo matemático por identificação são:

1. Projeto de um plano experimental;
2. Especificação da estrutura do modelo;
3. Escolha do melhor modelo através de um critério;
4. Avaliação das propriedades do modelo;
5. Teste de uma nova estrutura, retornando ao item 1.

A Figura 21 apresenta em diagrama de blocos o ciclo de identificação, na qual os retângulos representam o que é de responsabilidade computacional e os ovais representam o que é de responsabilidade humana.

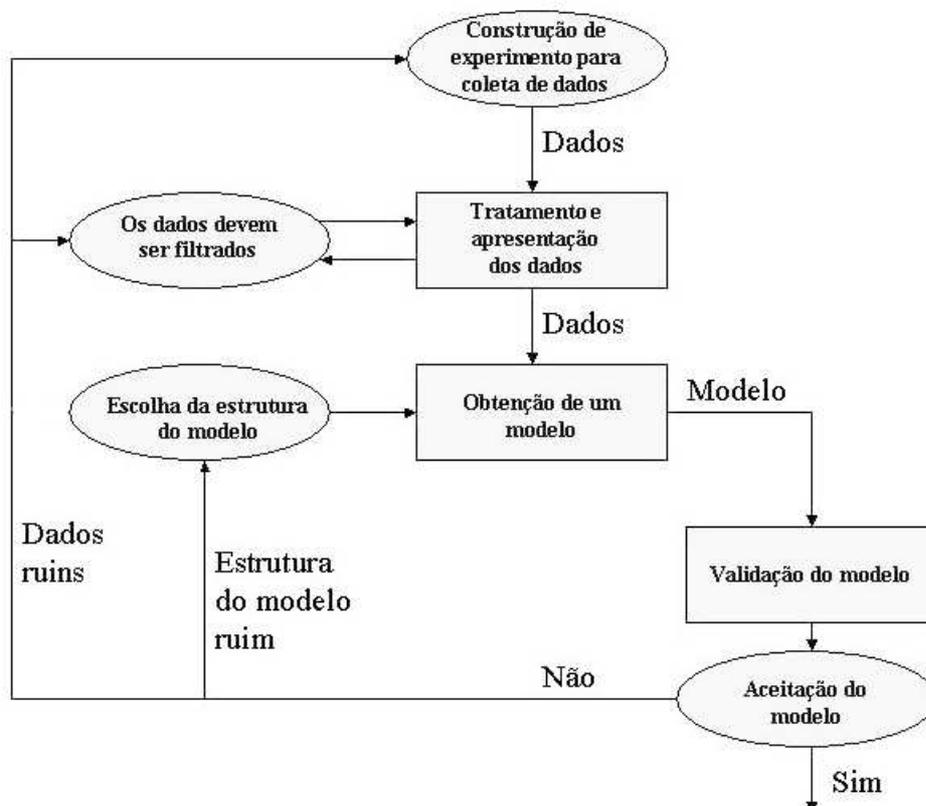


Figura 21: Ciclo de identificação.

Vários métodos de identificação estão presentes na literatura, e dentre eles, estão aqueles que operam em malha fechada (Forssell and Ljung, 1999), (Ljung, 1987). A identificação de sistemas dinâmicos operando em malha fechada é de fundamental importância em muitas aplicações práticas. Como a planta de servo posicionamento hidráulico é instável em malha aberta, a aplicação da identificação em malha fechada é necessária.

Este capítulo apresenta a técnica de identificação utilizada neste trabalho, com o intuito de obter um modelo matemático que represente a planta em estudo. O modelo então obtido é apropriado para desenvolvimento de um controlador, que está descrito no Capítulo 5. A Seção 4.2 descreve a identificação de sistemas dinâmicos em malha fechada; a Seção 4.3 apresenta o plano experimental a ser aplicado; a Seção 4.4 aborda a estrutura do modelo a ser obtido e estimação de parâmetros; a validação do modelo está na Seção 4.5; na Seção 4.6, são apresentados os resultados obtidos através da identificação em malha fechada e a Seção 4.7 descreve as considerações finais.

4.2 Identificação em malha fechada

Existem duas motivações principais para a identificação de sistemas em malha fechada:

- a) a presença de questões operacionais, isto é, muitas vezes não é possível interromper o funcionamento do processo com controlador para realizar o procedimento de identificação.
- b) a instabilidade do processo em malha aberta onde, portanto, não é possível realizar testes nessa condição.

Seja um sistema dado pela Figura 22. Nesta Figura, pode-se observar um sistema em malha fechada onde $w(k)$ é o sinal de referência, $u(k)$ é o sinal de controle, $y(k)$ é o sinal de saída, $v(k)$ é um sinal externo (manipulável), $e(k)$ é um sinal de perturbação (que pode ser modelado por um ruído branco $\xi(k)$ seguido de um filtro), $H(q)$ é a função de transferência do sistema em malha aberta e $G(q)$ é a função de transferência do controlador. Um problema frequentemente associado a este contexto é a coleta dos dados de entrada/saída do processo quando este opera em malha fechada, conforme é discutido a seguir.

Assuma que o sinal de saída do processo da Figura 22 é dado por:

$$y(k) = \phi^T(k)\theta_0 + \xi(k) \quad (4.1)$$

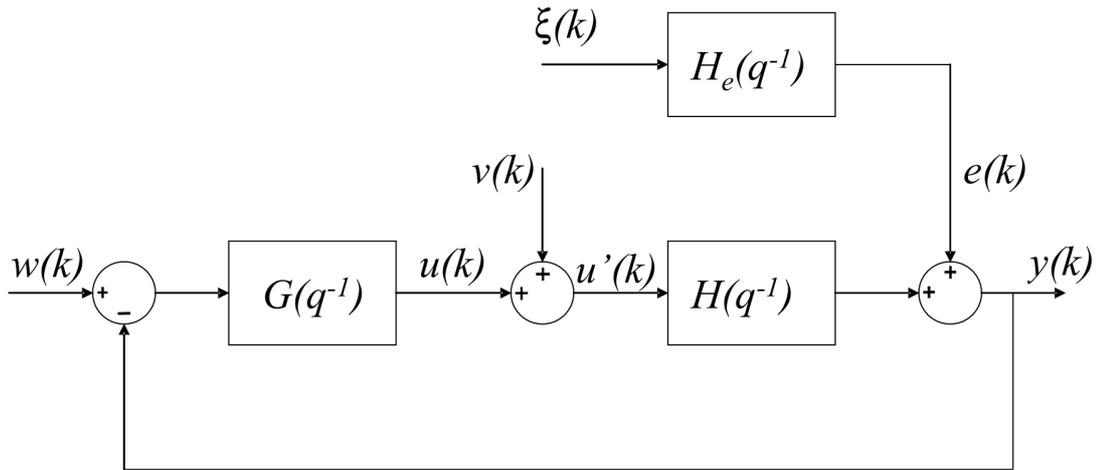


Figura 22: Sistema em Malha Fechada.

onde $\phi(k)$, contém amostras passadas de $u(k)$, $y(k)$ e, eventualmente (caso (ARMAX)) dos erros de previsão passados, θ_0 , são os parâmetros reais e $\xi(k)$ é um sinal de perturbação. Neste caso, o vetor de parâmetros estimados $\hat{\theta}$ usando o método dos mínimos quadrados será não polarizado se e somente se (Bosch and Klauw, 1994): a) $u(k)$ tiver excitação persistente de ordem n e b) a esperança matemática entre $\phi(k)$ e $\xi(k)$ for nula.

Uma das condições para que a esperança matemática citada seja nula é a independência entre os sinais $u'(k)$ e $\xi(k)$. Porém, ao realizar a estimação de parâmetros via os sinais de entrada/saída do processo, *i.e.*, $u'(k)$, $y(k)$, tem-se que estes sinais são necessariamente correlacionados entre si devido à própria realimentação.

Diferentes caminhos podem ser adotados no contexto de identificação em malha fechada, como por exemplo, os adotados nos trabalhos (den Hof and Schrama, 1995) (Zheng and Feng, 1995), (Zheng, 1996), (Forssell and Ljung, 1999), (Zheng, 2001) e referências inclusas. Em (Hjalmarsson *et al.*, 1996), discute-se as vantagens deste tipo de identificação na síntese de controladores baseados em modelo, como por exemplo, controladores preditivos. Uma solução freqüente em identificação em malha fechada é realizar o procedimento conhecido como identificação indireta (Zheng, 2001). Este procedimento, apresentado a seguir, consiste em identificar o sistema em malha fechada e, conhecendo a estrutura e os parâmetros do controlador, calcular o modelo do processo.

Seja o sistema em malha aberta dado por (ver Figura 22):

$$y(k) = H(q^{-1})u'(k) + e(k) \quad (4.2)$$

ou

$$y(k) = H(q^{-1})u'(k) + H_e(q^{-1})\xi(k) \quad (4.3)$$

Portanto, o sistema em malha fechada é dado por:

$$y(k) = \frac{G(q^{-1})H(q^{-1})}{1 + G(q^{-1})H(q^{-1})}w(k) + \frac{H(q^{-1})}{1 + G(q^{-1})H(q^{-1})}v(k) + \frac{1}{1 + G(q^{-1})H(q^{-1})}e(k) \quad (4.4)$$

ou

$$y(k) = \frac{G(q^{-1})H(q^{-1})}{1 + G(q^{-1})H(q^{-1})}w(k) + \frac{H(q^{-1})}{1 + G(q^{-1})H(q^{-1})}v(k) + \frac{H_e(q^{-1})}{1 + G(q^{-1})H(q^{-1})}\xi(k) \quad (4.5)$$

O princípio é tentar identificar o modelo através do par de dados $\{v(k), y(k)\}$, com $w(k)$ constante ou nulo. Portanto, o sistema a ser identificado é:

$$y(k) = H_{cl}(q^{-1})v(k) + H_{e,cl}(q^{-1})\xi(k) \quad (4.6)$$

Através das equações 4.5 e 4.6, a função de transferência $H(q^{-1})$ do processo pode ser obtida a partir do modelo $H_{cl}(q^{-1})$ identificado e do controlador $G(q^{-1})$ conhecido *a priori*, como segue:

$$H(q^{-1}) = \frac{H_{cl}(q^{-1})}{1 + G(q^{-1})H_{cl}(q^{-1})} \quad (4.7)$$

A estrutura ARMAX pode ser utilizada tanto para representar o modelo do processo, (ver equação 4.3), *i.e.*:

$$y(k) = \frac{B(q^{-1})}{A(q^{-1})}u'(k) + \frac{C(q^{-1})}{A(q^{-1})}\xi(k) \quad (4.8)$$

como para representar o sistema em malha fechada, *i.e.*:

$$y(k) = \frac{B_{cl}(q^{-1})}{A_{cl}(q^{-1})}v(k) + \frac{C_{cl}(q^{-1})}{A_{cl}(q^{-1})}\xi(k) \quad (4.9)$$

onde, $A_{cl}(q^{-1})$ e $B_{cl}(q^{-1})$ são os polinômios do modelo identificado da planta de servo posicionamento hidráulico em malha aberta, ou seja, este modelo contém os dados da planta e do controlador em malha aberta e $A_{cl}(q^{-1})$, $B_{cl}(q^{-1})$, $A(q^{-1})$, $B(q^{-1})$ e $C(q^{-1})$ são polinômios na forma:

$$X(q^{-1}) = x_0 + x_1q^{-1} + x_2q^{-2} + \dots + x_{n_x}q^{-n_x}$$

onde, $A_{cl}(q^{-1})$, $A(q^{-1})$ e $C(q^{-1})$ são m\u00f4nicos e $b_{cl,0}$ e b_0 s\u00e3o iguais a zero.

Assumindo que:

$$G(q^{-1}) = \frac{N(q^{-1})}{D(q^{-1})} \quad (4.10)$$

obt\u00e9m-se:

$$\frac{B_{cl}(q^{-1})}{A_{cl}(q^{-1})} = \frac{H(q^{-1})}{1 + G(q^{-1})H(q^{-1})} = \frac{\frac{B(q^{-1})}{A(q^{-1})}}{1 + \frac{N(q^{-1})B(q^{-1})}{A(q^{-1})D(q^{-1})}} \quad (4.11)$$

$$\frac{C_{cl}(q^{-1})}{A_{cl}(q^{-1})} = \frac{H_c(q^{-1})}{1 + G(q^{-1})H(q^{-1})} = \frac{\frac{C(q^{-1})}{A(q^{-1})}}{1 + \frac{N(q^{-1})B(q^{-1})}{A(q^{-1})D(q^{-1})}} \quad (4.12)$$

ou

$$\frac{B_{cl}(q^{-1})}{A_{cl}(q^{-1})} = \frac{D(q^{-1})B(q^{-1})}{A(q^{-1})D(q^{-1}) + N(q^{-1})B(q^{-1})} \quad (4.13)$$

$$\frac{C_{cl}(q^{-1})}{A_{cl}(q^{-1})} = \frac{D(q^{-1})C(q^{-1})}{A(q^{-1})D(q^{-1}) + N(q^{-1})B(q^{-1})} \quad (4.14)$$

Assumindo ainda que o controlador \u00e9 tal que $D(q^{-1}) = 1$ e $N(q^{-1}) = K$, tem-se, a partir das equa\u00e7\u00f5es 4.13 e 4.14 que:

$$B(q^{-1}) = B_{cl}(q^{-1}) \quad (4.15)$$

$$A(q^{-1}) = A_{cl}(q^{-1}) - KB_{cl}(q^{-1}) \quad (4.16)$$

$$C(q^{-1}) = C_{cl}(q^{-1}) \quad (4.17)$$

4.3 Plano experimental

Para elabora\u00e7\u00e3o de um plano experimental algumas quest\u00f5es devem ser respondidas, de maneira a definir os experimentos para obten\u00e7\u00e3o de dados que representam a din\u00e2mica do sistema que ser\u00e3o utilizados na identifica\u00e7\u00e3o. Experimentos em processos industriais nem sempre s\u00e3o poss\u00edveis, e muitas vezes quando s\u00e3o, tornam-se muito caros. Uma vez que o sistema permite um processo de aquisi\u00e7\u00e3o de dados para realiza\u00e7\u00e3o da identifica\u00e7\u00e3o,

três aspectos são fundamentais na obtenção destes dados. São eles: onde excitar a planta, que tipo de sinais usar e onde amostrar tais dados (Aguirre, 2000). De posse destas e outras informações é possível projetar o experimento a ser realizado para aquisição de dados do processo em estudo.

A estrutura do experimento para aquisição de dados para identificação é apresentada na Figura 22. Através dessa figura, tem-se que o experimento é definido através dos sinais de entrada externa e parâmetros do controlador $G(q^{-1})$ utilizado na malha.

O sinal de referência será mantido igual a zero durante todo o experimento, enquanto que a entrada externa receberá um sinal variando de $-5V$ a $+5V$ com variações sempre em degrau de amplitude e duração aleatórios. Para tornar possível a aplicação de sinais positivos e negativos, na entrada externa, optou-se por normalizar que a posição zero do atuador fosse no meio do curso, ou seja, o valor do sinal de saída para a posição zero é igual a $+5V$. Esta condição só é utilizada nos dados obtidos para a identificação do modelo. Para acerto dos valores dos dados desenhados foi subtraído $5V$ nos dados de saída. O controlador utilizado na malha fechada, para fins de identificação, é do tipo proporcional com ganho 1.

A planta necessita de certas regulagens para que o experimento seja realizado. A primeira é a pressão de trabalho do sistema P_s , que está fixada em $5,88MPa$. Como a bomba instalada na planta é de vazão variável, conforme relatado no Capítulo 2, a mesma é regulada para a vazão máxima. Numa planta de servo posicionamento hidráulico uma variável de extrema importância é a temperatura do óleo, a qual é mantida durante os experimentos em torno de $40^{\circ}C$.

Optou-se por não aplicar carga externa durante o experimento de identificação, ou seja, as hastes dos atuadores, apresentados no Capítulo 2, permanecem desacopladas durante o experimento.

O período de amostragem utilizado em todos os sinais é de $0,01$ segundos. Esse período de amostragem foi determinado baseado em testes realizados com valores aleatórios, de maneira a não saturar a capacidade de processamento e memória disponível no equipamento de controle e não limitar o tempo de resposta do sistema de servo posicionamento. A coleta destes dados é feita com a utilização do equipamento dSpace, (<http://www.dspace.com>) que é um ambiente de processamento de sinais em tempo real, permitindo assim a implantação do sistema de controle em malha fechada para a coleta dos dados de identificação.

O plano experimental representa a fase de coleta de dados, conforme fluxograma da Figura 21. O próximo passo é a seleção de estrutura do modelo, conforme descrito na próxima seção.

4.4 Estrutura do modelo

As estruturas de modelo são resultantes do conhecimento prévio do processo e das perturbações. Como apresentado no Capítulo 3, a planta de servo posicionamento hidráulico apresenta muitas não linearidades, portanto, a melhor estrutura de modelo a ser utilizada é a não linear. Entretanto, nesse trabalho, utiliza-se um modelo linear pois a técnica de controle a ser aplicada está preparada para receber um modelo linear. Um exemplo é o modelo na forma de equação a diferenças, como o descrito na Seção 4.2 pelas equações 4.2, 4.3 e 4.8, ou da estrutura (ARX) (*Auto-Regressive with eXogenous input*), a seguir:

$$A(q^{-1})y(k) = B(q^{-1})u(k) + \xi(k) \quad (4.18)$$

onde, tanto os parâmetros quanto a ordem do modelo são considerados desconhecidos.

No caso de modelos lineares a escolha de sua estrutura se restringe, basicamente, à escolha do número de pólos e de zeros, isto é, a ordem do modelo, bem como à determinação do atraso puro de tempo. Se a ordem do sistema identificado for muito menor que a ordem do sistema real, o modelo identificado poderá não conter a complexidade estrutural necessária para reproduzir a dinâmica do sistema. Por outro lado, se a ordem do sistema for muito maior do que a necessária, a estimação de parâmetros será provavelmente mal-condicionada (Aguirre, 2000).

