

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

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE CONTROLADORES PARA SISTEMAS
HIDRÁULICOS**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

PEDRO IVO INACIO PEREIRA

Florianópolis, setembro de 2006.

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

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE CONTROLADORES PARA SISTEMAS
HIDRÁULICOS**

PEDRO IVO INACIO PEREIRA

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.**

Prof. Raul Guenther, Dr. Sc. – Orientador

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. – Co Orientador

Prof. Fernando Cabral, Ph. D. – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Carlos Alberto Martin, Dr. Ing. - Presidente

Prof. Edson Roberto De Pieri, Dr.

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.

A minha família

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais Wilson e Ledice, aos meus irmãos Mariana e João Victor, a minha avó Valda e à minha namorada Laryssa pelo apoio e carinho.

Aos meus orientadores Raul Guenther e Victor Juliano De Negri por tudo o que me ensinaram durante o decorrer desta dissertação e por toda amizade demonstrada.

Aos amigos e colegas da Universidade Federal de Santa Catarina, principalmente à “família” LASHIP, pela amizade, ajuda, incentivo e paciência durante o desenvolvimento deste trabalho.

Aos meus familiares e amigos(as) de Goiânia e Belo Horizonte que de certa forma me ajudaram a atravessar mais essa etapa da minha vida.

Ao CNPq – Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico pela bolsa cedida e incentivo ao desenvolvimento da pesquisa acadêmica.

À Universidade Federal de Santa Catarina pela oportunidade de crescimento pessoal e profissional.

SUMÁRIO

Lista de figuras.....	viii
Lista de tabelas	xiii
Simbologia	xiv
Resumo.....	xviii
Abstract.....	xix
1. Introdução	21
1.1 Contextualização	21
1.2 Objetivos e Justificativas	23
1.3 Estrutura do trabalho	24
2. Sistemas Hidráulicos de Atuação	27
2.1 Sistemas Hidráulicos	27
2.2 Atuadores Hidráulicos	28
2.3 Válvulas de controle contínuo direcional.....	30
2.3.1 Servoválvula	31
2.3.2 Válvula direcional proporcional	33
2.3.3 Correlação entre servoválvulas e válvulas direcionais proporcionais.....	36
2.4 Cilindro Hidráulico	37
3. Aparato Experimental.....	41
3.1 Bancada de testes.....	41
4. Modelagem do atuador hidráulico	49
4.1 Modelo não-linear do atuador hidráulico sem vazamento	50
4.1.1 Modelo não-linear da válvula direcional proporcional assimétrica.....	50
4.1.2 Modelo não-linear do cilindro hidráulico assimétrico	54
4.2 Modelo linear do atuador hidráulico	55
4.2.1 Modelo linear da válvula direcional proporcional assimétrica.....	55
4.2.2 Modelo linear do cilindro hidráulico assimétrico	59
4.3 Modelo não-linear do atuador hidráulico considerando o vazamento	61
4.4 Parâmetros do sistema.....	64
4.5 Conclusões.....	71
5. Controladores Clássicos	73
5.1 Controlador Proporcional.....	74
5.1.1 Controlador Proporcional baseado no modelo linear de 3 ^a ordem	74
5.1.2 Controlador Proporcional baseado no modelo linear de 5 ^a ordem	76
5.2 Controlador Proporcional Integral.....	77
5.2.1 Controlador PI baseado no modelo linear de 3 ^a ordem	78
5.2.2 Controlador PI baseado no modelo linear de 5 ^a ordem	79
5.3 Compensador com Avanço de Fase.....	81

5.3.1 Compensador com avanço de fase para um sistema de 3 ^a ordem	82
5.3.2 Compensador com avanço de fase para um sistema de 5 ^a ordem	83
5.4 Compensador com Atraso de Fase	87
5.4.1 Compensador com atraso de fase para um sistema de 5 ^a ordem	88
5.5 Controlador de Estados	91
5.6 Controlador Proporcional com Forward Loop	95
5.7 Conclusões	96
6. Controlador em Cascata	99
6.1 Controlador em Cascata Fixo	100
6.1.1 Subsistema Mecânico	101
6.1.2 Subsistema Hidráulico	102
6.2 Efeito do vazamento interno na VDP	104
6.3 Controlador em Cascata Fixo com compensação do vazamento interno na VDP	105
6.4 Efeito da dinâmica da válvula	105
6.5 Influência da queda da pressão de suprimento	109
6.6 Análise de estabilidade para parâmetros e forças aplicadas conhecidos	111
6.7 Análise de estabilidade para parâmetros conhecidos e forças aplicadas desconhecidas	114
6.8 Conclusões	116
7. Resultados Experimentais	119
7.1 Trajetórias desejadas e faixa de abertura da válvula	119
7.2 Tratamento dos sinais	121
7.3 Metodologia dos testes	122
7.4 Resultados experimentais sem carga e com curso longo	123
7.4.1 Controladores Clássicos	123
7.4.2 Controlador Proporcional com “Forward Loop”	128
7.4.3 Controlador em Cascata	129
7.4.4 Comparação	131
7.5 Resultados experimentais sem carga e com curso curto	133
7.5.1 Controlador Proporcional e Proporcional com “Forward Loop”	133
7.5.2 Controlador em Cascata	134
7.5.3 Comparação	135
7.6 Resultados experimentais com carga e com curso longo	136
7.6.1 Controlador Proporcional e Proporcional com “Forward Loop”	136
7.6.2 Controlador em Cascata	137
7.6.3 Comparação	137
7.7 Resultados experimentais com carga e com curso curto	139

7.7.1 Controlador Proporcional e Proporcional com “Forward Loop”	139
7.7.2 Controlador em Cascata.....	140
7.7.3 Comparação.....	140
7.8 Conclusões.....	141
8. Conclusão	147
Referências Bibliográficas.....	149
Apêndice A - Identificação e compensação da zona-morta.....	153
A.1 Identificação da Zona-Morta.....	153
A.2 Compensação da zona-morta	156
Apêndice B - Características construtivas da mola e da sua estrutura de fixação..	159
B.1 Características construtivas da mola.....	159
B.2 Características construtivas da estrutura de fixação da mola.....	160

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Estrutura básica de um sistema hidráulico	28
Figura 2.2 - Tipos de centro em válvulas direcionais (GÖTZ, 1989)	31
Figura 2.3 - Servoválvula eletro-hidráulica de dois estágios com realimentação mecânica de posição (LINSINGEN, 2001, p. 332).....	32
Figura 2.4 - Válvula direcional proporcional direta com realimentação de posição (LINSINGEN, 2001, p. 336).....	34
Figura 2.5 - Válvula proporcional de dois estágios. Estágio piloto com válvula do tipo carretel (BOSCH REXROTH, 2002b)	34
Figura 2.6 - Válvula proporcional de dois estágios. Estágio piloto com válvula redutora de pressão (BOSCH REXROTH, 2002a).....	35
Figura 2.7 - Tipos de conversores eletromecânicos (BACKÉ, 1987)	36
Figura 2.8 - Cilindros hidráulicos: (a) de simples ação, (b) e (c) de dupla ação	37
Figura 2.9 - Gráfico da combinação das características de atrito em regime permanente (VALDIERO, 2005).....	38
Figura 2.10 - Frequência natural dos cilindros hidráulicos em função do deslocamento do êmbolo (FURST e DE NEGRI, 2002).....	39
Figura 3.1 – Bancada de Testes	41
Figura 3.2 - Circuito hidráulico utilizado na bancada de testes (SCHWARTZ, 2004)	42
Figura 3.3 – Curva típica de regime permanente de uma válvula de alívio de pressão (MANNESMANN REXROTH, 1997)	44
Figura 3.4 - Detalhamento da válvula direcional proporcional 1V1.....	45
Figura 3.5 – Diagrama elétrico do sistema de aquisição e controle de sinais	47
Figura 3.6 – Diagrama elétrico de alimentação dos solenóides da válvula e do transmissor de pressão 1S1 (pressão de suprimento)	47
Figura 4.1 - Desenho esquemático do atuador hidráulico.....	49
Figura 4.2 – Curva Vazão x Tensão (PARKER, 2002).....	58
Figura 4.3 - Curva Pressão x Tensão com as vias bloqueadas (BOSCH REXROTH, 2003).....	59
Figura 4.4 – Mapa de atrito do cilindro hidráulico SCHWARTZ (2004)	64
Figura 4.5 - Curva de resposta da válvula para entradas em degrau (BOSCH REXROTH, 2002a)	65
Figura 4.6 – Perfis de velocidade do cilindro para uma entrada em degrau de 3 V em malha aberta: (a) Experimental, (b) simulação desprezando a dinâmica da válvula, (c) simulação considerando uma dinâmica de 2ª ordem para a válvula.	66
Figura 4.7 - Gráfico Vazão x Tensão fornecido no catálogo (BOSCH REXROTH, 2002a) ..	66
Figura 4.8 - Gráfico Pressão x Tensão com vias bloqueadas e $p_s = 100$ bar.....	69

Figura 4.9 – Vazamento medido na VDP com as vias bloqueadas e $p_s = 100 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	70
Figura 5.1 – Controlador Proporcional	74
Figura 5.2 - Lugar das raízes em relação a KP para o modelo linear de 3 ^a ordem utilizando um controlador P	75
Figura 5.3 - Lugar das raízes em relação a KP para o modelo linear de 5 ^a ordem utilizando um controlador P	76
Figura 5.4 - Controlador Proporcional Integral (PI)	77
Figura 5.5 - Lugar das raízes em relação a KP para o modelo linear de 3 ^a ordem utilizando um controlador PI	78
Figura 5.6 - Lugar das raízes em relação a KP para o modelo linear de 3 ^a ordem utilizando um controlador PI com zoom na origem	78
Figura 5.7 - Lugar das raízes em relação a KP para o modelo linear de 5 ^a ordem utilizando um controlador PI	79
Figura 5.8 - Lugar das raízes em relação a KP para o modelo linear de 5 ^a ordem utilizando um controlador PI com zoom na origem	80
Figura 5.9 - Compensador com avanço de fase ($p > z$)	81
Figura 5.10 - Resposta em frequência para o modelo de 3 ^a ordem com $K=822$	82
Figura 5.11 - Resposta em frequência para o modelo de 5 ^a ordem com $K=821$	84
Figura 5.12 – Resposta em frequência para o modelo de 5 ^a ordem utilizando um compensador com avanço de fase com $K=829$	86
Figura 5.13 - Resposta em frequência para o modelo de 5 ^a ordem utilizando um compensador com avanço de fase com $K=600$	87
Figura 5.14 - Compensador com atraso de fase ($z > p$).....	88
Figura 5.15 - Resposta em frequência para o modelo de 5 ^a ordem com $K=160$	89
Figura 5.16 - Resposta em frequência para o modelo de 5 ^a ordem utilizando um compensador com atraso de fase com $K=821$	90
Figura 5.17 - Resposta em frequência para o modelo de 5 ^a ordem utilizando um compensador com atraso de fase com $K=1550$	91
Figura 5.18 – Controlador de Estados com realimentação da posição, velocidade e aceleração	92
Figura 5.19 – Lugar das raízes em relação a KP para o modelo linear de 3 ^a ordem: (a) Sem realimentação de estados, (b) Com realimentação de estados.	94
Figura 5.20 - Lugar das raízes em relação a KP para o modelo linear de 5 ^a ordem: (a) Sem realimentação de estados, (b) Com realimentação de estados.	95
Figura 5.21 - Controlador proporcional com “forward loop”.....	95
Figura 6.1 - Interpretação do atuador hidráulico como dois subsistemas interconectados	100
Figura 6.2 - Diagrama de blocos do controlador em cascata fixo (CC)	100
Figura 7.1 - Trajetórias de 7 ^a ordem: (a) Amplitude de 0,15 m e (b) Amplitude de 0,05 m.	120

Figura 7.2 - Perfis de velocidade e aceleração da trajetória de amplitude 0,15 m	120
Figura 7.3 – Perfis de velocidade e aceleração da trajetória de amplitude 0,05 m.	121
Figura 7.4 – Resposta do sistema com o controlador proporcional, curso longo, sem carga, $K_P=300$	124
Figura 7.5 - Resposta do sistema com o controlador PI, curso longo, sem carga, $K_P=300$ e $K_i=0,1$	124
Figura 7.6 – Resposta do sistema com o compensador de avanço de fase, curso longo, sem carga, $K=200$, pólo= $425,1$ rad/s e zero= $37,28$ rad/s.....	124
Figura 7.7 – Resposta do sistema com o compensador de atraso de fase, curso longo, sem carga, $K=1000$, pólo= $0,33$ rad/s e zero= $1,7$ rad/s.....	125
Figura 7.8 - Resposta do sistema com o controlador de estados (y, \dot{y}, \ddot{y}) , curso longo, sem carga, $K_P=300$, $K_V=1,77$ e $K_A=0,03$	125
Figura 7.9 - Resposta do sistema com o controlador de estados (y, \dot{y}, F_H) , curso longo, sem carga, $K_P=300$, $K_V=0,3$ e $K_{F_H}=2,81 \cdot 10^{-4}$	125
Figura 7.10 - Comparação dos erros de posição utilizando os controladores: (a) Proporcional, (b) Controlador de estados $[y, \dot{y}, \ddot{y}]$ e (c) Controlador de estados $[y, \dot{y}, F_H]$, curso longo, sem carga.....	127
Figura 7.11 - Erro de posição utilizando um controlador proporcional com ganho $K_P=300$: (a) Com compensação da zona-morta e (b) Sem compensação da zona-morta, curso longo, sem carga.	127
Figura 7.12 – Resposta do sistema com os controladores: (a) Proporcional ($K_P=300$), (b) Proporcional com “Foward Loop” ($K_P=300$ e $K_{FL}=15$), curso longo, sem carga.....	128
Figura 7.13 – Resposta do sistema com o controlador em Cascata: (a) Sem compensar o vazamento e (b) Compensando o vazamento, curso longo, sem carga, $K_p = 170$, $K_D = 12000$ e $\lambda = 250$	130
Figura 7.14 – Comportamento da pressão de suprimento durante a trajetória de curso longo, sem carga: (a) Controlador Proporcional com “Foward Loop” e (b) Controlador em Cascata	131
Figura 7.15 – Erro de posição utilizando os controladores: (a) Proporcional, (b) Proporcional com “Forward Loop” e (c) Cascata, curso longo, sem carga.	131
Figura 7.16 – Erro de posição utilizando os controladores: (a) Proporcional com “forward loop” e (b) Em Cascata, entre $0s < t < 14s$, curso longo, sem carga.	132
Figura 7.17 – Resposta do sistema com os controladores: (a) Proporcional ($K_P=300$), (b) Proporcional com “Forward Loop” ($K_P=300$ e $K_{FL}=15$), curso curto, sem carga.....	133

Figura 7.18 - Resposta do sistema com o controlador em cascata: (a) Sem compensação do vazamento, (b) Com compensação do vazamento, curso curto, sem carga, $K_p = 170$, $K_D = 12000$ e $\lambda = 250$	134
Figura 7.19 – Comportamento da pressão de suprimento durante a trajetória de curso curto para o controlador em cascata	135
Figura 7.20 – Erro de posição utilizando os controladores: (a) Proporcional, (b) Proporcional com “Forward Loop” e (c) Em Cascata, curso curto, sem carga	135
Figura 7.21 – Resposta do sistema com os controladores: (a) Proporcional ($K_P=300$), (b) Proporcional com “Forward Loop” ($K_P=300$ e $K_{FL}=15$), curso longo, com carga.....	136
Figura 7.22 - Resposta do sistema com o controlador em cascata: (a) Sem compensação do vazamento, (b) Com compensação do vazamento, curso longo, com carga, $K_p = 170$, $K_D = 12000$ e $\lambda = 250$	137
Figura 7.23 - Erro de posição utilizando os controladores: (a) Proporcional, (b) Proporcional com “Foward Loop” e (c) Em Cascata, curso longo, com carga.	138
Figura 7.24 - Erro de posição utilizando os controladores: (a) Proporcional com “foward loop” e (b) Em Cascata, entre $0s < t < 14s$, curso longo, com carga.	138
Figura 7.25 - Resposta do sistema com os controladores: (a) Proporcional ($K_P=300$), (b) Proporcional com “Forward Loop” ($K_P=300$ e $K_{FL}=15$), curso curto, com carga.....	139
Figura 7.26 - Resposta do sistema com o controlador em cascata (a) Sem compensação do vazamento, (b) Com compensação do vazamento, curso curto, com carga, $K_p = 170$, $K_D = 12000$ e $\lambda = 250$	140
Figura 7.27 - Erros de posição obtidos com os controladores (a) Proporcional, (b) Proporcional com “Forward Loop” e (c) Em Cascata, curso curto, com carga.	141
Figura 7.28 – Erros de posição obtidos com o controlador proporcional: (a) Sem carga (sem mola) e (b) Com carga (com mola), $K_P=300$	142
Figura 7.29 - Erros de posição obtidos com o controlador proporcional com “forward loop”: (a) Sem carga (sem mola) e (b) Com carga (com mola), $K_P=300$ e $K_{FL}=15$	142
Figura 7.30 - Erros de posição obtidos com o controlador em cascata: (a) Sem carga (sem mola) e (b) Com carga (com mola), $K_p = 170$, $K_D = 12000$ e $\lambda = 250$	143
Figura 7.31 – Erros de posição obtidos com os controladores: (a) Proporcional ($K_P=300$), (b) Em Cascata compensando a força da mola e (c) Em Cascata sem compensar a força da mola, curso longo, com carga (com mola), $K_p = 170$, $K_D = 12000$ e $\lambda = 250$	145
Figura A.1 - Representação gráfica da não linearidade de zona-morta	153
Figura A.2 - Comportamento da pressão p_A e indicação do limite direito da zona-morta.	154

Figura A.3 - Comportamento da pressão p_B e indicação do limite esquerdo da zona-morta	155
Figura A.4 - Valores limites da zona-morta	155
Figura A.5 - Representação gráfica da inversa da não linearidade de zona-morta com suavização nas proximidades da origem (VALDIERO, 2005).....	156
Figura A.6 - Comportamento das pressões com a compensação da zona-morta.....	157
Figura B.1 – Desenho técnico da mola.....	159
Figura B.2 – Estrutura de fixação da mola.....	160
Figura B.3 – Base de fixação.....	161
Figura B.4 – Base inferior.....	161
Figura B.5 – Estrutura para ajuste de pré-carga e fixação das guias de deslizamento	162
Figura B.6 – Base superior deslizante.....	163
Figura B.7 – Suporte.....	163

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Especificação dos componentes da bancada de testes.....	43
Tabela 3.2 – Equações características dos sensores	46
Tabela 3.3 - Especificações técnicas da placa DSPACE	48
Tabela 4.1 – Parâmetros do atuador hidráulico	70
Tabela 7.1 - Freqüências de corte dos filtros passa-baixa.....	122

SIMBOLOGIA

Alfabeto Grego

β_e	Módulo de compressibilidade efetivo do fluido	[Pa]
δp_A	Varição de p_A em relação ao ponto de operação	[Pa]
δp_B	Varição de p_B em relação ao ponto de operação	[Pa]
Δp_p	Diferença de pressão parcial na válvula	[Pa]
Δp_t	Diferença de pressão total na válvula	[Pa]
Δp_m	Diferença de pressão total nominal na válvula	[Pa]
δq_{VA}	Varição de q_{VA} em relação ao ponto de operação	[m ³ /s]
δq_{VB}	Varição de q_{VB} em relação ao ponto de operação	[m ³ /s]
δU_c	Varição de U_c em relação ao ponto de operação	[V]
η_{\max}	Auto valor máximo	
η_{\min}	Auto valor mínimo	
λ	Ganho do controlador em cascata	
ξ	Razão de amortecimento do sistema	
ξ_v	Razão de amortecimento da válvula	
ρ	Massa específica do óleo	[kg/m ³]
ϕ	Ângulo de avanço de fase	[°]
ϕ_{\max}	Ângulo de avanço de fase máximo	[°]
ω_c	Freqüência de cruzamento	[rad/s]
ω_{cil}	Freqüência natural do cilindro	[rad/s]
ω_f	Freqüência de corte do filtro passa-baixa	[rad/s]
ω_v	Freqüência natural da válvula \cong banda de passagem	[rad/s]

Alfabeto Latino

A_A	Área da câmara A do cilindro	[m ²]
A_B	Área da câmara B do cilindro	[m ²]
A_{med}	Área média do cilindro	[m ²]
$A_{i(i=3,4,5,6)}$	Área dos orifícios de passagem	[m ²]
B	Coefficiente de atrito viscoso	[N.s/m]
cd	Coefficiente de descarga	
F_{at}	Forças de atrito	[N]

F_G	Força gravitacional	[N]
F_H	Força hidráulica	[N]
\dot{F}_H	Derivada da força hidráulica	[N/s]
\tilde{F}_H	Erro da força hidráulica	[N]
$\dot{\tilde{F}}_H$	Erro de variação da força hidráulica	[N/s]
F_{Hd}	Força hidráulica desejada	[N]
F_L	Força externa	[N]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
K	Ganho dos compensadores de atraso e avanço de fase	
KA	Ganho de aceleração	[V.s ² /m]
Kc_A	Coeficiente de vazão-pressão na via A da válvula	[m ⁵ /(sN)]
Kc_B	Coeficiente de vazão-pressão na via B da válvula	[m ⁵ /(sN)]
K_D	Ganho do controlador em cascata	
K_{FL}	Ganho de forward loop	[V.s/m]
K_I	Ganho da parcela integrativa	
K_m	Constante elástica da mola	[N/m]
KP	Ganho proporcional	
K_p	Ganho do controlador em cascata	
Kp_U	Ganho de pressão da válvula	[Pa/V]
Kp_{UA}	Ganho de pressão da via A da válvula	[Pa/V]
Kp_{UB}	Ganho de pressão da via B da válvula	[Pa/V]
Kq_{UA}	Ganho de vazão da via A da válvula	[m ³ /(sV)]
Kq_{UB}	Ganho de vazão da via B da válvula	[m ³ /(sV)]
K_{SinA}	Coeficiente de vazamento interno na via A	[m ³ /(sPa ^{0.5})]
K_{SinB}	Coeficiente de vazamento interno na via B	[m ³ /(sPa ^{0.5})]
K_V	Coeficiente de vazão total	[(m ³ /s)/(Pa) ^{1/2}]
K_v	Constante de velocidade	1/s
KV	Ganho de velocidade	[V.s/m]
Kv_A	Coeficiente de vazão parcial na via A da válvula	[(m ³ /s)/(Pa) ^{1/2}]
Kv_B	Coeficiente de vazão parcial na via B da válvula	[(m ³ /s)/(Pa) ^{1/2}]
Kv_p	Coeficiente de vazão parcial	[(m ³ /s)/(Pa) ^{1/2}]

l_c	Largura do chaveamento da compensação da zona-morta	[V]
m	Massa total	[Kg]
MF	Margem de fase	[°]
MG	Margem de ganho	[dB]
p	Pólo dos compensadores de atraso e avanço de fase	[rad/s]
p_A	Pressão na câmara A do cilindro	[Pa]
p_B	Pressão na câmara B do cilindro	[Pa]
p_S	Pressão de suprimento	[Pa]
p_T	Pressão de retorno	[Pa]
q_{VA}	Vazão na câmara A do cilindro	[m ³ /s]
q_{VB}	Vazão na câmara B do cilindro	[m ³ /s]
q_{VC}	Vazão de controle	[m ³ /s]
q_{VCn}	Vazão de controle nominal	[m ³ /s]
u	Entrada de controle	[V]
U_c	Tensão proporcional ao deslocamento do carretel da válvula	[V]
U_{cn}	Tensão proporcional ao deslocamento nominal do carretel da válvula	[V]
u_{czm}	Saída do compensador da zona-morta	[V]
u_d	Entrada de controle desejável na ausência da zona-morta	[V]
U_v	Tensão de entrada na válvula	[V]
u_{zm}	Saída da zona-morta	[V]
V_A	Volume da câmara A	[m ³]
V_{A0}	Volume inicial na câmara A	[m ³]
V_B	Volume da câmara B	[m ³]
V_{B0}	Volume inicial da câmara B	[m ³]
V_T	Volume total	[m ³]
x_v	Deslocamento do carretel da válvula	[m]
y	Posição do êmbolo do cilindro	[m]
\dot{y}	Velocidade do êmbolo do cilindro	[m/s]
\ddot{y}	Aceleração do embolo do cilindro	[m/s ²]
y_d	Posição desejada	[m]

\dot{y}_d	Velocidade desejada	[m/s]
\ddot{y}_d	Aceleração desejada	[m/s ²]
\dot{y}_r	Velocidade de referência	[m/s]
z	Zero dos compensadores de atraso e avanço de fase	[rad/s]
z_{md}	Limite direito da zona-morta	[V]
z_{me}	Limite esquerdo da zona-morta	[V]

RESUMO

O presente trabalho trata do projeto e implementação experimental de controladores para o seguimento de trajetórias em um atuador hidráulico constituído por uma válvula direcional proporcional assimétrica e um cilindro diferencial de dupla ação. Os atuadores hidráulicos possuem grande potencial de aplicação nas indústrias de construção civil, equipamentos agrícolas, manuseio de materiais, mineração, siderurgia, aviação, marinha, processos de manufatura e lazer devido, dentre outras vantagens, a uma alta relação força/dimensão e flexibilidade de instalação. Todavia, estes atuadores apresentam características dinâmicas e não-linearidades que dificultam o seu controle em malha fechada em aplicações que requerem alto desempenho. Neste trabalho, analisa-se a influência da dinâmica da válvula direcional proporcional no comportamento do sistema e no projeto e desempenho dos controladores clássicos (P, PI, compensador de avanço e atraso de fase e controlador de estados), do controlador proporcional com “forward loop” e do controlador em cascata fixo (CC) com e sem compensação do vazamento. Para tanto foram feitos modelos lineares e não-lineares de 3ª e 5ª ordem do atuador hidráulico, onde os modelos de 3ª ordem desconsideram a dinâmica da válvula e os modelos de 5ª ordem consideram tal dinâmica. É proposto um modelo não-linear para representar o vazamento interno na válvula direcional proporcional e a inclusão de um termo na lei de controle do controlador em Cascata para compensar tal vazamento. Analisa-se a influência de perturbações externas (força peso e força de mola) no controle de posição e seguimento de trajetória aplicados ao atuador hidráulico, utilizando uma bancada de testes vertical, onde é possível aplicar força externa e carregamentos variáveis no atuador hidráulico, simulando situações reais vividas por esses componentes no meio industrial. A zona-morta da válvula é identificada e compensada através da análise da dinâmica das pressões no sistema de atuação. Resultados experimentais ilustram as principais características dos controladores, permitindo estabelecer uma relação custo/benefício dos mesmos, uma vez que o número de sensores envolvidos e a capacidade computacional requerida variam de acordo com o tipo de controlador.

