

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

CONTROLE NÃO-LINEAR EM CASCATA DE UM
SERVOPOSICIONADOR PNEUMÁTICO COM
COMPENSAÇÃO DO ATRITO

TESE SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA
CATARINA PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE
DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

EDUARDO ANDRÉ PERONDI

FLORIANÓPOLIS, OUTONO DE 2002

BIOGRAFIA DO AUTOR

Eduardo André Perondi é Engenheiro
Mecânico formado pela Universidade
Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS em
1985 .

DEDICATÓRIA

Aos meus Pais, Elias e Maria Perondi,
pelo apoio incondicional.

À minha querida esposa Lisiane Amon,
pela paciência e compreensão.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Professor Raul Guenther, pela orientação com grande honestidade, competência e seriedade e, principalmente, pelo forte apoio e incentivo ao longo de todo o período de realização desta tese;

Ao Professor Victor DeNegri, pela dedicação com que dirige o Laship e também por todo o apoio e cooperação indispensáveis para a concretização deste trabalho;

Aos professores Edson De Pieri e Arno Bollmann, pela colaboração em diversas fases do trabalho;

À minha esposa Lisiane Amon, pelo indispensável apoio ao longo de todos estes anos. Também pelo desprendimento, confiança e, principalmente, pela paciência;

Agradeço extensivamente à minha família e em especial aos meus pais pelo incentivo incondicional ao estudo e também pelo apoio financeiro, sem o qual, talvez este trabalho não fosse possível;

Ao pessoal mais ‘experiente’ do Laship, Roberto, Luiz Antônio e Galaz pelo apoio, companhia e, principalmente, pelas discussões sobre os mais diversos assuntos;

Aos bolsistas mais antigos do Laship, Marcos, Fernando, Felipe, Daniel, Sandra, Laudelino e Christiano, pelo excelente convívio e suporte na solução dos mais diversos problemas; e também aos bolsistas mais recentes do Laship, Márcio, Alvino, Deocleci, Andéia, Érico, Cristiano pela excelente companhia e convívio (agradecimento especial ao pessoal do futebol das terças-feiras);

Aos colegas Valdiero e Carlos Henrique pelo grande espírito de colaboração e pelas várias horas de idéias trocadas no intervalo do café no bar das humanas e aos amigos e colegas Edivaldo, Fernando Furst, Fred, Guilherme, Rafael e Paulo Mineiro pela amizade e excelente convívio;

Ao casal Luciano e Simara Mendes pelo agradável convívio e também pelas mais diversas afinidades;

Ao casal Mauro e Lu pelo grande apoio e colaboração do Mauro em todas as etapas de realização da tese e pela sempre agradável companhia da Luciane;

À Anne pelo excelente trabalho de *videomaker*;

Ao pessoal da Fundação Certi, Eng. Daniel Willemann, no apoio às medições dos microdeslocamentos na bancada e ao Professor Flesch pelas excelentes aulas;

À Capes e ao Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da UFSC pelos apoios indispensáveis a ao DEMEC e ESCOLA DE ENGENHARIA – UFRGS pelo apoio institucional;

Finalmente, dedico agradecimento especial ao hospitaleiro povo de Santa Catarina que tão bem sabe acolher os mais diversos visitantes.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	xvi
LISTA DE TABELAS	xvii
SIMBOLOGIA	xviii
RESUMO	xxv
ABSTRACT	xxvii
1 - Introdução	1
1.1 - Importância.....	1
1.2 - O Servoatuador Pneumático	3
1.3 - Exemplos de Aplicações de Servoposicionadores Pneumáticos.....	6
1.4 - Estado da Arte	10
1.5 - Objetivos do Trabalho.....	14
1.6 - A Organização do Trabalho	14
2 - Modelagem.....	16
2.1 - Introdução.....	16
2.2 - O Modelo do Servoposicionador Pneumático.....	18
2.2.1 - Dinâmica das Pressões nas Câmaras do Cilindro	19
2.2.2 - Equilíbrio das Forças no Pistão.....	21
2.2.3 - Caracterização das Vazões na Servoválvula	23
2.2.3.1. - Vazão Mássica de Fluidos Compressíveis através de Orifícios	24
2.2.3.2 - Identificação das Curvas de Vazão Mássica	26
2.3 - Modelagem do atrito	31
2.3.1 - O Modelo Luge para o Atrito	32
2.3.2 - Estimativa dos Parâmetros para o Atrito.....	35
2.4 - Conclusões do Capítulo.....	37
3 - O Controle de Servoposicionadores Pneumáticos	39
3.1 - Introdução.....	39
3.2 - Os Controladores P, PD e PID	41
3.3 - Os Controladores por Realimentação de Estados.....	43
3.4 - Linearização por Realimentação (Feedback Linearization)	48
3.5 - Controle a Estrutura Variável.....	53

3.6 - Controladores Baseados na Interpretação de Divisão em Dois Subsistemas	62
3.7 - Outras Técnicas	69
3.7.1 - Controladores Adaptativos.....	69
3.7.2 - Controle por Redes Neurais	71
3.7.3 - Controle por Lógica Difusa.....	72
3.7.4 - Controle por Ajuste da Impedância.....	73
3.7.5 - Controle Híbrido	73
3.7.6 - Técnicas Heurísticas.....	73
3.8 - Conclusões do Capítulo.....	74
4 - O Controle em Cascata.....	75
4.1 - A Estratégia de Controle em Cascata	77
4.1.1 - Seguimento no Subsistema Mecânico.....	78
4.1.2 - Seguimento no Subsistema Pneumático.....	79
4.1.3 - Controle do Sistema	81
4.2 - Análise de Estabilidade	81
4.3 - Análise da Robustez do Controlador em Cascata	84
4.3.1 - Sistema com Parâmetros Conhecidos	84
4.3.2 - Sistema com Incerteza nos Parâmetros sem Atrito e sem Forças Externas	86
4.3.3 - Sistema com Incerteza nos Parâmetros e com Forças Externa e de Atrito	87
4.4 - A Estratégia de Controle em Cascata com Compensação de Atrito	88
4.4.1 - Observador para o Atrito.....	88
4.4.2 - Controle de Seguimento de Trajetória no Subsistema Mecânico com Compensação do Atrito	90
4.4.3 - Controle de Seguimento de Trajetória no Subsistema Pneumático com Compensação do Atrito	91
4.4.4 - Análise de Estabilidade	91
4.5 - Conclusões do Capítulo.....	92
5 - Implementação Experimental.....	94
5.1 - Introdução.....	94
5.2 - Descrição Geral do Sistema	95
5.3 - Componentes do Sistema Pneumático	97
5.3.1 - Servoválvula Direcional.....	97
5.3.2 - Válvula Reguladora de Pressão.....	98
5.3.3 - Cilindro Atuador	98
5.3.4 - Filtros e Acumulador	99

5.4 - Transdutores	99
5.4.1 - Transdutores de Pressão Absoluta	99
5.4.2 - Transdutor de Pressão Manométrica	100
5.4.3 - Transdutor de Posição	100
5.4.4 - Filtros Analógicos	101
5.5 - Sistema de Aquisição de Dados e Controle.....	101
5.6 - Determinação dos Parâmetros do Sistema	104
5.7 - Ajuste dos Ganhos do Controlador em Cascata	109
5.7.1 - Subsistema Mecânico.....	109
5.7.2 - Subsistema Pneumático.....	112
5.8 - Caracterização dos Filtros de Sinais.....	114
5.9 - Conclusões do Capítulo.....	114
6 - Resultados das Simulações e Experimentação.....	115
6.1 - Trajetórias Desejadas	115
6.2 - O controle sem a Compensação do Atrito.....	116
6.2.1 - Controladores P, PID, PVA e em Cascata sem Compensação do Atrito.....	116
6.2.2 - Resultados de Simulações.....	117
6.2.3 - Resultados Experimentais	123
6.3 - Resultados Obtidos com o Controlador em Cascata com Compensação do Atrito	128
6.3.1 - Estudo das Características de Robustez com Relação ao Erro Paramétrico na Estimativa de σ_0	128
6.3.2 - Resultados Experimentais com a Compensação de Atrito.....	130
6.4 - Conclusões do Capítulo.....	138
7 - Conclusões	139
BIBLIOGRAFIA.....	143
ANEXOS.....	155
Anexo 1 – Inversão e Solução das Funções de Tensão	
Anexo 2 – Obtenção da Dinâmica das Pressões nas Câmaras do Cilindro Através da Equação da Continuidade e Detalhamento do Equacionamento da Vazão Mássica de Fluídos Compressíveis Através de Orifícios	
Anexo 3 – Linearização das Equações de Estado	

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Servoposicionador pneumático.....	4
Figura 1.2 - Formas típicas das curvas dos ganhos de pressão para os diferentes tipos de centro	5
Figura 1.3 - Diagrama esquemático dos atuadores utilizados para movimentação dos braços de um robô de 3 graus de liberdade	7
Figura 2.1 - Volume de controle com domínio variável	19
Figura 2.2 - Equilíbrio de forças no êmbolo do cilindro atuador	21
Figura 2.3 - Estrangulamento da seção transversal de uma tubulação	24
Figura 2.4 - Vazão mássica teórica.....	25
Figura 2.5 - Exemplos das curvas experimentais pressão <i>versus</i> tensão medidas	28
Figura 2.6 - Exemplo das curvas de vazão <i>versus</i> tempo (câmara 1).....	29
Figura 2.7 - Exemplo das curvas estáticas vazão <i>versus</i> tensão (câmara 1).....	29
Figura 2.8 - Ajuste das curvas experimentais da vazão mássica	30
Figura 2.9 - Microdeslocamentos no regime de pré-deslizamento.....	32
Figura 2.10 - Representação da região de contato entre duas superfícies	33
Figura 2.11 - Curva estática força de atrito-velocidade constante	34
Figura 2.12 - Curva experimental da força de atrito pela velocidade constante	36
Figura 3.1 - Lugar geométrico das raízes do modelo de 3 ^a ordem para o sistema com um controlador com ação proporcional (P)	40
Figura 3.2 - Lugar geométrico das raízes do modelo de 3 ^a ordem para o sistema com um controlador com ações proporcional e derivativa (PD).....	42
Figura 3.3 - Sistema linear de 3 ^a ordem com controlador por realimentação de estados (PVA - posição, velocidade e aceleração).....	44
Figura 3.4 - Linearização entrada/saída para a posição y	51
Figura 3.5 - Trajetória de estados do sistema de 3 ^a ordem no plano de fase em direção à superfície de deslizamento.....	57
Figura 3.6 - Controlador por modos deslizantes aplicado ao servoposicionador pneumático	59
Figura 3.7 - Fenômeno de <i>Chattering</i>	59
Figura 3.8 - Resultados experimentais para deslocamento ponto a ponto obtidos por Perondi e Guenther (2000a).....	60
Figura 3.9 - Esquema de controle em cascata proposto por Choi et al. (1998).....	68

Figura 4.1 - Interpretação do posicionador pneumático como dois subsistemas interconectados	77
Figura 5.1 - Bancada de testes montada no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (Laship) da Universidade Federal de Santa Catarina	94
Figura 5.2 - Esquema da bancada experimental	96
Figura 5.3 - Esquema do sistema de aquisição de dados e controle	102
Figura 5.4 - Definição da tensão de limiar \bar{u}_{lim}	107
Figura 5.5 - Instrumento óptico de medição instalado na bancada	108
Figura 6.1 - Trajetória desejada e erro de seguimento (simulação para trajetória polinomial com controlador em cascata)	118
Figura 6.2 - Erro de velocidade no seguimento da trajetória no subsistema mecânico (simulação para trajetória polinomial com controlador em cascata)	118
Figura 6.3 - Erro de seguimento da força no subsistema pneumático (simulação para trajetória polinomial com controlador em cascata)	119
Figura 6.4 - Sinal de controle (simulação para trajetória polinomial com controlador em cascata)	119
Figura 6.5 - Erro de seguimento (simulação para trajetória senoidal com controlador em cascata)	120
Figura 6.6 - Erro de velocidade no seguimento de trajetória no subsistema mecânico (simulação para trajetória senoidal com controlador em cascata)	120
Figura 6.7 - Erro de seguimento da força no subsistema pneumático (simulação para trajetória senoidal com controlador em cascata)	121
Figura 6.8 - Sinal de controle (simulação para trajetória senoidal com controlador em cascata)	121
Figura 6.9 - Erros de seguimento para a trajetória polinomial obtidos com os controladores PID, PVA e em cascata (simulação)	122
Figura 6.10 - Erros de seguimento para a trajetória senoidal obtidos com os controladores PID, PVA e em cascata (simulação)	122
Figura 6.11 - Erros de seguimento para a trajetória polinomial obtidos com os controladores P, PID, PVA e em cascata, utilizando filtros e os ganhos dos experimentos (simulação)	123
Figura 6.12 - Erros de seguimento para a trajetória senoidal obtidos com os controladores P, PID, PVA e em cascata, utilizando filtros e os ganhos dos experimentos (simulação)	123

Figura 6.13 - Erro de seguimento (experimento com controlador em cascata para trajetória polinomial)	124
Figura 6.14 - Erro de velocidade no seguimento de trajetória no subsistema mecânico (experimento com controlador em cascata para trajetória polinomial).....	124
Figura 6.15 - Erro de seguimento da força no subsistema pneumático (experimento com controlador em cascata para trajetória polinomial).	124
Figura 6.16 - Sinal de controle (experimento com trajetória polinomial)	125
Figura 6.17 - Erro de seguimento (experimento com controlador em cascata para trajetória senoidal)	125
Figura 6.18 - Erro de velocidade no seguimento de trajetória no subsistema mecânico (experimento com controlador em cascata para trajetória senoidal)	126
Figura 6.19 - Erro de seguimento da força no subsistema pneumático (experimento com controlador em cascata para trajetória senoidal)	126
Figura 6.20 - Sinal de controle (experimento com controlador em cascata para trajetória senoidal)	126
Figura 6.21 - Erros de seguimento para a trajetória polinomial obtidos com os controladores P, PID, PVA e em cascata (experimental)	127
Figura 6.22 - Erros de seguimento para a trajetória senoidal obtidos com os controladores P, PID, PVA e em cascata (experimental)	127
Figura 6.23 - Erros de seguimento de trajetória para diferentes valores de σ_{0e}	130
Figura 6.24 - Curvas para comparação dos resultados experimentais com e sem a compensação do atrito (trajetória polinomial).....	132
Figura 6.25 - Curvas experimentais obtidas para o caso de seguimento da trajetória polinomial com o controlador em cascata com compensação do atrito	133
Figura 6.26 - Curvas para comparação dos resultados experimentais com e sem a compensação do atrito (trajetória senoidal).....	134
Figura 6.27 - Curvas experimentais obtidas para o caso de seguimento da trajetória senoidal com o controlador em cascata com compensação do atrito	135
Figura 6.28 - Curvas dos resultados experimentais obtidos com dois conjuntos de ganhos e parâmetros utilizando o critério de redução do erro de seguimento.....	137

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Valores dos parâmetros estáticos e dinâmicos para o atrito.....	35
Tabela 2.2 - Equações que descrevem o modelo do sistema.....	38
Tabela 5.1 - Características Técnicas da Servoválvula Direcional	97
Tabela 5.2 - Características Técnicas da Válvula Reguladora de Pressão	98
Tabela 5.3 - Características Técnicas do Atuador Pneumático Linear	98
Tabela 5.4 - Valores numéricos dos parâmetros do sistema.....	105
Tabela 5.5 - Valores das vazões mássicas máximas.....	105
Tabela 5.6 - Funções de ajuste das curvas experimentais da vazão mássica.....	105
Tabela 5.7 - Valores de \bar{u}_{lim}	106
Tabela 5.8 - Valores dos parâmetros estáticos e dinâmicos para o atrito.....	107
Tabela 5.9 - Filtros digitais.....	114
Tabela 6.1 - Ganhos utilizados nas simulações e experimentos.....	117
Tabela 6.2 - Parâmetros do observador do atrito utilizados nas simulações	129
Tabela 6.3 - Parâmetros do modelo do atrito utilizados nas simulações.....	130
Tabela 6.4 - Ganhos e parâmetros utilizados nos ensaios experimentais com compensação de atrito	131
Tabela 6.5 - Ganhos e parâmetros utilizados nos ensaios experimentais com compensação de atrito (critério de erro de posição – ganhos menores)	136
Tabela 6.6 - Ganhos e parâmetros utilizados nos ensaios experimentais com compensação de atrito (critério de erro de posição – ganhos maiores)	136

SIMBOLOGIA

Variáveis e parâmetros

A	área útil do êmbolo do pistão [m^2]
A	matriz do sistema
A_o	área transversal de passagem do gás em um orifício [m^2]
a_i	($i = 1, 2$) coeficientes do denominador da função de transferência do sistema
b	razão de pressões crítica (ISO 6358)
B	vetor de entrada do sistema
b_i	($i = 0$) coeficiente do numerador da função de transferência do sistema

$b(\cdot)$	função dependente do estado
B_r	região esférica de raio r no espaço de estados
C	coeficiente de vazão da válvula (condutância) (ISO 6358) [m^5/Ns]
c_i	($i = 1, 2$) coeficientes que definem a dinâmica em regime de deslizamento
C_f	coeficiente de atrito viscoso equivalente [$\text{N}/(\text{m}/\text{s})$]
c_p	calor específico do ar a pressão constante [$\text{J}/\text{Kg K}$]
c_v	calor específico do ar a volume constante [$\text{J}/\text{Kg K}$]
$d(t)$	perturbação
$E(\cdot)$	vetor erro na malha fechada
e	erro
$e(t)$	função erro
$f(\cdot)$	função dependente do estado
F	força [N]
F_a	força de atrito [N]
F_c	força de atrito seco (ou de Coulomb) [N]
F_e	força externa [N]
F_s	força de atrito estático (força de quebra) [N]
$f_u(\cdot)$	função de tensão
$f_p(\cdot)$	função de pressão
$f_p(\cdot, \cdot)$	função das pressões
F	vetor força
g	função vetorial contínua
$G(s)$	função de transferência
G	matriz de ganhos
$g(t)$	força pneumática
h	entalpia [J/Kg]
$H(s)$	função de transferência
\hat{h}	parcela da dinâmica do sistema que independe da tensão de controle
I	matriz identidade
K	ganho constante, coeficiente de calibração
K_a	ganho de aceleração [Vs^2/m]
K_{a3}	ganho de aceleração do controlador PVA [Vs^2/m]
K_d	ganho constante
K_D	ganho constante do controlador em cascata
K_{I2}	ganho integral do controlador PID

K_o	constante positiva
K_p	ganho proporcional
K_P	ganho de pressão do controlador cascata
K_{p1}	ganho do controlador proporcional
K_{p2}	ganho proporcional do controlador PID
K_{p3}	ganho proporcional do controlador PVA
K_{sup}	coeficiente linear de calibração da pressão de suprimento [Pa/V]
k_v	constante real positiva
K_v	ganho de velocidade
K_{v2}	ganho diferencial do controlador PID
K_{v3}	ganho de velocidade do controlador PVA
L	curso útil do cilindro atuador [m]
l	número de elementos
$L_{f2}f_1$	derivada direcional de f_1 ao longo de f_2
M	massa [Kg]
$m(\cdot)$	função de suavização da função módulo da velocidade
P	pólo
p	pressão absoluta [Pa]
p_{atm}	pressão atmosférica [Pa]
p_{crit}	relação de pressões crítica
p_{\square}	diferença de pressão entre dois pontos do circuito [Pa]
p_d	pressão a jusante [Pa]
P	constante positiva
p_s	pressão de suprimento [Pa]
p_{sup}	pressão de suprimento [Pa]
p_u	pressão a montante [Pa]
P_{\square}	diferença de pressão [Pa]
Q	energia calorífica [J]
q_m	vazão mássica [Kg/s]
Q_N	vazão volumétrica nominal [m^3 / s], [l/min]
\dot{Q}	potência calorífica [J/s]
R	constante do gás [KgJ/K]
r	razão de calores específicos do ar
s	função de medida do erro de seguimento da velocidade [m/s]

$S(\cdot)$	superfície de deslizamento
s	operador de Laplace
T	temperatura [K]
t	tempo [s]
t_f	tempo final [s]
T_s	tempo de assentamento [s]
t_s	tempo no qual a trajetória alcança a superfície de deslizamento [s]
$T(s)$	função de transferência
U	energia interna [J]
u	energia interna por unidade de massa [J/Kg]
u	sinal de controle [V]
u_a	sinal auxiliar de controle
u_a^*	sinal auxiliar de controle no caso ideal
\bar{u}	sinal de controle normalizado
\hat{u}	parcela da dinâmica do sistema que depende da tensão de controle [m^3/s]
\bar{u}_{lim}	valor de limiar da tensão com comportamento linear da vazão mássica [V]
u_{max}	tensão que corresponde à abertura máxima da servoválvula [V]
v	pseudo-sinal de controle
V	volume [m^3]
V_{i0}	($i=1,2$) <i>volume morto</i> na câmara incluindo as tubulações [m^3]
V_i	($i=1,2$) função escalar não negativa, função tipo de Lyapunov
V_{max}	tensão máxima aplicada à servoválvula [V]
\dot{V}	vazão volumétrica [m^3/s]
V_{pi}	($i=1,2$) tensões fornecidas pelos sistemas de medição das pressões [V]
v_s	velocidade de limiar ou de Stribeck [m/s]
V_{psup}	tensão fornecida pelo sistema de medição da pressão de suprimento [V]
x	saída escalar de interesse
\mathbf{x}	vetor de estados
x_v	deslocamento do carretel controlador da servoválvula [m]
$y(t)$	deslocamento do êmbolo do pistão [m]
y_d	posição final desejada [m]
$y_d(t)$	trajetória desejada [m]
$y_{dp}(t)$	trajetória desejada polinomial [m]
$y_{\text{máx}}$	amplitude do deslocamento [m]

\dot{y}_r	velocidade de referência [m/s]
z	deformação no movimento de pré-deslizamento
α	número real
$\alpha(.)$	parcela da dinâmica do sistema que independe da tensão de controle
β	módulo de elasticidade volumétrica [N/m ²]
$\beta(.)$	parcela da dinâmica do sistema que depende da tensão de controle
δ	faixa de erro de regime (%)
ε	erro
ϕ	largura da camada limite
$\phi(.)$	função polinomial
γ	razão entre o menor e o maior autovalor, número real limitado
η	medida da velocidade de deslocamento de uma trajetória
$\varphi(.)$	função representativa dos vazamentos
λ	ganho do controlador em cascata, constante positiva
λ_{\max}	maior autovalor
λ_{\min}	menor autovalor
$\psi(.)$	função vazão mássica <i>versus</i> relação de pressões [Kg/s]
ρ	massa específica [Kg/m ³], vetor erro de seguimento na malha fechada
σ_0	coeficiente de rigidez elástica [N/m ²]
σ_{0e}	estimativa da rigidez elástica [N/m ²]
σ_1	coeficiente de amortecimento [Ns/m]
σ_2	coeficiente de amortecimento viscoso [Ns/m]
$\Gamma(.)$	função polinomial
ω	freqüência [rad/s]
Ω	sistema em malha fechada
ϖ_n	freqüência natural [rad/s]
ζ	índice amortecimento

Símbolos

Δ	variação
$(\bar{\quad})$	limite superior, variável normalizada
$(\hat{\quad})$	estimativa
$(\check{\quad})$	erro ou diferença

- (\cdot) derivada primeira
- ($\ddot{\cdot}$) derivada segunda
- (\cdots) derivada terceira

Índices

- (\cdot)^{*} superíndice indicador de valor exato ou conhecido
- (\cdot)₀ sub-índice indicador de condições iniciais ou normalizadas
- (\cdot)₁ sub-índice indicador da câmara 1 do cilindro atuador
- (\cdot)₂ sub-índice indicador da câmara 2 do cilindro atuador
- (\cdot)_{atm} sub-índice de referência a pressão atmosférica
- (\cdot)_{crit} sub-índice indicador de condição crítica ou de saturação
- (\cdot)_d sub-índice indicador de condição desejada
- (\cdot)^{ench} superíndice indicador de condições de enchimento da câmara
- (\cdot)^{exau} superíndice indicador de condições de enchimento da câmara
- (\cdot)_i sub-índice indicador de condições iniciais ou de elemento individual
- (\cdot)_{max} sub-índice indicador de condição de valor máximo
- (\cdot)_{min} sub-índice indicador de condição de valor mínimo
- (\cdot)⁽ⁿ⁾ superíndice indicador de enésima derivada
- (\cdot)_N sub-índice indicador de valor nominal
- (\cdot)_p sub-índice indicador de pressão
- (\cdot)_r sub-índice indicador de referência
- (\cdot)_s sub-índice indicador de condição de pressão de suprimento
- (\cdot)_{ss} sub-índice indicador regime permanente (steady state)
- (\cdot)_{sup} sub-índice indicador de condição de pressão de suprimento
- (\cdot)_u sub-índice indicador de tensão
- (\cdot)_Δ sub-índice indicador de diferença

Resumo

Os servatuadores pneumáticos são relativamente baratos, leves, não poluentes e de fácil montagem e operação. Eles também apresentam uma relação força/peso que os torna bastante atraentes para aplicações em robótica. Entretanto, as grandes não-linearidades presentes nos sistemas pneumáticos e a dificuldade de obter modelos acurados têm impossibilitado a sua aplicação prática em problemas de controle preciso de posição. As deficiências dos controladores tradicionais quando aplicados a um servatuador pneumático foram examinadas. Elas consistem principalmente na dificuldade do ajuste dos ganhos, na falta de robustez a variações da carga e em uma grande sensibilidade aos efeitos do atrito. O principal objetivo desta tese é verificar a possibilidade de superar estas dificuldades através do projeto adequado de algoritmos não-lineares de controle.

Para tanto, desenvolveu-se inicialmente um modelo não-linear para um servatuador pneumático com atrito. Neste modelo, as relações não-lineares da vazão mássica na servoválvula com as pressões e com a tensão de controle são modeladas através de um equacionamento empírico baseado na fórmula de passagem de fluidos compressíveis em orifícios. O atrito foi equacionado com base em um modelo recente (denominado *Lugre*), cuja estrutura, além de levar em conta os principais comportamentos macroscópicos não lineares do atrito, é adequada para uso em esquemas robustos de observação e compensação em tempo real.

Com base na modelagem desenvolvida, e a partir de uma discussão das dificuldades de controle dos sistemas pneumáticos de posicionamento, propõe-se uma estratégia de controle em cascata com compensação do atrito para superar diversas dificuldades dinâmicas estruturais destes sistemas de posicionamento. Esta estratégia em cascata, sem a compensação do atrito, foi aplicada com êxito por outros pesquisadores em robôs elétricos e no controle de atuadores hidráulicos. Tal estratégia consiste em dividir o sistema completo em dois subsistemas - um subsistema mecânico e um pneumático. São apresentadas as propriedades de estabilidade decorrentes dessa estratégia e a sua comprovação através de simulações e de resultados experimentais.

Abstract

Pneumatic actuators are relatively simple to operate, cheap, clean, lightweight, and easy assembling devices. They also present a force/weight ratio that makes them quite attractive for applications in robotics. However, in precise position control systems applications, the nonlinearities of the pneumatic systems and the difficulties of obtaining precise pneumatic models have been hindering the practical use of these systems. It has been verified that the standard controllers deficiencies, when applied to a servopneumatic drive, consist of gains tuning difficulties, robustness lack under payload variations and great sensibility to the friction effects. The main objective of this thesis is to verify whether it is possible to overcome these difficulties through feedback control with the appropriate synthesis of nonlinear control algorithms.

In order to accomplish this task, we initially developed a nonlinear accurate model of a pneumatic servo drive with friction. To deal with the nonlinear airflow relationship between the pneumatic valve's driving voltage and the upstream/downstream pressures, an empirical model based on the flow nozzle formula is developed. A suitable model structure for friction (the so called *Lugre* model) is used as basis for the friction forces identification. This friction model takes into account the major known macroscopic friction nonlinear behavior, and its structure is suitable to be used in model based robust on-line friction observation and compensation schemes.

Using the appropriate system model and the available knowledge on pneumatic servodrives control problems, we propose a cascade control strategy to overcome the several structural dynamics problems of the pneumatic system, including the friction effects. Other researchers have successfully used this cascade strategy, without friction compensation, in electrical robots and in hydraulic actuators control. Such strategy consists in dividing the whole model into two subsystems - a mechanical subsystem and a pneumatic one. We present the cascade control stability properties with friction compensation and its confirmation through simulation and experimental results.

1. INTRODUÇÃO

Descreve-se neste capítulo os principais aspectos envolvidos no controle de servoposicionadores pneumáticos, procurando situar o presente trabalho dentro do contexto geral de desenvolvimento da pesquisa nesta área. Apresenta-se também uma breve descrição de um servoposicionador pneumático e exemplos da sua aplicação prática em problemas de posicionamento preciso.

1.1 Importância

Por serem relativamente leves, limpos, baratos e com boa relação peso/potência, os sistemas de posicionamento pneumáticos têm sido largamente utilizados na indústria, onde seu uso mais comum é em situações nas quais o movimento apresenta pontos discretos de parada nas extremidades do seu curso. Exemplos e estudos destas aplicações podem ser encontrados em Bollmann (1996) e Bolton (1997).

Modernamente, os grandes avanços da eletrônica e microinformática têm proporcionado um aumento significativo no grau de automatização das indústrias manufatureiras e de processos. Os requisitos de precisão, flexibilidade e velocidade dos componentes mecânicos têm crescido nesta mesma proporção. Assim, situações, como por exemplo, em robótica, nas quais são necessários seguimento de trajetória e posicionamento preciso, são cada vez mais comuns em aplicações industriais. Infelizmente, os servoposicionadores pneumáticos tradicionais apresentam características que não se ajustam a esta nova realidade.

A estrutura dinâmica do sistema com parcelas oscilatórias introduzidas pela compressibilidade do ar, as não-linearidades associadas ao escoamento do ar na servoválvula e ao atrito entre o êmbolo e a camisa do cilindro tornam os sistemas pneumáticos de posicionamento difíceis de serem controlados.

Contudo, graças ao desenvolvimento de novas técnicas de instrumentação e de componentes pneumáticos de precisão (tais como sensores digitais, servoválvulas de alto desempenho, novos cilindros e tipos de vedações), vem aumentando significativamente a capacidade dos produtos de servopneumática de competir com os servoposicionadores elétricos e hidráulicos em custo e desempenho. Quadros comparativos entre diversas tecnologias utilizadas em problemas de servocontrole estão

apresentados em Bailey (1981), Pu et al. (1993), Martin (1995), Latino e Sandoval (1996) e Scheidl et al. (2000).

A necessidade de desenvolver sistemas pneumáticos de posicionamento rápido e preciso tem motivado diversos trabalhos em controle (veja Capítulo 3). Busca-se superar os problemas inerentes aos sistemas pneumáticos empregando técnicas de controle adequadas. A maioria dos controladores mais antigos para estes sistemas era baseada em um modelo linear cuja função de transferência era obtida pela linearização da dinâmica da vazão da massa do ar na posição central do cilindro atuador. Os controladores baseados neste modelo eram relativamente limitados, com ganho fixo e faixa restrita de aplicação. Isto dificultava muito sua aplicação em problemas de robótica, onde os requisitos de precisão e performance dinâmica são rigorosos e os efeitos das não-linearidades presentes nos sistemas pneumáticos influem decisivamente no desempenho do sistema. Os controladores convencionais (P, PD, PID) encontram grandes dificuldades para o ajuste de ganhos sob estas condições, o que é atestado por um grande número de artigos relacionados ao longo do trabalho.

Com o advento de microprocessadores rápidos e de preço acessível, novas e sofisticadas estratégias de controle começaram a ser desenvolvidas e aplicadas ao controle de servoposicionadores pneumáticos. O enfoque principal do trabalho apresentado nesta tese é desenvolvido dentro desta linha. Propõe-se aqui uma estratégia de controle em cascata que permite compensar as não-linearidades associadas ao escoamento do ar na servoválvula, mantém limitadas as oscilações devido à compressibilidade do ar e cria um caminho para enfrentar as dificuldades introduzidas pelo atrito.

A estratégia de controle, apresentada no Capítulo 4, consiste basicamente em interpretar o sistema de posicionamento como dois subsistemas interconectados: um subsistema mecânico comandado por uma lei de controle capaz de garantir sua estabilidade na presença de perturbações, e um subsistema pneumático onde, após uma linearização por realimentação, é empregada uma lei de controle proporcional.

Para melhor situar o leitor no problema de controle de servoposicionadores pneumáticos, apresenta-se a seguir uma descrição de um servoposicionador pneumático translacional semelhante ao utilizado nos testes experimentais que serviram para comprovar as propriedades e qualidades do esquema de controle em cascata desenvolvido.

1.2 O Servoatuador Pneumático

Os sistemas que possibilitam posicionar uma carga mecânica em uma dada localização definida por uma coordenada y são chamados de sistemas de posicionamento. Esta localização pode ser fixa ou variável no tempo, ou seja, $y(t)$, e nestes casos os sistemas de posicionamento são, algumas vezes, chamados de seguidores.

Os sistemas de posicionamento são utilizados em diversas aplicações dentre as quais pode-se citar laminadores, turbinas hidráulicas, máquinas agrícolas, lemes de aeronaves, antenas, telescópios, direcionadores de foguetes, máquinas de precisão e robôs manipuladores.

Um componente importante do sistema é o elemento que aplica a força sobre a carga mecânica para levá-la até a posição desejada. Este elemento é chamado de motor ou atuador e pode ser elétrico, hidráulico ou pneumático. Discussões sobre as características e aplicações de cada um desses motores podem ser encontradas em Martin (1995), Bollmann e Guenther (1997) e também em Scavarda e Sesmat (1998). Apresentam-se aqui as características dos sistemas com acionamento pneumático, doravante denominados *servoposicionadores pneumáticos*, compostos basicamente por uma servoválvula que controla a vazão de ar na direção de um cilindro, a cujo êmbolo está ligada a massa que se deseja posicionar.

Os principais elementos de um servoposicionador pneumático translacional estão esquematizados na Fig. 1.1. O sistema consiste basicamente de uma servoválvula direcional e de um cilindro sem haste de dupla ação, cujo êmbolo é conectado a uma carga inercial (M) sobre a qual atuam as forças externas F_e e de atrito F_a .

A carga inercial é deslocada utilizando a energia pneumática armazenada em um vaso de pressão, onde o ar é mantido a uma pressão de suprimento p_s . A servoválvula é utilizada para direcionar o escoamento de ar sob pressão. Por exemplo, deslocando o carretel da servoválvula de x_v para a esquerda, a câmara 1 é conectada com o reservatório e a câmara 2 é conectada com a atmosfera. Como a pressão no reservatório (p_s) é maior do que a pressão na câmara 1 (p_1), surge uma vazão mássica de ar da válvula para a câmara 1 (q_{m1}). Simultaneamente, como a pressão na câmara 2 (p_2) é maior do que a pressão atmosférica (p_{atm}), surge uma vazão mássica de ar da câmara 2

para a atmosfera (q_{m2}). Com isso, a pressão na câmara 1 aumenta e a pressão na câmara 2 diminui. A diferença de pressões gera a força que provoca o deslocamento da carga.

O deslocamento do carretel da válvula (x_v) é muitas vezes provocado por uma tensão (u) aplicada a um solenóide. Desta forma, a dinâmica deste sistema tem como entrada a tensão u e como saída o deslocamento y do êmbolo do cilindro (ou da massa M acoplada). Esta dinâmica compreende:

1. a relação entre a tensão aplicada u (entrada) e o deslocamento x_v do carretel (dinâmica da válvula)
2. as relações entre as aberturas na válvula (ocasionadas pelo deslocamento do carretel) e as vazões mássicas de ar através da válvula
3. as relações entre as vazões mássicas nas câmaras do cilindro e as pressões que elas provocam
4. a relação entre a diferença de pressões e o deslocamento do êmbolo y (saída).

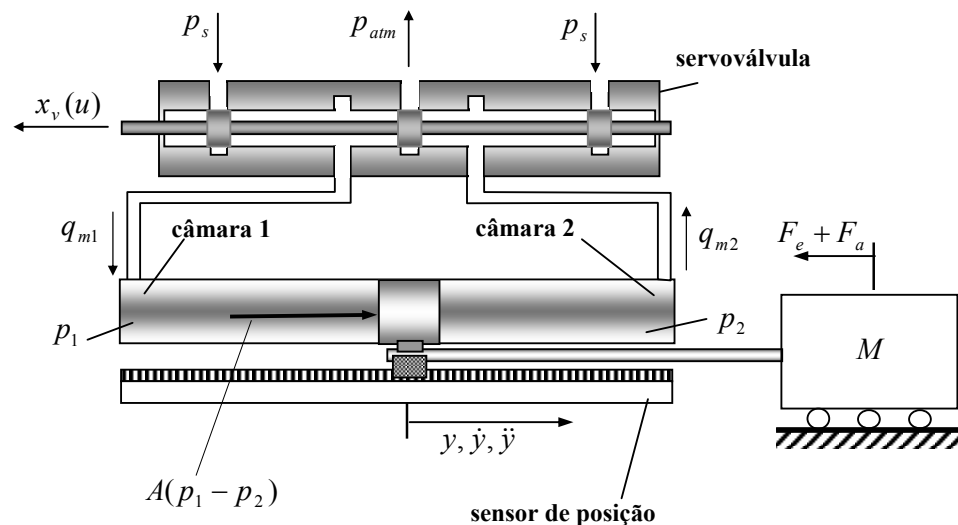


Figura 1.1 Servoposicionador pneumático.

A válvula direcional mostrada em corte na Fig. 1.1 possui um sistema de controle da direção da vazão baseado em carretel deslizante (*spool*). Segundo Pinches e Callear (1996) este é o tipo mais comum de válvula utilizada em servoposicionadores pneumáticos para a transmissão de potência para o atuador. Estas válvulas são classificadas pelo número de ressaltos de bloqueio do carretel deslizante e pelo número

de vias de passagem da vazão. Mais informações sobre tipos, projetos, controle e especificações de válvulas direcionais podem ser obtidas em Merrit (1967), Stewart (1984), Ye et al. (1991), Gamble e Vaughan (1994), Virvalo (1995, 1997, 2001), Pinches e Callear (1996), Shen et al. (1998), Cabral et al. (1999) e Xiang et al. (2001).

Todas as válvulas direcionais necessitam de uma linha de suprimento, um retorno e ao menos uma linha para a carga. Assim, se o controle nas duas direções é necessário, as válvulas direcionais são sempre de 3 ou 4 vias. Devido às suas características construtivas, as válvulas de 3 vias são geralmente utilizadas para equilibrar as forças em sistemas com cilindros de haste simples (não passante).

Válvulas mais simples podem apresentar carretel com apenas um único ressalto de bloqueio. Normalmente o número de ressalto de bloqueio de uma válvula é 3 ou 4. Se a largura do ressalto de bloqueio é menor que a da abertura radial de passagem do fluido, a válvula é denominada de *centro aberto* (*underlapped*). Uma válvula de *centro crítico* (*zero lapped*) possui ressalto de bloqueio com largura próxima à largura de passagem. As válvulas de centro fechadas ou com sobrepassamento (*overlapped*) possuem carretel com ressalto de bloqueio maior que a largura da abertura radial quando a válvula está em posição neutra. A Fig. 1.2 apresenta, para cada tipo de centro (aberto, crítico ou fechado), as variações típicas da vazão volumétrica através de uma válvula direcional em função do deslocamento do carretel de controle na região próxima à sua posição neutra (central).

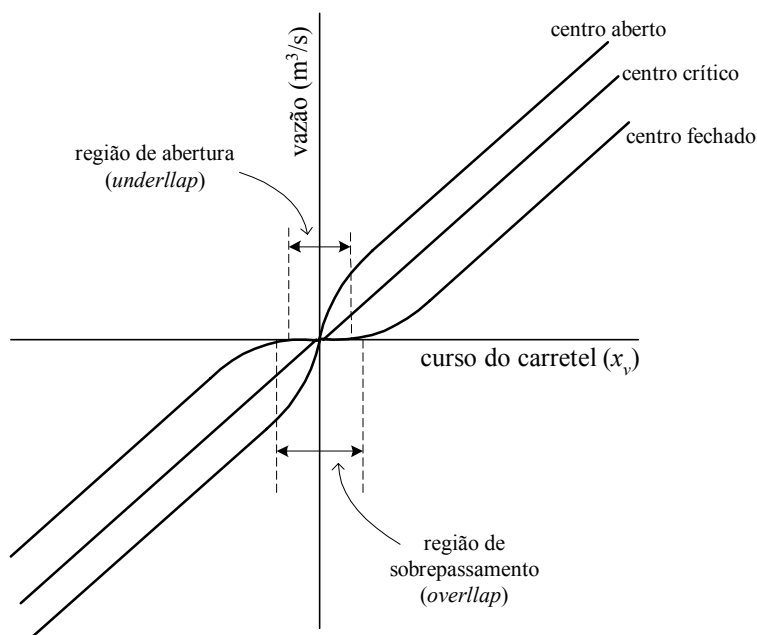


Figura 1.2 Curvas típicas dos ganhos de pressão para os diferentes tipos de centro.

1.3 Exemplos de Aplicações de Servoposicionadores Pneumáticos

Em Pu et al. (1993), Moore e Pu (1996), Backé (2000a, 2000b), Stecki (2000) e Stoll (2001) são encontradas informações sobre o desenvolvimento de novos componentes e sistemas de potência fluidica (*fluid power systems*) e sobre os desafios e perspectivas para o futuro das suas aplicações.

Segundo Virvalo (1995) a maioria das aplicações atuais da servopneumática nas indústrias de processo e manufatureiras são na manipulação e movimentação de material, robótica, máquinas de indústrias alimentícias, linhas de montagem e pequenas máquinas e sistemas automáticos utilizados em diferentes processos de manufatura.

Descrições de aplicações industriais de servoposicionadores pneumáticos podem ser encontradas em Stewart (1984) e em Stoll (2001).

A maior parte dos controladores para servoposicionadores pneumáticos encontrados na literatura e discutidos no Capítulo 3 deste trabalho está aplicada a sistemas com apenas um grau de liberdade. Apenas alguns trabalhos foram realizados com sistemas com aplicações a sistemas com mais graus de liberdade.

Em McDonell (1996), McDonell e Bobrow (1997) e Bobrow e McDonell (1998) é utilizado um robô com 3 graus de liberdade para teste de controladores baseados na interpretação da divisão do sistema em dois subsistemas. Este robô utiliza 3 atuadores pneumáticos como o apresentado na Fig. 1.3.

Cada atuador é composto por uma servoválvula que comanda um cilindro pneumático de dupla ação. O êmbolo do pistão de cada cilindro transmite seu movimento através de um cabo para uma junta rotacional à qual está acoplado o elo seguinte do robô. A junta 1 do robô é ligada à base e fornece o movimento rotacional do corpo do robô com relação ao sistema de coordenadas de referência.

O acionamento deste robô é direto (*direct drive*), pois não existem redutores envolvidos na transmissão do movimento. McDonell (1996) apresenta testes com diferentes controladores para este robô pneumático mostrando que os resultados de seguimento de trajetória obtidos rivalizam com os de robôs com acionamentos elétricos ou hidráulicos.

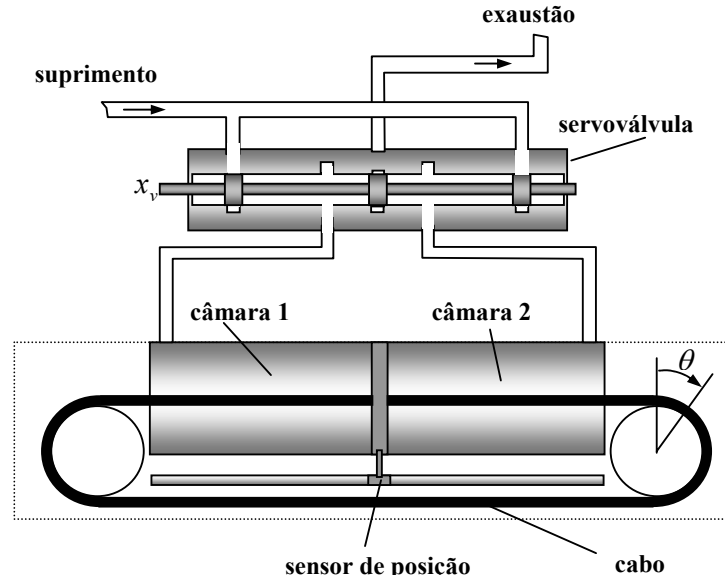


Figura 1.3 Diagrama esquemático dos atuadores utilizados para movimentação dos braços de um robô de 3 graus de liberdade.

Outros exemplos de aplicação de servoposicionadores pneumáticos no controle de robôs podem ser encontrados em Guihard et al. (1995), Göttert e Neumann (1999) e Guoliang e Xuanyin (2001). Aplicações de servoatuadores pneumáticos em dispositivos de robôs para troca de informações e contato com o meio ambiente são encontradas em Ye et al (1991), Araki et al. (1998), Takaiwa e Norisugu (1999) e em Yi et al. (2000).

Existem módulos educacionais pneumáticos para ensino de robótica disponíveis no mercado, como por exemplo, o *MD500* da Technical Education Systems, o *Electro-Pneumatic Manipulator Module* da Learning Labs Inc. e o *Pneumatic Robotics* da Fischertechnik.

Os servoatuadores pneumáticos são também utilizados em vários outros problemas de posicionamento. Por exemplo, uma aplicação ao controle de posição de uma máquina pesada de movimentação de toras pode ser encontrada em Wang e Kim (2001). O controle da rotação de um fuso de esferas é apresentado em Shih e Lu (1993). O controle ativo de suspensões com o auxílio de atuadores pneumáticos é encontrado em Cho e Hendrick (1985) e em Williams et al. (1996). O uso de servoatuadores pneumáticos na indústria de semicondutores, onde microdeslocamentos são necessários, está abordado em Kagawa et al. (2000) onde é apresentado um estudo realizado com atuadores com mancais pneumáticos de baixo atrito. Este tipo de atuador é comparado

com atuadores comuns em Richardson et al (2001) e suas características de vazão são estudadas em Hirata et al. (1998, 1999). Ben-Dov e Salcudean (1995) apresentam também um sistema pneumático com cilindros com baixo atrito. Este sistema permite o controle de força em aplicações de robótica tele-operadas. O problema de controle de pequenos deslocamentos também é tratado em Russel et al (1999) onde um servoposicionador pneumático é utilizado para controlar uma servoválvula de controle de emissão de gases de uma máquina de combustão interna.

Graças à grande compressibilidade natural do ar, os sistemas pneumáticos apresentam grande resiliência (capacidade de armazenar e liberar energia elástica), o que os tornam atrativos em aplicações em ambientes frágeis ou com interações com seres humanos.

Zeller et al. (1997) estudam o planejamento de trajetória de um robô com forma de braço humano (o *Softarm*, fabricado pela Bridgestone do Japão). Este manipulador apresenta algumas características essenciais do sistema de músculos de um esqueleto humano obtidas através do emprego de pares de atuadores de borracha montados estrategicamente em lados opostos de juntas rotacionais. A diferença de pressão entre os atuadores resulta na aplicação de uma força com a qual o movimento é executado.

Os atuadores utilizados são os chamados *músculos pneumáticos* ou *PM* (*pneumatic muscle* - Repperger e Phillips, 1998). Outras denominações encontradas são *pMA* (*pneumatic Muscle Actuator* – Caldwell et al., 1999) e *músculos McKibben* (Chou e Hannaford, 1996). O trabalho de Chou e Hannaford (1996) descreve os músculos pneumáticos como dispositivos que, apesar de terem sido desenvolvidos nos anos 50, constituem hoje uma alternativa importante para a movimentação de partes móveis de robôs e outros equipamentos de precisão. Os músculos pneumáticos produzem movimento linear com a aplicação de ar pressurizado e, assim como os músculos humanos, eles se contraem quando ativados. Os músculos pneumáticos são constituídos externamente por uma malha de material plástico flexível que recobre um tubo elástico de borracha. A malha plástica está ligada em seus extremos a engates metálicos que são conectados ao sistema de pressurização e vinculados ao sistema a ser movimentado. Quando o músculo pneumático é pressurizado, o tubo interno se expande radialmente levando consigo a malha externa. Em resposta a esta expansão ocorre a redução no comprimento da malha plástica externa e a conseqüente contração do comprimento total do músculo. O baixo custo, quando comparado a cilindros pneumáticos tradicionais, os torna atraentes em aplicações com movimentos de pequeno curso.

Os principais fabricantes são a Bridgestone Rubber Company (Japão), Shadow Robot Group (Inglaterra) e a Images Company (Estados Unidos). Segundo os fabricantes, os músculos pneumáticos podem encolher no máximo entre 25% a 40% do seu comprimento inicial e podem exercer forças de até 700 N. Devido à sua geometria, a força exercida pelos músculos diminui à medida que a sua deformação aumenta. O tamanho dos músculos encontrados comercialmente varia de 0,15 a 0,42 [m] e trabalham a uma pressão máxima de 5 [bar]. O peso de um elemento é de aproximadamente 10 [g], assim, a relação potência/peso pode chegar a 400 para 1. Os músculos pneumáticos apresentam resposta rápida e não necessitam de ajustes finos (alinhamento, por exemplo) para funcionarem.

Chou e Hannaford (1996) apresentam medições das propriedades dos músculos pneumáticos e propõem modelos matemáticos para a descrição do seu comportamento. Os resultados são comparados com os de músculos humanos. Klute e Hannaford (1999) apresentam outro estudo comparativo do comportamento dos músculos pneumáticos artificiais com músculos reais e concluem que as propriedades do comportamento força-comprimento são semelhantes, o que não ocorre com as propriedades do comportamento força-velocidade. Para compatibilizar este comportamento com o de músculos reais, os autores propõem o uso de um amortecedor hidráulico em paralelo com o atuador pneumático. Em Klute e Hannaford (1998) é apresentado um estudo das características de resistência a fadiga dos músculos pneumáticos e em Klute e Hannaford (2000) é proposto um novo modelo mais acurado. O controle dos músculos pneumáticos em malha fechada (utilizando modos deslizantes) é encontrado em Repperger e Phillips (1998). Em robótica, além da sua aplicação ao robô descrito em Zeller et al. (1997), encontra-se em Northrup et al. (2001) a utilização de músculos pneumáticos em um robô antropomórfico no acionamento de dois braços com 6 graus de liberdade cada. Além disso, em Caldwell et al. (1999) são utilizados músculos pneumáticos em equipamentos robóticos para manipulação remota de material radioativo em ambiente subaquático e em Tsagarakis et al. (1999) na aplicação em um exoesqueleto usado na simulação da interação do usuário com o ambiente em sistemas de realidade virtual.

1.4 Estado da Arte

Nos livros textos de Andersen (1967), Streeter (1981), Fox e McDonald (1981) e Martin (1995) estão apresentadas as equações básicas dos fenômenos de fluxo do fluido compressível e do processo termodinâmico envolvidos no funcionamento de um servosistema pneumático. Bons argumentos para a simplificação do processo termodinâmico também são apresentados naqueles trabalhos.

O modelo isentrópico (adiabático e reversível) do processo termodinâmico nas câmaras do cilindro pneumático é o mais usado em aplicações de servoposicionamento (Liu e Bobrow, 1988, Lai et al., 1990, Bobrow e Jabbari, 1991, McDonnell e Bobrow, 1993, Bachmann e Surgenor, 1997, Uebling et al., 1997, Pandian et al., 1998, Bobrow e McDonnell, 1998). Alguns autores consideram o processo politrópico (Pu et al. 1992, Bouri et al., 1994, Richard e Scavarda, 1996). A energia cinética do fluxo de massa e os efeitos transientes da passagem de fluidos compressíveis em orifícios são desprezados em todos os estudos.

Liu e Bobrow (1988), French e Cox (1990), Lai et al. (1990), Pu et al. (1992, 1997), McDonnell e Bobrow (1993), Bouri et al. (1994), Henri e Hollerbach (1994), Virvalo (1995, 1997), Lin et al. (1996), Richard e Scavarda (1996), Scavarda e Thomasset (1996), Pandian et al. (1997), Uebling et al. (1997), Collins et al. (1998), Henri et al. (1998), Scavarda e Sesmat (1998), Wang et al. (1998), Cabral e Hunold (1999), Ellman e Piché (1999), Perondi e Guenther (1999a), Nouri et al. (2000), Maré et al. (2000), Han et al. (2001), Wang et al. (2001b) e Perondi e Guenther (2002), dentre outros, apresentam os procedimentos para modelagem dos cilindros e válvulas pneumáticas para propósitos de simulação ou controle. As características da vazão na válvula, as equações diferenciais para as pressões nas câmaras do cilindro e as forças inerciais e de atrito no cilindro são descritas. A sistematização dos servoposicionadores pneumáticos quanto ao seu comportamento dinâmico e inter-relação com outras tecnologias é abordada por Martin (1995), Scavarda e Sesmat (1998), Stecki (2000) e também por Wei et al. (2001).

Existem muitos artigos que tratam do projeto de servoposicionadores pneumáticos. Virvalo (1988, 1989 e 1995) estuda e comprova a possibilidade de utilização de componentes comerciais no projeto de servoposicionadores pneumáticos. Mais informações sobre técnicas de projeto de servoposicionadores pneumáticos podem ser obtidas em Pu et al. (1993), Haron et al. (1994), Henri e Hollerbach (1994), Virvalo

(1995, 2001), Lin et al. (1996), Sorli et al. (1997), Henri et al. (1998), Hunold e Cabral (1999), Brun et al. (2001), Xiong et al. (2001), Wei et al (2001) e Zhou (2001).

Estudos das características dinâmicas e operacionais dos servoposicionadores pneumáticos visando a sua aplicação em problemas de controle preciso estão apresentados em Bailey (1981), Mannetje (1981), Moran et al. (1990), Pu et al. (1993), Virvalo (1995), Latino e Sandoval (1996), Moore e Pu (1996) e Bollmann e Guenther (1997). Tipos, projetos, controle e especificações de cilindros e motores pneumáticos são tratados em Stewart (1984), Bailey (1981), Lin et al. (1996), Pinches e Callear (1996), Wang et al. (1998), Cabral e Hunold (1999), Kagawa et al. (2000) e Stoll (2001).

Vários autores (Liu e Bobrow, 1988, Lai et al., 1990, Bobrow e Jabbari, 1991) justificam a modelagem da dinâmica das servoválvulas como um sistema de ordem zero através da constatação de que, na grande maioria dos casos estudados, a largura de banda da servoválvula é muito maior do que a da dinâmica do sistema de atuação (dinâmica do acoplamento cilindro-carga), assim, em quase todos os estudos, a dinâmica da servoválvula é considerada de ordem zero. Pandian et al. (1998) utilizam um modelo de 1ª ordem, enquanto que Virvalo (1997) e Araki et al. (1998) consideram um modelo de 2ª ordem. A dinâmica de ordem zero para a servoválvula normalmente é utilizada para simplificar o projeto de controladores enquanto que as dinâmicas de ordem 1 e 2 são utilizadas para modelos que visam uma simulação mais precisa.

Em muitos trabalhos a vazão mássica nos orifícios de passagem da servoválvula é tomada como uma função linearmente proporcional à área da seção transversal do orifício e como uma função não-linear da relação entre as pressões a montante e a jusante do orifício. Em muitos modelos de ordem zero, as áreas de passagem são tomadas como linearmente proporcionais à tensão de controle (Lai et al., 1990, Scavarda e Sesmat, 1998, Pandian et al., 1997, Bobrow e McDonnel, 1998, Liu e Bobrow, 1998). Um modelo mais completo pode ser obtido através de mapas estáticos experimentais que caracterizam o comportamento da vazão mássica na servoválvula. O mapeamento estático da área de abertura em função da tensão de controle é considerado em Bouri et al. (1994), Richard e Scavarda (1996), Pu et al. (1997) e Vieira (1998). Belgharbi et al. (1998) e Bobrow e McDonnel (1998) e Perondi e Guenther (2001, 2002) consideram mapeamentos estáticos bidimensionais em que a vazão mássica é também função experimental da relação de pressões.

Apesar dos vazamentos serem considerados a maior origem de ineficiências nos sistemas pneumáticos (Bachmann e Surgenor, 1997), eles são modelados na servoválvula a partir do conceito do ganho de pressão apenas em Virvalo (1995 e 1997), Richard e Scavarda (1996) e Vieira (1998). Somente Richard e Scavarda (1996) levam em conta os vazamentos no cilindro. Em alguns trabalhos recentes (Bachmann e Surgenor, 1997 e Pu et al., 1997) procura-se melhorar a eficiência energética com a introdução de alterações no projeto do sistema que visam o reaproveitamento do ar de exaustão (que nos esquemas tradicionais é enviado diretamente à atmosfera). Estudos sobre a eficiência energética de servoposicionadores pneumático são também encontrados em Pu et al. (1997) e em Arinaga et al. (2000).

Modelos linearizados e procedimentos de linearização são apresentados em Liu e Bobrow (1988), Virvalo (1989, 1995), Kunt e Singh (1990), Boudart et al. (1991), Pu et al. (1992, 1993 e 1997), Lin e Scavarda (1993), Richard e Scavarda (1996) e Uebbing et al. (1997). A partir do modelo linearizado Liu e Bobrow (1988), dentre outros, demonstram que na posição central do curso, se algumas hipóteses de simetria são consideradas, ocorre um cancelamento zero-pólo no modelo linear do sistema. Isto resulta em um sistema de 3^a ordem, utilizado na grande maioria dos projetos de controladores baseados em modelos lineares.

Além da saturação da válvula, o atrito é outro efeito não-linear importante que afeta o controle dos servoposicionadores pneumáticos. O atrito é em geral um fenômeno muito complicado. Em cilindros pneumáticos, a força total de atrito depende de muitos fatores que são também dependentes do tempo. Há muito pouca informação fornecida por fabricantes sobre atrito em cilindros pneumáticos.