A literatura apresenta modelos não lineares e modelos linearizados de sistemas de servo posicionamento hidráulico, obtidos através de modelagem física. Um modelo não linear de oitava ordem é apresentado por (Kim and Tsao, 1998). Este modelo representa um sistema servo hidráulico composto por uma servo-válvula do tipo *flapper-nozzle* com 4 vias e um atuador de dupla ação. A linearização de um modelo de oitava ordem é apresentada em (Kim and Tsao, 2000), o qual é resultante da combinação de um modelo de terceira ordem para representar o atuador e um modelo de quinta ordem para representar a servo-válvula. Em (Lee and Tsao, 2002) é apresentado um modelo de ordem reduzida (quarta ordem) baseado no modelo apresentado em (Kim and Tsao, 2000). Um modelo não linear de quinta ordem é apresentado em (Sirouspour and Salcudean, 2001), para um conjunto de servo posicionamento que utiliza uma servo-válvula de três vias. A utilização

de um modelo de quinta ordem é apresentado em (Newell *et al.*, 1995), que representa o atuador e a servo-válvula aplicada em um conjunto de simulação sísmica. O modelo de uma planta similar a utilizada neste trabalho também é apresentado em (Miroslav, 2002), o qual considera o conjunto servo-válvula e atuador sendo representado por um modelo de terceira ordem. Um modelo linear de terceira ordem, o qual desconsidera as não linearidades presentes no interior da servo-válvula e considera que a geometria do orifício de saída do fluido, entre o corpo e o carretel da servo-válvula, e as propriedades do fluido hidráulico são representados por uma constante no modelo, é proposto em (Fink and Singh, 1998). O modelo apresentado no capítulo 3, mostra um modelo de oitava ordem com a presença de muitas não linearidades. Todos estes resultados apresentados, somando-se ao fato da ordem elevada do modelo apresentado no Capítulo 3, indicam modelos entre terceira e oitava ordem.

Baseado nessa informação, faz-se necessária a escolha da ordem do modelo. Entre as formas de seleção de estrutura, ou ordem de um modelo, estão a análise dos pólos e zeros do modelo, verificando a proximidade dos mesmos de maneira que não haja cancelamento entre si. Outra forma de seleção da ordem de um modelo se dá através da análise do erro de previsão deste modelo. Esta análise pode ser fundamentada através dos seguintes métodos: *Mean Square Error* (MSE), *Final Prediction Error* (FPE) ou *Akaike Information Criterion* (AIC).

O MSE representa o erro de previsão do modelo, considerando o número de parâmetros dos dados utilizados para obtenção do modelo, conforme a seguir:

$$J_{MSE} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N e^2(k|k-1) \quad (4.19)$$

onde, N é o número de dados utilizados para obtenção do modelo, e $e(k)$ é o erro de previsão, *i.e.*:

$$e(k|k-1) = y(k) - \hat{y}(k|k-1) \quad (4.20)$$

onde, $y(k)$ sendo a saída do sistema em k , supondo-se que se tenha conhecimento do passado em $k-1$, e queremos prever a saída do processo em k . A saída prevista do processo em k é $\hat{y}(k|k-1)$. No instante k o valor de $y(k)$ é medido na planta. Comparando a saída prevista um passo a frente $\hat{y}(k|k-1)$ com a saída medida do processo $y(k)$, obtém-se o erro de previsão $e(k|k-1)$.

O FPE é outro método para análise através do erro quadrático de previsão que,

além do número de dados utilizados, considera o número de parâmetros do modelo, ou seja, a ordem do modelo. Esse método é apresentado pela equação 4.21. Os métodos FPE e AIC são motivados pelo fato de que, o número de graus de liberdade aumenta conforme são incluídos termos no modelo, permitindo assim um ajuste aos termos mais exato (Aguirre, 2000). A partir de um determinado momento a inclusão de um novo termo no modelo pode resultar em uma diminuição da variância dos resíduos tão insignificante, que não se justifica a inclusão deste termo. Pois a primeira parcela da equação 4.22 quantifica a diminuição na variância dos resíduos resultante da inclusão de um termo, enquanto que a segunda parcela da equação 4.22 penaliza a inclusão de cada termo. Outros critérios podem ser considerados, semelhantes ao AIC, sendo que a diferença entre eles é basicamente a ponderação das duas parcelas da equação 4.22. Através da análise dos erros determina-se a ordem máxima do modelo.

$$J_{FPE} = \left(\frac{1 + \frac{n}{N}}{1 - \frac{n}{N}} \right) \left(\frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} e^2(k|k-1) \right) \quad (4.21)$$

$$J_{AIC} = \ln \left[\frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} (y(k) - \hat{y}(k|k-1))^2 \right] + 2 \frac{n}{N} \quad (4.22)$$

onde, n é o número de parâmetros do modelo *i.e.*, $n = na + nb$.

Os métodos citados serão considerados para previsão um passo a frente (neste trabalho, denominado de (OSA)) e para previsão livre (neste trabalho, denominado de (FREE)). A previsão um passo a frente em k é $\hat{y}(k|k-1)$, considerando que as variáveis utilizadas para a previsão em k são os valores medidos e conhecidos até $(k-1)$. Os valores previstos não são utilizados para realizar novas previsões. Para previsão livre cada previsão é calculada recursivamente utilizando os valores das previsões anteriores.

4.5 Validação do Modelo

De posse do modelos obtido na seção anterior, apresenta-se a necessidade de obter informações sobre a qualidade do modelo obtido. Isto pode ser verificado através de algumas análises do modelo. Entre elas, está a capacidade de previsão do modelo (Bosch and Klauw, 1994).

Uma possibilidade é calcular, através do modelo, uma saída futura e comparar esta com a saída atual. Se o erro entre a saída medida e a prevista for pequeno o suficiente,

dentro do contexto, o modelo pode ser considerado bom. Métodos, como o dos mínimos quadrados, denominados de *Prediction Error Methods*, utilizam erros de previsão para medir a qualidade (Bosch and Klauw, 1994).

Da mesma forma que utilizou-se os critérios MSE, FPE e AIC, na Seção 4.4, para a escolha da estrutura do modelo, utiliza-se estes mesmos critérios para a validação do modelo obtido, porém com o valor do erro calculado através da diferença de uma saída calculada através do modelo usando um novo conjunto de dados de entrada e saída medidos na planta. Dados esses diferentes dos utilizados para estimar os parâmetros.

O procedimento de cálculo de cada um dos critérios e suas equações estão descritos na Seção 4.4. Para a validação também são considerados cada um dos critérios para a condição OSA e FREE.

Uma vez descrito todo o procedimento para a obtenção de um modelo por identificação em malha fechada, bem como, a escolha da ordem deste modelo e a validação do mesmo, apresenta-se, na Seção 4.6, os resultados obtidos com a planta de servo posicionamento hidráulico.

4.6 Resultados da identificação

Utilizando-se a estrutura em malha fechada (ver Figura 22), com controlador proporcional de ganho unitário, *i.e.*, $N(q^{-1}) = D(q^{-1}) = 1$, é possível obter um conjunto de dados para estimação do modelo em malha fechada e um para validação do mesmo modelo. Na Figura 23, é apresentado o gráfico do sinal externo $v(k)$ aplicado na planta e o respectivo sinal de saída $y(k)$ da mesma. Conforme descrito na Seção 4.3, o sinal de posição foi normalizado de maneira a considerar a posição central do curso do atuador como sendo a posição inicial (0V).

De posse dos dados para estimação aplica-se a estrutura ARX apresentada na Seção 4.4, e obtém-se os coeficientes dos polinômios $A_{cl}(q^{-1})$ e $B_{cl}(q^{-1})$ do sistema em malha fechada. A partir desses polinômios, via equações 4.15 a 4.17, calcula-se o modelo em malha aberta do sistema de servo posicionamento hidráulico

Modelos do sistema de servo posicionamento hidráulico em malha aberta com diferentes ordens foram obtidos, e são apresentados a seguir:

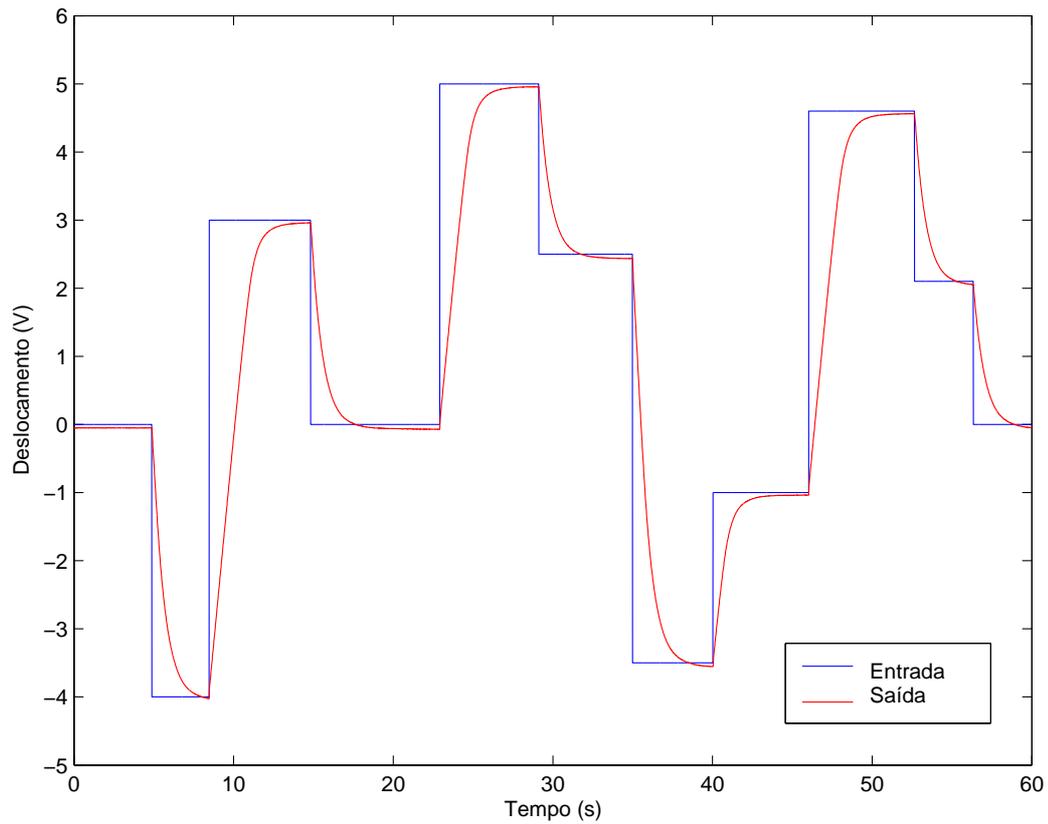


Figura 23: Dados de entrada e saída da planta para estimação.

Segunda ordem:

$$(1 - 1.7802q^{-1} + 0.7802q^{-2}) y(k) = (0.0087q^{-1} - 0.0070q^{-2}) u(k) + \xi(k)$$

Terceira ordem:

$$(1 - 1.3204q^{-1} - 0.2679q^{-2} + 0.5883q^{-3}) y(k) = (0.0087q^{-1} + 0.0010q^{-2} - 0.0090q^{-3}) u(k) + \xi(k)$$

Quarta ordem:

$$(1 - 1.0963q^{-1} - 0.3669q^{-2} + 0.0784q^{-3} + 0.3848q^{-4}) y(k) = (0.0089q^{-1} + 0.0028q^{-2} - 0.0081q^{-3} - 0.0032q^{-4}) u(k) + \xi(k)$$

Quinta ordem:

$$(1 - 0.9913q^{-1} - 0.3981q^{-2} + 0.0354q^{-3} + 0.1263q^{-4} + 0.2276q^{-5}) y(k) = (0.0088q^{-1}$$

$$+0.0038q^{-2} - 0.0071q^{-3} - 0.0059q^{-4} + 0.007q^{-5}) u(k) + \xi(k)$$

Sexta ordem:

$$(1 - 0.9232q^{-1} - 0.4206q^{-2} - 0.0307q^{-3} + 0.1423q^{-4} + 0.1362q^{-5} + 0.0961q^{-6}) y(k) =$$

$$(0.0089q^{-1} + 0.0044q^{-2} - 0.0064q^{-3} - 0.0062q^{-4} - 0.0024q^{-5} + 0.0021q^{-6}) u(k) + \xi(k)$$

Sétima ordem

$$(1 - 0.8720q^{-1} - 0.4124q^{-2} - 0.0795q^{-3} + 0.0830q^{-4} + 0.1712q^{-5} + 0.0778q^{-6} + 0.0321q^{-7}) y(k) =$$

$$(0.0089q^{-1} + 0.0048q^{-2} - 0.0059q^{-3} - 0.0062q^{-4} - 0.0031q^{-5} - 0.0005q^{-6} + 0.0023q^{-7}) u(k) + \xi(k)$$

Oitava ordem

$$(1 - 0.8496q^{-1} - 0.4072q^{-2} - 0.0887q^{-3} + 0.0532q^{-4} + 0.1402q^{-5} + 0.1108q^{-6} + 0.0362q^{-7}$$

$$+ 0.0053q^{-8}) y(k) = (0.0089q^{-1} + 0.0050q^{-2} - 0.0055q^{-3} - 0.0060q^{-4} - 0.0033q^{-5} - 0.0011q^{-6}$$

$$+ 0.0006q^{-7} + 0.0017q^{-8}) u(k) + \xi(k)$$

Tabela 1: Erros de previsão para modelos em malha fechada de 2ª a 8ª ordem.

ordem	MSE OSA	FPE OSA	AIC OSA
2ª	1,57097e-005	1,573e-005	-11,05990
3ª	9,445e-006	9,464e-006	-11,56794
4ª	7,980e-006	8,001e-006	-11,73590
5ª	7,443e-006	7,468e-006	-11,80488
6ª	7,195e-006	7,224e-006	-11,83808
7ª	7,122e-006	7,156e-006	-11,84762
8ª	5,271e-006	5,299e-006	-12,14796

Os resultados da Tabela 1 estão ilustrados graficamente através das Figuras 24, 25 e 26. Nota-se que, a diminuição do erro de previsão é maior para modelos até quinta ordem. Da quinta ordem para cima esta variação é pequena. Esse efeito não é capturado de forma acentuada nos critérios FPE e AIC devido ao elevado número de amostras utilizado na estimação. Outro fator que pode levar a não utilização de modelos de ordem elevada é a presença de pólos e zeros próximos. Assim as figuras 27 a 30 apresentam o mapa de pólos e zeros dos modelos de 5ª a 8ª ordens.

Mediante todas estas informações é selecionado o modelo de quinta ordem para ser

utilizado na obtenção de um controlador apresentado no Capítulo 5.

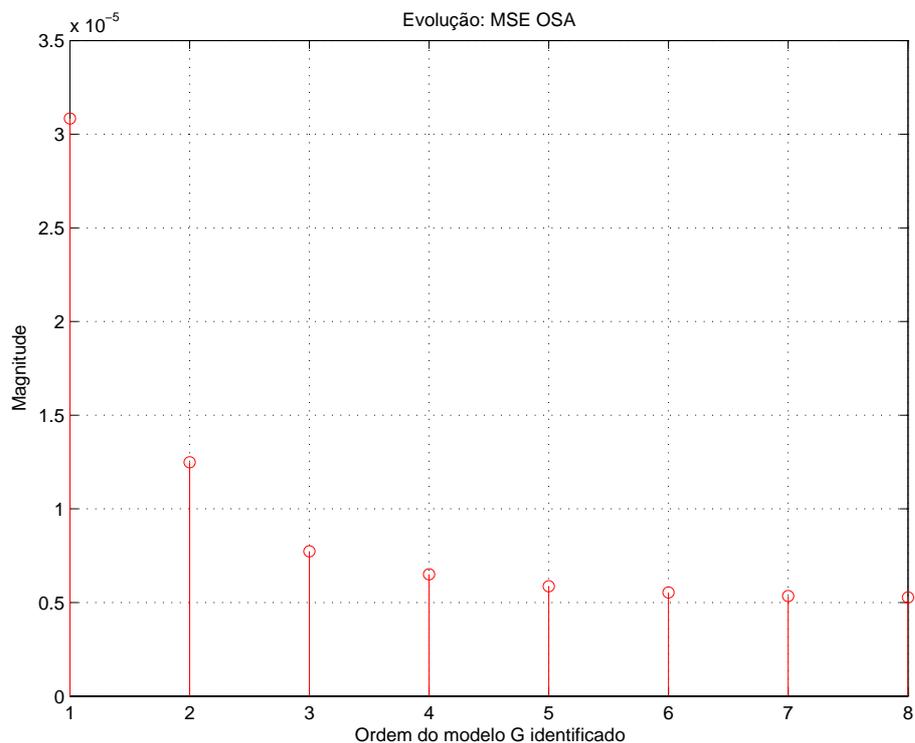


Figura 24: Evolução do erro MSE OSA.

4.6.1 Resultados da Validação

Uma vez escolhida a ordem do modelo identificado, o próximo passo é a validação deste modelo. O processo de validação está descrito na Seção 4.5. Os dados reais de entrada e saída medidos na planta, para validação, são apresentados na Figura 31. Uma comparação entre a saída real e a saída prevista com modelo de 5^a ordem está na Figura 32.

Um gráfico comparativo entre os valores da saída real e os valores da saída prevista livre (FREE) para o modelo de quinta ordem é apresentado na Figura 33, e a Figura 34 apresenta a comparação entre a saída real e a prevista um passo a frente (OSA) para o mesmo modelo. Analisando-se as Figuras 33 e 34, percebe-se um erro pequeno para a previsão (OSA), erro este que é mostrado na Figura 35. Os resultados apresentados nas Figuras 33, 34 e 35 juntamente com o valor do erro médio de previsão que é 0,0018291, confirmam a qualidade do modelo escolhido.

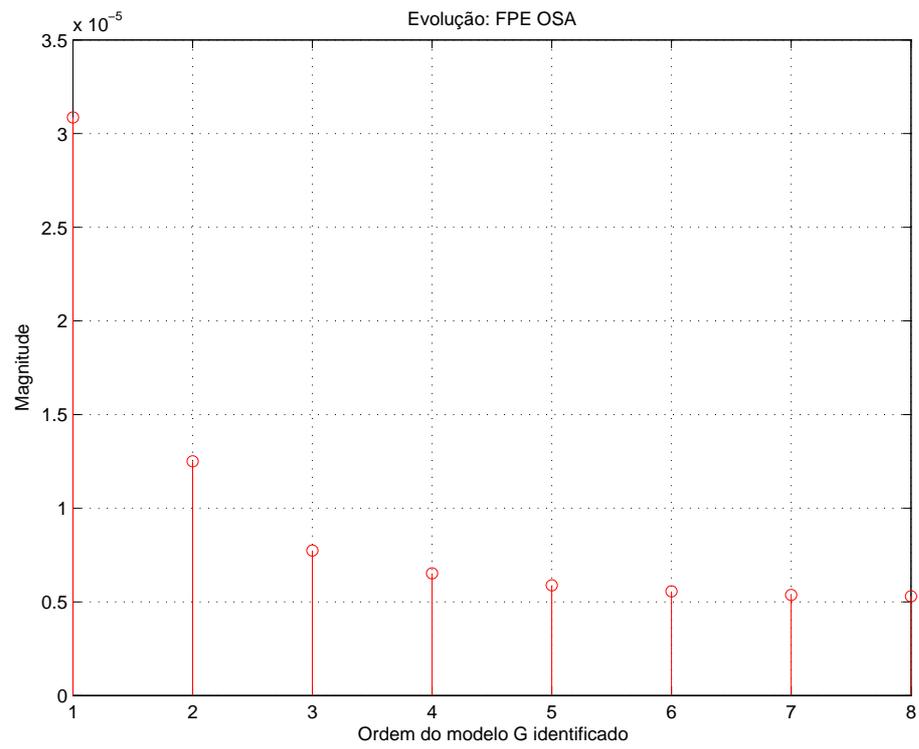


Figura 25: Evolução do erro FPE OSA.