ABSTRACT

This work deals with the project and experimental implementation of position controllers in a hydraulic actuator, composed by an asymmetrical proportional directional valve and a double action differential cylinder. The hydraulics actuators are quite used in the construction industry, agricultural equipments, material handling, mining equipments, siderurgy, aviation, navy, manufacture process and leisure due, between others advantages, a high relation force/dimension and installation flexibility. However, these actuators have dynamics characteristics and nonlinearities that prejudice their closed loop control in applications that demand high performance. In this work is done an analysis about the influence of the proportional directional valve dynamic in the system behavior and in the project and performance of the classic controllers (P, PI, lead and lag compensators and state controller), proportional controller with forward loop and fixed cascade controller (CC) with and without leakage compensation. For that, it was done linear and nonlinear models of third and fifth order for the hydraulic actuator. The third order model doesn't consider the valve dynamic, while the fifth order model does. It is proposed a nonlinear model to represent the internal leakage in the proportional directional valve and a control law in the cascade controller to compensate this leakage. The influence of external disturbances (weight force and spring force) in the position control of the hydraulic actuator is analyzed using a bench test where is possible apply external force and variable loads, simulating real situations lived by these components in industrial field. The dead-zone is identified and compensated by the analysis of the pressures dynamic in the actuation system. Experimental results show the main characteristics of the controllers, allowing establish a relation cost/benefit, once the number of sensors and the computational cost vary according to the kind of controller.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

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

Dentre outras vantagens, os atuadores hidráulicos apresentam excelentes características de relação força/dimensão e são muito utilizados quando grandes cargas inerciais precisam ser manipuladas. Todavia, estes atuadores apresentam características dinâmicas e não linearidades que dificultam seu controle em malha fechada em aplicações que requerem alto desempenho. Portanto, o estudo das características dinâmicas e das não-linearidades dos atuadores hidráulicos e o desenvolvimento de algoritmos de controle têm merecido grande interesse da comunidade científica, tanto nos seus aspectos teóricos como nos seus aspectos práticos.

Devido a sua simplicidade, o controlador proporcional é o mais utilizado no controle de atuadores hidráulicos. Porém, quando se trabalha com carregamentos maiores e são exigidos erros de posicionamento e seguimento de trajetórias menores, o desempenho do sistema com esse controlador pode apresentar resultados não satisfatórios.

O controlador proporcional é projetado considerando o sistema como sendo linear, e isto limita o desempenho alcançado pelo mesmo em função das não linearidades, das incertezas paramétricas e dos pólos complexos pouco amortecidos inerentes ao atuador hidráulico (CUNHA, 2001). Porém, a comparação de desempenho com um controlador proporcional é sempre uma maneira de se obter um índice do desempenho de um novo esquema de controle (EDGE, 1997).

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

Estudos mais detalhados sobre as limitações dos controladores P, PI, PD e PID aplicados ao controle de posição de malha fechada de atuadores hidráulicos podem ser

encontrados em um estudo quantitativo apresentado por PAIM (1997) e em estudos qualitativos apresentados em CUNHA (1997b), em LOPES (1997) e em VIRVALO (2001).

O controlador de estados também é projetado para sistemas lineares. Nessa estratégia de controle utiliza-se a realimentação das variáveis de estado do sistema para alterar a localização dos pólos e obter um melhor desempenho. Nos atuadores hidráulicos pode-se fazer a realimentação da posição, da velocidade e da aceleração (VIRVALO, 2002) ou pode-se fazer a realimentação da posição, da velocidade e da diferença de pressão entre as câmaras do cilindro (CUNHA, 2001).

Em VIRTANEN (1993) o autor apresenta uma investigação teórico-experimental de um controlador de estados baseado em um modelo de 3^a ordem onde a velocidade e a aceleração são obtidas através de um observador de estados e também através de derivação numérica. Segundo o autor o sistema torna-se instável perto da extremidade do atuador. Para garantir a estabilidade é implementado um observador não-linear onde o modelo do observador é variado em função da posição.

Em CUNHA (2001), o autor conclui que devido às incertezas paramétricas, as não-linearidades e a dificuldade na medição do sinal de aceleração o desempenho dos controladores de estados é restrito.

Em VIRVALO (2002), o autor se refere a várias estratégias de controle, desde o controlador proporcional até controladores que utilizam redes neurais e lógica fuzzy, e conclui que a melhor estratégia de controle é um controlador de estados que utiliza ganhos variáveis de acordo com a dinâmica do sistema. Segundo o autor, dependendo da trajetória do cilindro hidráulico, prevalece um controle de posição ou um controle de velocidade.

Apesar de ter tido suas primeiras publicações datadas a partir de 1997, a estratégia de controle em cascata desenvolvida em GUENTHER & DE PIERI (1997) não foi citada em VIRVALO (2002). Segundo CUNHA et al (2002), essa estratégia de controle obteve bons resultados experimentais no controle de posição e seguimento de trajetórias em um atuador hidráulico sem carga.

O controlador em cascata proposto em GUENTHER & DE PIERI (1997) utiliza uma estratégia na qual o atuador hidráulico é dividido em dois subsistemas interconectados: subsistema hidráulico e subsistema mecânico.

Em CUNHA et al. (2002) são apresentados resultados experimentais comparando três tipos de controladores em cascata (CC, VS-ACC e NFCC) com um controlador proporcional, onde ao final concluiu-se que os controladores em cascata apresentaram um melhor desempenho. Apesar dos controladores em cascata possuírem a mesma estratégia de controle, os controladores VS-ACC e NFCC apresentam algumas peculiaridades.

O CC (Controlador em Cascata Fixo) é o que possui a estrutura mais simples dos três. O VS-ACC (Variable Structure Adaptive Cascade Controller) combina uma lei de controle com adaptação de parâmetros para o subsistema mecânico e uma lei de controle a

estrutura variável para o subsistema hidráulico com o intuito de minimizar os erros de trajetória devido às incertezas paramétricas do sistema. Já o NFCC (New Fixed Cascade Controller), diferentemente dos outros controladores, inclui a dinâmica da válvula como um sistema de 1ª ordem alterando a lei de controle do subsistema hidráulico com o intuito de diminuir o erro de rastreamento do mesmo, o que reflete no rastreamento da trajetória.

Apesar de em CUNHA et al (2002) o NFCC ter apresentado os melhores resultados, o mesmo não pode ser aplicado em válvulas que não possuem transdutor de deslocamento do carretel (LVDT- *linear variable differential transducer*). Tal controlador necessita da posição do carretel da válvula em sua malha de controle. Já o VS-ACC apresentou melhores resultados quando comparado com o CC, porém a sintonia dos ganhos de adaptação e do termo de modificação não é algo trivial.

Em MACHADO (2003) e em VALDIERO (2005) é utilizado um controlador em cascata fixo (CC) com compensação de atrito. No primeiro, o atrito é estimado através de uma rede neural. Já no segundo, o atrito é estimado baseado na microdeformação das rugosidades de contato (modelo LuGre) como descrito em DUPONT et al. (2000). Apesar desses controladores terem obtido bons resultados, a sua implementação prática não é tão simples. A dificuldade de treinamento da rede neural e seu processamento em tempo real são as maiores dificuldades observadas em MACHADO (2003). Já em VALDIERO (2005), o maior problema é a obtenção dos parâmetros do modelo de atrito.

Dessa forma, nesse trabalho, optou-se em trabalhar com o CC (Controlador em Cascata Fixo), onde é incluído um termo na lei de controle do subsistema hidráulico com o intuito de compensar o vazamento interno da válvula direcional proporcional. Para tanto, é proposto um modelo não-linear para o vazamento interno em válvulas, onde os parâmetros são facilmente obtidos pelo catálogo. Compensando o vazamento na malha de controle permite-se que o atuador hidráulico (válvula direcional e cilindro) vença com mais facilidade altas cargas externas, além de outras perturbações como força de atrito e força da gravidade, diminuindo erros de posicionamento e seguimento de trajetória (MERRIT, 1967).

1.2 Objetivos e Justificativas

O atuador hidráulico no qual são feitos os experimentos possui uma válvula direcional proporcional de duplo estágio a qual, devido às suas características construtivas, não é indicada pelo fabricante para aplicações de controle. Dessa forma, é possível verificar até que ponto estratégias de controle mais elaboradas conseguem compensar as características construtivas inferiores de determinadas válvulas direcionais proporcionais (zona-morta e vazamento interno), tornando possível o emprego de válvulas mais simples e baratas em situações ditas antes como inadequadas.

Dentre os objetivos deste trabalho destacam-se:

1- Analisar a influência da dinâmica da válvula no comportamento do sistema e no projeto e desempenho dos controladores clássicos (P, PI, compensador de avanço e atraso de fase e controlador de estados), do controlador proporcional com "forward loop" e do controlador em cascata fixo (CC) com e sem compensação do vazamento. Para tanto, foram feitos modelos lineares e não-lineares de 3^a e 5^a ordem do atuador hidráulico, onde os modelos de 3^a ordem desconsideram a dinâmica da válvula e os modelos de 5^a ordem consideram tal dinâmica.

2- Propor um modelo não-linear para representar o vazamento interno na válvula direcional proporcional, onde os parâmetros são facilmente obtidos pelo catálogo.

3- Incluir um termo na lei de controle do controlador em cascata fixo (CC) para compensar o vazamento com o intuito de melhorar o desempenho do sistema no controle de posição e seguimento de trajetória.

4- Analisar a influência de perturbações externas (força peso e força de mola) no controle de posição e seguimento de trajetória aplicados ao atuador hidráulico. Para tanto, a bancada de testes utilizada nesse trabalho é vertical e permite aplicar força externa e carregamentos variáveis no atuador hidráulico, simulando situações reais vividas por esses componentes no meio industrial. Assim, difere de vários outros trabalhos, onde os controladores são testados em bancadas horizontais com pequenos carregamentos e sem aplicação de forças externas.

5- Fazer uma relação custo/benefício dos controladores, uma vez que o custo de implementação dos mesmos varia de acordo com o número de sensores envolvidos para a obtenção de determinados sinais e do esforço computacional requerido.

Apesar de não ser um dos objetivos desse trabalho, foi feita a identificação e compensação da zona-morta da válvula direcional proporcional baseada na metodologia desenvolvida por VALDIERO (2005). A compensação dessa não-linearidade, conforme mostrada em VALDIERO (2005), traz grandes benefícios para o controle em malha fechada em atuadores hidráulicos, ajudando a diminuir os erros de posição e seguimento de trajetória.

1.3 Estrutura do trabalho

A estrutura deste trabalho está organizada da seguinte forma:

No capítulo 2 é feita uma descrição sobre sistemas hidráulicos, válvulas de controle contínuo direcionais e cilindros com o intuito de familiarizar o leitor com esses componentes, mostrando suas características e peculiaridades.

No capítulo 3 é apresentada a bancada de testes, seu circuito hidráulico e seus componentes como válvulas, cilindro, sensores e sistema de aquisição e controle.

A partir do conhecimento da válvula direcional proporcional e do cilindro utilizados na bancada de testes, é feita no capítulo 4 a modelagem do atuador hidráulico (válvula + cilindro), obtendo-se modelos lineares e não-lineares de 3ª e 5ª ordem.

No capítulo 5 é feito o projeto dos controladores clássicos (P, PI, compensador de avanço e atraso de fase e controlador de estados), e do controlador proporcional com “forward loop” baseados nos modelos lineares de 3ª e 5ª ordem do atuador hidráulico.

No capítulo 6 é feito o projeto do controlador em cascata fixo (CC), com e sem compensação do vazamento, baseado no modelo não-linear de 3ª ordem do atuador hidráulico. Mostra-se também a influência da dinâmica da válvula e da queda da pressão de suprimento no desempenho do controlador CC e sua análise de estabilidade considerando a presença de forças externas, de atrito e do vazamento.

No capítulo 7 são apresentados os resultados experimentais dos controladores clássicos, proporcional com “forward loop” e em cascata, com e sem compensação do vazamento, para condições onde o atuador hidráulico está sujeito a perturbação de forças externas.

As conclusões finais e recomendações para trabalhos futuros são apresentadas no capítulo 8.

Detalhes sobre a identificação e compensação da zona-morta, baseada na dinâmica das pressões, são descritos no apêndice A. No apêndice B mostram-se as características construtivas da mola e da sua estrutura de fixação.

CAPÍTULO 2

SISTEMAS HIDRÁULICOS DE ATUAÇÃO

Este capítulo traz uma breve descrição de sistemas hidráulicos e as áreas de aplicação dos atuadores hidráulicos, além de um estudo das principais características destes componentes, com o intuito de facilitar o entendimento dos capítulos subseqüentes.

A seção 2.1 apresenta a definição de sistema hidráulico. Na seção 2.2 mostra-se qual a função, vantagens e desvantagens dos atuadores hidráulicos e algumas aplicações dos mesmos. Um estudo sobre válvulas de controle contínuo e cilindros hidráulicos é feito na seções 2.3 e 2.4 , respectivamente.

2.1 Sistemas Hidráulicos

Costuma-se definir sistema hidráulico como: “um conjunto de elementos físicos convenientemente associados que, utilizando um fluido como meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimentos” (LINSINGEN, 2001, p. 17). Esta transferência de energia inicia com a transformação da energia elétrica em energia mecânica, através de um motor (elétrico), que acoplado a uma bomba, transforma esta energia mecânica em energia hidráulica; a qual é transmitida por meio de tubulações e válvulas até chegar aos atuadores (cilindros e motores hidráulicos). Os atuadores por meio de movimentos retilíneos ou rotativos transformam esta energia hidráulica em mecânica.

Segundo BROGAN (1982), qualquer sistema que exista com a finalidade de regular ou controlar o fluxo de energia, informação, matéria ou outras quantidades é considerado sistema de controle. Dessa forma, os sistemas hidráulicos podem ser vistos sob a ótica de sistemas de controle.

Por sua vez, os sistemas hidráulicos são utilizados para o controle de grandes potências com rapidez, confiabilidade e eficiência. Através de sinais de baixa potência é possível exercer o controle da velocidade, posição ou força de um atuador hidráulico (ANDRIGHETTO, 1996, p. 1).

Para obter um bom desempenho no controle das variáveis envolvidas em um sistema hidráulico, se faz necessária a seleção adequada de componentes, os quais estão devidamente agrupados segundo as funções que realizam no circuito. Deste modo, um sistema hidráulico pode ser dividido basicamente em dois circuitos; a saber (DE NEGRI, 2001):

- Circuito de potência, o qual é responsável pelo suprimento de energia hidráulica para os circuitos de atuação e constitui-se fundamentalmente de reservatório, motor elétrico, bomba, válvula de alívio e filtro.

- Circuito de atuação, o qual promove a atuação sobre a carga e é normalmente composto por uma válvula direcional acoplada a um cilindro ou motor hidráulico.

Os componentes dos circuitos podem variar de acordo com a aplicação, incluindo outros tipos de válvulas e também sensores para medição de variáveis como temperatura, pressão, vazão e deslocamento. A Figura 2.1 apresenta, segundo norma ISO 1219-1 (1991) e ISO 1219-2 (1995), o diagrama básico de um sistema hidráulico, composto pelos circuitos de potência e de atuação.

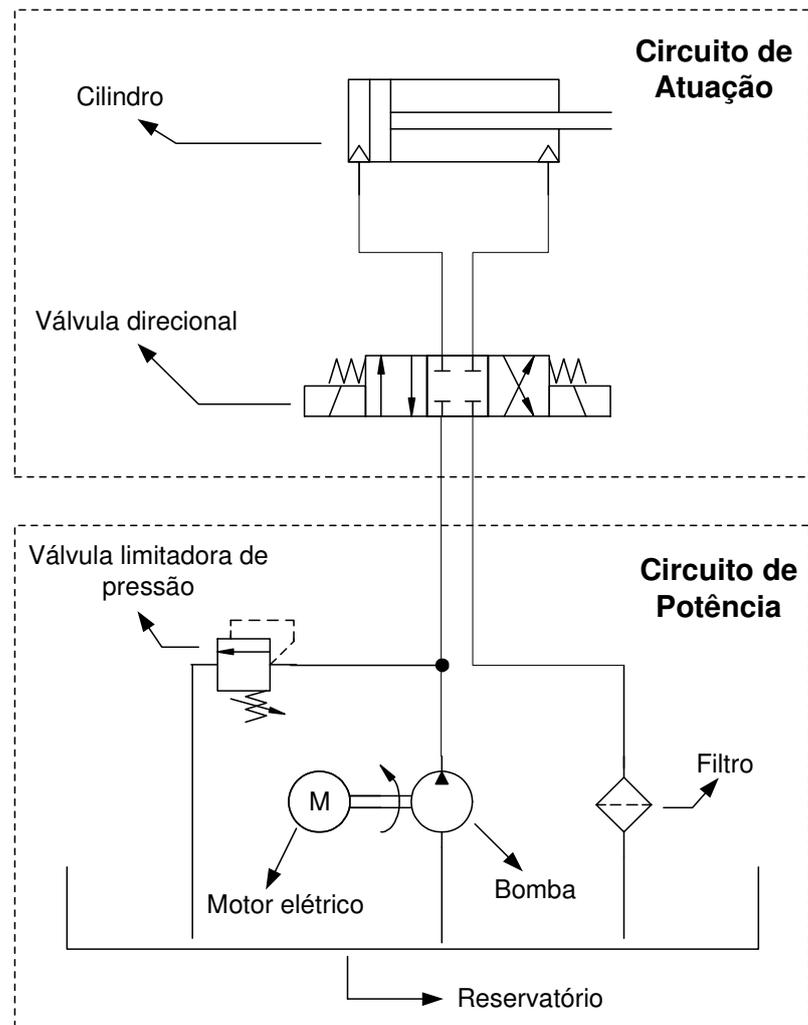


Figura 2.1 - Estrutura básica de um sistema hidráulico

O foco deste trabalho é no circuito de atuação, onde se realiza o controle do atuador hidráulico, formado por uma válvula direcional e um cilindro.

2.2 Atuadores Hidráulicos

Atuadores hidráulicos são componentes, cuja função é transformar energia hidráulica em energia mecânica, levando uma máquina ou processo a realizar um determinado trabalho mecânico.

Os atuadores hidráulicos podem ser classificados quanto ao movimento que realizam em lineares (quando o movimento realizado é de translação) e rotativos (quando o movimento realizado é giratório ou de rotação).

Nesse trabalho o termo *atuador hidráulico* refere-se ao conjunto formado pelo acoplamento de uma válvula de controle contínuo direcional com um cilindro. Dessa forma é possível controlar, através da válvula, o trabalho mecânico realizado pelo cilindro, alterando características como sentido de deslocamento, velocidade, posição, etc.

As principais vantagens dos atuadores hidráulicos segundo MERRITT (1967, p.1) são:

- Com tamanho relativamente pequeno, podem desenvolver grandes forças ou torques, quando comparados com máquinas elétricas ou acionamentos pneumáticos;
- A vida deste componente se torna longa, devido ao fato do fluido hidráulico atuar como lubrificante;
- Possui uma velocidade de resposta mais alta com rápidas partidas, paradas e inversões de velocidade, quando comparados com atuadores elétricos;
- Podem ser operados sob condições contínuas, intermitentes, de reversão e de parada repentina sem avarias;

As desvantagens dos atuadores hidráulicos segundo MERRITT (1967, p.2) são:

- A potência hidráulica não é prontamente disponível, comparada à potência elétrica;
- O custo de um sistema hidráulico pode ser mais alto do que o de um sistema elétrico comparável que desempenhe uma função similar;
- Existem perigos de fogo e explosões, a menos que sejam usados fluidos resistentes ao fogo;
- Óleo contaminado pode causar falhas no funcionamento adequado de um sistema hidráulico;
- O sistema hidráulico apresenta pólos complexos conjugados pouco amortecidos e próximos do eixo imaginário, tornando a resposta dinâmica oscilatória e, apresenta ainda, várias não-linearidades. Para um controle eficiente deste tipo de sistema é necessário dar maior ênfase ao problema da resposta oscilatória e às não-linearidades envolvidas.

Em função dos esforços de desenvolvimento tecnológico e de técnicas de controle mais elaboradas, os atuadores hidráulicos têm sido cada vez mais utilizados no controle de posição e seguimento de trajetórias para aplicações que, em geral, possuem altos carregamentos e exigem acionamentos rápidos e precisos. Essas aplicações vão desde a extração mineral e siderurgia até a indústria aeroespacial e construção civil, bem como em

aplicações de uso cotidiano, como em veículos de transporte e passeio, equipamentos odontológicos e médico-hospitalares.

Como dito anteriormente, nesse trabalho o atuador hidráulico utilizado é composto de uma válvula de controle contínuo direcional e um cilindro. Uma descrição desses componentes é realizada nas seções 2.3 e 2.4 .

2.3 Válvulas de controle contínuo direcional

As válvulas de controle contínuo direcional promovem o direcionamento do fluido com uma vazão proporcional a um sinal de acionamento (comando). Este sinal pode ser na forma de acionamento mecânico (alavanca, pedal, etc.), pilotagem pneumática ou hidráulica ou, seguindo a tendência atual, de natureza elétrica em corrente ou em tensão (DE NEGRI, 2001).

Quando o sinal de acionamento é de natureza elétrica tem-se uma maior limitação para vencer as forças geradas pelo escoamento do fluido nos orifícios de passagem. Para válvulas de controle contínuo direcional pequenas é possível acionar diretamente o carretel através de um sinal elétrico (válvulas diretamente operadas). Porém, à medida que válvulas maiores são escolhidas, com o intuito de se obter maiores vazões, maiores são os esforços devido ao escoamento, podendo ultrapassar o limite de força do acionamento elétrico. Nesses casos utilizam-se válvulas de dois estágios, onde válvulas diretamente operadas (1º estágio) provocam um desequilíbrio das forças que atuam no carretel principal (2º estágio), deslocando-o hidráulicamente (FURST e DE NEGRI, 2002).

As características mais comuns que descrevem uma válvula de controle contínuo direcional são o seu número de vias (2, 3 ou 4) e a configuração do tipo de centro (subcrítico, crítico e supercrítico).

O número de vias de uma válvula está relacionado ao número de conexões de ligação entre o sistema de potência (bomba e reservatório) e os atuadores hidráulicos (cilindros e motores). A escolha do número de vias depende do aspecto funcional desejado para o sistema de atuação.

O tipo de centro é uma característica construtiva da válvula e baseia-se na relação da sobreposição do carretel em relação ao pórtico da válvula. Essa sobreposição afeta a curva de resposta da válvula e tem influência direta no vazamento interno da mesma. Na Figura 2.2 estão representados os três tipos de centros que podem ser encontrados, ou seja, com sobreposição negativa (subcrítico), sobreposição nula (crítico) e sobreposição positiva (supercrítico). O tipo de centro afeta significativamente o comportamento do sistema de atuação (MERRITT, 1967), como pode ser observado nas curvas de vazão e vazamento mostradas na Figura 2.2.

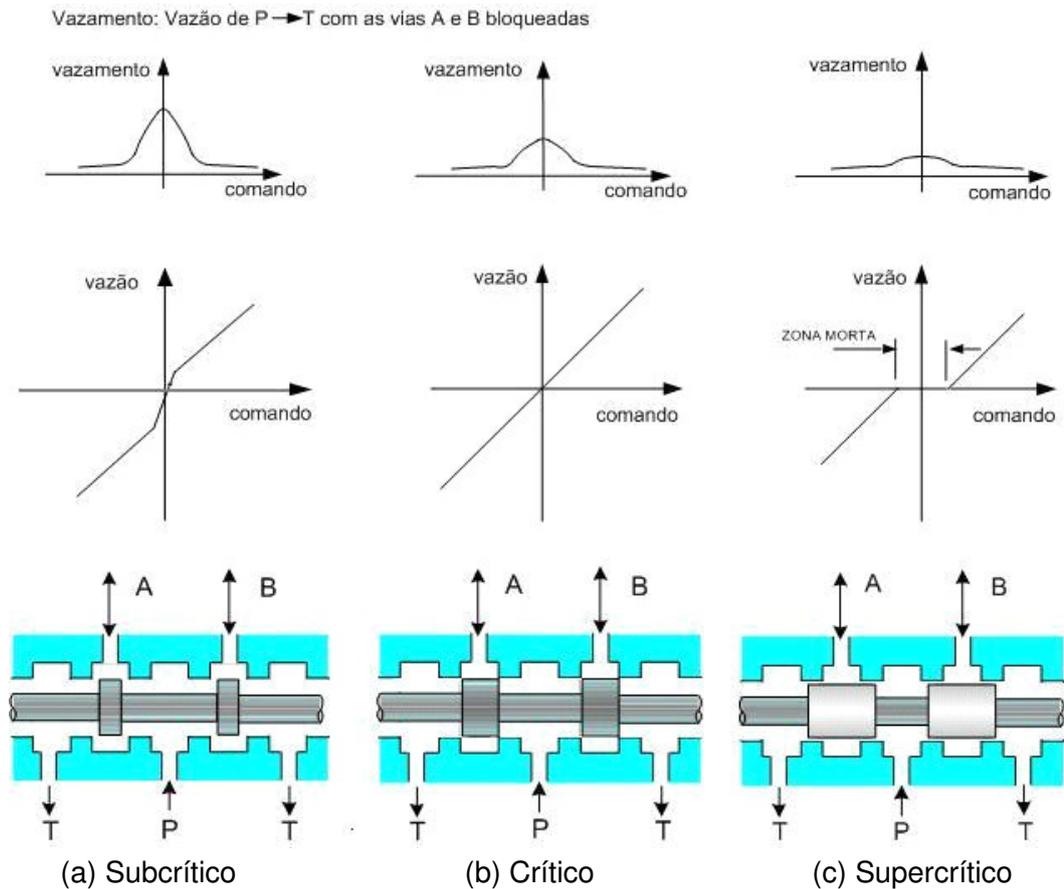


Figura 2.2 - Tipos de centro em válvulas direcionais (GÖTZ, 1989)

As válvulas de controle contínuo podem, ainda, ser classificadas como simétricas ou assimétricas. As válvulas simétricas fornecem o mesmo valor de vazão para um sinal de entrada positivo ou negativo, e seu emprego está associado a cilindros também simétricos. Já as válvulas assimétricas fornecem vazões diferentes para um sinal de entrada positivo ou negativo, e seu emprego está associado a cilindros assimétricos, onde a relação de área da válvula deve ser igual a relação de área do cilindro (FURST; DE NEGRI, 2002).

As válvulas direcionais continuamente variáveis são classificadas em servoválvulas e válvulas direcionais proporcionais. As principais características de cada uma são descritas a seguir, mostrando suas diferenças e semelhanças.

2.3.1 Servoválvula

A servoválvula foi originalmente desenvolvida na década de 40, fruto das exigências de desenvolvimento tecnológico impostas pela II Guerra Mundial (DE NEGRI, 2001). Suas primeiras aplicações foram no setor militar, particularmente na aeronáutica, sendo posteriormente difundida para os outros setores da atividade humana, principalmente pela sua grande flexibilidade funcional relativa ao controle e automação de precisão e a respostas rápidas (LINSINGEN, 2001, p. 330).

Dos princípios construtivos desenvolvidos desde o surgimento das servoválvulas estão hoje maciçamente no mercado as servoválvulas de um e, principalmente, de dois estágios, acionadas por dispositivos eletromecânicos denominados motor torque e motor linear, dependendo se o movimento produzido é rotativo ou linear, respectivamente. Em servoválvulas de um estágio o motor torque ou o motor linear aciona diretamente um carretel deslizante e, nos casos de dois estágios, são empregadas como piloto (1º estágio) válvulas tubo injetor e, mais comumente, válvulas bocal palheta (bocal-defletor) (DE NEGRI, 2001).

Nas servoválvulas de dois estágios são encontrados quatro tipos de realimentação de posição do carretel, quais sejam (DE NEGRI, 1987; MANNESMANN REXROTH, 1986):

- Mecânica, empregando uma haste flexível interligando o defletor (piloto bocal-defletor) ou o tubo (em piloto tubo de jato) e o carretel principal.
- Barométrica, com centragem do carretel através de molas.
- Direta, incorporando a válvula do primeiro estágio no interior do carretel (seguidor hidráulico).
- Elétrica, com medição da posição do carretel através de transdutor de deslocamento.

Na Figura 2.3 é mostrado o exemplo de uma servoválvula de dois estágios onde o primeiro estágio (válvula bocal-defletor) é acionado por um motor torque e a realimentação da posição do carretel é feita mecanicamente através de uma haste flexível (mola de realimentação).