Estudos amplos do problema de atrito em sistemas mecânicos estão apresentados em Armstrong-Hélouvry et al. (1994, 1996). A modelagem do atrito em servomecanismos é tratada em Karnopp (1985), Cheok et al. (1988), Haessig e Friedland (1991) e Canudas et al. (1995), dentre outros. O atrito em servoposicionadores pneumáticos é estudado em Eschmann (1991) e Santos (1996).

Uma grande fonte de dificuldades para a utilização de servoposicionadores pneumáticos é ocasionada pelo atrito, principalmente, nos problemas de seguimento de trajetória, em casos com velocidade de deslocamento baixa e com inversões na direção do movimento. Neste caso os controladores utilizados podem necessitar adicionalmente de uma compensação para as forças de atrito. Vários artigos tratam da compensação do atrito em sistema mecânicos.

Friedland e Park (1991, 1992) desenvolveram um método baseado no modelo clássico de Coulomb para compensação das forças de atrito através de um observador não-linear que permite obter estimativas para a aceleração e força de atrito. Amin et al. (1997) comprovaram a convergência do observador através da comparação do atrito medido em um sistema rotativo de impressão gráfica acionado eletricamente com os valores estimados em tempo real. Tafazoli et al. (1995, 1998) aplicaram com bons resultados o esquema de compensação do atrito juntamente com o controle por realimentação de estados a um servoposicionador hidráulico. Além disso, Perondi e Guenther (1999b, 2000b) implementaram este esquema com sucesso no servoposicionador pneumático semelhante ao da Fig. 1.1. Nestas aplicações apenas a convergência assintótica do observador é provada. A estabilidade do controle a malha fechada com o observador não é tratada. Em Guoliang e Xuanyin (2001) foi empregada uma estratégia semelhante para o controle de um robô pneumático cartesiano utilizado para a escrita de caracteres da língua chinesa.

Um esquema com identificação das forças de atrito através de um estimador de perturbações baseado em redes neurais e sua compensação através de um sinal avante (*feedforward*) integrado a controladores PID para a força e para posição está apresentado em Choi et al. (1998) (veja mais detalhes no Capítulo 3 deste trabalho).

O modelo de atrito clássico de Coulomb ($F_a = F_c \operatorname{sgn}[\dot{y}(t)]$, onde F_c é a amplitude da força de atrito de Coulomb) é considerado o modelo não-linear mais simples para a simulação do atrito de Coulomb (Armstrong et al., 1994). A utilização deste modelo implica em uma descontinuidade quando a velocidade é nula. Além disso, desconsidera as propriedades do atrito no caso de deslocamentos a baixas velocidades, quando ocorre movimento de pré-deslizamento entre os materiais em contato. Para superar estas limitações, Canudas et al. (1995) propõem um novo modelo dinâmico para o atrito. Este modelo é baseado na flexão média das reentrâncias existentes entre os materiais em contato. Este modelo (conhecido como “Lugre”) está descrito com detalhes no Capítulo 2 deste trabalho.

Além de apresentar a grande maioria das propriedades não-lineares para o atrito, o modelo Lugre admite o projeto de observadores cuja integração com controladores viabiliza o estudo da estabilidade da malha fechada. Isto está feito em Lischinsky et al. (1997, 1999) onde este modelo para o atrito foi utilizado com adaptação de parâmetros para a compensação de atrito no controle de um robô hidráulico (veja também o

Capítulo 4 deste trabalho). O modelo Lugre para o atrito é hoje largamente utilizado na literatura (Olsson e Aström, 1996, Gäfvert, 1997, Khorrami e Jain, 1998, Misovec a Annaswamy, 1998, Sankaranarayanan et al, 1998, Kelly e Llamas, 1999, Tomei, 1999, Lischinsky et al, 1999, Xu e Yao, 2000, Wang et al, 2000, Tan et al, 2000, Swevers et al, 2000, DuPont et al, 2000, Barabanov e Ortega, 2000, Altpeter et al, 2000, Ramasubramanian e Ray, 2000, dentre outros). Além de Nouri et al. (2000), apenas Perondi e Guenther (2002) utilizam o modelo Lugre na modelagem do atrito em servoatuadores pneumáticos.

O estado da arte do controle de servoposicionadores pneumáticos é abordado no Capítulo 3 deste trabalho.

1.5 Objetivos do Trabalho

Os principais objetivos deste trabalho são:

- Realização de uma ampla revisão bibliográfica sobre as principais técnicas atualmente utilizadas no controle de servoposicionadores pneumáticos.
- Desenvolvimento de um modelo teórico não-linear acurado para um servoposicionador pneumático existente e identificação experimental dos seus parâmetros.
- Síntese de um controlador não-linear em cascata com verificação da robustez e estudo da estabilidade.
- Implementação de um esquema de compensação de atrito com prova de estabilidade conjunta com o controlador em cascata.
- Realização de simulações e experimentos que comprovem a validade das propriedades de desempenho dinâmico, robustez e estabilidade do controlador em cascata proposto.

1.6 A Organização do Trabalho

No Capítulo 2 estão apresentados os procedimentos da modelagem do servoposicionador pneumático. No Capítulo 3 é feita uma revisão bibliográfica e são abordadas e discutidas as técnicas de controle normalmente utilizadas no controle de servoposicionadores pneumáticos. O Capítulo 4 trata da proposta do controlador em

casata com compensação do atrito (que consiste na principal contribuição deste trabalho). No Capítulo 5 são descritos os componentes da bancada experimental, o sistema de medição e controle e os procedimentos adotados para a implementação prática dos controladores. No Capítulo 6 são apresentados os resultados de simulações e experimentos realizados. Finalmente, no Capítulo 7 são apresentadas as conclusões do presente trabalho.

2. MODELAGEM

Neste capítulo são apresentados, sucintamente, os procedimentos para a obtenção de um modelo não-linear de 4ª ordem para o servoposicionador pneumático. Este modelo foi desenvolvido visando a sua utilização no controlador em cascata proposto no Capítulo 4 e é obtido a partir da descrição da vazão mássica na servoválvula e em cada câmara do cilindro e do equilíbrio de forças no êmbolo.

São tratados também neste capítulo os principais aspectos relacionados com a linearização do modelo e a identificação experimental dos parâmetros. Maiores detalhes sobre o equacionamento podem ser encontrados nas referências relacionadas na seção 1.4 deste trabalho.

Este capítulo está organizado como segue: na seção 2.1 são destacados os principais objetivos da modelagem e destacados alguns aspectos importantes de trabalhos recentes sobre modelagem encontrados na bibliografia. Na seção 2.2 é realizado o desenvolvimento do equacionamento da modelagem enquanto que na seção 2.3 são apresentadas as conclusões do capítulo.

2.1 Introdução

A modelagem constitui-se, basicamente, na obtenção de um conjunto de equações que representa o funcionamento do sistema real. A modelagem matemática, além de auxiliar a aprofundar o conhecimento sobre a natureza dos fenômenos físicos envolvidos, fornece informações úteis ao projeto de controladores. Características tais como ordem do sistema, tempos de resposta, amortecimento, não-linearidades e perturbações, dentre outros, são geralmente importantes para a definição do esquema de controle a ser implementado. Para que o modelo resultante seja tratável numericamente e represente adequadamente o funcionamento do sistema físico, uma série de simplificações deve ser adotada para a obtenção do modelo do servoposicionador pneumático.

Os sistemas físicos reais possuem infinitos graus de liberdade e têm uma natureza essencialmente não-linear. Para a viabilização da obtenção de um modelo teórico que seja implementável em um algoritmo de simulação ou no projeto de um controlador, muitos efeitos físicos devem ser desprezados ou parcialmente considerados. Isto se deve à complexidade dos fenômenos envolvidos e pela dificuldade

de levantar os dados necessários. Assim, cabe ao pesquisador o uso de bom senso, baseado no conhecimento e na experiência, na adoção de simplificações no equacionamento que visam diminuir o esforço computacional ou facilitar a coleta de dados. Neste estudo, as principais simplificações estão por conta da concentração de parâmetros e das hipóteses simplificativas assumidas no equacionamento termodinâmico.

Alguns trabalhos recentes na área de modelagem de servoposicionadores pneumáticos apresentam contribuições importantes, principalmente no que se refere à modelagem visando a sua utilização em simulações. Maré et al. (2000) propõem um modelo acurado de 6ª ordem objetivando o seu uso em prototipagem numérica. Os autores equacionam as vazões nos orifícios da válvula de acordo com a norma ISO (ISO 6358, 1989) que descreve as vazões em regime subsônico através de uma curva elíptica que depende dos parâmetros b (ponto de saturação) e C (condutância da válvula). Vieira (1998) e Han et al. (2001) exemplificam a aplicação dos procedimentos necessários à obtenção dos parâmetros b e C . Estes parâmetros alteram-se com a abertura da válvula, sendo, portanto, funções da tensão de controle da servoválvula. Maré et al. (2000) modelam os processos dinâmicos dos gases nas câmaras através de um desenvolvimento teórico rigoroso das leis de conservação da energia, massa e quantidade de movimento. Com esta abordagem, é necessária apenas a hipótese de o ar ser considerado um gás perfeito. Nesta modelagem, as variáveis de estado adicionais são compostas pelas temperaturas nas câmaras, sendo um modelo convectivo fixo assumido para definir as trocas de calor com o ambiente. A exemplo de Vieira (1998), o atrito é calculado a partir de um mapa estático que considera a influência das pressões e os efeitos viscosos e de Coulomb.

Nouri et al. (2000) tratam do problema de modelagem e identificação de vários elementos de um servoposicionador pneumático visando a construção de um modelo que possa ser utilizado em simulação e controle preciso. A exemplo do que foi realizado no presente trabalho, Nouri et al. (2000) desenvolvem um modelo empírico para relacionar a teoria da vazão através de orifícios com as pressões a montante e jusante com a tensão de controle da servoválvula. Baseando-se neste modelo, a função de vazão através da servoválvula é sistematicamente identificada. A função obtida por Nouri et al. (2000) para a descrição das vazões na servoválvula não é facilmente inversível, o que impede o seu uso em esquemas de controle onde este requisito é necessário. Para a modelagem do atrito, Nouri et al. (2000) utilizam uma variação do modelo Lugre (ver

descrição na seção 2.3 deste capítulo) que leva também em conta os efeitos da histerese no movimento de pré-deslizamento (*presliding*).

É importante salientar que o modelo matemático para o servoposicionador pneumático apresentado nas seções que seguem foi desenvolvido visando principalmente a sua utilização na implementação da lei de controle em cascata descrita no Capítulo 4 deste trabalho, o que resultou em certas peculiaridades no modelo que serão discutidos mais adiante, na seção 2.2.3 deste capítulo. Além disto, o modelo matemático obtido foi também utilizado nas simulações computacionais realizadas dentro do ciclo de projeto dos controladores. A eficiência do modelo na reprodução do comportamento do sistema físico real pode ser avaliada através dos resultados das simulações apresentados no Capítulo 5.

No presente trabalho, as principais simplificações envolvidas são:

- a) A energia cinética do gás é desprezada.
- b) As diferenças de pressão por efeitos dissipativos ocorrem apenas nos orifícios de passagem na servoválvula (as demais resistências à passagem do ar são desprezadas)
- c) As temperaturas nas câmaras do cilindro e da servoválvula assumem valores médios homogêneos iguais à temperatura de suprimento que é considerada constante.
- d) O ar se comporta como um gás perfeito (a lei geral de estados dos gases é válida).
- e) Os calores específicos a pressão e volume constantes não se alteram ao longo dos processos.
- f) Os vazamentos nos dutos, servoválvula e no êmbolo do cilindro são desprezados.
- g) Os efeitos da força da gravidade são considerados desprezíveis.
- h) A dinâmica da servoválvula não é considerada.
- i) Os processos termodinâmicos as câmaras são considerados isentrópicos.

2.2 O Modelo do Servoposicionador Pneumático

Nesta seção são descritos os principais procedimentos utilizados para a obtenção do modelo matemático para o servoposicionador pneumático. A descrição da vazão mássica de ar no sistema é feita usando a conservação da energia enquanto que o equilíbrio de forças no pistão do cilindro é estabelecido através da Segunda Lei de Newton. As forças de atrito são modeladas de acordo com o modelo Lugre (Canudas et al, 1995). A exemplo da maioria dos trabalhos nesta área, a dinâmica da servoválvula foi desconsiderada. Isto é justificável pelo fato de que a servoválvula utilizada na

bancada de testes (MPYE 5-1/8 FESTO) possui frequência natural fundamental em torno de 200 [Hz] (ver Tabela 5.1, na seção 5.3.1) bastante superior à frequência natural típica dos cilindros pneumáticos (que, segundo Virvalo, 1995 é de 1 a 10 [Hz]) e também à calculada para a malha aberta do sistema em estudo (ver anexo III).

2.2.1 Dinâmica das Pressões nas Câmaras do Cilindro

Considerando o volume de controle indicado na Fig. 2.1, a conservação da energia é empregada para realizar o balanço energético entre a energia interna da massa que entra no volume de controle, a potência do movimento do pistão e a variação da energia interna no volume de controle. Como as transformações de compressão e expansão das câmaras e conseqüentes trocas de calor internas são processos que ocorrem com velocidade relativamente rápida em relação ao fluxo de calor através das paredes do cilindro, pode-se considerar o sistema com comportamento adiabático, ou seja, com trocas de calor desprezíveis através das paredes do cilindro. Utiliza-se também a hipótese de que os processos são reversíveis, caracterizando um comportamento isentrópico para o sistema. Além disso, considera-se que o ar funciona como um gás perfeito, o que garante a validade da equação geral de estados para gases perfeitos.

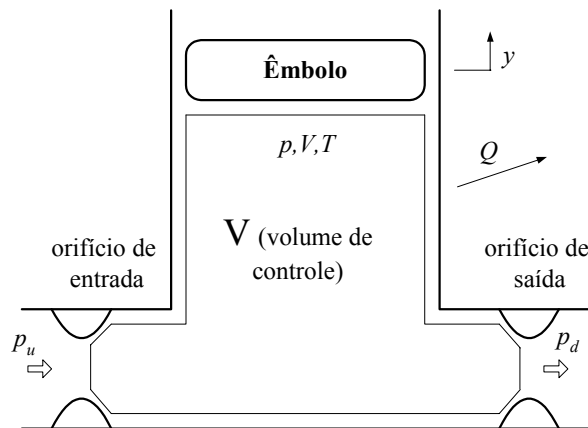


Figura 2.1 Volume de controle com domínio variável.

Para o volume de controle da câmara 1 do cilindro (veja Fig. 2.2), a energia interna da massa que entra é $C_p q_{m1} T$, onde C_p é o calor específico do ar a pressão

constante, T é a temperatura do ar de suprimento, $q_{m1} = (dm_1/dt)$ é a vazão mássica na câmara 1. A potência do movimento do pistão é $p_1\dot{V}_1$, onde p_1 é a pressão na câmara 1 e $\dot{V}_1 = (dV_1/dt)$. A variação na energia interna do volume de controle é $d(C_V\rho_1V_1T)/dt$, onde C_V é o calor específico do ar a volume constante e ρ_1 é a massa específica do ar. Definindo a relação de calores específicos $r = C_p/C_V$ e lembrando que para um gás ideal a equação da massa específica é $\rho_1 = p_1/(RT)$, sendo R a constante do gás, pode-se realizar o balanço energético, do qual resulta

$$q_{m1}T - \frac{p_1}{C_p} \frac{dV_1}{dt} = \frac{1}{rR} \frac{d}{dt}(p_1V_1) \quad (2.1)$$

onde a potência calorífica dissipada através das paredes do cilindro (\dot{Q}) é desprezada. O volume total na câmara 1 é dado por $V_1 = Ay + V_{10}$, onde A é a área do embolo, y é o deslocamento do embolo e V_{10} é o *volume morto* na câmara 1 incluindo as tubulações. A taxa de variação deste volume é $\dot{V}_1 = A\dot{y}$, onde $\dot{y} = dy/dt$ é a velocidade do êmbolo. Com isso, resolvendo a equação (2.1) para \dot{p}_1 , após efetuar a derivada do termo da direita, chega-se a

$$\dot{p}_1 = -\frac{Ar\dot{y}}{Ay + V_{10}} p_1 + \frac{RrT}{Ay + V_{10}} q_{m1} \quad (2.2)$$

onde foi utilizada a relação $C_p = (rR)/(r-1)$ (veja, por exemplo, Streeter, 1981).

Sendo L o comprimento útil do cilindro atuador, obtém-se para a câmara 2,

$$\dot{p}_2 = -\frac{Ar\dot{y}}{A(L-y) + V_{20}} p_2 + \frac{RrT}{A(L-y) + V_{20}} q_{m2} \quad (2.3)$$

No Apêndice II deste trabalho está apresentado o desenvolvimento teórico de obtenção destas equações através do princípio da conservação de massa.

Como a pressão de suprimento é mantida aproximadamente constante e a pressão de exaustão é a própria pressão atmosférica, assume-se que as vazões mássicas

são funções das pressões no cilindro e da tensão aplicada à servoválvula u , ou seja, $q_{m1} = q_{m1}(p_1, u)$ e $q_{m2} = q_{m2}(p_2, u)$. Assim, as expressões (2.2) e (2.3) resultam:

$$\dot{p}_1 = -\frac{Ar\dot{y}}{Ay + V_{10}} p_1 + \frac{RrT}{Ay + V_{10}} q_{m1}(p_1, u) \quad (2.4)$$

$$\dot{p}_2 = -\frac{Ar\dot{y}}{A(L-y) + V_{20}} p_2 + \frac{RrT}{A(L-y) + V_{20}} q_{m2}(p_2, u) \quad (2.5)$$

2.2.2 Equilíbrio das Forças no Pistão

O equilíbrio de forças no êmbolo é obtido pela aplicação da 2ª lei de Newton:

$$M\ddot{y} + F_a + F_e = A(p_1 - p_2) \quad (2.6)$$

onde M é a massa deslocada, F_a é a força de atrito, F_e é a força externa e $A(p_1 - p_2)$ é a força resultante da diferença de pressão entre as câmaras (veja Fig. 2.2).

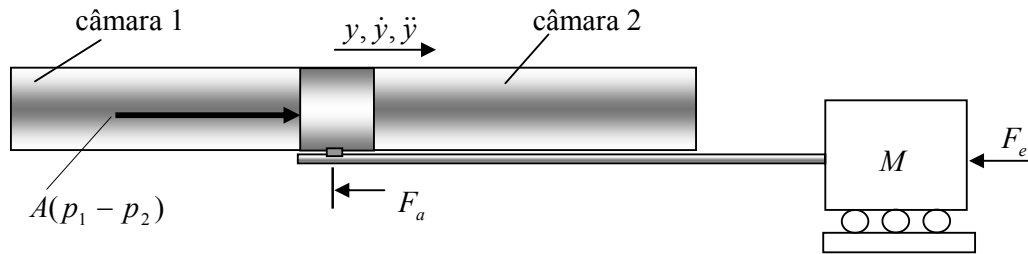


Figura 2.2 Equilíbrio de forças no êmbolo do cilindro atuador.

As equações (2.4), (2.5) e (2.6) constituem um modelo dinâmico de quarta ordem do sistema pneumático de posicionamento, cujas variáveis de estado podem ser $x = [y \ \dot{y} \ p_1 \ p_2]^T$. Este modelo inclui as não linearidades caracterizadas pelo produto e quociente de variáveis de estado presentes nas relações (2.4) e (2.5), pela parcela de atrito estático e de Coulomb incluídas em F_a e pelas relações não-lineares $q_{m1} = q_{m1}(p_1, u)$ e $q_{m2} = q_{m2}(p_2, u)$ que descrevem as vazões mássicas.

Observação 1 (modelo linear de quarta ordem): Expandindo as funções que descrevem as vazões mássicas em série de Taylor em torno de um ponto de funcionamento “i” obtém-se uma expressão linearizada para a vazão mássica na câmara 1 na forma

$$\Delta q_{m1} = \left[\frac{\partial q_{m1}}{\partial u} \right]_i \Delta u + \left[\frac{\partial q_{m1}}{\partial p_1} \right]_i \Delta p_1 \quad (2.7)$$

onde o coeficiente $\left[\frac{\partial q_{m1}}{\partial u} \right]_i$ define o *ganho de vazão* na entrada da câmara 1 e o coeficiente $\left[\frac{\partial q_{m1}}{\partial p_1} \right]_i$ define o *coeficiente de vazão-pressão* nesta entrada. O índice “i” indica que a pressão p_1 e a tensão para o cálculo destes coeficientes são tomadas no ponto de funcionamento “i”. Lembrando que este ponto de funcionamento inclui ainda uma posição $[y]_i$ e uma velocidade $[\dot{y}]_i$, pode-se linearizar a expressão (2.4) em torno deste ponto. O mesmo procedimento pode ser desenvolvido para a expressão (2.5). As expressões assim obtidas a partir de (2.4), (2.5) e (2.6), considerando-se apenas o atrito viscoso linear, constituem um modelo dinâmico linear de quarta ordem com um zero e um pólo na origem (Perondi e Guenther, 1999a). Este procedimento está detalhado no Apêndice III deste trabalho.

Observação 2 (modelo linear de terceira ordem): Se o ponto de funcionamento “i” é o ponto central do cilindro e os *coeficientes de vazão-pressão* $\left[\frac{\partial q_{m1}}{\partial p_1} \right]_i$ e $\left[\frac{\partial q_{m2}}{\partial p_2} \right]_i$ são considerados iguais, o zero cancela um pólo, o sistema tem uma dinâmica não observável e a função de transferência resulta na forma (Boudart et al., 1991):

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{b_0}{s(s^2 + a_2s + a_1)} \quad (2.8)$$

Este equacionamento também está detalhado no Apêndice III.

Observação 3 (modelo não-linear de quarta ordem): Definindo $p_\Delta = p_1 - p_2$ como a diferença de pressão entre as câmaras 1 e 2, a expressão (2.6) resulta:

$$M\ddot{y} + F_a + F_e = Ap_\Delta \quad (2.9)$$

Utilizando as expressões (2.4) e (2.5) pode-se escrever a derivada da diferença de pressão em relação ao tempo como

$$\dot{p}_\Delta = RrT \left[\frac{q_{m1}(p_1, u)}{Ay + V_{10}} - \frac{q_{m2}(p_2, u)}{A(L - y) + V_{20}} \right] - rA\dot{y} \left[\frac{p_1}{Ay + V_{10}} + \frac{p_2}{A(L - y) + V_{20}} \right] \quad (2.10)$$

Desta forma é possível agrupar os termos que dependem da tensão na servoválvula u em uma função $\hat{u} = \hat{u}(p_1, p_2, y, u)$, e os termos que independem da tensão em uma função $\hat{h} = \hat{h}(p_1, p_2, y, \dot{y})$, ou seja:

$$\hat{u}(p_1, p_2, y, u) = RrT \left[\frac{q_{m1}(p_1, u)}{Ay + V_{10}} - \frac{q_{m2}(p_2, u)}{A(L - y) + V_{20}} \right] \quad (2.11)$$

$$\hat{h}(p_1, p_2, y, \dot{y}) = -rA\dot{y} \left[\frac{p_1}{Ay + V_{10}} + \frac{p_2}{A(L - y) + V_{20}} \right] \quad (2.12)$$

Com isso a expressão (2.10) resulta:

$$\dot{p}_\Delta = \hat{h}(p_1, p_2, y, \dot{y}) + \hat{u}(p_1, p_2, y, u) \quad (2.13)$$

As expressões (2.9) e (2.13) constituem uma outra forma de descrever o sistema não-linear de quarta ordem.

2.2.3 Caracterização das Vazões na Servoválvula

As equações (2.9) e (2.10) constituem o modelo dinâmico do sistema pneumático de posicionamento e definem uma dinâmica não-linear de 4ª ordem para o mesmo. Note que se os parâmetros do sistema forem conhecidos, esta dinâmica pode ser alterada através da variação controlada das vazões mássicas q_{m1} e q_{m2} . Estas vazões dependem das pressões nas câmaras e das seções de passagem do ar que podem, por sua vez, ser controladas pelo valor da tensão u aplicada à válvula.

O sistema pode, portanto, ser interpretado como tendo um entrada $\hat{u} = \hat{u}(p_1, p_2, y, u)$ que depende da combinação das vazões mássicas nas câmaras (q_{m1} e q_{m2}). A resposta do sistema depende desta entrada \hat{u} , que é uma função dos estados e da tensão de controle u .

Assim, para obter uma resposta desejada para o sistema, define-se uma dinâmica desejada para a diferença de pressão (p_Δ), calcula-se \hat{h} (a partir dos estados medidos) e o sinal \hat{u} necessário para obter a resposta desejada para o sistema. A inversão da função $\hat{u}(p_1, p_2, y, u)$ com relação a u permite obter a tensão necessária para alcançar a resposta desejada.

Portanto, sob este enfoque, o controle da dinâmica do sistema pneumático depende da monitoração dos seus estados e do conhecimento mais exato possível dos seus parâmetros, incluindo as relações entre as vazões mássicas na servoválvula com as pressões internas nas câmaras concomitantemente com as relações entre as vazões mássicas na servoválvula com o sinal de controle u .

2.2.3.1. Vazão Mássica de Fluidos Compressíveis através de Orifícios

As vazões mássicas na servoválvula podem ser estudadas à luz da teoria da mecânica de fluidos que trata sobre o escoamento de fluidos compressíveis através de orifícios. Isto foi feito em Bobrow e McDonell (1998), Perondi e Guenther (1999a), Maré et al. (2000) e em Nouri et al. (2000).

No presente estudo, o equacionamento da vazão mássica é baseado nos trabalhos de Andersen (1967) e Fox e McDonald (1981). Assume-se aqui que o processo de compressão do volume de ar devido ao estrangulamento na entrada do orifício de passagem é adiabático, reversível e realiza-se a uma velocidade bastante alta, caracterizando um comportamento isentrópico.

Seja um trecho de tubulação no qual ocorre um estrangulamento na seção de passagem do fluido, conforme a Fig. 2.3.

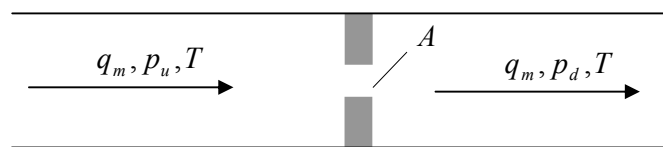


Figura 2.3 Estrangulamento da seção transversal de uma tubulação.

Assumem-se ainda as hipóteses de velocidade constante, escoamento unidirecional e condição estática a montante para o gás. Ocorrem duas possibilidades para a vazão nestas condições: sônica (saturada) ou subsônica. O regime de vazão (saturado ou subsônico) depende da relação p_d / p_u entre as pressões a jusante (p_d) e montante (p_u) com relação ao orifício. A vazão mássica assume comportamento subsônico para $p_d / p_u > p_{crit}$, onde p_{crit} é definido como a relação crítica de pressões que caracteriza a transição do regime de escoamento saturado para o subsônico.

Assim, sendo A_0 a área transversal de passagem do gás, a vazão em regime subsônico é governada por (Martin, 1995)

$$q_m = A_0 p_u \sqrt{\frac{2r}{(r-1)RT} \left[\left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{2/r} - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{(r+1)/r} \right]} \quad (2.14)$$

No caso em que $p_d / p_u \leq p_{crit}$, a vazão mássica assume o comportamento de regime saturado (sônico) e apresenta valor máximo e fixo dado por

$$q_m = A_0 p_u \sqrt{\frac{r}{RT} \left(\frac{2}{r+1} \right)^{\frac{r+1}{r-1}}} \quad (2.15)$$

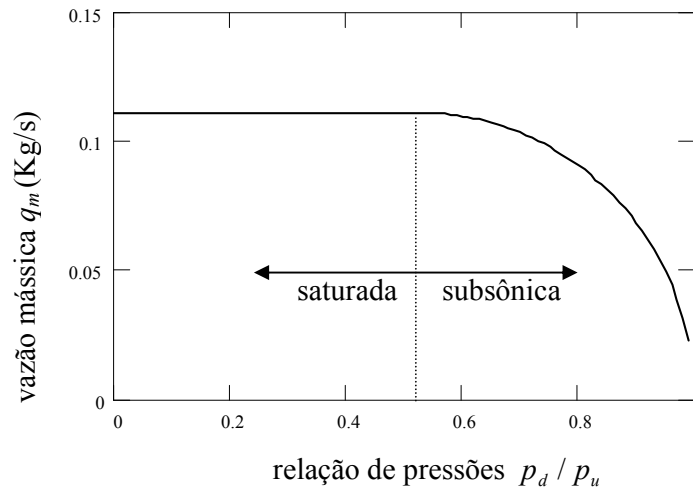


Figura 2.4 Vazão mássica teórica.

A Fig. 2.4 apresenta a vazão mássica teórica segundo as equações (2.14) e (2.15) com p_u constante. A relação de pressões crítica teórica em que a transição ocorre é $p_{crit} = (2/(r+1))^{r/(r+1)} = 0,528$ para o ar.

2.2.3.2 Identificação das Curvas de Vazão Mássica

Devido à natureza do projeto da servoválvula, a área do orifício (A_0) varia de acordo com a tensão de controle u , ou seja, $A_0 = A_0(u)$. Como consequência, a vazão mássica teórica (sem considerar perdas) é determinada através de uma expressão na forma:

$$q_m = A_0(u)p_u\Psi(p_d/p_u) \quad (2.16)$$

onde a função $\Psi(p_d/p_u)$ tem um valor constante para $p_d/p_u \leq 0,528$, característico do escoamento saturado, e um valor dependente da relação de pressões quando o escoamento é subsônico ($p_d/p_u > 0,528$).

Este equacionamento não leva em conta a geometria efetiva dos orifícios, desconsiderando os fenômenos relacionados às perdas e irreversibilidades que ocorrem na passagem do gás pelas aberturas. Devido a isto, as relações de pressões críticas encontradas na prática mostram-se menores que na teoria (Maré et al, 2000). Além disso, Bobrow e McDonell (1998) mostram que, mesmo ajustando a abertura efetiva e a relação de pressões críticas, a expressão teórica para a vazão subsônica (2.14) pode não ser suficientemente acurada para descrever adequadamente a vazão mássica através dos orifícios da servoválvula, o que leva à necessidade de levantamento de dados experimentais.

Observando a expressão (2.16), verifica-se que a vazão mássica é dada pelo produto de uma função que depende da tensão na servoválvula (u) por uma função das pressões a montante e a jusante. Com base nisso, utiliza-se neste trabalho, como em Bobrow e McDonell (1998), a descrição da vazão mássica na servoválvula como o produto de funções da tensão $f_u(u)$ e das pressões $f_p(p_u, p_d)$, na forma:

$$q_m(p_u, p_d, u) = [q_m]_{\max} f_p(p_u, p_d) f_u(u) \quad (2.17)$$

onde $[q_m]_{\max}$ é a vazão mássica máxima através do orifício, $0 \leq f_p(p_u, p_d) \leq 1$ é uma função das pressões, e $0 \leq f_u(u) \leq 1$ é uma função que considera a abertura efetiva e depende da tensão na servoválvula u .

Os servossistemas pneumáticos são projetados de forma que se possa geralmente assumir as hipóteses de que:

- 1 – A pressão de suprimento (p_{sup}) é constante; e
- 2 – A pressão de exaustão é igual à pressão atmosférica (p_{atm}).

Desta forma, no enchimento de um cilindro a pressão a montante é $p_u = p_{\text{sup}}$, a pressão a jusante é a pressão p_i na câmara “i” do cilindro, e a vazão mássica de enchimento da câmara “i” (q_{mi}^{ench}) escrita a partir de (2.17) resulta

$$q_{mi}^{\text{ench}}(p_i, u) = [q_{mi}^{\text{ench}}]_{\max} f_{pi}^{\text{ench}}(p_i) f_{ui}^{\text{ench}}(u) \quad (2.18)$$

onde $f_{pi}^{\text{ench}}(p_i)$ é a função de pressão no enchimento da câmara “i”, e $f_{ui}^{\text{ench}}(u)$ é a função de tensão correspondente ao enchimento da câmara “i”.

Na exaustão, a pressão a montante é a pressão no interior da câmara “i”, ou seja, $p_u = p_i$, e a pressão a jusante é a pressão atmosférica ($p_d = p_{\text{atm}}$). Assim, a vazão mássica de exaustão da câmara “i” resulta:

$$q_{mi}^{\text{exau}}(p_i, u) = [q_{mi}^{\text{exau}}]_{\max} f_{pi}^{\text{exau}}(p_i) f_{ui}^{\text{exau}}(u) \quad (2.19)$$

onde $f_{pi}^{\text{exau}}(p_i)$ é a função de pressão na exaustão da câmara “i”, e $f_{ui}^{\text{exau}}(u)$ é a função de tensão na exaustão da câmara “i”.

O levantamento experimental das funções de pressão ($f_{pi}^{\text{ench}}(p_i)$ e $f_{pi}^{\text{exau}}(p_i)$), e das funções de tensão ($f_{ui}^{\text{ench}}(u)$ e $f_{ui}^{\text{exau}}(u)$) é feito observando que, quando o êmbolo do cilindro está parado, o volume nas câmaras é constante (V) e a velocidade do êmbolo é nula ($\dot{y} = 0$). Com isso, de 2.4 ou de 2.5 pode-se escrever

$$q_{mi}[p_i(t), u] = \frac{V}{RrT} \dot{p}_i(t) \quad (2.20)$$

Baseado na expressão (2.20), o procedimento experimental, realizado para cada caso de enchimento e exaustão em ambas as câmaras, consiste em:

1 – Para uma seqüência de valores de tensão na válvula, medir o comportamento da pressão ao longo do tempo (ver Fig. 2.5);

2 – Calcular a derivada da pressão em relação ao tempo, obtendo a vazão mássica em função do tempo através de (2.20), para cada valor de tensão na válvula (ver Fig.2.6). Isto resulta em uma curva de vazão para cada caso de escoamento (de enchimento e exaustão) em cada câmara

3 – Obter as curvas estáticas vazão-pressão, cruzando termo a termo os valores das curvas obtidas nos passos 1 e 2 (ver Fig. 2.7).

4 – Determinar, a partir das curvas obtidas no passo 2, os valores máximos da vazão $[q_{mi}]_{\max}$ (de enchimento e exaustão com abertura máxima) em cada câmara;

5 – Os valores máximos das vazões mássicas obtidas no passo 2 são utilizados para normalizar as funções obtidas no passo 2, resultando nas funções de vazão em relação à tensão;

6 – Normalizar as curvas vazão mássica-pressão calculadas no passo 3 pelos respectivos valores máximos da vazão (determinados no passo 4) mantendo-se a tensão constante para obter as correspondentes funções de pressão.

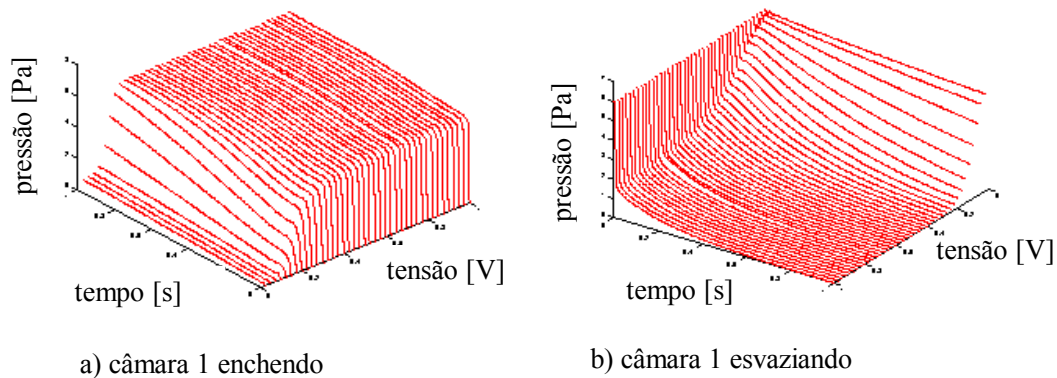


Figura 2.5 Exemplos das curvas experimentais pressão *versus* tensão medidas.

As curvas experimentais normalizadas para a pressão e vazão em função do tempo e da tensão de controle para a câmara 1 estão apresentadas, respectivamente, nas figuras 2.5 e 2.6. As curvas experimentais estáticas da vazão em função tensão de controle e pressão para a câmara 1 estão apresentadas na Fig. 2.7.

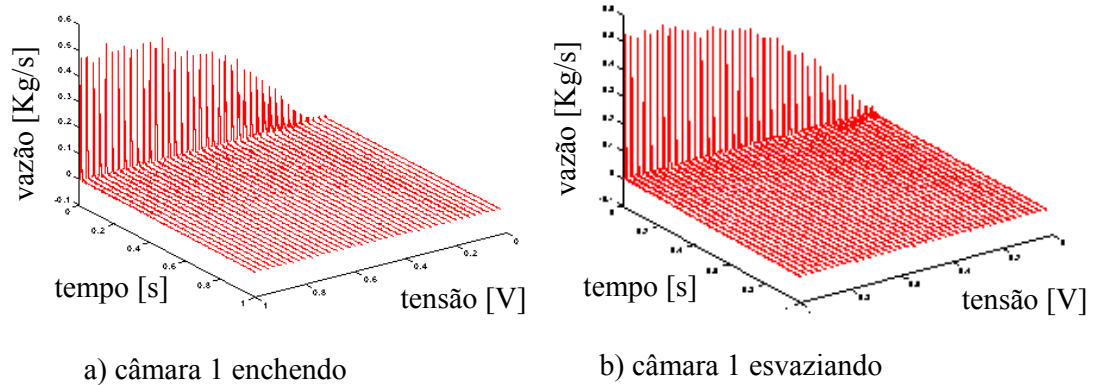


Figura 2.6 Exemplo das curvas de vazão *versus* tempo (câmara 1).

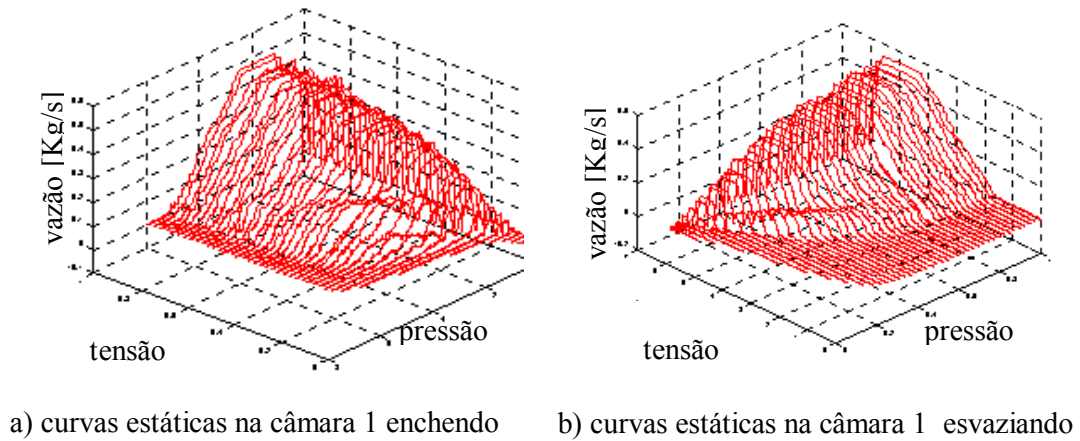
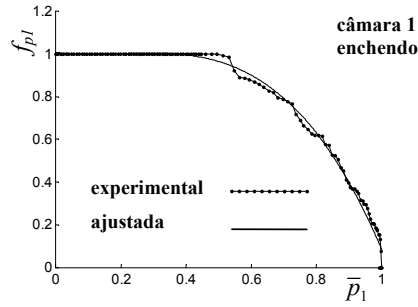


Figura 2.7 Exemplo das curvas estáticas vazão *versus* tensão (câmara 1).

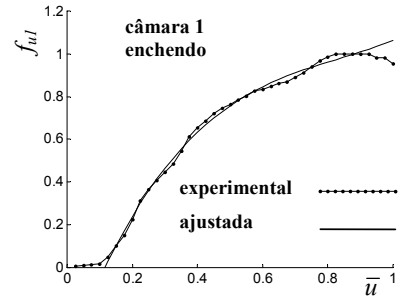
As funções de pressão e tensão foram ajustadas através do uso do método dos mínimos quadrados com polinômios de terceira ordem. Foram utilizadas como base as curvas das vazões mássicas máximas em ambos os casos (veja Fig. 2.8). Para as funções de pressão o ajuste facilita o cálculo e para as funções de tensão possibilita a inversão através do cálculo das raízes do polinômio (ver detalhes sobre a inversão dos polinômios de 3ª ordem no Anexo I deste trabalho).

CURVAS VAZÃO MÁSSICA *VERSUS* PRESSÃO

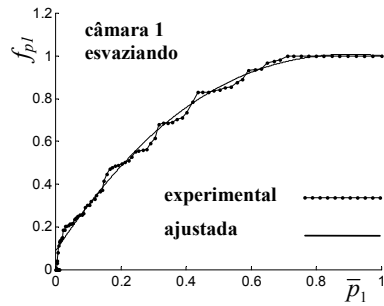
CURVAS VAZÃO MÁSSICA *VERSUS* TENSÃO



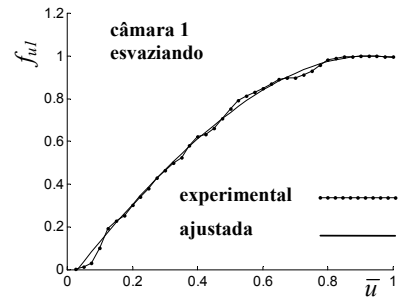
$$f_{p_1}^{ench}(\bar{p}_1) = -1,888\bar{p}_1^3 + 1,157\bar{p}_1^2 - 0,191\bar{p}_1 + 1,007$$



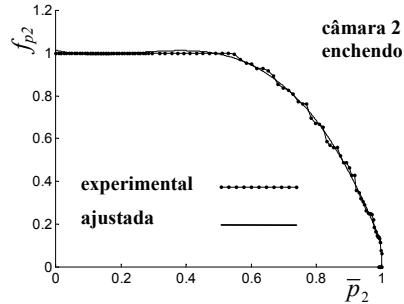
$$f_{u_1}^{ench}(\bar{u}) = 1,2\bar{u}^3 - 3,5\bar{u}^2 + 3,58\bar{u} - 0,3$$



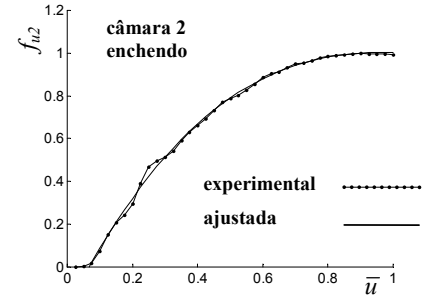
$$f_{p_1}^{exau}(\bar{p}_1) = 0,346\bar{p}_1^3 - 1,747\bar{p}_1^2 + 2,312\bar{p}_1 + 0,09$$



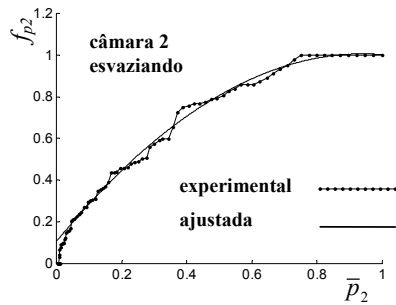
$$f_{u_1}^{exau}(\bar{u}) = 1,265\bar{u}^3 - 3,282\bar{u}^2 + 3,148\bar{u} - 0,112$$



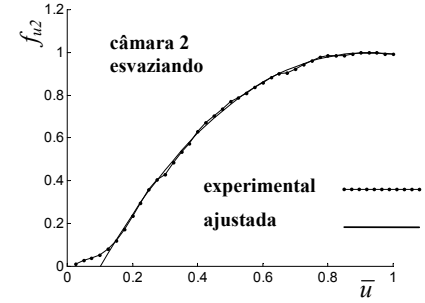
$$f_{p_2}^{ench}(\bar{p}_2) = -2,395\bar{p}_2^3 + 1,851\bar{p}_2^2 - 0,362\bar{p}_2 + 1,014$$



$$f_{u_2}^{ench}(\bar{u}) = 1,198\bar{u}^3 - 3,446\bar{u}^2 + 3,42\bar{u} - 0,161$$



$$f_{p_2}^{exau}(\bar{p}_2) = -0,029\bar{p}_2^3 - 0,957\bar{p}_2^2 + 1,88\bar{p}_2 + 0,109$$



$$f_{u_2}^{exau}(\bar{u}) = 1,2\bar{u}^3 - 3,5\bar{u}^2 + 3,6\bar{u} - 0,3$$

Figura 2.8 Ajuste das curvas experimentais da vazão mássica.

As funções de interpolação apresentadas na Fig. 2.8 são normalizadas tanto em função das vazões quanto em função das pressões e da tensão de controle. Assim, nestas curvas, as variáveis independentes normalizadas são definidas como $\bar{u} = u / u_{\max}$ para a tensão, onde u_{\max} é a tensão que corresponde à abertura máxima da servoválvula e $\bar{p}_i = (p_i - p_{atm}) / (p_{\text{sup}} - p_{atm})$ para as pressões. Ver detalhes sobre a implementação na seção 5.6 deste trabalho.

2.3 Modelagem do atrito

O atrito é uma das principais não linearidades que dificultam o controle dos servoposicionadores pneumáticos, pois pode ocasionar erros de regime e de seguimento de trajetória. Isto foi comprovado através das simulações apresentadas na seção 4.3.1. Além disso, o atrito pode ocasionar ciclos limites em torno da posição desejada (*hunting*) e movimentos tipo adere-desliza (*stick-slip*) (Canudas et al, 1995).

Nos posicionadores pneumáticos o atrito é ocasionado principalmente pelo contato do anel de vedação com o corpo do cilindro. Outra fonte de atrito situa-se no sensor de posição, nos locais em que sua parte móvel entra em contato com as guias direcionais fixas. Em cilindros com haste ocorre atrito também na sua região de deslizamento nos extremos do cilindro.

Os efeitos do atrito geralmente alteram-se com o tempo e podem depender, dentre outros parâmetros, do estado de lubrificação, da temperatura, da direção do movimento, das pressões existentes nas câmaras do cilindro, da velocidade do êmbolo e de outros fatores como materiais e tipos de vedações.

Para realizar simulações que representem adequadamente o sistema analisado é necessário dispor-se de um bom modelo para o atrito. Isto permite que elas possam ser utilizadas em várias tarefas, tais como determinar os ganhos para os controladores, estudar o seu desempenho dinâmico e analisar a estabilidade.

No presente trabalho, foi adotado o modelo para o atrito proposto por Canudas et al. (1995). Este modelo, conhecido como “Lugre”, além de reproduzir a maioria dos comportamentos não-lineares observados experimentalmente (efeito de Stribeck, histerese, força de quebra variável e características elásticas no movimento de pré-deslizamento) é adequado para ser utilizado em esquemas de compensação do atrito baseados em modelos.

O modelo Luge tem como principal característica a consideração do movimento em regime de pré-deslizamento, que não é considerado nos modelos clássicos para o atrito, geralmente baseados em mapas estáticos que descrevem a relação entre a força de atrito e a velocidade. O exemplo mais típico (ver Fig. 2.11) é o dos modelos que se valem de diferentes combinações do atrito de Coulomb com as forças viscosas considerando ainda o efeito de Stribeck (como em Armstrong-Hélouvry et al., 1994).

A Fig. 2.9 apresenta um exemplo de movimento em regime de pré-deslizamento entre duas superfícies em contato, obtido por simulação com o uso do modelo Luge.

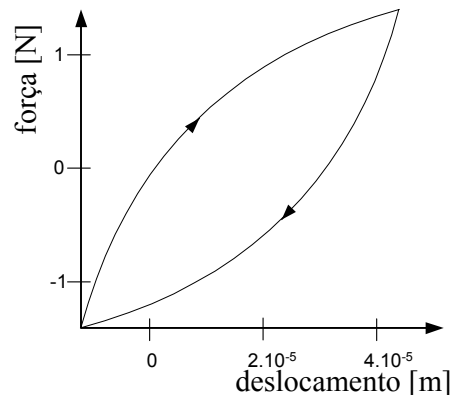


Figura 2.9 Simulação de microdeslocamentos em regime de pré-deslizamento.

2.3.1 O Modelo Luge para o Atrito

O termo Luge deriva do modelo surgido através do trabalho conjunto entre as universidades de Lund e Grenoble (Lischinsky et al., 1999).

Este modelo baseia-se no entendimento do mecanismo microscópico do fenômeno de atrito. A este nível, as superfícies são muito irregulares e seu contato se dá através de rugosidades. No modelo em questão isto é aproximado por dois corpos rígidos em contato através de pequenos elementos elásticos, tal como mostrado na Fig. 2.10. Quando ocorre um movimento relativo entre as partes, surge uma força tangencial de reação que tende a deformar os elementos elásticos na região de contato. Esta força tende a impedir o movimento relativo das superfícies e, se for suficientemente grande, fará com que parte dos elementos deslize, diminuindo a força de reação. Este fenômeno é altamente aleatório devido às formas irregulares das superfícies.

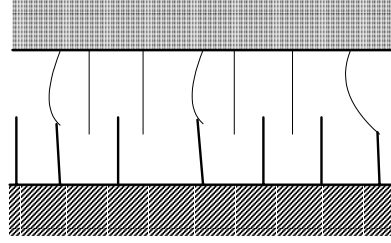


Figura 2.10 Representação da região de contato entre duas superfícies.

O modelo Luge baseia-se em uma variável não mensurável que representa o comportamento médio dos elementos elásticos em contato. Esta deformação denotada por z é equacionada por

$$\frac{dz}{dt} = \dot{y} - \frac{|\dot{y}|\sigma_0}{g(\dot{y})} z \quad (2.21)$$

onde \dot{y} é a velocidade relativa entre as duas superfícies e $g(\dot{y})$ é uma função positiva que depende de fatores como propriedades dos materiais, lubrificação e temperatura. A função $g(\dot{y})$ não necessita ser simétrica, podendo assim capturar o comportamento que depende da direção do movimento. Em regime permanente ($dz/dt = 0$ e \dot{y} constante) a deformação z assume a seguinte forma

$$z_{ss} = \frac{\dot{y}}{|\dot{y}|} \frac{g(\dot{y})}{\sigma_0} = \frac{g(\dot{y})}{\sigma_0} \text{sgn}(\dot{y}) \quad (2.22)$$

onde o sub-índice ss indica regime permanente (*steady state*).

A força de atrito gerada pela reação ao movimento dos elementos elásticos em contato é aproximada por $F = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z}$, onde σ_0 é o coeficiente de rigidez elástica e σ_1 é um coeficiente de amortecimento. As forças viscosas são levadas em conta através da adição de um termo proporcional à velocidade relativa (σ_2), de forma que:

$$F = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 \dot{y} \quad (2.23)$$

O modelo composto por (2.21) e (2.23) é caracterizado pela função $g(\dot{y})$ e os parâmetros σ_0 , σ_1 e σ_2 . Canudas et al. (1995) propõem o uso da conhecida parametrização para $g(\dot{y})$ apresentada na Fig. 2.11. Esta parametrização leva em conta os atritos seco e viscoso, bem como o efeito de Stribeck (ver, por exemplo, Armstrong-Hélouvry et al., 1994) e é expressa por:

$$g(\dot{y}) = F_c + (F_s - F_c)e^{-(\dot{y}/v_s)^2} \quad (2.24)$$

onde F_c é a força de atrito seco (ou de Coulomb), F_s é a força de atrito estático (que corresponde à força limite do regime de pré-deslizamento) e v_s é a velocidade de Stribeck. Com esta descrição, o modelo fica caracterizado por quatro parâmetros estáticos σ_2 , F_c , F_s e v_s e dois dinâmicos σ_0 e σ_1 .

A função ($\infty > F_s \geq g(\dot{y}) \geq F_c > 0$) descreve parte das características de regime permanente do modelo para movimentos com velocidade constante e $dz/dt = 0$. Neste caso, as características de regime permanente para o atrito são governadas por:

$$F_{ss}(\dot{y}) = g(\dot{y})\text{sgn}(\dot{y}) + \sigma_2\dot{y} = F_c\text{sgn}(\dot{y}) + (F_s - F_c)e^{-(\dot{y}/v_s)^2}\text{sgn}(\dot{y}) + \sigma_2\dot{y} \quad (2.25)$$

Esta equação pode ser utilizada na identificação dos parâmetros estáticos, como descrito a seguir, na seção 2.3.2.

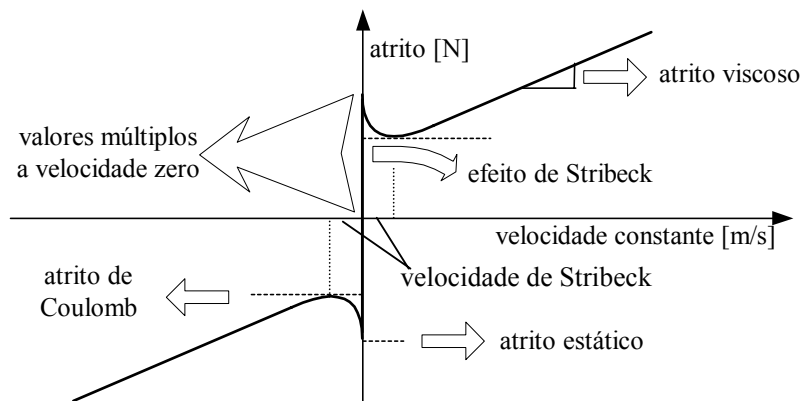


Figura 2.11 Curva estática força de atrito pela velocidade constante.

2.3.2 Estimativa dos Parâmetros para o Atrito

Os quatro parâmetros estáticos podem ser estimados com a construção de um mapa estático realizada através de medições de movimentos com velocidade constante. O mapa estático levantado na bancada em estudo está apresentado na Fig. 2.12. Ele foi obtido através da imposição de trajetórias com velocidades constantes diferentes ao movimento do êmbolo. Através da Fig. 2.12 verifica-se que o efeito de Stribeck não se mostra significativo, característica dos atuadores sem haste já referenciada por outros autores, como, por exemplo, Santos (1996). O ajuste dos parâmetros da Eq. (2.25) aos dados experimentais pode ser realizado através de técnicas não-lineares (como em Lischinsky, 1999) ou, como no presente caso, por inspeção. Os valores para os parâmetros estáticos obtidos desta forma estão apresentados na tabela 2.1.

Tabela 2.1 Valores dos parâmetros estáticos e dinâmicos para o atrito.

direção	σ_0 [N/m ²]	σ_1 [Ns/m]	σ_2 [Ns/m]	v_s [m/s]	F_c [N]	F_s [N]
$\dot{y} > 0$	$6,3 \cdot 10^6$	8460	90,4	0,02	35,3	42
$\dot{y} < 0$	$6,3 \cdot 10^6$	8460	89,3	0,02	30,4	35

Para obtenção dos parâmetros dinâmicos foram realizadas medições dos micro-deslocamentos em regime de pré-deslizamento utilizando um equipamento de precisão (roseta ótica) descrito no capítulo 5. Os micro-deslocamentos são medidos diretamente, enquanto que as forças são obtidas através da diferença de pressão multiplicada pela área do êmbolo do cilindro. A estimativa para σ_0 é então calculada através de

$$\hat{\sigma}_0 = \frac{\Delta F}{\Delta y} \quad (2.26)$$

onde, para as medições executadas no tempo t , define-se a variação da força aplicada como $\Delta F = F(t) - F(0)$ e do deslocamento medido como $\Delta y = y(t) - y(0)$.

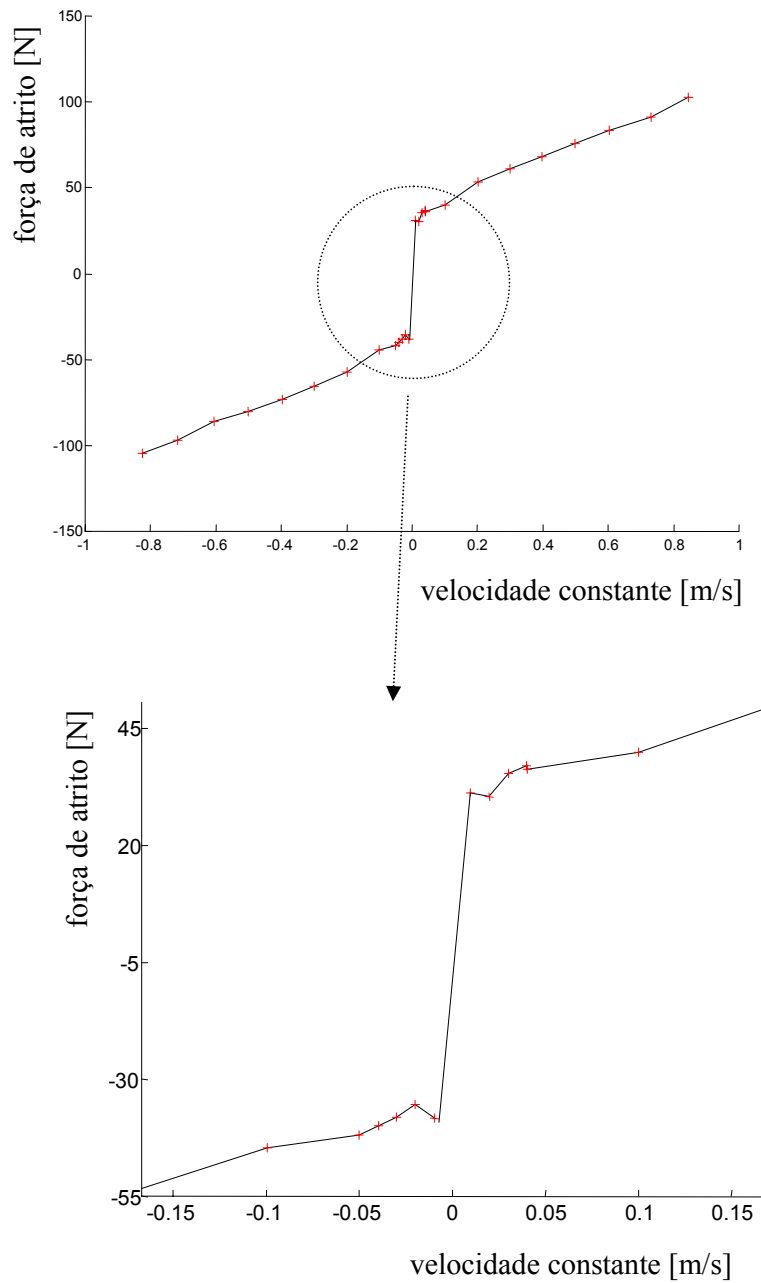


Figura 2.12 Curva experimental da força de atrito pela velocidade constante.