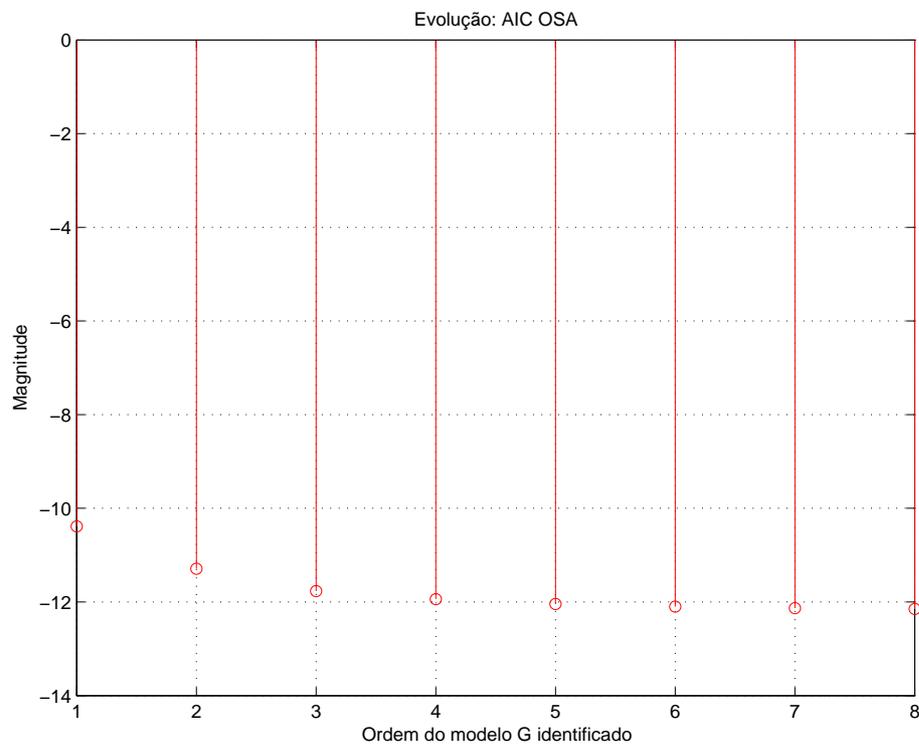


Figura 26: Evolução do erro AIC OSA.

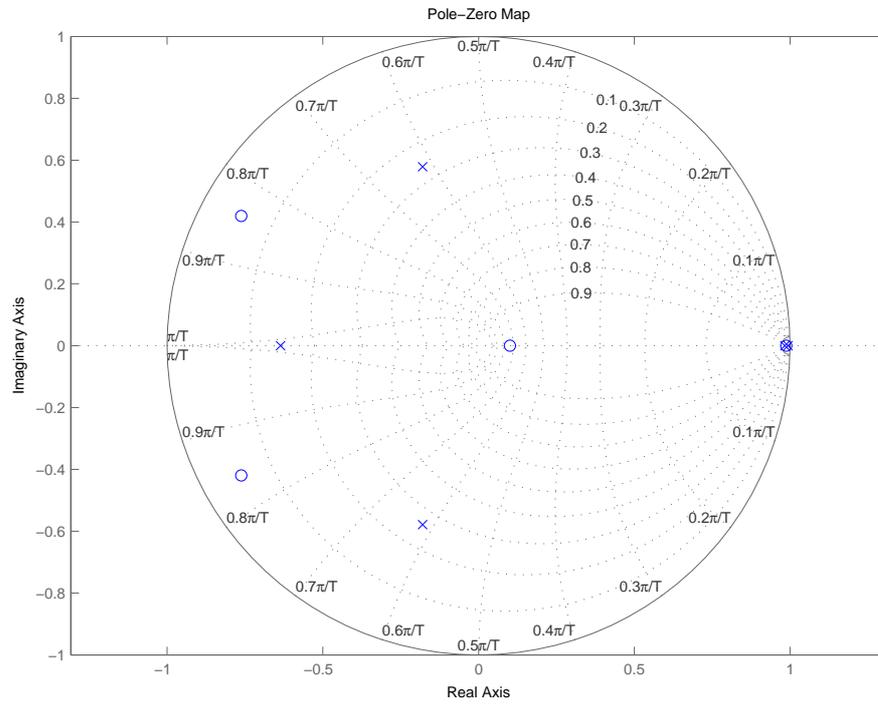


Figura 27: Mapa de pólos e zeros do modelo de quinta ordem.

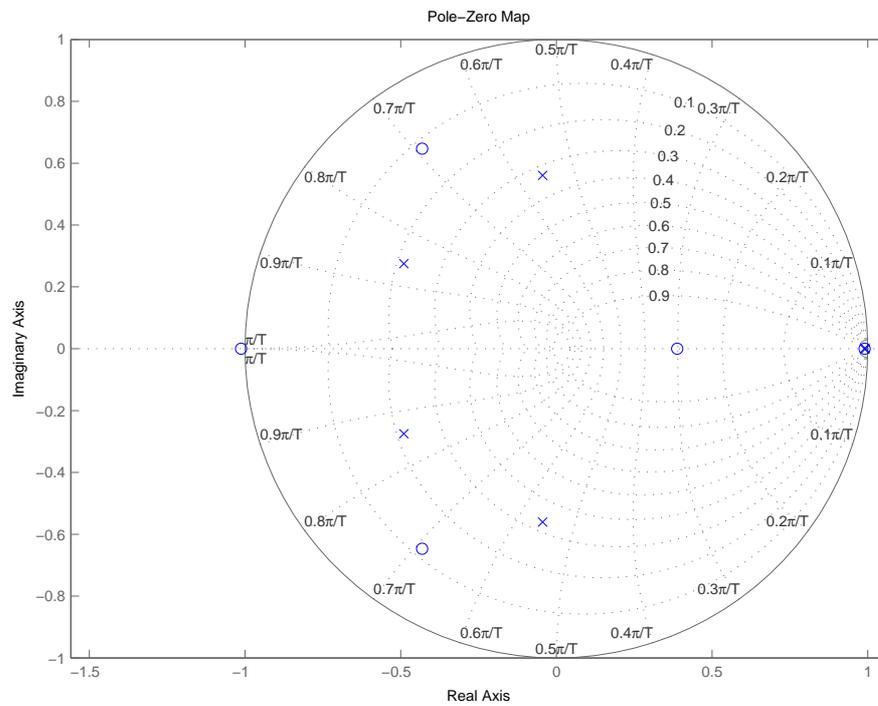


Figura 28: Mapa de pólos e zeros do modelo de sexta ordem.

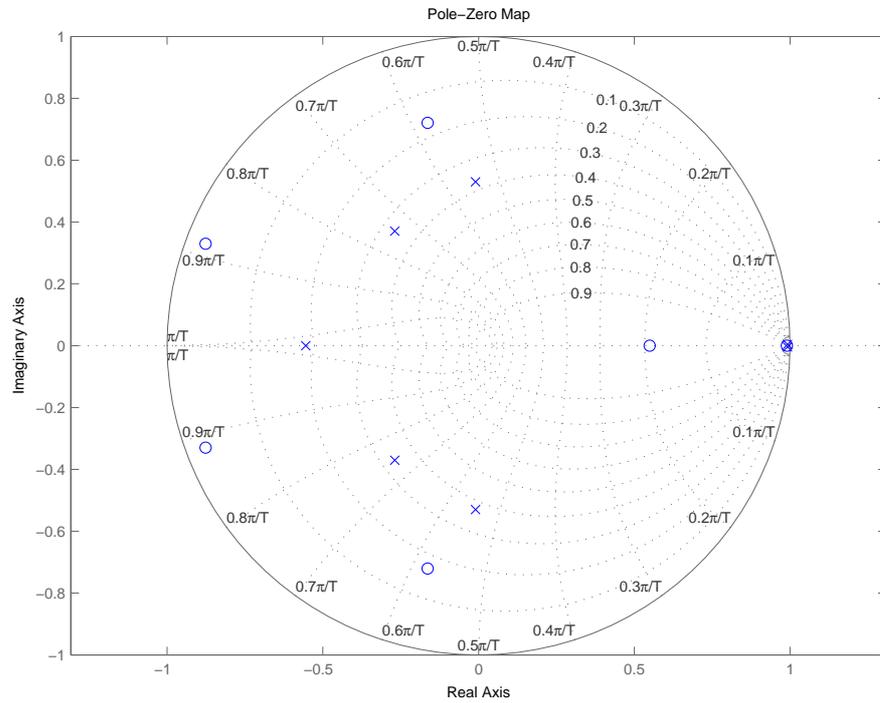


Figura 29: Mapa de pólos e zeros do modelo de sétima ordem.

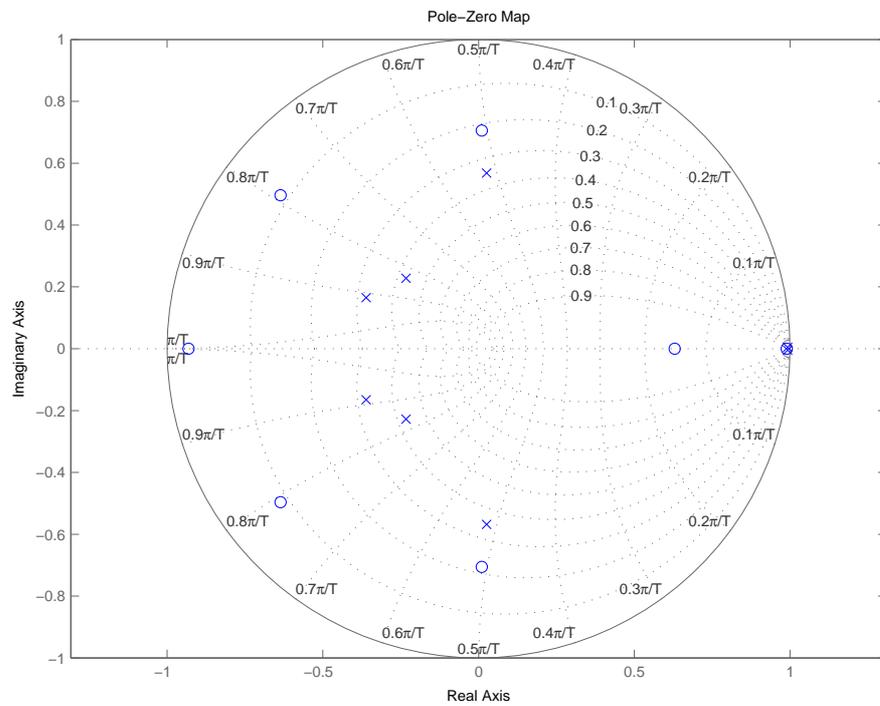


Figura 30: Mapa de pólos e zeros do modelo de oitava ordem.

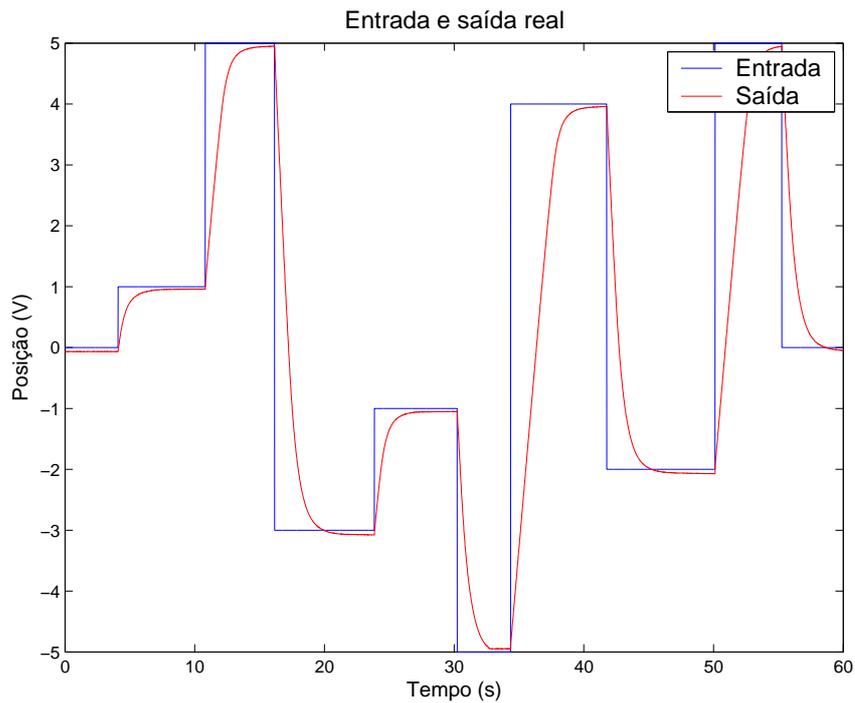


Figura 31: Dados de entrada e saída medidos na planta para validação.

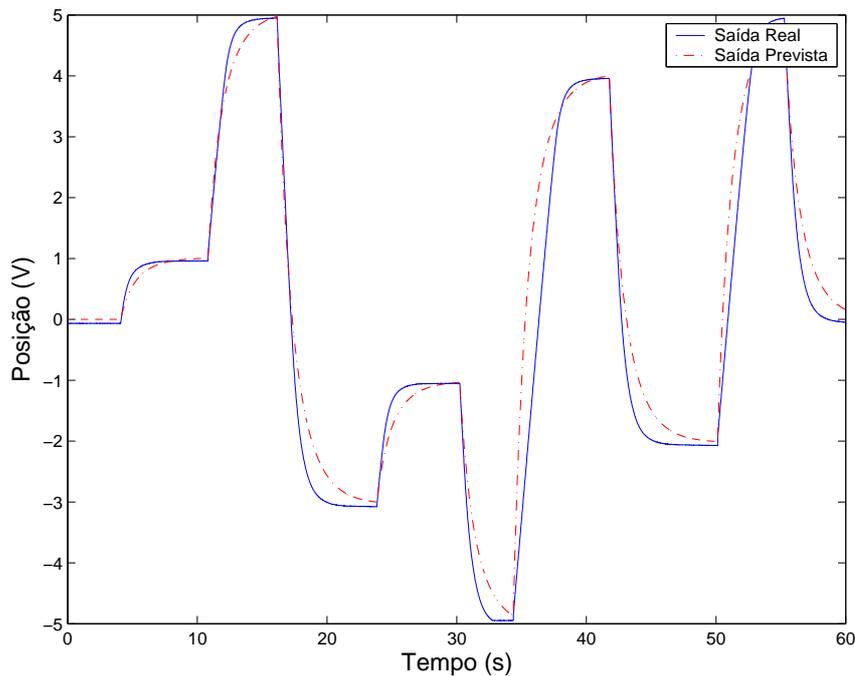


Figura 32: Saída real e saída prevista com modelo de 5ª ordem.

4.7 Considerações Finais

Este capítulo apresentou uma técnica de identificação em malha fechada para a obtenção de um modelo da planta de servo posicionamento hidráulico, que será apli-

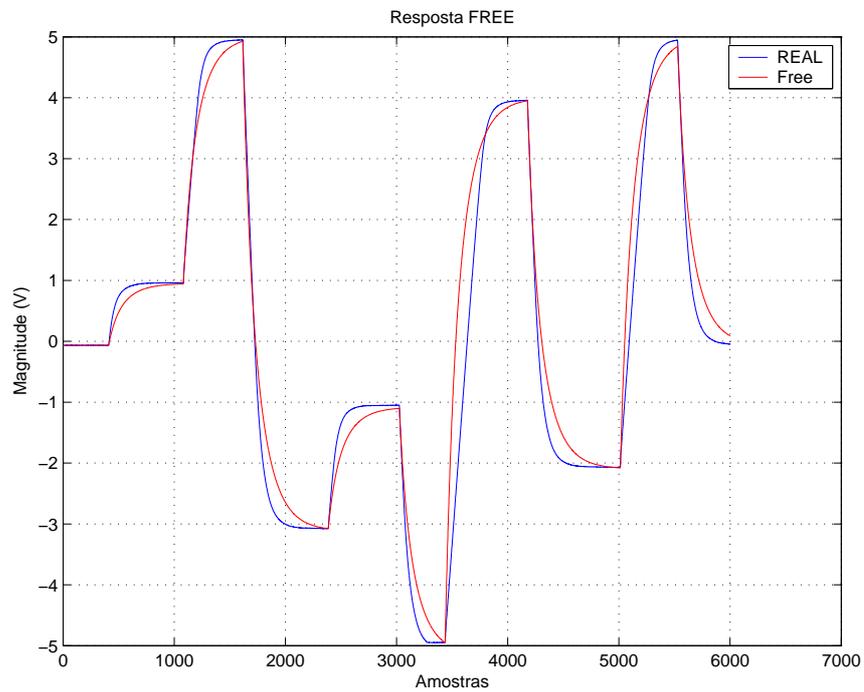


Figura 33: Resposta para previsão livre.