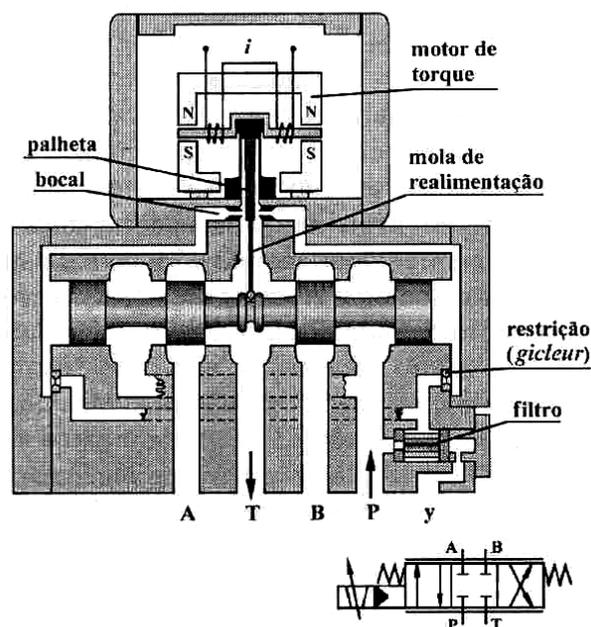


Figura 2.3 - Servoválvula eletro-hidráulica de dois estágios com realimentação mecânica de posição (LINSINGEN, 2001, p. 332).

Nesta servoválvula, quando uma corrente elétrica circula através do motor torque, o mesmo gera uma força eletromagnética que provoca a rotação do defletor, criando uma diferença de pressão entre as extremidades do carretel (2º estágio) e causando o movimento do mesmo. Com o movimento do carretel, a mola de realimentação cria um torque no defletor contrário ao que causou o movimento do carretel, fazendo com que o defletor retorne para a condição nula (diferença de pressão entre as extremidades do carretel igual a zero).

A consequente sofisticação e desempenho relativos à servoválvula tornam seu preço mais elevado que o de uma válvula direcional proporcional. Dessa forma sua utilização é limitada a processos de elevada precisão, respostas dinâmicas rápidas e alta confiabilidade, tais como processos siderúrgicos, da aeronáutica, da indústria da guerra e da robótica (LINSINGEN, 2001, p. 330). Além do mais, devido às suas características construtivas, as servoválvulas possuem pouca tolerância à contaminação do fluido dificultando a sua aplicação em circuitos hidráulicos sujeitos à contaminação externa.

2.3.2 Válvula direcional proporcional

As válvulas direcionais proporcionais (VDP) surgiram na década de 70 com o intuito de atuar em dois campos distintos, equipamentos móveis e aplicações industriais, tendo como propósito conseguir as mesmas características funcionais obtidas com as servoválvulas, porém com características operacionais adequadas ao âmbito das aplicações citadas acima (DE NEGRI, 2001).

A maior difusão dos processos de controle e automação hidráulicos ficou por conta das válvulas proporcionais, mais limitadas em termos de precisão e resposta dinâmica, mas de custo menor. Diferentemente das servoválvulas, as válvulas proporcionais admitem tolerâncias dimensionais maiores e, em consequência, são menos exigentes quanto à contaminação dos fluidos empregados (LINSINGEN, 2001, p. 333).

O acionamento das válvulas direcionais proporcionais é usualmente realizado por solenóides proporcionais. Uma válvula direcional proporcional de operação direta (um estágio), de quatro vias, centrada por molas costuma ser constituída de dois solenóides de curso controlado, pois os solenóides movimentam-se em apenas um sentido, independentemente do sinal da tensão aplicada. Dessa forma, conforme observado na Figura 2.4, um solenóide controla a vazão nos sentidos $P \rightarrow A$ e $B \rightarrow T$ e o outro solenóide controla a vazão nos sentidos $P \rightarrow B$ e $A \rightarrow T$ (DE NEGRI, 2001).

Quando um dos dois solenóides é energizado, a força aumenta até que se estabeleça um equilíbrio entre a força de atuação do solenóide – proporcional à corrente – e a força de mola, posicionando o carretel e definindo as áreas dos orifícios de controle. Quanto maior o valor do sinal de entrada, maior o deslocamento, maior a área dos orifícios de controle e maior a vazão pelas vias da válvula (LINSINGEN, 2001, p. 337).

Com o intuito de melhorar o desempenho estático e dinâmico das válvulas direcionais proporcionais, tem sido incorporada maciçamente a realimentação da posição do carretel através de transdutores de deslocamento indutivo (*linear variable differential transducer – LVDT*), permitindo um posicionamento preciso dos orifícios de controle da válvula. A Figura 2.4 mostra uma válvula direcional de 4 vias com LVDT.

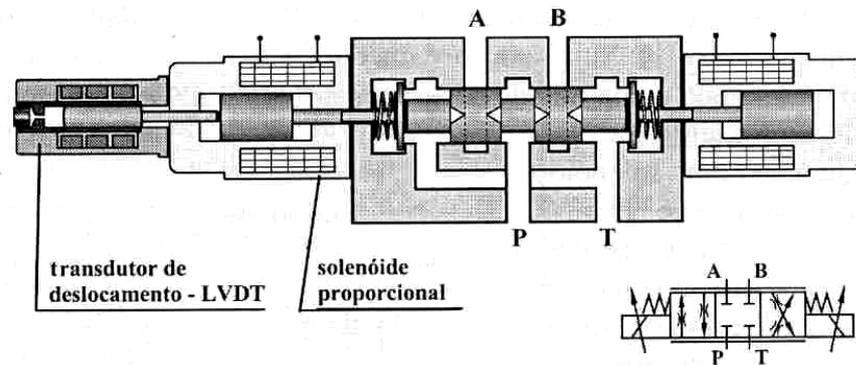


Figura 2.4 - Válvula direcional proporcional direta com realimentação de posição (LINSINGEN, 2001, p. 336).

Para vazões maiores (superiores a 60 l/min), devido às forças de escoamento, utilizam-se válvulas de dois estágios. Neste caso, o primeiro estágio acionado pelo solenóide proporcional pode ser uma válvula do tipo carretel (Figura 2.5) ou uma válvula redutora de pressão (Figura 2.6).

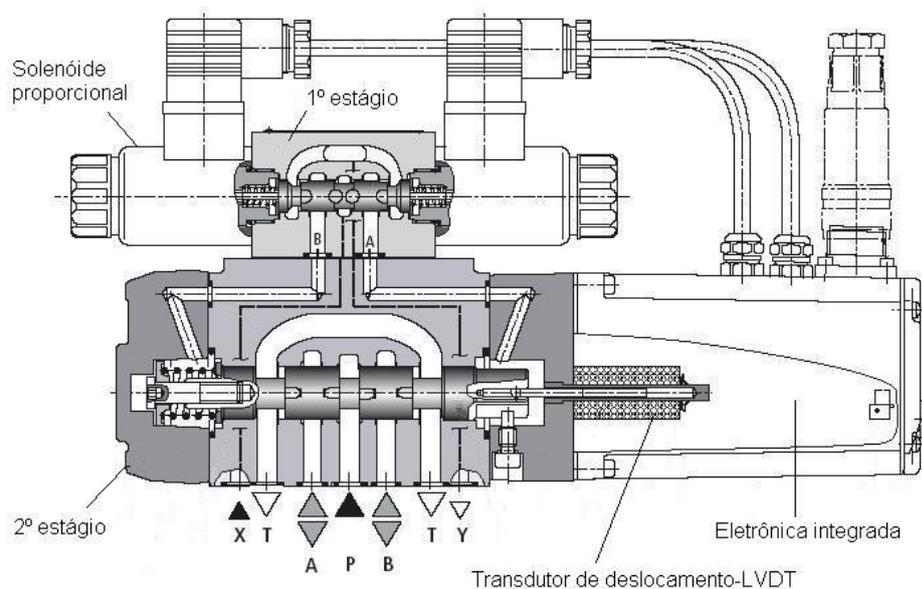


Figura 2.5 - Válvula proporcional de dois estágios. Estágio piloto com válvula do tipo carretel (BOSCH REXROTH, 2002b)

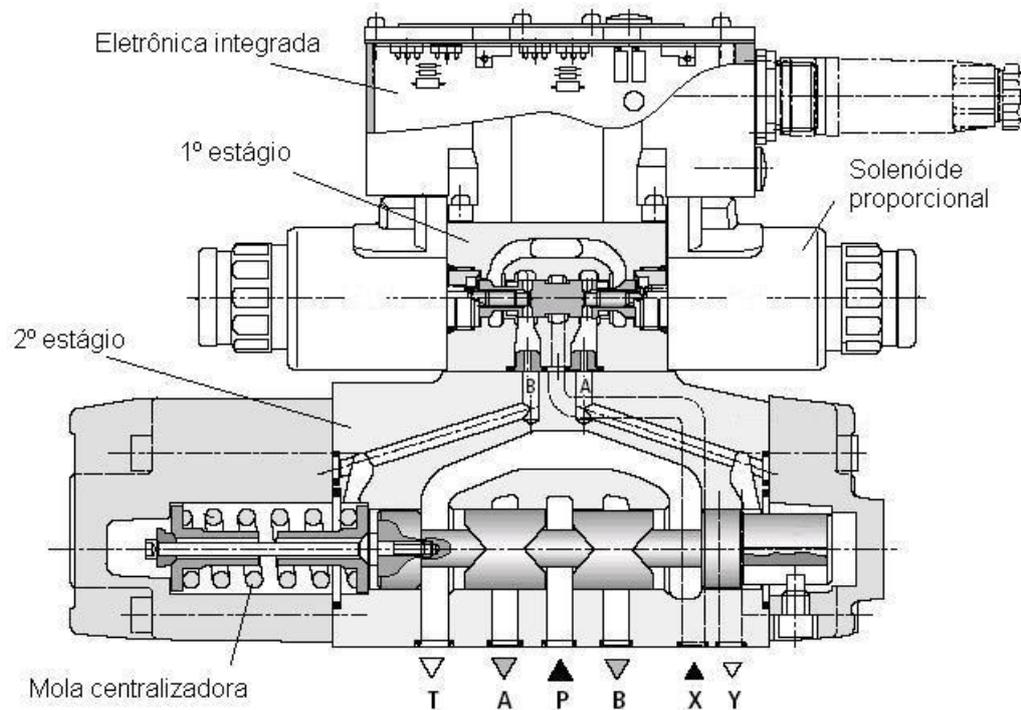


Figura 2.6 - Válvula proporcional de dois estágios. Estágio piloto com válvula redutora de pressão (BOSCH REXROTH, 2002a)

Quando a válvula do primeiro estágio é do tipo carretel faz-se necessário uma realimentação com base na posição do carretel do segundo estágio, medida comumente através de um LVDT. Assim sendo, quando o carretel do segundo estágio atingir a posição desejada, a válvula do primeiro estágio se fecha, mantendo o carretel do segundo estágio na posição especificada.

Porém, quando o primeiro estágio é uma válvula redutora de pressão, não é necessário o emprego de realimentação da posição do carretel do segundo estágio. O 1º estágio receberá um sinal e irá direcionar o fluido a uma das extremidades do carretel do segundo estágio, fazendo-o deslocar. A medida que esse carretel se desloca, vencendo a força da mola centralizadora e forças de escoamento, ocorre um aumento da pressão na sua extremidade. Como a válvula do primeiro estágio é uma redutora de pressão, a mesma possui uma realimentação da pressão da saída (pressão na extremidade do carretel do 2º estágio). O aumento dessa pressão vence a força do solenóide do primeiro estágio fazendo com que a válvula redutora de pressão (1º estágio) se feche, mantendo o carretel do segundo estágio em uma posição de equilíbrio. Caso não seja feita uma realimentação da posição do carretel do segundo estágio, a válvula terá uma histerese alta e pouca precisão, mas dependendo da aplicação utiliza-se essa configuração de válvula devido ao menor preço quando comparado com a válvula apresentada na Figura 2.5.

Maiores informações sobre válvulas redutoras de pressão podem ser obtidas em LINSINGEN (2001, p. 249) e MERRITT (1967, p.319).

2.3.3 Correlação entre servoválvulas e válvulas direcionais proporcionais

Um dos fatores que limitam o desempenho das válvulas direcionais proporcionais quando comparadas com as servoválvulas é o tipo de acionamento elétrico. Enquanto as válvulas direcionais proporcionais utilizam solenóides proporcionais, as servoválvulas utilizam usualmente motor torque. A Figura 2.7 faz uma comparação entre esses dois acionamentos.

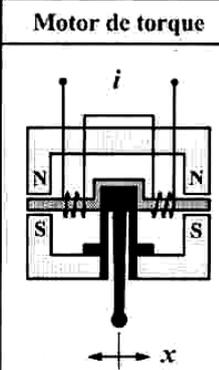
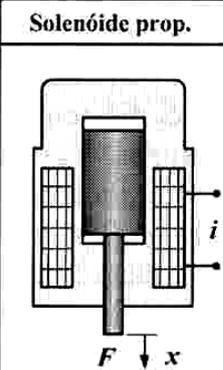
	Motor de torque	Solenóide prop.
		
Pot. de entrada (W)	0,02 - 4	5 - 40
Linearidade (%)	1 - 2	0,5 - 6
Freq. limite (Hz)	100 - 300	10 -150

Figura 2.7 - Tipos de conversores eletromecânicos (BACKÉ, 1987)

Como observado na Figura 2.7 o motor torque permite obter freqüências relativamente elevadas de acionamento. Isso é possível desde que as massas do núcleo a movimentar sejam pequenas, razão pela qual as potências de acionamento são reduzidas. Já os solenóides proporcionais permitem maiores potências de acionamento e, conseqüentemente, maiores forças, porém apresentam uma baixa freqüência de acionamento. Vale salientar que essas características são importantes, mas sozinhas não determinam o comportamento dinâmico das servoválvulas e válvulas direcionais proporcionais, pois fatores como massa, atrito, compressibilidade do fluido, freqüência natural, etc. também influenciam na dinâmica desses componentes (LINSINGEN, 2001, p. 330).

Atualmente, as novas gerações de válvulas direcionais proporcionais, empregando novos materiais como plásticos, materiais sinterizados e novas ligas, a melhoria dos processos de fabricação e a incorporação maciça de dispositivos eletrônicos, têm ampliado as fronteiras do seu campo de utilização, agregando sofisticação a um custo relativamente baixo quando comparado com as servoválvulas (DE NEGRI, 2001). Podem ser encontradas no mercado válvulas proporcionais derivadas de servoválvulas sofisticadas e caras, como também válvulas simples com bom comportamento estático e dinâmico. Por essa razão, a

delimitação da fronteira de campo entre servoválvulas e as válvulas proporcionais está sendo diluída (LINSINGEN, 2001, p. 331).

Dessa forma, se for identificada a necessidade de emprego de uma válvula direcional continuamente variável, o projetista deverá se concentrar na análise das características operacionais das válvulas disponíveis no mercado, culminando na escolha da válvula que poderá ser uma servoválvula ou uma válvula direcional proporcional (DE NEGRI, 2001).

Conforme será descrito no capítulo 3, neste trabalho é utilizada uma válvula direcional proporcional assimétrica de dois estágios, sendo o primeiro estágio uma válvula redutora de pressão.

2.4 Cilindro Hidráulico

Os cilindros hidráulicos têm a função de transformar energia hidráulica em energia mecânica. Existem diversos tipos de cilindros hidráulicos, para as mais variadas aplicações. Um dos itens para classificar tais equipamentos está relacionado com a forma de ação que pode ser simples ou dupla.

Nos cilindros hidráulicos de simples ação a potência hidráulica é efetiva em apenas uma câmara do cilindro (Figura 2.8a).

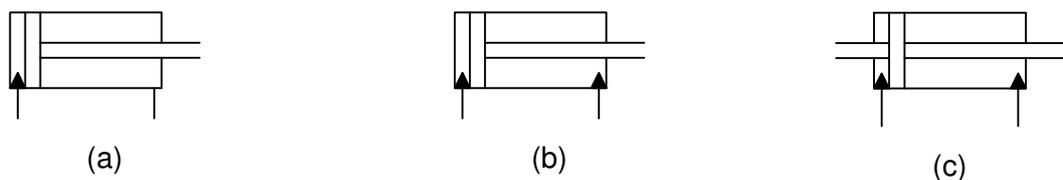


Figura 2.8 - Cilindros hidráulicos: (a) de simples ação, (b) e (c) de dupla ação

Já nos cilindros de dupla ação a potência hidráulica é efetiva nas duas câmaras do cilindro, permitindo um melhor controle do movimento (Figura 2.8b e Figura 2.8c).

Nos cilindros de dupla ação e haste dupla com o mesmo diâmetro (cilindros simétricos) (Figura 2.8c) as forças de atuação e velocidades são iguais para carga e vazão de suprimento constantes em ambos os sentidos do movimento. A igualdade entre as vazões de suprimento e induzida constitui uma característica importante para a utilização conjunta com válvulas de controle contínuo direcionais simétricas em funções de controle (sistema de controle hidráulico), uma vez que a melhor característica operacional dessas válvulas está vinculada à igualdade na perda de carga e forças de escoamento em ambas as direções do escoamento (simetria do escoamento). Por essa razão os sistemas de controle hidráulicos utilizam principalmente os cilindros simétricos (LINSINGEN, 2001, p. 195).

Porém em diversas aplicações de controle hidráulico, devido à falta de espaço para fixação de cilindros de haste dupla simétricos, utiliza-se cilindros de dupla ação assimétricos

de haste simples (Figura 2.8b) com válvulas direcionais assimétricas ou compensações na malha de controle para tentar eliminar o efeito da assimetria das áreas, que resultam em diferentes perdas de carga (VIRVALO, 2002).

O cilindro é o componente do atuador hidráulico onde as forças de atrito têm maior influência. O atrito é um fenômeno não-linear multifacetado que exibe diversas características não-lineares. Essas características não-lineares são compostas pelos bem conhecidos e clássicos atrito estático, atrito de Coulomb, atrito viscoso e de arraste, os quais compõem os modelos mais simples baseados em mapas estáticos; mas também são compostas por fenômenos dinâmicos mais complexos, conhecidos como atrito de Stribeck, atrito estático crescente, memória de atrito e deslocamento de predeslizamento. É importante acrescentar que as características de atrito são, em geral, dependentes da velocidade, da temperatura, do sentido de movimento, da lubrificação e do desgaste entre as superfícies, da posição e até mesmo da história do movimento (VALDIERO, 2005).

A combinação do atrito estático, de Coulomb, viscoso, de arraste e de Stribeck resulta numa função não-linear semelhante ao gráfico da Figura 2.9 que representa a força de atrito (F_{atr}) versus a velocidade em regime permanente.

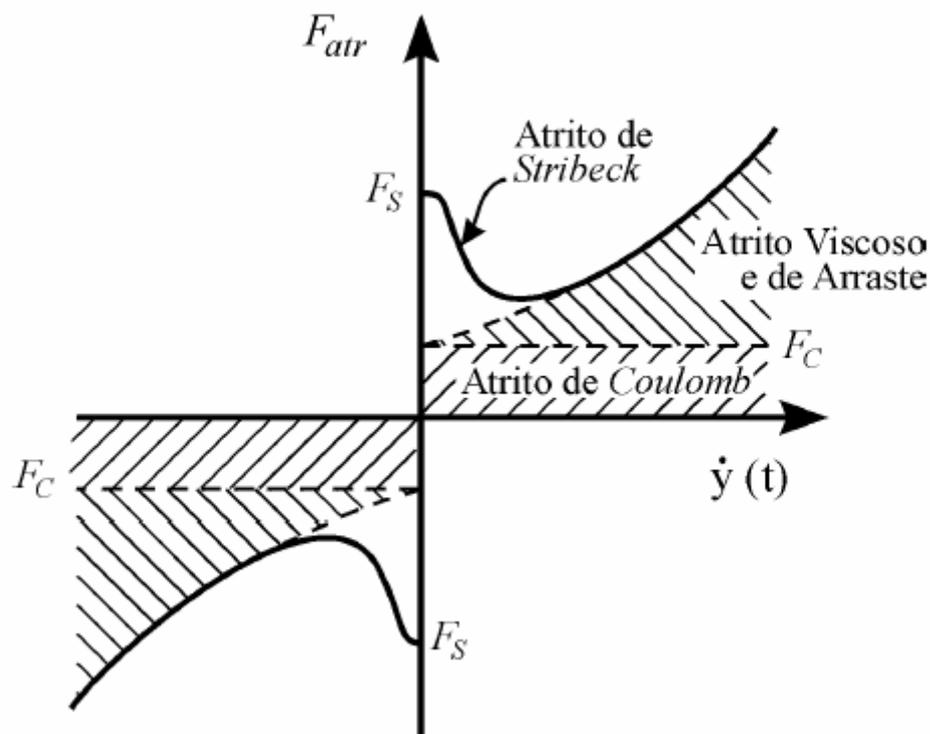


Figura 2.9 - Gráfico da combinação das características de atrito em regime permanente (VALDIERO, 2005).

De acordo com o gráfico da Figura 2.9, o atrito apresenta uma forte não-linearidade em baixas velocidades (Curva de Stribeck). Segundo CANUDAS-DE-WIT & LISCHINSKY (1997) o atrito causa erros típicos de regime permanente em controle de posição e atrasos no seguimento de trajetórias, podendo inclusive causar instabilidade.

Uma característica importante dos cilindros hidráulicos e que dificulta o seu controle em malha fechada é o fato dos mesmos possuírem frequência natural variável. Isso ocorre, pois um fluido confinado num cilindro com pistão é compressível e se comporta como uma mola, de maneira que o conjunto pistão, haste e carga rigidamente conectada irá se comportar como se estivesse montado sobre essa mola. Conhecendo o módulo de compressibilidade do fluido, seu volume e a massa total das partes móveis, pode-se determinar a frequência natural (hidráulica) do sistema oscilatório (LINSINGEN, 2001, p. 213).

A frequência natural é função dos volumes das câmaras, conforme mostrado na Figura 2.10, para os cilindros simétrico e assimétrico de dupla ação e assimétrico de simples ação (FURST e DE NEGRI, 2002). Por ser um fator de limitação dinâmica, costuma-se utilizar a frequência natural mínima em uma análise preliminar.

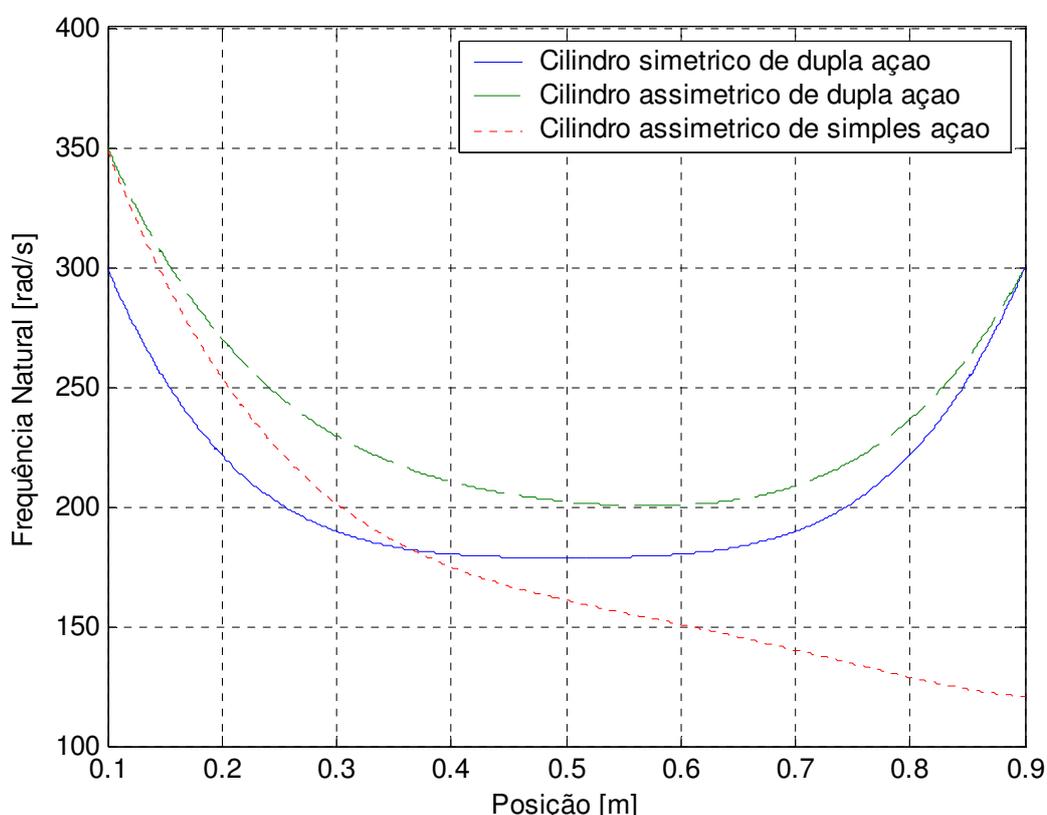


Figura 2.10 - Frequência natural dos cilindros hidráulicos em função do deslocamento do êmbolo (FURST e DE NEGRI, 2002)

CAPÍTULO 3

APARATO EXPERIMENTAL

A implementação experimental foi realizada no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) do departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Nesta implementação utilizou-se uma bancada de testes documentada em SCHWARTZ (2004) com algumas modificações para atender às necessidades específicas desse trabalho.

3.1 Bancada de testes

A bancada de testes mostrada na Figura 3.1 é constituída por: um cilindro assimétrico de dupla ação; uma válvula direcional proporcional assimétrica de dois estágios, sendo o primeiro estágio uma válvula redutora de pressão proporcional e o segundo estágio uma válvula direcional de 4 vias e 3 posições pilotada hidráulicamente; massas variáveis; uma mola com pré-carga regulável para representar a atuação de uma força externa; um transmissor e dois transdutores de pressão e um transdutor de deslocamento.

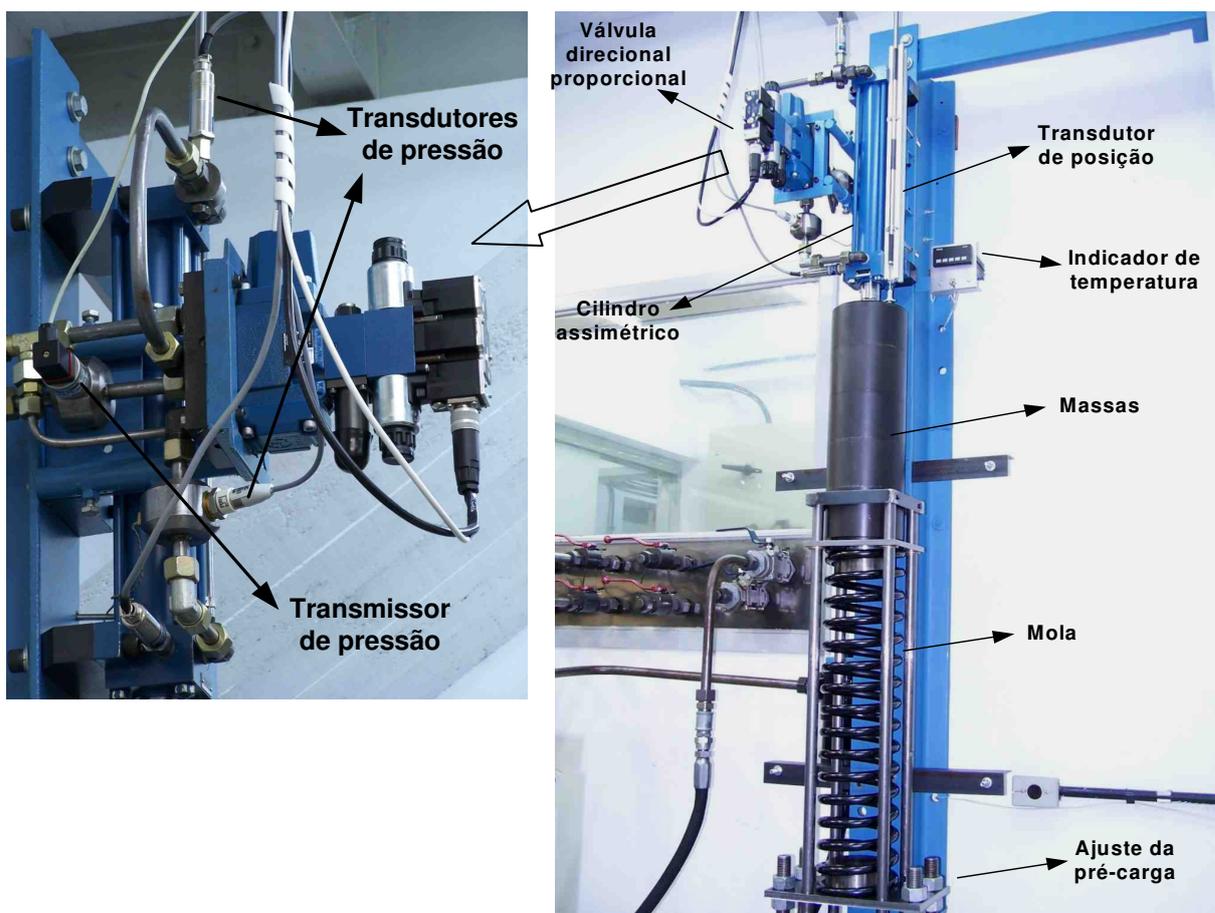


Figura 3.1 – Bancada de Testes

Além do mais, apesar de não serem mostrados na Figura 3.1, utiliza-se condicionadores de sinais, um sistema de aquisição de dados e controle e uma unidade de potência e condicionamento hidráulico (UPCH).