O parâmetro σ_1 é obtido a partir da hipótese de que o sistema composto pelos elementos em contato apresenta comportamento dinâmico criticamente amortecido no regime de pré-deslizamento. A determinação de σ_1 nestas condições pode ser realizada a partir da linearização do sistema governado pela Eq. (2.21) em torno do ponto $z = 0$.

Considera-se ainda um elemento engastado ao sistema de coordenadas e o outro móvel, com massa deslocada M . Assim, tem-se $\dot{z} = \dot{y}$, a partir da linearização da Eq. (2.21), o que implica em $y \cong z$. Nestas condições o equilíbrio dinâmico é dado por $M\ddot{y} = F - F_a = F - \sigma_0 z - \sigma_1 \dot{z} - \sigma_2 \dot{y}$ equivalendo a $M\ddot{y} + (\sigma_1 + \sigma_2)\dot{y} + \sigma_0 y = F$.

Os parâmetros dinâmicos da equação linear do movimento de pré-deslizamento são definidos por $\omega_n = \sqrt{\sigma_0/M}$ e $\zeta = (\sigma_1 + \sigma_2)/(2M\omega_n)$. Isolando σ_1 obtém-se a seguinte expressão,

$$\sigma_1 = 2\zeta\sqrt{\sigma_0 M} - \sigma_2 \quad (2.27)$$

que é utilizada para a estimativa de σ_1 . Como, na prática, as velocidades em regime de pré-deslizamento são baixas, os erros envolvidos na estimativa de σ_1 não devem influir de maneira significativa no cálculo de $g(\dot{y})$.

Canudas et al. (1995) (e posteriormente, Lischinsky et al., 1999) propõem ainda um observador para o atrito baseado no modelo Luge. A utilização do observador para compensação do atrito adaptado ao esquema de controle em cascata proposto está apresentada na seção 4.4 do presente trabalho. Maiores detalhes sobre a implementação podem ser encontrados na seção 5.6. Os resultados da aplicação do modelo Luge para simulação e compensação do atrito no problema do servoposicionador pneumático estão apresentados no Capítulo 6.

2.4 Conclusões do Capítulo

A Tabela 2.2 apresenta o conjunto de equações que descrevem o comportamento do servoposicionador pneumático. Através dela e dos valores numéricos dos parâmetros do sistema (apresentados no Capítulo 5 deste trabalho) montou-se um modelo matemático para ser utilizado em simulações para testes de controladores.

É importante destacar que, além da utilização em simulações, este modelo foi desenvolvido visando sua utilização em algoritmos de controle para servoposicionadores pneumáticos que empregam a compensação das não linearidades. Por isso a identificação da função que descreve a vazão através da servoválvula foi realizada de forma a poder ser invertida. Também, para facilitar a compensação

utilizou-se o modelo Lugre para o atrito, que permite a integração direta com algoritmos de controle. O controlador em cascata apresentado no Capítulo 4 consiste em um exemplo de aplicação desta metodologia.

Tabela 2.2 Equações que descrevem o modelo do sistema.

Equação	n°
$\dot{p}_1 = \frac{-Ar\dot{y}}{Ay + V_{10}} p_1 + \frac{RrT}{Ay + V_{10}} q_{m1}(p_1, u)$	(2.4)
$\dot{p}_2 = \frac{-Ar\dot{y}}{A(L-y) + V_{20}} p_2 + \frac{RrT}{A(L-y) + V_{20}} q_{m2}(p_2, u)$	(2.5)
$M\dot{y} + F_a + F_e = A(p_1 - p_2)$	(2.6)
$F_a = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 \dot{y}$	(2.23)
$\frac{dz}{dt} = \dot{y} - \frac{ \dot{y} \sigma_0}{g(\dot{y})} z$	(2.21)
$g(\dot{y}) = F_c + (F_s - F_c) e^{-(\dot{y}/v_s)^2}$	(2.24)
$q_{m1}^{ench}(p_1, u) = \left[q_{m1}^{ench} \right]_{\max} f_{p1}^{ench}(p_1) f_{u1}^{ench}(u)$	(2.18)
$q_{m1}^{exau}(p_1, u) = \left[q_{m1}^{exau} \right]_{\max} f_{p1}^{exau}(p_1) f_{u1}^{exau}(u)$	(2.19)
$q_{m2}^{ench}(p_2, u) = \left[q_{m2}^{ench} \right]_{\max} f_{p2}^{ench}(p_2) f_{u2}^{ench}(u)$	(2.18)
$q_{m2}^{exau}(p_2, u) = \left[q_{m2}^{exau} \right]_{\max} f_{p2}^{exau}(p_2) f_{u2}^{exau}(u)$	(2.19)

Os resultados de simulações e ensaios experimentais apresentados no Capítulo 6 mostram que o modelo aqui desenvolvido para o servomotor pneumático é adequado tanto para a utilização no projeto do controlador em cascata proposto no Capítulo 4 quanto no ciclo de projeto de controladores para o sistema através de simulações utilizadas no ajuste de ganhos e na verificação do comportamento da malha fechada.

3. O CONTROLE DE SERVOPOSICIONADORES PNEUMÁTICOS

Neste capítulo são discutidas as dificuldades relacionadas com o controle de servoposicionadores pneumáticos e apresentados os principais esquemas utilizados para superá-las.

3.1 Introdução

As duas principais tarefas de controle em servoposicionadores são o *controle de posição* e *seguimento de trajetória*, definidos a seguir para os servoposicionadores pneumáticos:

a. Controle de posição: Seja y_d a posição final desejada para o êmbolo do cilindro atuador do servossistema pneumático. O controle de posição consiste em minimizar o erro de posição $e(t)$, definido como a diferença da posição desejada com relação à posição atual $y(t)$, ou seja, $e(t) \equiv y_d - y(t)$.

b. Controle de seguimento de trajetória: Neste caso, o problema de controle passa a ser o de fazer com que o êmbolo do atuador execute uma determinada trajetória $y_d(t)$ ao longo do tempo, onde $t \in [0, t_f]$, sendo t_f o tempo final. Assume-se que as correspondentes trajetórias de velocidade e aceleração $\dot{y}_d(t)$ e $\ddot{y}_d(t)$ existem e são contínuas ao longo de $t \in [0, t_f]$.

A vantagem do seguimento de trajetória é a possibilidade de impor velocidade, aceleração e sua derivada primeira no tempo (*jerk*) durante a transição de uma posição inicial para outra desejada (Scavarda e Thomasset, 1996).

O objetivo do controle é modificar a dinâmica original de malha aberta do sistema de forma que seu comportamento seja adequado para a realização das tarefas descritas acima. Para tanto, é geralmente necessário obter um sistema em malha fechada com uma larga banda de passagem e um pequeno erro de posicionamento. É imprescindível, portanto, que a influência das não-linearidades e incertezas sobre a resposta do sistema seja suficientemente pequena.

As dificuldades de controlar os sistemas de posicionamento pneumáticos podem ser avaliadas a partir da modelagem apresentada no capítulo anterior. Trata-se de um sistema não-linear de quarta ordem. As não linearidades introduzidas pelo

comportamento do escoamento do ar e pela força de atrito são dificuldades básicas para atingir os objetivos de controle. Outras podem ser visualizadas a partir do modelo linear.

Os modelos lineares de terceira e quarta ordens (veja observações 1 e 2 do capítulo anterior) têm dois pólos que, com uma realimentação proporcional, são oscilatórios e com amortecimento que diminui à medida que o ganho proporcional aumenta, e que se dirigem para o semiplano complexo direito à medida que o ganho de realimentação cresce (veja a Fig. 3.1).

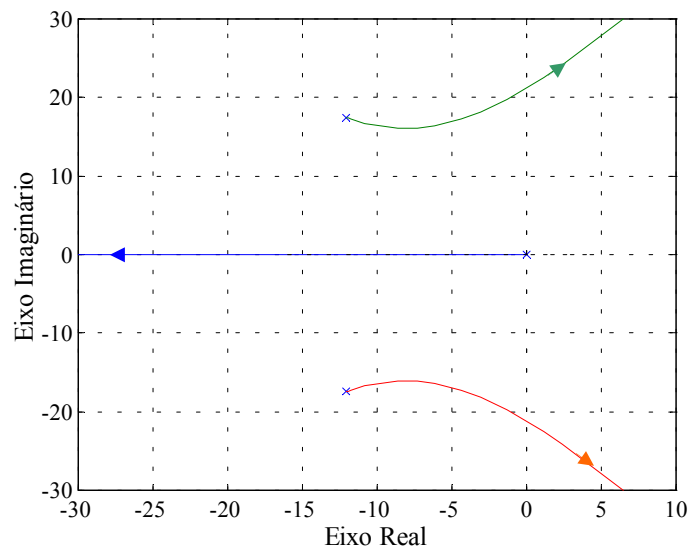


Figura 3.1 Lugar geométrico das raízes do modelo de 3ª ordem para o sistema com um controlador com ação proporcional (P).

Além disso, cabe ressaltar que os parâmetros do modelo linear de terceira ordem (b_0 , a_1 e a_2) dependem de características físicas do sistema sujeitas a incertezas tais como forças de atrito com características estocásticas, variações da massa específica com as flutuações de temperatura e alterações nas massas deslocadas. Isto provoca incertezas nestes parâmetros e na localização dos pólos. Os parâmetros do modelo linear dependem também da posição em torno da qual a linearização está sendo realizada. Com o cilindro na posição central (usada para obter o modelo de terceira ordem) o sistema apresenta a menor frequência natural, que aumenta à medida que o cilindro é linearizado em posições deslocadas para as extremidades (Virvalo, 1995).

Visto a partir do modelo linear trata-se, portanto, de um sistema com parâmetros variáveis que contém incertezas e que, com uma realimentação proporcional, apresenta

pólos que se deslocam para a região de instabilidade. Estas características dificultam a obtenção de bons desempenhos com a utilização dos controladores clássicos. Contudo, o desenvolvimento recente nas áreas de eletrônica e informática tornou possível a implementação de diversos algoritmos não-lineares de controle, sendo alguns deles descritos ao longo deste capítulo.

Scavarda e Thomasset (1996) e também Edge (1997) apresentam revisões dos aspectos mais importantes relacionados à modelagem e dos principais métodos utilizados até então para o controle de servoposicionadores pneumáticos. Apresenta-se a seguir uma revisão atualizada dos principais métodos utilizados para o controle de servoposicionadores pneumáticos. Na seção 3.2 é analisado o comportamento dos pólos de malha fechada de um atuador pneumático quando o controle é feito através de um controlador proporcional e quando são utilizados controladores que combinam as ações de controle proporcional, derivativa e integral. A seção 3.3 aborda o controle por realimentação de estados aplicado ao servoposicionador pneumático. As seções 3.4, 3.5 e 3.6 tratam das técnicas não-lineares de controle mais comumente aplicadas aos servoposicionadores pneumáticos. Na seção 3.4 é delineado o método baseado na linearização por realimentação. Na seção 3.5 é descrito o controle por estrutura variável, enquanto que na seção 3.6 são discutidos os controladores que dividem o sistema em dois subsistemas e aplicam diferentes algoritmos de controle para cada subsistema. Na seção 3.7 são apresentadas as demais técnicas utilizadas no controle de servoposicionadores pneumáticos enquanto que na seção 3.8 são apresentadas as conclusões deste capítulo.

3.2 Os Controladores P, PD e PID

Mostrou-se na seção anterior que as oscilações pouco amortecidas e o risco de instabilidade limitam o ganho de um controlador proporcional (P) a pequenos valores. Por isso, a realimentação proporcional resulta em posicionamento lento em malha fechada. O ganho proporcional é responsável pela redução do erro de regime provocado pelo atrito estático (Friedland e Mentzelopoulou, 1992), e sua limitação a pequenos valores resulta na dificuldade de obter pequenos erros de posicionamento em regime. Portanto, como igualmente atesta Virvalo (1995), os pequenos ganhos proporcionais redundam em grandes erros provocados pelo atrito estático entre o êmbolo e o cilindro.

Virvalo (1989) também comprova a inviabilidade da obtenção de boas respostas dinâmicas e estáticas com servoposicionadores pneumáticos utilizando controladores proporcionais. A partir do modelo linear de 3ª ordem ele demonstra que para um servoposicionador pneumático alcançar um erro de regime $\pm 0,5$ [mm] (considerado aceitável) com sobrepasso nulo e tempo de assentamento de 0,5 [s], o ganho proporcional de um servossistema pneumático típico deve ser em torno de 5 vezes maior que o seu ganho limite de estabilidade.

Utilizando a técnica do lugar das raízes verifica-se que a introdução de uma parcela derivativa na realimentação (controlador PD) não altera significativamente as dificuldades estruturais discutidas acima (Liu e Bobrow, 1988). Na Fig. 3.2 está apresentado o lugar geométrico das raízes para o sistema em malha fechada com um controlador PD. Nota-se que à medida que o ganho proporcional cresce, os pólos complexos conjugados tornam-se dominantes e podem levar o sistema à instabilidade.

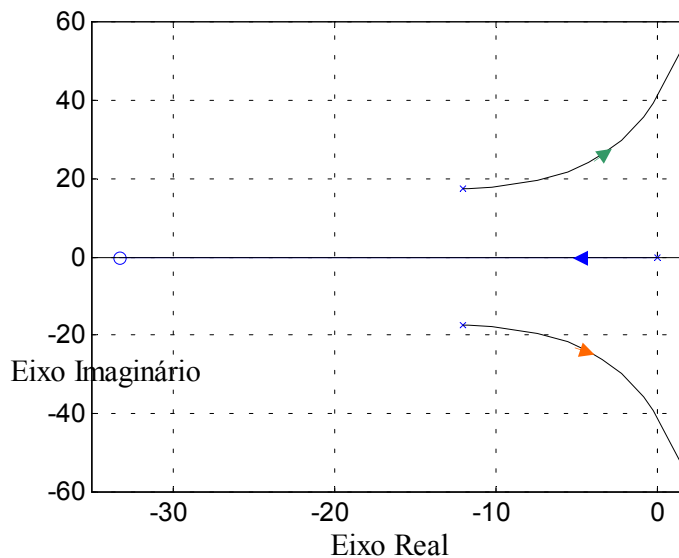


Figura 3.2 Lugar geométrico das raízes do modelo de 3ª ordem para o sistema com um controlador com ações proporcional e derivativa (PD).

Uma parcela integral pode auxiliar na redução do erro de regime provocado pelo atrito, mas também não altera a posição dos pólos em malha fechada de forma a reduzir as oscilações pouco amortecidas e os riscos de instabilidade.

Além disso, o ajuste dos ganhos dos controladores PID depende da trajetória desejada para o posicionador, ou seja, da tarefa para a qual está sendo utilizado (Su e Kuo, 2000).

Assim, os controladores PID (Proporcional-Integral-Derivativo) resultam insuficientes quando as exigências da tarefa do posicionador pneumático são severas em termos de precisão e velocidade, conforme atesta um grande número de trabalhos (Kawamura et al., 1989, Tanaka et al., 1996, Song et al., 1997, Pandian et al., 1997 e Okiyama e Ichiryu, 2001).

Vale salientar que controladores PD, PI e PID são muitas vezes compostos com outras técnicas, muitas vezes não-lineares. Por exemplo, Varseveld e Bone, (1997) combinam um controlador PID com compensação de atrito, ação integral limitada e alimentação avante (*feed-forward*) do sinal de posição. Já, Aziz e Bone, (1998) utilizam controle PID associado a um método que envolve ajuste adaptativo dos ganhos, compensação do atrito, limitação da ação integral e alimentação avante dos sinais de velocidade e aceleração. Kawamura et al. (1989) e Choi et al. (1998) utilizam um controlador PID em esquemas baseados na interpretação do atuador como dois subsistemas (veja seção 3.6 para mais detalhes). Alguns pesquisadores, como Gross e Rattan, (1997a, 1997b, 1998), Song et al. (1997) e o próprio Choi et al (1998) utilizam controladores clássicos associados a técnicas adaptativas via redes neurais (mais detalhes estão apresentados na seção 3.7.2).

Conclui-se nesta seção que a obtenção de um bom desempenho de um atuador pneumático com um controlador PID é limitada pela localização dos pólos de malha aberta do modelo linear do atuador pneumático, incertezas nos parâmetros e não-linearidades presentes no sistema.

3.3 Os Controladores por Realimentação de Estados

Segundo Ogata (1998) entende-se por *estado* de um sistema dinâmico como o menor conjunto de valores de variáveis (denominadas de *variáveis de estado*) de modo que o conhecimento destes valores em um dado instante $t = t_0$, juntamente com o conhecimento dos valores dos sinais de entrada para $t \geq t_0$, permite determinar completamente o comportamento do sistema para qualquer instante $t \geq t_0$.

Franklin e Powell (1994) definem o método de controle por realimentação de estados como uma técnica através da qual projeta-se uma compensação dinâmica para o sistema trabalhando-se diretamente com a descrição em variáveis de estado do sistema.

O projeto de um controlador por realimentação de estados para um sistema linear pode ser realizado através da técnica de alocação de pólos. Sabe-se, porém, da teoria de controle (Ogata, 1998, por exemplo) que a possibilidade de livre alocação dos pólos de um sistema através da realimentação dos estados depende da sua controlabilidade. Como o sistema representado pela função de transferência de 3ª ordem apresenta apenas uma entrada e uma saída (sistema SISO – *single input-single output*), o conceito de controlabilidade equivale a não haver cancelamento zero-pólo na matriz de transferência do sistema.

Assim, como o modelo linear de terceira ordem é controlável, os pólos do sistema em malha fechada podem, teoricamente, ser alocados em qualquer posição do plano complexo através de uma realimentação completa de estados. Isto permite superar as dificuldades estruturais inerentes ao posicionamento dos pólos em malha aberta, viabilizando a obtenção da resposta especificada através de algum critério de projeto. Na prática, o posicionamento dos pólos (e conseqüentemente o desempenho) é limitado pela saturação da vazão na servoválvula e, eventualmente, pela dificuldade de medir a aceleração.

A Fig. 3.3 apresenta o sistema de 3ª ordem com uma realimentação completa de estados para controle de posição, onde os estados realimentados são posição, velocidade e aceleração e K_p , K_v e K_a são seus respectivos ganhos.

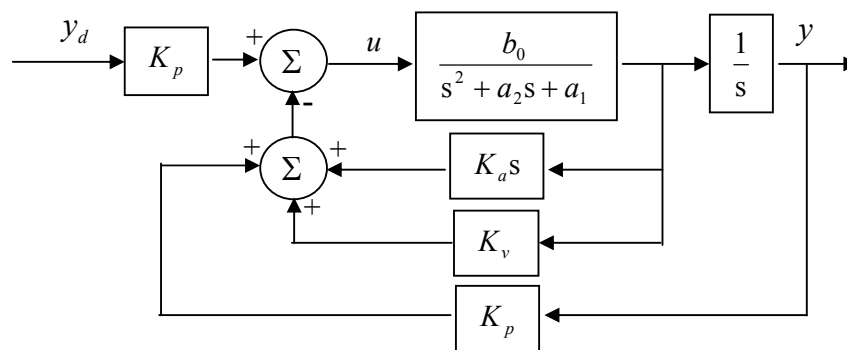


Figura 3.3 Sistema linear de 3ª ordem com controlador por realimentação de estados (PVA - posição, velocidade e aceleração).

A capacidade de alocação livre dos pólos no plano complexo pode ser entendida através da função de transferência da malha fechada, dada por

$$T(s) = \frac{K_p b_0}{s^3 + (b_0 K_a + a_2)s^2 + (b_0 K_v + a_1)s + b_0 K_p} \quad (3.1)$$

cuja equação característica é

$$s^3 + (b_0 K_a + a_2)s^2 + (b_0 K_v + a_1)s + b_0 K_p = 0 \quad (3.2)$$

Verifica-se assim que é possível alocar arbitrariamente os pólos em malha fechada ajustando os valores dos coeficientes da Eq. (3.2), o que pode ser realizado através da alteração dos ganhos K_p , K_v e K_a a partir de algum critério de projeto.

Diversos autores desenvolvem controladores de estado para posicionadores pneumáticos utilizando o modelo linear de terceira ordem (Eq.(2.8)) como base (Wikander, 1988, Virvalo, 1989 e 1995, Uebbling et al., 1997, Kagawa et al., 2000, Guoliang e Xuanyinm, 2001). Estes controladores são referenciados como controladores PVA por utilizarem medidas de posição (P), velocidade (V) e aceleração (A).

Uebbling et al. (1997) apresentam as expressões para os ganhos do controlador em função da razão de amortecimento ζ e do tempo de acomodação T_s (para faixa de erro de regime δ em torno de 1%) e com dinâmica dominante de 2ª ordem (o pólo real é colocado a 10 vezes a projeção real dos pólos complexos, $P_3 = 10\omega_n\zeta$). Estas expressões podem ser obtidas facilmente a partir da Eq. (3.2) e são dadas por

$$K_p = \frac{640}{T_s^3 \zeta^2 b_0}, K_v = \left[\frac{16}{T_s^2} \left(\frac{1}{\zeta^2} \right) - a_1 \right] / b_0, K_a = \left[\frac{48}{T_s} - a_1 \right] / b_0 \quad (3.3)$$

Virvalo (1989) utiliza o critério ITAE (integral do tempo multiplicado pelo erro absoluto) para calcular a posição desejada para os pólos em malha fechada. Seus resultados para um problema de deslocamento ponto a ponto são comparados com os fornecidos pelo critério do tempo de assentamento ($T_s = 0,5[s]$, $\delta \cong 1\%$, $\zeta = 0,8$ e $P_3 = 3\omega_n\zeta$). Resultados de simulações com um modelo não-linear e ensaios experimentais mostram que a utilização do critério pelo tempo de assentamento para cálculo dos ganhos fornece uma resposta mais lenta, mas sem a pequena sobre-resposta resultante do uso do critério ITAE.

Virvalo (1989) também aponta o surgimento de oscilações nos casos em que a exigência de velocidade aumenta e o êmbolo aproxima-se do final do curso (isto está relacionado com o aumento da rigidez do sistema à medida que o êmbolo se afasta da região central do curso). Para atenuar este problema foi utilizada uma variante não-linear do esquema de controle por realimentação de estados. O controlador PVA foi implementado com ganhos variáveis parametrizados em função da posição y do êmbolo. O objetivo é manter a dinâmica do sistema em malha fechada independente da posição. Os resultados da aplicação deste esquema mostram uma significativa diminuição das oscilações. Esquema semelhante foi adotado mais recentemente por Götttert e Neumann (1999) que utilizaram dois diferentes controladores PVA (um com ganhos fixos e outro com ganhos parametrizados em função da posição y - *gain schedule*) na comparação de resultados com um controlador baseado na linearização por realimentação. Outras variantes não-lineares dos controladores por realimentação de estados são encontradas na literatura especializada, como, por exemplo, Pu et al. (1993), que utilizam um controlador PVA com outro esquema baseado em tabela de ganhos os quais são definidos experimentalmente para vários pontos de operação e McDonell e Bobrow (1993) que utilizam um controlador $PV\Delta p$ (que usa a realimentação da diferença de pressão no lugar da realimentação da aceleração) com identificação adaptativa dos parâmetros da planta a cada passo de processamento.

Uma dificuldade prática para a implementação do controlador PVA consiste na necessidade de dispor da aceleração. Sua medição é difícil e cara, seu cálculo numérico é contaminado pelos ruídos do sinal de velocidade e sua obtenção através de filtros introduz erros. Por isso, utiliza-se muitas vezes um controlador de estados em que a aceleração é substituída pela diferença de pressão nas câmaras $p_{\Delta} = p_1 - p_2$. Este controlador é chamado de $PV\Delta p$ (Boudart et al., 1991, Surgenor et al., 1995, Perondi e Guenther, 1999b).

Uma diferença básica da realimentação da aceleração com relação à realimentação da diferença de pressão diz respeito à sensibilidade do sinal de controle realimentado com relação às perturbações externas. Cunha (2001) realiza um estudo comparativo entre os efeitos das realimentações de pressão e aceleração sobre o sinal de velocidade de saída de um servomotor hidráulico, considerando a aplicação de perturbações externas no seu canal de força. O estudo foi realizado utilizando um modelo linear de 3ª ordem para o servomotor hidráulico e verificou-se que seus resultados podem ser

estendidos para o servomotor pneumático através do modelo linear de 3ª ordem (Eq. 2.8). Cunha [2001] mostra que, se o coeficiente de atrito viscoso é baixo (como no caso de sistemas pneumáticos) o aumento do ganho de realimentação da pressão incrementa o amortecimento viscoso equivalente do sistema, mas também amplifica o efeito da perturbação externa na velocidade de saída. Cunha demonstra também que no caso de realimentação da aceleração, o aumento do ganho de realimentação incrementa o atrito viscoso equivalente, mas não altera os efeitos das perturbações sobre o sinal de velocidade de saída. Isto se deve essencialmente à diferença entre os sinais de pressão e aceleração (de fato, em um modelo linear, a realimentação de pressão equivale a uma soma de realimentações de aceleração e velocidade, veja Surgenor et al., 1996, por exemplo). A maior efetividade da realimentação da aceleração com relação à realimentação da diferença de pressão foi comprovada experimentalmente em Perondi e Guenther (1999b), onde são comparados os resultados obtidos com o uso dos controladores PVA (com observador para a aceleração) e PV Δ P no seguimento de uma trajetória senoidal. Neste trabalho, os resultados obtidos com o controlador PVA apresentam amplitude do erro de seguimento em torno de 50% menor do que a obtida com o controlador PV Δ P.

Nas aplicações de controle de posição de servoposicionadores pneumáticos em que apenas a posição final do êmbolo deve ser atingida dentro de uma precisão especificada, verificou-se que com inércia da massa deslocada constante, o uso de controladores de estados com realimentação de pressão permite obter um bom desempenho (Perondi e Guenther, 1999a). Quando a tarefa do posicionador exige o seguimento de trajetória, o atrito exerce uma influência muito acentuada no comportamento do posicionador, principalmente quando as velocidades são pequenas. Neste caso os controladores de estado tradicionais podem ser insuficientes, necessitando-se adicionalmente de uma compensação para o atrito.

A inclusão da aceleração no sinal de controle pode ser considerada equivalente a uma compensação das forças de atrito. Isto ocorre porque a parcela da força de controle decorrente da realimentação da aceleração tende a anular os efeitos das forças de atrito envolvidas no problema (Pandian et al., 1997). Como a obtenção do sinal de aceleração através de medições ou da dupla derivação da posição é problemática, uma alternativa é a utilização de um observador de estados para a aceleração. Esta estratégia foi utilizada com muito bons resultados por Perondi e Guenther (1999b, 2000b) e por Guoliang e Xuanyin (2001). Uma alternativa interessante para a obtenção dos sinais de velocidade e

aceleração com baixo ruído consiste no uso de filtros de Kalman, como em Kagawa et al. (2000), que utiliza um controlador PVA para um sistema pneumático de baixo atrito.

Os principais problemas relacionados aos controladores de estado (PVA e $PV\Delta p$) devem-se ao fato de eles serem projetados baseados no modelo linear de terceira ordem (Eq.(2.8)). Por isso, o projeto de seus ganhos depende do ponto de funcionamento onde a linearização foi realizada. Devido às não-linearidades e às incertezas paramétricas, a localização dos pólos do sistema em malha fechada real difere da localização dos pólos calculada teoricamente. Utilizando os mesmos ganhos para pontos diferentes, os desempenhos são diferentes, podendo inclusive ocorrer instabilidades. Esta é uma forte limitação da aplicação dos controladores de estado nos posicionadores pneumáticos. A falta de robustez dos controladores por realimentação de estados a variações paramétricas da massa deslocada está exemplificada em Perondi e Guenther (2000a).

Vale observar que, mesmo cientes das suas deficiências, vários autores (Surgenor et al., 1995, Richard e Scavarda, 1996, Surgenor e Vaughan, 1997, Götttert e Neumann, 1999, Brun et al., 2000) utilizam controladores de estados com ganhos fixos para a comparação de resultados com os controladores propostos em seus trabalhos.

Baseado no que foi discutido nesta seção, conclui-se que a limitação de desempenho dos controladores de estados via alocação de pólos na malha fechada de um atuador pneumático é devida principalmente às incertezas paramétricas, não-linearidades do sistema e dificuldades de obtenção do sinal de aceleração quando o mesmo é usado como um estado do sistema.

3.4 Linearização por Realimentação (Feedback Linearization)

A idéia básica da linearização por realimentação é a de transformar parcial ou completamente um sistema não-linear em um sistema com dois laços de realimentação: um interno usado para compensar as não-linearidades através de uma realimentação adequada dos seus estados e um laço externo, onde são aplicadas as técnicas usuais de controle de sistemas lineares.

O método de linearização por realimentação normalmente requer o conhecimento do vetor de estados completo e é aplicável aos sistemas de fase mínima (com dinâmica interna estável), não garantindo, porém, a robustez quanto às incertezas de parâmetros ou perturbações (Slotine e Li, 1991). Segundo os mesmos autores, a

estratégia de linearização por realimentação de estados pode ser implementada facilmente à classe de sistemas não-lineares que podem ser representados na chamada forma companheira (ou forma canônica controlável). Um sistema é dito estar na forma canônica controlável se sua dinâmica pode ser representada por

$$\dot{x}^{(n)} = f(\mathbf{x}) + b(\mathbf{x})u \quad (3.4)$$

onde u é a entrada escalar de controle, x é a saída escalar de interesse, $\mathbf{x} = [x, \dot{x}, \dots, x^{(n-1)}]^T$ é o vetor de estados e $f(\mathbf{x})$ é uma função não-linear dos estados. Esta forma é caracterizada pelo fato de que apesar de derivadas de x aparecerem na equação, nenhuma derivada de u está presente e pelo fato de que a saída de interesse x está relacionada com o sinal de controle e as funções dos estados através de n integrações. No domínio em que $b(\mathbf{x}) \neq 0$, os sistemas que podem ser expressos na forma canônica controlável têm suas não-linearidades compensadas através do uso de um sinal de controle na forma

$$u = \frac{1}{b} [v - f] \quad (3.5)$$

onde v é um sinal de entrada equivalente, a ser especificado. A Eq. (3.6) determina a relação entrada/saída simples (forma de múltipla integração) dada por

$$\dot{x}^{(n)} = v \quad (3.6)$$

Assim, a saída x está relacionada com a função de entrada v através de n integrações. Além disso, a lei de controle $v = -k_0x - k_1\dot{x} - \dots - k_{n-1}x^{(n-1)}$, com os coeficientes k_i escolhidos de forma que $s^n + k_{n-1}s^{(n-1)} + \dots + k_0$ seja um polinômio característico no domínio frequência estável, conduz a uma dinâmica estável dada por $\dot{x}^{(n)} + k_{n-1}x^{(n-1)} + \dots + k_0x = 0$, o que implica que $x(t) \rightarrow 0$ quando $t \rightarrow \infty$. Em tarefas que envolvem o seguimento de uma determinada trajetória $x_d(t)$, a lei de controle

$$v = \dot{x}_d^{(n)} - k_0e - k_1\dot{e} - \dots - k_{n-1}e^{(n-1)} \quad (3.7)$$

(onde $e = x(t) - x_d(t)$ é o erro de seguimento) leva a um seguimento de trajetória exponencialmente convergente.

Uma generalização destes conceitos consiste da aplicação da técnica de linearização por realimentação de estados a uma outra classe especial de sistemas, os chamados sistemas na forma *linear no controle* (*linear in control* - Slotine e Li, 1991), ou seja, na forma

$$\dot{\mathbf{x}} = f(\mathbf{x}) + g(\mathbf{x})u \quad (3.8)$$

onde f e g são funções vetoriais contínuas. Note que neste caso a saída de interesse x não está relacionada diretamente com o sinal de controle e as funções dos estados apenas através de n integrações como no caso dos sistemas representados pela Eq. (3.4).

Neste caso, através do uso da linearização por realimentação de estados a dinâmica do sistema não-linear é decomposta em uma parte externa (entrada/saída) e em uma parte interna (não-observável). A parte externa consiste de uma relação linear entre a saída y e v (equivalente à forma canônica controlável entre y e v apresentada na Eq. (3.4)), sendo, portanto, fácil projetar uma entrada v de forma que y se comporte como desejado. Assim, o problema restante resume-se a verificar se os estados da dinâmica interna irão permanecer limitados, o que significa que o projeto do controlador deve levar em consideração a dinâmica completa do sistema, não podendo permitir a instabilidade da sua dinâmica interna.

A aplicação da estratégia de linearização por realimentação de estados ao modelo do servossistema pneumático necessita da sua descrição na forma linear no controle (Eq. (3.8)). Para tanto, a Eq. (2.6) derivada no tempo é reescrita na forma

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} [A\dot{p}_\Delta - \dot{F}_a - \dot{F}_e] \quad (3.9)$$

A substituição da expressão para a derivada da pressão diferencial (Eq. (2.13)) na Eq. (3.9) resulta

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} [\hat{h}(p_1, p_2, y, \dot{y}) + \hat{u}(p_1, p_2, y, u) - \dot{F}_a - \dot{F}_e] \quad (3.10)$$

O controlador é composto, portanto, pelo encadeamento de 3 integradores, o que constitui a sua parte externa (veja Fig. 3.4), e por uma parte interna não-observável de ordem unitária (dada pela diferença entre a ordem (4) do sistema e a ordem (3) da parte do sistema na forma canônica controlável).

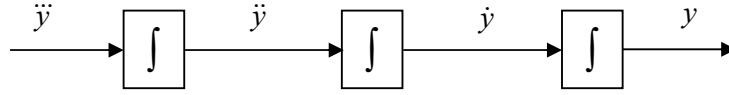


Figura 3.4 Linearização entrada/saída para a posição y .

Na bibliografia sobre controle de servoposicionadores pneumáticos há vários trabalhos que contemplam a aplicação do método de linearização por realimentação de estados (Hanchin et al., 1992, Thomasset et al., 1993, Richard e Scavarda, 1996, Scavarda e Thomasset, 1996, Belgharbi et al., 1998, Göttert e Neumann, 1999 e Brun et al., 2000).

Para representar a Eq. (3.9) diretamente na forma linear no controle, Göttert e Neumann (1999) optaram por adotar a hipótese simplificadora de variação linear das vazões mássicas $q_{m_1}(p_1, u)$ e $q_{m_2}(p_2, u)$ com relação à tensão de controle u (ou seja, $q_{m_1} = q_{m_1}(p_1)u$ e $q_{m_2} = q_{m_2}(p_2)u$). Assim, Göttert e Neumann (1999) reescreveram a Eq. (3.10) para carregamentos externos nulos ($F_e = 0$), como

$$\ddot{y} = \alpha(y, \dot{y}, p_1, p_2) + \beta(y, p_1, p_2)u \quad (3.11)$$

onde $\alpha(y, \dot{y}, p_1, p_2) = \hat{h}(y, \dot{y}, p_1, p_2) - \dot{F}_a$ e $\beta(y, p_1, p_2)$ é uma variante de \hat{u} na Eq.(2.11), considerando a hipótese acima para as vazões mássicas. Göttert e Neumann (1999) utilizaram então a seguinte lei de controle

$$u = \frac{v - \alpha(y, \dot{y}, p_1, p_2)}{\beta(y, p_1, p_2)} \quad (3.12)$$

onde v é projetado de acordo com a Eq. (3.7).

Note-se que existem problemas práticos para a aplicação de Eq.(3.11) decorrentes principalmente das dificuldades na obtenção da derivada das forças de atrito. O estudo de Götttert e Neumann (1999) não aborda diretamente o problema da estabilidade da dinâmica interna.

Götttert e Neumann (1999) comparam os resultados obtidos através da linearização por realimentação com os fornecidos por um controlador linear por realimentação de estados PVA com ganhos fixos e com os fornecidos por um controlador PVA com ganhos variáveis, dependentes da linearização das equações do sistema parametrizada em função da coordenada y da posição do êmbolo do cilindro. Os testes para seguimento de trajetória com o controle por linearização por realimentação de estados forneceram resultados com menor erro de seguimento e menos oscilatórios do que os resultados obtidos com o uso dos controladores por realimentação de estados.

Já, Brun et al. (2000) valem-se de uma descrição das vazões mássicas através de uma aproximação polinomial da forma (Richard e Scavarda, 1996 e Belgharbi et al., 1998)

$$q_m(p, u) = \varphi(p) + \phi(p, \text{sgn}(\Gamma(u)))\Gamma(u) \quad (3.13)$$

onde p é a pressão no interior da câmara do cilindro, $\varphi(\cdot)$ é uma função representativa dos vazamentos, $\phi(\cdot)$ é uma função polinomial da vazão com relação à pressão, $\Gamma(u)$ é uma função polinomial inversível (difeomorfismo) da vazão com relação à tensão de controle u .

Observação: Como será visto mais adiante no Capítulo 5, esta descrição para a vazão mássica não difere essencialmente da utilizada na implementação da estratégia em cascata que é o foco principal deste trabalho.

Neste caso, o modelo do sistema fica representado da seguinte forma linear no controle

$$\dot{\mathbf{x}} = f(\mathbf{x}) + g(\mathbf{x})U \quad (3.14)$$

$$y = h(\mathbf{x}) \quad (3.15)$$

onde \mathbf{x} é o vetor de estados e $f(\mathbf{x})$, $g(\mathbf{x})$ e $h(\mathbf{x})$ são funções vetoriais contínuas que caracterizam o sistema. O sinal de controle U é definido como $U = \Gamma(u)$. A partir das equações (3.14) e (3.15) um sistema de ordem característica igual a 3 pode ser facilmente obtido usando uma lei de linearização semelhante à da Eq. (3.12) para U . A relação entre o sinal de entrada equivalente v e a saída resulta também constituída por um triplo integrador (ou seja, v é a derivada primeira da aceleração ou *jerk*).

O sinal de controle u da servoválvula pode então ser obtido através da inversa da função $\Gamma(u)$, ou seja $u = \Gamma^{-1}(U)$. A prova de estabilidade da dinâmica interna (ou dinâmica residual) de 1ª ordem, com vazamentos nulos, está apresentada em Richard e Scavarda (1996), enquanto que em Scavarda e Thomasset (1996) está apresentado o equacionamento correspondente à aplicação de uma lei linear de realimentação de estados (PVA) ao sistema linearizado por realimentação de estados, tanto para o caso de deslocamento ponto a ponto, quanto para o caso de seguimento de trajetória.

Brun et al. (2000) comparam os resultados obtidos através da linearização por realimentação de estados com os fornecidos por um controlador linear por realimentação de estados PVA com ganhos variáveis, de acordo com um esquema baseado em uma tabela de ganhos (*gain schedule*). Os resultados para o seguimento de trajetória obtidos com o controle por realimentação de estados mostraram-se melhores que os fornecidos pelos controlador PVA, com erros de seguimento menores e, principalmente, com menor ocorrência de fenômeno de adere-desliza (*stick-slip*) devido às forças de atrito.

Conclui-se que a utilização de uma compensação nominal direta das não-linearidades limita a aplicação da técnica de linearização por realimentação aos sistemas pneumáticos, pois isto ocasiona uma dependência do seu desempenho da precisão das estimativas dos valores dos parâmetros do sistema. Uma alternativa é a utilização de esquemas adicionais (possivelmente adaptativos) para garantir a robustez à variação de parâmetros. Outro fator que dificulta a aplicação desta técnica de controle está associado às dificuldades da prova analítica da estabilidade da dinâmica interna.

3.5 Controle a Estrutura Variável

A robustez é uma característica dos sistemas de posicionamento geralmente necessária para sua aplicação em robótica. Um sistema é dito *robusto* quando ele

apresenta mudanças aceitáveis no desempenho mesmo na presença de alterações na planta e imprecisões do modelo (Dorf, 1989). Assim, o objetivo do projeto de sistemas robustos é manter as características dinâmicas e de estabilidade do sistema apesar das mudanças na planta e imprecisões do modelo.

Os controladores com estrutura variável são controladores conhecidos pela sua propriedade de alta robustez (Edge, 1997). Vários autores têm proposto e estudado a aplicação de algoritmos de controle com estrutura variável em servoposicionadores pneumáticos (Hanchin et al., 1992, Thomasset et al., 1993, Paul et al., 1993 e 1994, Bouri et al., 1994, Tang e Walker, 1995, Surgenor et al., 1995, Scavarda e Thomasset, 1996, Surgenor e Vaughan, 1997, Pandian et al., 1997, 1998 e 1999, Hatipoglu et al., 1999 e Su e Kuo, 2000).

Os sistemas com estrutura variável são os que têm a estrutura do controlador da planta intencionalmente trocada de acordo com uma determinada regra pré-estabelecida. O método mais utilizado de controle a estrutura variável é o chamado *controle por modos deslizantes* (SLM - *slide mode control*). Este método baseia-se no chaveamento das leis de realimentação com o objetivo de conduzir a trajetória dos estados do sistema em direção a uma superfície arbitrária no espaço de estados definida em projeto (conhecida como *superfície de deslizamento* ou *superfície de chaveamento*). Em uma situação ideal, uma vez atingida a superfície de deslizamento, o chaveamento das leis de controle deve confinar a trajetória do sistema de forma que ela deslize sobre a superfície até o equilíbrio. Este comportamento caracteriza o chamado *regime de deslizamento* ou de *modo deslizante*. A dinâmica definida pela superfície de deslizamento é sempre de ordem inferior à do modelo do sistema. A redução de ordem é igual ao de número de componentes do vetor de controle. Assim, por exemplo, para um sistema de terceira ordem, com uma entrada de controle, a ordem da dinâmica da superfície de deslizamento será dois. O projeto de um controlador por modos deslizantes pode ser dividido em duas fases distintas. A primeira consiste em definir uma superfície de deslizamento apropriada, de forma que, quando em regime de deslizamento, a planta assuma o comportamento dinâmico desejado (por exemplo, siga uma determinada trajetória ou assuma um movimento exponencial em direção a um determinado ponto de equilíbrio). A segunda etapa consiste no projeto dos sinais de controle que deverão ser chaveados de forma a dirigir o estado da planta para a superfície de deslizamento e, após atingir a superfície, mantê-lo em regime de deslizamento. Esta lei de controle pode ser definida através da escolha de uma função de Lyapunov que caracterize o

movimento da trajetória do estado até a superfície de chaveamento. Para cada estrutura de controle selecionada, as leis de controle chaveadas devem ser definidas de forma que a derivada primeira da função de Lyapunov seja negativa definida, garantindo o movimento das trajetórias do estado até a superfície. Utkin (1978), DeCarlo et al. (1988) e Slotine e Li (1991) abordam extensivamente a teoria e aplicações do controle a estrutura variável.

Perondi e Guenther (2000a) utilizam o modelo linear de 3ª ordem no projeto de um controlador por modos deslizantes para o problema de posicionamento ponto a ponto do servoposicionador pneumático utilizando a metodologia descrita acima.

A primeira fase do projeto do controlador por modos deslizantes constitui na escolha da superfície de deslizamento e da definição da sua dinâmica. Perondi e Guenther (2000a) escolheram a seguinte superfície linear de deslizamento

$$S = c_1 \varepsilon + c_2 \dot{y} + \ddot{y} \quad (3.16)$$

onde c_1 e c_2 são duas constantes a serem projetadas, ε é o erro de posicionamento definido como $\varepsilon = y_d - y$ e S representa a superfície de deslizamento. Quando a trajetória dos estados se encontra na superfície de deslizamento tem-se $S = 0$, e a sua dinâmica passa a ser dada por

$$S = -c_1 y_d + c_1 y + c_2 \dot{y} + \ddot{y} = 0 \quad (3.17)$$

Aplicando a transformada de Laplace,

$$\frac{y}{y_d} = \frac{c_1}{s^2 + c_2 s + c_1} \quad (3.18)$$

Esta dinâmica deve ser projetada de forma que $y \rightarrow y_d$ quando $t \rightarrow \infty$. Para tanto, uma condição suficiente é que os seus coeficientes c_1 e c_2 sejam estritamente positivos. Porém, características dinâmicas, como frequência natural e índice de amortecimento desejados, podem ser utilizados no seu projeto, tendo em vista que a Eq.(3.18) determina o comportamento dinâmico do sistema no modo de deslizamento.

Perondi e Guenther (2000a) definiram estas características a partir dos valores máximos aceitáveis para o tempo de assentamento e sobrepasso (0,2 [s] e 1,5%, respectivamente).

Utilizando os valores nominais da planta no modelo linear de 3ª ordem (Eq.(2.8)) obteve-se os valores para a frequência natural e índice de amortecimento para a dinâmica desejada. Finalmente, a partir destes valores e com o auxílio da Eq. (3.18), foram calculados os ganhos c_1 e c_2 .

A segunda etapa do projeto do controlador consiste na escolha de uma lei de controle que garanta a convergência da trajetória de estados em direção à superfície de deslizamento. Uma condição de convergência da trajetória de estados em direção à superfície de deslizamento pode ser estabelecida escolhendo o sinal de controle u de forma que a distância quadrática (medida por S^2) decresça ao longo de qualquer trajetória do sistema. Para tanto, pode-se projetar o sinal de controle de forma que a função tipo de Lyapunov $V = S^2/2$ possua derivada primeira em relação ao tempo negativa ($\dot{V} = S\dot{S} < 0$), garantindo-se assim que $S \rightarrow 0$ quando $t \rightarrow \infty$, assintoticamente. Esta condição é válida exceto para $S = 0$ e garante a convergência da trajetória à superfície definida por $S(x) = 0$. Sendo $x = [x_1 \ x_2 \ x_3]^T$ o vetor de estados do sistema (onde $x_1 = y$, $x_2 = \dot{y}$, $x_3 = \ddot{y}$), se a superfície $S(x)$ é alcançada em algum instante, a trajetória é forçada a deslizar sobre ela. Fica assim estabelecido um modo deslizante em $S(x)$ (veja Fig. 3.5). Note-se que na vizinhança do modo deslizante ($S(x) \approx 0$) a entrada do controlador é próxima de zero enquanto que a saída é um valor limitado. Isto caracteriza altos ganhos na relação entrada/saída implicando em uma baixa sensibilidade a perturbações e a variações nos parâmetros do sistema (Surgenor et al., 1995). A Fig. 3.5 mostra um exemplo do movimento no plano de fase de uma trajetória de estados $\mathbf{x}(t)$ em direção a uma superfície de deslizamento $S(\mathbf{x}) = 0$.

A convergência da trajetória em direção à superfície de deslizamento também pode ser obtida pela escolha da lei de controle de forma que (Slotine e Li, 1991)

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} S^2 = S\dot{S} \leq -\eta|S| \quad (3.19)$$

onde $\eta > 0$ pode ser interpretado com uma medida da velocidade de deslocamento da trajetória em direção à superfície de deslizamento.

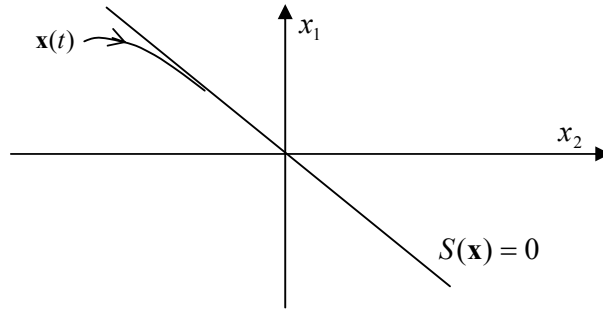


Figura 3.5 Trajetória de estados no plano de fase em direção à superfície de deslizamento.

A condição dada em (3.19) estabelece que a “distância” quadrática (medida por S^2) decresce ao longo de qualquer trajetória do sistema, pois a sua taxa de variação é estritamente negativa. Slotine e Li (1991) demonstram que se o estado inicial do sistema é tal que $S(t=0) \neq 0$ (ou seja, a trajetória se encontra inicialmente fora da superfície de deslizamento) e a condição de convergência da Eq. (3.19) é satisfeita, a superfície de deslizamento é alcançada pela trajetória do estado em um tempo finito t_a , dado por $t_a < |S(t=0)|/\eta$. Isto pode ser facilmente verificado através da integração da Eq. (3.19) entre o tempo inicial ($t=0$) e o tempo t_s no qual a trajetória alcança a superfície de deslizamento $S(t=t_s) = 0$.

Perondi e Guenther (2000a) utilizaram a condição da Eq. (3.19) para o projeto do sinal de controle. Para tanto \dot{S} foi calculado a partir da Eq. (3.17), ou seja, $\dot{S} = c_1\dot{y} + c_2\ddot{y} + \ddot{y}$. Lembrando que a equação diferencial correspondente ao sistema linear de 3ª ordem (Eq.(2.8)) é dada por $\ddot{y} + a_2\dot{y} + a_1y = b_0u$. Isolando \ddot{y} nesta expressão e substituindo na equação para \dot{S} , tem-se $\dot{S} = (c_1 - a_1)\dot{y} + (c_2 - a_2)\ddot{y} + b_0u$ e, portanto, $S\dot{S} = S[(c_1 - a_1)\dot{y} + (c_2 - a_2)\ddot{y} + b_0u]$.

Existem diversas possibilidades para a escolha do sinal de controle para que a condição de convergência (3.19) seja satisfeita.

Por exemplo, $u = [-(c_1 - a_1)\dot{y} - (c_2 - a_2)\ddot{y} - \eta \text{sgn}(S)]/b_0$. Note que a função sinal ($\text{sgn}(S)$), cujo argumento é a própria superfície de chaveamento S é responsável pela alteração da estrutura do controlador conforme a situação do estado com relação à

superfície. Neste caso $S\dot{S} = S(-\eta \operatorname{sgn}(S)) = -\eta S \frac{S}{|S|} = -\eta|S| < 0$ que, de acordo com a Eq.(3.19), garante a convergência da trajetória do estado para a superfície de deslizamento e que a trajetória do sistema atinja a superfície de deslizamento em um tempo finito limitado por $|S(t=0)|/\eta$.

Outra possibilidade é a do uso de $u = [-(c_1 - a_1)\dot{y} - (c_2 - a_2)\ddot{y} - K_d S]/b_0$, onde $K_d > 0$. Neste caso, $S\dot{S} = -K_d S^2 < 0$ e resulta na equação diferencial de 1ª ordem $\dot{S} + K_d S = 0$ cuja solução é dada por $S(t) = S(0^-)e^{-K_d t}$, ou seja, a trajetória do estado é assintoticamente convergente para a superfície de deslizamento.

O sinal de controle utilizado por Perondi e Guenther (2000a) é o mesmo utilizado por Surgenor et al. (1995) e é dado por

$$u = -\frac{1}{b_0} \eta \operatorname{sgn}(S) \quad (3.20)$$

Neste caso, $S\dot{S} = [(c_1 - a_1)\dot{y} + (c_2 - a_2)\ddot{y}]S - \eta|S|$. Para o caso $S > 0$, a condição dada em (3.19) será satisfeita se $[(c_1 - a_1)\dot{y} + (c_2 - a_2)\ddot{y}] - \eta < 0$ que será verdade se

$$\eta > |(c_1 - a_1)\dot{y} + (c_2 - a_2)\ddot{y}| \quad (3.21)$$

No caso $S < 0$, verifica-se que as equações (3.20) e (3.21) também satisfazem a condição (3.19). A Fig. 3.6 mostra o esquema de controle resultante da aplicação da Eq. (3.20) ao sistema. Para uma entrada tipo degrau, o comparador aplica um sinal positivo de amplitude η à servoválvula, fazendo com que o êmbolo se desloque a uma velocidade máxima em direção à posição desejada. Quando a soma ponderada dos sinais de realimentação com o sinal de erro passa a ser negativo, ocorre o chaveamento no controlador e um sinal negativo de amplitude η é agora aplicado, invertendo a direção do movimento. Este processo se repete até que a trajetória dos estados fique confinada à superfície de chaveamento. Nesta condição, o comparador chaveia rapidamente entre os sinais de tensão positivos e negativos de amplitude η , de forma

que $S \approx 0$ e a trajetória assume o comportamento dinâmico definido pela superfície de deslizamento.

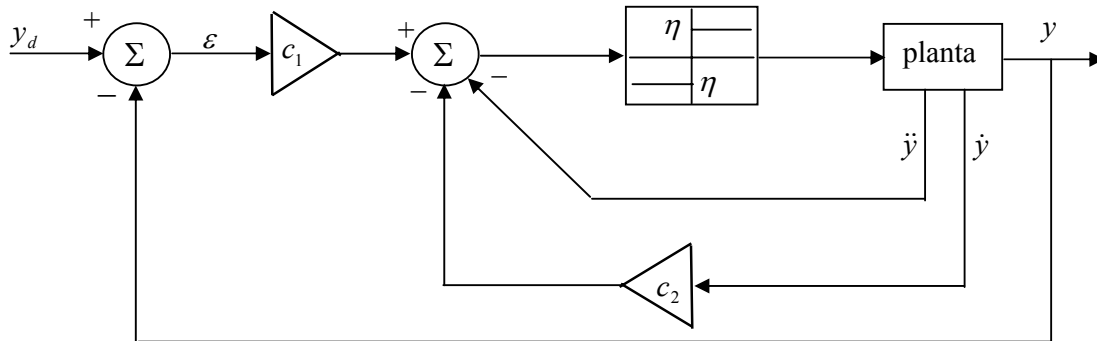


Figura 3.6 Controlador por modos deslizantes aplicado ao servoposicionador pneumático.

Na aplicação real, como o chaveamento ocorre em uma velocidade limitada, surgem sinais de alta frequência indesejáveis conhecidos como *chattering* (veja Fig.3.7).

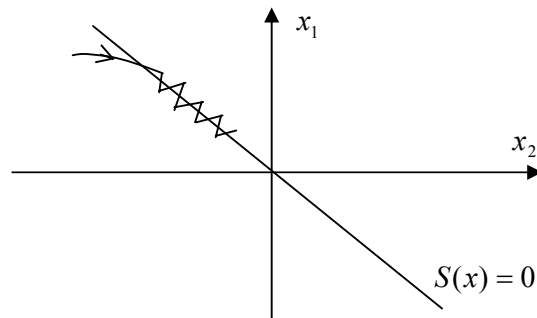


Figura 3.7 Fenômeno de *Chattering*.

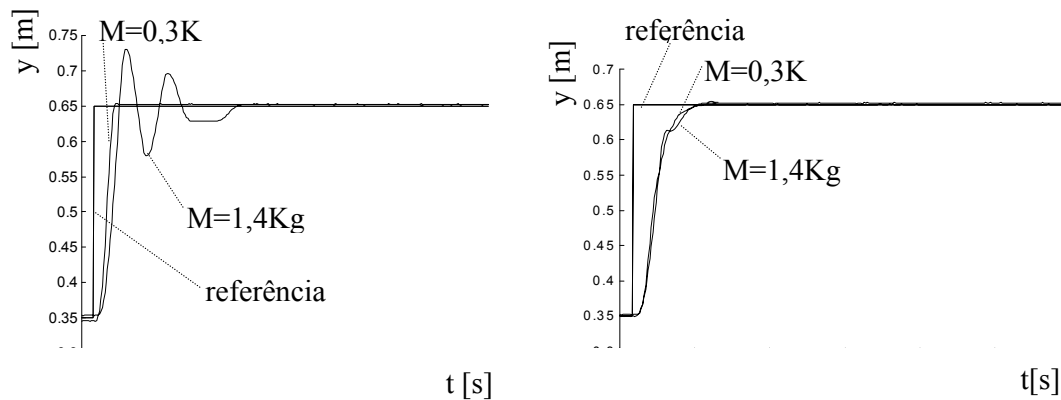
Como o projeto de um controlador por modos deslizantes pode resultar em um controlador inadequado devido ao excessivo *chattering* no sinal de controle, uma alternativa é modificar a lei de controle para incluir a chamada camada limite (*boundary layer* - ver Slotine e Li, 1991). Este procedimento consiste na introdução da seguinte modificação do sinal de controle

$$u = -\frac{\eta}{b_0} \text{sat}(S) = -V_{\max} \text{sat}(S) \quad (3.22)$$

onde $\text{sat}(S)$ é definida como $\text{sgn}(S/\phi)$ quando $|S| > \phi$ e como S/ϕ quando $|S| \leq \phi$. $V_{\max} = \eta/b_0$ é o valor da tensão de saturação (tensão máxima aplicada). Na condição $|S| \leq \phi$ (no interior da camada limite), o controlador se comporta como um controlador de estados com vetor de ganhos $(V_{\max}/\phi)[-c_1 \ c_2 \ 1]$ e vetor de estados $[\varepsilon \ \dot{y} \ \ddot{y}]$. É importante salientar que existe um compromisso entre o *chattering* do sinal de controle e o erro de regime de posição pois ambos dependem da largura ϕ da camada limite. Assim, quanto maior ϕ , menor o *chattering* e maior o erro de regime.