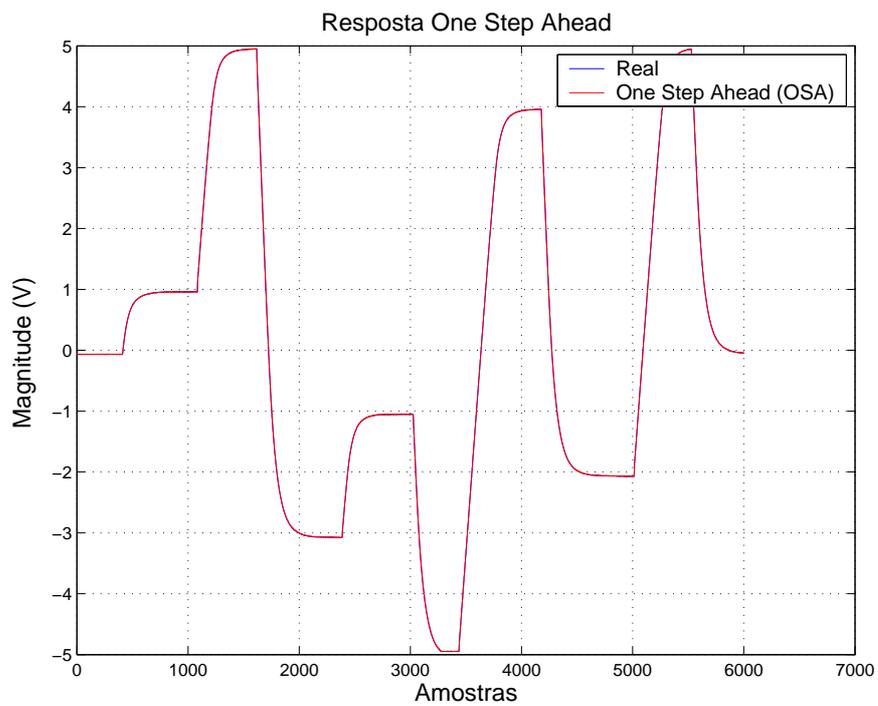


Figura 34: Resposta para previsão um passo a frente.

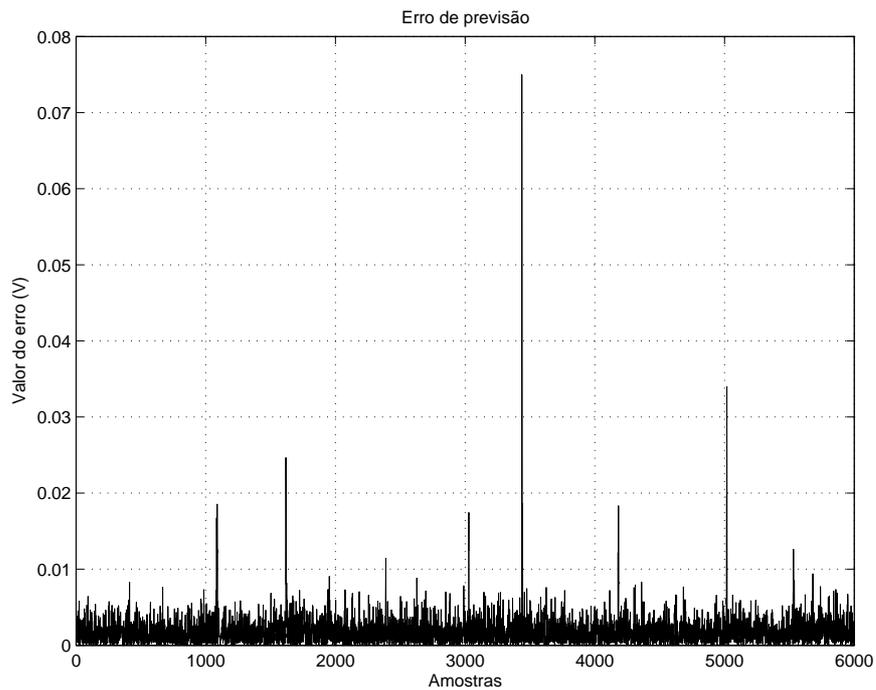


Figura 35: Erro de previsão um passo a frente.

cado na síntese de um controlador em malha fechada. O modelo foi obtido pela estimação via método dos mínimos quadrados. A validação do modelo foi baseada no erro de previsão do modelo identificado. Analisando o erro de previsão para os modelos de até oitava ordem percebe-se que o erro de previsão diminui de forma mais acentuada em modelos de até quinta ordem, apresentando pouca variação para ordens superiores. Baseado nestas informações optou-se pela utilização do modelo em malha aberta de 5^a ordem, para a síntese do controlador descrito no Capítulo 5.

5 Controle Preditivo

5.1 Introdução

Controle Preditivo do inglês *Model Predictive Control* (MPC), também chamado *Model Based Predictive Control* (MBPC) ou Controle Preditivo de Horizonte Longo (*Long Range Predictive Control* - (LRPC)), foi introduzido por Richalet em (Richalet *et al.*, 1978) e apresenta muitas aplicações de sucesso, tanto no controle de processos industriais quanto no controle de diversos outros processos. O Controle Preditivo desenvolveu-se consideravelmente nos últimos anos, especialmente a partir do trabalho de (Clarke *et al.*, 1987), com pesquisas dentro da comunidade de controle e da indústria. A razão para este sucesso pode ser atribuída ao fato que o Controle Preditivo é um caminho amplo para problemas de controle de processo no domínio do tempo, integrando uma formulação de controle ótimo, controle estocástico, controle de processo com zona morta, controle multi-variável e referências futuras quando disponíveis (Camacho and Bordons, 1995).

O MPC apresenta uma série de vantagens em relação a outros métodos. É atrativo por apoiar-se somente em um limite de controle conhecido, o conceito é intuitivo e ao mesmo tempo o ajuste é relativamente fácil. O MPC pode ser utilizado para controlar uma grande variedade de processos, os quais podem apresentar dinâmicas relativamente simples ou mais complexas, tais como processos com zona morta, com fase não-mínima ou instáveis. Os casos multi-variáveis podem ser facilmente implementados. Apresenta a compensação para tempo morto intrínseco e não necessita de um esforço computacional grande, pois não apresenta uma matemática complexa.

A literatura apresenta muitos casos de aplicações de sucesso do MPC, alguns dos quais são descritos a seguir. Em (Linkens and Mahfouf, 1994) é aplicado o MPC no controle de anestesia clínica. A utilização do MPC controlando um sistema MIMO (sistema com múltiplas entradas e múltiplas saídas) é descrita em (Berlin and Frank, 1994). O controlador MPC aplicado em máquinas ferramentas para substituir os clássicos controladores PID (Proporcional-Integral-Derivativo) é apresentado por Dumur em (Dumur

and Boucher, 1994). Em uma planta de energia solar apresentada em (Camacho and Berenguel, 1994) também é aplicado o MPC. Em (Oliveira, 1992) o controle preditivo é aplicado no controle de uma junta isolada de robô. A utilização de controle preditivo em um manipulador atuado hidraulicamente é apresentado em (Wu, 1997). O uso do Controle Preditivo em máquinas ferramentas é citado em (Clarke, 1994). O controle de conforto térmico em (Freire *et al.*, 2005b) e (Freire *et al.*, 2005a) é feito através de um algoritmo MPC.

O MPC não é especificamente uma estratégia de controle, mas sim um método de controle de longo alcance desenvolvido em torno de idéias comuns. As idéias comuns a toda família de controle preditivo são, basicamente:

- previsão da saída do processo em um horizonte de tempo à frente especificado, baseado em um modelo;
- cálculo da lei de controle, minimizando uma função custo, ou seja, um algoritmo determina a seqüência de sinais de controle para que as saídas previstas atinjam os valores desejados.

Este capítulo apresenta a técnica de Controle Preditivo Generalizado, do inglês *Generalized Predictive Controllers* (GPC), a qual é um caso particular do MPC. A Seção 5.1.1 apresenta a estratégia MPC, a Seção 5.2 apresenta a técnica GPC.

5.1.1 A Estratégia MPC

A metodologia de todos os controles desenvolvidos como MPC para sistemas lineares é caracterizada pela estratégia representada na Figura 36, conforme (Camacho and Bordons, 1995).

As saídas futuras para um determinado horizonte N_y , chamado horizonte previsto, são previstas no instante k usando o modelo do processo. Estas saídas previstas $\hat{y}(k + N_y|k)$ dependem dos valores conhecidos no instante k (entradas e saídas anteriores ao instante k) e o sinal de controle futuro $u(k + N_y|k)$ calculado.

Os sinais de controle são calculados através da otimização de um determinado critério. Este critério geralmente possui a forma de uma função quadrática de erros entre o sinal de saída previsto e o sinal de referência da trajetória prevista. Em muitos casos o esforço de controle é incluído no critério.

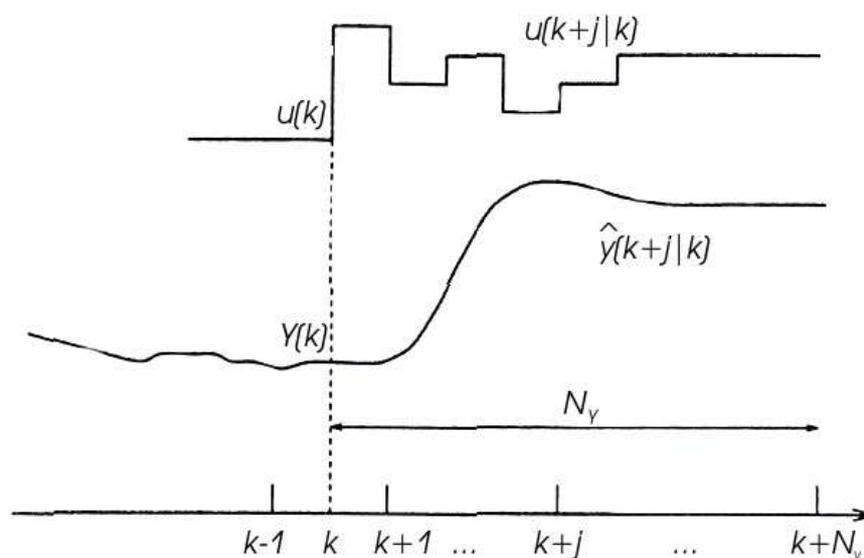


Figura 36: Estratégia de Controle Preditivo.

O sinal de controle $u(k|k)$ é enviado ao processo, enquanto que, os demais sinais de controle, calculados no instante k , são descartados, porque no próximo instante de amostragem ($k+1$), $y(k+1)$ já é conhecido. Baseado nas informações atuais e anteriores, repete-se o processo calculando-se novamente a previsão das saídas futuras.

A implementação desta estratégia segue a estrutura presente na Figura 37. O modelo, obtido pelo método de identificação em malha fechada no Capítulo 4, deverá representar adequadamente as dinâmicas do processo, de maneira a prever adequadamente as saídas futuras. Existem várias estratégias de controle baseadas em MPC. Esta variedade se deve ao fato do controle preditivo usar diferentes modelos de processo, critérios de custo e trajetórias de referência (Vries and Verbruggen, 1994).

Entre as estratégias MPC estão:

Extended Horizon Adaptive Control (EHAC) (Ydstie, 1984): o qual desconsidera em seu modelo os ruídos do sistema e tem por objetivo minimizar a discrepância entre o modelo e a referência em um único instante de tempo futuro. Como a solução deste problema não é única, uma possibilidade é considerar o horizonte de controle igual a um, ou minimizar o esforço de controle no instante futuro.

Dynamic Matrix Controller (DMC) (Cutler and Ramaker, 1980): utiliza a resposta ao degrau para modelar o processo, portanto, assume que o processo é estável e sem ação integral.

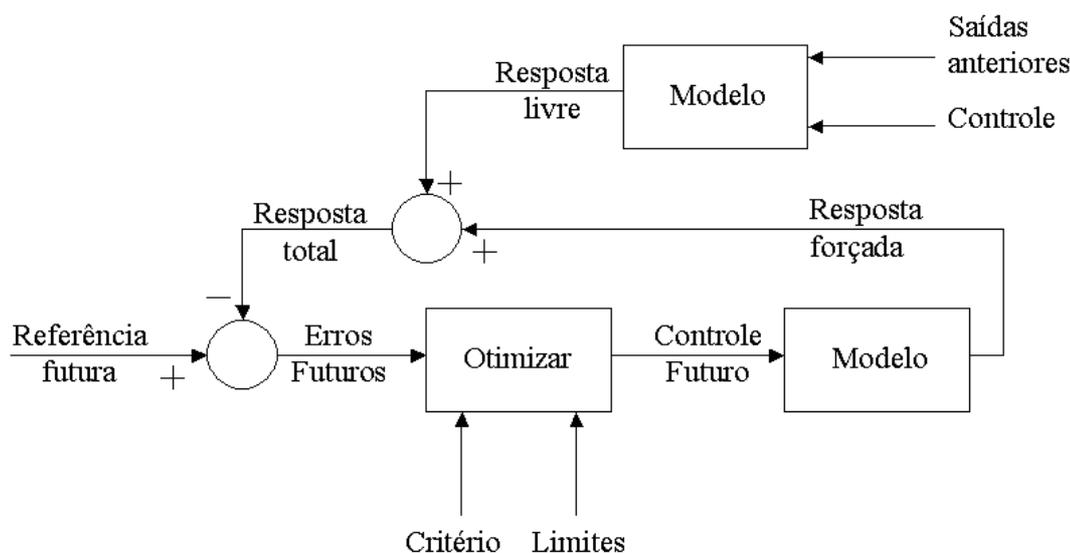


Figura 37: Estrutura básica do controle MPC.

Generalized Predictive Control (GPC)(Clarke *et al.*, 1987): calcula uma saída prevista num horizonte de tempo, com base em um modelo ARIMAX do processo. Calcula a lei de controle minimizando uma função custo. O GPC é descrito com detalhes neste capítulo.

Constrained Receding-Horizon Predictive Control (CRHPC) (Clarke and Scattolini, 1991): é um método MPC que supera alguns dos problemas onde o controle preditivo convencional falha, em particular no que diz respeito à prova de estabilidade do sistema em malha fechada. A idéia é otimizar uma função quadrática num horizonte determinado, sujeito a condições que a saída prevista iguale ao valor da referência em uma janela de tempo após este horizonte.

5.2 Controle Preditivo Generalizado

5.2.1 Introdução

O método de controle GPC é um caso particular do MPC, conforme descrito na Seção 5.1, o qual é largamente aplicado em soluções industriais e acadêmicas. Algumas destas aplicações são relatadas em (Clarke, 1994).

A estratégia do GPC é formada basicamente por:

1. cálculo da previsão da saída em um horizonte de tempo à frente especificado, baseado em um modelo do tipo ARIMAX para o processo;

2. cálculo da lei de controle através de um algoritmo que determina a seqüência de sinais de controle de modo que as previsões de saída atinjam os valores especificados, isto, é minimizando um critério de custo quadrático.

A equação 5.1 apresenta o modelo de um sistema dinâmico por uma equação a diferenças (ARIMAX).

$$\Delta(q^{-1})A(q^{-1})y(k) = q^{-d}B(q^{-1})\Delta(q^{-1})u(k) + C(q^{-1})\xi(k) \quad (5.1)$$

onde, $A(q^{-1})$, $B(q^{-1})$ e $C(q^{-1})$ são polinômios da forma $X(q^{-1}) = x_0 + x_1q^{-1} + \dots + x_{nx}q^{-nx}$, com ordens na , nb e nc respectivamente. $A(q^{-1})$ e $C(q^{-1})$ são mônicos e d é o atraso do processo, com $d \geq 1$ devido ao segurador de ordem zero. $\Delta(q^{-1})$, ou simplesmente Δ , é igual a $1 - q^{-1}$.

A convergência da estimação do polinômio $C(q^{-1})$ é lenta, e, este polinômio é variante no tempo se as fontes de perturbação que agem no sistema variam no tempo. Estes fatos tornam difícil a correta estimação do polinômio $C(q^{-1})$ (Oliveira, 1992). Substituir o polinômio $C(q^{-1})$ por um filtro $T(q^{-1})$ é muito aplicado pela literatura, e o modelo a ser utilizado fica na forma do apresentado pela equação 5.2.

$$\Delta A(q^{-1})y(k) = q^{-d}B(q^{-1})\Delta u(k) + T(q^{-1})\xi(k) \quad (5.2)$$

5.2.2 Equação de Previsão

Para obtenção da equação de previsão utiliza-se um modelo que represente o processo. Este modelo pode ser obtido por diversos métodos, tais como: resposta ao impulso, resposta a um degrau, ou por uma função de transferência obtida usando-se uma variedade de métodos. O modelo ARMAX utilizado aqui é apresentado no Capítulo 4, bem como o método utilizado para obtê-lo que foi a identificação em malha fechada. O valor da saída prevista em $k + j$ é:

$$\Delta A(q^{-1})y(k + j) = q^{-d}B(q^{-1})\Delta u(k + j) + T(q^{-1})\xi(k + j) \quad (5.3)$$

Neste contexto, a seguinte equação Diofantina pode ser definida:

$$1 = \frac{E_j(q^{-1})\Delta A(q^{-1})}{T(q^{-1})} + q^{-j} \frac{F_j(q^{-1})}{T(q^{-1})} \quad (5.4)$$

onde, $E_j(q^{-1})$ e $F_j(q^{-1})$ são polinômios em q^{-1} . $E_j(q^{-1})$ é mônico e possui ordem $j - 1$ e $F_j(q^{-1})$ tem ordem máxima $(na, nt - j)$, onde na e nt são as ordens do polinômio $A(q^{-1})$ e $T(q^{-1})$, respectivamente.

A seguir calcula-se a previsão da saída. Multiplicando-se a equação 5.3 por q^j obtém-se:

$$y(k+j) = \frac{B(q^{-1})}{\Delta A(q^{-1})} \Delta u(k+j-1) + E_j(q^{-1}) \xi(k+j) + \frac{F_j(q^{-1})}{\Delta A(q^{-1})} \xi(k) \quad (5.5)$$

Através do modelo, tem-se que a perturbação $\xi(k)$ pode ser descrita como sendo:

$$\xi(k) = \frac{\Delta A(q^{-1})}{T(q^{-1})} y(k) - \frac{B(q^{-1})}{T(q^{-1})} \Delta u(k-1) \quad (5.6)$$

Substituindo-se a equação 5.6 na equação 5.5, obtém-se:

$$y(k+j) = \frac{B(q^{-1})}{\Delta A(q^{-1})} \left(1 - q^{-j} \frac{F_j(q^{-1})}{T(q^{-1})} \right) \Delta u(k+j-1) + \frac{F_j(q^{-1})}{T(q^{-1})} y(k) + E_j(q^{-1}) \xi(k+j) \quad (5.7)$$

Substituindo-se a equação Diofantina, equação 5.4, na equação 5.7, obtém-se:

$$\frac{B(q^{-1})}{\Delta A(q^{-1})} = \frac{B(q^{-1})E_j(q^{-1})}{T(q^{-1})} + q^{-j} \frac{F_j(q^{-1})B(q^{-1})}{T(q^{-1})\Delta A(q^{-1})} \quad (5.8)$$

Substituindo-se a equação 5.8 na equação 5.5, obtém-se:

$$y(k+j) = \frac{B(q^{-1})E_j(q^{-1})}{T(q^{-1})} \Delta u(k+j-1) + \frac{F_j(q^{-1})}{T(q^{-1})} y(k) + E_j(q^{-1}) \xi(k+j) \quad (5.9)$$

O termo $E_j(q^{-1})\xi(k+j)$ só possui componentes de ruídos que ocorrem após o instante k , e, portanto, não são conhecidos através das informações disponíveis no instante k . Desta maneira pode-se afirmar que a melhor saída prevista no instante k , $\hat{y}(k+j|k)$, é dada por:

$$\hat{y}(k+j|k) = \frac{B(q^{-1})E_j(q^{-1})}{T(q^{-1})} \Delta u(k+j-1) + \frac{F_j(q^{-1})}{T(q^{-1})} y(k) \quad (5.10)$$

Com o objetivo de separar os valores de Δu conhecidos até o instante k , e os valores a serem calculados, utiliza-se a seguinte equação diofantina:

$$E_j(q^{-1})B(q^{-1}) = T(q^{-1})H_j(q^{-1}) + q^{-j}I_j(q^{-1}) \quad (5.11)$$

onde, $H_j(q^{-1})$ e $I_j(q^{-1})$ são polinômios calculados a partir dos polinômios $E_j(q^{-1})$, $B(q^{-1})$ e $T(q^{-1})$ e do passo de previsão j . Existe solução única para $H_j(q^{-1})$ e $I_j(q^{-1})$ quando a ordem do polinômio H_j é $nh = j - 1$, e, a ordem do polinômio I_j é $ni = \max(nb - 1, nt - 1)$.