O circuito hidráulico de testes utilizado, segundo ISO 1219-1 e ISO 1219-2, é apresentado na Figura 3.2, e a especificação dos seus componentes é mostrada na

Tabela 3.1.

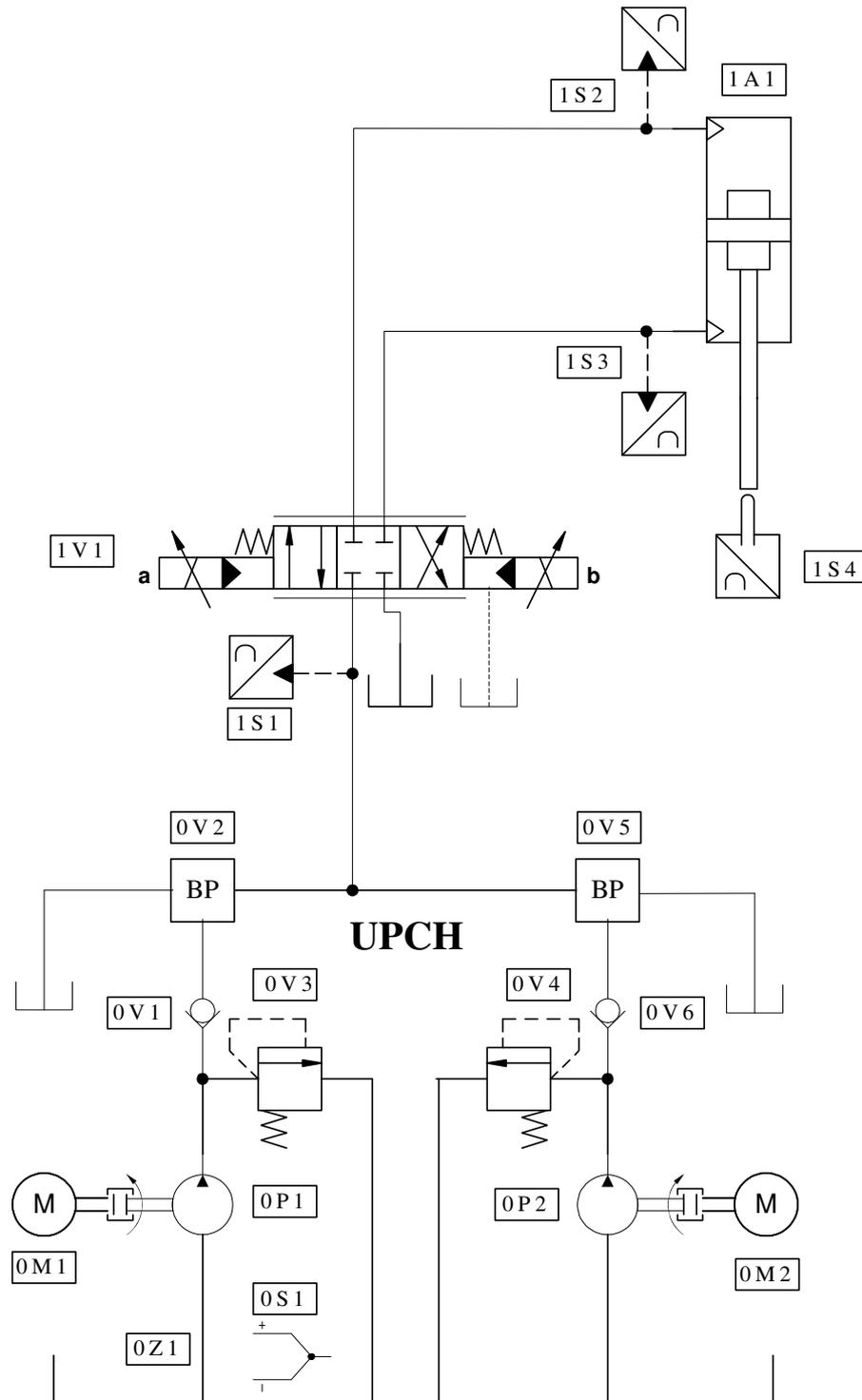


Figura 3.2 - Circuito hidráulico utilizado na bancada de testes (SCHWARTZ, 2004)

Tabela 3.1 - Especificação dos componentes da bancada de testes

Descrição	Código do Componente
Bomba de pistões axiais de eixo inclinado	0P1, 0P2
Válvula de retenção	0V1, 0V6
Bloco proporcional de vazão e pressão	0V2, 0V5
Válvula limitadora de pressão	0V3, 0V4
Motor elétrico	0M1, 0M2
Termopar tipo J	0S1
Reservatório	0Z1
Válvula direcional proporcional assimétrica de 2 estágios: marca Bosch Rexroth, modelo 4WRZE10E185-7X/ED3V, sinal de entrada ± 10 V.	1V1
Cilindro hidráulico assimétrico de dupla ação: marca Bosch Rexroth, modelo CDT3MS263/45/400Z1X/B1HHLM, diâmetro do êmbolo de 63 mm, diâmetro da haste de 45 mm, curso de 400 mm.	1A1
Transmissor de pressão: marca HBM, modelo P15, princípio de medição strain-gage, faixa de medição de 0 a 200 bar, incerteza de medição de $\pm 0,4$ bar.	1S1
Transdutor de pressão: marca HBM, modelo P3MB, princípio de medição strain-gage, faixa de medição de 0 a 200 bar, incerteza de medição de $\pm 0,3$ bar.	1S2
Transdutor de pressão: marca HBM, modelo P8AP, princípio de medição strain-gage, faixa de medição de 0 a 200 bar, incerteza de medição de $\pm 0,6$ bar.	1S3
Transdutor de posição indutivo: marca HBM, modelo W200, faixa de medição de -200 a 200 mm, incerteza de medição de $\pm 0,23$ mm.	1S4

A unidade de potência e condicionamento hidráulico (UPCH) possui duas bombas de pistões axiais de eixo inclinado, suprindo vazões volumétricas de até $8,33e-4$ m³/s (50 lpm) cada uma, podendo operar a uma pressão de trabalho de até $2,1 \times 10^7$ Pa (210 bar).

O fluido empregado possui uma viscosidade de 32 cSt (32 mm²/s), cuja temperatura de trabalho é mantida em $40^\circ \text{C} \pm 2^\circ \text{C}$ com o auxílio de um sistema de controle de temperatura do óleo também localizado na UPCH, o qual não está representado na Figura 3.2.

A regulação da vazão e pressão de suprimento é realizada através dos blocos proporcionais (BP) 0V2 e 0V5 instalados na UPCH, os quais contêm válvulas de controle de vazão e pressão. Devido ao fato das válvulas de controle de pressão (válvulas de alívio) não serem realimentadas, ocorre uma queda na pressão de suprimento quando o êmbolo do cilindro se desloca devido à alteração da vazão que passa pelas mesmas. De acordo com a Figura 3.3, onde é apresentada uma curva típica de uma válvula de alívio de pressão, observa-se que ao modificar a condição de trabalho de 1 para 2, devido a alteração na vazão, a pressão é afetada. Este fenômeno poderia ser atenuado com a utilização de um acumulador ou de uma válvula de alívio inserida em uma malha de controle de pressão. Maiores detalhes sobre esse fato podem ser observados em SCHWARTZ (2004). Além do mais, as válvulas de controle de pressão utilizadas possuem um tempo de resposta grande, fazendo com que a queda na pressão de suprimento seja acentuada nos instantes iniciais do deslocamento do êmbolo do cilindro.

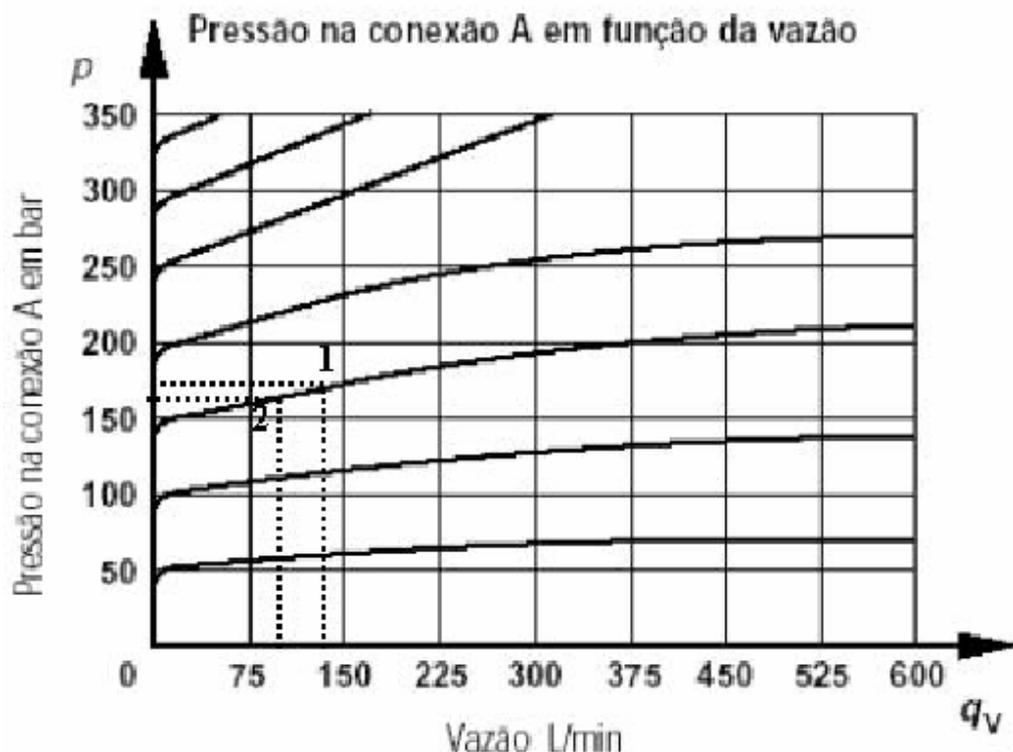


Figura 3.3 – Curva típica de regime permanente de uma válvula de alívio de pressão (MANNESMANN REXROTH, 1997)

A queda da pressão de suprimento prejudica o desempenho do atuador hidráulico no seguimento de trajetórias. Nesse caso, devido à ausência de um acumulador, é necessário trabalhar com velocidades baixas para que as variações de vazão e, conseqüentemente, de pressão sejam mais lentas e as válvulas de controle de pressão consigam manter a pressão de suprimento a mais constante possível.

Durante os ensaios, a vazão no cilindro hidráulico é controlada pela válvula direcional proporcional assimétrica de 2 estágios 1V1 de acordo com o sinal de controle. Entre o primeiro e o segundo estágio, por questões de segurança, existe uma válvula redutora de pressão diretamente operada para limitar a pressão de suprimento da válvula piloto em 75 bar, visto que o segundo estágio pode trabalhar com pressões de até 315 bar e o primeiro estágio (válvula piloto) com pressões de até 100 bar. A Figura 3.4 mostra a válvula direcional 1V1 de maneira detalhada, onde I, II e III representam, respectivamente, a válvula direcional (2º estágio), a válvula redutora de pressão diretamente operada e a válvula redutora de pressão proporcional (1º estágio).

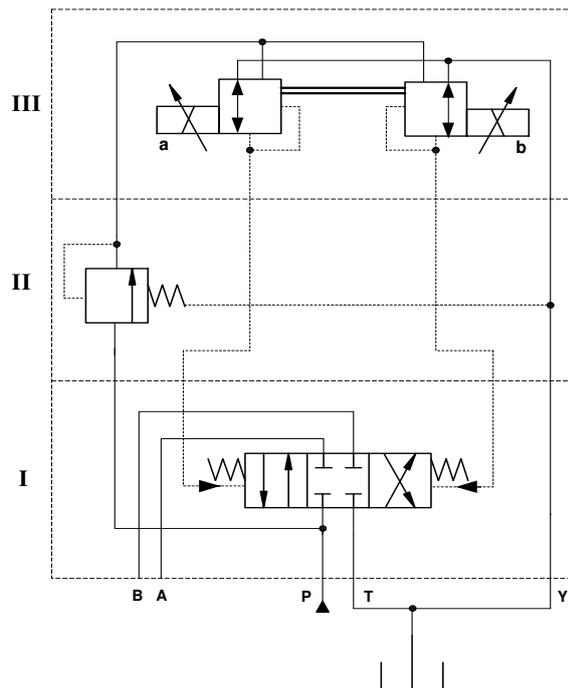


Figura 3.4 - Detalhamento da válvula direcional proporcional 1V1

Devido às suas características construtivas, a válvula direcional 1V1 possui uma zona-morta significativa (centro supercrítico) e uma frequência natural relativamente baixa, em torno de 90 rad/s, quando comparada com as servoválvulas com frequência natural em torno de 600 rad/s. Além do mais, por não utilizar a realimentação da posição do carretel, a válvula direcional 1V1 possui uma histerese alta (histerese $\leq 6\%$).

A bancada de testes permite acoplar na haste do cilindro cinco blocos de aço com aproximadamente 18,5 Kg cada. Tais blocos são fixados um a um, podendo variar a massa de 0 Kg até 90 Kg, com um incremento de 18,5 Kg (massa do êmbolo e do fluido no interior do cilindro).

A aplicação da força externa é feita através de uma mola de constante elástica $K_m = 27560 \text{ N/m}$, comprimento livre $L_0 = 790 \text{ mm}$, comprimento de bloco $L_{Bl} = 321 \text{ mm}$, diâmetro médio $d_{med} = 157 \text{ mm}$ e espessura do arame $d_{arame} = 20 \text{ mm}$. A estrutura na qual a mola é fixada permite o ajuste de pré-carga e, dependendo do teste, pode ser retirada ou

colocada com facilidade. Maiores detalhes sobre as características construtivas da mola e da sua estrutura de fixação são apresentados no Apêndice B.

O transmissor de pressão 1S1 usado para medir a pressão de suprimento possui um circuito de condicionamento de sinais incorporado e seu sinal de saída varia entre 0 e 10 V. Já os transdutores 1S2, 1S3 e 1S4, usados respectivamente para medir a pressão nas câmaras A e B e o deslocamento, necessitam de condicionadores externos para tratamento dos sinais de saída, convertendo-os para a faixa de 0 a 10 V, no caso dos transdutores 1S2 e 1S3, e de -10 a 10 V, no caso do transdutor 1S4. Com a utilização dos condicionadores externos, os sinais dos transdutores são menos ruidosos do que o sinal proveniente do transmissor.

Devido ao fato do transmissor de pressão 1S1 e o transdutor de deslocamento 1S4 possuírem uma curva de calibração, a mesma foi utilizada para gerar a equação característica de resposta desses instrumentos, diminuindo significativamente os erros sistemáticos e, conseqüentemente, a incerteza da medição. Já nos transdutores de pressão 1S2 e 1S3 não foi levantada a curva de calibração, pois a incerteza de medição indicada pelo fabricante é aceitável. A seguir são mostradas, na Tabela 3.2, as equações características de resposta dos sensores utilizados. Tais equações foram implementadas no software do sistema de aquisição de dados para converter os sinais de tensão nas respectivas unidades de medida (Pa ou m).

Tabela 3.2 – Equações características dos sensores

Sensor	Sinal medido [Volts]	Equação característica	Unidade
Transmissor de pressão 1S1 (p_s)	0 a 10	$2,1467 \cdot 10^3 \cdot U^2 + 18,3275 \cdot 10^5 \cdot U - 7,8194 \cdot 10^5$	Pa
Transdutor de pressão 1S2 (p_A)	0 a 10	$20 \cdot 10^5 \cdot U$	Pa
Transdutor de pressão 1S3 (p_B)	0 a 10	$20,16 \cdot 10^5 \cdot U$	Pa
Transdutor de deslocamento 1S4	-10 a 10	$-5 \cdot 10^{-8} \cdot U^5 - 3,76 \cdot 10^{-8} \cdot U^4 + 1,29 \cdot 10^{-6} \cdot U^3 + 3,10 \cdot 10^{-5} \cdot U^2 + 20,37 \cdot 10^{-3} \cdot U + 0,14 \cdot 10^{-3}$	m

O sistema de aquisição de dados inclui o sensor de posição, os sensores de pressão nas câmaras do cilindro e na linha de suprimento e o condicionador de sinais MGC-Plus HBM. Os sinais medidos são enviados para uma placa DSPACE DS1104 onde é implementado o algoritmo de controle. O sinal de controle gerado pelo algoritmo é então enviado para o circuito eletrônico da válvula. O diagrama elétrico do sistema de aquisição e controle de sinais e o diagrama elétrico de alimentação dos solenóides da válvula direcional proporcional e do transmissor de pressão 1S1 (pressão de suprimento) são mostrados, respectivamente, nas Figuras 3.5 e 3.6.

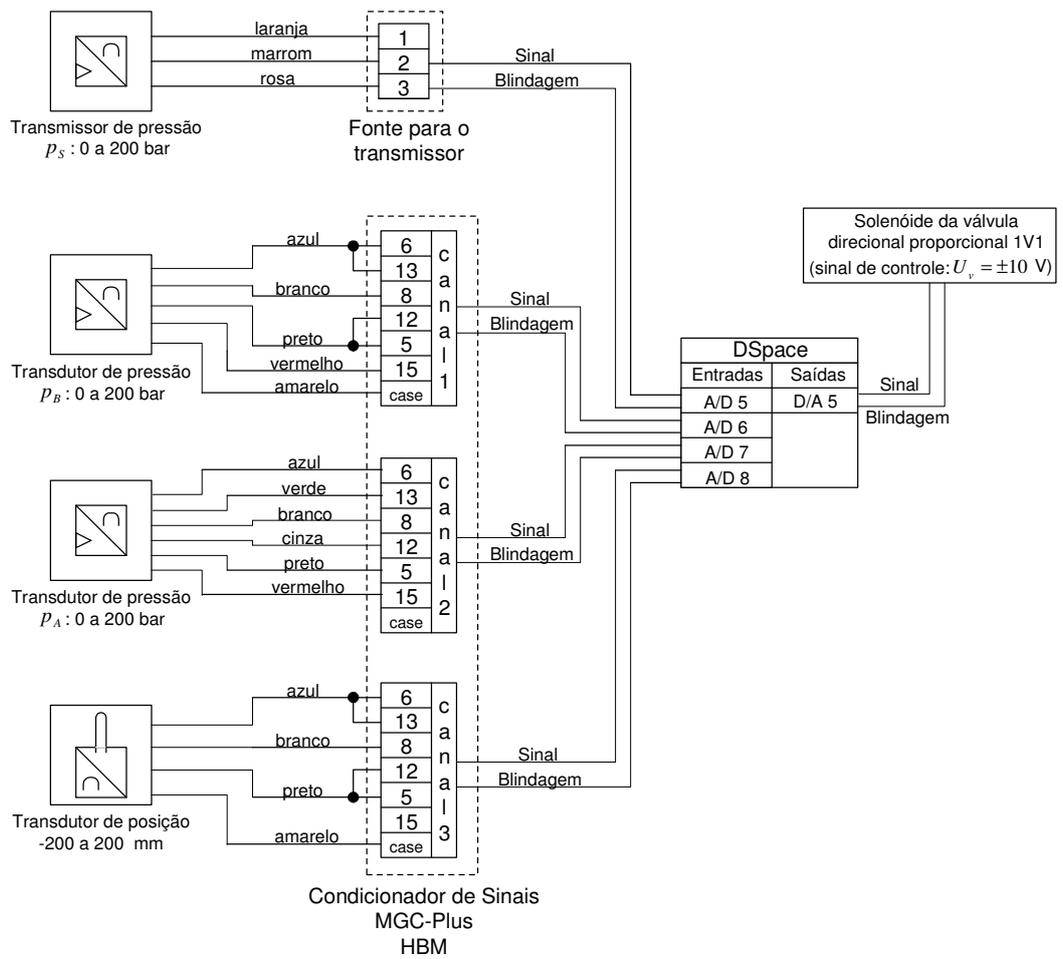


Figura 3.5 – Diagrama elétrico do sistema de aquisição e controle de sinais

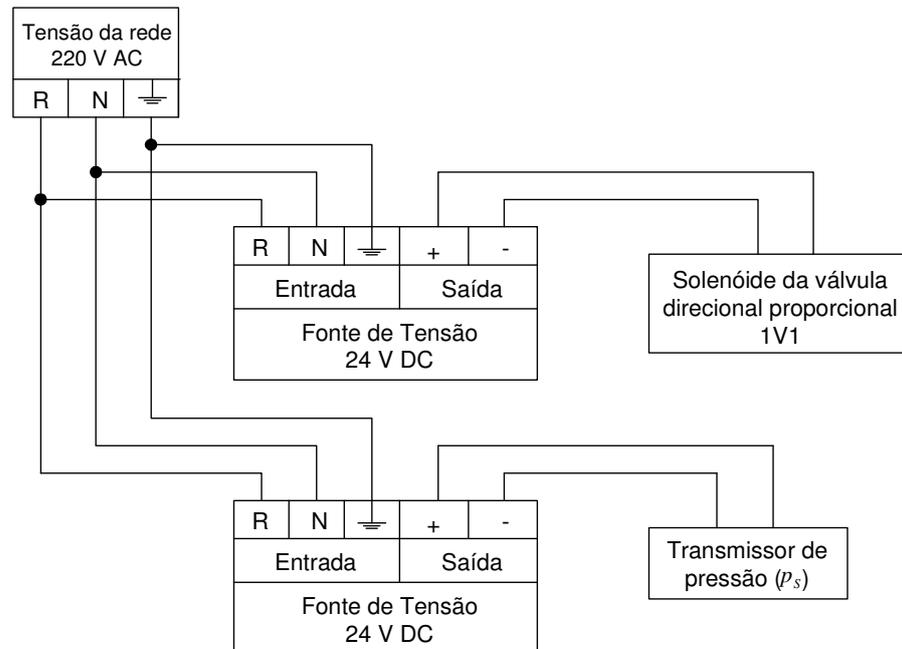


Figura 3.6 – Diagrama elétrico de alimentação dos solenóides da válvula e do transmissor de pressão 1S1 (pressão de suprimento)

A DS1104 é uma placa projetada para o desenvolvimento de controladores de alta velocidade e para testes em tempo real, e é também adequada para o processamento de sinais digitais e tarefas relacionadas. É acrescida de um conjunto de periféricos freqüentemente utilizados em sistemas de controle digital, tais como os conversores A/D (analógico para digital) e D/A (digital para analógico), além de interface para sinais digitais. Possui blocos do Simulink/MatLab para configuração das entradas e saídas. A Tabela 3.3 apresenta algumas características da placa DS1104.

Tabela 3.3 - Especificações técnicas da placa DSPACE

Fabricante	dSPACE (Digital Signal Processing and Control Engineering)
Modelo	DS1104
Processador	250 MHz (main), DSP TMS320F240 (slave)
Entradas ADC	8 canais (conversor analógico para digital)
Saídas DAC	8 canais (conversor digital para analógico)
Sistema Operacional	Windows
Software	ControlDesk/integração com MatLab

No próximo capítulo apresenta-se a modelagem do atuador hidráulico, o que permite discutir as características próprias deste sistema.

CAPÍTULO 4

MODELAGEM DO ATUADOR HIDRÁULICO

Este capítulo trata da modelagem do atuador hidráulico existente na bancada de testes descrita no capítulo 3. Vale ressaltar que neste trabalho o termo *atuador hidráulico* refere-se ao conjunto formado pela válvula direcional proporcional assimétrica acoplada ao cilindro hidráulico assimétrico. A Figura 4.1 mostra o desenho esquemático do atuador hidráulico.

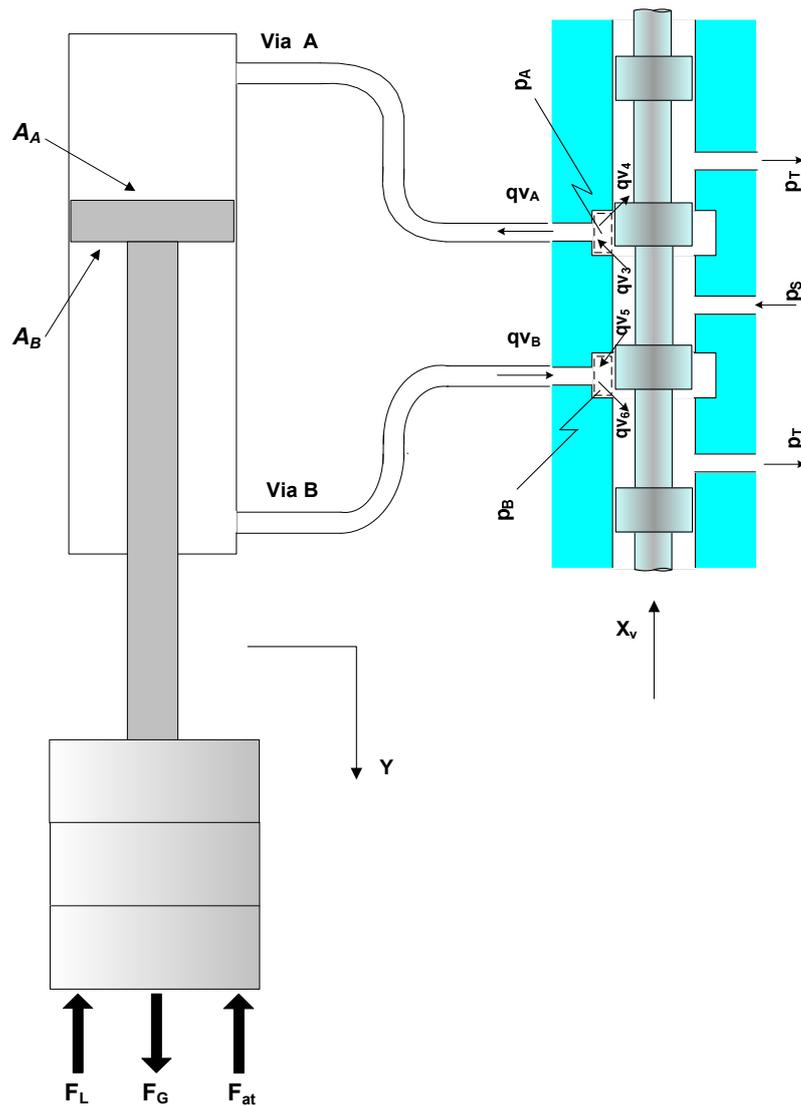


Figura 4.1 - Desenho esquemático do atuador hidráulico.