Os resultados obtidos experimentalmente comprovaram a maior robustez do controle por modos deslizantes que o controlador de estados PVA quanto à variação da inércia da massa deslocada no controle de posição do servoposicionador pneumático

Uma dificuldade prática encontrada na implementação que afeta o desempenho do controle por modos deslizantes decorre do ruído proveniente da derivação do sinal de velocidade para obtenção da aceleração. O ruído soma-se ao *chattering* inerente ao controle por modos deslizantes aumentando significativamente a intensidade de trabalho da válvula (o que pode resultar em desgaste dos componentes do sistema a longo prazo). Isto levou à necessidade de ampliação da camada limite, aumentando o erro de posicionamento. Alguns resultados experimentais obtidos com o uso de um controlador por modos deslizantes baseado na Eq. (3.22) implementado na bancada estão apresentados na Fig. 3.8.



a) deslocamentos com controle PVA por modos deslizantes.

b) deslocamentos com controle

Figura 3.8 Resultados experimentais para o deslocamento ponto a ponto na bancada.

Thomasset et al. (1993), Surgenor et al. (1995) e Surgenor e Vaughan (1997), utilizam leis de controle semelhantes à empregada por Perondi e Guenther (2000a). Thomasset et al. (1993) compara os resultados do esquema de controle por modos deslizantes com os de um controlador baseado na linearização por realimentação semelhante ao utilizado por Brun et al. (2000). Diferentes testes foram realizados com deslocamentos ponto a ponto de mesmo curso em posições diferentes do cilindro. Os resultados mostraram que ambos os controladores apresentaram desempenhos satisfatórios, com baixa variação do comportamento para situações em que o deslocamento desejado foi definido na região central do curso ou nas proximidades dos extremos do cilindro.

Surgenor et al. (1995 e 1997) comparam a robustez de um controlador por modos deslizantes com a dos controladores por realimentação de estados PVA e PAP. Os resultados obtidos comprovam a superioridade (maior robustez) do controlador por modos deslizantes com relação à variação da carga deslocada.

Pandian et al. (1997) utilizam um esquema de controle por modos deslizantes baseado em um modelo não-linear de 3ª ordem que utiliza posição, velocidade e aceleração como variáveis de estados. Para aplicação desta estratégia, a formulação do modelo não-linear de 4ª ordem é modificada para permitir a redução de ordem do sistema. Esta redução é possível equacionando a parcela não-linear que descreve a taxa de variação da pressão em função da velocidade do êmbolo como uma perturbação aplicada ao sistema. Além disso, para evitar a necessidade de obtenção da aceleração, a diferença de pressão foi empregada como terceira variável de estado e, para definir a dinâmica desejada, foi utilizada uma superfície de linear deslizamento. O sinal de controle utilizado possui um termo de alimentação avante (*feedforward*) usado para compensar as parcelas não-lineares do modelo e serve para diminuir as amplitudes dos sinais chaveados necessários para garantir a convergência dos estados à superfície de deslizamento. Os resultados da implementação prática em um servoposicionador linear mostraram que o controlador fornece resultados com muito boa precisão de posicionamento e comportamento robusto quanto a variações na carga deslocada e pressão de suprimento. Esquemas semelhantes foram aplicados a servoatuadores rotacionais em Pandian et al. (1998 e 1999). Pandian et al. (1997) ressaltam que a utilização da pressão como uma variável de estado conduz a um modelo onde as perturbações devidas às forças de atrito entram no sistema fora da linha de controle.

Com isto, a invariância do comportamento do sistema na presença destas perturbações não pode ser assegurada.

Para superar este problema, Su e Kuo (2000) propõem um esquema de controle por modos deslizantes com duas camadas. Esta estratégia baseia-se na interconexão de dois esquemas de controle por modos deslizantes. Uma parte do controlador consiste de um esquema de controle por modos deslizantes que garante o seguimento da trajetória desejada quando os estados estão em regime de deslizamento em uma superfície linear. O uso de apenas este esquema não garante a invariância do comportamento na presença das perturbações.

O outro controlador baseia-se na aplicação de um pseudo-sinal de controle no mesmo canal de entrada das perturbações. Este pseudo-sinal garante a convergência dos estados do sistema a uma superfície linear de deslizamento mesmo na presença das perturbações. A combinação dos dois controladores resulta em uma lei de controle que é chaveada em função de uma superfície de deslizamento descontínua e variável no tempo. Segundo Su e Kuo (2000), esta superfície garante comportamento imune às perturbações que estão na faixa do espaço de controle do pseudo-sinal.

Conclui-se que o uso de controladores por modos deslizantes pode fornecer resultados precisos com comportamento robusto quanto a variações na carga deslocada e na pressão de suprimento. Os problemas associados à dificuldade de obtenção dos estados necessários a sua implementação, principalmente quando a aceleração é um deles, e os efeitos de sinais de alta frequência (*chattering*) no sinal de controle (que podem comprometer a vida útil dos componentes eletromecânicos) são os principais problemas associados à aplicação deste método no controle de servoposicionadores pneumáticos.

3.6 Controladores Baseados na Interpretação de Divisão em Dois Subsistemas

Vários autores (Kawamura et al., 1989, Lai et al., 1990, Norisugu e Takaiwa, 1995, McDonell, 1996, McDonell e Bobrow, 1997, Choi et al., 1998, Bobrow e McDonell, 1998) propõem controladores para servoposicionadores pneumáticos baseados na interpretação do atuador como dois subsistemas: um subsistema mecânico acionado por uma força gerada em um subsistema pneumático. A idéia básica é projetar uma lei de controle para o subsistema mecânico que, a partir de uma trajetória desejada, calcule o valor da força necessária para que esta trajetória seja adequadamente seguida.

O subsistema pneumático deverá então fornecer ao subsistema mecânico a força mais aproximada possível do valor desejado. Para tanto deve ser realizado um controle de força apropriado no subsistema pneumático.

Kawamura et al. (1989) propõem um esquema de controle no qual os laços de pressão e posição são conectados hierarquicamente e, para uma determinada referência do pistão, uma trajetória desejada de pressão é obtida. Um controlador PI é utilizado no subsistema mecânico para o cálculo da pressão desejada. No subsistema pneumático é utilizada uma lei de controle composta por um termo proporcional ao erro de pressão (que serve para garantir o seguimento da pressão desejada) e de uma parcela que serve para garantir a estabilidade assintótica global da dinâmica não-linear na presença de atrito (o que é provado através do uso de uma função de Lyapunov). A efetividade do método foi demonstrada através da implementação experimental em um servoposicionador pneumático linear de haste simples, apresentando bons resultados quanto ao tempo de assentamento e sobrepasso para o problema de posicionamento ponto a ponto, porém não apresentando informações conclusivas a respeito dos valores para o erro de regime.

Lai et al. (1990) desenvolveram um controlador para um posicionador comandado por uma válvula *on-off* operada com um esquema de largura de pulso modulada (PWM) que simula o controle proporcional. O controle de pressão no cilindro atuador é feito através de um laço de realimentação interno com controle PI. Um sinal em avanço (*feedforward*), calculado através de um modelo de Coulomb, é utilizado para reduzir o erro de regime devido às forças de atrito. O controle da posição é realizado através de um laço de realimentação externo com controle PD. Os autores apresentam resultados experimentais realizados em um servoposicionador linear e concluem que o esquema proposto é efetivo no controle ponto a ponto de posicionadores pneumáticos comandados por válvulas *on-off*.

Bobrow e McDonell (em McDonell, 1996, McDonell e Bobrow, 1997, Bobrow e McDonell, 1998) apresentam um esquema de controle baseado em modelo que leva em conta um levantamento preciso do comportamento não-linear das vazões na servoválvula, o que garantiu bom desempenho do seguimento de força no subsistema pneumático. No subsistema mecânico foram utilizadas duas diferentes técnicas de controle, baseadas em funções de Lyapunov (ver observação 2 da seção 4.2) e na teoria de controle hierárquico (Vidyasagar, 1993). Os autores mostram nestes trabalhos que através do controle adequado da força no subsistema pneumático é possível utilizar as

leis de controle clássicas normalmente utilizados no controle de robôs com acionamento elétricos. Isto é feito através da interconexão dos sistemas e da definição de uma lei de Lyapunov para o sistema completo realimentado ou através do estabelecimento de uma relação hierárquica entre os subsistemas, provando assim a estabilidade assintótica do sistema completo.

O teorema da estabilidade de sistema hierárquicos (Vidyasagar, 1993) apresentado a seguir determina as condições necessárias e suficientes para a estabilidade assintótica de um sistema descrito na forma hierárquica (ou triangular).

Teorema: Estabilidade de sistemas hierárquicos (Vidyasagar, 1993, pg.259).

Considere um sistema na forma (hierárquica):

$$\begin{aligned}
 \dot{\mathbf{x}}_1(t) &= f_1(t, \mathbf{x}_1(t)) \\
 \dot{\mathbf{x}}_2(t) &= f_2(t, \mathbf{x}_1(t), \mathbf{x}_2(t)) \\
 &\vdots \\
 &\vdots \\
 \dot{\mathbf{x}}_l(t) &= f_l(t, \mathbf{x}_1(t), \dots, \mathbf{x}_l(t))
 \end{aligned} \tag{3.23}$$

onde cada $\dot{\mathbf{x}}_i(t)$ representa um vetor.

Suponha que para cada $i \in \{1, \dots, l\}$ as seguintes condições são satisfeitas:

$$i) \quad f_i \text{ é } C^1 \tag{3.24}$$

$$ii) \quad f_i(t, 0, \dots, 0) = 0, \quad \forall t \geq 0 \tag{3.25}$$

iii) existem constantes $\lambda < 0$ e $r > 0$ de forma que

$$\sup_{t \geq 0} \sup_{\mathbf{x}_i \in B_r} \left\| \frac{\partial f_i(t, \mathbf{x}_i)}{\partial \mathbf{x}_i} \right\| \leq \lambda \tag{3.26}$$

onde $\mathbf{x}_i = [\mathbf{x}_1 \dots \mathbf{x}_i]^T$, B_r define uma região esférica de raio r no espaço de estados, $\|\cdot\|$ é qualquer norma e \sup representa o *supremo*, ou seja, o menor limite superior nos domínios especificados (ver Noble e Daniel, 1986, por exemplo).

iv) se as condições anteriores forem satisfeitas, $\mathbf{x}_i = 0$ é um ponto de equilíbrio uniformemente assintoticamente estável do sistema na forma hierárquica (3.23) se e somente se $\mathbf{x}_i = 0$ é um ponto de equilíbrio uniformemente assintoticamente estável dos sistemas

$$\dot{\mathbf{x}}_i(t) = f_i(t, 0, \dots, 0, \mathbf{x}_i(t)) \quad (3.27)$$

para cada $i \in \{1, \dots, l\}$.

Como foi comentado anteriormente, é possível utilizar controladores padrões desenvolvidos para outros sistemas de acionamento no controle de sistemas pneumáticos. Para tanto, é necessário definir qual lei padrão de controle para o subsistema mecânico será utilizada e estabelecer uma lei de controle para o subsistema pneumático, de tal forma que o sistema interconectado resulte em um sistema na forma hierárquica e que obedeça às condições impostas pelo teorema da estabilidade de sistemas hierárquicos apresentado acima.

O subsistema de controle de força é o primeiro na cadeia do sistema hierárquico. Considerando a equação (2.13) que relaciona a tensão de controle na servoválvula com a diferença de pressão (e, conseqüentemente, com a força) desempenhada pelo atuador $\dot{p}_\Delta = \hat{h}(p_1, p_2, y, \dot{y}) + \hat{u}(p_1, p_2, y, u)$. Dada uma diferença de pressão desejada $p_{\Delta d}$ e sua derivada $\dot{p}_{\Delta d}$, é proposta a seguinte lei de controle para o subsistema pneumático:

$$\hat{u} = \dot{p}_{\Delta d} - \hat{h} + K(p_\Delta - p_{\Delta d}) \quad (3.28)$$

onde $K < 0$. Utiliza-se então um procedimento de inversão das relações vazão/pressão com relação ao sinal de controle u semelhante ao descrito no Capítulo 2. Com isso, é possível conhecer o valor de u que irá fazer com que o subsistema pneumático forneça um determinado \hat{u} .

Prova-se na seqüência que o controlador para o subsistema pneumático resultante

da lei de controle (3.28) converge exponencialmente para o valor da diferença de pressão desejada.

Definindo o erro da diferença de pressão como $\tilde{p}_{\Delta d} = p_{\Delta} - p_{\Delta d}$ e sua derivada como $\dot{\tilde{p}}_{\Delta d} = \dot{p}_{\Delta} - \dot{p}_{\Delta d}$ e substituindo estas expressões e (3.28) na Eq. (2.13), tem-se

$$\dot{p}_{\Delta} = \dot{p}_{\Delta d} - \hat{h} + K(p_{\Delta} - p_{\Delta d}) + \hat{h} \quad (3.29)$$

$$\dot{p}_{\Delta} - \dot{p}_{\Delta d} = K(p_{\Delta} - p_{\Delta d}) \quad (3.30)$$

$$\dot{\tilde{p}}_{\Delta} = K\tilde{p}_{\Delta} \quad (3.31)$$

Assim, como $K < 0$, o erro da diferença de pressão \tilde{p}_{Δ} irá convergir para zero exponencialmente e o sistema de 1ª ordem (3.31) é definido como o primeiro subsistema do controlador hierárquico. Assim, definindo $\mathbf{x}_1 \equiv \tilde{p}_{\Delta}$,

$$\dot{\mathbf{x}}_1 = K\mathbf{x}_1 \quad (3.32)$$

Graças à estrutura linear simples do subsistema definido pela equação (3.32), é fácil provar que ela satisfaz a todos os critérios necessários para constituir o primeiro subsistema de um sistema hierárquico uniformemente assintoticamente estável.

Prova:

i) $f_1 = K\mathbf{x}_1$ é C^1 (pois a derivada $df_1/d\mathbf{x}_1$ existe e é limitada)

ii) $f_1(t, 0) = K \cdot 0 = 0, \forall t \geq 0$

iii) $\sup_{t \geq 0} \sup_{\mathbf{x}_1 \in B_r} \left\| \frac{\partial f_1(t, \mathbf{x}_1)}{\partial \mathbf{x}_1} \right\|_{\infty} = |K| \leq \gamma |K| = \lambda$ onde γ é qualquer número real $1 \leq \gamma < \infty$ e,

conseqüentemente, λ é um número limitado para $\forall r \in \text{Re}$ e $\forall t \geq 0$.

iv) para $K < 0$, $\dot{\mathbf{x}}_1 = K\mathbf{x}_1$ é uniformemente assintoticamente estável para $\mathbf{x}_1 = 0$.

Para o subsistema mecânico, McDonell e Bobrow utilizam a chamada lei da dinâmica inversa ou de controle pelo torque computado (*computed torque control* - ver,

por exemplo, Asada e Slotine, 1986). Para utilizar esta lei de controle no sistema pneumático define-se a diferença de pressão desejada como

$$p_{\Delta d} = [M(K_p e + K_d \dot{e} + \ddot{y}_d) + C_f \dot{y}] / A \quad (3.33)$$

Desprezando as forças externas e considerando apenas o atrito viscoso ($C_f \dot{y}$), a equação de equilíbrio do sistema mecânico fica dada por $A p_{\Delta} = M \ddot{y} + C_f \dot{y}$. Utilizando nesta equação $A p_{\Delta} = A \tilde{p}_{\Delta} + A p_{\Delta d}$, onde $p_{\Delta d}$ é dada conforme a (3.33), chega-se facilmente a

$$\ddot{e} = K_p e + K_d \dot{e} + A \tilde{p}_{\Delta} / M \quad (3.34)$$

Esta equação pode agora ser rescrita na forma triangular:

$$\dot{\mathbf{x}}_2 = f_2(t, \mathbf{x}_1(t), \mathbf{x}_2(t)) = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ K_p & K_d \end{bmatrix} \mathbf{x}_2 + \begin{bmatrix} 0 \\ A/M \end{bmatrix} \mathbf{x}_1 \quad (3.35)$$

onde definiu-se $\mathbf{x}_2 \equiv [e \quad \dot{e}]^T$ e usou-se $\mathbf{x}_1 \equiv A \tilde{p}_{\Delta}$.

Prova:

i) $f_2(t, \mathbf{x}_1(t), \mathbf{x}_2(t))$ é C^1 (pois a derivada $df_2/d\mathbf{x}_2$ existe e é limitada)

$$ii) \quad f_2(t, 0, 0) = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ K_d & K_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ A/M \end{bmatrix} 0 = 0, \quad \forall t \geq 0$$

iii) $\sup_{t \geq 0} \sup_{\mathbf{x}_2 \in B_r} \left\| \frac{\partial f_2(t, \mathbf{x}_2)}{\partial \mathbf{x}_2} \right\|_{\infty} = \sup_{t \geq 0} \sup_{B_r} \|G\|_{\infty}$ onde $G = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ K_d & K_p \end{bmatrix}$. O supremo da norma da

transformação linear definida pela matriz G pode ser dada por (veja, por exemplo,

Noble e Daniel, 1986) $\sup_{t \geq 0} \sup_{\mathbf{x}_2 \in B_r} \|G\|_{\infty} = \max_i \sum_{j=1}^2 |g_{i,j}| = \max(1, |K_p + K_d|) \leq \lambda$, onde \max

significa o valor máximo do somatório dos valores de cada linha da matriz G ou o

maior valor entre dois argumentos. Como $|K_p + K_d|$ é limitado, conclui-se que existe

um $\lambda > 0$ que limita as derivadas de f_2 com respeito a qualquer variável de estado.

iv) Para que o sistema linear de 2ª ordem $f_2(t, 0, \mathbf{x}_2(t)) = \dot{\mathbf{x}}_2 = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ K_p & K_d \end{bmatrix} \mathbf{x}_2$ seja uniformemente assintoticamente estável com relação à origem, basta estabelecer as condições para que os dois autovalores da equação característica do sistema possuam parcelas reais estritamente negativas. É fácil verificar que isto será verdade para $K_p > 0$ e $K_d > 0$. Assim, $\dot{\mathbf{x}}_2 = f_2(t, \mathbf{x}_1(t), \mathbf{x}_2(t))$ satisfaz todas as condições necessárias para ser um sistema hierárquico e, pelo teorema da estabilidade de sistemas hierárquicos, o sistema completo é estável. McDonell e Bobrow também utilizaram a lei de controle (4.4) de Slotine e Li (Slotine e Li, 1987) no controle hierárquico, mostrando de maneira semelhante a estabilidade assintótica. Além disso, também desenvolveram um controlador híbrido posição-força e mostram que o controle de força pode ser executado sem a necessidade de sensores colocados no elemento em contato com o meio externo. Os esquemas de controle propostos foram testados com sucesso em um robô pneumático de 3 graus de liberdade.

Bobrow e McDonell (1998) afirmam, com base na teoria e nos resultados obtidos com a aplicação dos controladores desenvolvidos, que os atuadores pneumáticos podem apresentar desempenho semelhante ao da maioria dos atuadores elétricos.

Choi et al. (1998) propõem o esquema de controle delineado na Fig. 3.9. O esquema proposto pode ser claramente compreendido como constituído por dois subsistemas: um subsistema pneumático (laço de realimentação interno) e um mecânico (laço de realimentação externo). Um controlador PID é utilizado no controle da pressão diferencial.

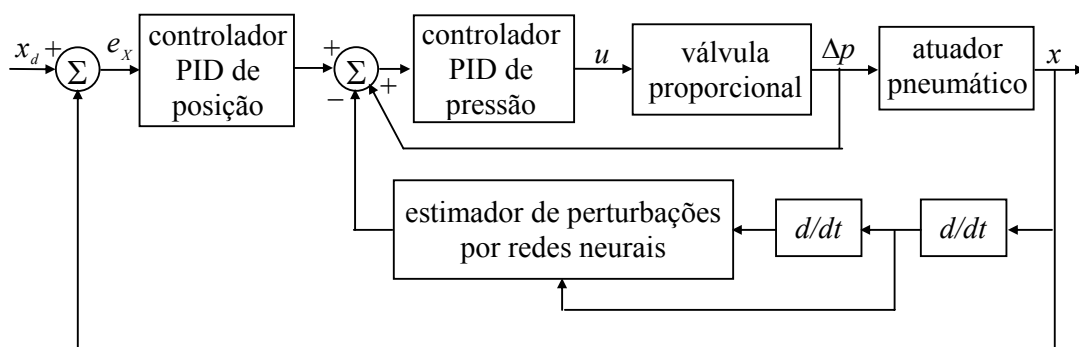


Figura 3.9 Esquema de controle em cascata proposto por Choi et al. (1998).

O atuador pneumático pode ser interpretado como um sistema que tem como entrada a pressão diferencial e saída a posição. Como os controladores PID são inadequados para o controle de posição de servoposicionadores pneumáticos devido às mudanças nos parâmetros e às forças de atrito, uma componente de linearização baseada em um modelo composto por redes neurais foi acrescentada ao laço externo de realimentação. Isto objetiva compensar as alterações nos parâmetros e variações nas forças de atrito. É importante salientar que neste esquema tanto as influências das forças de atrito como as alterações nos parâmetros são enquadradas como perturbações (as quais são compensadas através de um estimador baseado em redes neurais).

Conclui-se que na maioria dos casos a estratégia de controle baseada na divisão em dois subsistemas facilita o projeto da lei de controle, pois permite a escolha de leis de controle mais adequadas ao controle de cada subsistema. Assim, por exemplo, viabiliza que as leis de controle clássicas projetadas para os sistemas elétricos sejam utilizadas para o controle do subsistema mecânico.

As estratégias de controle apresentadas nesta seção não contemplam a prova de estabilidade para os dois subsistemas interconectados na presença de atrito, tema do Capítulo 4 deste trabalho. Mais informações sobre as vantagens e desvantagens da aplicação das estratégias de controle baseadas na interpretação do atuador como dois subsistemas estão apresentadas no capítulo de conclusões (Capítulo 7) deste trabalho.

3.7 Outras Técnicas

Algumas técnicas menos usadas para o controle de servoposicionadores pneumáticos também são encontradas na literatura. Nesta seção são apresentados os controladores aplicados ao problema de controle de servoposicionadores pneumáticos que não se enquadram nas categorias apresentadas nas seções anteriores deste capítulo.

3.7.1 Controladores Adaptativos

Os controladores adaptativos executam o ajuste dos parâmetros do controlador automaticamente de acordo com as condições predominantes de trabalho. Isto pode ser feito usando ou um conhecimento prévio dos fatores que influem no desempenho (que levam a uma tabela de ganhos e parâmetros - *gain schedule*), ou pelo emprego de um esquema de controle auto-adaptativo (Edge, 1997).

A técnica baseada em tabela de ganhos foi utilizada apenas em Pu et al. (1993), onde foram implementados esquemas de parametrização dos ganhos de um controlador PVA em função da posição do êmbolo para os casos de margem de estabilidade uniforme e de rigidez uniforme do sistema. Os equacionamentos para os ganhos foram obtidos a partir de um modelo linear de 3^a ordem simplificado. Os resultados experimentais mostraram uma melhora no desempenho nas proximidades dos extremos do cilindro, com diminuição das oscilações no caso de deslocamento ponto a ponto.

Os esquemas auto-adaptativos valem-se normalmente de um modelo da planta utilizado para executar uma identificação dos seus parâmetros em tempo real baseada nos dados de entrada e saída da planta. A partir dos parâmetros da planta identificados, os ganhos dos controladores são atualizados de acordo com uma regra pré-estabelecida (Edge, 1997).

Liu e Bobrow (1988) utilizaram um modelo linear representado no espaço de estados para desenvolver um regulador ótimo linear LQR (*linear quadratic regulation*) para um ponto fixo. Diante das incertezas e do comportamento altamente não-linear, os resultados mostraram-se insuficientes. Procurando resolver estes problemas, Bobrow e Jabbari (1991) utilizaram um modelo linear auto-regressivo com média móvel (ARMA - *autoregressive moving average*) para o sistema e um esquema por mínimos quadrados para a identificação em tempo real dos coeficientes. Foram testados esquemas de controle baseados em modelo de referência (MRC) (ver, por exemplo, Ioannou, 1995) e na alocação de pólos, sendo que o controlador baseado na alocação de pólos forneceu melhores resultados. Os autores concluem que o desempenho foi comprometido pela baixa resolução do sensor de posição utilizado e pelo fato de ter utilizado um modelo com ordem menor que a do sistema real.

Em McDonell e Bobrow (1993) é proposto um esquema adaptativo para a planta onde o modelo não-linear de 3^a ordem é colocado em uma forma tal que, ao longo de uma trajetória arbitrária de referência, ele se comporta como um sistema localmente linear de 3^a ordem com coeficientes variáveis. Assim, considerando que a lei de controle mantém o sistema próximo à trajetória desejada, as estimativas para os coeficientes variáveis são calculadas em cada passo de processamento através de um algoritmo recursivo de identificação por mínimos quadrados. O controle é composto por um sinal de alimentação por avanço (*feedforward*) que serve para direcionar a trajetória na direção desejada e de um sinal de realimentação para minimizar o erro de seguimento obtido através da solução de um problema LQR (*linear quadratic regulation*) resolvido

por intermédio de uma equação de Riccati utilizando os parâmetros estimados para a planta. A prova de estabilidade do esquema utilizado está faltando.

Outros autores, como Tanaka et al. (1996) e Richardson et al. (2001) utilizam modelos lineares da planta com parâmetros identificados em tempo real juntamente com esquemas de alocação de pólos.

Os resultados obtidos por Tanaka et al. (1996) mostram que, no problema de deslocamento ponto a ponto, com o uso do controlador adaptativo proposto, o desempenho de um servoposicionador pneumático mantém-se praticamente inalterado, mesmo variando em 6 vezes a massa deslocada e com a aplicação de forças externas que variam de 0 a 10 [N]. Já, Richardson et al. (2001) comparam os resultados do controle ponto a ponto fornecidos por um controlador proporcional fixo aplicado a um servoposicionador pneumático com os resultados obtidos utilizando uma estratégia com identificação em tempo real da planta. Este esquema realiza a alocação dos pólos de malha fechada através de um controlador proporcional com ganho variável. Os resultados apresentados mostram que o ganho proporcional fixo necessário para obter um erro de regime aceitável ocasiona transientes muito oscilatórios e com grande sobre-resposta e que o uso do controlador adaptativo pode contornar satisfatoriamente estes problemas.

Aziz e Bone (1998) propõem uma metodologia de ajuste automático dos ganhos de um controlador PID que combina uma análise do modelo fora de operação (*off-line*) para cálculo dos ganhos iniciais segundo critérios específicos de projeto e um auto-ajuste iterativo em tempo real para cada ganho, também de acordo com determinados critérios. Mais recentemente Wang e Kim (2001) utilizam um algoritmo de auto-ajuste GPC (ou *controle preditivo generalizado - generalized predictive control*) para o controle de uma máquina pneumática de transporte pesado (manipulação de toras de madeira). Os resultados fornecidos pelo controlador GPC mostram-se superiores aos fornecidos por um controlador PID em termos de precisão e comportamento em regime permanente (problemas menores relacionados com o fenômeno de *adere-desliza (stick-slip)* ocasionado pelo atrito).

3.7.2 Controle por Redes Neurais

O controle por redes neurais constitui uma forma de controle que para ser implementado não necessita de um modelo matemático do sistema a ser controlado. Em

sua forma mais simples, uma rede neural atua como uma função de mapeamento não-linear entre um vetor de entrada e um vetor de saída, e é geralmente utilizada diretamente como controlador ou como um meio de modelagem da dinâmica da planta (Edge, 1997). Song et al. (1997) utilizam um esquema baseado em um rede neural de múltiplas camadas (ou MNN – *multilayer neural network*). Neste trabalho, uma rede neural de três camadas treinada em tempo real é utilizada para a geração do sinal de controle. São apresentados resultados para deslocamento ponto a ponto cujos transientes deixam a desejar, pois apresentam movimentos com pequenas paradas bruscas.

A exemplo de Choi et al. (1998), Gross e Rattan (1997a, 1997b e 1998) utilizam um esquema MNN para compensar a dinâmica não-linear de um servoposicionador pneumático através de um sinal por avanço (*feedforward*) adicionado ao controle. Em Gross e Rattan (1997a) o esquema MNN de cancelamento das não-linearidades é utilizado em conjunção com um controlador proporcional para o cilindro. Já, em Gross e Rattan (1997b) são testados controladores PID e PI com realimentação da aceleração. Segundo os autores, o melhor resultado global é obtido com o uso do controlador PI com realimentação da aceleração. Eles argumentam, porém, que a necessidade de usar um acelerômetro encarece bastante o custo do sistema e que o desempenho do controlador PID justifica o seu uso quando os requisitos de precisão são mais modestos. Em Gross e Rattan (1998) é acrescentado um esquema de treinamento *fora de operação* (*off-line*) que é utilizado para a realização de treinamentos iniciais nos casos em que ocorrem grandes mudanças no sistema (como alterações na massa ou na trajetória de referência). Resultados mostrando o desempenho do sistema com e sem o treinamento *fora de operação* mostram a efetividade do esquema proposto.

3.7.3 Controle por Lógica Difusa

Shih e Hwang (1997) utilizaram um esquema de controle PWM com lógica difusa (*fuzzy logic*) para controlar as posições linear e rotacional de um cilindro pneumático especial (com dois graus de liberdade). O controle por lógica difusa apresenta a vantagem de não necessitar obrigatoriamente de um modelo matemático e de o ajuste do controlador poder ser realizado heurísticamente ou baseado em outras informações ou conhecimentos prévios (Edge, 1997). Os resultados apresentados por Shih e Hwang (1997) para deslocamento ponto a ponto (0,04 [m]) e giro (120°) mostraram um comportamento com baixo erro de regime e muito bom comportamento

transiente, tanto para o caso de movimento seqüencial (primeiro o giro e depois o deslocamento) quanto para o movimento concomitante.

3.7.4 Controle por Ajuste da Impedância

Kobayashi et al. (1995) aplicam um método de ajuste da impedância dinâmica equivalente (*dynamic impedance matching*) para garantir que, sob carga variável, as características da velocidade na saída do sistema mantenham-se constantes. Segundo os autores, o sistema de posicionamento pode ser interpretado de forma que se a velocidade não é influenciada pela variação da carga, as características do controle de posição também não o serão. O método baseia-se em um esquema realimentado que procura manter nula (ou menor possível) uma função de impedância que representa o atuador pneumático e assim minimizar a sua influência na dinâmica do sistema, mantendo as características de entrada-saída aproximadamente constantes.

3.7.5 Controle Híbrido

Em Takemura et al. (2000) é apresentado um controlador híbrido pneumático/elétrico. O sistema de posicionamento consiste de um motor pneumático rotativo associado a um motor elétrico DC de baixa potência. Durante o movimento de seguimento de trajetória com velocidade maior o sistema é comandado pelo atuador pneumático (usando um algoritmo de controle por modos deslizantes). Quando a carga ultrapassa uma dada distância, aproximando-se do ponto de parada, ocorre um chaveamento para um movimento ponto a ponto governado pelo motor elétrico com controle PD, visando o posicionamento preciso na posição final. Os autores mostram resultados experimentais nos quais o controlador híbrido pneumático/elétrico apresenta melhores resultados mesmo em problemas de seguimento de trajetória.

3.7.6 Técnicas Heurísticas

Outras técnicas utilizadas são heurísticas, não bem caracterizadas ou muito específicas, como, por exemplo, Wang et al. (2001a) que utilizam um *método determinístico* e Ribar et al. (1998) que apresentam um controlador baseado no chamado *conceito natural de controle de seguimento (natural tracking control concept)*.

3.8 Conclusões do Capítulo

Com base no que foi exposto neste capítulo pode-se concluir que o projeto dos controladores realizados com técnicas lineares é geralmente mais simples que o projeto dos controladores não-lineares, porém, o ajuste dos ganhos pode ser mais simples no controle não-linear. As técnicas lineares clássicas (P, PI, PD e PID) apresentam desempenho limitado, principalmente por causa da posição dos pólos do sistema em malha aberta associada às incertezas paramétricas e às altas não-linearidades inerentes aos sistemas pneumáticos. A utilização de um controlador por realimentação de estados permite a livre alocação de pólos, mas também possui limitações devido às incertezas paramétricas e não-linearidades (principalmente a saturação da vazão na servoválvula). Outra limitação dos controladores por realimentação de estados está relacionada à dificuldade de obtenção do sinal de aceleração quando o mesmo é necessário ao controle. Os controladores não-lineares que necessitam do sinal de aceleração também apresentam esta limitação.

De maneira geral, os controladores não-lineares apresentados nesta seção superam os problemas que limitam o desempenho dos controladores baseados em técnicas lineares, porém, o projeto e a análise de estabilidade mostram-se muito mais complexos. Verificou-se que os principais métodos não-lineares aplicados aos servoposicionadores pneumáticos são: controle com linearização por realimentação, controle com estrutura variável e o controle baseado na interpretação do atuador como dois subsistemas interconectados. Além disso, outras técnicas, como controle com redes neurais, controle adaptativo e controle com lógica difusa, também apresentam aplicações significativas no controle de servoposicionadores pneumáticos.

No próximo capítulo é apresentada uma estratégia em cascata aplicada ao problema de seguimento de trajetória em servoposicionadores pneumáticos. Nesta abordagem a estabilidade é demonstrada conjuntamente para os subsistemas pneumático e mecânico com um compensador de atrito baseado em modelo.

4. O CONTROLE EM CASCATA

Foi visto no capítulo anterior que existem vários esquemas de controle que interpretam o modelo do atuador pneumático como dois subsistemas interconectados. A principal vantagem desta técnica é a facilidade no trato do equacionamento do sistema devido à divisão em dois subsistemas.

Apresenta-se neste capítulo uma estratégia de controle em cascata desenvolvida a partir da metodologia de redução de ordem com desacoplamento de sistemas proposta por Utkin (1987). Esta estratégia foi utilizada com sucesso no controle de robôs acionados eletricamente (Guenther e Hsu, 1993) e no controle de acionamentos hidráulicos (Guenther e De Pieri, 1997).

A estratégia baseia-se na divisão do sistema do atuador pneumático nos subsistemas mecânico e pneumático e na proposição de leis de controle e funções definidas positivas para cada subsistema. Com a interconexão dos equacionamentos resultantes para a malha fechada é realizada a prova de estabilidade global para o sistema completo.

Como já foi visto na seção 3.5, apesar de vários autores utilizarem nos projetos de controladores a interpretação da divisão do sistema do atuador pneumático em dois subsistemas, existem poucos artigos que tratam da aplicação formal da estratégia em cascata aos sistemas pneumáticos (Guenther e Perondi, 2001). No âmbito dos sistemas com potência transmitida por fluidos (*fluid power systems*) a aplicação da estratégia em cascata vem sendo aplicada por mais tempo no controle de atuadores hidráulicos.

Em Guenther e De Pieri (1997) é proposto um controlador em cascata fixo, baseado em um modelo linear de 3ª ordem de um atuador hidráulico. Neste trabalho, a partir do método direto de Lyapunov, é demonstrado que o sistema em malha fechada é exponencialmente estável quando os parâmetros do sistema são completamente conhecidos.

Cunha et al. (1997) apresentam uma análise teórica da robustez do controlador proposto por Guenther e De Pieri (1997) considerando que todos os parâmetros do sistema possuem incertezas paramétricas, demonstrando que nesta situação os erros de trajetória tendem para um conjunto residual.

Segundo Cunha et al. (1997), o modelo linearizado do atuador hidráulico apresenta incertezas paramétricas que ocorrem devido às não-linearidades da relação pressão-vazão e da variação do volume no atuador. Com o objetivo de diminuir estas

incertezas, Cunha et al. (1997) propõem um controlador onde as não-linearidades são canceladas através de uma linearização por realimentação. Neste trabalho, é demonstrado com a utilização de uma função de Lyapunov que o sistema em malha fechada é exponencialmente estável quando os parâmetros do sistema são conhecidos.

Com o objetivo de minimizar os erros de trajetória devido às incertezas paramétricas no subsistema mecânico, Cunha (1997) propõe um controlador com adaptação de parâmetros no subsistema mecânico no qual as leis de controle e adaptação são baseadas em Slotine e Li (1988). Para o subsistema hidráulico utiliza-se a mesma lei de controle do controlador em cascata fixo. Cunha (1997) e Cunha et al. (1998) demonstram a estabilidade global do sistema em malha fechada e a convergência dos erros de trajetória para zero quando os parâmetros do subsistema hidráulico são conhecidos. Para aumentar a robustez às incertezas no subsistema hidráulico, Guenther et al (1998) propõem um controlador VS-ACC (*Variable Structure Adaptive Cascade Controller*) que combina o controle adaptativo para o subsistema mecânico com o controle a estrutura variável para o subsistema hidráulico.

Mais recentemente, Cunha (2001) apresenta uma estratégia de controle em cascata para sistemas de posicionamento hidráulico que leva em conta a dinâmica da servoválvula para diminuir o erro de rastreamento no subsistema mecânico. Neste trabalho é demonstrado que, quando a dinâmica da válvula utilizada é considerada, não ocorre o desacoplamento dinâmico entre os subsistemas hidráulico e mecânico, o que provoca um erro no subsistema hidráulico e, conseqüentemente, um erro no rastreamento no subsistema mecânico. Como a servoválvula utilizada possui uma cartela eletrônica que permite o seu controle, o erro de rastreamento no subsistema hidráulico pode ser diminuído através do controle da dinâmica da servoválvula na aplicação da estratégia em cascata.

Neste capítulo, a seção 4.1 apresenta a idéia básica da estratégia de controle em cascata aplicada ao atuador pneumático. Na seção 4.2 é apresentada a análise de estabilidade do controlador em cascata fixo aplicado ao servoposicionador pneumático. A seção 4.3 trata da análise de robustez do controlador em cascata. Na seção 4.4 é adicionado ao controlador em cascata o equacionamento do atrito através da estrutura do modelo Luge. Finalmente, na seção 4.5 são apresentadas as conclusões do presente capítulo.

4.1 A Estratégia de Controle em Cascata

Segundo esta estratégia o posicionador pneumático é interpretado como dois subsistemas interconectados: um subsistema mecânico acionado por uma força gerada em um subsistema pneumático, como na Fig. 4.1.

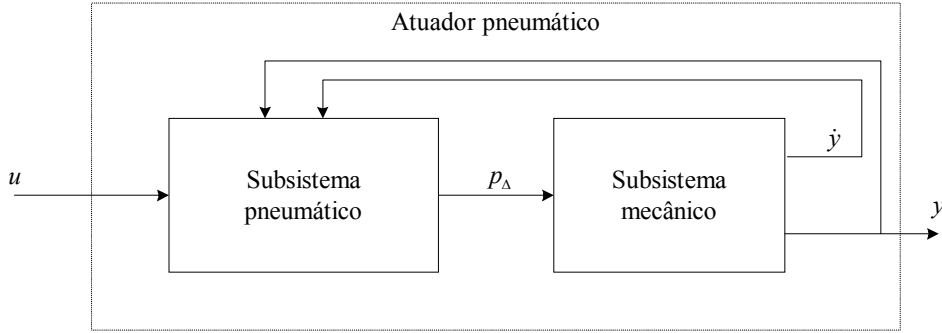


Figura 4.1 Interpretação do posicionador pneumático como dois subsistemas interconectados.

Neste trabalho, esta interpretação é aplicada ao sistema não linear (2.9), (2.13) (que se apresenta na forma adequada para a aplicação desta estratégia - veja a observação 3 da seção 2.2.1), reescrevendo-o de forma mais conveniente ao estudo da estabilidade.

Para tanto, define-se o erro no seguimento da diferença de pressão como:

$$\tilde{p}_\Delta = p_\Delta - p_{\Delta d} \quad (4.1)$$

onde $p_{\Delta d}$ é a diferença de pressão desejada, a ser definida com base na força $g_d = Ap_{\Delta d}$ que deve ser aplicada à massa para obter um desempenho desejado no posicionamento.

Utilizando a definição (4.1) as expressões (2.9) e (2.13) podem ser reescritas como:

$$M\dot{y} = Ap_{\Delta d} + A\tilde{p}_\Delta - F_a - F_e \quad (4.2)$$

$$\dot{p}_\Delta = \hat{h}(p_1, p_2, y, \dot{y}) + \hat{u}(p_1, p_2, y, u) \quad (4.3)$$

Este sistema está na forma em cascata. A expressão (4.2) pode ser interpretada como um subsistema mecânico de segunda ordem acionado por uma força desejada $g_d = Ap_{\Delta d}$ sujeito a uma perturbação na entrada $d(t) = A\tilde{p}_{\Delta} - F_a - F_e$. A expressão (4.3) descreve o comportamento do subsistema pneumático de segunda ordem. Uma interpretação da Eq.(4.3) é a de que nos sistema pneumáticos o controle é realizado sobre a derivada da diferença de pressão e não diretamente sobre a pressão. Como a taxa de variação no tempo da diferença de pressão é inversamente proporcional à compressibilidade do fluido, pode-se atribuir a limitação da velocidade de resposta dos sistemas pneumáticos à alta compressibilidade do ar.

A estratégia em cascata consiste em:

- (i) - Projetar uma lei de controle (força desejada $g_d(t) = Ap_{\Delta d}(t)$) para o subsistema mecânico (4.2) de modo que a saída $y(t)$ siga uma trajetória desejada $y_d(t)$ na presença da perturbação $d(t) = A\tilde{p}_{\Delta} - F_a - F_e$; e então
- (ii) – Projetar uma lei de controle $u(t)$ para que o subsistema (4.3) gere uma força pneumática $g(t) = Ap_{\Delta}(t)$ que siga a força desejada $g_d(t) = Ap_{\Delta d}(t)$.

Neste trabalho, a lei de controle para o subsistema mecânico $g_d(t)$ é baseada no controlador proposto em Slotine e Li (1988) e a lei de controle $u(t)$ é sintetizada de forma a obter um bom desempenho no seguimento da força no subsistema pneumático.

4.1.1 Seguimento no Subsistema Mecânico

De acordo com Slotine e Li (1988) a lei de controle para obter o seguimento de trajetória no subsistema mecânico é dada por

$$g_d = M\dot{y}_r - K_D s \quad (4.4)$$

onde K_D é uma constante positiva, \dot{y}_r é uma velocidade de referência e “ s ” é uma medida do erro de seguimento da velocidade. De fato, \dot{y}_r pode ser calculada modificando a velocidade desejada \dot{y}_d de acordo com o que segue

$$\dot{y}_r = \dot{y}_d - \lambda \tilde{y}; \quad \tilde{y} = y - y_d; \quad s = \dot{y} - \dot{y}_r = \dot{\tilde{y}} + \lambda \tilde{y} \quad (4.5)$$

onde λ é uma constante positiva.

Substituindo (4.4) em (4.2), a dinâmica do erro no subsistema mecânico resulta

$$M\dot{s} + K_D s = A\tilde{p}_\Delta - F_a - F_e \quad (4.6)$$

Considere a função não negativa:

$$2V_1 = Ms^2 + P\tilde{y}^2 \quad (4.7)$$

onde P é uma constante real positiva que será definida convenientemente na análise de estabilidade. Utilizando (4.6), a derivada de (4.7) em relação ao tempo ao longo das trajetórias do subsistema mecânico resulta:

$$\dot{V}_1 = -K_D s^2 + A\tilde{p}_\Delta s + P\tilde{y}\dot{\tilde{y}} - (F_a + F_e)s \quad (4.8)$$

A expressão (4.8) é usada na análise de estabilidade.

4.1.2 Seguimento no Subsistema Pneumático

Para alcançar o seguimento da força no subsistema pneumático propõe-se a lei de controle:

$$\hat{u} = u_a - K_p \tilde{p}_\Delta - As \quad (4.9)$$

onde u_a é um sinal de controle auxiliar, K_p é uma constante positiva e s é o erro definido em (4.6).

Substituindo (4.9) em (4.3) obtém-se a dinâmica do subsistema pneumático em malha fechada:

$$\dot{p}_\Delta = \hat{h}(p_1, p_2, y, \dot{y}) + u_a - K_p \tilde{p}_\Delta - As \quad (4.10)$$

O projeto do sinal u_a e da constante K_p é baseado na função escalar não negativa V_2 :

$$2V_2 = \tilde{p}_\Delta^2 \quad (4.11)$$

A derivada de (4.11) em relação ao tempo é $\dot{V}_2 = \tilde{p}_\Delta(\dot{p}_\Delta - \dot{p}_{\Delta d})$, onde a derivada da diferença de pressão desejada ($\dot{p}_{\Delta d} = \dot{g}_d / A$) é obtida derivando (4.4). Disso decorre que para calcular $\dot{p}_{\Delta d}$ necessita-se conhecer a aceleração (veja (4.5)). No caso ideal (parâmetros conhecidos, sem atrito e sem força externa), a aceleração pode ser calculada através da expressão (2.9) medindo a diferença de pressões p_Δ .

Utilizando (4.10) obtém-se a derivada de (4.11) ao longo das trajetórias em malha fechada do subsistema pneumático:

$$\dot{V}_2 = \tilde{p}_\Delta[u_a + \hat{h} - \dot{p}_{\Delta d} - K_p \tilde{p}_\Delta - As] \quad (4.12)$$

Definindo o sinal de controle auxiliar no caso ideal como

$$u_a^* = \dot{p}_{\Delta d} - \hat{h}(p_1, p_2, y, \dot{y}) \quad (4.13)$$

resulta

$$\dot{V}_2 = \tilde{p}_\Delta[\Delta u_a - K_p \tilde{p}_\Delta - As] \quad (4.14)$$

onde $\Delta u_a = u_a - u_a^*$ é o erro na estimativa do sinal auxiliar. No caso ideal, $u_a = u_a^*$, $\Delta u_a = 0$, e a expressão (4.14) resulta

$$\dot{V}_2 = -K_p \tilde{p}_\Delta^2 - As \tilde{p}_\Delta \quad (4.15)$$

A expressão (4.15) será utilizada posteriormente na análise de estabilidade.

4.1.3 Controle do Sistema

O controlador em cascata do posicionador pneumático é obtido pela combinação da lei (4.4) para o seguimento no subsistema mecânico com a lei (4.9) para o subsistema pneumático.

Utilizando (4.4) calcula-se a diferença de pressão desejada para obter o seguimento da trajetória no subsistema mecânico, $p_{\Delta d} = g_d/A$. Desta forma, este subsistema é controlado na linha das forças externas e de atrito, sendo possível estimar e compensar a força de atrito, como é feito em Canudas et al. (1995) para acionamentos elétricos.

Empregando (4.9) e (4.13), no caso em que $u_a = u_a^*$, calcula-se \hat{u} . Para tanto necessita-se obter a derivada da diferença de pressão, calculada anteriormente, e a função $\hat{h} = \hat{h}(p_1, p_2, y, \dot{y})$ calculada através de (2.12).

Uma vez calculado o valor de \hat{u} , a tensão de controle é obtida pela inversão da função definida em (2.11), ou seja,

$$u = u(p_1, p_2, y, \hat{u}) \quad (4.16)$$

A obtenção da expressão (4.16) é descrita na seção 2.2.3.2.

A utilização da função $\hat{h} = \hat{h}(p_1, p_2, y, \dot{y})$ e da inversa definida em (4.16) na lei de controle pode ser interpretada como uma linearização por realimentação (veja Khalil, 1996, por exemplo).

4.2 Análise de Estabilidade

Considere o modelo não linear de quarta ordem e o controlador em cascata. Neste caso o sistema em malha fechada é dado por $\Omega = \{(2.9), (2.13), (4.4), (4.9)\}$ e define-se $\rho = [\tilde{y} \quad \dot{\tilde{y}} \quad \tilde{p}_\Delta]^T$ como o vetor erro de seguimento na malha fechada Ω .

Para o caso ideal, em que os parâmetros do posicionador pneumático são conhecidos e não há força externa F_e nem força de atrito F_a , a convergência exponencial do vetor erro de seguimento ρ é demonstrada no teorema abaixo, utilizando o lema de convergência apresentado a seguir.

Lema – Se a função real $V(t)$ satisfaz a desigualdade $\dot{V}(t) + \alpha V(t) \leq 0$, onde α é um número real, então $V(t) \leq V(0)e^{-\alpha t}$ (veja Slotine e Li, 1991, pp.91).

Teorema – Quando os parâmetros do posicionador pneumático são conhecidos e não há força externa F_e nem força de atrito F_a :

- (i) – O sistema em malha fechada Ω é globalmente estável;
- (ii) – A norma do vetor de erros $\|\rho(t)\|$ do sistema Ω converge exponencialmente para zero.

Prova: A estabilidade global pode ser demonstrada considerando a função não negativa

$$2V = 2V_1 + 2V_2 = \rho^T N_1 \rho \quad (4.17)$$

onde as funções V_1 e V_2 foram definidas em (4.7) e (4.11), respectivamente. A matriz $N_1 > 0$ é dada por

$$N_1 = \begin{bmatrix} \lambda^2 M + P & \lambda M & 0 \\ \lambda M & M & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

Neste caso (parâmetros conhecidos, sem atrito e sem força externa), $\Delta u_a = 0$ e, de acordo com as expressões (4.8) e (4.15), a derivada em relação ao tempo de (4.17) é

$$\dot{V} = -K_D s^2 + P \tilde{y} \dot{\tilde{y}} - K_p \tilde{p}_\Delta^2 \quad (4.19)$$

Definindo a constante $P = 2\lambda K_D$ e utilizando (4.5) em (4.19), resulta $\dot{V} = -\rho^T N_2 \rho$, onde

$$N_2 = \text{diag}[\lambda^2 K_D \quad K_D \quad K_p] \quad (4.20)$$

A matriz N_2 é definida positiva e, neste caso,

$$\dot{V}(t) = -\rho^T N_2 \rho \leq 0 \quad (4.21)$$

De (4.17) e (4.21) conclui-se que $\|\rho(t)\| \rightarrow 0$ para $t \rightarrow \infty$, ou seja, que $y(t) \rightarrow y_d(t)$, $\dot{y}(t) \rightarrow \dot{y}_d(t)$ e $p_\Delta(t) \rightarrow p_{\Delta d}(t)$ para $t \rightarrow \infty$. Portanto, $y(t)$ e $\dot{y}(t)$ são limitados. Com isso, de (4.4) conclui-se que $p_{\Delta d}(t)$ é limitada. Assim, $p_\Delta(t) = p_1(t) - p_2(t)$ é limitada. Como as pressões $p_i(t)$, $i = 1, 2$, são limitadas pela pressão de exaustão e pela pressão de suprimento, conclui-se que a norma do estado do sistema é limitada e, portanto, que o sistema em malha fechada Ω é globalmente estável.

Para mostrar a convergência exponencial do erro, seja $\lambda_{\max}(N_1)$ o maior autovalor da matriz N_1 , e $\lambda_{\min}(N_2)$ o menor autovalor da matriz N_2 , e seja $\gamma = \lambda_{\min}(N_2)/\lambda_{\max}(N_1)$. Como N_1 e N_2 são matrizes definidas positivas, estes escalares são todos positivos. Da teoria de matrizes (veja Noble e Daniels, 1986, por exemplo), $N_1 \leq \lambda_{\max}(N_1)I$ e $\lambda_{\min}(N_2)I \leq N_2$, onde I é a matriz identidade. Portanto,

$$\rho^T N_2 \rho \geq \frac{\lambda_{\min}(N_2)}{\lambda_{\max}(N_1)} \rho^T [\lambda_{\max}(N_1)I] \rho \geq \gamma V(t) \quad (4.22)$$

A expressão (4.22) combinada com (4.21) permite escrever $\dot{V}(t) \leq -\gamma V(t)$. De acordo com o lema de convergência apresentado acima, este resultado tem como consequência:

$$V(t) = \frac{1}{2} \rho^T N_1 \rho \leq V(0) e^{-\gamma t} \quad (4.23)$$

De (4.23) e usando a relação $\rho^T N_1 \rho \geq \lambda_{\min}(N_1) \|\rho(t)\|^2$ pode-se verificar que a norma do vetor erro de seguimento $\rho(t)$ converge exponencialmente para zero com uma taxa maior que $\gamma/2$.

Observação 1 – Para o caso ideal (parâmetros conhecidos, sem força externa nem atrito) o controlador em cascata (4.4), (4.9) necessita apenas do estado do sistema $x = [y \quad \dot{y} \quad p_1 \quad p_2]^T$ para ser implementado.

Observação 2 – McDonell (1996) propõe um esquema de controle semelhante ao descrito acima para robôs com acionamento pneumático. Neste trabalho, McDonell utiliza uma função escalar não-negativa que equivale ao resultado da adição de V_1 (4.7) com V_2 (4.11) sem o termo $P\tilde{y}^2$ em (4.7). Com isso, utilizando o teorema de Barbalat, demonstra apenas a convergência assintótica dos erros, deixando de destacar a robustez do sistema em malha fechada decorrente da convergência exponencial.

4.3 Análise da Robustez do Controlador em Cascata

A análise de robustez do sistema em malha fechada Ω foi realizada para os seguintes casos:

1. Sistema com parâmetros conhecidos (na presença de forças externas e de atrito e com a utilização do sinal de aceleração para o controle)
2. Sistema com incerteza nos parâmetros (com e sem forças externas e de atrito e com a utilização do sinal de aceleração para o controle)

4.3.1 Sistema com Parâmetros Conhecidos

Quando os parâmetros são conhecidos e, adicionalmente ao estado, a aceleração é usada na implementação (para calcular $\dot{p}_{\Delta d}$ - veja Eq. 4.10 e comentário que segue), na presença de uma força externa F_e e da força de atrito F_a , a norma do vetor de erros $\|\rho(t)\|$ converge globalmente para um conjunto residual que depende dos ganhos do controlador.

Isto pode ser verificado lembrando que, neste caso, a derivada em relação ao tempo de (4.17), de acordo com as expressões (4.8) e (4.15) é

$$\dot{V}(t) = -\rho^T N_2 \rho - (F_a + F_e)s \quad (4.24)$$

Definindo o vetor força $F = [-(F_a + F_e)\lambda \quad -(F_a + F_e) \quad 0]^T$ e utilizando (4.5) e a expressão (4.24) pode ser reescrita como

$$\dot{V}(t) = -\rho^T N_2 \rho - \rho^T F \quad (4.25)$$

De (4.25) observa-se que, mesmo a matriz N_2 sendo definida positiva, a derivada $\dot{V}(t)$ não é definida negativa para todo $\rho \neq 0$.

Utilizando o teorema de Rayleigh-Ritz (veja Noble e Daniels, 1986, por exemplo), a partir de (4.25) pode-se escrever

$$\dot{V} \leq -\lambda_{\min}(N_2)\|\rho\|^2 + \|\rho\|\|F\| \quad (4.26)$$

e, considerando que existe um limite superior $\bar{F} \geq \|F\|$ para a norma do vetor F , ou seja, que a força externa F_e e a força de atrito F_a são limitadas,

$$\dot{V} \leq -\lambda_{\min}(N_2)\|\rho\|^2 + \bar{F}\|\rho\| \quad (4.27)$$

De (4.27) verifica-se que uma condição suficiente para que $\dot{V}(t)$ seja negativa é

$$\|\rho\| > \frac{\bar{F}}{\lambda_{\min}(N_2)} \quad (4.28)$$

Se a expressão (4.28) é satisfeita, $\dot{V}(t)$ é negativa e $V(t)$ decresce. Se $V(t)$ decresce, então, pela definição (4.17), a norma do vetor de erros $\|\rho(t)\|$ também decresce. No entanto, se a norma de ρ decresce tal que

$$\|\rho\| \leq \frac{\bar{F}}{\lambda_{\min}(N_2)} \quad (4.29)$$

então $\dot{V}(t)$ pode tornar-se positiva, o que significa que $V(t)$ e conseqüentemente $\|\rho(t)\|$ podem crescer até que a condição (4.28) seja satisfeita, tornando $\dot{V}(t)$ negativa e fazendo $\|\rho(t)\|$ decrescer.

Isso mostra que $\|\rho(t)\|$ tende para um conjunto residual definido por (4.29) que depende de \bar{F} e do menor autovalor da matriz N_2 , definido pelos ganhos do controlador (λ, K_D, K_P - veja expressão (4.20)).

4.3.2 Sistema com Incerteza nos Parâmetros sem Atrito e sem Forças Externas

Quando existe incerteza nos parâmetros, mesmo sem atrito e força externa, o vetor de erros $\rho(t)$ converge localmente para um conjunto residual que depende dos ganhos do controlador.

Este fato pode ser demonstrado considerando que quando os parâmetros têm incertezas o sinal de controle auxiliar é calculado a partir de valores estimados e, ao invés de (4.13), tem-se

$$u_a = \dot{\tilde{p}}_{\Delta d} - \hat{h}(p_1, p_2, y, \dot{y}) \quad (4.30)$$

Neste caso $\Delta u_a = u_a - u_a^* \neq 0$ e se a aceleração utilizada para calcular $\dot{\tilde{p}}_{\Delta d}$ for obtida a partir de (2.6) com os parâmetros aproximados, o erro na estimativa do sinal auxiliar Δu_a é uma função do estado do sistema, ou seja, $\Delta u_a = \Delta u_a(y, \dot{y}, p_1, p_2)$. Disso resulta que a derivada da função não negativa V_2 (4.11) ao longo das trajetórias é

$$\dot{V}_2 = -K_P \tilde{p}_{\Delta}^2 + \tilde{p}_{\Delta} \Delta u_a \quad (4.31)$$

e, definindo $E(\rho) = [0 \quad 0 \quad \Delta u_a]^T$, onde a dependência de ρ decorre do fato do erro Δu_a ser uma função do estado, a derivada da função V (4.17) ao longo das trajetórias pode ser escrita como

$$\dot{V}(t) = -\rho^T N_2 \rho + \rho^T E(\rho) \quad (4.32)$$

Como na seção 4.3.1, de (4.32) verifica-se que, mesmo a matriz N_2 sendo definida positiva, a derivada $\dot{V}(t)$ não é definida negativa para todo $\rho \neq 0$. Novamente utilizando o teorema de Rayleigh-Ritz, pode-se escrever

$$\dot{V} \leq -\lambda_{\min}(N_2)\|\rho\|^2 + \|\rho\|\|E(\rho)\| \quad (4.33)$$

A partir de uma condição inicial pode-se estabelecer um limite superior para $\|E(\rho)\| \leq \bar{E}$. Assim,

$$\dot{V} \leq -\lambda_{\min}(N_2)\|\rho\|^2 + \bar{E}\|\rho\| \quad (4.34)$$

Pelos mesmos motivos discutidos na seção 4.3.1, a norma do vetor de erros $\|\rho(t)\|$ tende para um conjunto residual que depende de \bar{E} e do menor autovalor da matriz N_2 , definido pelos ganhos do controlador (λ, K_D, K_P - veja expressão (4.20)), dado por

$$\|\rho\| \leq \frac{\bar{E}}{\lambda_{\min}(N_2)} \quad (4.35)$$

Neste caso, o limite superior \bar{E} é determinado para uma dada condição inicial, o que torna o resultado local.