Substituindo a equação 5.11 na equação 5.10 obtém-se:

$$\hat{y}(k + j|k) = H_j(q^{-1})\Delta u(k + j - 1) + I_j(q^{-1})\Delta u(k - 1) + F_j(q^{-1})y(k) \quad (5.12)$$

Observando-se a equação 5.12, e sabendo-se que a ordem do polinômio H_j é $j - 1$, pode-se verificar que as previsões das saídas após o instante k são facilmente descritas em função dos incrementos futuros dos sinais de controle e dos acontecimentos ocorridos anteriormente ao instante k . Sendo assim pode-se dividir as previsões futuras conforme segue:

$$\hat{y}(k + j|k) = \hat{y}_f(k + j|k) + \hat{y}_l(k + j|k)$$

onde, \hat{y}_f , saída forçada, é a parte da previsão da saída que é função dos incrementos futuros no sinal de controle, supondo que o estado inicial é zero; e, \hat{y}_l , saída livre, é a parte da previsão da saída que é função das saídas e sinais de controle passados, ou seja, a resposta do sistema com nenhum incremento no sinal de controle aplicado.

Sendo assim, pode-se decompor a previsão da saída, descrita pela equação 5.12, por:

$$\hat{y}_l(k + j|k) = I_j(q^{-1})\Delta u(k - 1) + F_j(q^{-1})y(k) \quad (5.13)$$

$$\hat{y}_f(k + j|k) = H_j(q^{-1})\Delta u(k + j - 1) \quad (5.14)$$

Das Equações 5.4 e 5.11 tem-se que:

$$T(q^{-1}) = E_j(q^{-1})\Delta A(q^{-1}) + q^{-j}F_j(q^{-1})$$

$$E_j(q^{-1})B(q^{-1}) = T(q^{-1})H_j(q^{-1}) + q^{-j}I_j(q^{-1})$$

Substituindo o polinômio $T(q^{-1})$ da equação 5.11 pela equação 5.4 obtém-se:

$$E_j(q^{-1})B(q^{-1}) = [E_j(q^{-1})\Delta A(q^{-1}) + q^{-j}F_j(q^{-1})]H_j(q^{-1}) + q^{-j}I_j(q^{-1})$$

$$\frac{B(q^{-1})}{\Delta A(q^{-1})} = H_j(q^{-1}) + q^{-j} \frac{(I_j(q^{-1}) + F_j(q^{-1})H_j(q^{-1}))}{E_j(q^{-1})\Delta A(q^{-1})} \quad (5.15)$$

Portanto, verifica-se que os elementos h_i correspondem ao i -ésimo elemento da divisão de $B(q^{-1})$ por $(\Delta A(q^{-1}))$, isto é, correspondem aos elementos da resposta ao degrau do sistema.

5.2.3 Função Custo

O critério de custo do algoritmo GPC é:

$$J_k = \sum_{j=N1}^{NY} (\hat{y}(k+j) - w(k+j))^2 + \sum_{j=1}^{NU} \lambda (\Delta u(t+j-1))^2 \quad (5.16)$$

onde, $N1$ é o horizonte inicial de previsão, NY é o horizonte final de previsão, NU é o horizonte de controle, λ é uma constante de ponderação do sinal de controle e $\Delta u(t+j)$ é igual a $u(t+j) - u(t+j-1)$, ou seja, é o incremento do sinal de controle. O critério é a soma dos quadrados do erro futuro do sistema com os quadrados dos incrementos futuros do sinal de controle multiplicados por um fator de ponderação λ . Portanto, este problema torna-se um problema de minimização sem restrições de uma função quadrática.

5.2.4 Lei de controle

A lei de controle GPC é dada pela minimização do seguinte problema:

$$\min_{\Delta u(k)} J_k \quad (5.17)$$

s.a

$$\Delta u(k+j) = 0 \quad j > 0 \quad (5.18)$$

A minimização da função custo é realizada em relação ao vetor formado pelos incrementos futuros do sinal de controle.

Com os elementos h_i do polinômio $H_j(q_{-1})$ pode-se definir a seguinte matriz:

$$H = \begin{bmatrix} h_{N1-1} & h_{N1-2} & \dots & h_{N1-NU} \\ h_{N1} & h_{N1-1} & \dots & h_{N1-NU+1} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ h_{NY-1} & h_{NY-2} & \dots & h_{NY-NU} \end{bmatrix}$$

onde, H tem ordem $(NY - N1 + 1) \times NU$ e $h_x = 0$ para $x < 0$.

Com a utilização da matriz H e com a informação de que os incrementos do sinal de controle entre os instantes $k + NU + 1$ e $k + NY$ são zero, pode-se escrever a previsão da saída \hat{y} , como segue:

$$\hat{y} = H\Delta u + \hat{y}_l \quad (5.19)$$

onde,

$$\begin{aligned} \hat{y} &= [\hat{y}(k + N1|k) \quad \hat{y}(k + N1 + 1|k) \quad \dots \quad \hat{y}(k + NY|k)]^T \\ \hat{y}_l &= [\hat{y}_l(k + N1|k) \quad \hat{y}_l(k + N1 + 1|k) \quad \dots \quad \hat{y}_l(k + NY|k)]^T \\ \Delta u &= [\Delta u(k) \quad \Delta u(k + 1) \quad \dots \quad \Delta u(k + NU - 1)]^T \end{aligned}$$

A função de custo, equação 5.16, reescrita na forma vetorial é dada por:

$$J_k = (\hat{y} - w)^T (\hat{y} - w) + \lambda \Delta u^T \Delta u \quad (5.20)$$

Substituindo-se o vetor \hat{y} da equação 5.20 pela sua forma decomposta descrita na equação 5.19, tem-se que:

$$J_k = (H\Delta u + y_l - w)^T (H\Delta u + y_l - w) + \lambda \Delta u^T \Delta u \quad (5.21)$$

Minimizando a equação 5.21 em relação ao vetor de controle Δu , obtém-se:

$$\frac{\partial J}{\partial \Delta u} = 2 H^T H \Delta u + 2 H^T (\hat{y}_l - w) + 2 \lambda \Delta u = 0 \quad (5.22)$$

logo:

$$\Delta u = (H^T H + \lambda I)^{-1} H^T (w - \hat{y}_l) \quad (5.23)$$

Obtém-se assim, os incrementos futuros do sinal de controle que minimizam a função custo J_k , representada pela equação 5.16.

Como a equação 5.23 é função da matriz H , quanto menor for o valor de NU menor será o esforço computacional, pela diminuição do número de colunas da matriz H e, conseqüentemente, o tempo de processamento para a inversão da matriz $H^T H$. O fator λ , além de ponderar o sinal de controle, permite o condicionamento da matriz $(H^T H + \lambda I)$, quando esta for singular.

5.3 Lei de controle RTS

O controlador obtido através da técnica GPC é implementado na forma RTS descrita pela equação 5.24:

$$R_c(q^{-1})u(t) = T_c(q^{-1})w(t) - S_c(q^{-1})y(t) \quad (5.24)$$

O diagrama de blocos correspondente a forma RTS do controlador é apresentado na Figura 38. Todos os controladores implementados na planta SPosHid são implementados na forma RTS. Para tornar isto possível utilizou-se uma equação para os polinômios R_c , S_c e T_c da equação 5.24 em função dos parâmetros de sintonia do GPC e do modelo do processo (Oliveira, 1992).

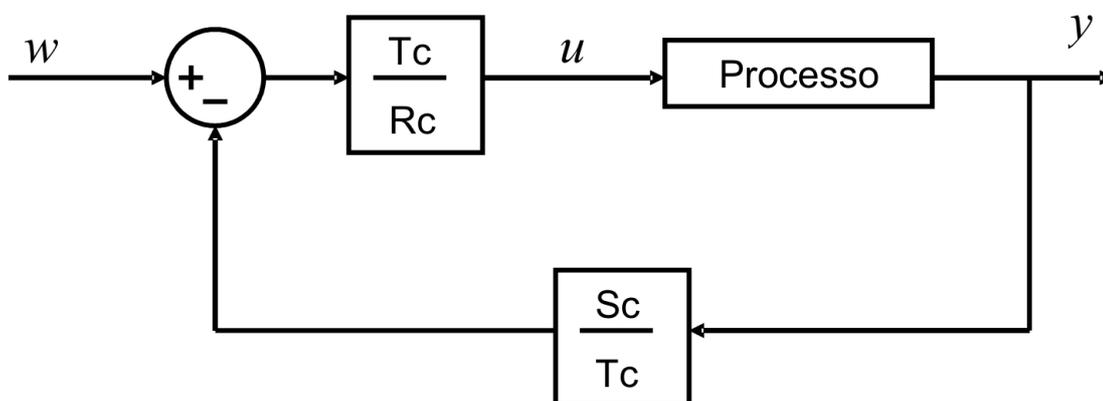


Figura 38: Diagrama de blocos da lei de controle RTS.

Tem-se que o vetor dos incrementos futuros dos sinais de controle entre os instantes k e $k + NU$ apresentado

$$\Delta u = (H^T H + \lambda I)^{-1} H^T (w - \hat{y}_i) \quad (5.25)$$

Somente é aplicado ao sistema o primeiro elemento do vetor $\Delta u(k)$, devido a utilização da estratégia de *receding horizon*. Portanto, somente a primeira linha da matriz $[(H^T H + \lambda I)^{-1} H^T]$ é importante. Sendo assim, utiliza-se a equação 5.26.

$$M = U[(H^T H + \lambda I)^{-1} H^T] \quad (5.26)$$

onde:

$$U = [1 \ 0 \ 0 \ \dots \ 0]_{1 \times NY}$$

$$M = [m_{N1} \ m_{N1+1} \ \dots \ m_{NY}]_{1 \times (NY - N1 + 1)}$$

O controle $\Delta u(k)$ aplicado ao sistema pode ser descrito como sendo:

$$\Delta u(k) = M(w(k) - \hat{y}_l(k)) \quad (5.27)$$

Substituindo-se a saída livre, dada pela equação 5.12, na equação 5.27 obtém-se:

$$\Delta u(k) = \sum_{j=N1}^{NY} m_j \left[w(k+j) - \frac{F_j}{T} y(k) - \frac{I_j}{T} \Delta u(k-1) \right] \quad (5.28)$$

$$\left[T + q^{-1} \sum_{j=N1}^{NY} (m_j I_j) \right] \Delta u(k) = \left[TD \sum_{j=N1}^{NY} m_j w(k+j) \right] - \left[\sum_{j=N1}^{NY} m_j F_j \right] y(k) \quad (5.29)$$

$$\begin{aligned} \left[T + q^{-1} \sum_{j=N1}^{NY} (m_j I_j) \right] \Delta u(k) &= \left[TD \sum_{j=N1}^{NY} m_{(NY+N1-j)} q^{-(j-N1)} \right] w(k + NY) \\ &\quad - \left[\sum_{j=N1}^{NY} m_j F_j \right] y(k) \end{aligned} \quad (5.30)$$

$$\left[T + q^{-1} \sum_{j=N1}^{NY} (m_j I_j) \Delta \right] u(k) = [T \ D \ K] \left[\frac{\sum_{j=N1}^{NY} m_{(NY+N1-j)} q^{-(j-N1)}}{K} \right] w(k + NY) - \left[\sum_{j=N1}^{NY} m_j F_j \right] y(k) \quad (5.31)$$

onde:

$$K = \sum_{j=N1}^{NY} m_j \quad (5.32)$$

e

$$F_c = \frac{\sum_{j=N1}^{NY} m_{(NY+N1-j)} q^{-(j-N1)}}{K} \quad (5.33)$$

O polinômio F_c representa a incorporação, no GPC, da referência pré-estabelecida. Se não há conhecimento a priori das referências futuras o polinômio F_c torna-se um ganho unitário (Oliveira, 1992).

Comparando a equação 5.31 com o modelo do controlador RTS descrito na equação 5.24, tem-se:

$$R_c(q^{-1}) = (1 - q^{-1}) \left(T + q^{-1} \sum_{j=N1}^{NY} (m_j I_j) \right)$$

$$S_c(q^{-1}) = \sum_{j=N1}^{NY} (m_j F_j)$$

$$T_c(q^{-1}) = K \ D \ T$$

Para efeito de implementação, a saturação no sinal de controle é levada em consideração e realimentada adequadamente no programa, utilizado para implementar o controlador RTS, para evitar o efeito *wind-up*.

5.4 Conclusão

O controle GPC é composto por uma técnica simples de ser aplicada para um sistema (MIMO), uma vez obtido o modelo da planta. Esta condição possibilita sua grande aplicação em pesquisas e na indústria. A técnica de controle GPC foi apresentada nesse capítulo, juntamente com um modelo equivalente RTS utilizado para a implantação do controlador GPC na planta SPosHid.

6 Resultados

O presente capítulo contém resultados da aplicação de controle em tempo real dos métodos descritos nos capítulos anteriores deste trabalho. Em particular, adota-se o modelo identificado na Capítulo 4 para fins de desenvolvimento de equações de previsão. Através do modelo de previsão adotado e de diferentes valores para os parâmetros de projeto dos controladores diferentes leis de controle podem ser obtidas. A Tabela 2 resume os parâmetros de projeto utilizados na obtenção dos resultados apresentados a seguir.

Para fins de controle em tempo real um programa em Labview[®], para implementação de sistemas de controle na estrutura RTS, foi desenvolvido. Para a comunicação deste programa com a planta de servo posicionamento hidráulico utiliza-se uma placa de comunicação, produzida pelo mesmo fabricante do *software*.

Tabela 2: Parâmetros do GPC

Controlador	NI	NY	NU	λ	$T(q^{-1})$
GPC1	1	5	1	0,2	$1-0,7802(q^{-1})$
GPC2	1	3	1	0,2	$1-0,7802(q^{-1})$
GPC3	1	3	1	0,3	$1-0,7802(q^{-1})$
GPC4	1	3	1	0,15	$1-0,7802(q^{-1})$
GPC5	1	5	1	0,2	$1-0,8(q^{-1})$
GPC6	1	2	1	0,2	$1-0,7802(q^{-1})$
GPC7	1	4	1	0,2	$1-0,7802(q^{-1})$
GPC8	1	4	1	0,25	$1-0,7802(q^{-1})$
GPC9	1	4	1	0,3	$1-0,7802(q^{-1})$
GPC10	1	4	1	0,4	$1-0,7802(q^{-1})$

Os testes em tempo real estão baseados em diferentes estudos de caso. Na literatura tem-se testes para plantas de servo posicionamento hidráulico de várias maneiras, dependendo do tipo de aplicação do sistema. Em (Schothorst, 1997) são apresentados resultados obtidos a partir de entradas em degrau, bem como em (Chatzakos and Papadopoulos, 2003). Testes com entradas senoidais foram aplicadas em (Lee and Tsao, 2002),

para analisar um sistema eletro-hidráulico de testes de materiais e, em (Chatzakos and Papadopoulos, 2003) para comparar o resultado obtido por dois controladores diferentes em uma planta de servo posicionamento hidráulico. Outra aplicação de testes com sinal senoidal foi apresentado em (Bonchis *et al.*, 1999).

Os testes com os controladores obtidos através dos parâmetros apresentados na tabela 2 são realizados de maneira a considerar comportamentos de sistemas utilizados em aplicações diversas de equipamento de servo posicionamento hidráulico, tais como as descritas anteriormente. O primeiro teste é realizado para analisar o comportamento do controlador com uma entrada em degrau. O segundo teste é realizado com uma entrada senoidal, com diferentes valores de frequência e uma mesma amplitude. Uma outra entrada utilizada é um sinal na forma de rampa. Para cada um dos sinais de entrada aplicados na planta SPosHid, são realizados testes com e sem carga externa. A carga externa aplicada é de duas formas diferentes. O primeiro tipo de carga aplicado é uma força contrária ao movimento do atuador de servo posicionamento, porém com intensidade menor do que a força máxima disponível no atuador servo posicionado e constante. Enquanto que, o segundo tipo de carga externa aplicada é uma perturbação externa, na forma de impulso, com intensidade maior do que a força disponível no atuador de servo posicionamento, de maneira a deslocá-lo da posição de referência.

Este capítulo apresenta os resultados obtidos com a implantação de diferentes controladores; na Seção 6.1 é mostrada a análise da resposta ao degrau do sistema em malha fechada; os resultados para sinais senoidais com e sem carga são descritos na Seção 6.2 e na Seção 6.3 são apresentados os resultados obtidos com uma entrada na forma de rampa. As conclusões deste capítulo são apresentadas na Seção 6.4

6.1 Análise da resposta ao degrau do sistema em malha fechada

Nesta seção descreve-se os resultados da aplicação do algoritmo GPC no controle do processo SPosHid. Os resultados analisados são de testes de resposta ao degrau com e sem carga externa e rejeição à perturbação externa.

6.1.1 Resposta ao degrau do sistema em malha fechada

Para a utilização do sinal degrau padronizou-se os seguintes parâmetros: atuador sempre posicionado na posição zero (atuador todo recuado), a pressão máxima do sistema em 5,88MPa, e a vazão máxima da bomba regulada para o valor máximo disponível, $460 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ (27,6 l/min).