No decorrer desse capítulo são apresentados modelos não-lineares e lineares do atuador hidráulico. Tais modelos podem ser de 3ª ordem, onde a dinâmica da válvula é desconsiderada, ou de 5ª ordem, onde é considerada uma dinâmica de 2ª ordem para a válvula direcional proporcional. O motivo de ter-se optado por uma dinâmica de 2ª ordem para a válvula é discutido na seção 4.4

Na seção 4.1 é descrito o modelo não-linear do atuador hidráulico. O modelo linear é descrito na seção 4.2 . Já na seção 4.3 é descrito o modelo não-linear do atuador hidráulico com a inclusão do vazamento interno na válvula direcional proporcional. Na seção 4.4 mostra-se o método utilizado para obter os parâmetros do sistema, além de uma análise da influência da dinâmica da válvula na resposta do sistema em malha aberta.

4.1 Modelo não-linear do atuador hidráulico sem vazamento

Para obter o modelo não-linear do atuador hidráulico, a válvula direcional proporcional e o cilindro são modelados separadamente de acordo com as equações que regem seu comportamento. A união dos dois modelos resulta no modelo do atuador hidráulico.

4.1.1 Modelo não-linear da válvula direcional proporcional assimétrica

Considerando a dinâmica da válvula, a mesma é modelada utilizando duas equações: uma para representar a dinâmica de 2ª ordem entre a tensão de entrada e o deslocamento do carretel e outra para representar a vazão em orifícios obtida através da equação de Bernoulli (FOX e McDONALD, 1995; LINSINGEN, 2001).

Para representar a dinâmica de segunda ordem do carretel da válvula utiliza-se a equação (4.1).

$$\ddot{U}_c = \omega_v^2 U_v - 2\xi_v \omega_v \dot{U}_c - \omega_v^2 U_c \quad (4.1)$$

Onde

U_c = tensão proporcional ao deslocamento do carretel da válvula [V]

U_v = tensão de entrada na válvula [V]

ω_v = frequência natural da válvula \cong banda de passagem [rad/s]

ξ_v = razão de amortecimento da válvula

Aplicando a transformada de Laplace na equação (4.1) e admitindo condições iniciais nulas obtém-se:

$$U_c(s) = \frac{\omega_v^2}{s^2 + 2\xi_v \omega_v s + \omega_v^2} \cdot U_v(s) \quad (4.2)$$

Os parâmetros ξ_v e ω_v são facilmente obtidos nos catálogos, a partir da curva de resposta da válvula para entradas em degrau ou a partir do gráfico de resposta em frequência (gráfico de Bode). Caso a dinâmica da válvula seja desprezada tem-se que

$U_c = U_v$, ou seja, a partir de um sinal de tensão na válvula, o carretel se movimenta instantaneamente.

Para representar a vazão nos orifícios da válvula utiliza-se a equação de Bernoulli. Sendo assim, desconsiderando o vazamento interno, tem-se que (MERRITT, 1967; DE NEGRI, 2001):

- Para $x_v \geq 0$:

$$\begin{aligned} q_{VA} &= q_{V3} \\ q_{VA} &= cd \cdot A_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_S - p_A)}{\rho}} \end{aligned} \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned} q_{VB} &= q_{V6} \\ q_{VB} &= cd \cdot A_6 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_B - p_T)}{\rho}} \end{aligned} \quad (4.4)$$

- Para $x_v \leq 0$:

$$\begin{aligned} q_{VA} &= q_{V4} \\ q_{VA} &= cd \cdot A_4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_A - p_T)}{\rho}} \end{aligned} \quad (4.5)$$

$$\begin{aligned} q_{VB} &= q_{V5} \\ q_{VB} &= cd \cdot A_5 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_S - p_B)}{\rho}} \end{aligned} \quad (4.6)$$

onde

q_{VA} = vazão para a câmara A do cilindro [m^3/s]

q_{VB} = vazão para a câmara B do cilindro [m^3/s]

cd = coeficiente de descarga nos orifícios de controle

$A_{i(i=3,4,5,6)}$ = área dos orifícios de passagem [m^2]

ρ = massa específica do óleo [kg/m^3]

p_S = pressão de suprimento [Pa]

p_A = pressão na câmara A do cilindro [Pa]

p_B = pressão na câmara B do cilindro [Pa]

p_T = pressão de retorno [Pa]

A utilização prática das equações 4.3 a 4.6 torna-se complicada, pois parâmetros como cd e A_i , além de não serem fornecidos nos catálogos de válvulas, são difíceis de

serem obtidos. No caso do parâmetro cd , o mesmo pode ser aproximado para valores na faixa de 0,6 a 0,8, caso os orifícios de passagem possuam área muito menor que a área de entrada e desde que possam ser considerados como de canto vivo (LINSINGEN, 2001). Já os valores de A_t dependem do perfil do diâmetro do carretel da válvula e do deslocamento do mesmo, fazendo com que seja necessário desmontar a válvula para obtê-los, caso os mesmos não sejam fornecidos no catálogo.

Uma saída para o problema de obtenção desses parâmetros foi apresentada em FURST (2001), onde a vazão nos orifícios da válvula direcional pôde ser representada através de equações em que os parâmetros são facilmente obtidos a partir de dados de catálogo.

Sabendo-se que a válvula direcional proporcional de 4 vias utilizada nesse trabalho é assimétrica, e desprezando o vazamento interno na mesma, as equações (4.3) a (4.6), segundo a metodologia desenvolvida por FURST (2001), podem ser reescritas utilizando o coeficiente K_v que pode ser calculado a partir de dados de catálogo e representa a relação da vazão para uma entrada nominal em posição (x_n), corrente (i_n) ou tensão (U_n) com uma pressão de teste, considerada pressão nominal. Ou seja,

$$K_v = \frac{q_{vCn}}{\sqrt{\Delta p_m}} \quad (4.7)$$

onde

K_v = coeficiente de vazão total [(m³/s)/(Pa)^{1/2}]

q_{vCn} = vazão de controle nominal [m³/s]

Δp_m = diferença de pressão total nominal na válvula [Pa]

Apesar de teoricamente ser considerado constante, o valor de K_v , na prática, tem uma certa variação para faixas de abertura da válvula de até 50%. Para faixas de abertura de 60% a 100% o valor de K_v sofre, geralmente, pequenas variações e pode ser considerado constante (VALDIERO, 2005).

Atenção especial deve ser dada à forma como a queda de pressão na válvula é definida no catálogo, podendo corresponder à queda de pressão total na válvula (P→A e B→T ou P→B e A→T) ou a queda de pressão parcial (P→A ou B→T ou P→B ou A→T). O K_v é válido para uma diferença de pressão total na válvula (Δp_t). Para o caso do catálogo apresentar dados para uma diferença de pressão parcial (Δp_p), utiliza-se o coeficiente de vazão parcial K_{v_p} (FURST, 2001). Dessa forma, a vazão que passa pelo orifício de controle da válvula direcional proporcional pode ser representada pela equação 4.8.

$$q_{VC} = K_V \cdot \frac{U_c}{U_{cn}} \cdot \sqrt{\Delta p_t} = K_{V_p} \cdot \frac{U_c}{U_{cn}} \cdot \sqrt{\Delta p_p} \quad (4.8)$$

onde

q_{VC} = vazão de controle [m³/s]

K_{V_p} = coeficiente de vazão parcial [(m³/s)/(Pa)^{1/2}]

U_c = tensão proporcional ao deslocamento do carretel da válvula [V]

U_{cn} = tensão proporcional ao deslocamento nominal do carretel da válvula [V]

Δp_t = diferença de pressão total na válvula [Pa]

Δp_p = diferença de pressão parcial na válvula [Pa]

Como demonstrado em FURST e DE NEGRI (2002), a relação entre Δp_t e Δp_p para válvulas de 4 vias assimétricas é de $\Delta p_t = 2 \Delta p_p$. Dessa forma, a partir da equação (4.8) chega-se a seguinte relação:

$$K_{V_p} = K_V \cdot \sqrt{2} \quad (4.9)$$

Logo as equações (4.3) a (4.6), desprezando o vazamento interno da válvula, podem ser reescritas da seguinte forma:

- Para $x_v \geq 0$:

$$q_{VA} = K_{V_A} \cdot \frac{U_c}{U_{cn}} \cdot \sqrt{p_S - p_A} \quad (4.10)$$

$$q_{VB} = K_{V_B} \cdot \frac{U_c}{U_{cn}} \cdot \sqrt{p_B - p_T} \quad (4.11)$$

- Para $x_v \leq 0$:

$$q_{VA} = K_{V_A} \cdot \frac{U_c}{U_{cn}} \cdot \sqrt{p_A - p_T} \quad (4.12)$$

$$q_{VB} = K_{V_B} \cdot \frac{U_c}{U_{cn}} \cdot \sqrt{p_S - p_B} \quad (4.13)$$

onde

K_{V_A} = coeficiente de vazão parcial na via A da válvula [(m³/s)/(Pa)^{1/2}]

K_{V_B} = coeficiente de vazão parcial na via B da válvula [(m³/s)/(Pa)^{1/2}]

4.1.2 Modelo não-linear do cilindro hidráulico assimétrico

Para a modelagem do cilindro hidráulico utilizam-se duas equações: a equação da 2ª lei de Newton e a equação da continuidade, a qual é obtida pelo princípio de conservação da massa (LINSINGEN, 2001; DE NEGRI, 2001; FURST e DE NEGRI, 2002).

As principais forças atuantes no cilindro hidráulico da Figura 4.1 são: forças de inércia decorrentes da aceleração da massa do conjunto ($m\ddot{y}$), forças devido às pressões atuantes em cada lado do êmbolo ($p_A \cdot A_A - p_B \cdot A_B$), forças de atrito (F_{at}), força externa (F_L) e força gravitacional ($F_G = mg$). Então pela segunda lei de Newton tem-se:

$$p_A \cdot A_A - p_B \cdot A_B - F_{at} - F_L + F_G = m\ddot{y} \quad (4.14)$$

onde m é a massa total em movimento, composta pela massa da haste do cilindro mais a carga e pela massa de fluido deslocado.

Para expressar a aceleração do sistema \ddot{y} , resultante da entrada de uma força hidráulica ($F_H = p_A \cdot A_A - p_B \cdot A_B$) proveniente do balanço de pressões nas câmaras, obtém-se, a partir da equação (4.14), a equação (4.15).

$$\ddot{y} = \frac{1}{m} \cdot (F_H - F_{at} - F_L + F_G) \quad (4.15)$$

A variação das pressões nas câmaras do cilindro é obtida utilizando-se a equação da continuidade. Para o cilindro assimétrico mostrado na Figura 4.1, desprezando o vazamento interno no mesmo, obtém-se as seguintes equações:

$$\dot{p}_A = \frac{\beta_e}{V_A} \cdot (q_{VA} - A_A \dot{y}) \quad (4.16)$$

$$\dot{p}_B = -\frac{\beta_e}{V_B} \cdot (q_{VB} - A_B \dot{y}) \quad (4.17)$$

onde

β_e = módulo de compressibilidade efetivo [Pa]

V_A = volume da câmara A [m³]

V_B = volume da câmara B [m³]

\dot{y} = velocidade do êmbolo do cilindro [m/s]

Os volumes das câmaras, V_A e V_B , são expressos em função dos volumes iniciais V_{A0} e V_{B0} , já acrescidos dos volumes das tubulações que ligam estas câmaras às saídas da

válvula e dos volumes gerados pelo deslocamento y do êmbolo do cilindro em relação a posição inicial de referência, resultando em:

$$V_A = V_{A0} + A_A y \quad (4.18)$$

$$V_B = V_{B0} - A_B y \quad (4.19)$$

Devido à assimetria do cilindro e com o intuito de simplificar o modelo do mesmo, opta-se em trabalhar com a força hidráulica ao invés das pressões nas câmaras. Dessa forma, baseado nas equações (4.16) e (4.17) obtém-se:

$$\begin{aligned} \dot{F}_H &= A_A \dot{p}_A - A_B \dot{p}_B \\ \dot{F}_H &= \frac{A_A \beta_e}{V_A} \cdot q_{VA} + \frac{A_B \beta_e}{V_B} \cdot q_{VB} - \left(\frac{A_A^2 \beta_e}{V_A} + \frac{A_B^2 \beta_e}{V_B} \right) \cdot \dot{y} \end{aligned} \quad (4.20)$$

As equações (4.1), (4.10) a (4.13), (4.15) e (4.20) formam o modelo não-linear de 5ª ordem do atuador hidráulico. Para obter o modelo não-linear de 3ª ordem basta desconsiderar a equação (4.1).

4.2 Modelo linear do atuador hidráulico

O modelo linear do atuador hidráulico é obtido a partir da linearização dos termos não-lineares das equações (4.15) e (4.20), em torno de um ponto de equilíbrio, desprezando a força da gravidade ($F_G = 0$) e a força externa ($F_L = 0$).

Devido às simplificações e desconsiderações feitas para obter o modelo linear do atuador hidráulico, o mesmo não consegue representar de maneira eficiente o comportamento real do atuador hidráulico (VIRVALO, 1999). Porém como será visto no capítulo 5, os modelos lineares são usados para o projeto de controladores clássicos.

Apesar de suas limitações, uma vantagem do modelo linear sobre o modelo não-linear do atuador hidráulico apresentado na seção 4.1, é que o modelo linear consegue representar o vazamento interno na válvula direcional proporcional. O vazamento interno é uma característica importante, pois influencia na dinâmica das pressões, quando a válvula direcional está centrada, e no amortecimento (VIRVALO, 1999).

A seguir é descrito o modelo linear da válvula direcional proporcional assimétrica e do cilindro assimétrico, obtendo ao final dessa seção os modelos lineares de 3ª e 5ª ordem do atuador hidráulico.

4.2.1 Modelo linear da válvula direcional proporcional assimétrica

Como a dinâmica do carretel da válvula, descrita pela equação (4.1), é linear, a mesma permanece inalterada.

Já as equações (4.10) a (4.13), que representam as vazões nos orifícios da válvula, são linearizadas aplicando-se séries de Taylor no ponto de operação onde o carretel da válvula está centrado ($U_c = 0$) (MERRIT, 1967), resultando em:

$$\delta q_{VA} = Kq_{UA} \cdot \delta U_c - Kc_A \cdot \delta p_A \quad (4.21)$$

$$\delta q_{VB} = Kq_{UB} \cdot \delta U_c + Kc_B \cdot \delta p_B \quad (4.22)$$

onde

$$\delta q_{VA} = q_{VA} - q_{VA0} = \text{variação de } q_{VA} \text{ em relação ao ponto de operação [m}^3/\text{s]}$$

$$\delta q_{VB} = q_{VB} - q_{VB0} = \text{variação de } q_{VB} \text{ em relação ao ponto de operação [m}^3/\text{s]}$$

$$\delta p_A = p_A - p_{A0} = \text{variação de } p_A \text{ em relação ao ponto de operação [Pa]}$$

$$\delta p_B = p_B - p_{B0} = \text{variação de } p_B \text{ em relação ao ponto de operação [Pa]}$$

$$\delta U_c = U_c - U_{c0} = \text{variação de } U_c \text{ em relação ao ponto de operação [V]}$$

$$Kq_{UA} = \text{ganho de vazão da via A da válvula [m}^3/(\text{sV})]$$

$$Kq_{UB} = \text{ganho de vazão da via B da válvula [m}^3/(\text{sV})]$$

$$Kc_A = \text{coeficiente de vazão-pressão na via A da válvula [m}^5/(\text{sN})]$$

$$Kc_B = \text{coeficiente de vazão-pressão na via B da válvula [m}^5/(\text{sN})]$$

Porém, no ponto de operação onde o carretel da válvula está centrado ($U_c = 0$) tem-se que $q_{VA0} = q_{VB0} = U_{c0} = 0$, $p_{A0} \neq 0$ e $p_{B0} \neq 0$. Dessa forma as equações (4.21) e (4.22) podem ser reescritas da seguinte forma:

$$q_{VA} = Kq_{UA} \cdot U_c - Kc_A \cdot \delta p_A \quad (4.23)$$

$$q_{VB} = Kq_{UB} \cdot U_c + Kc_B \cdot \delta p_B \quad (4.24)$$

Nas equações 4.23 e 4.24 o vazamento interno na válvula direcional proporcional é representado, respectivamente, pelos termos $Kc_A \cdot \delta p_A$ e $Kc_B \cdot \delta p_B$. Dessa forma, conclui-se que o vazamento interno está diretamente relacionado com os coeficientes de vazão-pressão (Kc_A e Kc_B). A obtenção desses coeficientes depende dos ganhos de vazão e pressão e é descrita no decorrer dessa seção.

Os ganhos de vazão (Kq_{UA} e Kq_{UB}) são dados pela variação da vazão (q_{VA} e q_{VB}) em função do sinal de entrada em tensão, para uma determinada diferença de pressão. Dessa forma, baseado na equação (4.8), tem-se que:

$$Kq_{UA} = \frac{\partial q_{VA}}{\partial U_c} = \frac{Kv_A \sqrt{\Delta p_p}}{U_{cn}} = \frac{Kv \sqrt{\Delta p_t}}{U_{cn}} \quad (4.25)$$

Para um mesmo Δp_t ou Δp_p e devido à assimetria da válvula possuir uma relação de 2:1, tem-se que:

$$Kq_{UB} = \frac{\partial q_{VB}}{\partial U_c} = \frac{Kq_{UA}}{2} \quad (4.26)$$

Quando se tem acesso às curvas experimentais da válvula, seja por catálogo ou por realização de experimentos, tais parâmetros também podem ser obtidos através da curva Vazão x Tensão ($q_V \times U$).

- Curva $q_V \times U$

Nessa curva obtém-se os ganhos de vazão (Kq_{UA} e Kq_{UB}), que são dados pela inclinação das curvas de vazão (q_{VA} e q_{VB}) pelo sinal de entrada em tensão, para uma determinada diferença de pressão.

Para válvulas direcionais assimétricas analisa-se cada via separadamente, ou seja, no caso da via $P \rightarrow A$, onde P está ligado à linha de suprimento e A está ligada ao reservatório, aplica-se uma determinada diferença de pressão de acordo com a norma ISO 10770-1 (ISO 10770-1, 1998), e variando lentamente o sinal de entrada da válvula de 0 até o máximo valor positivo mede-se a vazão que passa de $P \rightarrow A$. Para as demais vias aplica-se a mesma diferença de pressão, sendo que de $A \rightarrow T$, onde A é ligado à linha de suprimento e T é ligado ao reservatório, o sinal de entrada da válvula varia de 0 até o máximo valor negativo. Para a via $P \rightarrow B$, onde P é ligado à linha de suprimento e B é ligado ao reservatório, o sinal de entrada da válvula também varia de 0 até o máximo valor negativo. Já de $B \rightarrow T$, onde B é ligado à linha de suprimento e T é ligado ao reservatório, o sinal de entrada da válvula varia de 0 até o máximo valor positivo.

O gráfico da Figura 4.2 mostra a curva Vazão x Tensão para uma válvula direcional proporcional assimétrica, onde é possível extrair os ganhos de vazão em cada via.

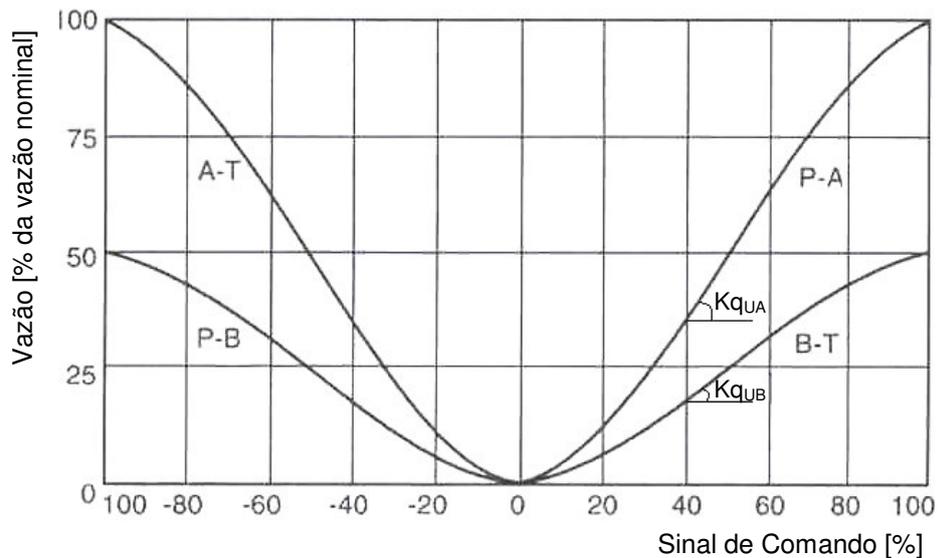


Figura 4.2 – Curva Vazão x Tensão (PARKER, 2002)

Esse experimento deve ser feito para diferentes quedas de pressão, uma vez que o ganho de vazão varia em função da pressão de carga. Desta forma, quando da utilização da válvula, precisa-se saber o ganho de vazão sob as condições reais de carga (FURST e DE NEGRI, 2002).

Os ganhos de pressão são dados pela variação da pressão em relação à tensão. A melhor maneira de obtê-los é através da curva de Pressão x Tensão ($p \times U$), onde as vias da válvula são bloqueadas. Através de uma relação entre os ganhos de vazão e os ganhos de pressão é que se obtém os coeficientes de vazão-pressão presentes nas equações (4.23) e (4.24).

- Curva $p \times U$

Nesse ensaio obtém-se os ganhos de pressão relativos às câmaras A e B (Kp_{UA} e Kp_{UB}) e o ganho de pressão relacionado com a pressão de carga (Kp_U), onde pressão de carga, nessa condição de teste, é a diferença de pressão entre as câmaras ($p_C = p_A - p_B$).

Conectando os pórticos de trabalho a dois transdutores de pressão, de tal forma que não haja vazão e variando o sinal de controle lentamente sobre o ponto zero da válvula, obtém-se a curva mostrada na Figura 4.3. Nesta figura, Kp_{UA} e Kp_{UB} são as inclinações das curvas de pressão pela tensão de entrada e Kp_U é a inclinação da curva de pressão de carga pela tensão de entrada.

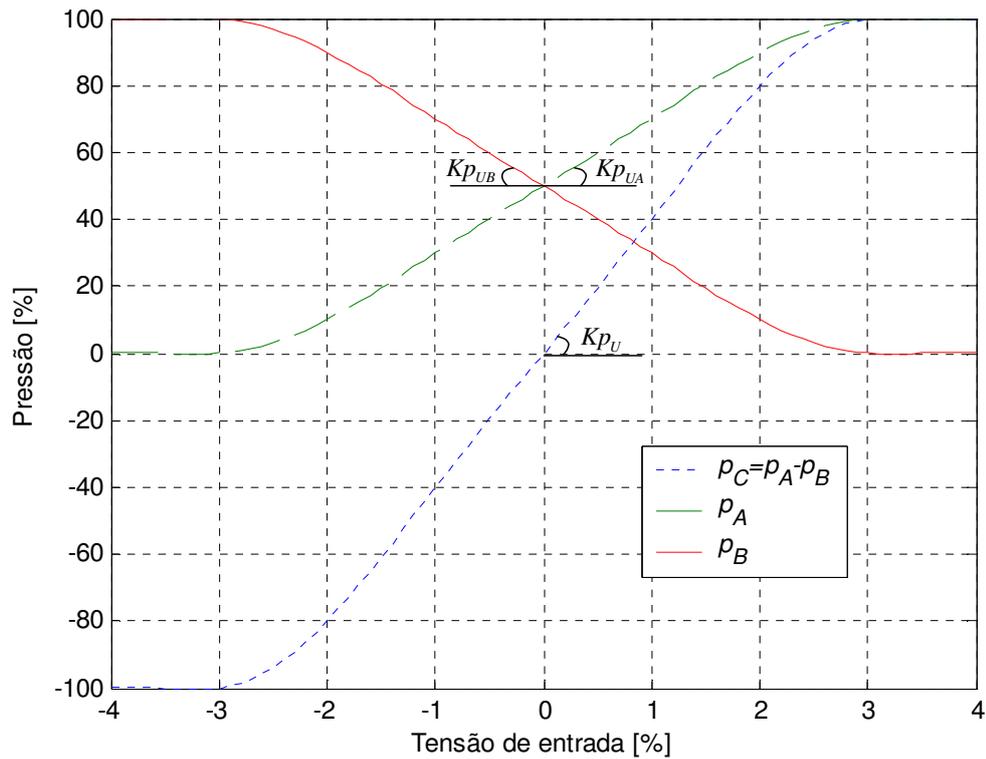


Figura 4.3 - Curva Pressão x Tensão com as vias bloqueadas (BOSCH REXROTH, 2003)

De posse dos ganhos de vazão e pressão, os coeficientes de vazão-pressão por par de via (K_{c_A} e K_{c_B}) são obtidos pelas seguintes equações:

$$K_{c_A} = \frac{Kq_{UA}}{Kp_{UA}} \tag{4.27}$$

$$K_{c_B} = \frac{Kq_{UB}}{Kp_{UB}} \tag{4.28}$$

4.2.2 Modelo linear do cilindro hidráulico assimétrico

Para obter a equação do movimento do cilindro, equação (4.15), linearizada, despreza-se a força da gravidade ($F_G = 0$) e a força externa ($F_L = 0$) e considera-se apenas o atrito viscoso ($F_{at} = B\dot{y}$), obtendo a seguinte equação:

$$\ddot{y} = \frac{1}{m} \cdot (F_H - B\dot{y}), \tag{4.29}$$

onde

B = coeficiente de atrito viscoso [Ns/m]

\dot{y} = velocidade do embolo [m/s]

A equação (4.20) que descreve a variação da força hidráulica do cilindro é linearizada no ponto onde os volumes das câmaras são iguais $\left(V_{A0} = V_{B0} = \frac{V_T}{2} \right)$, considerando pequenos deslocamentos em torno desse ponto $(V_A = V_{A0} = V_B = V_{B0})$. Além do mais, considera-se também que os coeficientes de vazão-pressão são iguais a $Kc_p = 2Kc$, onde $Kc_p = \frac{Kc_A + Kc_B}{2}$ é o coeficiente de vazão-pressão parcial e Kc é o coeficiente de vazão-pressão total. Dessa forma, considerando o volume das câmaras iguais e utilizando o coeficiente de vazão-pressão parcial (Kc_p), consegue-se representar a variação da força hidráulica a partir das variáveis de estado U_c , F_H e \dot{y} , como mostrado na equação (4.30).

$$\dot{F}_H = \frac{2\beta_e}{V_T} \left[(A_A Kq_{UA} + A_B Kq_{UB}) \cdot U_c - Kc_p \cdot F_H - (A_A^2 + A_B^2) \cdot \dot{y} \right] \quad (4.30)$$

As equações (4.1), (4.23), (4.24), (4.29) e (4.30) formam o modelo linear de 5ª ordem do atuador hidráulico, o qual pode ser escrito na forma de espaço de estados.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Fx + GU_v \\ y &= Hx \end{aligned} \quad (4.31)$$

Onde

$$F = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\omega_v^2 & -2\xi_v \omega_v & 0 & 0 & 0 \\ \frac{2\beta_e}{V_T} (A_A Kq_{UA} + A_B Kq_{UB}) & 0 & \frac{-2\beta_e}{V_T} Kc_p & 0 & \frac{-2\beta_e}{V_T} (A_A^2 + A_B^2) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \frac{1}{m} & 0 & \frac{-B}{m} \end{bmatrix}$$

$$G = \begin{bmatrix} 0 \\ \omega_v^2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad H = [0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0] \quad x = \begin{bmatrix} U_c \\ \dot{U}_c \\ F_H \\ y \\ \dot{y} \end{bmatrix}$$

A partir da equação (4.31), pode-se obter a função de transferência do atuador hidráulico assimétrico (FRANKLIN et al, 1995), a qual é dada por:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U_v(s)} = H(sI - F)^{-1} G \quad (4.32)$$

$$G(s) = \frac{\omega_v^2}{s^2 + 2\xi_v \omega_v s + \omega_v^2} \cdot \frac{\frac{2\beta_e}{V_T m} (Kq_{UA} A_A + Kq_{UB} A_B)}{s \left[s^2 + \left(\frac{B}{m} + \frac{2\beta_e Kc_p}{V_T} \right) s + \frac{2\beta_e (BKc_p + A_A^2 + A_B^2)}{V_T m} \right]} \quad (4.33)$$

onde

$$G_v = \frac{\omega_v^2}{s^2 + 2\xi_v \omega_v s + \omega_v^2} \text{ representa a dinâmica da válvula e}$$

$$G_c = \frac{\frac{2\beta_e}{V_T m} (Kq_{UA} A_A + Kq_{UB} A_B)}{s \left[s^2 + \left(\frac{B}{m} + \frac{2\beta_e Kc_p}{V_T} \right) s + \frac{2\beta_e (BKc_p + A_A^2 + A_B^2)}{V_T m} \right]} \text{ representa a dinâmica do}$$

cilindro.