4.3.3 Sistema com Incerteza nos Parâmetros e com Forças Externas e de Atrito

Quando existe incerteza nos parâmetros na presença de uma força externa F_e e da força de atrito F_a , o vetor de erros $\rho(t)$ converge localmente para um conjunto residual que depende dos ganhos do controlador.

Este resultado decorre das demonstrações apresentadas acima nas seções 4.3.1 e 4.3.2.

4.4 A Estratégia de Controle em Cascata com Compensação de Atrito

A estratégia de controle em cascata descrita na Seção 4.1 pode, com algumas modificações, ser utilizada para o controle do sistema com a compensação das forças de atrito.

Lembrando que as perturbações externas aplicadas à entrada do subsistema mecânico são descritas por $d(t) = A\tilde{p}_\Delta - F_a - F_e$, pode-se escrever o sistema na forma em cascata (equações (4.2) e (4.3)) como

$$M\dot{y} = Ap_{\Delta d} + d(t) \quad (4.36)$$

$$\dot{p}_\Delta = \hat{h}(p_1, p_2, y, \dot{y}) + \hat{u}(p_1, p_2, y, u) \quad (4.37)$$

O projeto do controlador em cascata com compensação de atrito para o sistema (4.36), (4.37) segue os passos já delineados na Seção 4.1 deste capítulo, incluindo agora a estimativa para as forças de atrito baseada no modelo Luge para o atrito.

4.4.1 Observador para o Atrito

Baseando-se no modelo Luge para o atrito (ver Capítulo 2), Canudas et al. (1995) propõem um observador para a força de atrito no qual a força estimada \hat{F}_a é dada por

$$\hat{F}_a = \sigma_0 \hat{z} + \sigma_1 \frac{d\hat{z}}{dt} + \sigma_2 \dot{y} \quad (4.38)$$

onde $\hat{z}(t)$ é a estimativa do estado interno não observável e é dada por

$$\frac{d\hat{z}}{dt} = \dot{y} - \frac{|\dot{y}|\sigma_0}{g(\dot{y})} \hat{z} - K_o \tilde{y} \quad (4.39)$$

e K_o é uma constante positiva.

Em Canudas et al. (1995) os autores provam que o observador para a força de atrito (4.38), (4.39) aplicado a um atuador elétrico faz com que o erro de posição $\tilde{y}(t)$ convirja assintoticamente para zero se o controlador de posição do atuador elétrico é projetado de forma que a dinâmica do erro de posição $\tilde{y}(t)$ interconectada com a erro da estimativa da deformação de pré-deslizamento $\tilde{z}(t) = z(t) - \hat{z}(t)$ seja real e estritamente positiva (SPR).

Este modelo deve sofrer algumas pequenas alterações para que possa ser utilizado para a compensação de atrito no esquema de controle em cascata. Isto ocorre porque na estratégia de controle em cascata a derivada da força de atrito F_a é necessária para calcular o sinal de controle. Assim, a função $|\dot{y}|$ deve ser suavizada por uma função $m(\dot{y})$, tipo $m(\dot{y}) = 2\dot{y} \arctan(k_v \dot{y}) / \pi$, onde k_v é uma constante positiva, por exemplo. Note que, como a função $|\dot{y}|$, a função de suavização $m(\dot{y})$ é igual a zero na origem ($m(0)$).

Adicionalmente, para obter as propriedades desejadas de estabilidade para o atuador pneumático, propõe-se aqui que o estado interno não-mensurável seja estimado através do uso do seguinte observador modificado.

$$\frac{d\hat{z}}{dt} = \dot{y} - \frac{m(\dot{y})\sigma_0}{g(\dot{y})} \hat{z} - \sigma_0 K s \quad (4.40)$$

onde K é uma constante real positiva e s é a medida do erro de seguimento de velocidade definido na equação (4.5). Para obter a derivada no tempo da força de atrito estimada (Eq. 4.38) deve-se, na Eq. (4.40), substituir $|\dot{y}|$ da Eq. (4.39) por $m(\dot{y})$.

A diferença residual $\Delta(\dot{y}) \geq 0$ é definida como

$$\Delta(\dot{y}) = |\dot{y}| - m(\dot{y}) \quad (4.41)$$

O erro da estimativa do estado interno $\tilde{z}(t)$ é então dado por

$$\frac{d\tilde{z}}{dt} = -\frac{m(\dot{y})\sigma_0}{g(\dot{y})} \tilde{z} - \Delta(\dot{y})z + \sigma_0 K s \quad (4.42)$$

4.4.2 Controle de Seguimento de Trajetória no Subsistema Mecânico com Compensação do Atrito

Incluindo a compensação para o atrito, a lei de seguimento de trajetória no subsistema mecânico pode ser escrita como

$$g_d = M\dot{y}_r - K_D s + \hat{F}_a \quad (4.43)$$

Assumindo que a força de atrito é dada de acordo com o modelo LuGre para o atrito (Eq. (2.23)), através da substituição de (4.43) na Eq. (4.36), utilizando-se a definição $d(t) = A\tilde{p}_\Delta - F_a - F_e$ e o observador (4.38), (4.40), a equação de erro do subsistema mecânico torna-se

$$M\dot{s} + K_D s + \sigma_1 \dot{\tilde{z}} + \sigma_0 \tilde{z} = A\tilde{p}_\Delta - F_e \quad (4.44)$$

Considere a função definida semipositiva

$$2V_1 = Ms^2 + K^{-1}\tilde{z}^2 \quad (4.45)$$

Usando (4.42) e (4.44), a derivada primeira no tempo de (4.45) ao longo da trajetória no subsistema mecânico fica dada por

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 = & -(K_D + \sigma_1 \sigma_0 K)s^2 + A\tilde{p}_\Delta s - \frac{\sigma_0 K^{-1} m(\dot{y})}{g(\dot{y})} \tilde{z}^2 + \frac{\sigma_0 \sigma_1 m(\dot{y})}{g(\dot{y})} s\tilde{z} + \sigma_1 \Delta(\dot{y})zs \\ & - F_e s - K^{-1} \Delta(\dot{y})z\tilde{z} \end{aligned} \quad (4.46)$$

A expressão (4.46) será utilizada na análise de estabilidade do sistema.

4.4.3 Controle de Seguimento de Trajetória no Subsistema Pneumático com Compensação do Atrito

A compensação do atrito não altera o equacionamento do controle de seguimento de trajetória no subsistema pneumático. Assim, para a análise de estabilidade, usa-se V_2 e \dot{V}_2 definidas pelas equações (4.11) e (4.15), respectivamente.

4.4.4 Análise de Estabilidade

Considere o sistema composto pelo atuador pneumático junto com o observador para o atrito. O sistema em malha fechada decorrente da aplicação do controle em cascata sobre este sistema resulta $\Omega = \{(4.9), (4.36), (4.37), (4.38), (4.40), (4.43)\}$.

No caso ideal, no qual todos os parâmetros do sistema são conhecidos e não há forças externas F_e , a convergência dos erros de seguimento é estabelecida pelo seguinte teorema:

Teorema – No caso em que todos os parâmetros do sistema Ω são conhecidos e em que as forças externas F_e são nulas, os erros de seguimento $\tilde{y}(t) \rightarrow 0$ a medida que $t \rightarrow \infty$ e $\tilde{y}(t) \rightarrow 0$ a medida que $t \rightarrow \infty$.

Prova: Considere a função limitada inferiormente

$$2V(t) = 2V_1 + 2V_2 = Ms^2 + \tilde{p}_\Delta^2 + K^{-1}\tilde{z}^2 \quad (4.47)$$

onde as funções V_1 e V_2 são definidas em (4.45) e (4.11), respectivamente.

No caso ideal $\Delta u_a = 0$ e, de acordo com as expressões (4.46) e (4.15), a derivada primeira no tempo de (4.47) é dada por

$$\begin{aligned} \dot{V} = & -(K_D + \sigma_0 \sigma_1 K) s^2 - K_p \tilde{p}_\Delta^2 - \frac{\sigma_0 K^{-1} m(\dot{y})}{g(\dot{y})} \tilde{z}^2 + \frac{\sigma_0 \sigma_1 m(\dot{y})}{g(\dot{y})} \dot{s} \tilde{z} + \sigma_1 \Delta(\dot{y}) z s \\ & - K^{-1} \Delta(\dot{y}) z \tilde{z} \end{aligned} \quad (4.48)$$

Os ganhos do controlador devem ser escolhidos de forma que

$$\dot{V} \leq -(K_D + \sigma_0 \sigma_1 K) s^2 - K_P \tilde{p}_\Delta^2 \leq 0 \quad (4.49)$$

A expressão (4.49) permite concluir que $V(t)$ é uma função decrescente que converge para um limite finito. Isto implica que $V(t)$ é limitada e que s , \tilde{p}_Δ e \tilde{z} são também limitados.

As propriedades de convergência de (4.49) podem ser estabelecidas empregando o Lema de Barbalat. Para isto deve-se calcular a derivada no tempo de (4.49).

$$\ddot{V} = -2(K_D + \sigma_0 \sigma_1 K) s \dot{s} - 2K_P \tilde{p}_\Delta \dot{\tilde{p}}_\Delta \quad (4.50)$$

É necessário agora analisar a Eq. (4.50). Da Eq. (4.42) conclui-se que $\dot{\tilde{z}}$ é limitado, pois \tilde{z} e s são limitados. Isto significa que \dot{s} é limitada (veja Eq. (4.44)). No caso ideal, o sinal auxiliar é dado por (4.13). Substituindo (4.13) em (4.10) tem-se $\dot{\tilde{p}}_\Delta = -K_P \tilde{p}_\Delta - A s$. Isto implica que $\dot{\tilde{p}}_\Delta$ é limitado, e conclui-se que $\dot{V}(t)$ é limitada. Conseqüentemente $\dot{V}(t)$ (veja Eq. 4.49) é uniformemente contínua.

O Lema de Barbalat permite estabelecer que $\dot{V}(t) \rightarrow 0$ a medida que $t \rightarrow \infty$, e, (veja a Eq. (4.49)) que $s(t) \rightarrow 0$ a medida que $t \rightarrow \infty$ e $\tilde{p}_\Delta(t) \rightarrow 0$ a medida que $t \rightarrow \infty$.

A medida do erro de velocidade $s(t) \rightarrow 0$ pode ser interpretada como uma entrada de um filtro de primeira ordem dado em (4.5), implicando portanto que $s(t) \rightarrow 0$ a medida que $t \rightarrow \infty$ e também que $\dot{\tilde{y}}(t) \rightarrow 0$ a medida que $t \rightarrow \infty$ e $\tilde{y}(t) \rightarrow 0$ a medida que $t \rightarrow \infty$.

4.5 Conclusões do Capítulo

No Capítulo 3 verificou-se que existem vários esquemas de controle que interpretam o modelo do atuador pneumático como dois subsistemas interconectados. Neste capítulo apresentou-se a aplicação ao servoposicionador pneumático de uma estratégia de controle em cascata baseada nesta metodologia.

No âmbito do problema de seguimento de trajetória, quando os parâmetros do posicionador pneumático são conhecidos e não há aplicação de forças externas nem forças de atrito, mostrou-se que o sistema em malha fechada é globalmente estável e que os erros de pressão, posição e velocidade convergem exponencialmente para zero.

Mostrou-se, além disso, que na presença de forças externas e de atrito e quando os parâmetros do sistema são conhecidos, os erros de pressão, posição e velocidade convergem globalmente para um conjunto residual que depende dos ganhos do controlador.

No caso do sistema com incerteza nos parâmetros mostrou-se que os erros de pressão, posição e velocidade convergem localmente para um conjunto residual que depende dos ganhos do controlador. Isto ocorre tanto na presença como na ausência de forças externas e de atrito.

Finalmente, através da introdução de um observador das forças de atrito baseado no modelo Luge, adaptou-se a estratégia de controle em cascata para incluir também a compensação das forças de atrito. Para tanto, utilizou-se, com algumas modificações o observador proposto por Canudas et al. (1995).

Foi realizada a prova da estabilidade para o sistema a malha fechada resultante da aplicação do controle em cascata sobre o sistema composto pelo atuador pneumático conjugado com o observador para o atrito. No caso em que os parâmetros do sistema são conhecidos e não há forças externas provou-se que, dependendo dos ganhos do controlador, os erros de seguimento apresentam convergência assintótica para zero.

No Capítulo 5 são apresentados os procedimentos adotados para a implementação experimental dos controladores, bem como a metodologia desenvolvida para a escolha e ajuste dos seus ganhos.

5. IMPLEMENTAÇÃO EXPERIMENTAL

Neste capítulo são abordados os principais aspectos práticos da implementação experimental dos controladores apresentados neste trabalho. Os resultados das simulações e experimentos estão apresentados no Capítulo 6.

5.1 Introdução

A implementação experimental dos controladores foi realizada no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Esta implementação foi realizada através da bancada experimental apresentada nas figuras 5.1 e 5.2. Este capítulo trata, principalmente, da descrição dos seus componentes e dos procedimentos práticos necessários à implementação do controlador em cascata.

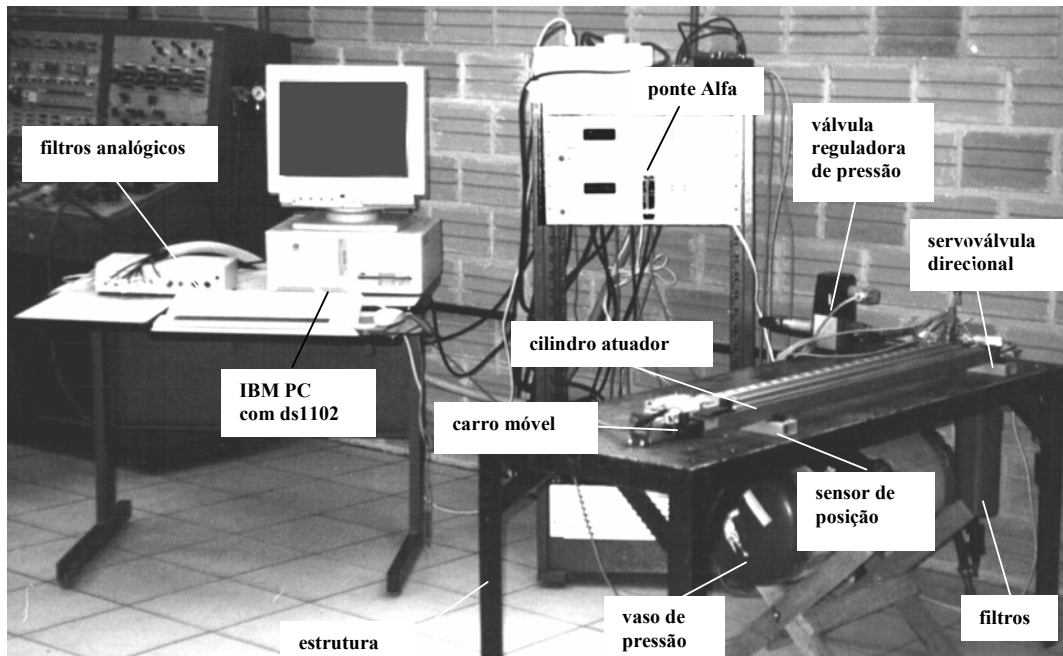


Figura 5.1 Bancada de testes montada no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (Laship) da Universidade Federal de Santa Catarina.

Este capítulo é organizado como segue. Na seção 5.2 é apresentada uma descrição geral do sistema do servoposicionador pneumático enquanto que na seção 5.3 são descritos os componentes do atuador pneumático. Na seção 5.4 são apresentados os

transdutores e condicionadores de sinais. Na seção 5.5 apresenta-se o sistema de aquisição de dados e controle. As seções 5.6 e 5.7 abordam, respectivamente, a determinação dos parâmetros do sistema e a sintonia dos ganhos do controlador em cascata. Na seção 5.8 são caracterizados os filtros de sinais usados nos testes e, finalmente, na seção 5.9, são apresentadas as conclusões deste capítulo.

5.2 Descrição Geral do Sistema

Na Fig. 5.2 é apresentado um diagrama esquemático do sistema. Na estrutura da bancada estão montados os seguintes componentes: um transdutor potenciométrico de deslocamento acoplado a um cilindro atuador pneumático sem haste, uma servoválvula direcional, dois transdutores de pressão absoluta, um transdutor de pressão manométrica, um vaso de pressão (acumulador), uma unidade de filtragem e uma válvula proporcional reguladora de pressão. O sistema de condicionamento de sinais é composto por três circuitos tipo ponte, um amplificado operacional, um filtro analógico de 4 canais e de 2 fontes de corrente contínua dedicadas. O sistema de aquisição de dados e controle é composto por uma placa de controle (com DSP) acoplada a um microcomputador IBM PC compatível. Estes equipamentos estão descritos com mais detalhes ao longo do capítulo.

Para facilitar a sua descrição, pode-se dividir o sistema em quatro partes: atuador pneumático, transdutores e condicionadores, sistema de tratamento do fluido e sistema de aquisição de dados e controle.

O sistema de tratamento do fluido é composto pela unidade de filtragem, pela válvula proporcional reguladora de pressão e pelo vaso de pressão. Este subsistema é responsável por tratar o ar provindo da rede de suprimento e manter a pressão do ar nas condições desejadas para o atuador pneumático. A unidade de trabalho (filtros) é responsável pelas tarefas de purificar e desumidificar o ar na estrada do sistema. A válvula reguladora de pressão serve para ajustar a pressão de suprimento no valor de trabalho $p_{\text{sup}} = 6.10^5$ [Pa] e compensar as flutuações da rede de suprimento. O acumulador (vaso de pressão) colocado em paralelo na rede de trabalho serve para diminuir as flutuações na pressão de trabalho decorrentes do consumo variável de vazão pelo sistema em operação.

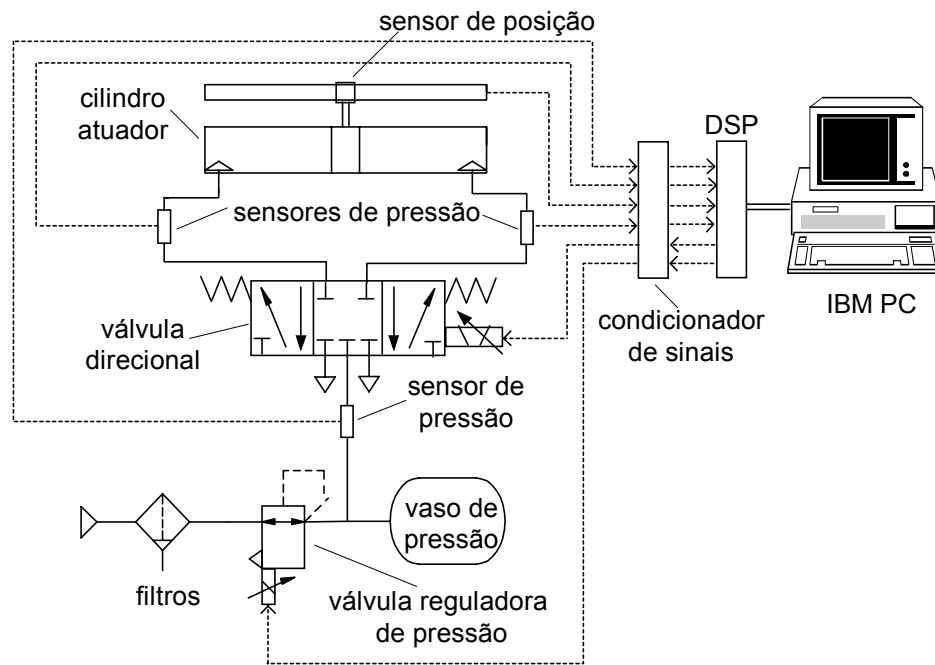


Figura 5.2 Esquema da bancada experimental.

O atuador pneumático (ou servoposicionador) é constituído pela servoválvula direcional e pelo cilindro. A servoválvula direcional serve para direcionar proporcionalmente ao sinal de controle a vazão da linha da pressão de suprimento para as câmaras e destas para a atmosfera, fazendo com que a diferença de pressão no êmbolo do cilindro forneça a força necessária ao movimento. Mais detalhes sobre o funcionamento de um atuador pneumático estão apresentados na seção 1.2.

Os transdutores são os componentes que fornecem as informações sobre a situação do atuador (posição do pistão, pressão de suprimento e pressões em cada câmara do cilindro atuador) para o sistema de aquisição de dados e controle. A posição do pistão do cilindro é medida pelo transdutor potenciométrico e os sensores eletroresistivos de pressão servem para monitorar as pressões nas entradas das câmaras do cilindro atuador e a pressão de suprimento. Os sistemas de condicionamento servem para tratar (filtrar e amplificar) os sinais medidos e para fornecer as correntes e tensões necessárias para o correto funcionamento dos componentes eletro-eletrônicos. Os sinais dos transdutores de pressão são condicionados por um circuito tipo ponte. O sinal provindo do sensor de posição é condicionado e filtrado analogicamente antes de ser enviado para a placa A/D, enquanto que duas fontes retificadoras fornecem a potência

necessária para a servoválvula direcional e para a válvula proporcional de controle de pressão.

O sistema de aquisição de dados e controle processa o algoritmo de controle de modo a gerar, a partir dos sinais provenientes dos transdutores, o sinal elétrico de controle transmitido ao servoatuador pneumático. A aquisição dos dados e a geração do sinal de controle são executadas em uma placa de aquisição, processamento e conversão A/D-D/A que está instalada em um microcomputador IBM PC compatível.

5.3 Componentes do Sistema Pneumático

O atuador pneumático utilizado é composto de um cilindro de dupla ação sem haste e de uma servoválvula direcional. Nesta seção são descritos os componentes do atuador pneumático e de condicionamento do ar de trabalho. Os dados sobre os componentes foram obtidos nos respectivos manuais operacionais.

5.3.1 Servoválvula Direcional

Nas implementações experimentais utilizou-se uma servoválvula direcional com vazão nominal (medida) $Q_N = 0,007 \text{ [m}^3 \text{ / s]}$ (410 [l/min]) que, devido a uma realimentação interna, independe da pressão de suprimento. Este recurso garante também um comportamento aproximadamente linear de abertura da válvula em função da tensão aplicada. Uma pequena sobreposição (*overlap*) ocasiona uma zona-morta de cerca de 4%. De acordo com as especificações técnicas do fabricante (Tabela 5.1), esta servoválvula apresenta uma dinâmica com frequência natural em torno de 200 [Hz].

Tabela 5.1 Características Técnicas da Servoválvula Direcional.

Modelo/fabricante	MPYE 5-1/8 FESTO
Tipo	5/3 vias
Pressão absoluta de trabalho	(0 a 10^6) [Pa]
Vazão nominal teórica	700 [l/min]
Vazão nominal medida (Vieira, 1998)	410 [l/min]
Temperatura do fluido de trabalho	(+5 a +40) [°C]
Temperatura ambiente	(0 a +50) [°C]
Tensão teórica de trabalho	(0 a 10) [V] DC, posição central em 5 [V]
Tempo de resposta na faixa (2 a 8) [V]	5 [ms]; 200 [Hz]
Potência absorvida	Máximo 20 [W]

5.3.2 Válvula Reguladora de Pressão

É utilizada para regular a pressão de trabalho em $6 \cdot 10^5$ [Pa]. A tabela 5.2 mostra as principais características técnicas da válvula reguladora de pressão.

Tabela 5.2 Características Técnicas da Válvula Reguladora de Pressão.

Modelo/fabricante	MPYE 3-1/2 FESTO
Pressão de entrada	$(10^5 \text{ a } 12 \cdot 10^5)$ [Pa]
Pressão de saída	$(2 \cdot 10^4 \text{ a } 10^6)$ [Pa]
Temperatura do fluido	(0 a +50) [°C]
Temperatura ambiente	(0 a +50) [°C]
Tensão de alimentação	24 [V] DC $\pm 15\%$
Tensão de controle	(0 a 10) [V]

5.3.3 Cilindro Pneumático

O êmbolo do cilindro atuador de dupla ação desloca-se por efeito da diferença de pressão do ar nas câmaras. O movimento é transmitido do êmbolo ao carro exterior mediante uma união fixa que desliza por uma ranhura existente na camisa do cilindro. A vedação das ranhuras é feita com o uso de um sistema de cintas flexíveis. Este tipo de cilindro é normalmente utilizado para o transporte de massas em espaços reduzidos. As suas principais características técnicas estão apresentadas na tabela 5.3.

Tabela 5.3 Características Técnicas do Atuador Pneumático Linear.

Modelo/fabricante	DGPL-25 FESTO
Diâmetro do êmbolo	0,025 [m]
Construção	Cilindro pneumático de dupla ação
Pressão de serviço	$(2 \cdot 10^5 \text{ a } 8 \cdot 10^5)$ [Pa]
Força de atuação	295 [N]
Temperatura Admissível	(-10°C a +60) [°C]
Componente de carga admissível verticalmente em relação ao eixo do cilindro	330 [N]
Curso do amortecimento fim de curso	0,018 [m]
Velocidade máxima do carro a $6 \cdot 10^5$ [Pa] e 20 [°C]	1 [m/s] para uma massa de 3 [Kg]

5.3.4 Filtros e Acumulador

Na bancada em operação no Laship, a unidade de filtragem é composta por dois filtros de pressão (na entrada do sistema) que servem para proteger os componentes pneumáticos das impurezas existentes na linha de suprimento. É necessário filtrar o ar comprimido, pois as servoválvulas são muito sensíveis a partículas contaminantes. Duas granulometrias de filtragem são utilizadas em seqüência: uma de 10 [μm] (filtro LF-1/2 FESTO) e outra de 0,01 [μm] (filtro LFM-3/4 -C FESTO). Visando evitar grandes variações na pressão de trabalho, foi acoplado à entrada do sistema (após os filtros) um reservatório de ar de com volume útil de $5 \cdot 10^{-2} [\text{m}^3]$.

5.4 Transdutores

Nesta seção são apresentadas as principais características dos transdutores de pressão e posição utilizados na bancada experimental.

5.4.1 Transdutores de Pressão Absoluta

As medições das pressões absolutas nas câmaras dos cilindros foram realizadas através do uso de sensores extensométricos de ponte completa P8AP HBM. Para o condicionamento dos sinais foi utilizada uma ponte amplificadora 1101A ALFA. As relações inversas para os conjuntos foram obtidas através da calibração na Fundação CERTI (Centros de Referência em Tecnologias Inovadoras – Florianópolis - SC) dos transdutores e são as seguintes:

$$p_1 = K_1 V_{p1} [\text{Pa}] \quad (5.1)$$

$$p_2 = K_2 V_{p2} [\text{Pa}] \quad (5.2)$$

onde V_{p1} e V_{p2} são os valores da tensão fornecidas pelos sistemas de medição das câmaras 1 e 2, respectivamente e os coeficientes lineares de calibração são dados por $K_1 = K_2 = (9/10,001) \cdot 10^5 [\text{Pa/V}]$. A faixa de pressão absoluta de operação dos sensores é de $(0 \text{ a } 10^6) [\text{Pa}]$. O sistema de medição das pressões nas câmaras 1 e 2 apresenta

incertezas de 3.10^3 [Pa] e de $3,2.10^3$ [Pa] (0,3% e 0,32% do valor de fundo de escala, respectivamente).

5.4.2 Transdutor de Pressão Manométrica

As medições da pressão manométrica de suprimento foram realizadas através do uso de um sensor extensométrico de ponte completa PD1/10 HBM. Para o condicionamento do sinal medido foi utilizada uma ponte amplificadora 1101A ALFA. A relação inversa para o conjunto foi também obtida através da calibração do transdutor na Fundação CERTI e é a seguinte:

$$p_{\text{sup}} = K_{\text{sup}} V_{p_{\text{sup}}} \text{ [Pa]} \quad (5.3)$$

onde $V_{p_{\text{sup}}}$ é o valor da tensão fornecida pelo sistema de medição pressão de suprimento. O coeficiente linear de calibração é dado por $K_{\text{sup}} = 10^5$ [Pa/V]. A faixa de pressão absoluta de operação dos sensores é de (0 a 10^6) [Pa]. O sistema de medição da pressão de suprimento apresenta incerteza de 2.10^3 [Pa] (0,2% do valor de fundo de escala).

5.4.3 Transdutor de Posição

O transdutor de posição utilizado é do tipo potenciométrico MLO - POT-1000-TLF FESTO com curso efetivo de 1,016 [m]. O seu princípio de funcionamento baseia-se na geração de um sinal elétrico proporcional à variação de uma resistência elétrica ocasionada pela alteração da posição de um cursor interno. A velocidade máxima de operação do cursor é de 10 [m/s] com aceleração máxima de 200 [m/s²].

O transdutor de posição é usado em paralelo ao posicionador pneumático para medir o seu deslocamento. O posicionador está conectado ao transdutor através de uma barra de alumínio aparafusada.

Para a aquisição de sinais provenientes deste transdutor é usado um condicionador específico que fornece uma tensão regulada de 15 [V] ao transdutor. O transdutor por sua vez, fornece um sinal de saída proporcional ao deslocamento de (0 a

10) [V] disponível em um borne do tipo RCA que pode é conectado à entrada do filtro analógico.

5.4.4 Filtros Analógicos

O fabricante da placa de aquisição de dados e controle sugere a utilização de um circuito de isolamento entre a placa e os componentes dos sistemas de medição e atuação. Assim, foi utilizado um circuito com isolamento óptico projetado no LABSOLDA (Laboratório de Soldagem da Universidade Federal de Santa Catarina). Este equipamento permite que sejam utilizados opcionalmente filtros analógicos de 1ª ordem para os sinais de entrada. Para a taxa de amostragem usada de 0,5 [ms] que corresponde a uma frequência de aquisição de 2 [kHz]. Para tentar evitar o surgimento nos sinais medidos de falsas componentes devido à amostragem discreta (*alising*), Franklin e Powell (1994) sugerem o uso de uma frequência de corte que atenua as frequências superiores a 50% da frequência de aquisição. Utilizou-se, portanto, a frequência de corte de 400 [Hz] para os filtros analógicos *anti-alising* de 1ª ordem nos 4 canais de entrada, onde são medidas as três pressões e a posição. Esta frequência de corte não deve influir significativamente no controle, pois a frequência de resposta da servoválvula utilizada é da ordem de 200 [Hz].

5.5 Sistema de Aquisição de Dados e Controle

O controle e aquisição de dados são realizados por uma placa dedicada (dS1102) instalada em um barramento ISA (*Industry Standard Architecture*) de um microcomputador Pentium 100 MHz compatível com IBM PC. Como pode ser visto na Fig. 5.3, a placa dS1102 da empresa alemã dSpace (ver dSpace GmbH, 1996) pode ser subdividida em três módulos principais. O módulo de aquisição e conversão A/D realiza a aquisição dos dados analógicos provindos dos transdutores dentro de uma faixa operacional de (0 a 10) [V] e realiza sua conversão em sinais digitais de 16 bits a uma taxa de 250 [kHz]. Estes sinais são transmitidos para o módulo de processamento, que opera com um microcontrolador DSP (*Digital Signal Processor*) TMS 320C31 da Texas Instruments. Após o cálculo dos sinais de controle, eles são enviados ao módulo de saída que realiza a conversão D/A na faixa de (0 a 10) [V]. Os sinais analógicos são então passados à servoválvula direcional que executa a ação de controle no sistema.

Na Fig. 5.3 está apresentado um esquema do sistema de aquisição de dados e controle utilizado.

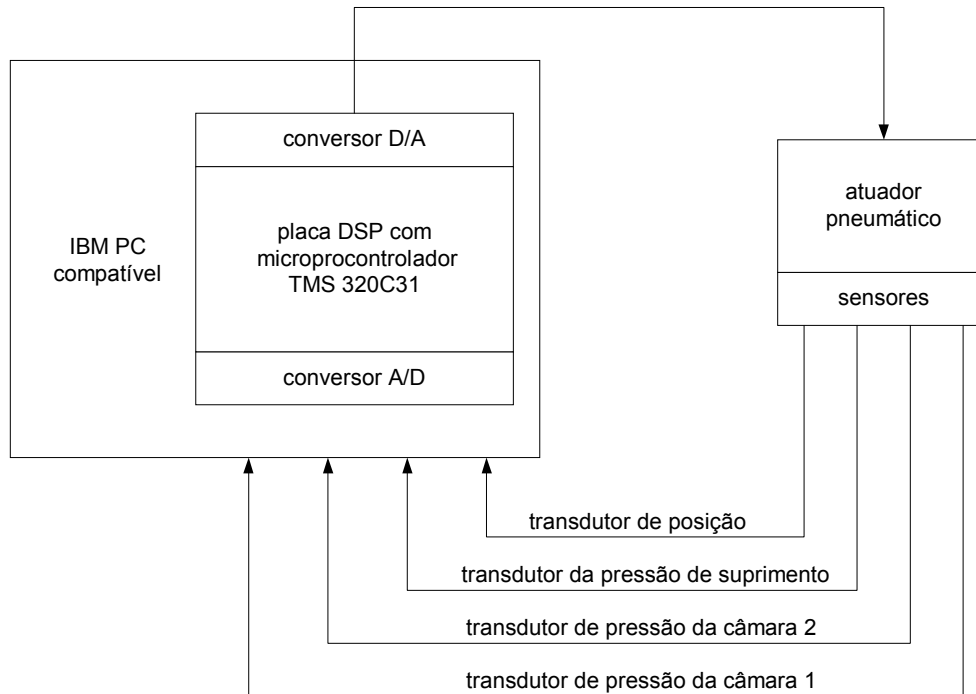


Figura 5.3 Esquema do sistema de aquisição de dados e controle.

É importante salientar que o sinal da pressão de suprimento é utilizado para o ajuste inicial (*set-up*) do sistema e não é utilizado diretamente no controle.

A placa de controle e aquisição de dados ds1102 é acompanhada de um conjunto de programas computacionais que facilitam o desenvolvimento e implementação de algoritmos de controle digitais de alta velocidade. A placa processa os dados adquiridos e executa os algoritmos sem interferir no funcionamento do microcomputador hospedeiro (*host*), ao qual ela está acoplada, ou seja, a operação das tarefas dos algoritmos de controle é independente do funcionamento dos programas, eventos e interrupções que ocorrem no sistema operacional do PC, apesar de haver uma comunicação em tempo real com o microcomputador através do barramento ISA de conexão com o microcomputador. Esta comunicação permite o monitoramento das variáveis e a alteração de constantes (ganhos dos controladores ou frequências de cortes dos filtros digitais, por exemplo) durante o processamento do algoritmo de controle.

A programação dos controladores foi realizada utilizando um recurso do sistema de controle da placa ds1102 que se baseia no uso do SIMULINK, que é um simulador de sistemas dinâmicos com *interface* de alto nível executado no ambiente de programação do MATLAB (programa padrão na área de processamento numérico e simbólico – ver SIMULINK User's Guide, 1994). Os códigos desenvolvidos no SIMULINK são transformados através do módulo de processamento em tempo real (RTW – Real Time Workshop) e de programas dedicados que acompanham a placa ds1102 em códigos em linguagem “C” que podem ser compilados no microcomputador e carregados na placa para serem processados pelo DSP. A grande vantagem deste procedimento é a de possibilitar o uso do mesmo algoritmo de controle (via “blocos” customizados) tanto na simulação quanto no controle do sistema real. Para tanto, basta substituir os blocos de interfaceamento com o sistema real com os dos modelos desenvolvidos para as simulações (e vice-versa). Evidentemente que alguns ajustes necessários, como filtragens e calibrações, devem ser customizados para permitir o perfeito intercâmbio entre os módulos. Pode-se assim, com a comparação dos resultados das simulações com os experimentais, facilmente aprimorar os modelos ou ajustar os ganhos dos controladores via simulação.

Acompanhando a placa ds1102 vêm alguns programas que operam em ambiente Microsoft Windows e que facilitam a aquisição de dados e o desenvolvimento dos controladores. Os principais são o WCHKERR, o TRACE e COCKPIT, descritos a seguir.

O WCHKERR é utilizado para monitorar o funcionamento da placa ds1102 e da sua comunicação com o PC, diagnosticando e gerando relatórios sobre os problemas e suas possíveis causas. Em termos práticos, ele pode ser usado para economizar tempo na medida em que ele prevê os erros que porventura possam vir a ocorrer durante o processo de compilação dos algoritmos de controle, o qual pode ser bastante moroso, pois depende do desempenho do microprocessador (frequência de operação ou *clock*), da memória RAM (*Random Access Memory*) disponível e da velocidade de acesso ao disco rígido onde a troca de dados (*swap*) na junção (*linking*) dos módulos em linguagem objeto é realizada.

O programa TRACE é utilizado para adquirir e armazenar os dados medidos e outras variáveis selecionadas. A seleção das variáveis de interesse é feita através dos ícones gráficos que representam os módulos dos algoritmos de controle em

processamento na placa ds1102. O TRACE também permite estabelecer os intervalos de tempo e duração das amostragens, ajustar valores e formas do “gatilhos” (*trigger*) de início das aquisições, que pode também ser manual, exibir gráficos dos dados adquiridos e exportar os seus valores para pós-processamento no MATLAB.

O programa COCKPIT permite montar telas gráficas na forma de “painéis de controle” para monitorar os valores das variáveis e controlar os valores das constantes. Uma alternativa ao uso do COCKPIT para a troca dos valores das constantes durante o processamento do algoritmo de controle pela ds1102 é através da compilação com a opção de “simulação externa” ativada. Isto possibilita que a execução do comando de “simulação” do SIMULINK viabilize a alteração em tempo real das constantes do algoritmo de controle em operação na ds1102. Este recurso apresenta, porém, falhas, pois quando os algoritmos de controle possuem códigos muito extensos pode haver o travamento da simulação no SIMULINK resultando na necessidade de reiniciar o MATLAB.

Outro problema que pode ocorrer é o de sobrecarregamento (*overload*) do processador. Isto ocorre quando o período de processamento escolhido é muito pequeno com relação à capacidade do DSP. O erro ocorre durante a compilação do código e exige que se aumente o tempo de duração de cada ciclo de aquisição de dados e controle. Nos testes realizados foi utilizado um período de processamento de 0,5 [ms].

5.6 Determinação dos Parâmetros do Sistema

Em Santos (1996) e Vieira (1998) foram realizados a identificação e o levantamento dos valores dos parâmetros do modelo do sistema e das vazões mássicas máximas para os orifícios de passagem da servoválvula apresentados respectivamente nas tabelas 5.4 e 5.5.

As curvas polinomiais normalizadas ajustadas para as vazões mássicas em função das pressões nas câmaras e das tensões de controle descritas na seção 2.2.3 estão reproduzidas na Tabela 5.6.

Tabela 5.4 Valores numéricos dos parâmetros do sistema.

Parâmetro	valor
A - área útil do êmbolo do cilindro atuador	$4,91 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$
r - relação de calores específicos do ar	$1,4 \text{ [adimensional]}$
R - constante universal dos gases	$286,9 \text{ [J Kg/K]}$
V_{10} - volume morto da linha de conexão 1	$1,96 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$
V_{20} - volume morto da linha de conexão 2	$4,9 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$
T - temperatura do ar de suprimento	293 [K]
M - massa deslocada do conjunto êmbolo + carro do cilindro	$0,3 \text{ [Kg]}$
L - curso útil do cilindro atuador	$1,016 \text{ [m]}$
p_{sup} - pressão de suprimento utilizada nos ensaios	$6 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$
p_{atm} - pressão atmosférica	10^5 [Pa]
Q_N - vazão nominal volumétrica medida	$0,007 \text{ [m}^3 \text{ / s]}$

Tabela 5.5 Valores das vazões mássicas máximas.

câmara	enchendo	esvaziando
1	$[q_{m_1}^{ench}]_{\text{max}} = 0,0089 \text{ [Kg/s]}$	$[q_{m_1}^{exau}]_{\text{max}} = 0,0115 \text{ [Kg/s]}$
2	$[q_{m_2}^{ench}]_{\text{max}} = 0,0083 \text{ [Kg/s]}$	$[q_{m_2}^{exau}]_{\text{max}} = 0,0109 \text{ [Kg/s]}$

Tabela 5.6 Funções de ajuste das curvas experimentais da vazão mássica.

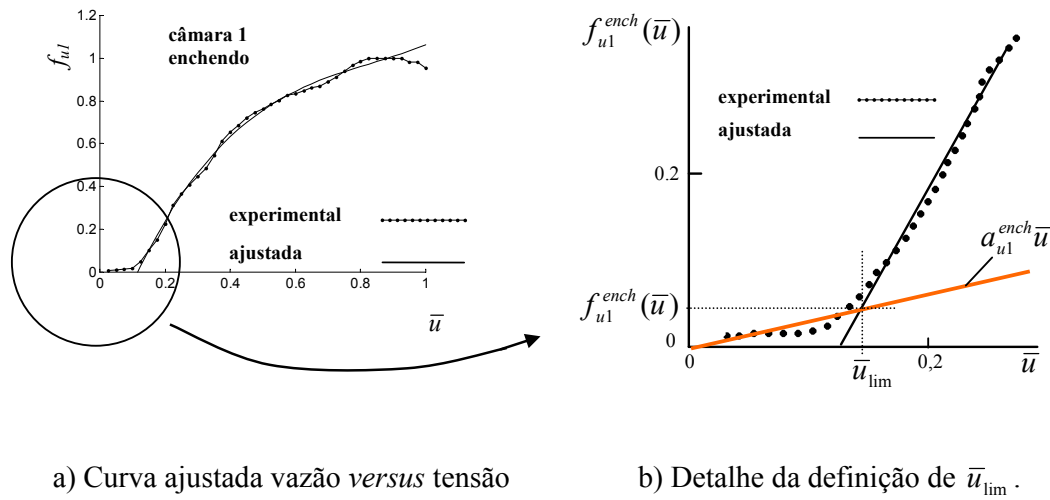
Regime	Câmara	Curvas da vazão mássica versus pressão
Exaustão	1	$f_{p_1}^{exau}(\bar{p}_1) = 0,346\bar{p}_1^3 - 1,747\bar{p}_1^2 + 2,312\bar{p}_1 + 0,09$
	2	$f_{p_2}^{exau}(\bar{p}_2) = -0,029\bar{p}_2^3 - 0,957\bar{p}_2^2 + 1,88\bar{p}_2 + 0,109$
enchimento	1	$f_{p_1}^{ench}(\bar{p}_1) = -1,888\bar{p}_1^3 + 1,157\bar{p}_1^2 - 0,191\bar{p}_1 + 1,007$
	2	$f_{p_2}^{ench}(\bar{p}_2) = -2,395\bar{p}_2^3 + 1,851\bar{p}_2^2 - 0,362\bar{p}_2 + 1,014$
Curvas da vazão mássica versus tensão		
Exaustão	1	$f_{u_1}^{exau}(\bar{u}) = 1,265\bar{u}^3 - 3,282\bar{u}^2 + 3,148\bar{u} - 0,112$
	2	$f_{u_2}^{exau}(\bar{u}) = 1,2\bar{u}^3 - 3,5\bar{u}^2 + 3,6\bar{u} - 0,3$
enchimento	1	$f_{u_1}^{ench}(\bar{u}) = 1,2\bar{u}^3 - 3,5\bar{u}^2 + 3,58\bar{u} - 0,3$
	2	$f_{u_2}^{ench}(\bar{u}) = 1,198\bar{u}^3 - 3,446\bar{u}^2 + 3,42\bar{u} - 0,161$

É importante salientar que as curvas de interpolação inversas para a vazão mássica em função da tensão de controle \bar{u} embutem uma compensação da zona-morta da válvula, pois os valores das inversas de $f_{u_i}^{exau}(\bar{u})$ e $f_{u_i}^{ench}(\bar{u})$ ($i=1,2$) são não nulos para vazões desejadas nulas. Na prática isto implica em uma compensação da zona-morta da servoválvula, pois impõe um salto na tensão de controle na proximidade da região de inversão do sentido da vazão na válvula. Para evitar o excesso de oscilações bruscas (*chattering*) do sinal de controle adotou-se, a exemplo de Cunha (2001), um procedimento de suavização da compensação da zona-morta. Assim, tomando por exemplo o caso em que a câmara 1 está enchendo (e a câmara 2 exaurindo) definiu-se um valor de limiar \bar{u}_{lim} (veja Fig. 5.4) tal que para valores de tensão $\bar{u} \leq \bar{u}_{lim}$, as aproximações da vazão mássica em função de \bar{u} assumem comportamento linear, ou seja, para $\bar{u} \leq \bar{u}_{lim}$, $i=1,2$, $f_{u_i}^{ench} = a_{u_i}^{ench} \bar{u}$ e $f_{u_i}^{exau} = a_{u_i}^{exau} \bar{u}$ onde $a_{u_i}^{ench} = f_{u_i}^{ench}(\bar{u}_{lim})/\bar{u}_{lim}$ e $a_{u_i}^{exau} = f_{u_i}^{exau}(\bar{u}_{lim})/\bar{u}_{lim}$, lembrando que as funções $f_{u_i}^{ench}(\bar{u})$ e $f_{u_i}^{exau}(\bar{u})$ estão apresentadas na Tabela 5.6. Note que existem dois casos de vazões do ar: com ele entrando na câmara 1 e saindo da câmara 2 e com o ar saindo da câmara 1 e entrando na câmara 2. Para cada um destes casos, o valor de \bar{u}_{lim} é diferente, mas em cada caso é considerado o mesmo para a entrada e para a saída e seu valor é o mesmo e tomado como o maior valor de \bar{u}_{lim} , obtido de acordo com a Fig. 5.4. Os valores utilizados para \bar{u}_{lim} para ambos os casos estão apresentados na Tabela 5.7.

Tabela 5.7 Valores de \bar{u}_{lim} .

Caso	valor de \bar{u}_{lim}
câmara 1 enchendo e câmara 2 esvaziando	0.14
câmara 2 enchendo e câmara 1 esvaziando	0.09

A obtenção das estimativas dos parâmetros estáticos e dinâmicos para o modelo Luge de atrito está apresentada na seção 2.3.2. Os valores dos parâmetros estão apresentados na Tabela 2.1 e reproduzidos na Tabela 5.8 abaixo.

a) Curva ajustada vazão *versus* tensãob) Detalhe da definição de \bar{u}_{lim} .**Figura 5.4** Definição da tensão de limiar \bar{u}_{lim} .**Tabela 5.8** Valores dos parâmetros estáticos e dinâmicos para o atrito.

direção do movimento	σ_0 [N/m ²]	σ_1 [Ns/m]	σ_2 [Ns/m]	v_s [m/s]	F_c [N]	F_s [N]
$\dot{y} > 0$	$6,3 \cdot 10^6$	8460	90,4	0,02	35,3	42
$\dot{y} < 0$	$6,3 \cdot 10^6$	8460	89,3	0,02	30,4	35

Os parâmetros estáticos foram definidos através do mapa estático apresentado na Fig. 2.11 enquanto que o parâmetro dinâmico σ_0 foi medido diretamente na bancada através do uso de um equipamento óptico de precisão (roseta ótica) e o parâmetro dinâmico σ_1 foi calculado através da Eq. (2.27).

A Fig. 5.5 apresenta uma foto da instalação deste equipamento na bancada experimental. Este sistema permite medir diretamente deslocamentos de até 1 [μm] ($1 \cdot 10^{-6}$ [m]). Para deslocamentos maiores é preciso realizar medições incrementais.

As medições dos deslocamentos do êmbolo do cilindro no regime de pré-deslizamento foram dificultadas pela presença de componentes dinâmicas devidas à transmissão de vibrações mecânicas do ambiente de trabalho para a bancada através da sua base. Isto inviabilizou as medições incrementais. Assim, foi possível medir apenas deslocamentos na faixa de 1 [μm]. A este valor corresponde uma força de atuação sobre o êmbolo de apenas 6,3 [N]. A força máxima que pode ser aplicada ao êmbolo com o

mesmo ainda no regime de pré-deslizamento é bem maior, pois corresponde à força de atrito estático $F_s = 38,5$ [N]. Isto implica em uma medição da rigidez σ_0 do elastômero do anel de vedação do êmbolo dentro de uma faixa muito restrita (no início da curva da relação força *versus* deslocamento – veja Fig. 2.9, por exemplo). Portanto, por não considerar o provável comportamento não linear do material, estas medições podem sobreestimar o valor real da rigidez quando extrapoladas para uma faixa maior de funcionamento. Além disso, as componentes dinâmicas devido à transmissão de vibrações mecânicas também dificultaram as medições diretas, introduzindo uma incerteza de $\pm 1,8 \cdot 10^6$ [N/m²], muito grande percentualmente (26,7%). Estes inconvenientes na medição dos microdeslocamentos justificam a necessidade de utilizar em futuros trabalhos um observador adaptativo como fizeram Canudas e Lischinsky (1997) e Lischinsky et al (1999) e um sistema de medição de microdeslocamentos mais adequado.

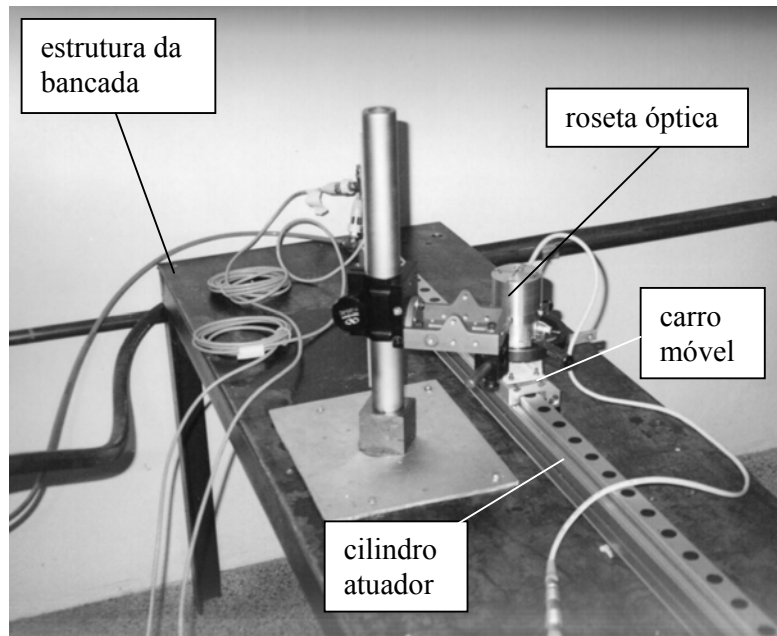


Figura 5.5 Instrumento óptico de medição instalado na bancada.

Em termos práticos, a aplicação destes valores de σ_0 medidos no estimador para o atrito descrito no Capítulo 4 ocasionou o surgimento de forças muito altas que desestabilizaram numericamente o observador (nas simulações a estabilidade numérica somente foi possível com uma redução em torno de 10 vezes, significativa portanto, do

passo de integração). Isto se deve à introdução de uma dinâmica muito rápida, correspondente ao pólo do observador. Portanto, na prática, o valor de σ_{0e} utilizado nos experimentos teve que ser diminuído. Os procedimentos adotados para a determinação dos valores utilizados nos experimentos estão descritos com mais detalhes no Capítulo 6.

5.7 Ajuste dos Ganhos do Controlador em Cascata

No Capítulo 4 foi demonstrado que as condições necessárias para a estabilidade do controlador em cascata são que os ganhos do controlador (K_p , K_D e λ) sejam estritamente positivos. Para garantir um bom desempenho dinâmico em malha fechada, é necessário também realizar o ajuste destes ganhos de forma que a resposta do sistema no seguimento de trajetória seja mais rápida e precisa possível. Além disso, o sistema em malha fechada deve também apresentar boas características de rejeição ao ruído proveniente dos transdutores e a outras perturbações.

Os procedimentos adotados para a determinação dos ganhos do controlador em cascata baseiam-se em uma análise linear do sistema em malha fechada. Esta aproximação foi utilizada por Cunha (2001) e fundamenta-se na hipótese de uma linearização por realimentação exata.

5.7.1 Subsistema Mecânico

Reescrevendo as definições (4.5) de \dot{y}_r , \ddot{y}_r e s em função de y e y_d obtém-se,

$$\dot{y}_r = \dot{y}_d + \lambda y_d - \lambda y \quad (5.4)$$

$$\ddot{y}_r = \ddot{y}_d + \lambda \dot{y}_d - \lambda \dot{y} \quad (5.5)$$

$$s = -\dot{y}_d - \lambda \dot{y}_d + \dot{y} + \lambda y \quad (5.6)$$

Substituindo estas expressões na lei (4.4) de controle do subsistema mecânico, resulta,

$$p_{\Delta d} = \frac{g_d}{A} = \frac{1}{A} [M\ddot{y}_d + (\lambda M + K_D)\dot{y}_d + \lambda K_D y_d - (\lambda M + K_D)\dot{y} - \lambda K_D y] \quad (5.7)$$

Escrevendo novamente a Eq. (4.2) de equilíbrio dinâmico do subsistema mecânico,

$$M\ddot{y} = Ap_{\Delta d} + A\tilde{p}_{\Delta} - F_a - F_e g_d \quad (5.8)$$

Substituindo (5.7) em (5.8), obtém-se,

$$M\ddot{y} + (\lambda M + K_D)\dot{y} + \lambda K_D y = M\ddot{y}_d + (\lambda M + K_D)\dot{y}_d + \lambda K_D y_d + A\tilde{p}_{\Delta} - F_a - F_e \quad (5.9)$$

A Eq. (5.9) representa em malha fechada resultante da aplicação da lei de controle do subsistema mecânico. A análise desta equação pode ser realizada mais facilmente com a aplicação da transformada de Laplace com as condições iniciais nulas, assim,

$$Y(s) = H_1(s)Y_d(s) + H_2(s)(A\tilde{P}_{\Delta}(s) - F_a(s) - F_e(s)) \quad (5.10)$$

onde “s” é a variável de Laplace e, para parâmetros do sistema conhecidos,

$$H_1(s) = \frac{Ms^2 + (\lambda M + K_D)s + \lambda K_D}{Ms^2 + (\lambda M + K_D)s + \lambda K_D} = 1 \quad (5.11)$$

$$H_2(s) = \frac{1}{Ms^2 + (\lambda M + K_D)s + \lambda K_D} \quad (5.12)$$

Observando-se as expressões (5.10), (5.11) e (5.12) verifica-se que na condição ideal, em que os parâmetros do sistema são conhecidos, a trajetória irá seguir a trajetória desejada com qualquer conjunto de ganhos que obedeça às condições de estabilidade, porém, com um desvio proporcional ao erro de seguimento de pressão e às forças de atrito e demais forças externas aplicadas. O ganho estático da função $H_2(s)$ é dado por $1/(\lambda K_D)$, de forma que, quanto maiores os valores de K_D e λ , menor é a influência na

resposta da malha fechada às perturbações externas (forças de atrito e demais forças externas) e do erro de rastreamento da diferença de pressão. Por outro lado, é também importante analisar as propriedades de atenuação do ruído proveniente da instrumentação. Para tanto, é interessante estudar a posição dos pólos de $H_2(s)$. Será provado inicialmente que, para ganhos positivos, os pólos são sempre reais, independentemente dos ganhos ou parâmetros do sistema. A condição necessária e suficiente para que os pólos de $H_2(s)$ sejam reais é que $(\lambda M + K_D)^2 - 4M\lambda K_D \geq 0$. Assim, como $(\lambda M + K_D)^2 - 4M\lambda K_D = (\lambda M - K_D)^2$ e $(\lambda M - K_D)^2 \geq 0$ para quaisquer valores de M , K_D e λ , tem-se a garantia de que os pólos da Eq. (5.12) são sempre reais e que o sistema em malha fechada apresenta sempre comportamento criticamente amortecido ou superamortecido com relação ao erro no rastreamento da pressão desejada e às perturbações das forças de atrito e outras forças externas aplicadas. Quanto maior a diferença entre λM e K_D , maior o amortecimento.

Por outro lado, é também importante que a atenuação das perturbações das altas frequências dos sinais de ruídos provindos dos transdutores seja significativa, pois estas componentes podem ser amplificadas pelos ganhos na malha fechada. Assim, a escolha de K_D e λ deve ser tal que, além de garantir um ganho estático o mais baixo possível, estabeleça uma posição para os pólos de forma que o sistema em malha fechada possua a propriedade de filtrar os sinais de frequências mais altas que são ocasionados pelo ruído da instrumentação. Analisa-se a seguir a posição dos pólos reais em malha fechada. A Eq. (5.12) pode ser reescrita como

$$H_2(s) = \frac{1}{M} \frac{1}{(s + \lambda)(s + \frac{K_D}{M})} \quad (5.13)$$

ou seja, os pólos estão localizados em $-\lambda$ e $-K_D/M$. Portanto, por um lado, o produto $K_D\lambda$ deve ser o maior possível para atenuar as perturbações, enquanto que, por outro lado, os pólos da malha fechada não devem ser muito altos para que o sistema em malha fechada não perca a propriedade de filtrar as frequências mais altas. Considerando um balanço entre os critérios de precisão da resposta e da característica de atenuação dos efeitos do ruído, os ganhos que forneceram melhores resultados nos testes experimentais com uma massa deslocada de 2,9 [Kg] são $\lambda = 40$ e $K_D = 40$, o

que posiciona os pólos reais em $P_1 = -13,79$ e $P_2 = -40$ e o ganho estático resulta em $1/K_D\lambda = 6,25 \cdot 10^{-4}$.