A resposta do sistema de servo posicionamento hidráulico, a uma entrada em degrau igual a 3V, é apresentada na Figura 39. Nessa figura tem-se a resposta ao degrau de todos os algoritmos de controle descritos na Tabela 2. Através da Figura 39 pode-se observar que o desempenho do sistema em malha fechada é similar para todos os casos testados. Isto é creditado ao fato que a diferença entre os parâmetros de projeto não é acentuada.

O desempenho do sistema em malha fechada em várias faixas de operação e ilustrado pela Figura 40. Nessa figura, com a lei de controle GPC4, observa-se o desempenho do sistema quando a referência percorre toda a faixa de operação, variando positivamente e negativamente. O desempenho é semelhante para todos os casos. Uma vez que o modelo é linear e que o sistema é não linear (ver Capítulo 3), isto indica que a dinâmica do processo não varia pela faixa de operação do mesmo.

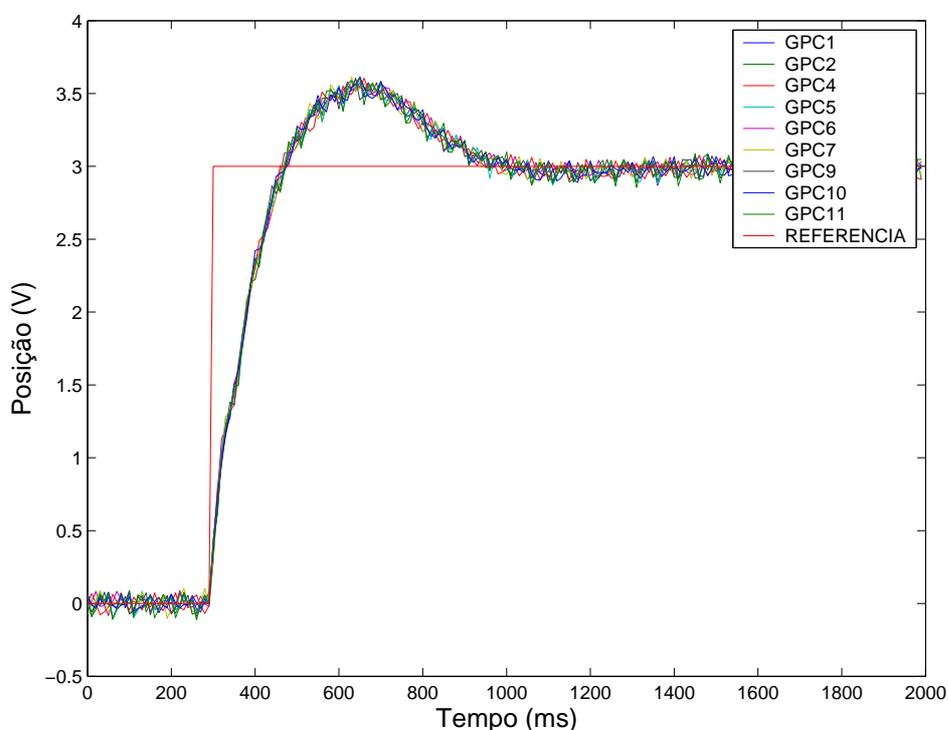


Figura 39: Desempenho dos sistemas em malha fechada.

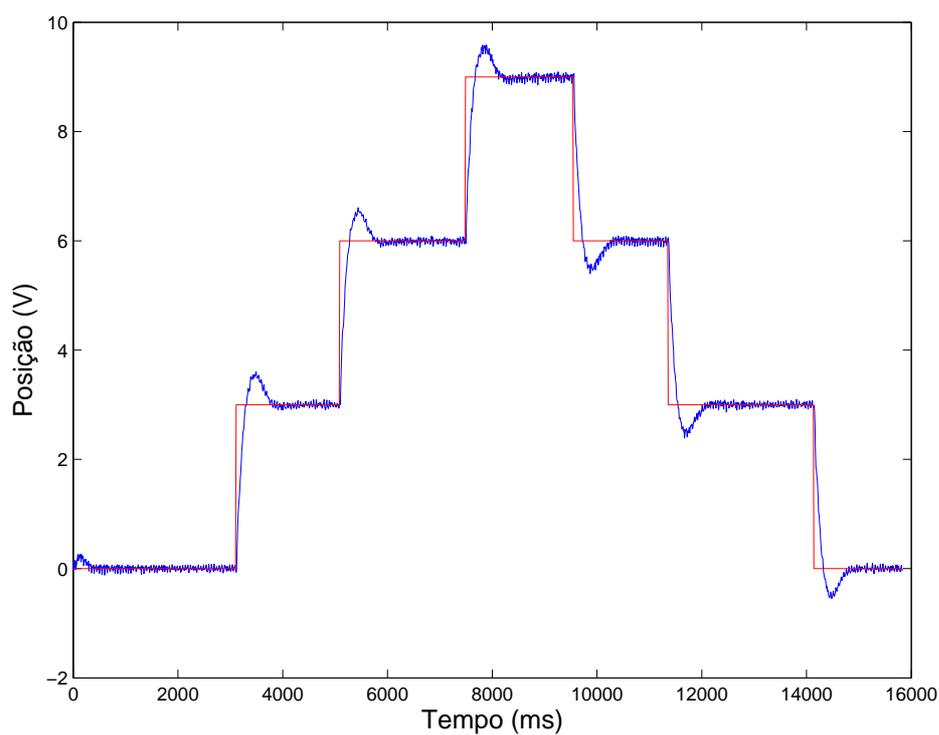


Figura 40: Resposta a degraus de várias amplitudes - algoritmo GPC 4.

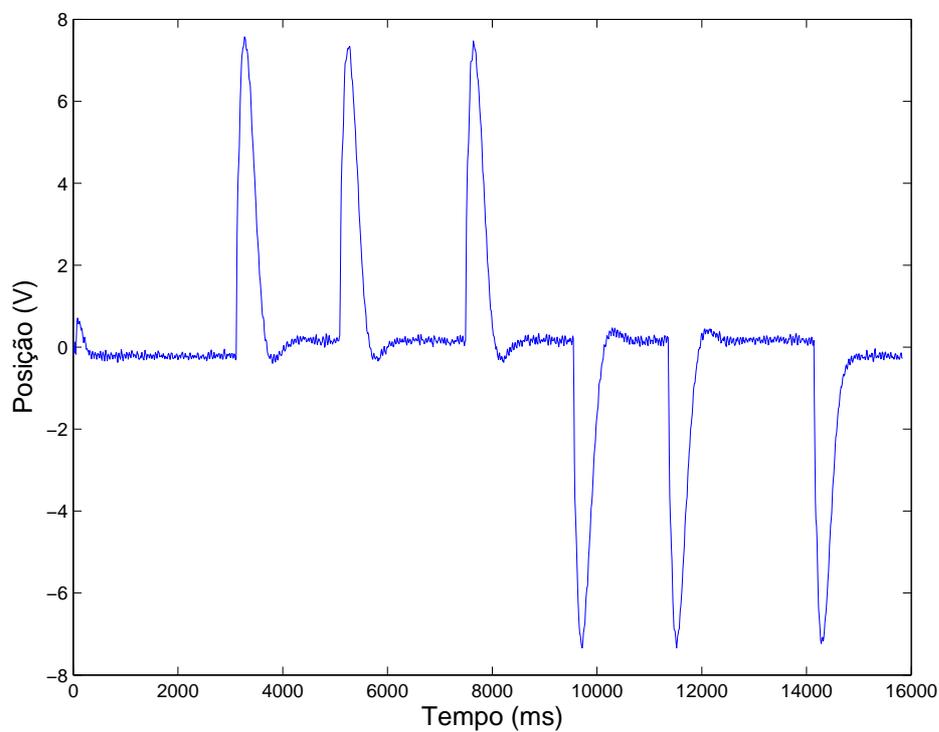


Figura 41: Sinal de controle correspondente ao caso apresentado na Figura 40.

Para o teste com uma entrada degrau o controlador GPC 4 apresentou resultado satisfatório, pois controlou a planta em regime permanente, apresentando uma resposta

rápida, apesar do sobre sinal verificado. O sinal de controle para esta condição não sofreu saturação.

6.1.2 Desempenho em malha fechada para rejeição a perturbação

Para verificar o comportamento do controlador quando o sistema recebe uma carga externa maior do que a força máxima aplicada pelo atuador de servo posicionamento, aplicou-se uma carga externa do tipo impulso e em três instantes de tempo diferentes. O comportamento do controlador pode ser verificado através das Figuras 42 e 43.

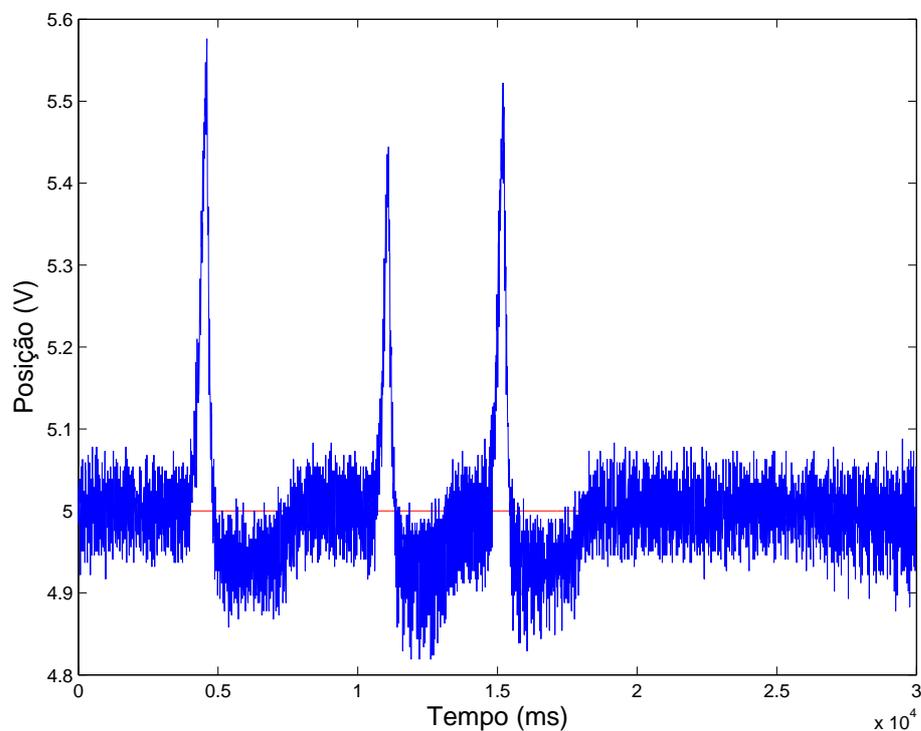


Figura 42: Desempenho do sistema em malha fechada - rejeição a perturbação em impulso.

Outro teste realizado para a resposta ao degrau foi a aplicação de carga ao atuador de servo posicionamento como carga resistiva, ou seja, aplicou-se uma carga na haste do atuador com valor menor do que a força disponível no mesmo, sendo que, esta carga possui uma velocidade controlada menor do que a velocidade máxima do atuador servo posicionado. Os resultados obtidos foram para uma entrada em degrau com valor de 8V e são mostrados pela Figura 44.

Os testes dos algoritmos de controle na planta SPosHid com aplicação externa de carga apresentaram bons resultados. Na Figura 42 verifica-se que o resultado obtido para uma perturbação externa na forma de impulso é satisfatório, pois o algoritmo de controle

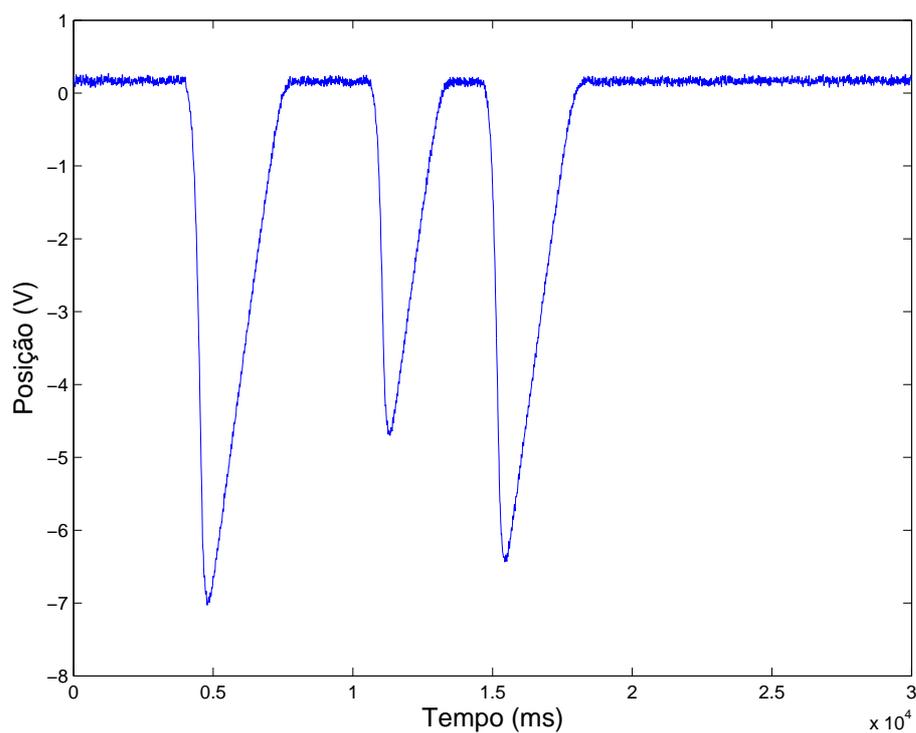


Figura 43: Sinal de controle correspondente ao apresentado na Figura 42.

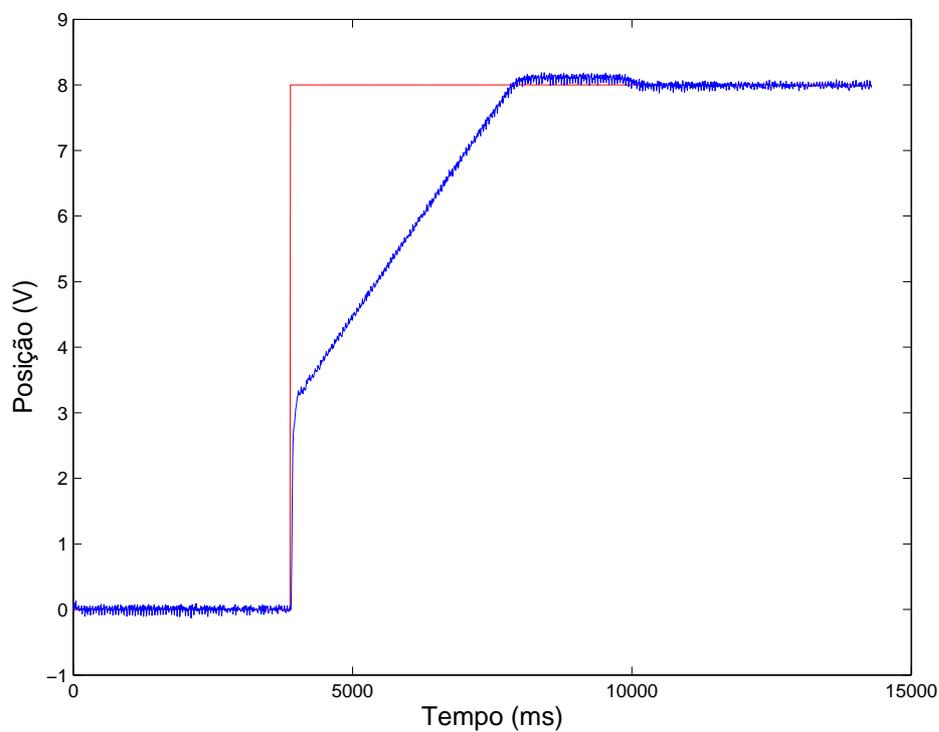


Figura 44: Desempenho do sistema em malha fechada - carga externa constante.

corrigiu a posição do atuador após a retirada da perturbação em um pequeno intervalo de tempo. O desempenho do sistema em malha fechada com a aplicação de carga constante

também foi satisfatório, pois posicionou o atuador com sobre sinal pequeno. Nesse caso o atraso ocorreu devido a limitação de velocidade da carga externa.

6.2 Desempenho do sistema em malha fechada para entradas em frequência

Conforme descrito anteriormente, um teste muito utilizado em equipamentos de servo posicionamento hidráulico é a resposta a um sinal senoidal. A seguir descreve-se o desempenho do sistema para um sinal em frequência de amplitude 1V para diferentes configurações de algoritmos de controle, isto é, GPC 1 a GPC 10. A resposta de todos os casos para um sinal de referência de 1 rad/s é apresentada na Figura 45. Da mesma maneira que na resposta ao degrau, o comportamento dos controladores para um sinal senoidal de mesma frequência é similar.

O desempenho do sistema em malha fechada quando varia-se a frequência do sinal de entrada pode ser observado através das Figuras 46, 48 e 50. Estas figuras ilustram o desempenho do algoritmo GPC4 quando a referência possui 1, 4 e 8 rad/s respectivamente. Os respectivos sinais de controle são apresentados nas Figuras 47, 49 e 51.

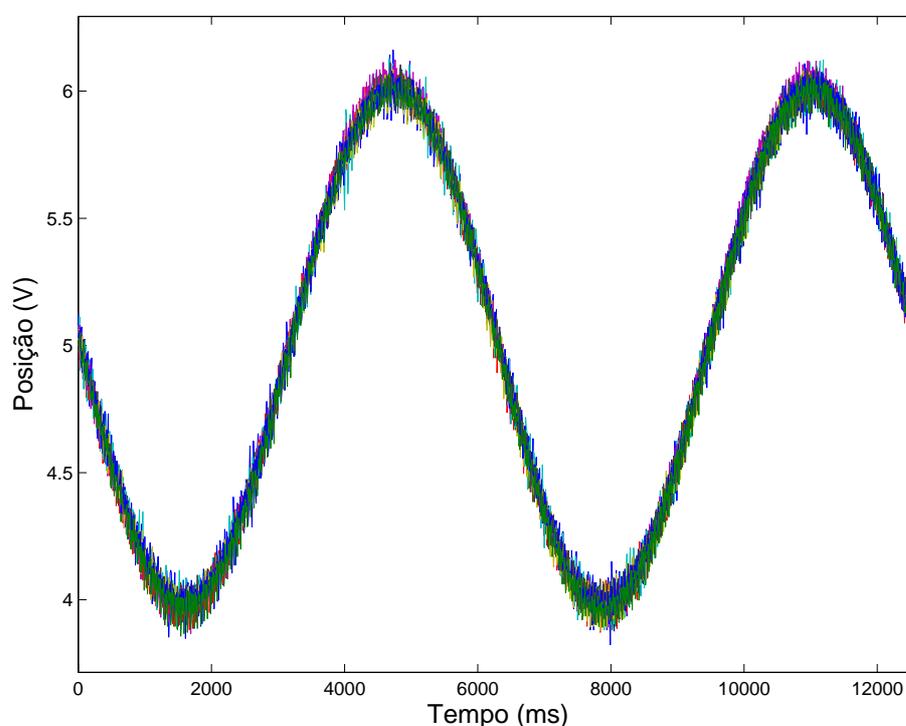


Figura 45: Resposta a um sinal senoidal com frequência 1 rad/s para controladores GPC 1 a GPC 10.