A equação (4.33) representa a função de transferência de 5ª ordem do atuador hidráulico assimétrico. Para obter a função de transferência de 3ª ordem basta desconsiderar a parcela que representa a dinâmica da válvula (G_v).

Como dito anteriormente, uma desvantagem do modelo não-linear apresentado na seção 4.1, é que o mesmo não considera o vazamento interno na válvula direcional proporcional. Para solucionar esse problema é proposto na seção 4.3 um modelo não-linear do atuador hidráulico que consegue representar esse fenômeno.

4.3 Modelo não-linear do atuador hidráulico considerando o vazamento

Com o intuito de melhorar o desempenho do modelo não-linear do atuador hidráulico descrito na seção 4.1, é proposta nesta seção uma equação não-linear capaz de descrever a vazão e o vazamento interno na válvula, diferentemente das equações (4.10) a (4.13) onde o vazamento interno foi desprezado.

Em BORA e BRUCE (1999) os autores analisam alguns modelos já existentes de vazamento interno em servoválvulas e concluem que tais modelos apresentam desempenho limitado ou são complexos para serem utilizados no desenvolvimento de controladores não-lineares. Neste cenário, estes autores apresentam um modelo não-linear para o vazamento interno em servoválvulas o qual, através de resultados experimentais e de simulação, obteve bons resultados. Segundo BORA e BRUCE (1999), a vantagem do modelo proposto é que seus parâmetros são facilmente obtidos pelo catálogo da servoválvula.

Um modelo similar ao proposto por BORA e BRUCE (1999) é descrito no presente trabalho, onde se emprega o conceito de coeficiente de vazão para descrever a vazão principal através da válvula, conforme apresentado na seção 4.1, e insere-se um novo coeficiente para representação do vazamento interno.

Este modelo é derivado das equações (4.10) a (4.13) para a descrição da vazão quando ocorre a abertura de orifício de controle em função do deslocamento do carretel. As vazões decorrentes de folgas internas (vazamento) na válvula são descritas como dependentes da diferença de pressão e independentes do deslocamento do carretel, ou seja:

- Para $x_v \geq 0$:

$$q_{VA} = q_{V3} - q_{V4}$$

$$q_{VA} = \left(K_{V_A} \frac{U_c}{U_{cn}} + K_{SinA} \right) \cdot \sqrt{p_S - p_A} - K_{SinA} \sqrt{p_A - p_T} \quad (4.34)$$

$$q_{VB} = q_{V6} - q_{V5}$$

$$q_{VB} = \left(K_{V_B} \frac{U_c}{U_{cn}} + K_{SinB} \right) \cdot \sqrt{p_B - p_T} - K_{SinB} \sqrt{p_S - p_B} \quad (4.35)$$

- Para $x_v \leq 0$:

$$q_{VA} = -q_{V4} + q_{V3}$$

$$q_{VA} = - \left(K_{V_A} \frac{|U_c|}{U_{cn}} + K_{SinA} \right) \cdot \sqrt{p_A - p_T} + K_{SinA} \sqrt{p_S - p_A} \quad (4.36)$$

$$q_{VB} = -q_{V5} + q_{V6}$$

$$q_{VB} = - \left(K_{V_B} \frac{|U_c|}{U_{cn}} + K_{SinB} \right) \cdot \sqrt{p_S - p_B} + K_{SinB} \sqrt{p_B - p_T} \quad (4.37)$$

onde

$$K_{SinA} = \text{coeficiente de vazamento interno na via A [m}^3\text{/(sPa}^{0,5}\text{)]}$$

$$K_{SinB} = \text{coeficiente de vazamento interno na via B [m}^3\text{/(sPa}^{0,5}\text{)]}$$

Basicamente, a diferença mais marcante entre este modelo e o modelo apresentado por BORA e BRUCE (1999) é que no último os autores consideram que o vazamento interno na servoválvula é máximo na posição central e diminui à medida que o carretel se desloca, fato esse já conhecido na literatura (MERRIT, 1967). Porém, a desconsideração deste aspecto não acarreta em grandes erros, uma vez que para aberturas fora da faixa central da válvula a parcela que representa o vazamento não tem grande influência sobre a vazão como um todo. Como exemplo, supõem-se uma válvula com $K_V = 1,4167 \cdot 10^{-6}$ [(m³/s)/(Pa)^{1/2}], $\Delta p_t = 10 \cdot 10^5$ [Pa] e vazamento interno na posição central $q_{Vin} = 8,33 \cdot 10^{-6}$ [m³/s] (0,5 Lpm). A partir da equação (4.8), com $U_c = 5$ V e $U_{cn} = 10$ V, obtém-se uma vazão de $q_{VC} = 7,08 \cdot 10^{-4}$ [m³/s] (42,5 Lpm). Dessa forma, por mais que não se considere a

diminuição do vazamento com o deslocamento do carretel, a sua influência fora da região central é bem pequena, já que 0,5 Lpm corresponde a 1,18% de 42,5 Lpm.

Esta simplificação na representação do vazamento facilita a extração de dados de catálogos e também o desenvolvimento de leis de controle para controladores não-lineares, conforme será visto nas seções 6.2 e 6.3.

O vazamento interno em válvulas direcionais é obtido segundo norma ISO 10770-1, onde as vias A e B da válvula são bloqueadas e a vazão de suprimento é medida em função da variação do sinal de entrada em toda a sua faixa. Porém, geralmente os catálogos fornecem apenas o valor máximo do vazamento interno, obtido quando o sinal de entrada é nulo ($U_c = 0$) e o carretel está centrado.

Tendo como base as equações (4.34) a (4.37), a vazão na linha de suprimento é descrita como $q_{VP} = q_{V3} + q_{V5}$, ou seja:

- Para $x_v \geq 0$:

$$q_{VP} = \left(K_{V_A} \frac{U_c}{U_{cn}} + K_{SinA} \right) \cdot \sqrt{p_S - p_A} + K_{SinB} \sqrt{p_S - p_B} \quad (4.38)$$

- Para $x_v \leq 0$:

$$q_{VP} = \left(K_{V_B} \frac{|U_c|}{U_{cn}} + K_{SinB} \right) \cdot \sqrt{p_S - p_B} + K_{SinA} \sqrt{p_S - p_A} \quad (4.39)$$

Quando $U_c = 0$, as equações (4.38) e (4.39) convergem para a seguinte forma:

$$q_{VP} = K_{SinA} \sqrt{p_S - p_A} + K_{SinB} \sqrt{p_S - p_B} \quad (4.40)$$

Alem disto, com as vias A e B da válvula bloqueadas, tem-se que $p_A = p_B = \frac{p_S}{2}$.

Supondo que $K_{SinA} = K_{SinB} = K_{Simp}$, obtém-se, a partir da equação (4.40), a equação (4.41):

$$K_{Simp} = \frac{q_{VP}}{\sqrt{2 \cdot p_S}} \quad (4.41)$$

onde K_{Simp} é o coeficiente de vazamento interno parcial e q_{VP} , nesse caso, é o vazamento interno fornecido no catálogo a uma pressão p_S .

Dessa forma, utilizando-se as equações (4.1), (4.15), (4.20) e (4.34) a (4.37) obtém-se o modelo não-linear de 5ª ordem do atuador hidráulico que inclui o vazamento interno na válvula direcional proporcional. Para obter o modelo não-linear de 3ª ordem basta desconsiderar a equação (4.1).

4.4 Parâmetros do sistema

Nesta seção é descrito o método utilizado para obter os parâmetros dos modelos não-lineares, com e sem vazamento, e dos modelos lineares do atuador hidráulico.

Durante os experimentos, o atuador hidráulico está sujeito a duas condições de operação. Na primeira, tem-se uma pressão de suprimento $p_s = 50$ bar e uma massa de 108,5 kg (massa de 5 blocos de aço + massa da haste e do fluido confinado no cilindro) acoplada no cilindro. Na segunda condição de operação, com a mesma pressão de suprimento, além de uma massa de 108,5 Kg acoplada no cilindro, tem-se a presença de uma força externa exercida por uma mola de constante elástica $K_m = 27560$ N/m. Dessa forma, por dependerem da pressão de carga e da pressão de suprimento, alguns parâmetros do modelo linear do atuador hidráulico como Kq_{UA} , Kq_{UB} , Kc_A e Kc_B variam de acordo com as condições de operação.

Uma identificação de m , B e β_e foi feita em SCHWARTZ (2004), onde os seguintes parâmetros foram obtidos: massa total ($m=108,5$ Kg), coeficiente de atrito viscoso ($B=488$ Ns/m), módulo de compressibilidade efetivo ($\beta_e = 0,8 \cdot 10^9$ Pa). Para a obtenção do coeficiente de atrito viscoso foi levantado, em SCHWARTZ (2004), o mapa de atrito do cilindro hidráulico o qual é mostrado na Figura 4.4, onde pode-se perceber outras componentes da força de atrito como o atrito estático, de Coulomb e de Stribeck.

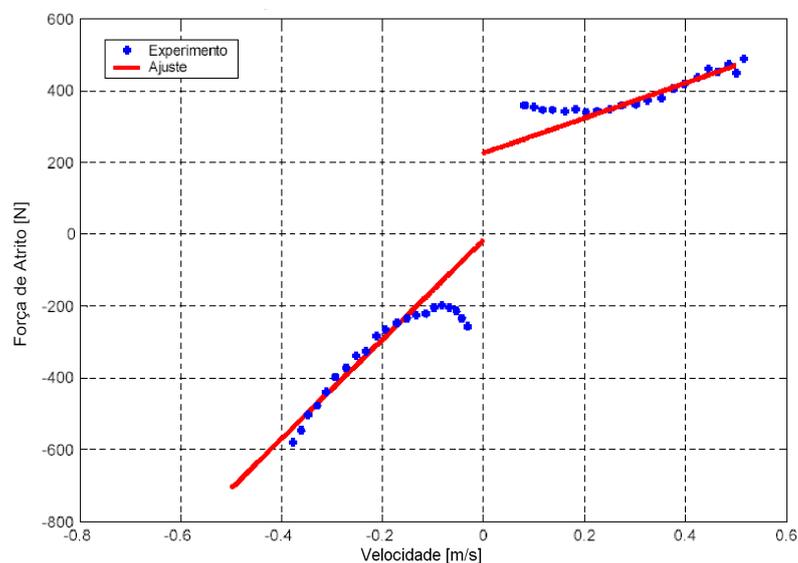


Figura 4.4 – Mapa de atrito do cilindro hidráulico SCHWARTZ (2004)

No modelo linear, onde o sistema é linearizado no ponto onde o volume das câmaras são iguais, obtém-se $V_T = 9,1691 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ e $V_{A0} = V_{B0} = 4,5846 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$. Já no modelo não-linear o volume total, incluindo as tubulações, é dado no ponto onde o cilindro está centrado ($y = 0$), obtendo-se $V_T = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$, $V_{A0} = 6,9239 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ e $V_{B0} = 3,4385 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$.

Como dito no capítulo 2, por ser um fator de limitação dinâmica, utiliza-se a frequência natural mínima do cilindro hidráulico em uma análise preliminar. Dessa forma segundo VIRVALO (1999), obtém-se:

$$\omega_{cil} \cong \sqrt{\frac{4 \cdot \beta_e \cdot A_{med}^2}{V_T \cdot m}} \cong 405 \text{ rad/s} \quad (4.42)$$

onde $A_{med} = \frac{A_A + A_B}{2}$, sendo $A_A = 31,17 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ e $A_B = 15,27 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ as áreas do cilindro assimétrico fornecidas no catálogo.

A frequência natural (ω_v) e o coeficiente de amortecimento (ξ_v) da válvula direcional proporcional são calculados a partir da sua curva de resposta para entradas em degrau, a qual é fornecida no catálogo e mostrada na Figura 4.5.

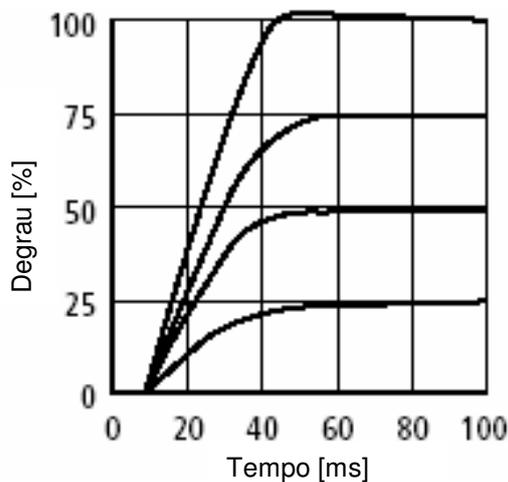


Figura 4.5 - Curva de resposta da válvula para entradas em degrau (BOSCH REXROTH, 2002a)

Considerando a dinâmica da válvula de segunda ordem e a média dos tempos de subida (t_{rs}) e dos tempos de acomodação (t_s), obtém-se a partir do gráfico da Figura 4.5 e baseado nas especificações do domínio do tempo (FRANKLIN et al., 1995), um coeficiente de amortecimento $\xi_v \cong 1$ e uma frequência natural $\omega_v \cong 90 \text{ rad/s}$.

Para comprovar o efeito da dinâmica da válvula na resposta do sistema é mostrado na Figura 4.6 o perfil das curvas de velocidade do cilindro, comparando resultados de simulação com resultados experimentais para uma entrada em degrau de 3 volts em malha aberta.

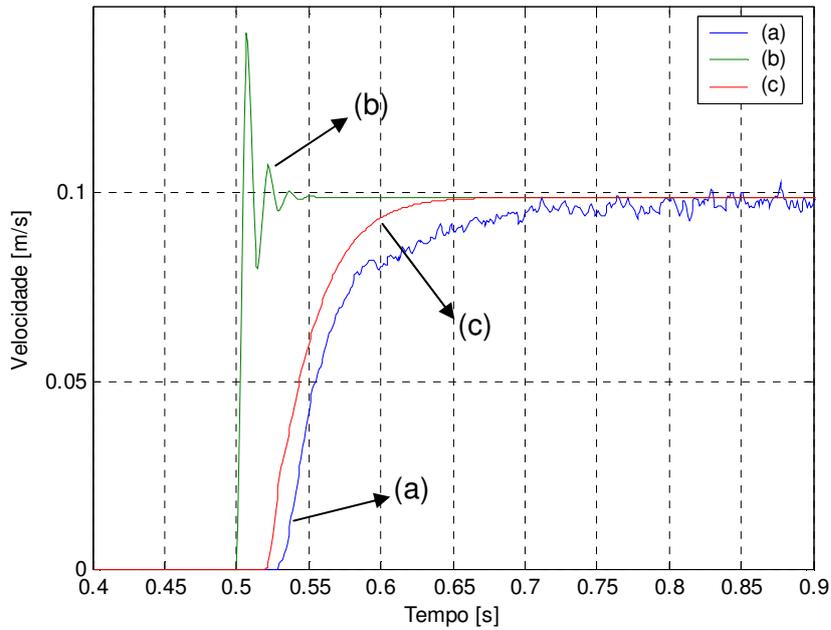


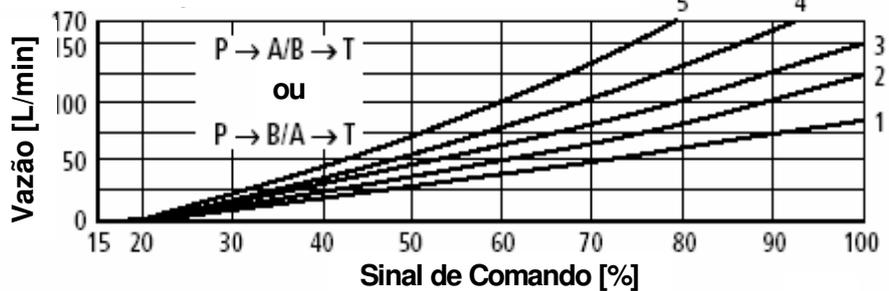
Figura 4.6 – Perfis de velocidade do cilindro para uma entrada em degrau de 3 V em malha aberta: (a) Experimental, (b) simulação desprezando a dinâmica da válvula, (c) simulação considerando uma dinâmica de 2ª ordem para a válvula.

Analisando o gráfico da Figura 4.6 percebe-se que, nesse caso, a dinâmica da válvula tem muita influência na resposta do sistema, aumentando o amortecimento, o tempo de subida e o tempo de assentamento. Isso ocorre devido à frequência natural da válvula direcional proporcional ($\omega_v \cong 90 \text{ rad/s}$) ser menor do que a frequência natural do cilindro ($\omega_{cil} \cong 405 \text{ rad/s}$). Maiores detalhes sobre a influência da dinâmica da válvula na resposta do sistema em malha fechada são mostrados nos capítulos 5 e 6.

Os coeficientes de vazão da válvula (Kv_A e Kv_B) são calculados a partir da curva de Vazão x Tensão fornecida no catálogo (Figura 4.7).

Vazão nominal de 85L/min para uma diferença de pressão de 10 bar na válvula

- 1 $\Delta p = 10 \text{ bar}$
- 2 $\Delta p = 20 \text{ bar}$
- 3 $\Delta p = 30 \text{ bar}$
- 4 $\Delta p = 50 \text{ bar}$
- 5 $\Delta p = 100 \text{ bar}$



Δp = Diferença de pressão na válvula (pressão de suprimento menos pressão de carga)

Figura 4.7 - Gráfico Vazão x Tensão fornecido no catálogo (BOSCH REXROTH, 2002a)

A partir do gráfico da Figura 4.7 e baseado na equação (4.9) obtém-se:

$$Kv_A = \frac{85/\sqrt{60000}}{\sqrt{10 \cdot 10^5}} \cdot \sqrt{2} = 2 \cdot 10^{-6} [(m^3/s)/(Pa)^{1/2}] = 26,88 [Lpm/(bar)^{1/2}] \quad (4.43)$$

Conforme catálogo, a válvula direcional proporcional é assimétrica com uma relação de vazão na ordem de 2:1. Dessa forma, para um mesmo Δp_t na válvula, conclui-se que:

$$Kv_B = \frac{Kv_A}{2} = 1 \cdot 10^{-6} [(m^3/s)/(Pa)^{1/2}] = 13,44 [Lpm/(bar)^{1/2}]. \quad (4.44)$$

Como dito anteriormente, os ganhos de vazão, Kq_{UA} e Kq_{UB} , são expressos pela variação da vazão em relação a variação da tensão para um Δp_t ou Δp_p que se aproxime das condições reais de carregamento. Para a primeira condição de operação, onde se tem apenas a presença de um carregamento, a situação mais crítica é quando o cilindro recua, se opondo à força da gravidade. Supondo uma velocidade máxima em regime permanente de -0,2 m/s, uma força gravitacional $F_G = 1064,4$ N, desconsiderando a força externa e considerando apenas o atrito viscoso, obtém-se a partir da equação (4.14) o seguinte valor para a força hidráulica na condição 1 de operação:

$$F_{H1} = B \cdot (-0,2) - F_G = -1157 \text{ N} \quad (4.45)$$

A pressão de carga em cilindros assimétricos com relação de áreas 2:1 é dada por $p_C = \left(p_A - \frac{p_B}{2} \right)$ (FURST e DE NEGRI, 2002). Apesar de nesse trabalho o cilindro assimétrico possuir uma relação de áreas de 2,04:1, considera-se uma relação de áreas de 2:1 a título de simplificação, uma vez que trabalha-se com um cálculo aproximado, obtendo-se:

$$p_{C \max 1} = \frac{\text{sgn}(U_v) \cdot F_{H1}}{A_A} = 3,7 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad (4.46)$$

Segundo FURST & DE NEGRI (2002), quando se acopla um válvula de 4 vias assimétrica (2:1) com um cilindro assimétrico (2:1) a queda de pressão total na válvula varia de acordo com o sentido do movimento (avanço ou retorno), como mostrado nas equações (4.47) e (4.48):

$$\Delta p_{t(av)} = \frac{4 \cdot p_S - 4 \cdot p_{C \max}}{3}, \text{ para } x_v > 0 \text{ (avanço do cilindro)} \quad (4.47)$$

$$\Delta p_{t(ret)} = \frac{2 \cdot p_S - 4 \cdot |p_{C \max}|}{3}, \text{ para } x_v < 0 \text{ (retorno do cilindro)} \quad (4.48)$$

Como os valores de Δp_t obtidos com as equações (4.47) e (4.48) são usado para determinar os ganhos de vazão (Kq_{UA} e Kq_{UB}) do modelo linear do atuador hidráulico, utiliza-se um valor médio de Δp_t com o intuito de linearizar o sistema em uma região de operação menos específica, ou seja, $\Delta p_t = \frac{\Delta p_{t(av)} + \Delta p_{t(rec)}}{2}$, uma vez que o atuador hidráulico trabalha em ciclos de avanço e retorno. Esse valor médio de Δp_t pode ser obtido, aproximadamente, através da equação (4.49).

$$\Delta p_t \cong p_s - p_{C \max} \quad (4.49)$$

Dessa forma, para uma pressão de suprimento $p_s = 50 \cdot 10^5$ Pa, tem-se $\Delta p_{t1} \cong p_s - p_{C \max 1} \cong 46,3 \cdot 10^5$ Pa e $\Delta p_{p1} \cong 23,15 \cdot 10^5$ Pa.

Para a segunda condição de operação tem-se, além do carregamento, a presença de uma força externa exercida por uma mola de constante elástica $K_m = 27560$ N/m. Nessa ocasião a situação mais critica é quando o cilindro avança sobre a mola. Supondo uma velocidade máxima em regime permanente de 0,2 m/s, uma força gravitacional $F_G = 1064,4$ N, considerando apenas o atrito viscoso e um deslocamento médio de 0,35 m obtém-se a partir da equação (4.14) a equação (4.50):

$$F_{H2} = B \cdot 0,2 - F_G + K_m \cdot 0,350 = 8679 \text{ N} \quad (4.50)$$

$$p_{C \max 2} = \frac{\text{sgn}(U_v) \cdot F_{H2}}{A_A} = 27,8 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad (4.51)$$

Dessa forma, para uma pressão de suprimento $p_s = 50 \cdot 10^5$ Pa, tem-se $\Delta p_{t2} \cong p_s - p_{C \max 2} \cong 22,2 \cdot 10^5$ Pa e $\Delta p_{p2} \cong 11,1 \cdot 10^5$ Pa.

Os ganhos de vazão foram determinados utilizando o gráfico da Figura 4.7 para um Δp_t específico, igual aos calculados anteriormente. Na primeira condição de operação, onde $\Delta p_{t1} = 46,3 \cdot 10^5$ [Pa], tem-se que $Kq_{UA1} \cong 3,79 \cdot 10^{-4}$ [m³/(sV)] e $Kq_{UB1} \cong 1,89 \cdot 10^{-4}$ [m³/(sV)]. Já para a segunda condição de operação, onde $\Delta p_{t2} = 22,2 \cdot 10^5$ [Pa], tem-se que $Kq_{UA2} \cong 2,08 \cdot 10^{-4}$ [m³/(sV)] e $Kq_{UB2} \cong 1,04 \cdot 10^{-4}$ [m³/(sV)].

Para a obtenção dos ganhos de pressão, Kp_{UA} e Kp_{UB} , foi necessária a realização de experimentos segundo norma ISO 10770-1, visto que o catálogo da válvula não trazia tal gráfico. A Figura 4.8 abaixo mostra o gráfico $p \times U$ obtido experimentalmente com as vias da válvula bloqueadas e pressão de suprimento $p_s = 100 \cdot 10^5$ [Pa] (100 bar).

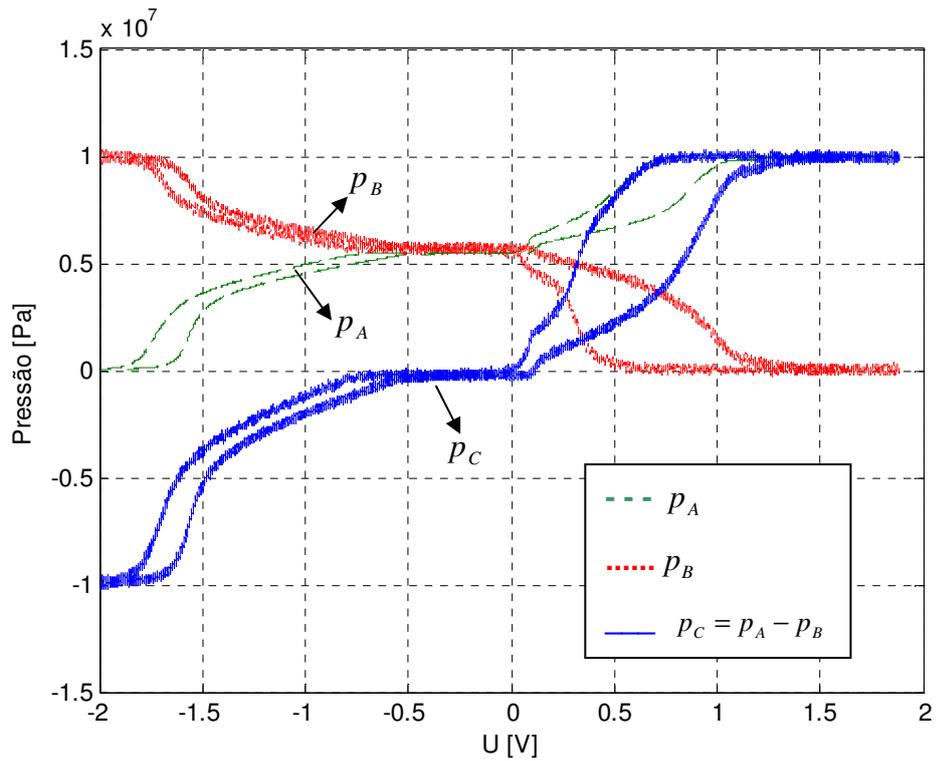


Figura 4.8 - Gráfico Pressão x Tensão com vias bloqueadas e $p_s = 100$ bar

A partir do gráfico da Figura 4.8 obtém-se os seguintes valores médios para os ganhos de pressão: $Kp_{UA} = 4,79 \cdot 10^6$ [Pa/V], $Kp_{UB} = 4,1 \cdot 10^6$ [Pa/V], $Kp_U = 9,6 \cdot 10^6$ [Pa/V]. Vale salientar que o ganho de pressão é diretamente proporcional à pressão de suprimento (JOHNSON, 1991), ou seja, a partir dos valores de Kp_{UA} e Kp_{UB} obtidos no gráfico da Figura 4.8 é possível determinar ganhos de pressão para diferentes pressões de suprimento através de uma relação linear.