O período de amostragem é outro fator limitante dos ganhos quando o controlador é projetado para um sistema considerado contínuo e é implementado em um sistema digital. Por causa disso, o período de amostragem limita a largura de banda na malha fechada. Franklin e Powell (1994) sugerem o uso de um período de amostragem no mínimo igual a 20 vezes a largura de banda da malha fechada para que o sistema controlado digitalmente comporte-se como o equivalente contínuo. O período de amostragem utilizado foi de 0,5 [ms] o que implica em uma frequência de amostragem de 2 [kHz] = 12570 [rad/s] que, dividida por 20 resulta em 628,13 [rad/s], adequado, portanto, às frequências e tempos de resposta envolvidos.

5.7.2 Subsistema Pneumático

Para estudar a influência dos valores do ganho K_p sobre a resposta em malha fechada no rastreamento da pressão no subsistema pneumático, efetua-se um estudo semelhante ao realizado para o subsistema mecânico. Assim, utilizando a expressão para o sinal de controle auxiliar para o caso ideal (Eq. 4.13) definida no Capítulo 4 na equação da dinâmica do subsistema pneumático em malha fechada (Eq. 4.10) obtém-se

$$\dot{p}_\Delta = \hat{h} + \dot{p}_{\Delta d} - \hat{h} - As - K_p \tilde{p}_\Delta \quad (5.14)$$

que pode ser rescrita como

$$\tilde{\dot{p}}_\Delta = \dot{p}_\Delta - \dot{p}_{\Delta d} = -As - K_p \tilde{p}_\Delta \quad (5.15)$$

e ainda,

$$\tilde{\dot{p}}_\Delta + K_p \tilde{p}_\Delta = -As \quad (5.16)$$

No caso ideal, em que os erros de seguimento de velocidade e posição tendem a zero, a Eq. (5.16) resulta em uma equação diferencial de 1ª ordem, estabelecendo assim

a convergência exponencial do erro para zero a um taxa proporcional a K_p . No caso em que s apresenta valores diferentes de zero, uma análise semelhante à realizada para o subsistema mecânico pode ser efetuada.

Aplicando a transformada de Laplace com condições iniciais nulas à Eq. (5.16) tem-se

$$\tilde{P}_\Delta s + K_p \tilde{P}_\Delta = -AS(s) \quad (5.17)$$

que pode ser reescrita como

$$\tilde{P}_\Delta = -H_3(s)S(s) \quad (5.18)$$

onde

$$H_3(s) = A/(s + K_p) \quad (5.19)$$

O ganho estático de $H_3(s)$ é dado por A/K_p . Assim, quanto maior é o valor do ganho K_p , menor é a influência de s , ou seja, dos erros de seguimento das trajetórias de velocidade e posição no rastreamento da pressão desejada. Analisa-se a seguir a capacidade de rejeição às componentes de alta frequência provindas do ruído dos transdutores.

A Eq. (5.19) apresenta um pólo real em $-K_p$. Assim, quanto maior é o ganho K_p , menor é a frequência de corte e maior é o efeito do ruído da instrumentação que contamina o sinal medido y e sua derivada \dot{y} e, por consequência, a variável s .

Assim, a exemplo do que ocorre no subsistema mecânico, existe um compromisso entre a precisão do seguimento de trajetória e a capacidade de atenuação das perturbações provenientes da instrumentação. Considerando um balanceamento entre estes efeitos, o ganho K_p que forneceu os melhores resultados nos testes experimentais é $K_p = 40$, posicionando o pólo em malha fechada em $P_3 = -40$ com respectivo ganho estático dado por $A/K_p = 1,227 \cdot 10^{-5}$.

5.8 Caracterização dos Filtros de Sinais

Os filtros digitais são utilizados para diminuir o efeito das altas frequências introduzidas pelo ruído da instrumentação que pode ocasionar oscilações indesejáveis na saída do atuador. Foi também verificado, através de experimentos e de simulações, que os atrasos introduzidos pelos filtros nos sinais medidos podem introduzir comportamento oscilatório na resposta da malha fechada. Isto, na prática, limita a frequência de corte a valores relativamente mais baixos do que seria necessário para eliminar efetivamente os efeitos do ruído. Assim, também no caso do estabelecimento das frequências de corte e características dos filtros, foi necessário um ajuste experimental que considerou o compromisso entre o nível de ruído aceitável e as oscilações introduzidas pelos atrasos. As características dos filtros digitais utilizados nas simulações e nos ensaios experimentais estão apresentadas na Tabela 5.9.

Tabela 5.9 Filtros digitais.

Filtros	Frequência de corte [rad/s]	Ordem	Tipo
Posição	350	2	butterworth
Velocidade	40	1	butterworth
Aceleração	40	1	butterworth
Pressões	100	1	butterworth

5.9 Conclusões do Capítulo

Neste capítulo foi feita a descrição do funcionamento da bancada experimental e apresentadas as principais características dos componentes pneumáticos, transdutores e do sistema de aquisição de dados e controle e frequências de corte dos filtros digitais.

Foram também abordados aspectos relacionados à determinação dos valores dos parâmetros do sistema que foram utilizados na implementação dos controladores e nas simulações realizadas através do modelo matemático apresentado no Capítulo 2.

Tratou-se ainda neste capítulo do problema da sintonia dos ganhos do controlador em cascata, onde mostrou-se que existe um compromisso entre a precisão obtida com o incremento dos ganhos do controlador e a sua capacidade de filtrar as componentes de altas frequências ocasionadas pelos ruídos provindos dos transdutores e como estes fatores podem influenciar nos ajustes dos ganhos utilizados na prática.

6. RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES E EXPERIMENTOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos através de simulações e na bancada experimental. Eles servem principalmente para ilustrar os desenvolvimentos teóricos apresentados no Capítulo 4. As simulações foram realizadas utilizando o modelo descrito no Capítulo 2 empregando os parâmetros apresentados no Capítulo 5. Nas simulações e experimentos não foi considerado a aplicação de forças externas ($F_e = 0$).

Este capítulo está dividido como segue: na seção 6.1 estão apresentadas as trajetórias utilizadas nas simulações e testes experimentais. Na seção 6.2 estão descritos os controladores utilizados e apresentados os resultados das simulações e experimentos para o caso sem a compensação do atrito. Na seção 6.3 está apresentado o caso do controlador em cascata com a compensação do atrito e, finalmente, na seção 6.4, estão apresentadas as conclusões deste capítulo.

6.1 Trajetórias Desejadas

As simulações e os experimentos foram realizados para uma trajetória desejada senoidal e para uma trajetória desejada polinomial, descritas a seguir.

Para a trajetória senoidal

$$y_d(t) = y_{m\acute{a}x} \text{sen}(\omega t) \quad (6.1)$$

onde $y_{m\acute{a}x} = 0,45$ [m] e $\omega = 2$ [rad/s].

A trajetória desejada polinomial começa com o pistão a 0,05 [m] da extremidade ($y_d(0) = 0,05$ [m]). A seguir, durante 2 segundos, ocorre um deslocamento de acordo com uma curva polinomial de sétima ordem até o pistão chegar a uma posição próxima à outra extremidade do cilindro, tal que $y_d(2) = 0,95$ [m]. O pistão mantém-se parado nesta posição por 2 segundos, quando é iniciado um movimento de retorno (segundo a mesma curva polinomial) até a posição inicial, onde permanece também por 2 segundos, e assim sucessivamente.

A trajetória polinomial desejada pode ser descrita por (6.2) e (6.3):

$$y_{dp}(t) = -6t^7 + 21t^6 - 25,2t^5 + 10,5t^4 \quad (6.2)$$

$$y_d(t) = \begin{cases} 0,05 + y_{dp}(t/2) & t < 2 \\ 0,95 & 2 \leq t < 4 \\ 0,95 - y_{dp}((t-4)/2) & 4 \leq t < 6 \\ 0,05 & 6 \leq t < 8 \end{cases} \quad [\text{m}] \quad (6.3)$$

A frequência da trajetória senoidal ($\omega = 2$ [rad/s]) e os coeficientes do polinômio de 7ª ordem foram escolhidos de forma a fornecerem a velocidade máxima recomendada pelo fabricante do cilindro. As trajetórias desejadas utilizadas estão apresentadas nas figuras 6.1 e 6.5.

6.2 O controle sem a Compensação do Atrito

Nesta seção são apresentados os resultados das simulações e experimentos para as trajetórias desejadas apresentadas na seção 6.1 com o uso dos controladores P, PID, PVA e em cascata sem a compensação do atrito.

6.2.1 Controladores P, PID, PVA e em Cascata sem Compensação do Atrito

Além do controlador em cascata, foram utilizados nas simulações e nos experimentos, os controladores proporcional (P), proporcional-integral-derivativo (PID), e de estados (PVA – posição-velocidade-aceleração).

Para o controlador proporcional o sinal de controle é

$$u = K_{p1}(y - y_d) \quad (6.4)$$

Para o controlador proporcional-integral-derivativo o sinal de controle é

$$u = K_{p2}(y - y_d) + K_{I2} \int (y - y_d) dt + K_{v2}(\dot{y} - \dot{y}_d) \quad (6.5)$$

Para o controlador de estados a lei de controle é

$$u = K_{p3}(y - y_d) + K_{v3}(\dot{y} - \dot{y}_d) + K_{a3}(\ddot{y} - \ddot{y}_d) \quad (6.6)$$

A lei de controle em cascata é dada por (4.4) e (4.9).

Os ganhos utilizados nas simulações e experimentos para cada controlador foram estabelecidos através de testes em simulações e experimentos, respectivamente, visando obter os limites para os quais os sinais de controle e as respostas ainda apresentam comportamentos suaves. Chegou-se nas simulações e experimentos aos seguintes ganhos:

Tabela 6.1 Ganhos utilizados nas simulações e experimentos.

Caso	Controlador	Ganhos
simulações	proporcional	$K_{p1} = 1,7;$
	PID	$K_{p2} = 35, K_{I2} = 10, K_{v2} = 10$
	PVA	$K_{p3} = 35, K_{v3} = 10, K_{a3} = 0,0005$
	cascata sem compensação do atrito	$K_p = 165, K_D = 1530$ e $\lambda = 33.$
experimentos	proporcional	$K_{p1} = 1,3$
	PID	$K_{p2} = 1,1, K_{I2} = 5,56, K_{v2} = 0,03$
	PVA	$K_{p3} = 1,3, K_{v3} = 0,03, K_{a3} = 0,002$
	cascata sem compensação do atrito	$K_p = 40, K_D = 40$ e $\lambda = 40$

Os limites dos ganhos obtidos nos experimentos são bastante inferiores, exceto para o controlador proporcional. Isso ocorre devido a: (i) velocidade e aceleração serem obtidas por derivação numérica e, (ii) necessidade de utilizar filtros para reduzir o efeito dos ruídos introduzidos pelo sensor de posição e pelos sensores de pressão.

6.2.2 Resultados de Simulações

Na Fig.6.1 está mostrado o erro de seguimento obtido com o controlador em cascata para a trajetória polinomial, cujo comportamento registra sua convergência para

um conjunto residual (provocado pela força de atrito), de acordo com os resultados obtidos através da análise da seção 4.3.

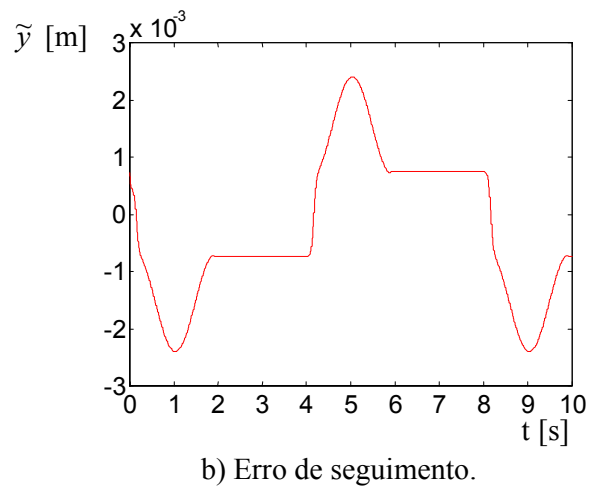
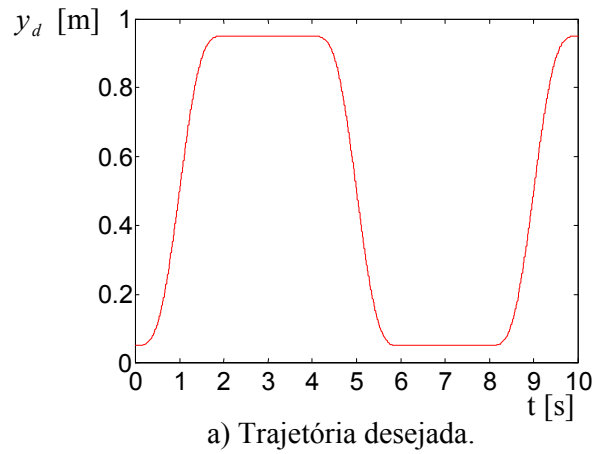


Figura 6.1 Trajetória desejada e erro de seguimento (simulação para trajetória polinomial com controlador em cascata).

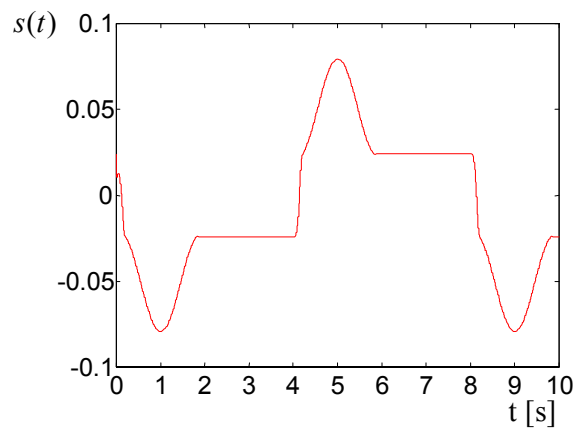


Figura 6.2 Erro de velocidade no seguimento de trajetória no subsistema mecânico (simulação para trajetória polinomial com controlador em cascata).

Nas figuras 6.2 e 6.3 estão mostrados o erro de seguimento na velocidade no subsistema mecânico $s(t)$ (veja Eq. 4.5), e o erro de seguimento da força no subsistema pneumático ($A\tilde{p}_\Delta(t)$), respectivamente, ambos para a trajetória polinomial. Verifica-se a convergência de ambos para um erro residual (provocado pela força de atrito). A suavidade do sinal de controle está mostrada na Fig. 6.4.

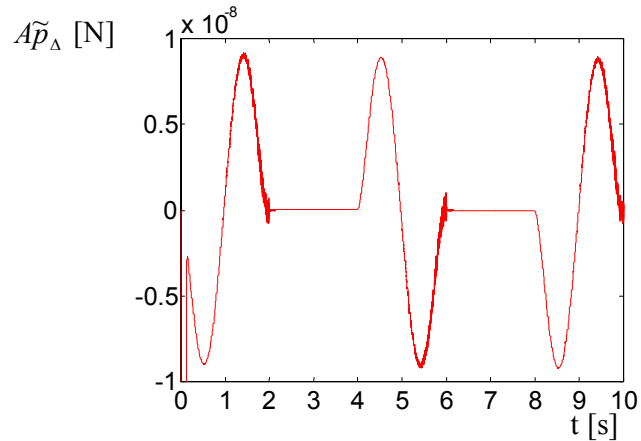


Figura 6.3 Erro de seguimento da força no subsistema pneumático (simulação para trajetória polinomial com controlador em cascata).

Para a trajetória senoidal o erro de seguimento é mostrado na Fig. 6.5 e os erros de seguimento na velocidade do subsistema mecânico e de seguimento da força no subsistema pneumático nas figuras 6.6 e 6.7, respectivamente. Verifica-se que as trajetórias são seguidas nos subsistemas mecânico e pneumático, resultando no seguimento da trajetória de acordo com o teorema da seção 4.2.

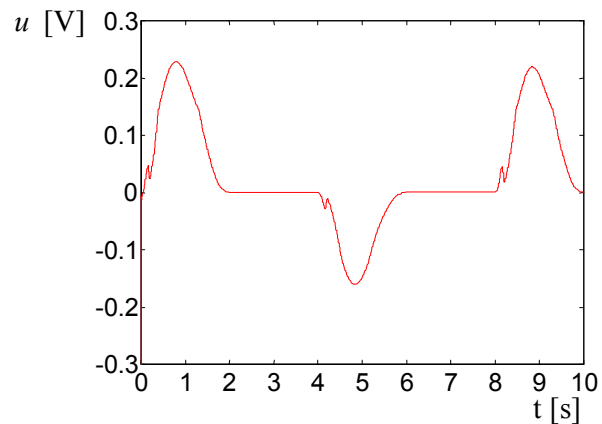
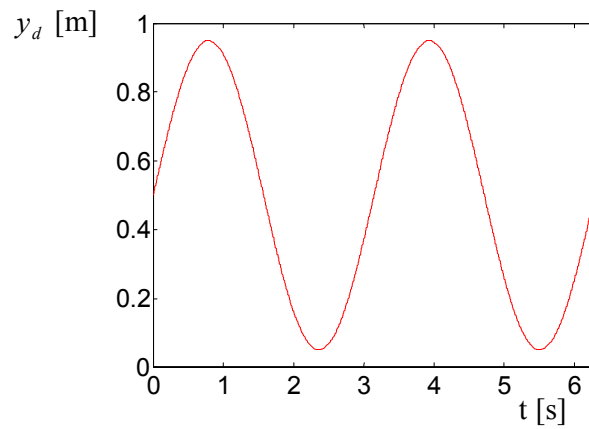
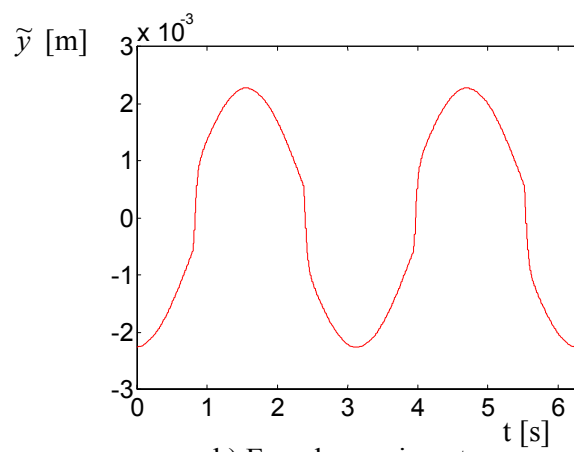


Figura 6.4 Sinal de controle (simulação para trajetória polinomial com controlador em cascata).



a) Trajetória desejada.



b) Erro de seguimento.

Figura 6.5 Erro de seguimento (simulação para trajetória senoidal com controlador em cascata).

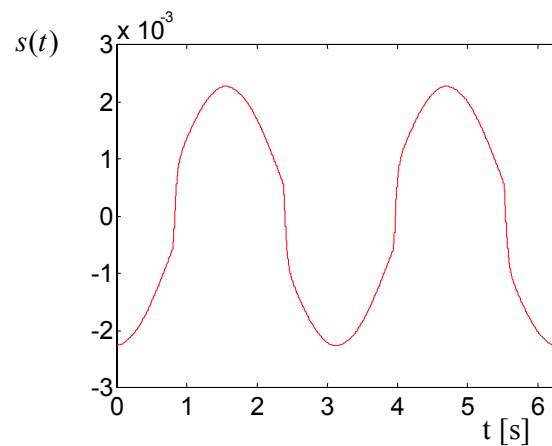


Figura 6.6 Erro de velocidade no seguimento de trajetória no subsistema mecânico (simulação para trajetória senoidal com controlador em cascata).

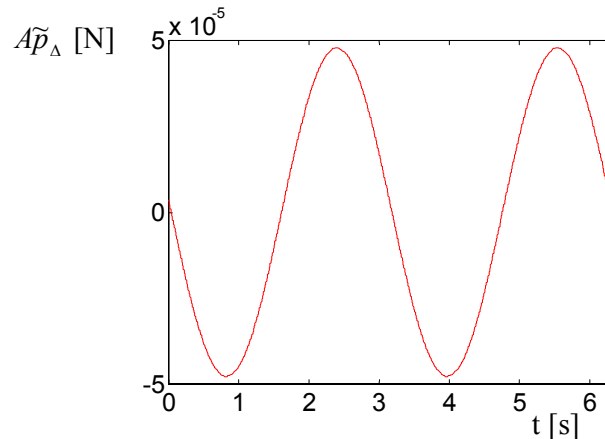


Figura 6.7 Erro de seguimento da força no subsistema pneumático (simulação para trajetória senoidal com controlador em cascata).

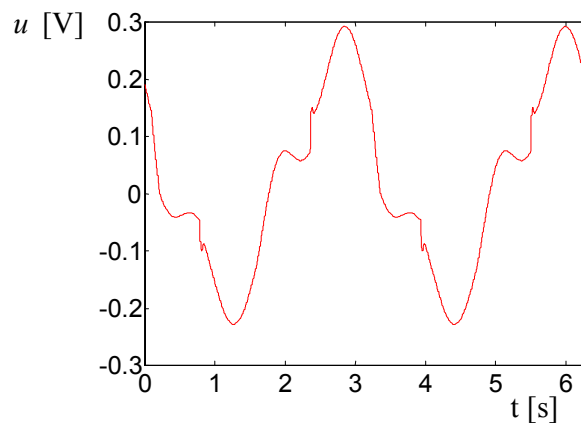


Figura 6.8 Sinal de controle (simulação para trajetória senoidal com controlador em cascata).

O sinal de controle para a trajetória senoidal é apresentado na Fig. 6.8, podendo-se observar pequenas oscilações nos instantes em que o movimento muda de direção.

O conjunto de resultados mostrados nas figuras 6.1 até 6.8 confirma, nas simulações, as propriedades do controlador em cascata demonstradas no teorema da seção 4.2.

Nas figuras 6.9 e 6.10 são mostrados os erros de seguimento para as trajetórias polinomial e senoidal, respectivamente, obtidos utilizando os controladores PID, PVA e em cascata. Estas simulações destacam o desempenho dinâmico alcançado com o controlador em cascata.

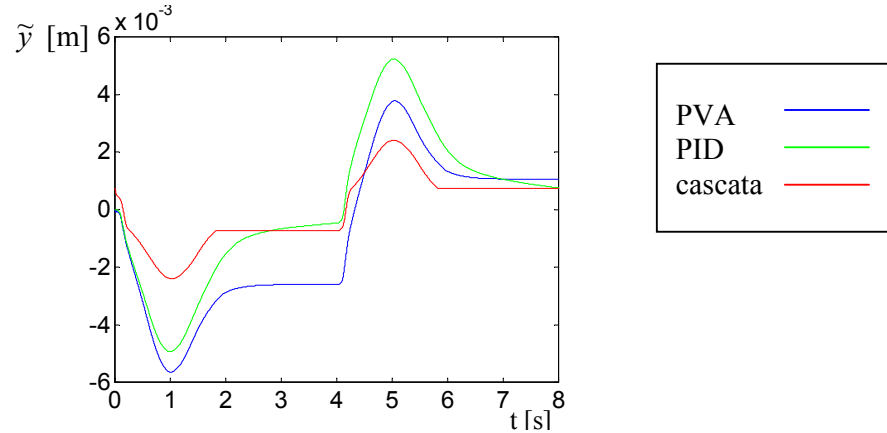


Figura 6.9 Erros de seguimento para a trajetória polinomial obtidos com os controladores PID, PVA e em cascata (simulação).

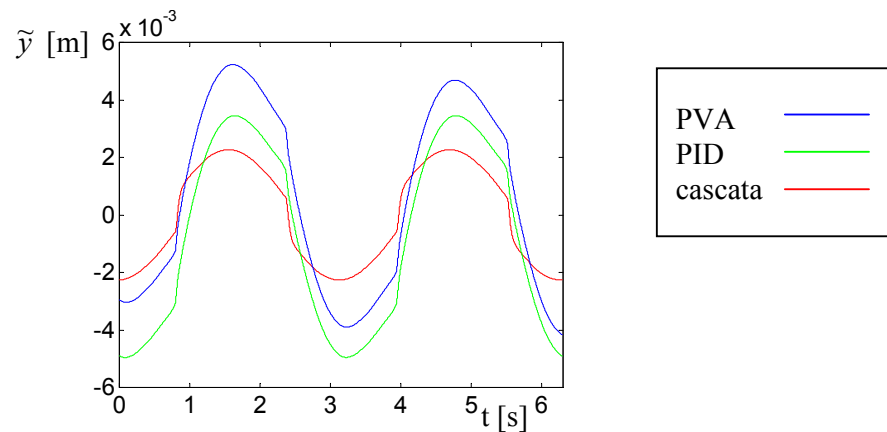


Figura 6.10 Erros de seguimento para a trajetória senoidal obtidos com os controladores PID, PVA e em cascata (simulação).

Cabe registrar que os erros de seguimento máximos para ambas as trajetórias obtidos com o controlador proporcional são cerca de 25 vezes maiores.

Para demonstrar que os filtros utilizados deterioram sobremaneira o desempenho dinâmico dos controladores utilizados, apresenta-se os erros de seguimento para as trajetórias polinomial e senoidal nas figuras 6.11 e 6.12, respectivamente, obtidos em simulação, utilizando os filtros descritos na subseção 5.8 e os ganhos utilizados nos experimentos, empregando os controladores P, PID, PVA e em cascata. Verifica-se que a utilização dos filtros e a redução dos ganhos deterioram significativamente o desempenho dos controladores, comprometendo substancialmente as vantagens que os demais apresentaram em relação ao controlador proporcional.

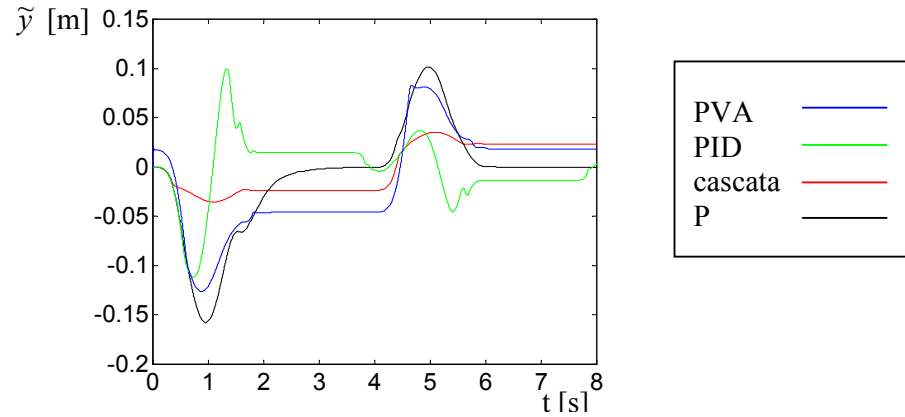


Figura 6.11 Erros de seguimento para a trajetória polinomial obtidos com os controladores P, PID, PVA e em cascata, utilizando filtros e os ganhos ajustados nos experimentos (simulação).

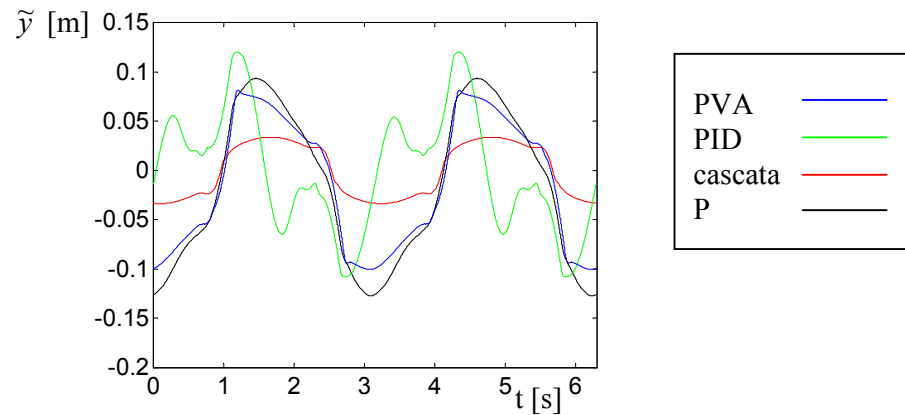


Figura 6.12 Erros de seguimento para a trajetória senoidal obtidos com os controladores P, PID, PVA e em cascata, utilizando filtros e os ganhos ajustados nos experimentos (simulação).

6.2.3 Resultados Experimentais

Na Fig. 6.13 está mostrado o erro de seguimento obtido com o controlador em cascata para a trajetória polinomial, e sua convergência para um conjunto residual. Cabe ressaltar que neste caso o erro residual depende não só da força de atrito, mas também das incertezas nos parâmetros.

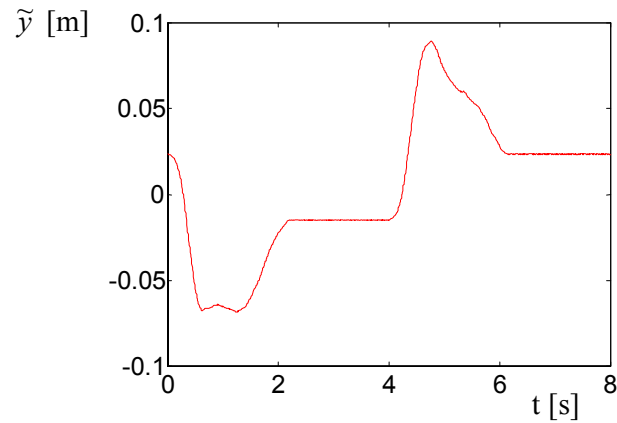


Figura 6.13 Erro de seguimento (experimento com controlador em cascata para trajetória polinomial).

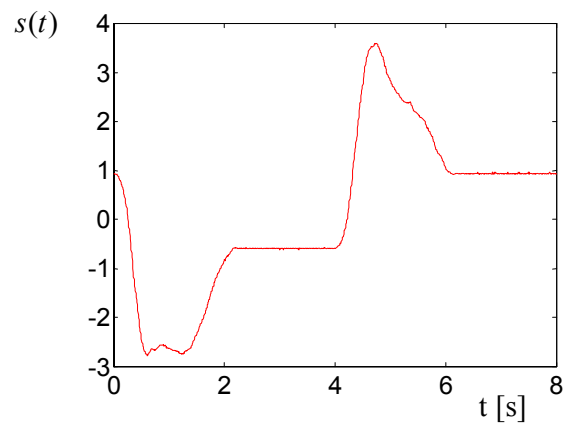


Figura 6.14 Erro de velocidade no seguimento de trajetória no subsistema mecânico (experimento com controlador em cascata para trajetória polinomial).

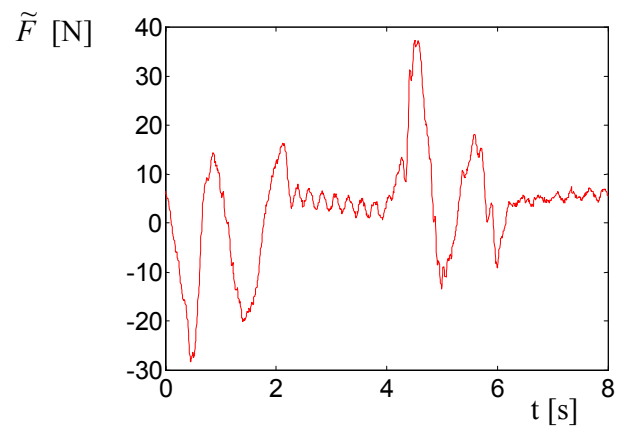


Figura 6.15 Erro de seguimento da força no subsistema pneumático (experimento com controlador em cascata para trajetória polinomial).

Nas figuras 6.14 e 6.15 estão mostrados o erro de seguimento na velocidade no subsistema mecânico $s(t)$ (veja Eq. (4.5)), e o erro de seguimento da força no subsistema pneumático ($A\tilde{p}_\Delta(t)$), respectivamente, ambos para a trajetória polinomial. Verifica-se a convergência de ambos para um erro residual. O sinal de controle está mostrado na Fig. 6.16.

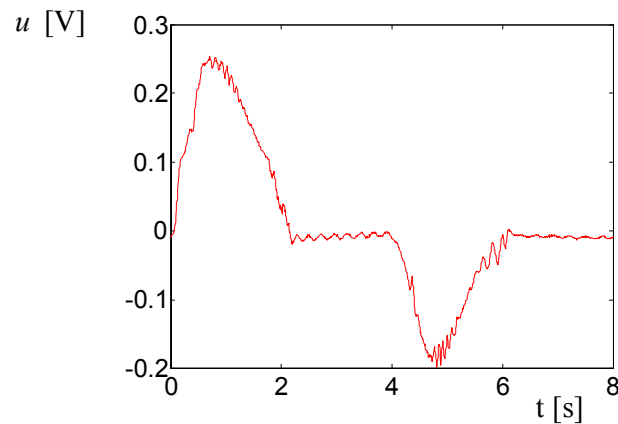


Figura 6.16 Sinal de controle (trajetória polinomial).

Para a trajetória senoidal o erro de seguimento é mostrado na Fig. 6.17 e os erros de seguimento na velocidade do subsistema mecânico e de seguimento da força no subsistema pneumático nas figuras 6.18 e 6.19, respectivamente. Verifica-se que o seguimento ocorre tanto no subsistema mecânico como no pneumático, resultando no seguimento da trajetória de acordo com o teorema da seção 4.2.

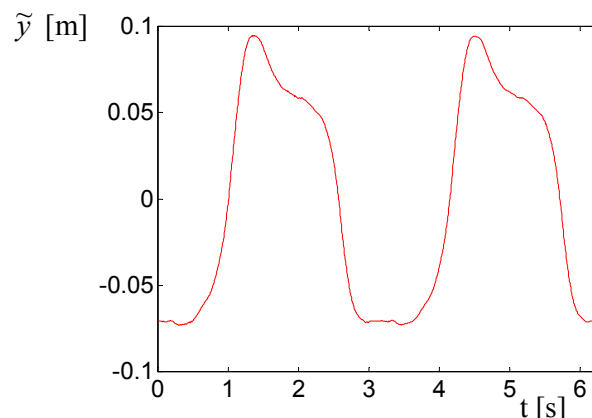


Figura 6.17 Erro de seguimento (experimento com controlador em cascata para trajetória senoidal).

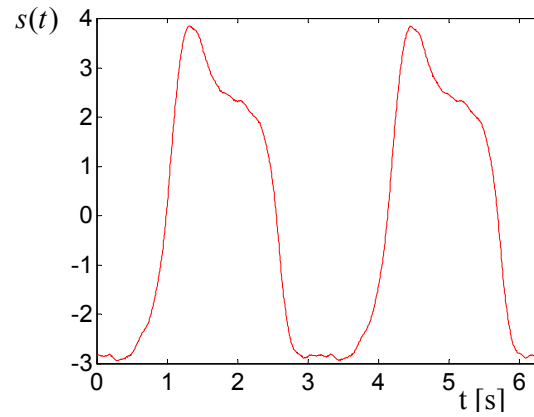


Figura 6.18 Erro de velocidade no seguimento de trajetória no subsistema mecânico (experimento com controlador em cascata para trajetória senoidal).

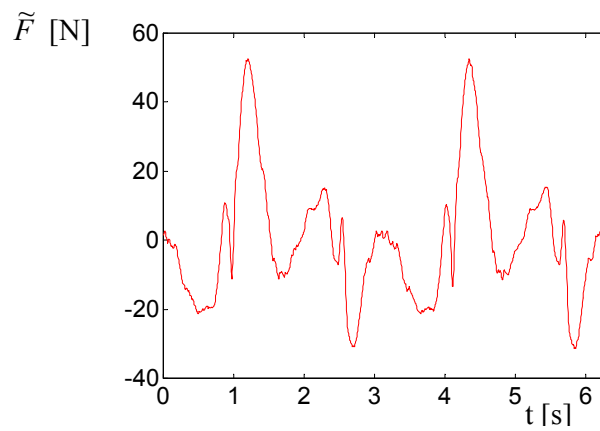


Figura 6.19 Erro de seguimento da força no subsistema pneumático (experimento com controlador em cascata para trajetória senoidal)

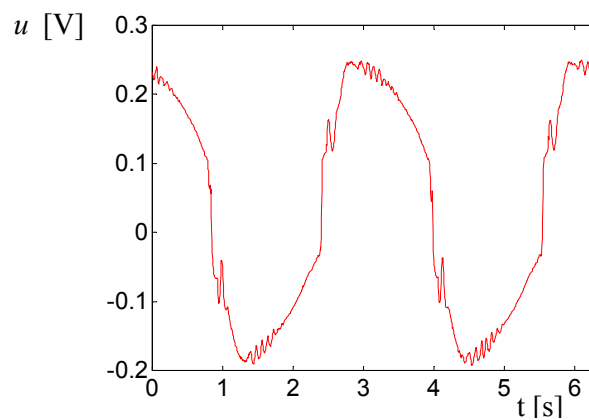


Figura 6.20 Sinal de controle (experimento com controlador em cascata para trajetória senoidal).

O sinal de controle para a trajetória senoidal é apresentado na Fig. 6.20, podendo-se observar pequenas oscilações nos instantes em que o movimento muda de direção.

O conjunto de resultados (figuras 6.13 até 6.20) valida experimentalmente as propriedades do controlador em cascata demonstradas no teorema da seção 4.2.

Nas figuras 6.21 e 6.22 são mostrados os erros de seguimento para as trajetórias polinomial e senoidal, respectivamente, obtidos utilizando os controladores PID, PVA e em cascata. Estas experimentações destacam o desempenho dinâmico alcançado com o controlador em cascata.

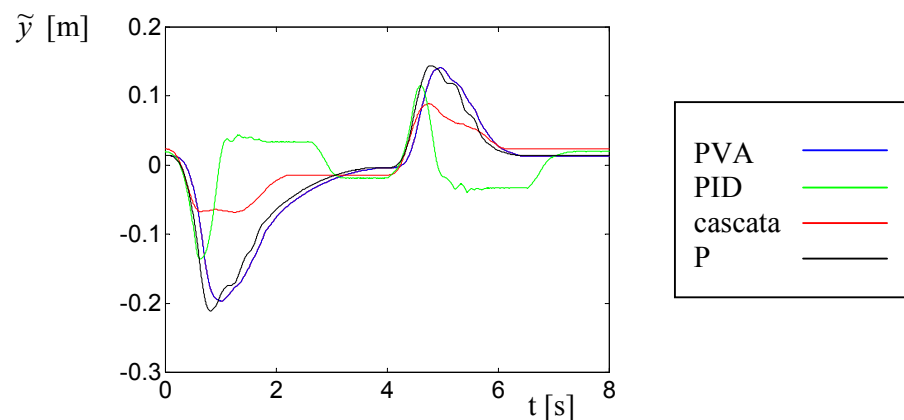


Figura 6.21 Erros de seguimento para a trajetória polinomial obtidos com os controladores P, PID, PVA e em cascata (experimental).

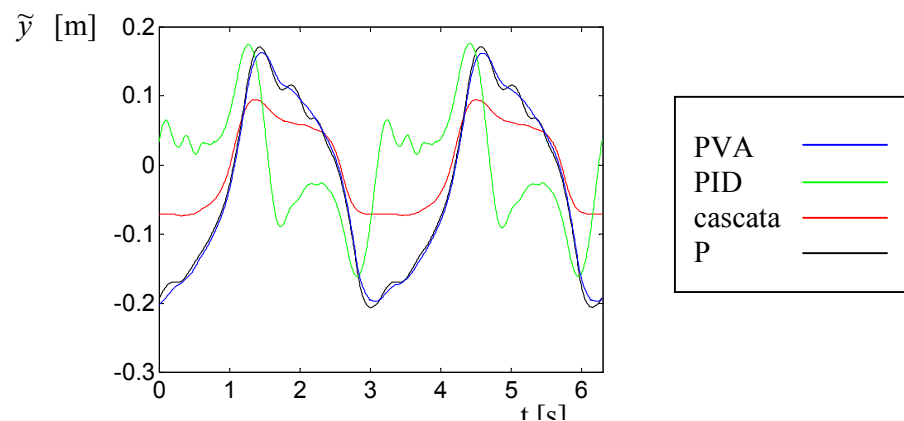


Figura 6.22 Erros de seguimento para a trajetória senoidal obtidos com os controladores P, PID, PVA e em cascata (experimental).

6.3 Resultados Obtidos com o Controlador em Cascata com Compensação do Atrito

Diante das dificuldades enfrentadas na medição experimental direta do parâmetro σ_0 do modelo Luge para o atrito, realizou-se inicialmente um estudo via simulações das características de robustez do esquema de observação e compensação do atrito com relação a este parâmetro. A partir deste estudo estabeleceu-se um método empírico para definição dos valores de σ_0 e σ_1 utilizados nos testes experimentais.

Apresentam-se posteriormente os resultados experimentais que ilustram os desenvolvimentos teóricos apresentados na Seção 4.4 deste trabalho.

6.3.1 Estudo das Características de Robustez com Relação ao Erro Paramétrico na Estimativa de σ_0 .

Nesta seção é apresentado um estudo da influência dos erros paramétricos da estimativa de σ_0 na resposta do sistema realizado a partir de uma série de simulações do seguimento da trajetória polinomial de 7ª ordem.

As simulações foram realizadas com a atribuição de um valor de σ_0 no modelo diferente dos valores utilizados no observador das forças de atrito (veja Eq. (4.40)). Os valores de σ_1 foram calculados para cada caso a partir dos valores de σ_0 através da Eq. (2.27) e estão apresentados juntamente com os demais parâmetros na Tabela 6.2.

As simulações foram realizadas de modo a procurar reproduzir o mais fidedignamente possível a situação real de implementação, ou seja, com a filtragem dos sinais de posição, velocidade, aceleração e de pressões. Além disso, os sinais de velocidade e aceleração foram obtidos através de derivações do sinal de posição. O passo de integração utilizado é o mesmo da implementação na placa controladora (0,0005 [s]).

Testou-se inicialmente o caso ideal, ou seja, com a utilização de valores iguais para os valores de σ_0 no modelo e no observador (o valor utilizado foi de $\sigma_0 = 1,5 \cdot 10^5$). Neste caso, após um pequeno transiente ocasionado pelos atrasos das filtragens e derivações, o erro de seguimento convergiu para valores muito próximos de zero.

A seguir, realizou-se testes com valores estimados de σ_0 menores do que o

valor utilizado no modelo (valores subestimados). Foi utilizado no observador um valor de $2/3$ do valor utilizado no modelo. Neste caso, o erro de seguimento também convergiu rapidamente para valores próximos de zero, porém com uma amplitude um pouco maior do erro no transiente. Outro teste, com valor de σ_0 no observador de $1/3$ do valor utilizado no modelo confirmou a tendência de convergência e do aumento da amplitude do erro.

Executou-se, posteriormente, testes com a sobreestimação do valor de σ_0 utilizado no observador. Assim, com um valor de σ_0 no observador 33% maior do que o valor utilizado no modelo, o erro de seguimento apresentou uma trajetória convergente durante o seguimento da trajetória polinomial (semelhantemente aos casos anteriores). Neste caso, porém, o sinal de erro apresentou-se oscilatório nos intervalos de parada do movimento (veja a Fig. 6.23) com amplitude que aumenta com o erro de estimativa, conforme atesta o caso em que o valor da estimativa de σ_0 no observador é aumentada em 66% com relação ao valor utilizado no modelo (ou seja, $\sigma_0 = 2,5 \cdot 10^5$ no observador, mantendo o valor de $\sigma_0 = 1,5 \cdot 10^5$ no modelo).

Conclui-se que superestimando o valor de σ_0 obtém-se erros de seguimento oscilatório cuja amplitude aumenta com o erro, e que subestimando o valor de σ_0 a resposta é não oscilatória e apresenta também amplitude de erro de seguimento crescente com o erro de estimativa. As curvas de erro de posição estão apresentadas na Fig. 6.23 enquanto que os valores dos parâmetros utilizados nas simulações estão apresentados nas tabelas 6.2 e 6.3, onde σ_{0e} e σ_{1e} são as estimativas utilizadas no observador. Os valores dos ganhos do controlador em cascata são os mesmo dos experimentos sem a compensação do atrito e que estão apresentados na Tabela 6.1.

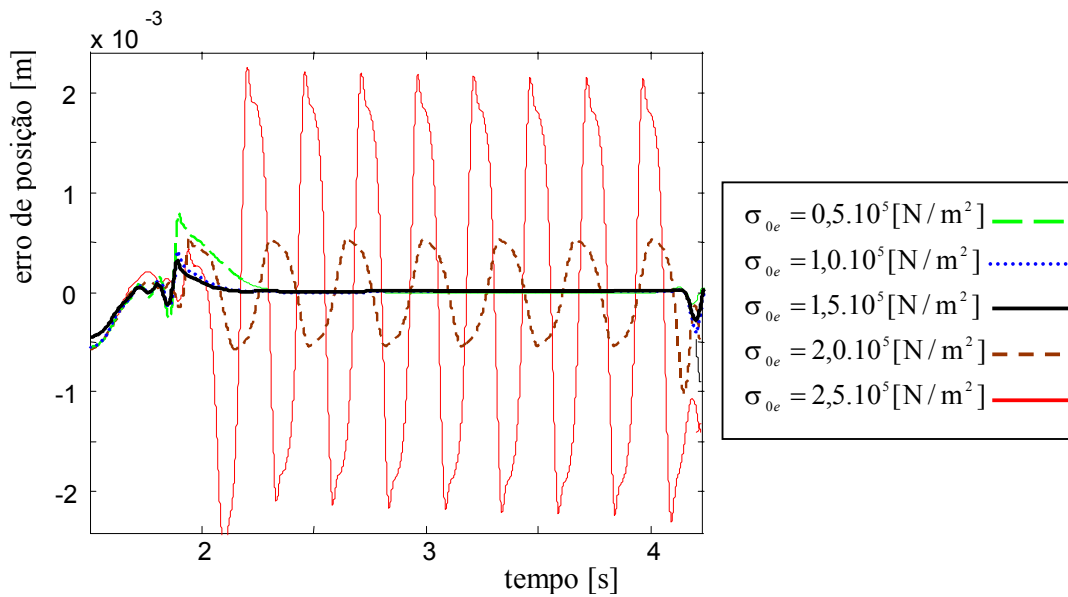
Tabela 6.2 Parâmetros do observador do atrito utilizados nas simulações.

Simulação número	σ_{e0} [N/m ²]	σ_{1e} [Ns/m]	relação σ_{e0} / σ_0
1	$1,5 \cdot 10^5$	966.68	1
2	$0,5 \cdot 10^5$	520.13	0,667
3	$1,0 \cdot 10^5$	772.80	0,333
4	$2,0 \cdot 10^5$	1130,1	1,333
5	$2,5 \cdot 10^5$	1274,1	1,667

Tabela 6.3 Parâmetros do modelo do atrito utilizados nas simulações.

Parâmetros estáticos e dinâmicos – modelo Lugre para o atrito					
σ_0 [N/m ²]	σ_1 [Ns/m]	σ_2 [Ns/m]	v_s [m/s]	F_c [N]	F_s [N]
$1,5 \cdot 10^5$	966.68	89.86	0,02	32,9	38,5

Para a definição do valor de σ_{0e} utilizado nos ensaios experimentais, realizou-se uma série de testes de seguimento da curva polinomial com diferentes valores de σ_{0e} até que o comportamento da trajetória experimental aproximou-se da simulação com parâmetros estimados ideais (caso 1 acima). É importante ressaltar que, devido às incertezas envolvidas no processo de geração das forças de atrito no movimento de pré-deslizamento, é conveniente adotar um observador adaptativo para a estimativa de σ_{0e} em tempo real, como propõe Lischinsky et al. (1999).

**Figura 6.23 Erros de seguimento de trajetória para diferentes valores de σ_{0e} .**

6.3.2 Resultados Experimentais com a Compensação de Atrito

A introdução da compensação do atrito no controlador em cascata modifica o seu desempenho na malha fechada ocasionando a necessidade de um novo ajuste de ganhos do controlador. Na Tabela 6.4 estão apresentados os valores dos ganhos utilizados nos testes experimentais do controlador em cascata com a compensação de atrito.

Tabela 6.4 Ganhos e parâmetros utilizados nos ensaios experimentais com compensação de atrito.

Controlador em cascata	K_P	K_D	λ
	150	40	20
Observador para o atrito	σ_{0e}	σ_{1e}	K
	4500	93.13	$2,22 \cdot 10^{-6}$

São apresentadas a seguir as curvas das respostas experimentais para o seguimento das trajetórias definidas na seção 6.1. Para permitir a comparação dos resultados com e sem a compensação do atrito, apresenta-se nas figuras 6.24 e 6.26 as curvas de posição y , erro de posição \tilde{y} e sinal de controle das respostas com e sem a compensação de atrito com a utilização dos ganhos e parâmetros apresentados acima. Nas figuras 6.25 e 6.27 estão apresentadas as curvas das respostas com compensação do atrito para a função s , a derivada primeira da força de atrito estimada ($d\hat{F}_a/dt$), a sobreposição da força desejada F_d com a força estimada \hat{F}_a , o pseudo-sinal de controle \hat{u} , o gráfico da força aplicada F sobreposta com $F_d + \hat{F}_a$ (soma da força desejada calculada pelo esquema em cascata F_d com a força de atrito estimada \hat{F}_a) e também o sinal nominal \hat{h} (veja Eq. 2.12).

Observa-se que nos dois casos o erro de seguimento de posição é bem menor com a compensação de atrito. É importante destacar que o ajuste dos ganhos e a determinação de σ_{0e} para os testes com ambas as curvas desejadas foi realizado considerando um compromisso entre a suavidade do sinal de controle e a amplitude dos erros de seguimento de posição.

Verificou-se experimentalmente que o aumento de σ_{0e} diminui o erro de posição mas aumenta as componentes de alta-freqüência no sinal de controle e que o mesmo ocorre com o aumento dos ganhos K_D e λ do controlador em cascata.

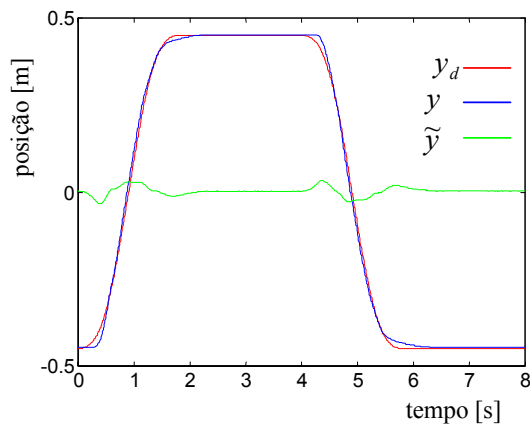
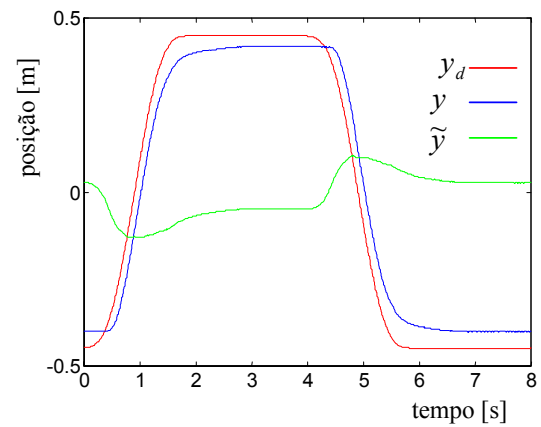
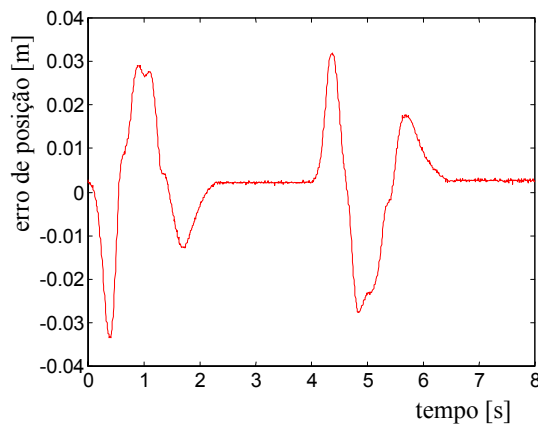
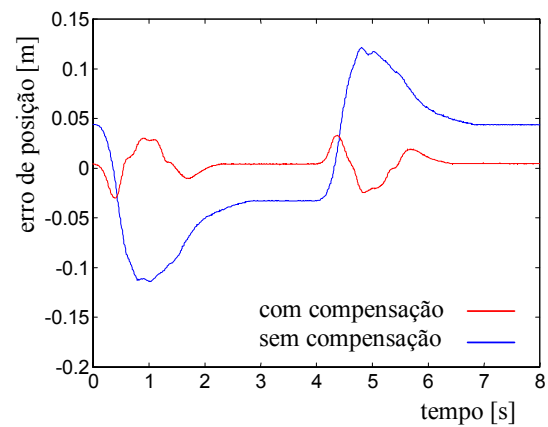
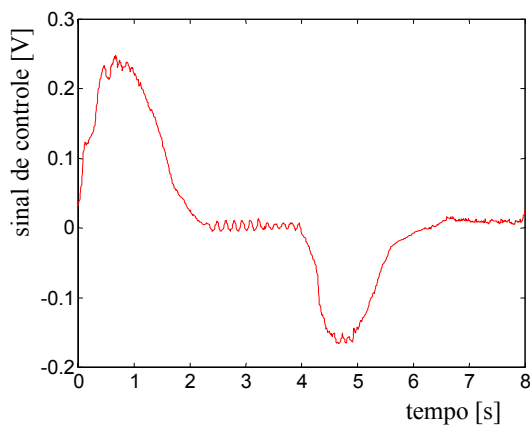
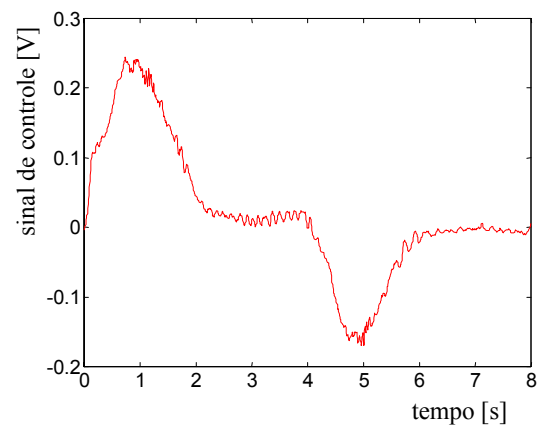
a) y, y_d e \tilde{y} com compensação do atrito.d) y, y_d e \tilde{y} sem compensação do atrito.b) \tilde{y} com a compensação do atritoe) \tilde{y} com e sem a compensação do atrito.c) sinal de controle u com a compensação do atritof) sinal de controle u sem a compensação do atrito

Figura 6.24 Curvas para comparação dos resultados experimentais com e sem a compensação do atrito (trajetória polinomial).

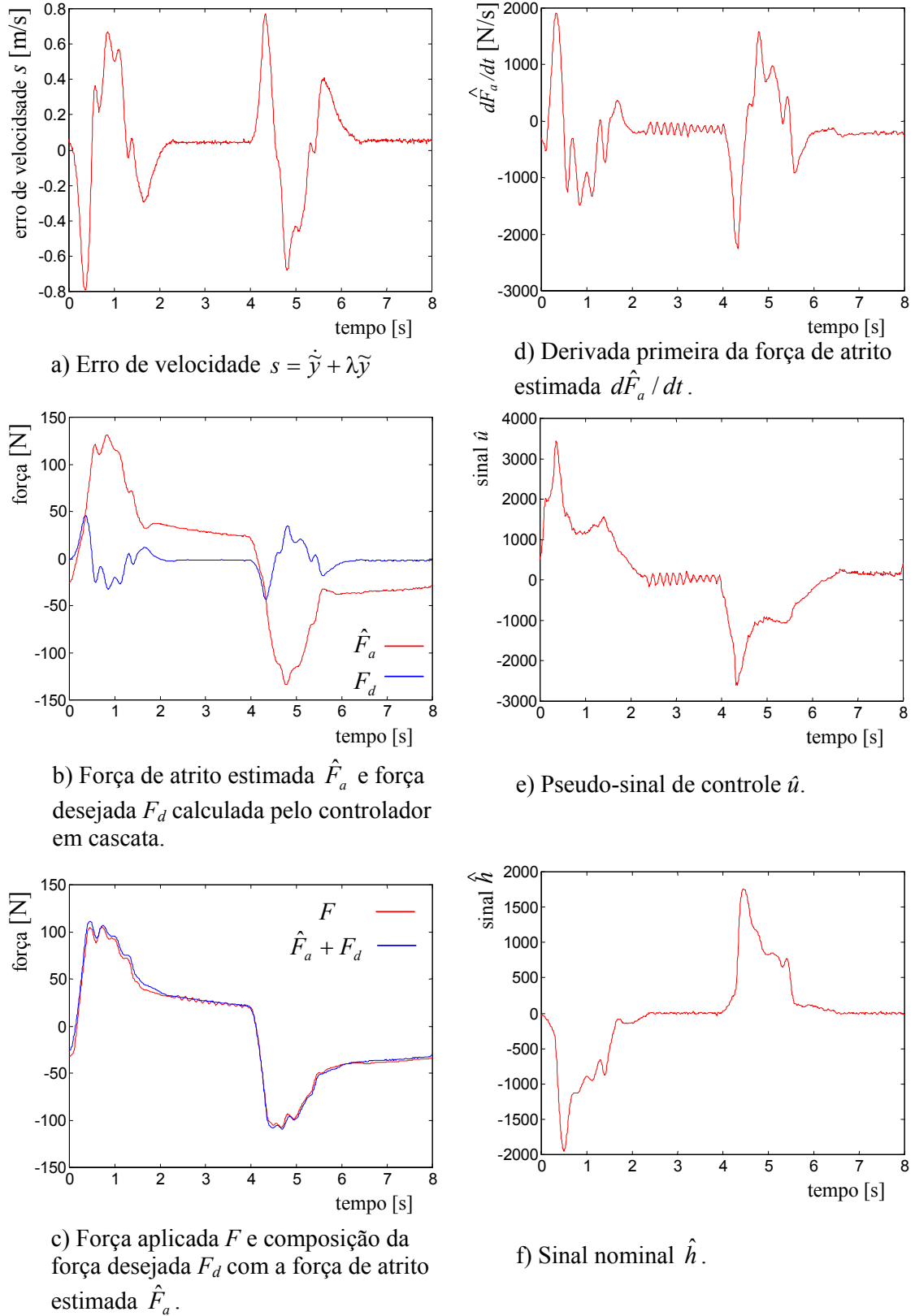


Figura 6.25 Curvas experimentais obtidas para o caso de seguimento da trajetória polinomial com o controlador em cascata com compensação do atrito.