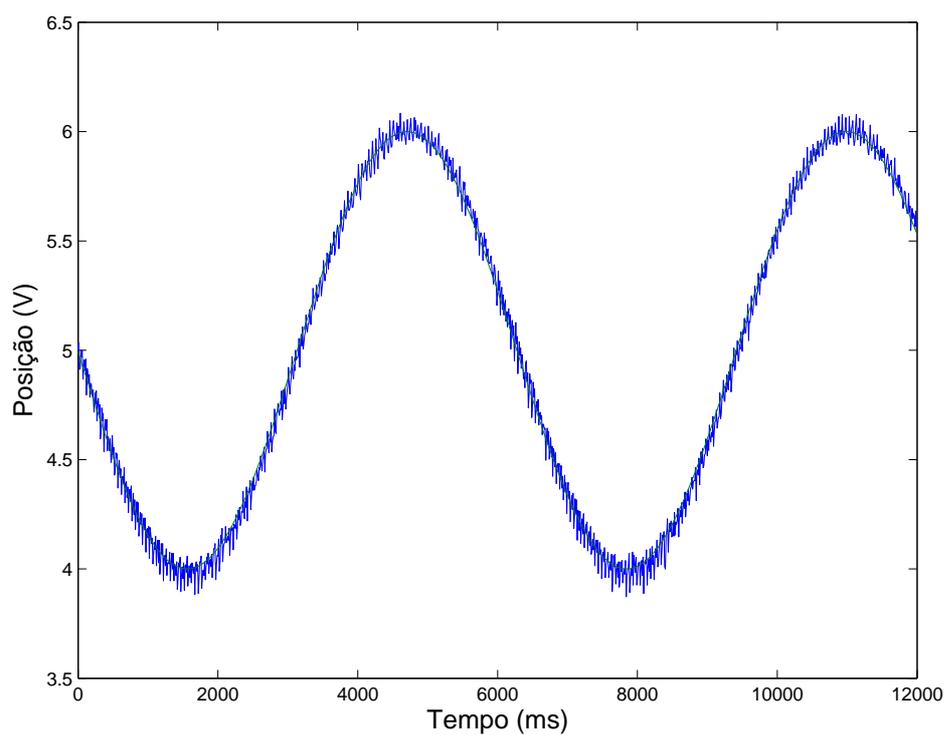


Figura 46: Resposta a um sinal senoidal com frequência 1 rad/s para controlador GPC 4.

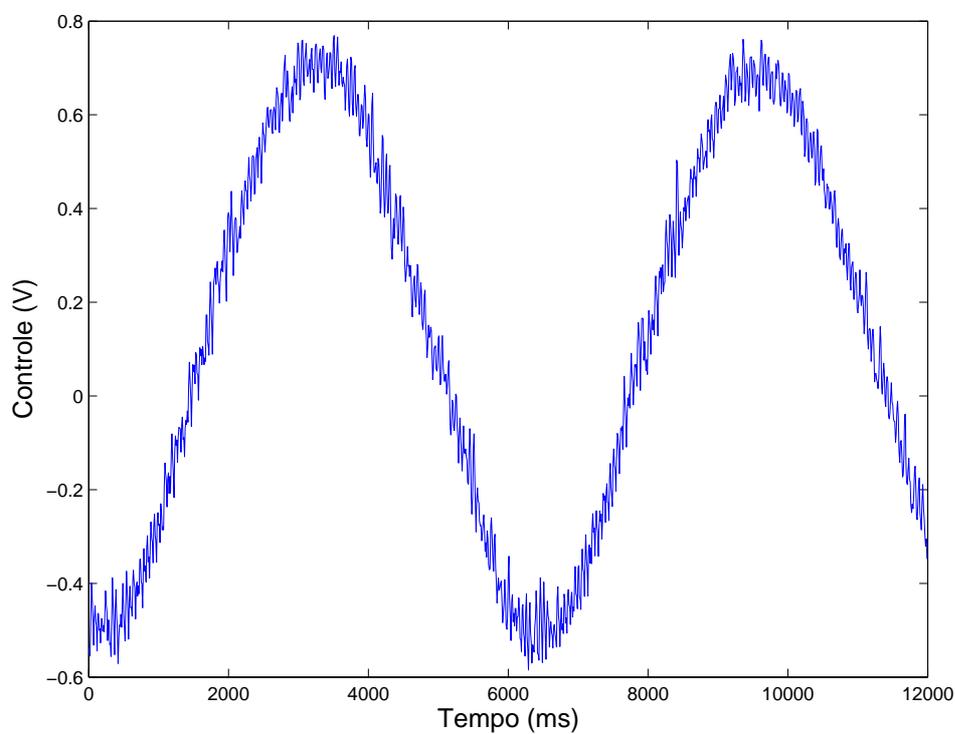


Figura 47: Sinal de controle correspondente ao caso apresentado na Figura 46.

A seguir, verifica-se o desempenho do sistema de controle no seguimento de uma tra-

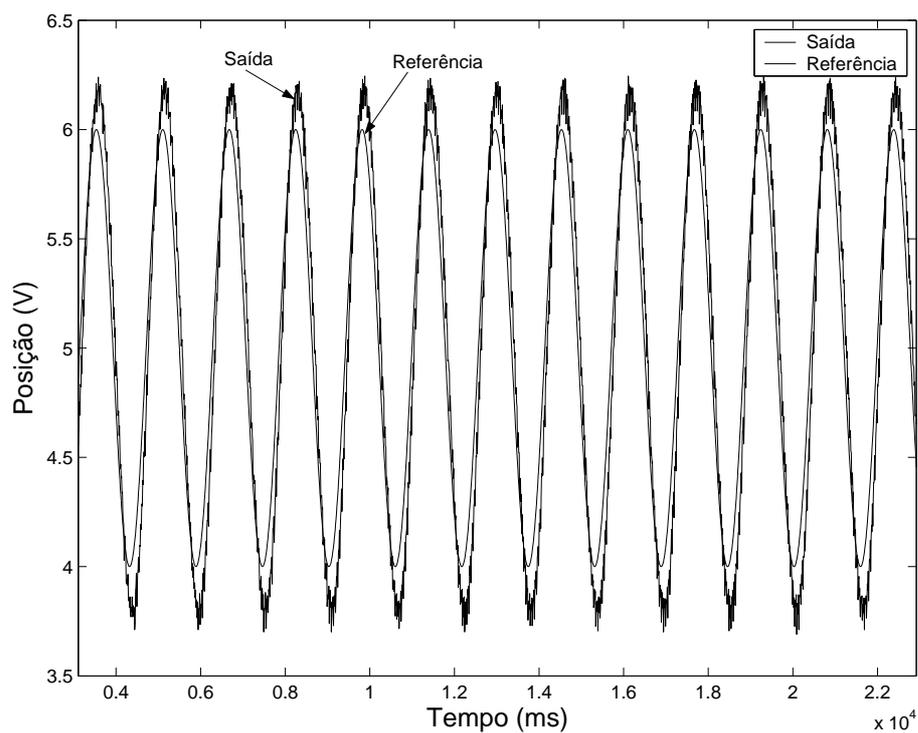


Figura 48: Resposta a um sinal senoidal com frequência 4 rad/s com controlador GPC 4.

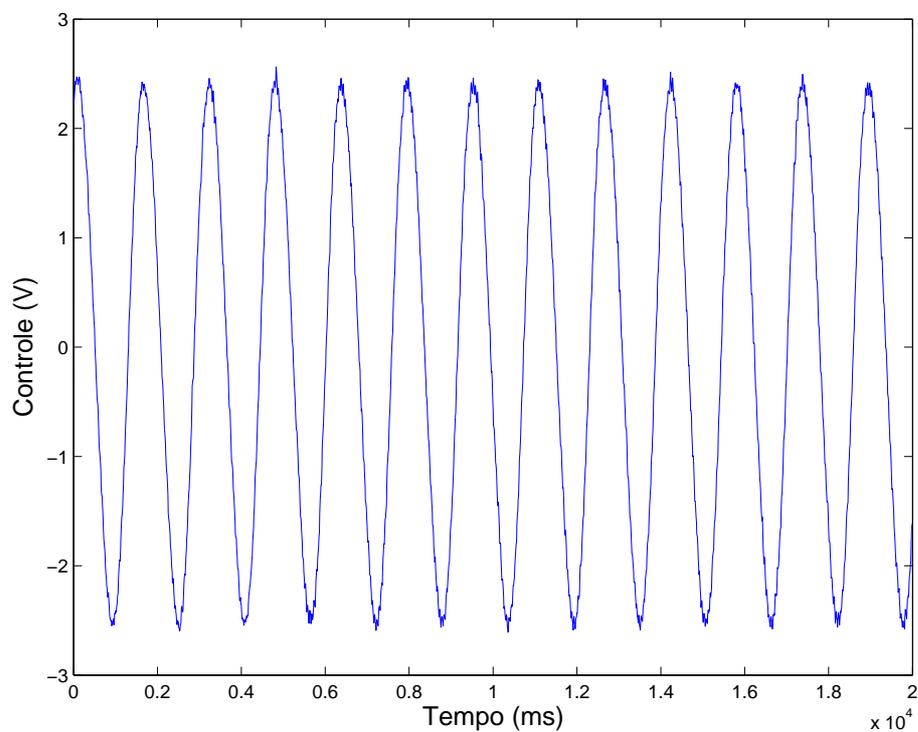


Figura 49: Sinal de controle correspondente ao caso apresentado na Figura 48

jetória senoidal quando uma perturbação externa na forma de impulso é aplicada. A

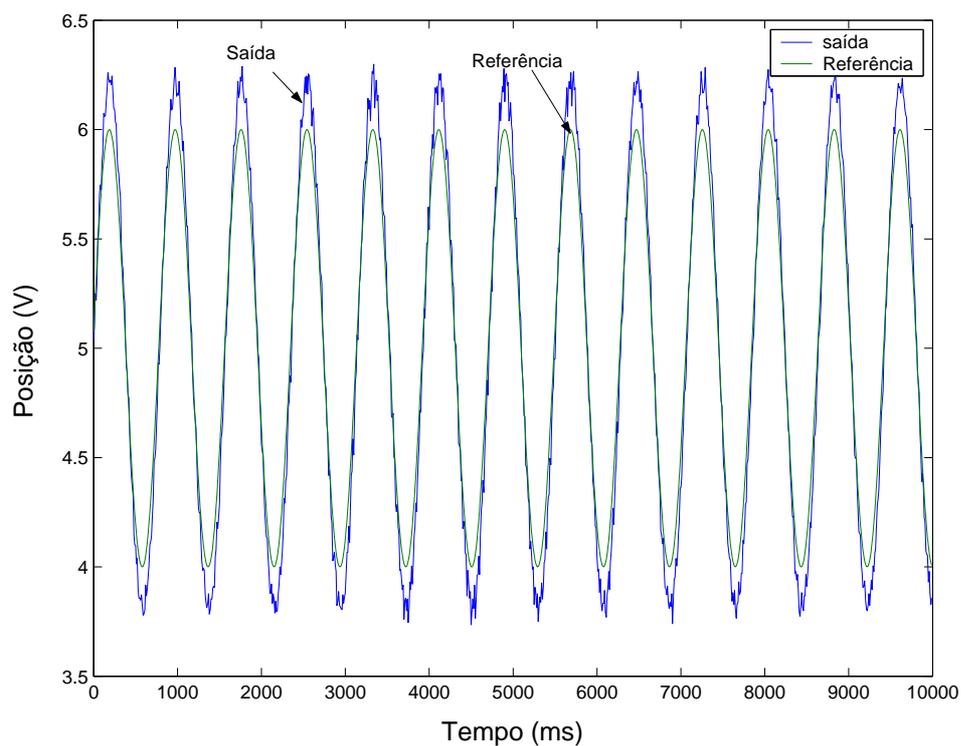


Figura 50: Resposta a um sinal senoidal com frequência 8 rad/s com controlador GPC 4.

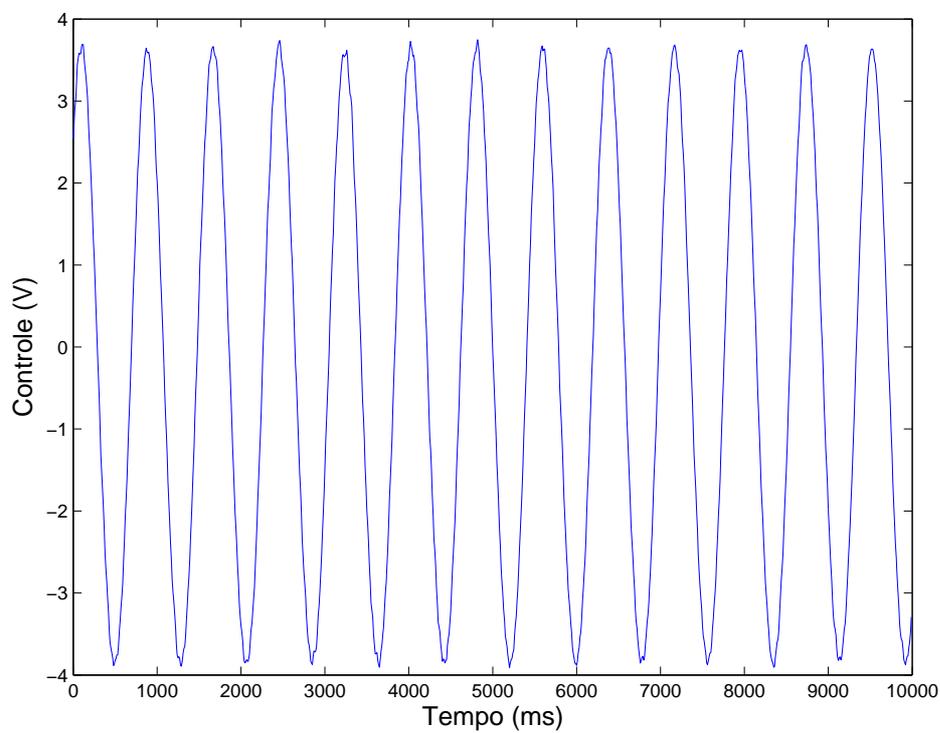


Figura 51: Sinal de controle correspondente ao caso apresentado na Figura 50.

força dessa perturbação foi maior do que a força máxima disponível no atuador servo posicionado, de maneira a deslocar o atuador servo posicionado de sua trajetória de referência. Através da Figura 52, nota-se que o sistema de controle é capaz de rejeitar a perturbação e retomar a trajetória original rapidamente e com um pequeno sobre sinal.

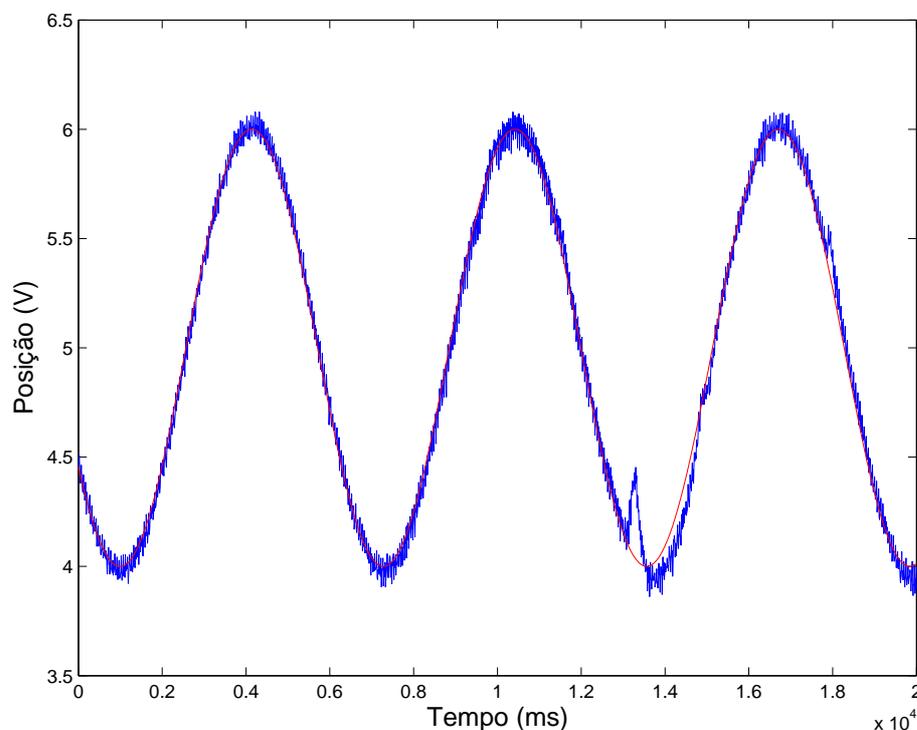


Figura 52: Sinal de saída para uma entrada senoidal com frequência 1 rad/s com controlador GPC 4 e aplicação de carga externa.

6.3 Desempenho do sistema em malha fechada para sinais de entrada do tipo rampa

A seguir, apresenta-se o desempenho do sistema quando a entrada é do tipo rampa, em particular, uma rampa de declividade 45° sem aplicação de carga externa. Para tanto, utiliza-se o controlador GPC 4 para representar o desempenho da técnica através da Figura 53. Nota-se que o sistema é capaz de seguir a rampa com erro nulo.