Os coeficientes de vazão-pressão, Kc_A e Kc_B , são obtidos a partir da relação descrita nas equações (4.27) e (4.28), respectivamente. Dessa forma, para a condição 1 de operação, obtém-se $Kc_{A1} = 1,58 \cdot 10^{-10}$ [m⁵/(sN)] e $Kc_{B1} = 9,24 \cdot 10^{-11}$ [m⁵/(sN)]. Para a condição 2 de operação, obtém-se $Kc_{A2} = 8,68 \cdot 10^{-11}$ [m⁵/(sN)] e $Kc_{B2} = 5,07 \cdot 10^{-11}$ [m⁵/(sN)].

Os coeficientes de vazamento interno do modelo não-linear, K_{SinA} e K_{SinB} , são obtidos a partir do valor do vazamento interno na válvula. No caso da válvula utilizada nesse trabalho, a curva de vazamento, mostrada na Figura 4.9, possui um formato atípico para válvulas direcionais, pois no ponto onde a válvula está centrada ($U_c = 0$) é onde observa-se os menores vazamentos. Provavelmente isto ocorre devido ao primeiro estágio da válvula direcional proporcional (VDP) ser uma válvula redutora de pressão, sendo esta a responsável por esse comportamento.

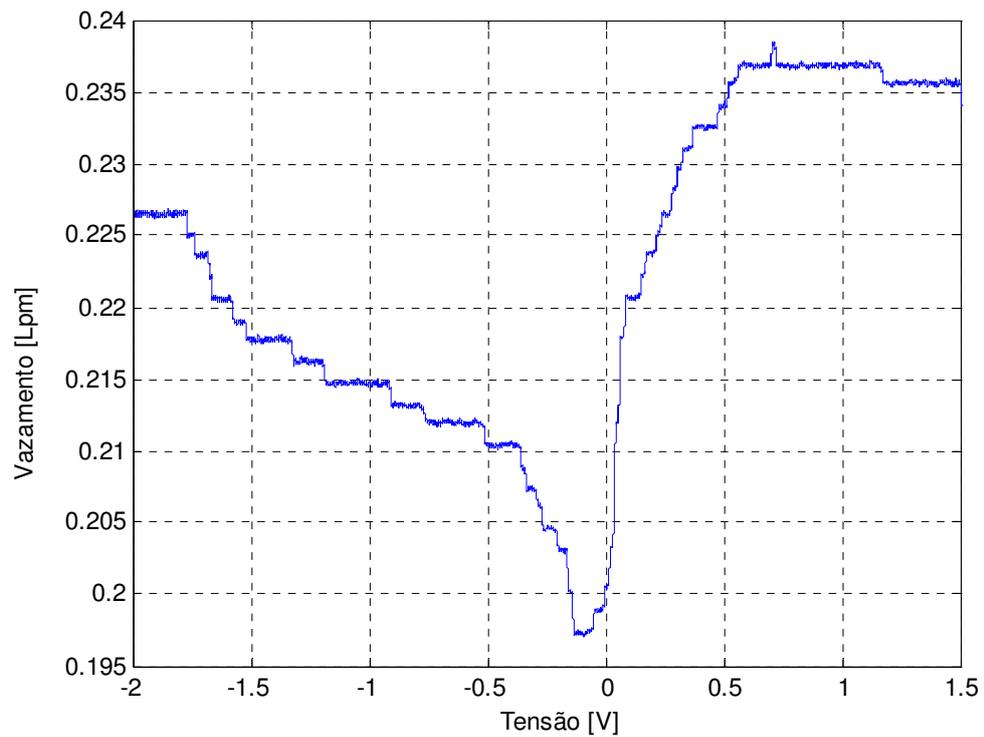


Figura 4.9 – Vazamento medido na VDP com as vias bloqueadas e $p_s = 100 \cdot 10^5$ Pa

Por ser um cálculo aproximado, utiliza-se o maior valor do vazamento como referência para o cálculo dos coeficientes de vazamento, obtendo-se $q_{vin} = 3,95 \cdot 10^{-6}$ m³/s (0,237 Lpm) para uma pressão de suprimento $p_s = 100 \cdot 10^5$ Pa. Dessa forma, considerando $K_{SinA} = K_{SinB} = K_{Sinp}$, a partir da equação (4.41), obtém-se:

$$K_{Sinp} = \frac{3,95 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{2 \cdot 100 \cdot 10^5}} = 8,83 \cdot 10^{-10} \text{ [m}^3\text{/(sPa}^{0,5}\text{)]} \quad (4.52)$$

A Tabela 4.1 mostra os parâmetros do sistema de uma forma mais sucinta.

Tabela 4.1 – Parâmetros do atuador hidráulico

Parâmetro	Valor	Unidade
m	108,5	Kg
B	488	Ns/m
β_e	$0,8 \cdot 10^9$	Pa
V_T	⁽¹⁾ ML: $9,1691 \cdot 10^{-4}$ ⁽²⁾ MNL: $1 \cdot 10^{-3}$	m ³
V_{A0}	ML: $4,5846 \cdot 10^{-4}$ MNL: $6,9239 \cdot 10^{-4}$	m ³
V_{B0}	ML: $4,5846 \cdot 10^{-4}$ MNL: $3,4385 \cdot 10^{-4}$	m ³
A_A	$31,17 \cdot 10^{-4}$	m ²

A_B	$15,27 \cdot 10^{-4}$	m^2
ω_{cil}	405	rad/s
ω_v	90	rad/s
ξ_v	1	-----
Kv_A	$2 \cdot 10^{-6}$	$m^3/(sPa^{0,5})$
Kv_B	$1 \cdot 10^{-6}$	$m^3/(sPa^{0,5})$
Kq_{UA}	$3,79 \cdot 10^{-4}$ (condição 1) e $2,08 \cdot 10^{-4}$ (condição 2)	$m^3/(sV)$
Kq_{UB}	$1,89 \cdot 10^{-4}$ (condição 1) e $1,04 \cdot 10^{-4}$ (condição 2)	$m^3/(sV)$
Kc_A	$1,58 \cdot 10^{-10}$ (condição 1) e $8,68 \cdot 10^{-11}$ (condição 2)	$m^5/(sN)$
Kc_B	$9,24 \cdot 10^{-11}$ (condição 1) e $5,07 \cdot 10^{-11}$ (condição 2)	$m^5/(sN)$
K_{Simp}	$8,83 \cdot 10^{-10}$	$m^3/(sPa^{0,5})$
K_m	27560	N/m

⁽¹⁾ Volume para o modelo linear; ⁽²⁾ Volume para o modelo não-linear.

4.5 Conclusões

Ao final desse capítulo pode-se concluir que o modelo linear, além de utilizar uma série de simplificações, tem na sua equação da vazão parâmetros (Kq_{UA} , Kq_{UB} , Kc_A , Kc_B) que variam de acordo com as condições de operação (pressão de carga). Este fato dificulta a sua utilização para representar sistemas que estão sujeitos a diferentes carregamentos e perturbações.

Os parâmetros Kq_{UA} e Kq_{UB} , por estarem no numerador da função de transferência descrita pela equação (4.33), funcionam como um ganho, aumentando a frequência natural e diminuindo o amortecimento do sistema. Já os parâmetros Kc_A , Kc_B e, conseqüentemente, Kc_p influenciam principalmente no amortecimento. Dessa forma, caso a pressão de carga do sistema não seja determinada para cada condição de operação, o modelo linear não consegue representar de maneira eficiente o comportamento do atuador hidráulico devido a distorções nos valores da frequência natural e do amortecimento, provocando erros na sua resposta dinâmica e em regime permanente.

O modelo não-linear incluindo o vazamento interno consegue descrever melhor os fenômenos físicos aos quais o atuador hidráulico está sujeito. Além do mais, parâmetros como os coeficientes de vazão da válvula (Kv_A e Kv_B) não se alteram devido a diferentes carregamentos, pois a relação entre vazão nominal e Δp_m , descrita pela equação (4.7), é constante para diferentes condições de operação.

Outro fator importante mostrado nesse capítulo foi a influência da dinâmica da válvula na resposta do sistema em malha aberta, levando a inclusão de um modelo de 2ª ordem para representar o seu comportamento. Nos capítulos 5 e 6 será possível observar até que ponto a dinâmica da válvula interfere no projeto e desempenho dos controladores em malha fechada.

CAPÍTULO 5

CONTROLADORES CLÁSSICOS

Neste capítulo é apresentado o projeto dos controladores proporcional (P) e proporcional integral (PI), dos compensadores de avanço de fase (“lead”) e atraso de fase (“lag”), do controlador de estados e do controlador proporcional com “forward loop”. Apesar deste último não ser considerado um controlador clássico, para facilitar o seu entendimento, o mesmo é apresentado nesse capítulo devido a sua estrutura ser baseada em um controlador proporcional.

O projeto dos controladores e compensadores descritos acima é feito com base nos modelos de 3ª ordem (desprezando a dinâmica da válvula) e de 5ª ordem (considerando a dinâmica da válvula) do atuador hidráulico. Dessa forma, analisar-se-á até que ponto a dinâmica da válvula influencia no projeto de tais controladores e compensadores.

Por terem seu projeto baseado em modelos lineares de 3ª e 5ª ordem do atuador hidráulico, esses controladores e compensadores têm seu desempenho limitado, uma vez que os sistemas hidráulicos possuem várias não-linearidades. Porém, devido à sua simplicidade e facilidade de aplicação, os controladores clássicos são muito empregados no meio industrial.

O conhecimento do modelo matemático do sistema a ser controlado e de suas características tem um papel fundamental no projeto e análise de um sistema de controle de malha fechada. Quando a dinâmica da válvula é de 3 a 5 vezes mais rápida que a dinâmica do cilindro, a mesma pode ser desconsiderada do modelo do atuador hidráulico (VIRVALO, 1999). Caso contrário, a dinâmica da válvula deve ser considerada devido à sua influência na dinâmica do sistema como um todo.

Apesar de, nesse trabalho, a dinâmica da válvula ($\omega_v = 90$ rad/s) ser menor que a dinâmica do cilindro ($\omega_c = 405$ rad/s), em um primeiro momento a mesma foi desconsiderada para analisar o efeito que essa simplificação causa no comportamento do atuador hidráulico. Dessa forma, a partir da equação (4.33), desprezando a parcela que representa a dinâmica da válvula e considerando os parâmetros do modelo linear descritos na Tabela 4.1 para a condição de operação onde o atuador hidráulico não está sujeito à perturbação de uma força externa (condição 1), obtém-se a função de transferência de 3ª ordem do atuador hidráulico descrita pela equação (5.1).

$$G_3(s) = \frac{2,369 \cdot 10^4}{s^3 + 223,2s^2 + 1,947 \cdot 10^5 s} \quad (5.1)$$

Por sua vez, a partir da equação (4.33), considerando a dinâmica da válvula de 2ª ordem e substituindo os parâmetros descritos na Tabela 4.1 para a “condição 1” de

operação, obtém-se a função de transferência de 5ª ordem do atuador hidráulico descrita pela equação (5.2).

$$G_5(s) = \frac{1,92 \cdot 10^8}{s^5 + 403,2s^4 + 2,43 \cdot 10^5 s^3 + 3,686 \cdot 10^7 s^2 + 1,577 \cdot 10^9 s} \quad (5.2)$$

Dessa forma, o projeto dos controladores P, PI, dos compensadores com avanço e atraso de fase, do controlador de estados e do controlador proporcional com “forward loop” é feito a partir das funções de transferência descritas pelas equações (5.1) e (5.2), sendo possível analisar a influência da dinâmica da válvula no projeto desses controladores e compensadores e no comportamento do sistema.

Nas simulações, o ajuste dos ganhos é feito de tal forma a obter os menores erros de posição no seguimento de uma trajetória de 7ª ordem, sem que a resposta do sistema seja oscilatória e nem possua sobrepasso.

5.1 Controlador Proporcional

Neste tipo de controlador, utiliza-se apenas a realimentação da posição do cilindro, onde a mesma é comparada com um sinal de referência, gerando um sinal de erro que é multiplicado por um ganho proporcional. A Figura 5.1 mostra o diagrama de blocos de um atuador hidráulico com um controlador P em malha fechada.

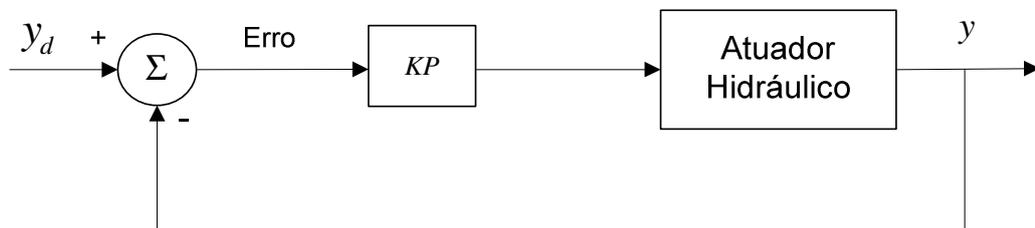


Figura 5.1 – Controlador Proporcional

O ganho proporcional gera respostas mais rápidas, diminuindo o tempo de subida, mas pode provocar sobrepasso e, dependendo do valor, pode levar o sistema para a instabilidade (FRANKLIN, 1995, p. 180).

A seguir é descrito o projeto do controlador P baseado no modelo linear de 3ª e 5ª ordem, respectivamente.

5.1.1 Controlador Proporcional baseado no modelo linear de 3ª ordem

Considerando o atuador hidráulico um sistema de 3ª ordem (desprezando a dinâmica da válvula) e utilizando um controlador P, a função de transferência do sistema em malha fechada é dada por:

$$G_3(s) = \frac{KP \cdot 2,369 \cdot 10^4}{s^3 + 223,2s^2 + 1,947 \cdot 10^5 s + KP \cdot 2,369 \cdot 10^4}, \quad (5.3)$$

onde KP é o ganho proporcional.

Na Figura 5.2 mostra-se o lugar das raízes em relação a KP para o sistema de 3ª ordem, onde pode-se observar a existência de um pólo na origem e dois pólos complexos conjugados pouco amortecidos. Variando o ganho KP , os pólos complexos deslocam para direita em direção ao eixo imaginário, enquanto que o pólo sobre a origem desloca para a esquerda, sobre o eixo real negativo.

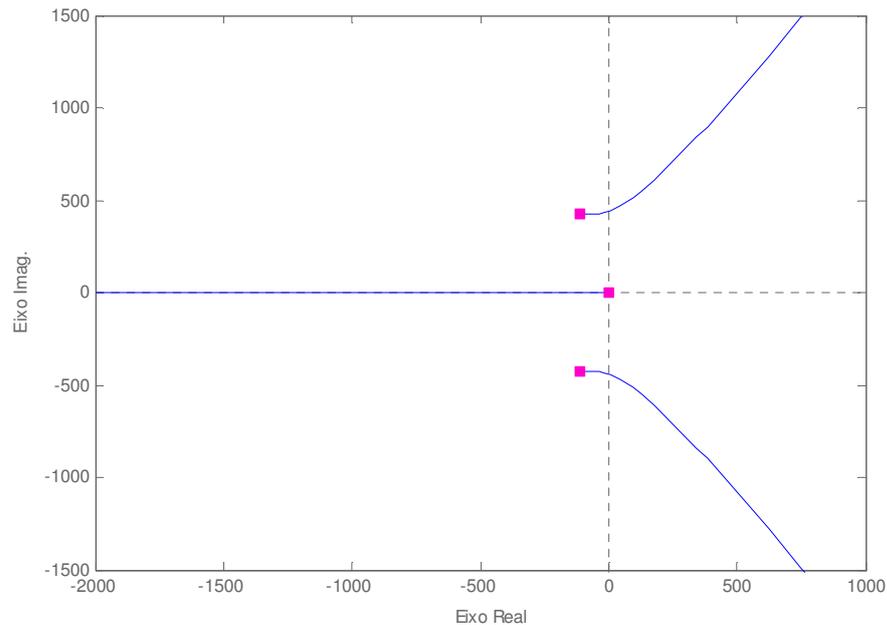


Figura 5.2 - Lugar das raízes em relação a KP para o modelo linear de 3ª ordem utilizando um controlador P

Para obter uma resposta mais amortecida, o pólo dominante do sistema deve ser o pólo de 1ª ordem, localizado sobre o eixo real negativo. Porém, mesmo limitando o valor de KP para que a dinâmica dominante do sistema seja de 1ª ordem, o sistema apresenta um período transiente muito oscilatório devido à influência dos pólos complexos conjugados pouco amortecidos. Além do mais, a estabilidade do sistema é determinada pelos pólos complexos, pois, dependendo do valor de KP , tais pólos podem passar para o semiplano direito, tornando o sistema instável.

Baseado no critério de estabilidade de Routh, aplicado na equação característica do sistema em malha fechada, determina-se que $0 < KP < 1834$. A escolha do valor de KP é feita através de simulações no intuito de amenizar a influência dos pólos complexos e obter uma resposta mais amortecida. Esse procedimento resulta em $KP = 300$.

5.1.2 Controlador Proporcional baseado no modelo linear de 5ª ordem

Considerando uma dinâmica amortecida ($\xi_v = 1$) de 2ª ordem para a válvula direcional proporcional e utilizando um controlador P, a função de transferência do sistema em malha fechada é dada por:

$$G_5(s) = \frac{KP \cdot 1,92 \cdot 10^8}{s^5 + 403,2s^4 + 2,43 \cdot 10^5 s^3 + 3,686 \cdot 10^7 s^2 + 1,577 \cdot 10^9 s + 1,92 \cdot 10^8 KP} \quad (5.4)$$

Na Figura 5.3 mostra-se o lugar das raízes em relação a KP para o sistema de 5ª ordem, onde pode-se observar a existência de um pólo na origem, dois pólos complexos conjugados pouco amortecidos e dois pólos sobre o eixo real negativo. Variando o ganho KP , os pólos complexos deslocam para esquerda, enquanto que o pólo sobre a origem e um dos pólos sobre o eixo real negativo, num primeiro momento, deslocam-se um de encontro ao outro e posteriormente caminham para direita em direção ao eixo imaginário. O outro pólo sobre o eixo real negativo desloca-se para a esquerda.

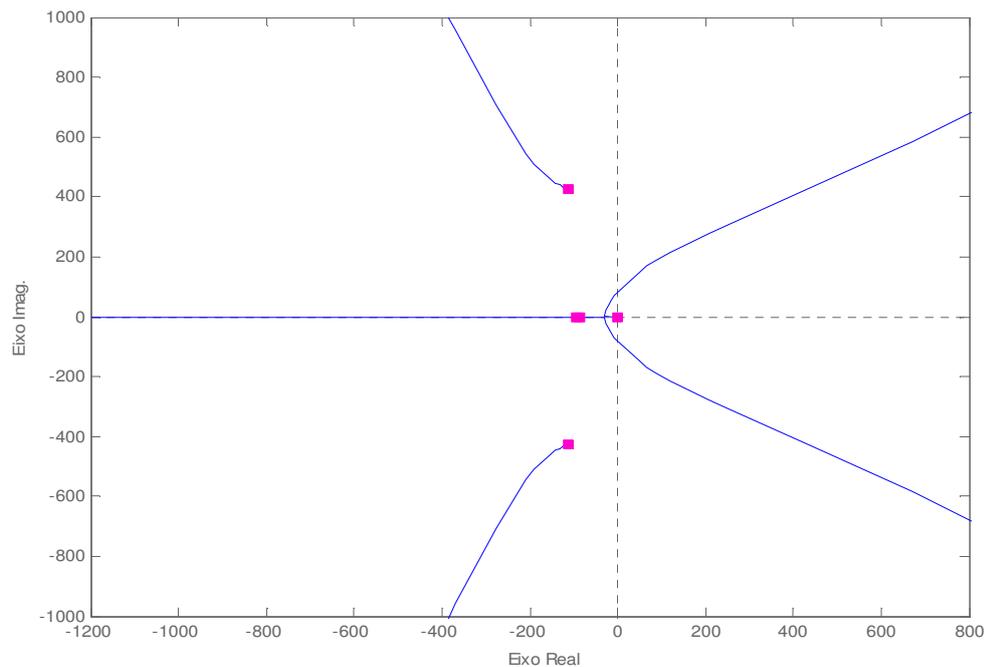


Figura 5.3 - Lugar das raízes em relação a KP para o modelo linear de 5ª ordem utilizando um controlador P

Como observado no gráfico da Figura 5.3, a dinâmica da válvula mudou os ângulos de saída dos pólos complexos conjugados, fazendo com que a estabilidade do sistema seja dependente dos pólos da válvula. Ou seja, o valor de KP que garante a estabilidade do sistema é limitado pelos pólos da válvula. Quanto mais rápidos forem esses pólos, maior é o valor de KP que poderá ser usado e vice-versa.

Por ter um comportamento amortecido ($\xi_v = 1$) e dominar a dinâmica do sistema, a válvula direcional proporcional, nesse caso, aumenta o amortecimento do sistema como um todo, gerando períodos transientes menos oscilatórios tanto em malha aberta quanto em malha fechada. Esse fato possibilita o uso de ganhos maiores sem provocar oscilações ou sobrepasso na saída.

Baseado no critério de estabilidade de Routh, aplicado na equação característica do sistema de 5ª ordem em malha fechada, determina-se que $0 < KP < 1185$. De acordo com os resultados de simulação utiliza-se $KP = 400$.

Como dito no capítulo 1, os controladores PI, PD e PID não conseguem alterar significativamente o desempenho do sistema. Na prática, a parcela integral ajuda a reduzir os erros em regime permanente, mas a parcela derivativa não consegue melhorar o regime transiente, pois gera ruído no sinal de controle, limitando os ganhos do controlador. Dessa forma, a parcela derivativa pode ser desconsiderada e na seção 5.2 mostra-se o projeto do controlador proporcional integral (PI).

5.2 Controlador Proporcional Integral

No controlador PI acrescenta-se uma parcela integral com o intuito de diminuir o erro de regime permanente e conseqüentemente melhorar o posicionamento final do atuador hidráulico. A Figura 5.4 mostra o diagrama de blocos de um atuador hidráulico com um controlador PI em malha fechada.

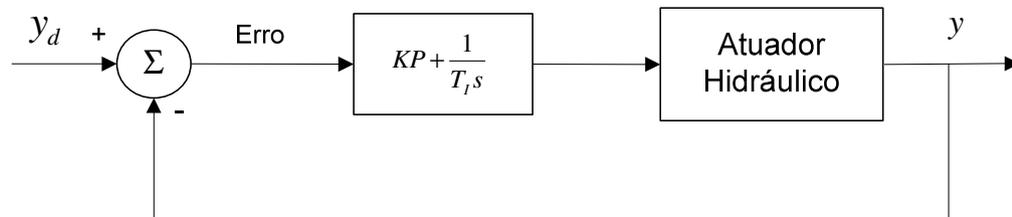


Figura 5.4 - Controlador Proporcional Integral (PI)

O controlador PI acrescenta, em malha fechada, um pólo na origem e um zero no eixo real negativo, também próximo à origem de modo que a dinâmica do sistema como um todo não seja alterada, pois o intuito dessa estratégia de controle é a de, mesmo com a variação do ganho proporcional, manter um pólo próximo à origem para atuar nas baixas freqüências e diminuir o erro de regime permanente. Porém, às vezes, utilizando essa estratégia de controle, o período transiente pode ser prejudicado quando o sistema sofre algum tipo de perturbação (FRANKLIN et al., 1995).

A seguir é descrito o projeto do controlador PI para o modelo linear de 3ª e 5ª ordem do atuador hidráulico.

5.2.1 Controlador PI baseado no modelo linear de 3ª ordem

A função de transferência em malha fechada, baseada no modelo linear de 3ª ordem do atuador hidráulico, utilizando um controlador PI é dada por:

$$G_3(s) = \frac{KP(s + K_I) \cdot 2,369 \cdot 10^4}{s^4 + 223,2s^3 + 1,947 \cdot 10^5 s^2 + KP(s + K_I) \cdot 2,369 \cdot 10^4} \quad (5.5)$$

onde $K_I = \frac{1}{T_I}$ é o ganho da parcela integral.

As Figuras 5.5 e 5.6 mostram o lugar das raízes para o modelo linear de 3ª ordem utilizando um controlador PI. Pode-se observar a existência de dois pólos na origem, dois pólos complexos conjugados pouco amortecidos e um zero sobre o eixo real negativo próximo à origem.

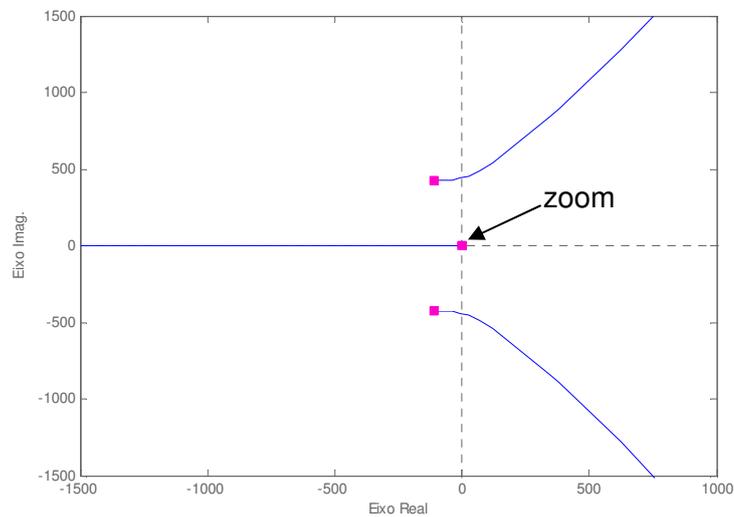


Figura 5.5 - Lugar das raízes em relação a KP para o modelo linear de 3ª ordem utilizando um controlador PI

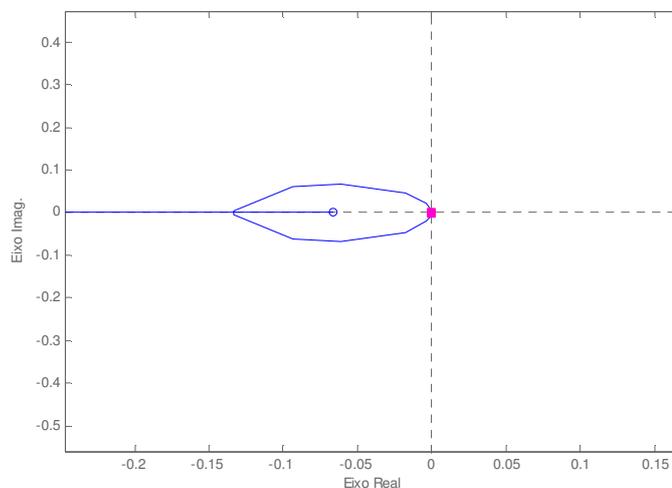


Figura 5.6 - Lugar das raízes em relação a KP para o modelo linear de 3ª ordem utilizando um controlador PI com zoom na origem

Para analisar a estabilidade do sistema com relação à variação do ganho integrativo K_I , utiliza-se a metodologia apresentada em FRANKLIN et al. (1995), onde o ganho KP , nesse caso, é fixado em $KP = 300$, obtendo-se:

$$G_{3Ki}(s) = K_I \cdot \frac{7,1 \cdot 10^6}{s^4 + 223,2s^3 + 1,947 \cdot 10^5 s^2 + 7,1 \cdot 10^6 s} \quad (5.6)$$

A partir da função de transferência G_{3Ki} , calcula-se a sua equação característica em malha fechada e aplica-se o critério de estabilidade de Routh, obtendo-se $0 < K_I < 729$. Baseado em resultados de simulação para o seguimento de trajetória adota-se $KP = 300$ e $K_I = 2,5 \cdot 10^{-4}$. Por prejudicar o período transiente durante o seguimento da trajetória, a parcela integral possui um valor reduzido, pois caso contrário, a mesma provocaria sobrepasso e um aumento do tempo de acomodação. Devido ao baixo valor de K_I o desempenho do controlador PI é bastante semelhante ao do controlador proporcional.