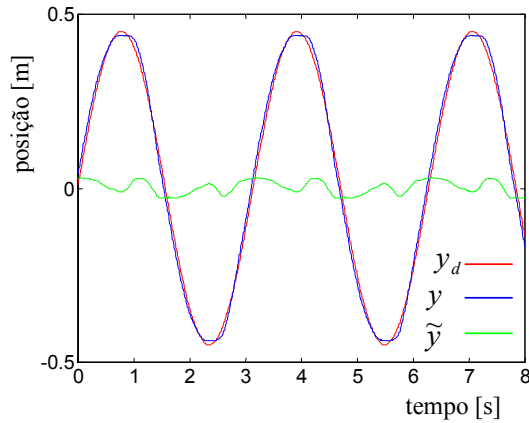
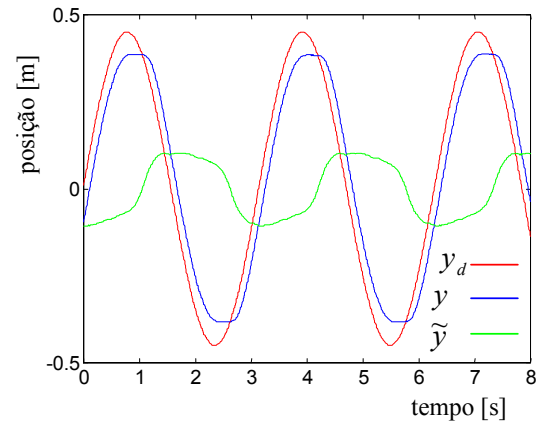
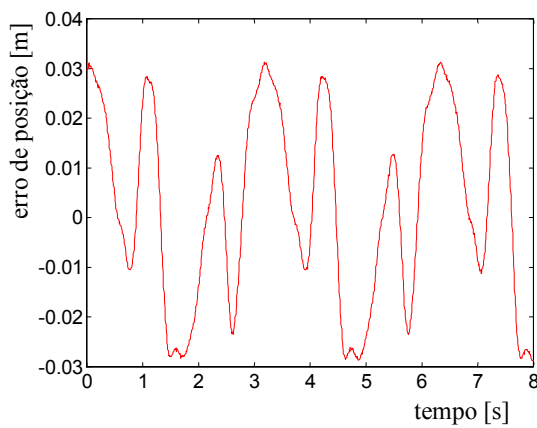
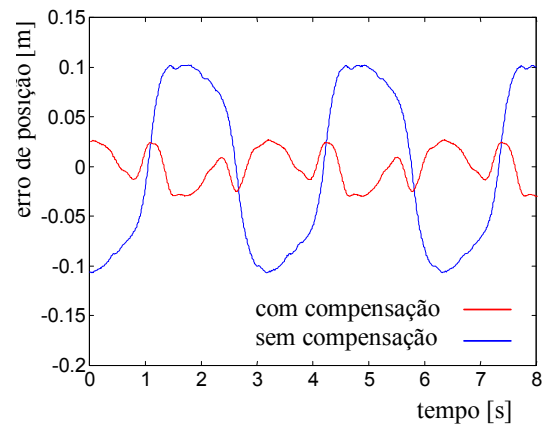
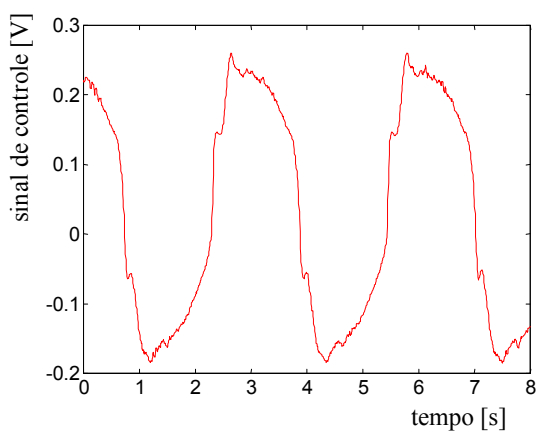
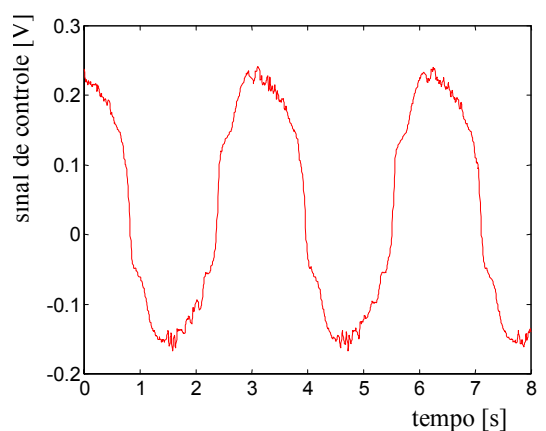
a) y, y_d e \tilde{y} com compensação do atrito.d) y, y_d e \tilde{y} sem compensação do atrito.b) \tilde{y} com a compensação do atritoe) \tilde{y} com e sem compensação do atrito.c) sinal de controle u com a compensação do atritof) sinal de controle u sem a compensação do atrito

Figura 6.26 Curvas para comparação dos resultados experimentais com e sem a compensação do atrito (trajetória senoidal).

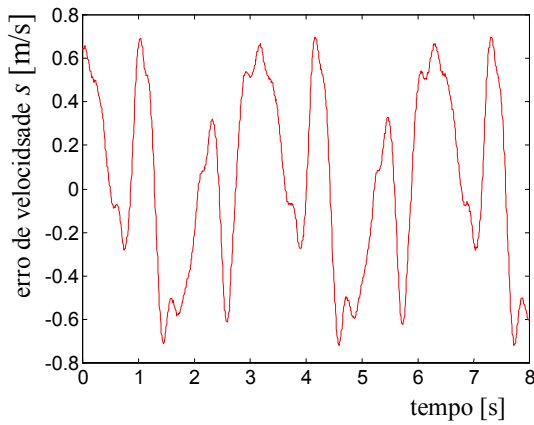
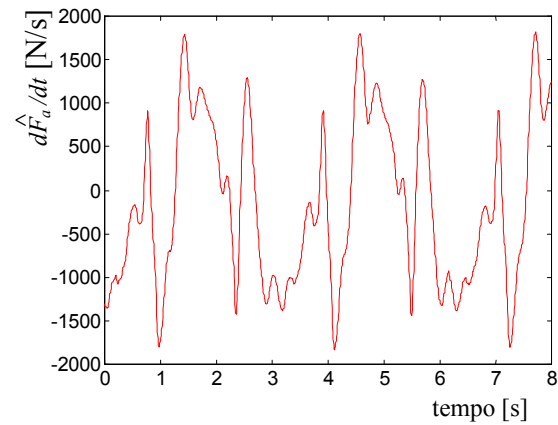
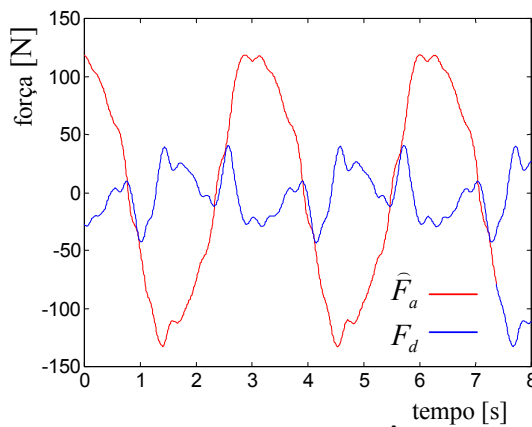
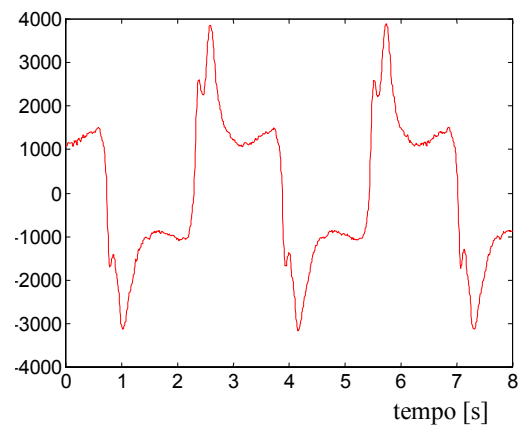
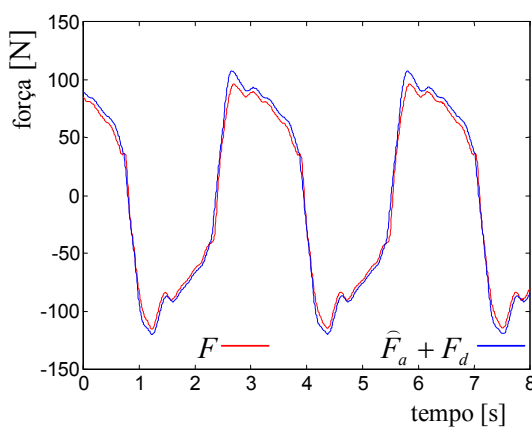
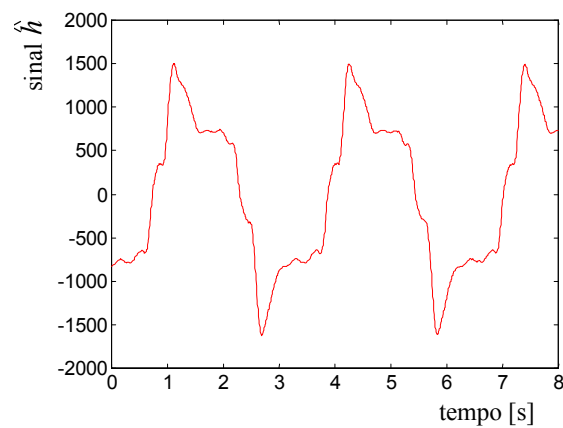
a) Erro de velocidade $s = \dot{\tilde{y}} + \lambda\tilde{y}$ d) Derivada primeira da força de atrito estimada $d\hat{F}_a/dt$.b) Força de atrito estimada \hat{F}_a e força desejada F_d calculada pelo controlador em cascata.e) Pseudo-sinal de controle \hat{u} .c) Força aplicada F e composição da força desejada F_d com a força de atrito estimada \hat{F}_a .f) Sinal nominal \hat{h}

Figura 6.27 Curvas experimentais obtidas para o caso de seguimento da trajetória senoidal com o controlador em cascata com compensação do atrito.

O aumento do ganho K_p não altera significativamente os resultados, pois como mostram os gráficos das figuras 6.25-c) e 6.27-c), o seguimento de força no subsistema pneumático mostra-se efetivo.

Apresenta-se a seguir alguns resultados obtidos com os ganhos e parâmetros do observador definidos considerando apenas o critério de erro de seguimento. Como pode ser observado na Fig. 6.28, nestes casos o erro de seguimento diminui significativamente, podendo chegar a apenas cerca de 4 [mm] para um curso de 900 [mm], mas o sinal de controle perde a suavidade. Os valores dos ganhos e parâmetros utilizados nestes experimentos estão apresentados na Tabela 6.5

Tabela 6.5 Ganhos e parâmetros utilizados nos ensaios experimentais com compensação de atrito (critério de erro de posição – ganhos menores).

Caso 1 – ganhos com aumento menor			
Controlador em cascata	K_p	K_D	λ
	100	140	13
Observador para o atrito	σ_{0e}	σ_{1e}	K
	150000	966.68	$2,22.10^6$

Tabela 6.6 Ganhos e parâmetros utilizados nos ensaios experimentais com compensação de atrito (critério de erro de posição – ganhos maiores).

Caso 2 – ganhos com aumento maior			
Controlador em cascata	K_p	K_D	λ
	120	180	14
Observador para o atrito	σ_{0e}	σ_{1e}	K
	150000	966.68	$2,22.10^6$

O ajuste dos ganhos e parâmetros para estes dois casos não forneceu resultados satisfatórios no seguimento da curva polinomial. Surgiram movimentos bruscos durante o deslocamento no seguimento da curva polinomial oscilações semelhantes às da Fig. 6.23 nos patamares de parada.

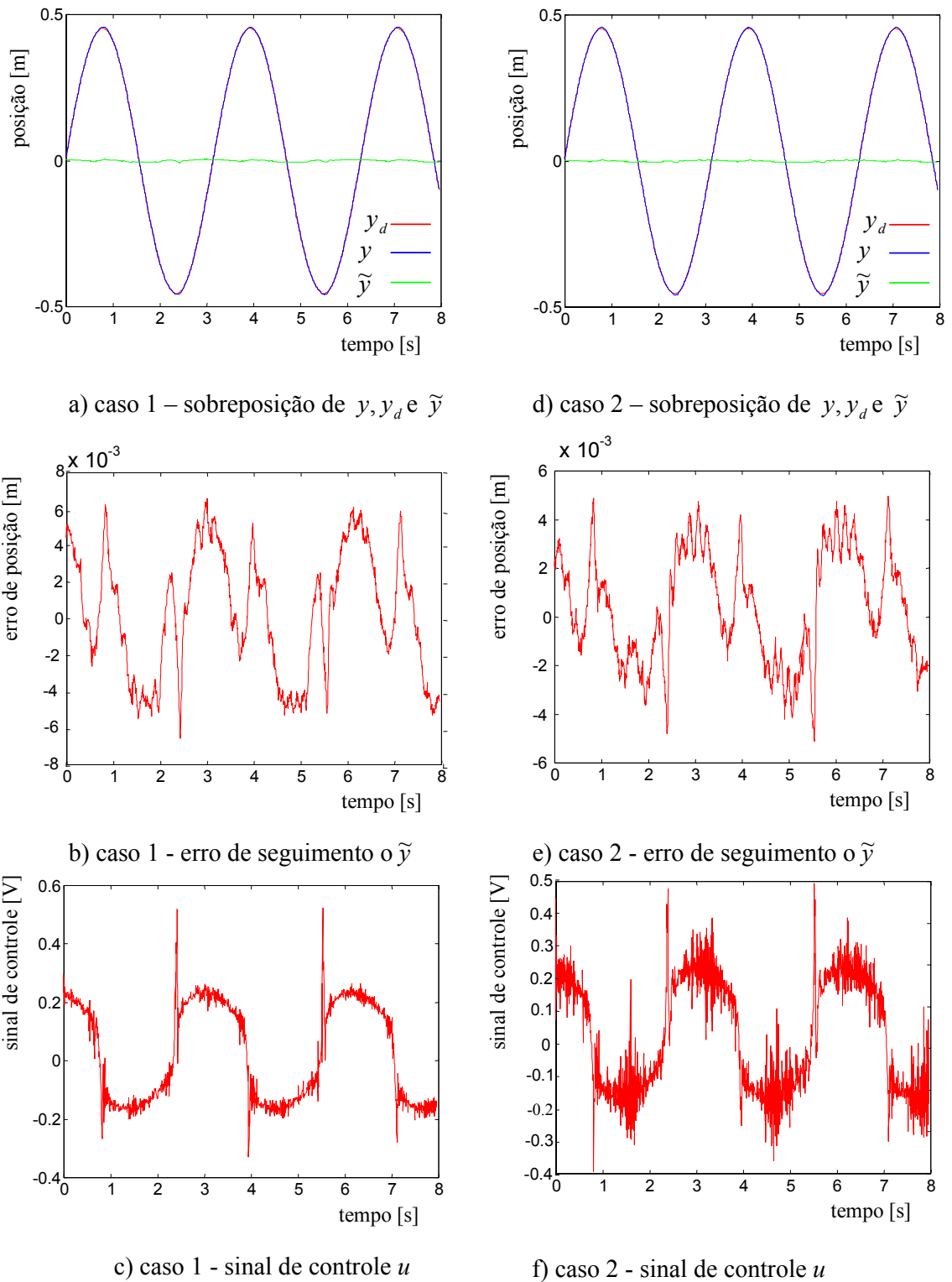


Figura 6.28 Curvas dos resultados experimentais obtidos com dois conjuntos de ganhos e parâmetros utilizando o critério de redução do erro de seguimento.

6.4 Conclusões do Capítulo

Neste capítulo foram apresentados os resultados de simulações e testes experimentais utilizados para ilustrar os desenvolvimentos teóricos apresentados no Capítulo 4. Para tanto, utilizou-se duas trajetórias desejadas diferentes: senoidal e polinomial. As simulações e testes experimentais foram realizadas com controladores P, PID, PVA e em cascata com e sem compensação de atrito.

Verificou-se que através do uso do controlador em cascata as trajetórias são seguidas nos subsistemas mecânico e pneumático, resultando no seguimento da trajetória de acordo com o teorema da seção 4.2.

Mostrou-se através de simulações e experimentos que o erro de seguimento obtido com o controlador em cascata converge para um conjunto residual (provocado pela força de atrito e, nos experimentos, também pelos erros paramétricos).

Foi ainda demonstrado através de simulações, que a utilização dos filtros e redução dos ganhos (necessária na experimentação, por causa do ruído) deterioram significativamente o desempenho dos controladores, reduzindo substancialmente as vantagens que os demais apresentam em relação ao controlador proporcional.

As curvas de erros de seguimento obtidas destacam o desempenho dinâmico alcançado com o controlador em cascata.

Foi apresentado também um estudo das características de robustez do esquema de observação e compensação do atrito realizado a partir de simulações. Mostrou-se que a utilização no observador para o atrito de um valor superestimado para o parâmetro σ_0 resulta em oscilações na resposta em torno das posições fixas da trajetória desejada.

Apresentou-se posteriormente os resultados experimentais do controlador em cascata com compensação do atrito que ilustram os desenvolvimentos teóricos apresentados na Seção 4.4.

Mostrou-se que o aumento do valor de σ_0 utilizado no observador diminui o erro de posição mas aumenta as componentes de alta-freqüência no sinal de controle e que o mesmo ocorre com o aumento dos ganhos K_D e λ do controlador em cascata. Apresentou-se resultados que indicam que, se o critério de suavidade do sinal for relaxado, pode-se chegar a erro de seguimento de trajetória de cerca de 4 [mm] para um curso de 900 [mm] no seguimento da trajetória senoidal.

7. CONCLUSÕES

Foram realizados o desenvolvimento e a identificação de um modelo não-linear acurado de 4ª ordem para um servoatuador pneumático. Além da utilização em simulações e ajustes de ganhos de controladores, o modelo desenvolvido foi concebido para permitir sua utilização em algoritmos de controle para servoposicionadores pneumáticos que empregam a compensação das não linearidades da válvula.

Este modelo foi utilizado com sucesso no projeto de controladores clássicos e no desenvolvimento do controlador em cascata para o posicionador pneumático descrito ao longo do trabalho. O modelo desenvolvido foi validado através da comparação entre resultados de simulações e de ensaios experimentais. A boa concordância entre os resultados do modelo e o sistema físico real mostra que este modelo é adequado para auxiliar tanto na sintonia dos ganhos dos controladores quanto na verificação do desempenho da malha fechada no apoio ao projeto de servossistemas pneumáticos. As pequenas diferenças de comportamento, provavelmente vinculadas à modelagem do atrito, não introduzem nenhuma dificuldade essencial quando a simulação é realizada com estes intuitos.

É importante destacar que os valores fornecidos dos parâmetros medidos e identificados na bancada experimental juntamente com as equações apresentadas ao longo do trabalho permitem a completa implementação computacional do modelo.

A partir de uma ampla revisão bibliográfica, foram identificadas as limitações da aplicação aos servoposicionadores pneumáticos das técnicas lineares clássicas (P, PI, PD e PID). Constatou-se que em problemas de longo curso de movimentação do posicionador, o desempenho dos controladores clássicos é limitado pela localização dos pólos em malha aberta associado às incertezas paramétricas e às grandes não-linearidades inerentes aos sistemas pneumáticos.

Uma alternativa às técnicas tradicionais de controle é a utilização do controle por realimentação de estados. Esta técnica, apesar de ser baseada em um modelo linear, fornece bons resultados, pois a realimentação dos estados permite alocar livremente os pólos do sistema. Verificou-se também neste caso que as incertezas paramétricas e as não-linearidades (principalmente a saturação da vazão na servoválvula) dificultam a sintonia dos ganhos do controlador. Os problemas envolvidos com a obtenção do sinal de aceleração (quando ele é necessário ao controle) também limitam o seu desempenho nos experimentos.

Alguns controladores não-lineares que necessitam do sinal de aceleração também apresentam esta limitação, que pode ser atenuada com a utilização de observadores para o sinal de aceleração. A revisão bibliográfica mostrou que os principais métodos não-lineares aplicados aos servoposicionadores pneumáticos são o controle com linearização por realimentação, o controle com estrutura variável e o controle baseado na interpretação do atuador como dois subsistemas interconectados. De maneira geral, os controladores não-lineares encontrados na literatura superam os problemas que limitam o desempenho dos controladores baseados em técnicas lineares, porém, o projeto e a análise de estabilidade mostram-se muito mais complexos.

Constatou-se que a utilização do controle por modos deslizantes permite obter resultados mais robustos que o controlador de estados (PVA) e que uma dificuldade prática encontrada na implementação que afeta o seu desempenho decorre do ruído proveniente da derivação do sinal de velocidade para obtenção da aceleração e do *chattering* inerente ao método. Em longo prazo, isto pode resultar em desgastes nos componentes mecânicos do sistema.

Outra alternativa ao controle linear baseia-se na técnica de linearização por realimentação. Os resultados apresentados na literatura demonstram que com uma lei de controle linearizante os efeitos das não-linearidades inerentes aos sistemas pneumáticos são atenuados o que diminui a dificuldade do ajuste dos ganhos quando comparado aos controladores baseados em técnicas puramente lineares.

Com o objetivo de superar as limitações impostas pelas não-linearidades, foi sintetizado um controlador em cascata através do método direto de Lyapunov para o modelo não-linear de 4ª ordem desenvolvido. Esta estratégia interpreta o modelo do atuador pneumático como dois subsistemas: um subsistema mecânico acionado por um subsistema pneumático. Este controlador possibilitou a superação de diversos obstáculos inerentes ao seguimento preciso de trajetórias em sistemas pneumáticos.

Para o subsistema pneumático foi proposta uma lei de controle que utiliza a vazão mássica medida experimentalmente enquanto que para o seguimento no subsistema mecânico foi utilizada uma lei de controle desenvolvida para manipuladores robóticos.

Foi demonstrado que no caso ideal (quando a aceleração é medida, todos os parâmetros do sistema são conhecidos e na ausência de forças externas e de atrito) a utilização das leis de controle propostas para os dois subsistemas garante a estabilidade global. Foram também estudadas as propriedades de robustez da malha fechada.

Nos casos em que os parâmetros do sistema são conhecidos e na presença de forças externas e de atrito e com a aceleração calculada com base nos parâmetros nominais do sistema, mostrou-se que os erros de pressão, posição e velocidade convergem globalmente para um conjunto residual que depende dos ganhos do controlador.

Mostrou-se também que no caso do sistema com incerteza nos parâmetros, os erros de pressão, posição e velocidade convergem localmente para um conjunto residual que depende dos ganhos do controlador. Isto ocorre tanto na presença como na ausência das forças externas e de atrito.

Adaptou-se a estratégia de controle em cascata para incluir a compensação das forças de atrito através da introdução de um observador das forças de atrito baseado no modelo Luge para o atrito.

Foi realizada a prova da estabilidade para o sistema a malha fechada resultante da aplicação do controle em cascata sobre o sistema composto pelo atuador pneumático conjugado com o observador para o atrito para o caso em que os parâmetros do sistema são conhecidos e não há forças externas. Provou-se neste caso que, dependendo dos ganhos do controlador, os erros de seguimento apresentam convergência assintótica para zero.

Uma implementação experimental atesta a eficácia das estratégias apresentadas acima na superação das não-linearidades associadas ao escoamento de ar na servoválvula e na redução das oscilações devido à compressibilidade do ar. Verificou-se por simulações e experimentos que através do uso do controlador em cascata, as trajetórias são seguidas nos subsistemas mecânico e pneumático, resultando no seguimento da trajetória de acordo com o previsto teoricamente.

Tratou-se ainda do problema da sintonia dos ganhos do controlador em cascata. Mostrou-se que existe um compromisso entre a maior precisão das respostas obtidas com ganhos maiores e a sua capacidade de filtrar as componentes de altas frequências devidas aos ruídos dos transdutores. Apresentou-se resultados que mostram que se o critério de suavidade do sinal for relaxado, pode-se chegar a erro de seguimento de trajetória de cerca de 4 [mm] para um curso de 900 [mm].

Foi também demonstrado através de simulações que a utilização dos filtros e redução dos ganhos (necessária na experimentação, por causa do ruído) deterioram significativamente o desempenho dos controladores, reduzindo substancialmente as vantagens que os demais apresentam em relação ao controlador proporcional.

Mostrou-se através de simulações e experimentos que o erro de seguimento obtido com o controlador em cascata converge para um conjunto residual provocado pela força de atrito (e, nos experimentos, também pelos erros paramétricos).

Além da síntese da lei de controle para o controlador em cascata incluindo a compensação de atrito e da sua implementação experimental, pode-se citar como contribuições importantes deste trabalho a identificação da bancada experimental e o desenvolvimento de um modelo acurado para o servoposicionador pneumático.

Este modelo pode ser utilizado tanto em simulações quanto no projeto de leis de controle em tempo real e se caracteriza por utilizar funções de interpolação de 3º grau, garantindo uma maior semelhança com o comportamento real, mantendo ainda a propriedade de permitir a inversão das relações vazão/pressão na servoválvula. Além disso, pode-se ressaltar a extensa revisão bibliográfica sobre as técnicas aplicadas ao controle de servoposicionadores pneumáticos, que poderá servir de referência a futuros trabalhos realizados nesta área.

Pesquisas futuras no problema de controle de servoposicionadores pneumáticos poderão abordar os seguintes pontos:

- Desenvolvimento de um modelo matemático mais completo, que leve em conta outras não-linearidades do sistema (vazamentos no cilindro, por exemplo);
- Estudo de técnicas de controle adaptativas que compensem as incertezas paramétricas do sistema com adaptação de parâmetros no subsistema mecânico e com controle a estrutura variável no subsistema pneumático (veja, por exemplo, em Guenther et al., 1998, a aplicação deste controlador a um atuador hidráulico).
- Estudo do problema de controle de força em atuadores pneumáticos;
- Extensão dos algoritmos dos controladores em cascata para sistemas com mais de um grau de liberdade.
- Estudo visando a utilização de outras técnicas, como por exemplo, redes neurais, para tentar compensar o atrito.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Altpeter, F., Grunenber, M., Myszkowski, P., Longchamp, R., “Auto-tuning of Feedforward Friction Compensation Based on the Gradient Method”. *Proceedings of the 2000 American Control Conference*, Vol. 4, pp. 2600–2604, 2000.
- Amin, J., Friedland, B., Harnoy, A., “Implementation of a Friction Estimation and Compensation Technique”. *IEEE Contr. Syst. Mag.*, Vol.17, n° 4, pp.71-76, agosto 1997.
- Andersen, B. W., “The analysis and Design of Pneumatic Systems”. *John Wiley & Sons Pub., New York, USA, 1967.*
- Araki, K., Yin, Y.B., Yamada, T., “Hardware Approaches for a Pneumatic Force Control System with an Asymmetric Servovalve of a Spot Welding Machine”. *Power Transmission and Motion Control*, University of Bath, PTMC'98, UK, 1998.
- Arinaga, T., Kawakami, Y., Terashima, Y., Kawai, S., “Approach for energy-saving of pneumatic systems”. *Proceedings of the 1st FPNI – PhD Symposium, Fluid Power Net International*, pp.49-56, Hamburgo, 20-22 set. 2000.
- Armstrong-Hélouvry, B., Dupont P., Canudas de Wit, C., “A Survey of Models, Analysis Tools, and Compensation Methods for Control of Machines with Friction”. *Automatica*, Vol. 30, n° 7, pp.1083-1138, julho 1994.
- Armstrong-Hélouvry, B., Dupont P., Canudas de Wit, C., “Friction Modeling and Compensation” in *The Control Handbook*, Cap.77, seção 77.1, CRC Press Inc., 1996.
- Asada, H. e Slotine, J.-J. E., “Robot Analysis and Control”. *John Wiley & Sons Pub., New York, USA, 1986.*
- Bachmann, R.J., Surgenor, B.W., “On the Design and Performance of a Closed Circuit Pneumatic Positioning System”. *The Fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power*, SICFP'97, Linköping, Sweden, maio 1997.
- Backé, W. “Concerning: Research and Development in Fluid Power Technology”. *Proceedings of the 1st FPNI – PhD Symposium, Fluid Power Net International*, pp.9-21, Hamburgo, 20-22 set. 2000a.
- Backé, W. “What will be the Future of Fluid Power”. *Developments in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators*, Garbacik, A. and Stecki, J. S. editors, pp.17-36, published by Fluid Power Net Publications, Cracóvia, Polônia, 2000b.
- Bailey, S.J., “Linear Motion: Control it by Electric or Fluid Power”. *Control Engineering*, pp.69-74, junho 1981.
- Belgharbi, M., Sesmat, S., Thomasset, D., Scavarda, S., “Force Tracking Control of an Electro-pneumatic Actuator Using a Linearized Model Around the Reference Trajectory”. *Power Transmission and Motion Control, Univ. of Bath, PTMC'98, UK, 1998.*
- Ben-Dov, D., Salcudean, S.E., “A Force-Controlled Pneumatic Actuator”. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Vol.11, n° 6, pp. 906-911, dezembro 1995.
- Bobrow, J.E., Jabbari, F., “Adaptive Pneumatic Force Actuation and Position Control”. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol.113, n° 2, pp. 267-272, 1991.
- Bobrow, J.E., McDonell, W., “Modeling, Identification, and Control of a Pneumatically Actuated, Force Controllable Robot”. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Vol.15, n° 5, pp. 732-742, outubro 1998.

- Bollmann, A., “Fundamentos da automação Industrial Pneutrônica, Projetos de Comandos Binários Eletropneumáticos”. *ABHP – Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática*, 1996.
- Bollmann, A., Guenther, R., “Posicionadores Hidráulicos e Pneumáticos: Características e Técnicas de Controle”. *Automação e Controle Industrial, Anais do 5º Seminário Nacional de Hidráulica e Pneumática*, SENAI/CTAI. Florianópolis, SC, BR, 1997.
- Bolton, W., “Pneumatic and Hydraulic Systems”. Butterworth-Heinemann, Linacre House, Jordan Hill, Oxford, U.K., 1997.
- Boudart, S., Richard, E., Scavarda, S., “A Modified Linear Reduced Observer for a Pneumatic Servodrive”. *Fluid Power System, Modeling and Control, Proceedings of Fourth Bath International Fluid Power Workshop*, pp. 357-371, 1991.
- Bouri, M., Thomasset, D., Richard, E., Scavarda, S., “Nonlinear Sliding Mode Control of an Electropneumatic Servodrive”. *Proc. 7th Bath Int. Fluid Power Workshop*, pp.21-23, Bath, U.K., setembro 1994.
- Brun, X., Morand, D., Scavarda, S., Thomasset, D., “Contributions of the Cosimulation in the Chain of Design of an Electropneumatic System”. *Proceedings of The Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, ICFP’2001*, pp.195-199, Hangzhou, China, 2001.
- Brun, X., Thomasset, D., Bideaux, E., Scavarda, S., “An Accurate Tracking Control of an Electropneumatic Actuator”. *Proceedings of the 1st FPNI – PhD Symposium, Fluid Power Net International*, pp.215-226, Hamburgo, 20-22 setembro 2000.
- Cabral, E. L. L., Hunold, M. C., “Modelo Matemático de um Motor Pneumático de Palhetas”. *Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – COBEM99*. Águas de Lindóia, SP, Brasil, novembro 1999.
- Cabral, E. L. L., Gouveia, G.M., Hunold, M. C., “Válvula Reguladora de Fluxo de Contra Pressão Reduzida”. *Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – COBEM99*. Águas de Lindóia, SP, Brasil, novembro 1999.
- Caldwell, D.G., Tsagarakis, N., Medrano-Cerda, G.A., Schofield, J., Brown, S., “Development of a Pneumatic Muscle Actuator Driven Manipulator Rig for Nuclear Waste Retrieval Operations”. *Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Vol. 1, pp. 525–530, 1999.
- Canudas de Wit, C., Olsson, H., Astrom, K.J., Lischinsky, P., “A New Model for Control Systems with Friction”. *IEEE Trans. on Automatic Control*, Vol. 40, nº 3, pp.419-425, março 1995.
- Canudas-de-Wit, C., Lischinsky, P., “Adaptive Friction Compensation with Partially Known Dynamic Friction Model”. *International Journal of Adaptive Control and signal Processing*, Vol.11, pp.65-80, 1997.
- Cheok, K.C., Hongxing, H., Loh, N.K., “Modeling and Identification of a Class of Servomechanism Systems with Stick-Slip Friction”. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 110, pp. 324-328, setembro 1988.
- Cho, D. e Hedrick, J.K., “Pneumatic Actuators for Vehicle Active Suspension Applications”. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 107, pp. 67-72, março 1985.
- Choi, G. S., Lee, H. K., Choi, G. H., “A Study on Tracking Position Control of Pneumatic Actuators Using Neural Network”. *Proceedings of the 24th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society - IECON '98*, Vol. 3, pp. 1749–1753, 1998.

- Chou, C. P. and Hannaford, B. "Measurements and Modeling of McKibben Pneumatic Artificial Muscles". *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, pp.90-102, dezembro 1996.
- Collins, R. L., Prater, G. e Hnat, W. P., "Modeling and Analysis of a Small Diameter Pneumatic Boring Tool". *Transaction of the ASME*, Vol. 120, pp.292-298, junho 1998.
- Cunha, M.A.B., "Controle em Cascata com Adaptação de Parâmetros Aplicado a um Atuador Hidráulico". Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica), Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1997.
- Cunha, M.A.B., Guenther, R., De Pieri, E.R., "Robustness analysis of cascade controller applied o a hydraulic actuator." *Anais do Congresso de Ingeniería Eléctrica*, Vol.2, pp.479-484, Temuco, Chile, novembro 1997.
- Cunha, M.A.B., Guenther, R., De Pieri, E.R., "Controle em Cascata com Adaptação de Parâmetros Aplicado a um Atuador Hidráulico". *Anais do XII Congresso Brasileiro de Automática*, setembro, 1998.
- Cunha, M.A.B., "O Controle em Cascata de um Atuador Hidráulico: Contribuições Teóricas e Experimentais". Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica), Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, fevereiro 2001.
- DeCarlo, R. A., Zak, S. H., Matthews, G. P., "Variable Structure Control of Nonlinear Multivariable Systems: A Tutorial". *Proceedings of the IEEE*, Vol. 76, n° 3, 1988.
- Dorf, R.H. "Modern Control Systems". Addison-Wesley Publishing Company, 1989
- "dSPACE Digital Signal Processing and Control Engineering", *GmbH, DS1102 User's Guides*, Germany, 1996.
- Edge, K.A., "The Control of Fluid Power Systems – Responding to the Challenges". United Kingdom Automatic Council Lecture, *Proc. Inst. Mechanical Engineering*, Vol. 211, Part 1, pp.91-110, 1997.
- Ellman, A. e Piché, R., "A Two Regime Orifice Flow Formula for Numerical Simulation". *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 121, pp. 721-724, dezembro 1999.
- Eschmann, R., Müller, R., Saffe, P., "Gestaltung und Meßtechnische Bewertung Eines Kolbenstangenlosen Pneumatikzylinders". *Olhydraulik und pneumatik*, Hannover, v.35, n° 4, pp.338-347, 1991.
- Fox, R.W. & McDonald, A.T., "Introdução à Mecânica dos Fluidos". Editora Guanabara Dois S.A., Rio de Janeiro - RJ, 1981.
- Franklin, G.F, Powell, J.D. e Emani-Naeini, A., "Feedback Control of Dynamic Systems". Addison Wesley Publishing Company, 1994.
- French, I.G., Cox, C.S., "Modeling, Design and Control of a Modern Electropneumatic Actuator". *IEEE Proceedings. Control Theory and Applications*, Vol. 137 n°3, pp. 145–155, maio 1990.
- French, I.G., Cox, C.S., "The Robust Control of a Modern Electropneumatic Actuator". *Proceedings of the 1988 International Conference on Control - CONTROL 88*, pp. 47–52, 1988.
- Friedland, B., Park, Y.-J., "On Adaptive Friction Compensation". *Proceedings of the 30th IEEE Conference on Decision and Control*, Vol.3, pp. 2899–2902, 1991.
- Friedland, B. e Park, Y.J., "On adaptive friction compensation". *IEEE Transaction on Automatic Control*, Vol. 40, pp 1609-1612, outubro 1992.

- Friedland, B., Mentzelopoulou, S., "On Adaptive Friction Compensation Without Velocity Measurement". *First IEEE Conference on Control Applications*. Vol.2, pp.1076–1081, 1992.
- Gäfvert, M., "Comparisons of Two Dynamic Friction Models". *Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Control Applications*, 1997, pp. 386–391.
- Gamble, J.B., Vaughan, N.D., "Comparison of Sliding Mode Control with State Feedback and PID Control Applied to a Proportional Solenoid Valve". *Proceedings of ASME Fluid Power Systems and Technology Symposium, FPST-Vol.1.1*, pp.51-58, Chicago, novembro 1994.
- Götttert, M., Neumann, R., "Nichlineare Regelungskonzepte für Servopneumatische Roboter". *3th German-Polish seminar in Innovation and Progress in Fluid Engineering*, Zakopane, Po, 1999.
- Gouveia, G. M., Cabral, E. L. L., "Válvula Pneumática Proporcional de Quatro Vias". *Boletim Técnico da Escola Politécnica da USP*, São Paulo, SP, EPUSP, 1996.
- Gross, D.C., Rattan, K.S., "A Feedforward MNN Controller for Pneumatic Cylinder Trajectory Tracking Control". *International Conference on Neural Networks*, Vol. 2, pp. 794–799, 1997.
- Gross, D.C., Rattan, K.S., "An Adaptive Multilayer Neural Network for Trajectory Tracking Control of a Pneumatic Cylinder". *Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics*, Vol. 2, pp. 1662–1667, 1998.
- Gross, D.C., Rattan, K.S., "Pneumatic Cylinder Trajectory Tracking Control Using a Feedforward Multilayer Neural Network". *Proceedings of the IEEE 1997 National Aerospace and Electronics Conference - NAECON 1997*, Vol. 2, pp. 777–784, 1997.
- Guenther, R., Cunha, M.A.B. e De Pieri, E.R., "Experimental Implementation of the Variable Structure Adaptive Cascade Control for Hydraulic Actuators". *Power Transmission and Motion Control*, Bath, U.K., pp.349-361, setembro 1998.
- Guenther, R. e Perondi, E.A., "O Controle em Cascata de um Sistema Pneumático de Posicionamento". *Anais do XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – COBEM2001*. Uberlândia, MG, Brasil, 2001.
- Guenther, R., De Pieri, E.R., "Cascade Control of the Hydraulic Actuators". *Revista Brasileira de Ciências Mecânicas*, Vol. 19, n^o 2, pp. 108-120, junho 1997.
- Guenther, R., Hsu, L., "Variable Structure Adaptive Cascade Control of Rigid-Link Electrically Driven Robot Manipulators". *Proc. IEEE 32nd CDC*, San Antonio, Texas, dezembro, pp.2137-2142, 1993.
- Guihard, M., Gorce, P., Fontaine, J.G., M'Sirdi, N.K., "A Solution to Control the Dynamic Behaviour of a Pneumatic Quadruped Robot". *Proceedings of the 1995 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Vol. 1, pp. 1000–1005, 1995.
- Guoliang, T., Xuanyin, W., "Research on Pneumatic-Servo Calligraphy Robot". *Proceedings of The Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control - ICFP'2001*, pp.219-222, Hangzhou, China, 2001.
- Haessig Jr., D.A., Friedland, B. "On the Modeling and Simulation of Friction". *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 113, pp. 354-362, setembro 1991.
- Han, B.J., Kawashima, K., Fujita, T., Kagawa, T., "Flow Rate Characteristics Measurements of Pneumatic Valves by Pressure Response". *Proceedings of The Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, ICFP'2001*, pp.200-204, Hangzhou, China, 2001.

- Hanchin, G.D., Ozguner, U., Drakunov, S., “Nonlinear Control of a Rodless Pneumatic Servoactuator”. *First IEEE Conference on Control Applications*. Vol.1, 1992, pp. 516–521.
- Haron, C. H. Che., Wai, K. K., “Computer Aided Drawing and Design of Pneumatics Circuits (PNEUCADDS)”. *Proceedings of the First IEEE International Conference on Multi-Media Engineering Education*, pp. 203–206, 1994.
- Hatipoglu, C., Bennett, M.A., Amato, W.P., Moran, S.P., “Overcoming Actuator Performance Degradation Caused by Non-smooth Nonlinearities”. *Proceedings of the 1999 American Control Conference*, Vol. 1, pp. 167–168, 1999.
- Henri, P. D., Hollerbach, J. M., Nahvi, A., “An Analytical and Experimental Investigation of a Jet Pipe Controlled Electropneumatic Actuator”. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Vol.14, n° 4, pp. 601-611, agosto1998.
- Henri, P.D., Hollerbach, J.M., “An Analytical and Experimental Investigation of a Jet Pipe Controlled Electropneumatic Actuator”. *Proceedings of the 1994 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Vol.1, pp.300-306, 1994.
- Hirata, T., Guenat, O.T., Akashi, T., Gretillat, M.-A., de Rooij, N.F., “A Numerical Simulation on the Flow Field of the Novel Pneumatic Actuator System Realized by Micro-EDM”. *Proceedings of the 1998 International Symposium on Micromechatronics and Human Science*, MHS '98, pp. 77–82, 1998.
- Hirata, T., Guenat, O.T., Akashi, T., Gretillat, M.-A., de Rooij, N.F., “A Numerical Simulation on a Pneumatic Air Table Realized by Micro-EDM”. *Journal of Microelectro mechanical Systems*, Vol. 8 n° 4, pp. 523–528, dezembro 1999.
- Hsu, L., Guenther, R., “Variable Structure Adaptive Cascade Control of Multi-Link Robot Manipulators with Flexible Joints: The Case of Arbitrary Uncertain Flexibilities”. *Proc. IEEE, Conference in Robotic Automation*, Atlanta, Georgia, pp340-345, maio1993.
- Hunold, M. C., Cabral, E. L. L., “Projeto de Controle de um Sistema de Posicionamento Pneumático Rotativo” *Anais do COBEM 2001 - XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, Robotics and Control, Vol. 15, pp.166- 173, Uberlândia – MG, novembro 2001.
- Hunold, M. C., Cabral, E. L. L., “Sistema de Posicionamento Pneumático Rotativo”. *Boletim técnico da Escola Politécnica da USP*, São Paulo, SP, EPUSP, 1999.
- “ISO International Organization for Standardization, Pneumatic Fluid Power. Components Using Compressible Fluids”. *ISO 6358*. Determination of flow rate characteristics, 1989.
- Ioannou, P.A., Sun, J., “Robust Adaptive Control”. Prentice-Hall. Englewood Cliffs, NJ, 1995.
- Kagawa, T., Tokashiki, L. R. e Fujita, T., “Accurate Positioning of a Pneumatic Servosystem with air Bearings”. *Power Transmission and Motion Control, University of Bath*, PTMC'2000, UK, 2000.
- Karnopp, D., “Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems”. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 107, pp. 100-103, 1985.
- Kawamura, S., Miyata, K., Hanafusa, H., Isida, K., “PI Type Hierarchical Feedback Control Scheme for Pneumatic Robots”. *Proceedings of the 1989 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Vol.3, pp. 1853-1858, maio 1989.

- Kelly, R., Llamas, J., “Determination of viscous and Coulomb friction by using velocity responses to torque ramp inputs”. *Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Vol. 3, pp. 1740–1745, 1999.
- Khalil, H. K., “Nonlinear systems”. 2ª edição, New Jersey, Prentice Hall Inc, 1996.
- Khorrani, F., Jain, S., “Drive Flexibility and Friction in Control of Hydraulic Actuators: A Robust Adaptive Nonlinear Control Design”. *Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Control Applications*, Vol. 2, 1998, pp. 1409–1413.
- Klute, G. K. e Hannaford, B., “Fatigue Characteristics of McKibben Artificial Muscle Actuators”. *Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, Victoria, B.C., Canada, Vol.3, pp. 1776-1782, outubro 1998.
- Klute, G. K., Czerniecki J. M. e Hannaford, B., “McKibben Artificial Muscles: Pneumatic Actuators with Biomechanical Intelligence”, *IEEE/ASME 1999 International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, AIM '99, Atlanta, GA, setembro 1999.
- Klute, G.K., Hannaford, B. “Accounting for Elastic Energy Storage in McKibben Artificial Muscle Actuators”, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurements, and Control*, vol. 122, pp. 386-388, junho 2000.
- Kobayashi, S., Cotsaftis, M., Takamori, T., “Robust Control of Pneumatic Actuators Based on Dynamic Impedance Matching”. *Proceedings of the 1995 IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics*. Intelligent Systems for the 21st Century, Vol. 2, pp. 983–987, 1995.
- Kunt, C. e Singh, R., “A Linear Varying Model for On-off Valve Controlled Pneumatic Actuators”. *Transaction of the ASME*, Vol. 112, pp.740-747, dezembro 1990.
- Kurosh, A. G., “Algebraic Equations of Arbitrary Degree”. *Little Mathematics Library*, Mir Publishers, Moscow, 1977.
- Lai, J.Y., Menq, C.H., Singh, R., “Accurate Position Control of a Pneumatic Actuator”. *ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, Vol.112, pp.734-739, 1990.
- Latino, F. e Sandoval, D., “Quite Overspending for Servomotion Systems”. *Machine Design*, pp.93-96, abril 1996.
- Lin, X. e Scavarda, S. “Linearized Analysis of an Electropneumatic Servovalve/long pneumatic Actuator Assembly Using Bond Graph”. *Proceedings of the 1993 International Conference on Systems, Man and Cybernetics*, Systems Engineering in the Service of Humans, Vol.1, pp.555 –560, 1993.
- Lin, X., Spettel, F. e Scavarda, F., “Modeling and Test of an Electropneumatic Servovalve Controlled Long Rodless Actuator”. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 118, pp. 457-462, setembro 1996.
- Lischinsky, P., Canudas-de-Wit, C., Morel, G., “Friction Compensation of a Schilling Hydraulic Robot”. *Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Control Applications*, Pp. 294–299, outubro 1997.
- Lischinsky, P., Canudas-de-Wit, C., e Morel, G. “Friction Compensation for an Industrial Hydraulic Robot”. *IEEE Control Systems*, fevereiro, pp.25-32, 1999.
- Liu, S., Bobrow, J., “An Analysis of a Pneumatic Servo System and its Application to a Computer-controlled Robot”. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 110, setembro 1988.
- Mannetje, J.J. “Pneumatic Servo Design Method Improves System Bandwidth Twenty Fold”. *Control Engineering*, pp. 79-83, junho 1981.

- Maré, J.-C., Geider, O., Colin, S., “An Improved Dynamic Model of Pneumatic Actuators”. *International Journal of Fluid Power*, n° 2, pp.39-47, 2000.
- Martin, H., “The Design of Hydraulic Components and Systems”. Ellis Horwood Limited, Great Britain, 1995.
- McDonell, B.W., “Modeling, Identification, and Control of a Pneumatically Actuated Robotic Manipulator”. PhD. Thesis, University of California, Irvine, 1996.
- McDonell, B.W., Bobrow, J.E., “Adaptive Tracking Control of an Air Powered Robot Actuator”. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 115, pp. 427-433, setembro 1993.
- McDonell, B.W., Bobrow, J.E., “Modeling, Identification, and Control of a Pneumatically Actuated Robot”. *Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Vol. 1, pp. 124–129, 1997.
- Merritt, H. E., “Hydraulic Control Systems”. John Wiley & Sons, New York, NY, 1967.
- Misovec, K.M., Annaswamy, A.M., “Friction Compensation Using Adaptive Nonlinear Control With Persistent Excitation”. *Proceedings of the 1998 American Control Conference*, Vol. 3, 1998, pp.1483–1487.
- Moore, P., Pu, J. S., “Pneumatic Servo Actuator Technology”, IEEE Colloquium on Actuator Technology: Current Practice and New Developments, No: 110, pp.3/1-3/6, 1996.
- Moran, A., Nakadai, S., Nagai, M., “Analysis of Computer-Controlled Pneumatic Servo System for Robotic Applications”. *Proceedings of the 1990 IEEE International Workshop on Intelligent Robots and Systems, IROS'90, Towards a New Frontier of Applications*, Vol.2, pp. 897–902, 1990.
- Noble, B. e Daniel, J.W., “Álgebra Linear Aplicada”. Prentice Hall do Brasil LTDA., Rio de Janeiro, RJ, 1986.
- Noritsugu, T., Takaiwa, M., “Robust Positioning Control of Pneumatic Servo System With Pressure Control Loop”. *Proceedings of the 1995 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Vol. 3, pp. 2613 –2618, 1995.
- Northrup, S., Sarkar, N. e Kawamura, K., “Biologically-Inspired Control Architecture for a Humanoid Robot” *2001 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, IROS 2001, Maui, Hawaii, outubro 2001.*
- Nouri, B., AI-Bender, F., Swevers, J., Vanherck P. e Van Brussel, H., “Modeling a Pneumatic Servo Positioning System With Friction”. *Proceedings of the ACC 2000*, pp. 1067-1071, 2000.
- Ogata, K., “Engenharia de Controle Moderno”. Prentice Hall do Brasil LTDA., Rio de Janeiro, RJ, 1998.
- Okiyama, K., Ichiryu, K. “Study of Pneumatic Motion Base Control Characteristics”. *Proceedings of The Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, ICFP'2001*, pp.228-232, Hangzhou, China, 2001.
- Olsson, H., Astrom, K.J., “Observer-based Friction Compensation”. *Proceedings of the 35th IEEE Conference on Decision and Control*, Vol. 4, pp. 4345– 4350, 1996.
- Pandian, S.R., Takemura, F., Hayakawa, Y., Kawamura, S., “Control Performance of an Air Motor - Can Air Motors Replace Electric Motors?” *Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Vol. 1, pp. 518 – 524, 1999.
- Pandian, S.R., Hayakawa, Y., Kanazawa, Y., Kamoyama, Y., Kawamura, S., “Practical Design of a Sliding Mode Controller for Pneumatic Actuators”. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 119, pp. 666-674, 1997.

- Pandian, S.R., Leda, K., Kamoyama, Y., Kawamura, S., "Modeling and Control of a Pneumatic Rotary Actuator". *Power Transm. and Motion Control, Univ. of Bath, PTMC'98, UK, 1998.*
- Paul, A.K., Mishra, J.E., Radke, M.G., "Reduced Order Sliding Mode Control for Pneumatic Actuator". *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 2, nº 3pp.271–276, setembro 1994.
- Paul, A.K., Mishra, J.K., Radke, M.G., "Sliding Mode Control of Pneumatic Actuator for Robotic Application". *Proceedings of the 1993 IEIEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, IROS '93, Vol. 2, pp. 1268 – 1275, 1993.*
- Perondi, E.A., Guenther, R., "Controle em Malha Fechada de um Servoposicionador Pneumático". *Anais do XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – COBEM99. Águas de Lindóia, SP, Brasil, 1999a.*
- Perondi, E.A. e Guenther, R.. "Controle com compensação de atrito de um servoposicionador Pneumático". *Anais do IV Congresso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, CIDIM '99, Santiago, Chile, 1999b.*
- Perondi, E.A. e Guenther, R. "Controle de um Servoposicionador Pneumático por Modos Deslizantes". *Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM/2000, Natal, Brasil, 2000a.*
- Perondi, E.A. e Guenther, R.. "Control of a Servopneumatic Drive with Friction Compensation" *1st FPNI – PhD Symposium, Fluid Power Net International, Hamburgo, 20-22, setembro 2000b.*
- Perondi, E.A. e Guenther, R. "Modelagem de um servoposicionador pneumático com atrito". *II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM/2002, João Pessoa, PB, Brasil, 2002 (a ser publicado).*
- Pinches, M. J. e Callear, B. J., "Power Pneumatics". Prentice Hall Europe, 1996.
- Pu, J., Weston, R.H., e Moore, P.R., "Digital Motion Control and Profile Planning for Pneumatic Servos". *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 114, pp. 634-640, dezembro 1992.
- Pu, J., Moore, P. R., Harrison, R., Weston, R.H., "A Study of Gain-Scheduling Method for Controlling the Motion of Pneumatic Servos". *Proceedings of Sixth Bath International Fluid Power Workshop*, pp. 193-210, 1993.
- Pu, J., Wang, J.H., Moore, P. R., Wong, C.B., "A New Strategy for Closed-loop Control of Servo-Pneumatic System with Improved Energy Efficiency and System Response". *The Fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'97. Linköping, Sweden, maio 1997.*
- Ramasubramanian, A., Ray, L.R., "Adaptive Friction Compensation Using Extended Kalman-Bucy Filter Friction Estimation: a Comparative Study". *Proceedings of the 2000 American Control Conference*, Vol. 4, 2000, pp. 2588–2594.
- Repperger, D.W., Johnson, K.R., Phillips, C.A., "A VSC Position Tracking System Involving a Large Scale Pneumatic Muscle Actuator". *Proceedings of the 37th IEEE Conference on Decision and Control*, Vol. 4, pp. 4302–4307, 1998.
- Ribar, Z.B., Ladic, D.V., Nauparac, D.B., "Practical Tracking Control of Electro-Pneumatic Piston Drive". *Power Transmission and Motion Control, University of Bath, PTMC'98, UK, 1998.*
- Richard, E., Scavarda, S. "Comparison Between Linear and Nonlinear Control of an Electropneumatic Servovalve". *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Transaction of the ASME, Vol. 118, p. 245-252, 1996.

- Richardson, R., Plummer, A.R., Brown, M.D., “Self-tuning Control of a Low-friction Pneumatic Actuator under the Influence of Gravity”. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 9, n° 2, pp. 330 –334, março 2001.
- Russell, J.D., Kotwicki, A.J., Mattson, K., “Time Optimal Pneumatic Valve Control System”. *Proceedings of the 1999 American Control Conference*, Vol. 1, pp. 227–231, 1999.
- Sankaranarayanan, S., Khorrami, F., “Model Independent Friction Compensation”, *Proceedings of the 1998 American Control Conference*, Vol. 1, pp. 463–467, 1998.
- Santos, E.A.P., “Análise Teórico Experimental de um Posicionador Pneumático”. Dissertação de mestrado, CPGEM, Centro Tecnológico, UFSC, Florianópolis, 1996.
- Scavarda, S., Sesmat, S., “Some Structural Comparative Elements Between Electric, Pneumatic, and Hydraulic Actuating Systems”. *Power Transmission and Motion Control, University of Bath, PTMC'98, UK*, 1998.
- Scavarda, S., Thomasset, D. “Modeling And Control Of Electropneumatic Systems: An Overview of Recent French Contributions”. *International Conference on Control '96*, UKACC, Vol. 2, pp.1462 –1467, setembro 1996.
- Scheidl, R. Garstenauer, M. Manhartsgruber, B. Riha, G. “Present State and Future Development in Mechatronics and its Effect on Fluid Power System”. *Developments in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators*, Garbacik, A. and Stecki, J. S. editors, pp.155-180, published by Fluid Power Net Publications, Cracóvia, Polônia, 2000.
- Shen, T., Tamura, K., Henmi, N., Nakazawa, T., “Robust Model Following Controller Applied to Positioning of Pneumatic Control Valve With Friction”. *Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Control Applications*, Vol. 1, pp. 512 –516, 1998.
- Shih, M-c. e Lu, C-s., “Pneumatic Servomotor Drives a Ball-screw With Fuzzy-sliding Mode Position Control. *Proceedings of the 1993 International Conference on Systems, Man and Cybernetics*, Systems Engineering in the Service of Humans, Vol.3, pp. 50 –54, 1993.
- Shih, M-c. e Huang, C-g., “Fuzzy PWM Control of the Positions of a Pneumatic Robot Cylinder using High Speed Solenoid Valve”. *JSME – Japan Society of Mechanical Engineers International Journal*, Series C, Vol. 40, n°3, pp.469-476, 1997.
- “Simulink, Dynamic system simulation software”. User’s guide. Release notes version 1.3. The MathWoks, Inc., julho 1994.
- Slotine, J-J.E., Li, W., “Adaptive Manipulator Control: A Case Study”. *IEEE Transaction on Automatic Control*, Vol. 33, N° 11, pp. 995-1003, novembro 1988.
- Slotine, J-J.E., Li, W., “Applied Nonlinear Control”. Prentice-Hall International Inc., 1991.
- Song, J., Bao, X., Ishida, Y., “An Application of MNN Trained by MEKA for the Position Control of Pneumatic Cylinder”. *International Conference on Neural Networks*, Vol. 2, pp. 829 –833, 1997.
- Sorli, M., Gastaldi, L. e Quaglia, G., “CAEPneum: a Simulation Tool on Pneumatic Elements and Systems Developed in MATLAB”. *The Fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power*, SICFP'97, pp.319-334, Linköping, Sweden, maio 1997.