6.4 Conclusões

Testes foram realizados com os controladores preditivos descritos no Capítulo 5 com condições similares ou iguais as utilizadas nas aplicações deste tipo de servo posicionamento

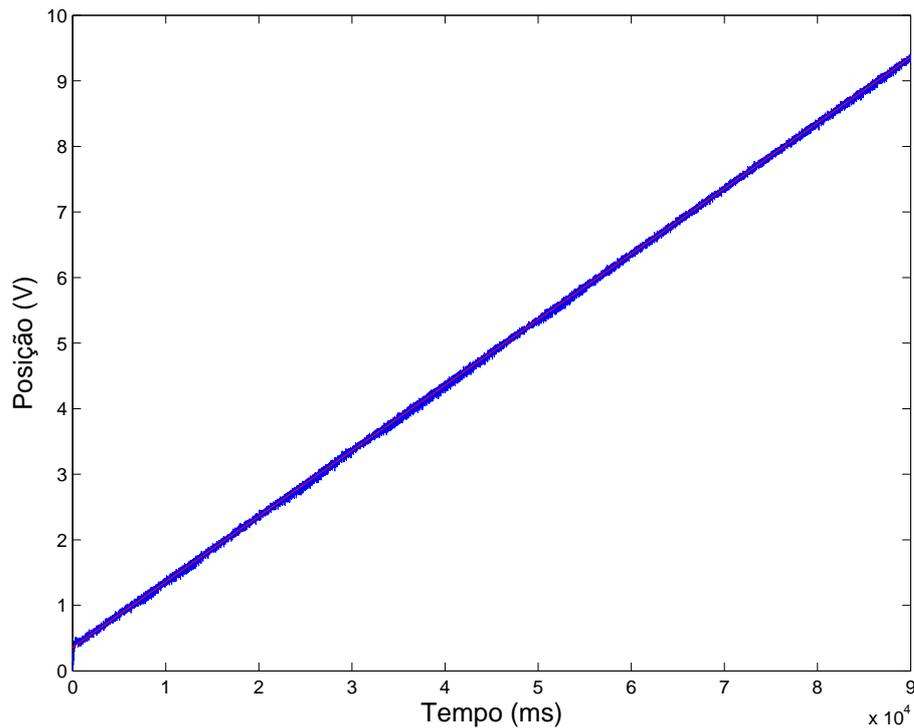


Figura 53: Sinal de saída para uma entrada na forma de rampa com controlador GPC 4 hidráulico. Estas condições são: entrada degrau, senoidal e rampa.

Para entrada em degrau foram realizados testes com os controladores (GPC 1 ao GPC 10). Como pode ser observado na Figura 39 o comportamento de todos os controladores testados foi muito similar. Isto é devido ao fato que a diferença entre os parâmetros selecionados não é grande. Portanto optou-se por um deles para apresentar os testes com as diferentes condições de entrada e perturbações externas.

A resposta para a entrada na forma senoidal, assim como a resposta para entrada em degrau, apresentou um comportamento muito próximo para todos os controladores implementados, para uma mesma amplitude e frequência. Da mesma maneira que para a entrada em degrau, escolheu-se o controlador GPC 4 para analisar o comportamento obtido para um sinal de referência com diferentes frequências.

Baseado nos resultados apresentados pode-se afirmar que o controlador GPC desenvolvido, controla a planta SPosHid para as dinâmicas de sinais de entrada e perturbação externa utilizadas nos testes.

7 Conclusões e Trabalhos Futuros

O presente trabalho abordou o problema de modelagem de sistemas de servo posicionamento hidráulico e analisou a questão do projeto e aplicação, neste contexto, de sistemas de controle não convencionais, através de um estudo de caso na planta SPosHid.

Para tanto, foi descrita a planta SPosHid, em detalhes, tanto em termos funcionais quanto das características de montagem.

A modelagem da planta SPosHid foi realizada sob dois enfoques diferentes, que são: modelagem caixa branca e modelagem caixa preta. Após estudos de modelos lineares e não lineares propostos pela literatura, um modelo não linear, obtido por identificação caixa branca, foi apresentado na forma de equações. Devido as dificuldades encontradas na obtenção de dados quantitativos dos componentes do sistema SPosHid, o modelo caixa branca apresentado não é quantitativo. Essa modelagem caixa branca colaborou na compreensão do sistema SPosHid com detalhes dos seus sub-conjuntos e nas decisões de onde e como amostrar dados para a identificação caixa preta. Através da modelagem caixa branca e do estudo realizado em modelos caixa branca propostos pela literatura, obteve-se informações sobre as ordens dos modelos de sistemas de servo posicionamento hidráulico similares ao SPosHid. Essas informações identificaram modelos entre terceira e oitava ordem representando a dinâmica do tipo de planta estudada.

Como o modelo obtido por identificação caixa branca é não linear e não é quantitativo, não atendeu a necessidade de um modelo linear para aplicação na obtenção de um controlador através de GPC. Para atender a essa necessidade foi desenvolvida uma modelagem caixa preta. Com a modelagem caixa preta, obtida através da seleção de uma estrutura genérica, baseada em dados experimentais de entrada e saída, e da utilização de um método de otimização, obteve-se os parâmetros de vários modelos lineares, sendo esses modelos de segunda a oitava ordem. Através da análise do erro de previsão e da análise dos pólos e zeros dos modelos optou-se pela utilização de um modelo de quinta ordem para representar o comportamento dinâmico da planta SPosHid. Os dados experimentais

para a modelagem caixa preta foram obtidos em malha fechada, através da metodologia conhecida como identificação em malha fechada, pelo fato do sistema de servo posicionamento ser instável em malha aberta. Obteve-se primeiro os modelos do sistema em malha fechada e, através das informações de ganho do controlador aplicado na obtenção dos dados para identificação, puderam ser obtidos os modelos em malha aberta.

Na seqüência o problema de controle foi apresentado. Nesse trabalho foi proposto a utilização da técnica de controle GPC para a obtenção de um algoritmo que substituísse os algoritmos usualmente encontrados no contexto de sistemas de servo posicionamento hidráulico comerciais. Baseado no modelo linear, obtido através da modelagem caixa preta, e na técnica de controle GPC, obteve-se o algoritmo de controle que foi representado no formato RTS de modo a facilitar a implementação.

Como resultados da aplicação em tempo real do controlador GPC na planta SPosHid, apresentou-se os resultados obtidos nos testes aplicados para verificar o desempenho do controlador para sinais de referência em degrau, rampa e freqüência. Os testes foram realizados com ou sem carga externa. Outro teste realizado com o mesmo propósito foi a aplicação de uma carga externa com intensidade maior do que a capacidade do atuador servo posicionado, quando o mesmo estava posicionado em uma referência.

O controle GPC, apesar de ser uma técnica de controle linear que funciona muito bem para sistemas lentos, quando aplicado ao sistema SPosHid, que é um sistema com resposta rápida, apresentou desempenho satisfatório, posicionando o atuador com tempos de resposta pequenos, pouco sobre sinal e estável em regime permanente para todos os diferentes sinais de entrada aplicados.

Apesar dos resultados terem sido satisfatórios algumas condições observadas no decorrer desse trabalho sugerem mais estudos a respeito da planta SPosHid e dos controladores. Portanto como sugestão de trabalhos futuros sugere-se:

1. Obtenção dos dados quantitativos dos componentes modelados no Capítulo 3, para a obtenção de um modelo que possibilite relacionar determinados comportamentos do sistema em malha fechada com as não linearidades do modelo.
2. Realização de testes dos controladores com diferentes condições de carga externa, tal como aplicação de carga dinâmica, utilizando as válvulas proporcionais de pressão e direcional existentes no bloco hidráulico apresentado no Capítulo 2.
3. A aplicação de uma técnica de identificação que possibilite a obtenção de um modelo não linear. A planta de servo posicionamento hidráulico apresenta algumas não

linearidades conforme descrito no Capítulo 3 e o resultado obtido por simulação da saída através do modelo linear identificado mostra que o modelo não representa o comportamento da planta na sua totalidade, o que sugere a identificação de um modelo não linear que possa melhor representar a dinâmica da planta SPosHid.

4. Através de um modelo não linear que represente a planta SPosHid, obtido por identificação não linear ou pela modelagem física torna-se possível a aplicação de uma técnica de controle não linear, podendo esta ser um controlador GPC não linear.
5. Identificar intervalos de incerteza nos parâmetros do modelo linear para desenvolvimento de técnica de controle robusto.

Referências

- Aguirre, L. A. (2000). *Introdução à Identificação de Sistemas: Técnicas Lineares e Não-lineares Aplicadas a Sistemas Reais*. Editora UFMG.
- Anderson, M. D. and Tsu-Chin Tsao (1998). Adaptive lift control of an electrohydraulic camless valvetrain system. *Proceedings of the American Control Conference* **2**, 955–956.
- Andrighetto, P. L. (1996). Posicionamento eletro-hidráulico controlado por válvula proporcional direcional. Master's thesis. UFSC Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis- Brasil.
- Astrom, K. J. and B. Wittenmark (1997). *Computer Controlled Systems, Theory and Design*. 3 ed.. Prentice-Hall, Inc.
- Berlin, F. and P. M. Frank (1994). Design and realization of a mimo predictive controller for a 3-tank system. In: *Advances in Model Based Predictive Control* (D. W. Clarke, Ed.). pp. 446–457. Oxford University Press.
- Bonchis, A., P. I. Corke, D. C. Rye and Q. P. Ha (1999). Robust position tracking in hydraulic servo systems with asymmetric cylinders using sliding mode control. In *Proceedings of the International Conference on Field and Service Robotics* pp. 316–321.
- Bosch, P. P. J. Van Den and A.C. Van Der Klauw (1994). *Modeling, Identification and Simulation of Dynamical Systems..* CRC Press.
- Bu, F. and B. Yao (2000). Adaptive robust motion control of single-rod hydraulic actuators: Theory and experiments. *IEEE/ASME Transactions On Mechatronics* **5**(1), 79–91.
- Camacho, E. F. and C. Bordons (1995). *Model Predictive Control in Process Industry*. Springer Verlag.
- Camacho, E. F. and M. Berenguel (1994). Application of generalized predictive control to a solar power plant. pp. 483–497. Oxford University Press.
- Chatzakos, P. and E. Papadopoulos (2003). On model-based control of hydraulic actuator. *Proceedings of RAAD'03, 12th International Workshop on Robotics in Alpe-Adria-Danube Region*.
- Chen, J., W. E. Dixon, J. R. Wagner and D. M. Dawson (2002). Exponential tracking control of a hydraulic proportional directional valve and cylinder via integrator backstepping. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Expo*.

- Clarke, D. W. (1994). *Advances in Model Based Predictive Control*. Oxford University Press.
- Clarke, D. W. and R. Scattolini (1991). Constrained receding horizon predictive control. *IEEE Proc. D* **138**(4), 347–354.
- Clarke, D. W., C. Mohtadi and P. Tuffs (1987). Generalized predictive control - Part 1 : The basic algorithm - Part 2 : Extensions and interpretations. *Automatica* **23**(2), 149–160.
- Coelho, A. A. R. and L. S. Coelho (2004). *Identificação de Sistemas Dinâmicos Lineares*. Editora da UFSC.
- Cunha, M. A. B. (2001). Controle em cascata de um atuador hidráulico: Contribuições teóricas e experimentais. Master's thesis. Universidade Federal de Santa Catarina.
- Cutler, C. R. and B. C. Ramaker (1980). Dynamic matrix control - A computer control algorithm. In: *Proc. of American Control Conference*. San Francisco/USA.
- den Hof, P. M. J. Van and R. J. P. Schrama (1995). Identification and control - closed-loop issues. *Automatica* **31**(12), 1751–1770.
- DeNegri, V. J., A. D. C. de Souza and F. L. Furst (2004). Posicionadores hidráulicos: Construções típicas e funcionamento. *Mecatrônica Atual* (18), 24–27.
- DeNegri, V. J., S. S. Attié and L. B. de Toledo (1997). Controle de posição utilizando servoválvulas e válvulas proporcionais eletrohidráulicas (parte i). *Revista ABHP* (106), 15–18.
- Dumur, D. and P. Boucher (1994). Predictive control application in the machine-tool field. In: *Advances in Model Based Predictive Control* (D. W. Clarke, Ed.). pp. 498–515. Oxford University Press.
- Eryilmaz, B. and B. H. Wilson (1999). A unified model of a proportional valve. *Proceedings of the ASME Fluid Power Systems and Technology Division* **6**, 95–102.
- Fink, A. (1997). Pressure Control of a Nonlinear Servo Valve. PhD thesis. The State University of New York at Buffalo.
- Fink, A. and T. Singh (1998). Discrete sliding mode controller for pressure control with an electrohydraulic servo valve. *IEEE Conference on Control Applications (CCA)* **2**, 995–1000.
- Forssell, U. and L. Ljung (1999). Closed-loop identification revisited. *Automatica* **35**, 1215–1241.
- Freire, R. Z., G. H. C. Oliveira and N. Mendes (2005a). Análise de algoritmos de controle para sistemas de aquecimento com otimização do conforto térmico. In: *Proc. of the 7th Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente*. São Luís, Maranhão.
- Freire, R. Z., G. H. C. Oliveira and N. Mendes (2005b). Thermal comfort based predictive controllers for building heating systems. In: *Proc. of the 16th IFAC World Congress (IFAC'05)*. Prague, Czech Republic - (In press).

- Hahn, H., A. Piepenbrink and K. D. Leimbach (1994). Input/output linearization control of an electro servo-hydraulic actuator. *In Proc.IEEE Conf. Contr. Appl.* pp. 995–1000.
- Hjalmarsson, H., M. Gevers and F. De Bruyne (1996). For model-based control design, closed-loop identificaion gives better performance. *Automatica* **32**(12), 1659–1673.
- Kim, D. H. and T. Tsao (1998). Identification and control of electrohydraulic actuator modeled as a linear periodic system. *Proceedings of the American Control Conference* pp. 823–827.
- Kim, D. H. and T. Tsao (2000). A linearized electrohydraulic servovalve model for valve dynamics sensitivity analysis and control system design. *ASME Journal of Dynamic System and Measurement, and Control* **122**, 179–187.
- Kim, D. H. and T. Tsao (2002). Robust performance control of electrohydraulic actuators for electronic cam motion generation. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*.
- Kotzev, A., D. B. Cherehas, P. D. Lawrence and N. Sepeshri (1992). Generalized predictive control of a robotic manipulator with hydraulic actuators. *Robotica* **10**, 447–459.
- Laval, L., N. K. M'Siridi and J. C. Cadiou (1996). H_∞ force control of hydraulic servo-actuator with environmental uncertainties. *IEEE Int. Conf. Robotics and Automat.* pp. 1566–1571.
- Lee, S. J. and T. Tsao (2002). Nonlinear backstepping control of an electrohydraulic material testing system. *Proceedings of the American Control Conference*.
- Linkens, D. A. and Mahfouf (1994). Generalized predictive control (GPC) in a clinical anaesthesia. In: *Advances in Model Based Predictive Control* (D. W. Clarke, Ed.). pp. 429–445. Oxford University Press.
- Linsingen, I. V. (2001). *Fundamentos de Sistemas Hidráulicos..* 1 ed.. Editora da UFSC, Florianópolis.
- Ljung, L. (1987). *System Identification: Theory for the user*. Prentice Hall, Inc.
- Ljung, L. (1999). *System Identification: Theory for the user*. 2 ed.. Prentice Hall, Inc.
- Lu, H. and W. Lin (1993). Robust controller with disturbance rejection for hydraulic servo systems. *IEEE Trans. Indust. Elec.* **40**, 157–162.
- Macarini, H. (2000). *Controle de Posição de um Atuador Hidráulico Diferencial Aplicado em Reguladores de Turbinas com Avaliação Dinâmica de Válvulas Proporcionais*. Universidade Federal de Santa Catarina.
- Merritt, H. E. (1967). *Hydraulic Control Systems*. Wiley, New York.
- Miroslav (2002). Position control of an electro-hydraulic servo system using sliding mode control enhanced by fuzzy pi controller. *FACTA UNIVERSITATIS* **1**(9), 1217 – 1230.
- M.Lebrun (1987). A model for s four-way spool valve aplied to a pressure control system.

- Moog (2005). *Catálogo de produtos Moog*. Moog.
- Newell, D. P., H. Dai, M. K. Sain, P. Quast and B. F. Spencer Jr. (1995). Nonlinear modeling and control of a hydraulic seismic simulator. *Proceedings of the American Control Conference* pp. 801–805.
- Oliveira, G. H. C. (1992). Controlador preditivo generalizado : Alocação de pólos, robustez e aplicação em sistemas flexíveis. Master's thesis. DCA/FEE/Unicamp - Brasil.
- Plummer, A. R. (1995). Non-linear acceleration control of an electrohydraulic actuator. *Seventh International Fluid Power Workshop* pp. 133–147.
- Prasetyawan, E., R. Zhang and A. Alleyne (2000). Modeling and coordinated control of an earthmoving vehicle powertrain. *International Mechanical Engineering Congress and Exposition: The Fluid Power and Systems Technology Division* pp. 289–296.
- Richalet, J., A. Rault, J. L. Testud and J. Papon (1978). Model predictive heuristic control: Applications to industrial process. *Automatica* **14**(5), 413–428.
- Rodrigues, L. A. H., V. J. De Negri and A. C. Valdiero (2003). Principais parâmetros de válvulas direcionais proporcionais aplicadas em sistemas hidráulicos de controle. *CTAI: R.Autom.Tecn.Inf.Florianópolis* **2**(2), 85–90.
- Schothorst, G. V. (1997). Modelling of Long-Stroke Hydraulic Servo-Systems for Flight Simulator Motion Control and System Design. PhD thesis. Technische Universiteit Delft.
- Sirouspour, M. R. and S. E. Salcudean (2001). On the nonlinear control of hydraulic servo-systems. *Proc IEEE Int. Conf. Rob. Autom.*
- Tsao, T. and M. Tomizuka (1994). Robust adaptative and repetitive digital tracking control and application to a hydraulic servo for noncircular machining. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* **116**, 24–32.
- Vickers (1992). *Vickers Industrial Hydraulics Manual*. Vickers Incorporated Training Center.
- Viersma, T. J. (1990). *Analysis Synthesis and Design of Hydraulic Servosystems and Pipe-lines*. 2nd edition ed.. Delft.
- Vries, R. A. J. and H. B. Verbruggen (1994). Multivariable unified predictive control. pp. 84–102.
- Wu, G. (1997). Adaptative position and force control of hydraulic robots: Theory, simulation and experiments. Master's thesis. University of Manitoba.
- Ydstie, B. E. (1984). Extended horizon adaptive control. In: *Proc. of 9th IFAC World Congress*. Budapest/Hungria.
- Zheng, W. X. (1996). Identification of closed-loop systems with low-order controllers. *Automatica* **32**(12), 1753–1757.

-
- Zheng, W. X. (2001). Parametric identification of linear systems operating under feedback control. *IEEE Transactions on Circuits and Systems: Fundamental Theory and Applications* **48**(4), 451–458.
- Zheng, W. X. and C. Feng (1995). A bias-correction method for indirect identification of closed-loop systems. *Automatica* **31**(7), 1019–1024.

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)