- Spiegel, M. R., “Manual de Fórmulas e Tabelas Matemáticas”, Coleção Schaum, McGraw-Hill, São Paulo, SP, 1973.
- Stecki, J., “Fluid power – a way forward”. *Developments in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators*, Garbacik, A. and Stecki, J. S. editors, pp.37-65, published by Fluid Power Net Publications, Cracóvia, Polônia, 2000.
- Stewart, P., “Pneumatica e Hidráulica”. Editora Hemus Ltda, 3ª edição, São Paulo, SP - 1984.
- Stoll, K. , “New Developments in Pneumatics”. *Proceedings of The Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control*, ICFP’2001. pp.34-40, Hangzhou, China, 2001.
- Streeter, V. L., “Mecânica dos Fluidos”. McGraw-Hill, São Paulo, 1981.
- Su, W.-C., Kuo, C.-Y., “Variable Structure Control of a Rodless Pneumatic Servoactuator with Discontinuous Sliding Surfaces”. *Proceedings of the 2000 American Control Conference*, Vol.3, pp.1617 –1621, 2000.
- Surgenor, B. W., Vaughan, N. D. “Continuous Sliding Mode Control of a Pneumatic Actuator”. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Transaction*, Vol. 119, pp. 578-581, setembro 1997.
- Surgenor, B. W., Vaughan, N. D. e Uebing, M., “Continuous Sliding Mode Control of a Pneumatic Positioning System”. Design and Performance. *Proceedings of Eighth Bath International Fluid Power Workshop*, pp. 270-285, 1995.
- Swevers, J., Al-Bender, F., Ganseman, C.G., Projogo, T., “An Integrated Friction Model Structure with Improved Presliding Behavior for Accurate Friction Compensation”. *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 45 n° 4, pp. 675–686, abril 2000.
- Tafazoli, S., de Silva, C.W., Lawrence, P.D., “Position and Force Control of an Electrohydraulic Manipulator in the Presence of Friction”. *The 1995 IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics*, Intelligent Systems for the 21st Century, Vol. 2, pp. 1687 –1692, 1995.
- Tafazoli, S., Silva, C. W., Lawrence, P.D., “Tracking Control of an Electrohydraulic Manipulator in the Presence of Friction”. *IEEE Transaction on Control Systems Technology* , Vol. 6, pp 401-411, maio 1998.
- Takemura, F., Pandian, S.R., Nagase, Y., Mizutani, H., Hayakawa, Y., Kawamura, S., “Control of a Hybrid Pneumatic/electric Motor”. *Proceedings of the 2000 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems* , IROS 2000, Vol. 1, pp. 209 –214, 2000.
- Tan, Y., Kanellakopoulos, I., “Adaptive Nonlinear Friction Compensation with Parametric Uncertainties”. *Proceedings of the 1999 American Control Conference*, Vol. 4, pp. 2511–2515, 1999.
- Tanaka, K., Yamada, Y., Shimizu, A., Shibata, S., “Multi-rate Adaptive Pole-placement Control for Pneumatic Servo System with Additive External Forces”. *Proceedings of the 4th International Workshop on Advanced Motion Control*, AMC '96-MIE, Vol.1, pp. 213 –218, 1996.
- Tang, J., Walker, G., “Variable Structure Control of a Pneumatic Actuator”. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol.117, pp. 88-92, 1995.
- Takaiwa, M. e Noritsugo, T., “Application of Pneumatic Parallel Manipulator as Haptic Human Interface”. *Proceedings of the 1999 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, pp.185-190, Atlanta, USA, setembro 1999.

- Thomasset, D., Richard, E., Scavarda, S., Lin, X.F., Sesmat, S., Bouhal, A., “Control of an Electro-pneumatic Servodrive: a State-affine or a Sliding Approach”. *IFAC World Congress*, Sydney, 1993.
- Tomei, P., “Robust Adaptive Friction Compensation for Tracking Control of Robots”. *Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Control Applications*, Vol.1, pp. 875–880, 1999.
- Tsagarakis, N., Caldwell, D.G., Medrano-Cerda, G.A., “A 7 DOF Pneumatic Muscle Actuator (pMA) Powered Exoskeleton”. *The 8th IEEE International Workshop on Robot and Human Interaction*, RO-MAN '99, pp. 327 –333, 1999.
- Uebling, M., Vaughan, M.D., Surgenor, B.W. “On Linear Dynamic Modeling of a Pneumatic Servo System”. *The fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power*, SICFP'97, Linköping, Sweden, pp. 363-378, 1997.
- Utkin, V.I., “Discontinuous Control Systems: State of Art in Theory and Applications”. *IFAC World Congress on Automatic Control. Preprints*, Munich, v.1, pp75-94, 1987.
- Utkin, V.I., “Sliding Modes and Their Application in Variable Structure Systems”. MIR Publishers, Moscow, 1978.
- Van Varseveld, R.B., Bone, G.M., “Accurate Position Control of a Pneumatic Actuator Using On/Off Solenoid Valves”. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 2 n°3, pp. 195–204, setembro 1997.
- Van Varseveld, R.B., Bone, G.M., “Accurate Position Control of a Pneumatic Actuator Using On/Off Solenoid Valves”. *Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Vol. 2, pp. 1196–1201, 1997.
- Vidyasagar, M., “Nonlinear Systems Analysis”, 2ª ed. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1993.
- Vieira, A.D., “Análise Teórico Experimental de Servoposicionadores Lineares Pneumáticos”. Dissertação de mestrado, CPGEM, Centro Tecnológico, UFSC, Florianópolis, 1998.
- Virvalo, T., Koskinen, H., “Electro-pneumatic Servo System Design”. *Power international*, U.K., pp. 272-275, 1988.
- Virvalo, T., “Designing a Pneumatic Position Servo System”. *Power international*, U.K., pp. 141-147, 1989.
- Virvalo, T., “Modeling and Design of a Pneumatic Position Servo System Realized with Commercial Components”. PhD Thesis, Tampere, Finland, 1995.
- Virvalo, T., “Nonlinear Model of Analog Valve”. *The Fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power*, SICFP'97. Linköping, Suécia, maio 1997.
- Virvalo, T. “The Influence of Servo Valve Size on the Performance of a Pneumatic Position Servo”. *Proceedings of The Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control*, ICFP'2001, pp.244-248, Hangzhou, China, 2001.
- Wang, J., Pu, J., Moore, P.R. e Zhang, Z., ., “Modeling and Servocontrol of Air Motor Systems”. *Int. Journal of Control*, Vol. 71, n°3, pp.459-476, 1998.
- Wang, Z., Melkote, H., Khorrani, F., “Robust Adaptive Friction Compensation in Servo-drives Using Position Measurement Only”. *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Control Applications*, pp. 178–183, 2000.
- Wang, J., Wang, D.J.D., Moore, P.R., Pu, J., “Modeling Study, Analysis and Robust Servocontrol of Pneumatic Cylinder Actuator Systems”. *IEEE Proceedings on Control Theory and Applications*, Vol. 148, n° 1, pp. 35 –42, janeiro 2001a,.

- Wang, X. G., Kim, C. K-h., “Improved Control of Pneumatic Lumber-handling Systems”. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 9, n° 3, pp. 458–472, maio 2001b.
- Wei, X., Gang, B. e Zuwen, W., “Study od CAD Software for Pneumatic Driving System”. *Proceedings of The Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control*, ICFP’2001. pp.195-199, Hangzhou, China, 2001.
- Wikander, J. “Adaptive Control of Pneumatic Cylinder”. Dr. Thesis, Stockholm, 1988.
- Williams, R.A., Burnham, K.J., Webb, A.C., “Developments for an Oleo-pneumatic Active Suspension”. *Proceedings of the 1996 IEEE International Symposium on Computer-Aided Control System Design*, pp. 44-49, 1996.
- Xiang, P., Jiajin, Z., Jilong, Y., Jian, R. “2D Pneumatic Digital Servo Valve”. *Proceedings of The Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control*, ICFP’2001. pp.186-189, Hangzhou, China, 2001.
- Xiong, W., Gang, B., Zuwen, W. “Study of CAD Software for Pneumatic Driving System”. *Proceedings of The Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control*, ICFP’2001, pp.223-227, Hangzhou, China, 2001.
- Xu, L., Yao, B., “Adaptive Robust Control of Mechanical Systems with Nonlinear Dynamic Friction Compensation”. *Proceedings of the 2000 American Control Conference*, Vol. 4, pp. 2595–2599, 2000.
- Ye, N., Betemps, M., Scavarda, S., Jutard, A., “A Servocontrolled Pneumatic Actuator for Small Movement - Application to an Adaptive Gripper”. *The Fifth International Conference on Advanced Robotics*, ICAR 91, Robots in Unstructured Environments, Vol.2, pp. 1582 –1585, 1991.
- Yi, B.-J., Ra, H.Y., Lee, J.H., Hong, Y.S., Park, J.S., Oh, S.-R., Suh, I.H., Kim, W.K. “Design of a Parallel-type Gripper Powered by Pneumatic Actuators”. *Proceedings of the 2000 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, IROS 2000, Vol.1, pp. 689–695, 2000.
- Zeller, M., Sharma, R., Schulten, K., “Motion Planning of a Pneumatic Robot Using a Neural Network”. *IEEE Control Systems Magazine*, Vol. 17 n° 3, pp. 89–98, junho 1997.
- Zhou, H. “PROPNEU – An Intelligent Software Tool”. *Proceedings of The Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control*, ICFP’2001, pp.205-208, Hangzhou, China, 2001.

Apêndices

APÊNDICE 1

Inversão e solução das Funções de Tensão

Este anexo descreve os procedimentos de obtenção do sinal de controle necessário para abrir os orifícios de passagem da servoválvula de modo que a vazão fornecida pelo subsistema pneumático desempenhe a força desejada, calculada através da lei de seguimento no subsistema mecânico.

1. Obtenção da Tensão de Controle Através da Inversa das Funções de Tensão

A obtenção da tensão de controle se dá através da inversão das funções vazão mássica/sinal de controle da servoválvula e baseia-se nas curvas estáticas apresentadas na Fig. 2.8 que relacionam vazão mássica com a pressão e a tensão de controle.

Estas funções são descritas pelas seguintes expressões de acordo com a direção desejada para o deslocamento do pistão do cilindro pneumático

$$\left. \begin{aligned} q_{m1}^{ench} &= [q_{m1}]_{\max}^{ench} f_{p1}^{ench}(\bar{p}_1) f_{u1}^{ench}(\bar{u}) \\ q_{m2}^{exau} &= [q_{m2}]_{\max}^{exau} f_{p2}^{exau}(\bar{p}_2) f_{u2}^{exau}(\bar{u}) \end{aligned} \right\} \hat{u} \geq 0 \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} q_{m1}^{exau} &= [q_{m1}]_{\max}^{exau} f_{p1}^{exau}(\bar{p}_1) f_{u1}^{exau}(\bar{u}) \\ q_{m2}^{ench} &= [q_{m2}]_{\max}^{ench} f_{p2}^{ench}(\bar{p}_2) f_{u2}^{ench}(\bar{u}) \end{aligned} \right\} \hat{u} < 0 \quad (2)$$

As funções de tensão f_{ui} de enchimento e exaustão são aproximadas pelas equações cúbicas apresentadas na Fig. 2.8 e podem ser escritas de forma genérica como

$$f_{ui}(\bar{u}) = (A_i \bar{u}^3 + B_i \bar{u}^2 + C_i \bar{u} + D_i) \quad (3)$$

Através dos gráficos da Fig. 2.8 é possível verificar que as 4 funções cúbicas da tensão apresentam uma raiz real no intervalo (0,1). A utilização das funções na forma da Eq. (3) em (1) e (2) resulta em

$$\left. \begin{aligned} q_{m1}^{ench} &= [q_{m1}]_{\max}^{ench} f_{p1}^{ench}(\bar{p}_1)(A_{u1}^{ench} \bar{u}^3 + B_{u1}^{ench} \bar{u}^2 + C_{u1}^{ench} \bar{u} + D_{u1}^{ench}) \\ q_{m2}^{exau} &= [q_{m2}]_{\max}^{exau} f_{p2}^{exau}(\bar{p}_2)(A_{u2}^{exau} \bar{u}^3 + B_{u2}^{exau} \bar{u}^2 + C_{u2}^{exau} \bar{u} + D_{u2}^{exau}) \end{aligned} \right\} \hat{u} \geq 0 \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} q_{m1}^{exau} &= [q_{m1}]_{\max}^{exau} f_{p1}^{exau}(\bar{p}_1)(A_{u1}^{exau} \bar{u}^3 + B_{u1}^{exau} \bar{u}^2 + C_{u1}^{exau} \bar{u} + D_{u1}^{exau}) \\ q_{m2}^{ench} &= [q_{m2}]_{\max}^{ench} f_{p2}^{ench}(\bar{p}_2)(A_{u2}^{ench} \bar{u}^3 + B_{u2}^{ench} \bar{u}^2 + C_{u2}^{ench} \bar{u} + D_{u2}^{ench}) \end{aligned} \right\} \hat{u} < 0 \quad (5)$$

Lembrando que os volumes das câmaras são expressos por $V_1 = Ay + V_{01}$ e $V_2 = A(L - y) + V_{02}$, pode-se reescrever a Eq.(2.11) como

$$\frac{\hat{u}V_1V_2}{ArRT} = q_{m1}V_1 - q_{m2}V_2 \quad (6)$$

assim, substituindo (4) e (5) na Eq. (6) obtém-se,

$$\begin{aligned} \frac{\hat{u}V_1V_2}{ArRT} &= \left[[q_{m1}]_{\max}^{ench} f_{p1}^{ench}(\bar{p}_1)(A_{u1}^{ench} \bar{u}^3 + B_{u1}^{ench} \bar{u}^2 + C_{u1}^{ench} \bar{u} + D_{u1}^{ench}) \right] V_2 + \\ &\left[[q_{m2}]_{\max}^{exau} f_{p2}^{exau}(\bar{p}_2)(A_{u2}^{exau} \bar{u}^3 + B_{u2}^{exau} \bar{u}^2 + C_{u2}^{exau} \bar{u} + D_{u2}^{exau}) \right] V_1, \quad \hat{u} \geq 0 \end{aligned} \quad (7)$$

e

$$\begin{aligned} \frac{\hat{u}V_1V_2}{ArRT} &= \left[[q_{m1}]_{\max}^{exau} f_{p1}^{exau}(\bar{p}_1)(A_{u1}^{exau} \bar{u}^3 + B_{u1}^{exau} \bar{u}^2 + C_{u1}^{exau} \bar{u} + D_{u1}^{exau}) \right] V_2 + \\ &\left[[q_{m2}]_{\max}^{ench} f_{p2}^{ench}(\bar{p}_2)(A_{u2}^{ench} \bar{u}^3 + B_{u2}^{ench} \bar{u}^2 + C_{u2}^{ench} \bar{u} + D_{u2}^{ench}) \right] V_1, \quad \hat{u} < 0 \end{aligned} \quad (8)$$

Os valores das funções de pressão ($f_{p_i}(\bar{p}_i)$) nas equações (7) e (8) são calculados para cada instante através das funções cúbicas de interpolação apresentadas na Fig. 2.8, as vazões mássicas para cada caso e demais constantes são conhecidas e os volumes internos V_1 e V_2 das câmaras do cilindro podem ser calculados através da posição medida y do êmbolo. Isto resulta em que, para cada caso de direção desejada do movimento, ter-se-á uma combinação linear de duas equações cúbicas dependentes do pseudo-sinal de controle \hat{u} que deverá ser resolvida para o sinal de controle normalizado \bar{u} no intervalo (0,1). Sabe-se da álgebra básica que a combinação linear de duas equações cúbicas resulta em uma terceira equação cúbica. Será mostrado na seqüência que as equações cúbicas (7) e (8) também possuem uma raiz real no intervalo (0,1).

2. Posição da Raiz Real da Combinação Linear das Equações Cúbicas

Mostra-se nesta seção que a combinação linear de duas equações cúbicas que possuem uma raiz real no intervalo (0,1), como em (7) e (8), apresenta uma raiz real que está localizada no eixo das abscissas em uma posição intermediária entre as raízes das equações individuais que compõem a combinação linear. Seja a situação em que $\hat{u} = 0$, define-se \bar{u}_1 e \bar{u}_2 como as raízes reais das equações f_{u_1} e f_{u_2} no intervalo (0,1). Mostra-se a seguir que a raiz \bar{u}_3 da equação cúbica resultante de uma combinação linear de f_{u_1} e f_{u_2} é tal que $\bar{u}_3 \in (\bar{u}_1, \bar{u}_2)$.

Estuda-se, por exemplo, o caso da Eq. (8). Definindo-se as constantes $C_1 = [q_{m1}]_{\max}^{exau} f_{p1}^{exau}(\bar{p}_1)V_2$ e $C_2 = [q_{m2}]_{\max}^{ench} f_{p2}^{ench}(\bar{p}_2)V_1$, tem-se para o caso em que $\hat{u} = 0$,

$$C_1 f_{u_1}(\bar{u}) + C_2 f_{u_2}(\bar{u}) = f_{u_3}(\bar{u}) \quad (9)$$

Onde $f_{u_3}(\bar{u})$ é o polinômio de 3^a ordem resultante da combinação linear. Como as raízes de uma equação polinomial multiplicada por uma constante mantêm-se as mesmas, assim, quando $\bar{u} = \bar{u}_1$ na Eq. (9), $f_{u_3}(\bar{u}_1) = C_2 f_{u_2}(\bar{u}_1)$. Da mesma forma, quando $\bar{u} = \bar{u}_2$, $f_{u_3}(\bar{u}_2) = C_1 f_{u_1}(\bar{u}_2)$. Supondo agora que a raiz da função f_{u_2} está à direita da raiz de f_{u_1} , ou seja, $\bar{u}_2 > \bar{u}_1$ tem-se uma situação em que

$f_{u_3}(\bar{u}_1) = C_2 f_{u_2}(\bar{u}_1) < 0$ e $f_{u_3}(\bar{u}_2) = C_1 f_{u_1}(\bar{u}_2) > 0$ (veja Fig. 1). Como ocorre uma troca de sinal da função $f_{u_3}(\bar{u})$ no intervalo entre (\bar{u}_1, \bar{u}_2) , conclui-se que existe ao menos uma raiz real \bar{u}_3 de $f_{u_3}(\bar{u})$ de forma que $\bar{u}_3 \in (\bar{u}_1, \bar{u}_2)$.

Na Fig. 1 apresenta-se em exemplo, no qual $f_{u_3}(\bar{u}) = f_{u_1}(\bar{u}) + f_{u_2}(\bar{u})$.

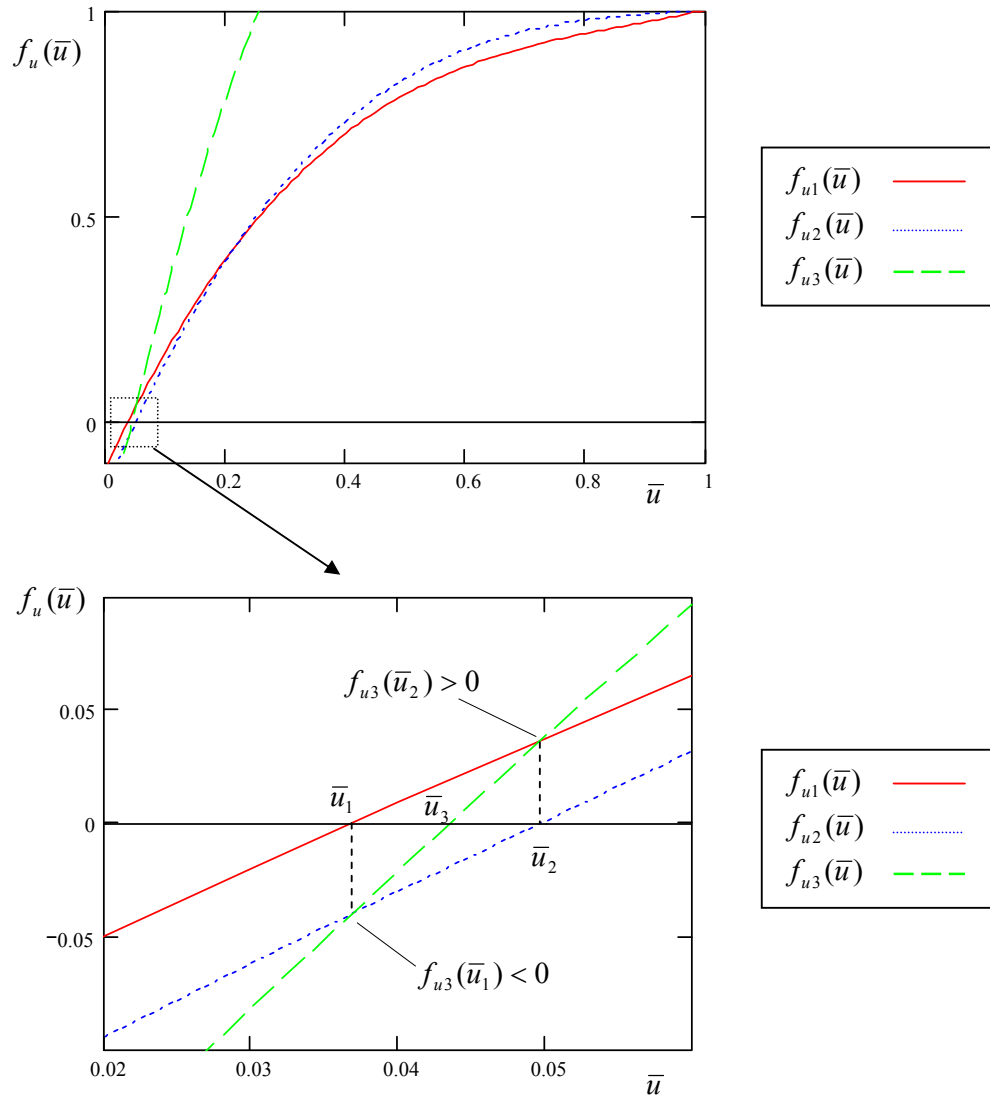


Figura 1 Posição da raiz real de uma equação polinomial formada pela combinação linear de duas equações cúbicas.

Apresenta-se na seqüência a formulação que permite o cálculo explícito das raízes reais das equações (7) e (8).

3. Solução da Equação Cúbica

A solução das equações cúbicas está dada em Spiegel (1973). Um estudo mais detalhado pode ser encontrado em Kurosh (1977).

A equação (7) (ou (8)) com $\hat{u} = 0$ pode ser normalizada e colocada na seguinte forma:

$$\bar{u}^3 + a_1\bar{u}^2 + a_2\bar{u} + a_3 = 0 \tag{10}$$

A partir de (10) definem-se $Q = \frac{3a_2 - a_1^2}{9}$, $R = \frac{9a_1a_2 - 27a_3 - 2a_1^3}{54}$,

$D = Q^3 + R^2$ e também $S = \sqrt[3]{R + \sqrt{D}}$ e $T = \sqrt[3]{R - \sqrt{D}}$.

Os tipo de raízes podem ser determinadas através do discriminante D . Assim, se $D > 0$, tem-se uma raiz real e duas conjugadas complexas. Se $D = 0$ todas as raízes são reais e ao menos duas são iguais. Se $D < 0$, todas as raízes são reais e diferentes entre si. Os valores de D para as 4 funções de interpolação utilizadas para definir as funções de tensão estão apresentadas na Tabela 1 abaixo.

Tabela 1 Discriminantes das equações de 3º grau das funções de tensão.

Caso	$f_{u1}^{ench}(\bar{u})$	$f_{u1}^{exau}(\bar{u})$	$f_{u2}^{ench}(\bar{u})$	$f_{u2}^{exau}(\bar{u})$
valor de D	0,1651>0	0,1486>0	0,1762>0	0,1718>0

Assim, cada uma das 4 funções $f_u(\bar{u})$ da Fig. 2.8 possuem duas raízes conjugadas complexas e uma raiz real que pode ser explicitada por (Spiegel, 1977)

$$\bar{u}_3 = \left[S + T - \frac{1}{3}a_1 \right] \tag{11}$$

que é utilizada na implementação para o cálculo explícito da inversa da combinação linear das funções de tensão (equações (7) e (8)). É fácil verificar que como V_1 e V_2 são sempre positivas, estas equações terão também apenas uma raiz real.

APÊNDICE 2

Obtenção da Dinâmica das Pressões nas Câmaras do Cilindro Através da Equação da Continuidade e Detalhamento do Equacionamento da vazão Mássica de Fluidos Compressíveis Através de Orifícios

Na primeira parte deste anexo são descritos os procedimentos para a obtenção das equações de estado nas câmaras do cilindro através da equação da continuidade. Isto é realizado principalmente com o objetivo de compatibilizar o equacionamento apresentado no Capítulo 2 deste trabalho com o utilizado pelo LASHIP (Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos da Universidade Federal de Santa Catarina).

Na segunda parte deste anexo aborda-se o equacionamento da vazão mássica de fluidos compressíveis através de um estrangulamento na linha de passagem. O objetivo é o de detalhar todos os passos necessários para a obtenção da Eq. (2.14).

1. Equação da Continuidade no Atuador

Uma alternativa ao uso da equação de equilíbrio energético (Eq. (2.1)) para a obtenção da dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro é através do uso da equação da continuidade. Este equacionamento baseia-se no princípio de conservação da massa no interior de um volume de controle nas câmaras do atuador (veja Santos, 1996, por exemplo).

Seja vc o volume de controle e sc a superfície de controle por onde ocorre a passagem do fluido, o princípio de conservação da massa no volume de controle de fronteira variável pode ser formulado da seguinte forma (Fox e McDonald, 1981):

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV = \int_{sc} \rho \vec{y} d\vec{A} \quad (1)$$

Esta expressão indica que a taxa de acúmulo de massa no interior do volume de controle corresponde à diferença entre a vazão mássica que entra e a que sai através da superfície de controle. Sendo Δq_m a diferença líquida entre a vazão mássica que entra e a vazão mássica que sai, pode-se escrever,

$$\Delta q_m = \frac{\partial}{\partial t} (\rho V) = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dp} \frac{dp}{dt} \quad (2)$$

Na Eq.(2), o termo $\rho \frac{dV}{dt}$ representa a taxa de acúmulo de massa no volume de controle devido a sua variação e o termo $V \frac{d\rho}{dp} \frac{dp}{dt}$ representa o acúmulo de massa no volume de controle devido à compressibilidade do ar.

O módulo de elasticidade volumétrica do ar a temperatura constante (*isothermal bulk modulus*) β pode ser definido como a relação entre a variação da pressão aplicada sobre um volume de controle com relação à sua variação volumétrica. Assim, uma maneira conveniente de expressar β é através de

$$\beta = -\frac{dp}{dV/V} \quad (3)$$

Como, para massa constante $\frac{dV}{V} = -\frac{d\rho}{\rho}$, tem-se

$$\beta = \rho \frac{dp}{d\rho} \quad (4)$$

que, substituída na Eq. (2), resulta para ambas as câmaras

$$q_m = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{\rho}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (5)$$

O módulo de elasticidade volumétrica para processos adiabáticos reversíveis é dado em função da relação de calores específicos $r = C_p / C_v$ na forma,

$$\beta = rp \quad (6)$$

Assumindo processo isentrópico nas câmaras do cilindro e comportamento de gás perfeito para o ar, onde $\rho = p/(RT)$, a Eq. (5) pode ser reescrita como

$$q_m = \rho \frac{dV}{dt} + \frac{V}{rRT} \frac{dp}{dt} \quad (7)$$

ou

$$q_m = \rho A \dot{y} + \frac{V}{rRT} \dot{p} \quad (8)$$

Considerando que o volume total de cada câmara do cilindro é dado pela soma dos volumes variáveis das câmaras com os respectivos volumes mortos, pode-se obter as equações para a dinâmica das pressões para cada câmara do cilindro isolando \dot{p} na Eq. (7), ou seja,

$$\dot{p}_1 = -\frac{Ar\dot{y}}{Ay + V_{10}} p_1 + \frac{RrT}{Ay + V_{10}} q_{m1} \quad (9)$$

$$\dot{p}_2 = -\frac{Ar\dot{y}}{A(L-y) + V_{20}} p_2 + \frac{RrT}{A(L-y) + V_{20}} q_{m2} \quad (10)$$

onde L é o comprimento do curso útil do cilindro. As Eq. (9) e (10) são equivalentes às Eq. (2.2) e (2.3) apresentadas no Capítulo 2.

2. Equacionamento da Vazão Mássica para o Caso de Escoamento de Fluidos Compressíveis Através de Orifícios

A condição de escoamento de fluidos compressíveis através de um estrangulamento da seção de passagem está representado na Fig. 1, onde os sub-índices u e d significam situações a montante e a jusante com relação à seção de estrangulamento.

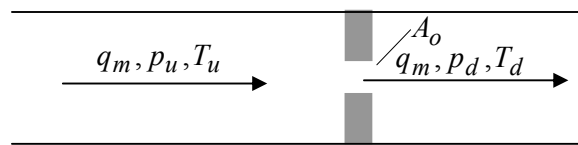


Figura 1. Volume de controle com domínio variável.

Utilizando-se o princípio de conservação da energia e considerando sem perdas o processo termodinâmico no estrangulamento, obtém-se,

$$mC_p(T_u - T_d) = \frac{mv_d^2}{2} - \frac{mv_u^2}{2} \quad (11)$$

onde m é a massa contida em um volume de controle na região de estrangulamento, C_p é o calor específico a pressão constante, e v_d e v_u são as velocidades médias do escoamento associadas, respectivamente, às vazões a jusante e a montante. A Eq. (11) caracteriza a transformação da energia calorífica em energia cinética que ocorre por conta do aumento da velocidade do escoamento na região de estrangulamento.

A partir da hipótese de que $v_u \ll v_d$, é estabelecida a condição de estagnação a montante, ou seja, $v_u \approx 0$, assim a Eq. (11) pode ser reescrita como,

$$C_p(T_u - T_d) = \frac{mv_d^2}{2} \quad (12)$$

Isolando a velocidade a jusante na Eq. (12), obtém-se,

$$v_d = \sqrt{2C_p(T_u - T_d)} \quad (13)$$

A medição da temperatura a jusante T_d é de difícil implementação, enquanto que a temperatura a montante T_u pode ser considerada a própria temperatura da vazão de suprimento que, por hipótese, é tomada como sendo igual à temperatura ambiente ($T_u = T_a = T$). Assim, é conveniente eliminar T_d da Eq. (13), o que pode ser feito a partir da equação dos gases perfeitos e da hipótese de que a transformação no estrangulamento é isentrópica.

A equação que define um processo de expansão ou compressão isentrópica pode ser escrita como

$$pV^r = K_n \quad (14)$$

onde K_n é uma constante e r é a relação de calores específicos.

Por outro lado, isolando a pressão na equação de gases perfeitos, obtém-se

$$p = \frac{mRT}{V} \quad (15)$$

Substituindo a Eq. (15) na Eq. (14) e isolando a temperatura T , obtém-se,

$$T = \frac{K_n V}{mRV^r} = \frac{K_n}{mRV^{(r-1)}} \quad (16)$$

que permite escrever

$$T_u = \frac{K_n}{mRV_u^{(r-1)}} \quad (17)$$

$$T_d = \frac{K_n}{mRV_d^{(r-1)}} \quad (18)$$

A razão entre as equações (17) e (18) resulta,

$$\frac{T_u}{T_d} = \left(\frac{V_d}{V_u}\right)^{r-1} = \left(\frac{V_u}{V_d}\right)^{1-r} \quad (19)$$

Por outro lado, a equação dos gases perfeitos pode ser escrita como,

$$\frac{p_u V_u}{T_u} = \frac{p_d V_d}{T_d} \quad (20)$$

de onde,

$$\frac{V_u}{V_d} = \frac{p_d T_u}{p_u T_d} \quad (21)$$

Substituindo a Eq. (21) na Eq. (19) obtém-se,

$$\frac{T_d}{T_u} = \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{r-1}{r}} = \left(\frac{p_u}{p_d}\right)^{\frac{1-r}{r}} \quad (22)$$

Isolando a temperatura a jusante na Eq. (22) resulta,

$$T_d = T_u \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{1-r}{r}} \quad (23)$$

Substituindo a Eq. (23) na Eq. (13) tem-se

$$v_d = \sqrt{2C_p T_u \left[1 - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{1-r}{r}} \right]} \quad (24)$$

A Eq. (24) indica que na condição de estagnação a velocidade de saída depende da relação entre os calores específicos, da temperatura a montante, do calor específico a pressão constante e da relação entre as pressões.

A vazão mássica é definida como a variação da massa no volume de controle ao longo do tempo, ou seja $q_m = dm/dt$. A massa contida em um volume de controle é dada, por sua vez, como $m = \rho V$. Assumindo-se o volume de controle na região de estrangulamento com forma cilíndrica de área de passagem do fluido $A_o(u)$ e com comprimento x , o volume pode ser expresso por $V = A_o(u)x$. Assumindo-se ainda a hipótese de que em regime permanente $d\rho/dt = 0$, a vazão mássica a jusante pode ser expressa por

$$q_m = \frac{d(\rho_d V)}{dt} = \rho_d A_o(u) \frac{dx}{dt} = \rho_d A_o(u) v_d \quad (25)$$

A relação entre as massas específicas a montante e jusante pode ser equacionada utilizando as equações (19) e (22), de onde obtém-se facilmente a seguinte expressão para a relação entre os volumes e as pressões,

$$\frac{V_u}{V_d} = \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{1}{r}} \quad (26)$$

que pode ser reescrita como

$$\frac{1}{V_d} = \frac{1}{V_u} \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{1}{r}} \quad (27)$$

Multiplicando a Eq. (27) por m , obtém-se a seguinte relação para as massas específicas a jusante e a montante,

$$\frac{m}{V_d} = \rho_d = \frac{m}{V_u} \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{1}{r}} = \rho_u \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{1}{r}} \quad (28)$$

A substituição da Eq. (28) e da Eq. (24) na Eq. (25), resulta

$$q_m = \rho_u A_o(u) \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{2C_p T_u \left[1 - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{1-r}{r}} \right]} \quad (29)$$

A partir da lei dos gases perfeitos, tem-se $\rho_u = p_u / (RT_u)$ e, utilizando a relação entre os calores específicos e a constante do gás $R = C_p - C_v$ (veja Streeter, 1981, por exemplo), obtém-se facilmente a expressão $C_p = Rr / (r - 1)$ para o calor específico a pressão constante. Substituindo-se estas expressões na Eq. (29) tem-se

$$q_m = \frac{p_u}{RT_u} A_o(u) \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{2 \frac{Rr}{r-1} T_u \left[1 - \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{1-r}{r}} \right]} \quad (30)$$

que pode ser reescrita facilmente como,

$$q_m = A_o(u) p_u \sqrt{\frac{2r}{(r-1)} \frac{1}{RT_u} \left[\left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{2}{r}} - \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{1+r}{r}} \right]} \quad (31)$$

que está de acordo com a Eq. (2.14).

APÊNDICE 3

Linearização das Equações de Estado

Este anexo descreve os procedimentos para obtenção das equações de estado lineares do sistema a partir do modelo não linear de 4ª ordem (equações 2.4, 2.5 e 2.6) e está organizado como segue: a seção 1 trata da linearização das funções das vazões nos orifícios de passagem na servoválvula. Na seção 2 aborda-se a linearização das equações das vazões mássicas nas câmaras do cilindro. A linearização e adaptação das equações de equilíbrio dinâmico no êmbolo do cilindro atuador são tratadas na seção 3. Finalmente, na seção 4 é apresentado o modelo linear de 4ª ordem enquanto que na seção 3.5 é apresentado o modelo linear reduzido de 3ª ordem.

1. Equações das Vazões Mássicas na Servoválvula

A linearização é realizada aqui através da expansão e truncamento da série de Taylor das funções não-lineares que descrevem o sistema e é efetuada em torno de um ponto médio de operação, caracterizado doravante pelo subíndice “i”. Para executar a linearização é necessário o uso da hipótese de que as características de escoamento da vazão do ar sejam consideradas simétricas nos dois sentidos de deslocamento do êmbolo. Utilizou-se na execução do presente equacionamento o caso em que a vazão dirige-se da câmara 1 para a câmara 2 do cilindro atuador, considerando a hipótese de que a vazão no sentido inverso apresenta características semelhantes. Este sentido de escoamento corresponde à situação em que a tensão de controle ocasiona uma abertura convencionalmente positiva na servoválvula e que corresponde à situação em que $p_1 > p_2$.

Considera-se ainda a hipótese de que as perdas de carga nas tubulações são baixas quando comparadas com as que ocorrem nas câmaras da válvula e que os volumes das câmaras da válvula são também muito pequenos com relação aos das câmaras do cilindro atuador. Isto permite considerar na modelagem que as vazões mássicas nos pórticos da servoválvula sejam tomadas como idênticas aos das respectivas câmaras do cilindro atuador e que as pressões nas câmaras do cilindro sejam, por sua vez, iguais às dos respectivos pórticos da servoválvula.

1.1 Equações Não-lineares das Vazões Mássicas na Válvula

São apresentados aqui, com pequenas adaptações, os equacionamentos das vazões que atravessam os orifícios de entrada da servoválvula (ligados à linha de suprimento) e das vazões que atravessam os orifícios de saída (ligados à linha de exaustão).

Lembrando que a equação das vazões mássicas nos orifícios das câmaras pode ser escrita genericamente como (Eq. (2.17)):

$$q_m(p_u, p_d, u) = [q_m]_{\max} f_p(p_u, p_d) f_u(u) \quad (1)$$

As funções $f_p(p_u, p_d)$ e $f_u(u)$ identificadas na servoválvula são diferentes para os casos de enchimento ou exaustão em cada câmara (resultando ao todo no conjunto de oito funções identificadas experimentalmente, ver Fig 2.8). Considerando as condições de simetria das vazões em ambas as direções, o conjunto reduz-se a quatro funções que caracterizam os efeitos médios em cada direção ($f_p^{ench}(p_i)$, $f_u^{ench}(u)$, $f_p^{exau}(p_i)$ e $f_u^{exau}(u)$). Assim, para o caso de enchimento da câmara 1 e exaustão da câmara 2, tem-se:

$$q_{m1}^{ench}(p_1, u) = [q_m^{ench}]_{\max} f_p^{ench}(p_1) f_u^{ench}(u) \quad (2)$$

$$q_{m2}^{exau}(p_2, u) = [q_m^{exau}]_{\max} f_p^{exau}(p_2) f_u^{exau}(u) \quad (3)$$

onde $[q_m^{ench}]_{\max}$ e $[q_m^{exau}]_{\max}$ são as vazões mássicas médias máximas de enchimento e exaustão na servoválvula.

1.2 Equações Lineares das Vazões Mássicas na Válvula

A linearização é realizada através da expansão por série de Taylor das equações do sistema em torno do ponto central de operação com seu truncamento no termo de primeira ordem.

Levando-se em consideração o caso em estudo, em que ocorre o enchimento da câmara 1 e esvaziamento da câmara 2, representa-se aqui, com o objetivo de simplificar a notação, as vazões nas câmaras 1 e 2 como $q_{m1} \equiv q_{m1}^{ench}$ e $q_{m2} \equiv q_{m2}^{exau}$. Utilizando esta notação, a expansão em série de Taylor da Eq. (2) resulta

$$\Delta q_{m1} = K_{q1} \Delta u + K_{p1} \Delta p_1 \quad (4)$$

onde, $K_{p1} = [q_m^{ench}]_{\max} \left. \frac{\partial q_{m1}}{\partial p_1} \right|_{\substack{p_{1i} \\ u_i \\ T_i}}$ é o coeficiente vazão-pressão, e $K_{q1} = [q_m^{ench}]_{\max} \left. \frac{\partial q_{m1}}{\partial u} \right|_{\substack{p_{1i} \\ u_i \\ T_i}}$

é o ganho de vazão (ou sensibilidade de vazão) dos orifícios de entrada. As constantes p_{1i} , u_i e T_i são os valores da pressão, tensão e temperatura no ponto de operação em torno do qual está-se linearizando o sistema. Expandindo também a Eq.(3), obtém-se

$$\Delta q_{m2} = K_{q2} \Delta u + K_{p2} \Delta p_2 \quad (5)$$

onde, como no caso anterior, $K_{p2} = [q_m^{exau}]_{\max} \left. \frac{\partial q_{m2}}{\partial p_2} \right|_{\substack{p_{2i} \\ u_i \\ T_i}}$ é o coeficiente vazão-pressão, e

$K_{q2} = [q_m^{exau}]_{\max} \left. \frac{\partial q_{m2}}{\partial u} \right|_{\substack{p_{2i} \\ u_i \\ T_i}}$ é o ganho de vazão (ou sensibilidade de vazão) dos orifícios de

saída. Aqui também as variáveis identificadas com o subíndice “i” definem as condições no ponto central de operação do sistema.

2. Equações das Vazões Mássicas nas Câmaras do Cilindro

Na seção 2.2.1 foram obtidas as equações que relacionam as vazões mássicas nas câmaras do cilindro atuador com a posição e velocidade do êmbolo e com as pressões no interior das câmaras do cilindro

De acordo com a hipótese de que as vazões mássicas nas câmaras do cilindro são as mesmas que entram ou saem dos pórticos da servoválvula, as equações das vazões no cilindro e na servoválvula podem ser igualadas. Para tanto, é necessário que as equações para a vazão no cilindro sejam também linearizadas. Além disso, a equação de

equilíbrio dinâmico do sistema deve ser adaptada para que o modelo linear completo para o sistema possa ser obtido.

2.1 Equações Não-lineares das Vazões Mássicas no Cilindro

As Equações (2.2) e (2.3) relacionam as vazões mássicas nas câmaras do cilindro com as suas pressões internas, volume e velocidade de deslocamento do êmbolo. Para facilitar o procedimento de linearização é apropriado isolar nestas expressões as funções das vazões mássicas acrescidas de algumas pequenas modificações. Uma delas reside na consideração de que o movimento do pistão se dá em um curso definido entre $-L/2$ e $+L/2$. Isto implica na translação da coordenada y do pistão de forma que na posição central do cilindro o êmbolo encontra-se em $y = 0$. Assim, os volumes das câmaras no ponto de linearização resultam na soma da metade do volume útil do cilindro com os respectivos volumes mortos de cada câmara ($V_{1i} = AL/2 + V_{10}$ e $V_{2i} = AL/2 + V_{20}$). Assume-se, além disso, as hipóteses de que as temperaturas nas câmaras são constantes e iguais à temperatura ambiente ($T_i = T$) e que no ponto de linearização a taxa de variação da pressão ao longo do tempo e a velocidade de deslocamento do pistão são nulos (assim $\dot{p}_{1i} = 0$ e $\dot{y}_i = 0$).

As equações (2.2)e (2.3) podem ser , portanto, reescritas como,

$$q_{m1} = -\dot{p}_1 \frac{Ay + V_1}{rRT} + p_1 \dot{y} \frac{A}{RT} \quad (6)$$

$$q_{m2} = \dot{p}_1 \frac{Ay + V_2}{rRT} + p_2 \dot{y} \frac{A}{RT} \quad (7)$$

2.2 Equações Lineares das Vazões Mássicas no Cilindro

A expansão da Eq.(6) em torno do ponto central de operação, considerando as hipóteses acima, resulta,

$$\Delta q_{m1} = \left. \frac{\partial q_{m1}}{\partial \dot{y}} \right|_{\substack{p_{1i} \\ \dot{y}_{1i} \\ T_i \\ y_i}} \Delta \dot{y} + \left. \frac{\partial q_{m1}}{\partial \dot{p}_1} \right|_{\substack{p_{1i} \\ V_{1i} \\ T_i \\ y_i}} \Delta \dot{p}_1 + \left. \frac{\partial q_{m1}}{\partial y} \right|_{\substack{p_{1i} \\ V_{1i} \\ T_i \\ y_i}} \Delta y + \left. \frac{\partial q_{m1}}{\partial p_1} \right|_{\substack{p_{1i} \\ V_{1i} \\ T_i \\ y_i}} \Delta p_1 \quad (8)$$

de onde resulta

$$\Delta q_{m1} = p_{1i} \frac{A}{RT} \Delta \dot{y} - V_{1i} \frac{1}{rRT} \Delta \dot{p}_1 \quad (9)$$

Aplicando as mesmas hipóteses à câmara 2, obtém-se

$$\Delta q_{m2} = p_{2i} \frac{A}{RT} \Delta \dot{y} + V_{2i} \frac{1}{rRT} \Delta \dot{p}_2 \quad (10)$$

Definido as constantes, $C_{v1} \equiv \frac{Ap_{1i}}{RT}$, $C_{p1} \equiv -\frac{V_{1i}}{rRT}$, $C_{v2} \equiv \frac{Ap_{2i}}{RT}$ e $C_{p2} \equiv \frac{V_{2i}}{rRT}$,

obtém-se o seguinte sistema de equações:

$$\Delta q_{m1} = C_{v1} \Delta \dot{y} + C_{p1} \Delta \dot{p}_1 \quad (11)$$

$$\Delta q_{m2} = C_{v2} \Delta \dot{y} + C_{p2} \Delta \dot{p}_2 \quad (12)$$

3. Equação Linear de Equilíbrio Dinâmico no Êmbolo do Cilindro Atuador

Considerando o caso de ausência de força externas e aproximando-se a força de atrito por uma parcela de força viscosa equivalente $C_f \dot{y}$, pode-se reescrever a equação de equilíbrio dinâmico no êmbolo como

$$M\ddot{y} + C_f \dot{y} = A(p_1 - p_2) \quad (13)$$

que, expandida linearmente, resulta,

$$M\Delta \ddot{y} + C_f \Delta \dot{y} = A(\Delta p_1 - \Delta p_2) \quad (14)$$

4. Sistema Linear de 4ª Ordem

Nesta seção é realizado o equacionamento necessário para a representação do sistema de equações diferenciais lineares de 4ª ordem nas formas de espaço de estados e de função de transferência.

4.1 Representação em Espaço de Estados

As equações linearizadas para as vazões mássicas na servoválvula (Eq. (4) e Eq. (5)) podem agora ser igualadas às correspondentes equações lineares para as vazões mássicas nas câmaras do cilindro (Eq. (11) e Eq. (12)), assim,

$$\Delta q_{m1} = C_{v1}\Delta\dot{y} + C_{p1}\Delta\dot{p}_1 = K_{q1}\Delta u + K_{p1}\Delta p_1 \quad (15)$$

$$\Delta q_{m2} = C_{v2}\Delta\dot{y} + C_{p2}\Delta\dot{p}_2 = K_{q2}\Delta u + K_{p2}\Delta p_2 \quad (16)$$

Escolhendo as variáveis de estado como $x_1 = \Delta y$, $x_2 = \Delta\dot{y}$, $x_3 = \Delta\dot{p}_1$ e $x_4 = \Delta\dot{p}_2$, obtém-se, a partir das equações (15) e (16), a seguinte representação na forma de espaço de estados ($\dot{\mathbf{x}} = A_e\mathbf{x} + B_e u$) para a dinâmica do servossistema pneumático linearizado:

$$\begin{bmatrix} \Delta\dot{y} \\ \Delta\ddot{y} \\ \Delta\dot{p}_1 \\ \Delta\dot{p}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -C_f/M & A/M & -A/M \\ 0 & -C_{v1}/C_{p1} & K_{p1}/C_{p1} & 0 \\ 0 & -C_{v2}/C_{p2} & 0 & K_{p2}/C_{p2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta y \\ \Delta\dot{y} \\ \Delta p_1 \\ \Delta p_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ K_{q1}/C_{p1} \\ K_{q2}/C_{p2} \end{bmatrix} \Delta u \quad (17)$$

4.2 Função de Transferência do Sistema de 4ª Ordem

Seja o sistema linear,

$$M\Delta\ddot{y} + C_f\dot{y} = A(\Delta p_1 - \Delta p_2)$$

$$\Delta q_{m1} = C_{v1}\Delta\dot{y} + C_{p1}\Delta\dot{p}_1 = K_{q1}\Delta u + K_{p1}\Delta p_1$$

$$\Delta q_{m2} = C_{v2}\Delta\dot{y} + C_{p2}\Delta\dot{p}_2 = K_{q2}\Delta u + K_{p2}\Delta p_2$$

Aplicando a transformação de Laplace com condições iniciais nulas, obtém-se

$$Ms^2Y + C_f sY = A(P_1 - P_2) \quad (18)$$

$$C_{v1}sY + C_{p1}sP_1 = K_{q1}U + K_{p1}P_1 \quad (19)$$

$$C_{v2}sY + C_{p2}sP_2 = K_{q2}U + K_{p2}P_2 \quad (20)$$

Onde Y , U , P_1 e P_2 são as transformadas de Laplace das variáveis Δy , Δu , Δp_1 e Δp_2 , respectivamente. Assim, a função de transferência de 4ª ordem $Y(s)/U(s)$ obtida a partir do sistema do sistema linear (18), (19), (20) é a seguinte

$$G(S) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{b_1s + b_0}{s(s^3 + a_3s^2 + a_2s + a_1)} \quad (21)$$

Onde, definindo $a_4 \equiv MC_{p1}C_{p2}$, os coeficientes b_0, b_1, a_1, a_2 e a_3 são dados por

$$b_0 = \frac{[(K_{p1}K_{q2} - K_{q1}K_{p2})A]}{a_4}$$

$$b_1 = \frac{[(K_{q1}C_{p2} - K_{q2}C_{p1})A]}{a_4}$$

$$a_1 = \frac{[A(-K_{p2}C_{v1} + K_{p1}C_{v2}) + C_f K_{p1}K_{p2}]}{a_4}$$

$$a_2 = \frac{[C_f(-K_{p2}C_{p1} - K_{p1}C_{p2}) + MK_{p1}K_{p2} + A(C_{v1}C_{p2} - C_{v2}C_{p1})]}{a_4}$$

$$a_3 = \frac{[C_f C_{p1}C_{p2} + M(-K_{p2}C_{p1} - K_{p1}C_{p2})]}{a_4}$$

5. Redução para o Sistema de 3ª Ordem

Nesta seção, mediante certas hipóteses de simetria para o comportamento da servoválvula, o sistema linear de 4ª ordem é reduzido a um sistema de 3ª ordem. Este procedimento é apresentado a seguir.

Isolando $\Delta\dot{p}_1$ e $\Delta\dot{p}_2$ nas equações (15 e 16) obtém-se o seguinte sistema linear:

$$\Delta\dot{p}_1 = -(C_{v1}/C_{p1})\Delta\dot{y} + (K_{p1}/C_{p1})\Delta p_1 + (K_{q1}/C_{p1})\Delta u \quad (22)$$

$$\Delta\dot{p}_2 = -(C_{v2}/C_{p2})\Delta\dot{y} + (K_{p2}/C_{p2})\Delta p_2 + (K_{q2}/C_{p2})\Delta u \quad (23)$$

Definindo a diferença de pressão entre as câmaras como $\Delta p_\Delta \equiv \Delta p_1 - \Delta p_2$, tem-se, a partir do sistema (22), (23),

$$\begin{aligned} \Delta\dot{p}_\Delta = & \left[-(C_{v1}/C_{p1}) + (C_{v2}/C_{p2}) \right] \Delta\dot{y} + \left[(K_{p1}/C_{p1}) - (K_{p2}/C_{p2}) \right] \Delta p_\Delta + \\ & + \left[(K_{q1}/C_{p1}) - (K_{q2}/C_{p2}) \right] \Delta u \end{aligned} \quad (24)$$

Se o ponto do curso do êmbolo onde a linearização é realizada é $L/2$ e os *volumes mortos* nas tubulações são considerados iguais, os volumes iniciais V_{1i} e V_{2i} resultam idênticos, implicando em $C_{p1} = -C_{p2}$. Acrescentando ainda a hipótese de que os ganhos de pressão $[\partial q_{m1}/\partial p_1]$ e $[\partial q_{m2}/\partial p_2]$ sejam iguais, (tomados pela sua média, por exemplo, como o faz Boudart et al., 1991), os termos $A_e(3,3)$ e $A_e(4,4)$ da equação de estados (17) resulta em um coeficiente nulo para Δp_Δ na Eq. (24). Será demonstrado a seguir que, sob esta condição, ocorre um cancelamento zero-pólo Eq.(21), resultando em um sistema linear de 3ª ordem, como será demonstrado a seguir.

Sob as hipóteses anteriores, a Eq. (24) pode ser reescrita como

$$\Delta\dot{p}_\Delta = \left[-(C_{v1}/C_{p1}) + (C_{v2}/C_{p2}) \right] \Delta\dot{y} + \left[(K_{q1}/C_{p1}) - (K_{q2}/C_{p2}) \right] \Delta u \quad (25)$$

Derivando no tempo a expressão do equilíbrio dinâmico, Eq. (14), e substituindo nela a Eq. (25) resulta

$$M\Delta\ddot{y} + C_f\Delta\dot{y} + A\left(\frac{C_{v1}}{C_{p1}} - \frac{C_{v2}}{C_{p2}}\right)\Delta\dot{y} = A\left(\frac{K_{q1}}{C_{p1}} - \frac{K_{q2}}{C_{p2}}\right)\Delta u \quad (26)$$

A aplicação novamente da transformação de Laplace, considerando condições iniciais nulas, fornece,

$$Ms^3\Delta Y + C_f s^2\Delta Y + A\left(\frac{C_{v1}}{C_{p1}} - \frac{C_{v2}}{C_{p2}}\right)s\Delta Y = A\left(\frac{K_{q1}}{C_{p1}} - \frac{K_{q2}}{C_{p2}}\right)\Delta U \quad (27)$$

o que resulta na seguinte função de transferência

$$G(S) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{b_0}{s(s^2 + a_2s + a_1)} \quad (28)$$

onde, $b_0 = \frac{A}{M}\left(\frac{K_{q1}}{C_{p1}} - \frac{K_{q2}}{C_{p2}}\right)$, $a_1 = \frac{A}{M}\left(\frac{C_{v2}}{C_{p2}} - \frac{C_{v1}}{C_{p1}}\right)$ e $a_2 = C_f / M$

O mesmo resultado é obtido se (como em Uebling et al., 1997) os coeficientes vazão-pressão K_{p1} e K_{p2} são considerados suficientemente pequenos para poderem ser desprezados.

A Eq. (28) caracteriza uma dinâmica de 2ª ordem para a velocidade, podendo ser reescrita na seguinte forma:

$$G(S) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K_n\omega_n^2}{s(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (29)$$

onde K_n é o ganho de velocidade e ζ e ω_n são o índice de amortecimento e a frequência natural do sistema em malha aberta. Estes parâmetros podem ser definidos a partir dos coeficientes b_0 , a_1 e a_2 .

Expressões simplificadas para estes coeficientes podem ser obtidas considerando as hipóteses adicionais de que os volumes mortos são suficientemente pequenos para

poderem ser desprezados diante dos volumes iniciais das câmaras (assim, $V_{1i} = V_{2i} = V/2 = AL/2$) e de que no ponto de linearização o sistema esta em equilíbrio, com as pressões nas câmaras assumindo valores idênticos ($p_{1i} = p_{2i} = p_i$). Define-se ainda o ganho médio de vazão como $K_q = (K_{q1} - K_{q2})/2 > 0$. Considerando estas hipóteses, os coeficientes da Eq. (28) resultam, $b_0 = \frac{4ArRTK_q}{MV}$, $a_1 = \frac{4RA^2 p_i}{MV}$ e $a_2 = \frac{C_f}{M}$.

Assim, igualando as equações (28) e (29) e lembrando que o módulo de elasticidade volumétrica pode ser expresso por $\beta = rp_i$, tem-se

$$\omega_n = \sqrt{\frac{4A^2 \beta}{MV}} \quad (30)$$

que está de acordo com Virvalo (1989). Através da igualdade $b_0 = K_n \omega_n^2$ obtém-se também

$$K_n = \frac{RTK_q}{Ap_i} \quad (31)$$

O índice de amortecimento ζ pode ser calculado através da igualdade

$$a_2 = 2\zeta\omega_n = \frac{C_f}{M}, \text{ resultando,}$$

$$\zeta = \frac{C_f}{4A\sqrt{M\beta/V}} \quad (32)$$

De acordo com Virvalo (1989) uma aproximação para a pressão de regime nas câmaras na situação de equilíbrio pode ser dada como uma parcela da pressão de suprimento, ou seja $p_i = \frac{2}{3} p_{\text{sup}}$. Utilizando esta hipótese juntamente com os valores nominais dos parâmetros apresentados no Capítulo 5 do presente trabalho, obteve-se os

seguintes valores para os coeficientes da Eq. (28): $b_0 = 1603,4$, $a_1 = 449,5$ e $a_2 = 24,1$. Desta forma, os parâmetros do sistema assumem os seguintes valores: $\omega_n = 21,2$, $\zeta = 0,56$ e $K_n = 3,6$. Os pólos em malha aberta podem também ser calculados e resultam $p_1 = -12,04 + 17,4j$ e $p_2 = -12,04 - 17,4j$.