A seguir é descrito o projeto do controlador PI baseado no modelo linear de 5ª ordem do atuador hidráulico.

5.2.2 Controlador PI baseado no modelo linear de 5ª ordem

A função de transferência em malha fechada, baseada no modelo linear de 5ª ordem do atuador hidráulico, utilizando um controlador PI é dada por:

$$G_5(s) = \frac{KP(s + K_I) \cdot 1,92 \cdot 10^8}{s^6 + 403,2s^5 + 2,43 \cdot 10^5 s^4 + 3,686 \cdot 10^7 s^3 + 1,577 \cdot 10^9 s^2 + KP(s + K_I) \cdot 1,92 \cdot 10^8} \quad (5.7)$$

As Figuras 5.7 e 5.8 mostram o lugar das raízes para esse sistema.

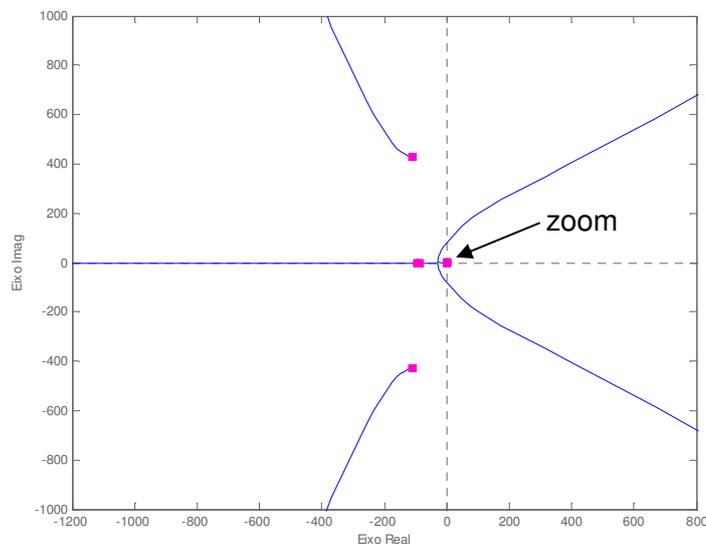


Figura 5.7 - Lugar das raízes em relação a KP para o modelo linear de 5ª ordem utilizando um controlador PI

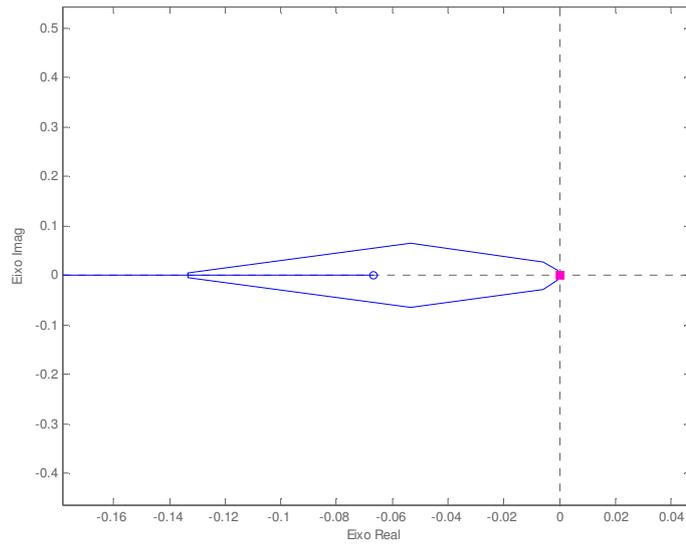


Figura 5.8 - Lugar das raízes em relação a K_P para o modelo linear de 5ª ordem utilizando um controlador PI com zoom na origem

Para analisar a estabilidade do sistema com a variação do ganho integral K_I , utilizou-se a mesma metodologia da seção 5.2.1 (FRANKLIN et al., 1995), só que desta vez K_P foi fixado em $K_P = 400$. Dessa forma obteve-se:

$$G_{s_{K_I}}(s) = \frac{K_I \cdot 7,68 \cdot 10^{10}}{s^6 + 403,2s^5 + 2,43 \cdot 10^5 s^4 + 3,686 \cdot 10^7 s^3 + 1,577 \cdot 10^9 s^2 + 7,68 \cdot 10^{10} s} \quad (5.8)$$

A partir da função de transferência $G_{s_{K_I}}$, calcula-se a sua equação característica em malha fechada e aplica-se o critério de estabilidade de Routh, obtendo-se $0 < K_I < 29$. Baseado em resultados de simulação para o seguimento de trajetória utiliza-se $K_P = 400$ e $K_I = 2,5 \cdot 10^{-4}$. Mais uma vez percebe-se que o valor do ganho K_I é bem pequeno, pois novamente, caso este ganho seja aumentado o período transiente é prejudicado.

A influência da dinâmica da válvula no sistema, utilizando um controlador PI, faz com que os valores dos ganhos K_P e K_I que garantem a estabilidade do sistema sejam limitados pelos pólos da válvulas. Além do mais, por ter um comportamento amortecido ($\xi_v = 1$) e dominar a dinâmica do sistema, a válvula direcional proporcional aumenta o amortecimento do sistema como um todo.

Quando não se consegue um desempenho satisfatório apenas com o ajuste dos ganhos proporcional e integral, uma das alternativas para tentar melhorar o desempenho do sistema é utilizar alguma compensação. Essa compensação pode ser de avanço de fase (lead) ou atraso de fase (lag) e é descrita nos itens 5.3 e 5.4, respectivamente.

5.3 Compensador com Avanço de Fase

O compensador com avanço de fase tem como principal objetivo diminuir o tempo de subida e o sobrepasso, ou seja, ele torna o sistema mais rápido, aumentando a frequência natural e menos oscilatório, aumentando o amortecimento. De uma maneira geral, o compensador com avanço de fase se assemelha a um controlador proporcional derivativo (PD).

Nesse tipo de compensador acrescenta-se um zero na vizinhança do valor de ω_n desejado (ω_n = frequência natural), valor esse obtido a partir do tempo de acomodação ou do tempo de subida desejados. Depois de definida a localização do zero, acrescenta-se um pólo de 3 a 20 vezes mais rápido. Essa localização do pólo é um compromisso entre amplificação de ruído e eficiência do compensador. Quando o pólo é localizado muito longe do zero ocorre uma amplificação dos ruídos, porém quando o mesmo é localizado perto, a tendência do pólo é cancelar o efeito do zero de modo que quanto mais perto, menor será a eficiência do compensador.

A Figura 5.9 mostra o diagrama de blocos de um atuador hidráulico com um compensador de avanço de fase em malha fechada, onde $p > z$.

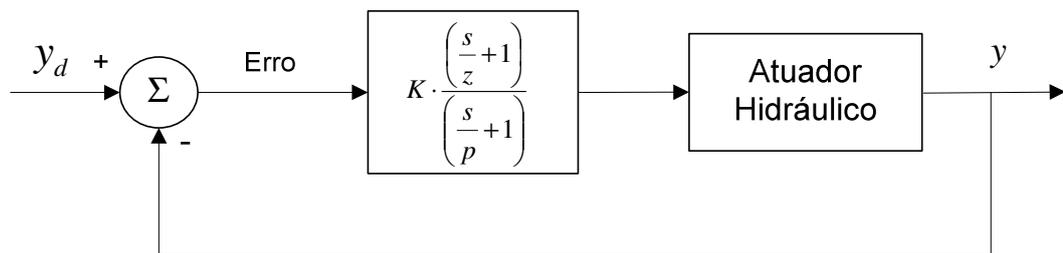


Figura 5.9 - Compensador com avanço de fase ($p > z$)

Nesse caso, deseja-se determinar um compensador para o sistema de modo que o erro de posição em regime permanente para uma entrada em rampa seja menor do que 0,01 m ($1/K_v < 0,01$), ou seja, a constante de erro para uma entrada em rampa ou constante de velocidade K_v deve ser maior que 100 e a margem de fase deve ser de pelo menos 65° ($\xi \cong 0,7$). A margem de fase está diretamente relacionada com o amortecimento do sistema, ou seja, quanto maior a margem de fase, mais amortecido é o sistema (FRANKLIN et al., 1995).

O procedimento para projetar um compensador com avanço de fase através do método da resposta em frequência é baseado em FRANKLIN et al. (1995).

Na seção 5.3.1 é descrito o projeto de um compensador com avanço de fase considerando o atuador hidráulico um sistema de 3ª ordem, onde a dinâmica da válvula é desprezada. Já na seção 5.3.2 é feito o projeto de um compensador com avanço de fase

considerando o atuador hidráulico um sistema de 5ª ordem, onde a dinâmica da válvula é considerada.

5.3.1 Compensador com avanço de fase para um sistema de 3ª ordem

Desprezando-se a dinâmica da válvula, a função de transferência do atuador hidráulico é dada por

$$G_3(s) = \frac{2,369 \cdot 10^4}{s^3 + 223,2s^2 + 1,947 \cdot 10^5 s} \quad (5.9)$$

Primeiro determina-se o valor de K para satisfazer a especificação da constante de erro para uma entrada em rampa (K_v).

Deseja-se $K_v = 100$, então

$$K_v = \lim_{s \rightarrow 0} sG_3(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{2,369 \cdot 10^4 K}{s^3 + 223,2s^2 + 1,947 \cdot 10^5 s} = 100 \quad (5.10)$$

$$K = 822$$

O segundo passo do projeto é determinar a margem de fase do sistema não compensado utilizando o ganho K dado na equação (5.10).

A função de transferência do sistema em malha aberta, com o ganho K, fica

$$G_{3K}(s) = \frac{19,47 \cdot 10^6}{s^3 + 223,2s^2 + 1,947 \cdot 10^5 s} \quad (5.11)$$

A Figura 5.10 mostra as curvas de módulo e fase da função de transferência descrita pela equação (5.11).

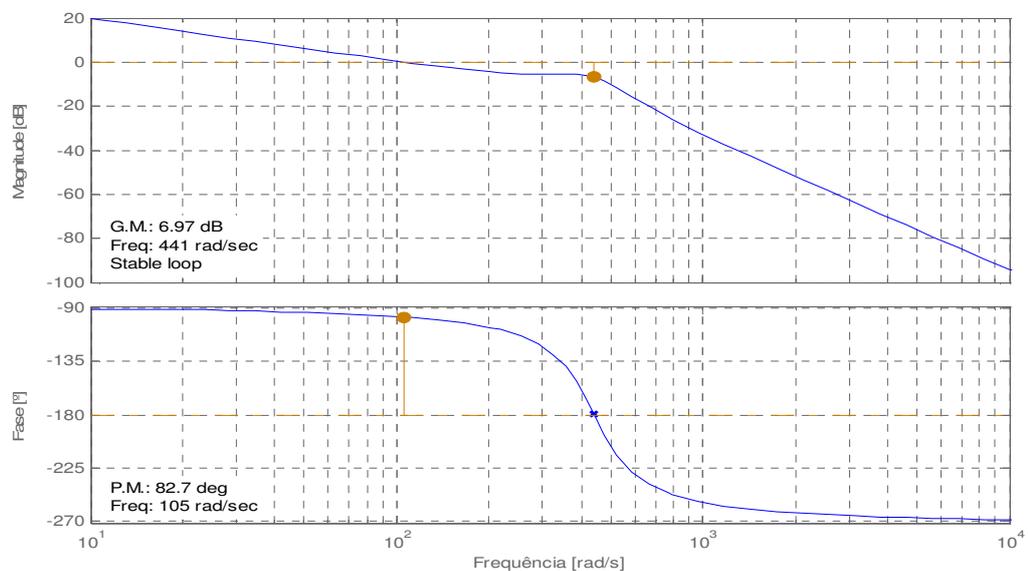


Figura 5.10 - Resposta em frequência para o modelo de 3ª ordem com K=822.

Analisando os gráficos da Figura 5.10, observa-se que a especificação de margem de fase é alcançada ($82,7^\circ > 65^\circ$) sem a necessidade da adição de pólos ou zeros. A margem de fase obtida na Figura 5.10 corresponde ao valor pelo qual a fase de $G_{3K}(s)$ excede -180° quando $|G_{3K}(s)| = 0$ dB. Dessa forma, por não ter sido necessária a adição de pólos ou zeros, o compensador com avanço de fase não tem utilidade, podendo ser substituído por um controlador proporcional, já que este consegue alcançar os requisitos de projeto.

Conclui-se, nesse caso, que ao utilizar uma válvula com uma banda de passagem alta, ao ponto da mesma não interferir na dinâmica do sistema e poder ser desprezada da modelagem, o compensador com avanço de fase não trará benefícios para um melhor desempenho do sistema. Isso ocorre, pois os pólos complexos conjugados são pouco influenciados pelo compensador. Maiores informações sobre esse fato podem ser encontradas em PAIM (1997), onde a autora conclui que no caso de um atuador hidráulico, cuja dinâmica da válvula foi desprezada, o compensador com avanço de fase também foi substituído por um controlador proporcional.

5.3.2 Compensador com avanço de fase para um sistema de 5ª ordem

Seja a função de transferência de 5ª ordem do atuador hidráulico em malha aberta, a qual inclui a dinâmica de 2ª ordem da válvula, dada por:

$$G_5(s) = \frac{1,92 \cdot 10^8}{s^5 + 403,2s^4 + 2,43 \cdot 10^5 s^3 + 3,686 \cdot 10^7 s^2 + 1,577 \cdot 10^9 s} \quad (5.12)$$

Primeiro determina-se o valor de K para satisfazer a especificação da constante de erro para uma entrada em rampa (K_v).

Deseja-se $K_v = 100$, então

$$K_v = \lim_{s \rightarrow 0} s G_5(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1,92 \cdot 10^8 K}{s^5 + 403,2s^4 + 2,43 \cdot 10^5 s^3 + 3,686 \cdot 10^7 s^2 + 1,577 \cdot 10^9 s} = 100 \quad (5.13)$$

$$K = 821$$

O segundo passo do projeto é determinar a margem de fase do sistema não compensado com o ganho K dado na equação (5.13).

A função de transferência do sistema em malha aberta, com o ganho K, é dada por:

$$G_{5K}(s) = \frac{1,58 \cdot 10^{11}}{s^5 + 403,2s^4 + 2,43 \cdot 10^5 s^3 + 3,686 \cdot 10^7 s^2 + 1,577 \cdot 10^9 s} \quad (5.14)$$

A Figura 5.11 mostra as curvas de módulo e fase da função de transferência descrita pela equação (5.14).

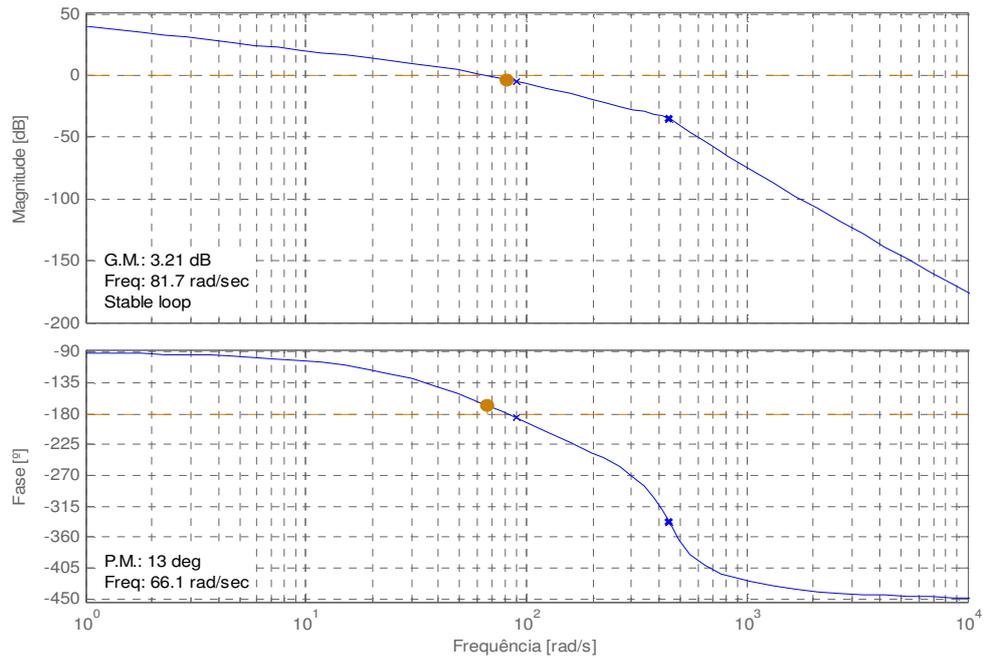


Figura 5.11 - Resposta em freqüência para o modelo de 5ª ordem com K=821

A partir destes gráficos pode-se obter as margens de ganho e de fase do sistema:

$$MG = 3,21dB = 1,45 \tag{ 5.15 }$$

$$MF=13^\circ \tag{ 5.16 }$$

onde MG e MF representam as margens de ganho e de fase, respectivamente.

Para satisfazer a especificação de $MF \geq 65^\circ$ precisa-se de um avanço de fase adicional de 52° . Para obter a margem de fase especificada, sem diminuir o ganho K, introduz-se o compensador com avanço.

O ângulo de avanço de fase ϕ necessário de ser adicionado ao sistema seria 52° , mas normalmente acrescenta-se uma margem extra de 5° a 12° para compensar o deslocamento da freqüência de cruzamento de ganho. Nesse caso acrescentou-se uma margem de fase extra de 5° , obtendo $\phi_{\max} = 57^\circ$.

A partir da equação (5.17) obtém-se o valor de α , o qual será usado para o cálculo da nova freqüência de cruzamento.

$$\alpha = \frac{1 - \text{sen}(\phi_{\max})}{1 + \text{sen}(\phi_{\max})} = 0,0877 \tag{ 5.17 }$$

A nova freqüência de cruzamento é dada onde

$$|G_{5K}(s)| = -20 \log \frac{1}{\sqrt{\alpha}} = -10,57 \quad (5.18)$$

A partir do gráfico da Figura 5.11, no ponto onde $|G_{5K}(s)| = -10,57$, obtém-se a nova frequência de cruzamento dada por $\omega_{\max} = 125,89$ rad/s. Para que essa seja a nova frequência de cruzamento o valor de $K=821$ irá mudar para $K=829$. Nesta frequência ocorre o deslocamento de fase máximo (ϕ_{\max}).

As frequências de canto do compensador com avanço de fase, ou seja, a localização do zero e do pólo é dada respectivamente por:

$$z = \omega_{\max} \sqrt{\alpha} = 37,28 \text{ rad/s} \quad (5.19)$$

$$p = \frac{\omega_{\max}}{\sqrt{\alpha}} = 425,1 \text{ rad/s} \quad (5.20)$$

Dessa forma a função de transferência do compensador com avanço de fase é dada por:

$$D(s) = K \frac{\left(\frac{s}{37,28} + 1 \right)}{\left(\frac{s}{425,1} + 1 \right)} \quad (5.21)$$

E a função de transferência em malha aberta do sistema completo é dada por:

$$G(s) = \frac{K \cdot 1,92 \cdot 10^8 \cdot \left(\frac{s}{37,28} + 1 \right)}{\left(\frac{s}{425,1} + 1 \right) \cdot (s^5 + 403,2s^4 + 2,43 \cdot 10^5 s^3 + 3,686 \cdot 10^7 s^2 + 1,577 \cdot 10^9 s)} \quad (5.22)$$

onde $K=829$.

Utilizando um compensador com avanço de fase com $K=829$, obtém-se uma margem de fase inferior à desejada ($29,9^\circ < 65^\circ$), como mostrado na Figura 5.12.

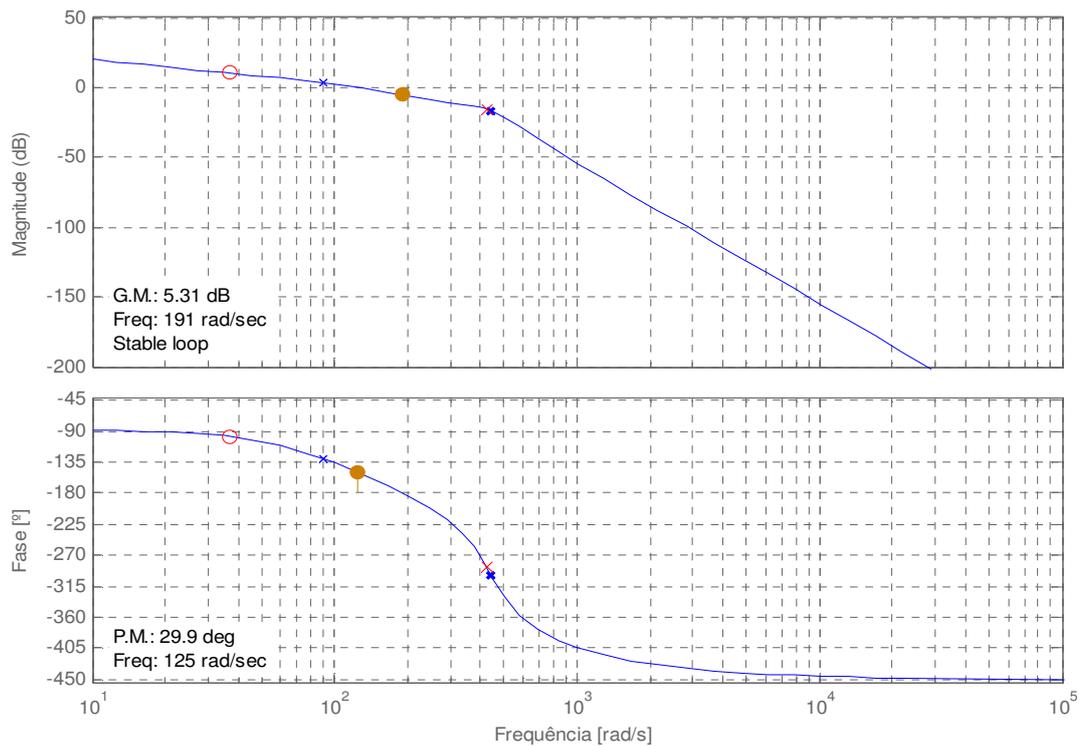


Figura 5.12 – Resposta em frequência para o modelo de 5^a ordem utilizando um compensador com avanço de fase com K=829.

Porém, através de resultados de simulação, verificou-se que no seguimento de trajetória uma margem de fase em torno de 45° é suficiente para obter um amortecimento satisfatório. Dessa forma, mantendo-se a posição do zero e do pólo do compensador com avanço de fase, o valor de K foi alterado para K=600. Utilizando K=600, o erro de posição em regime permanente para uma entrada em rampa será maior, e seu valor será de aproximadamente 0,014m ($1/K_v < 0,014$), fato esse considerado aceitável, pois no seguimento de trajetória, onde a entrada é suavizada, o erro em regime permanente acaba sendo menor do que o especificado para uma entrada em rampa.

Na Figura 5.13 mostra-se o compensador com avanço de fase com K=600, onde os requisitos de projeto foram alcançados.

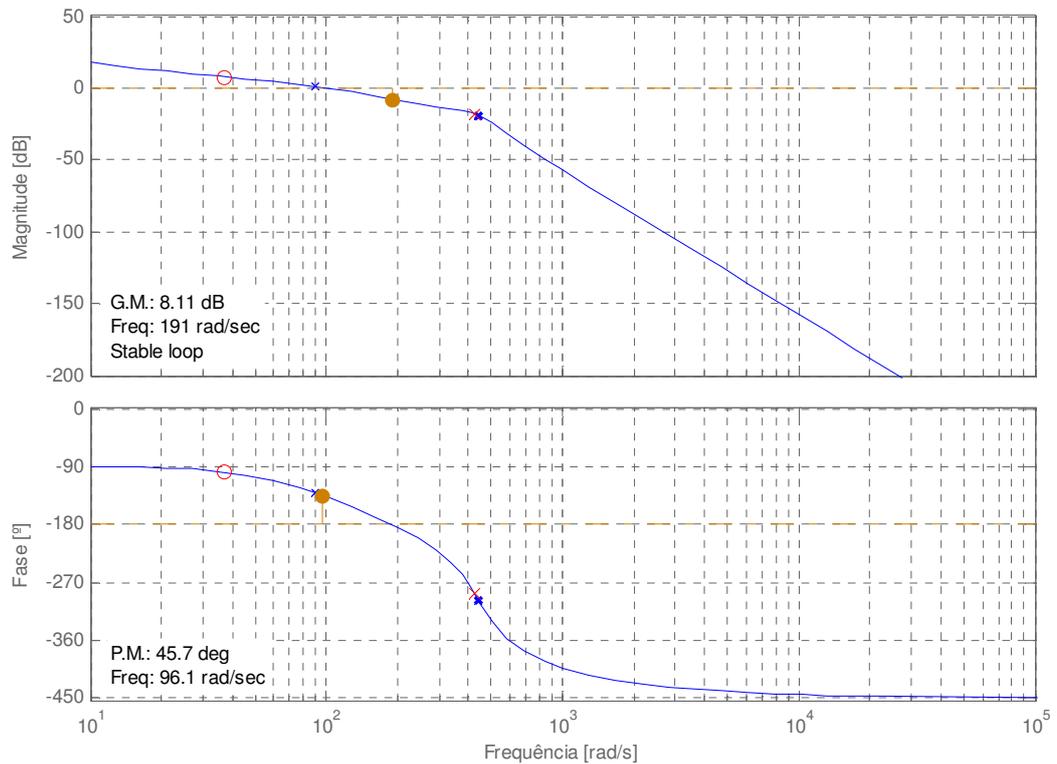


Figura 5.13 - Resposta em freqüência para o modelo de 5^a ordem utilizando um compensador com avanço de fase com K=600.

Dessa forma, conclui-se que quando o sistema é dominado pela dinâmica da válvula, o compensador com avanço de fase consegue ter uma maior influência na dinâmica do sistema, tornando-o mais rápido e amortecido. Porém na prática, como será visto no capítulo 7, o compensador com avanço de fase gera muito ruído no sinal de controle, limitando consideravelmente o seu desempenho.

5.4 Compensador com Atraso de Fase

O compensador com atraso de fase é utilizado para diminuir o erro de regime permanente sem alterar a dinâmica do sistema, assemelhando-se a um controlador PI.

Neste compensador acrescenta-se um pólo bem próximo à origem e um zero de 3 a 10 vezes mais rápido, de modo que a dinâmica do sistema como um todo não sofra alteração. Como no controlador PI, o compensador com atraso de fase mantém um pólo próximo à origem para atuar nas baixas freqüências e tentar diminuir o erro de regime permanente. As vezes este tipo de compensação pode influenciar no tempo de acomodação, aumentando-o. Quando isso ocorrer desloca-se a combinação pólo-zero para freqüências maiores, desde que não ocorra alteração dos pólos dominantes (FRANKLIN et al., 1995).

A Figura 5.14 mostra o diagrama de blocos de um atuador hidráulico com um compensador de atraso de fase, onde $z > p$.

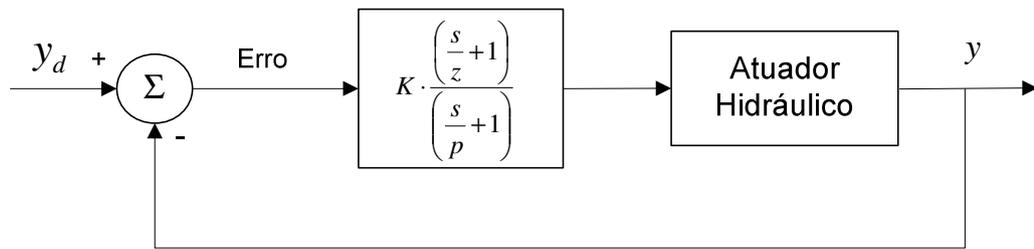


Figura 5.14 - Compensador com atraso de fase ($z > p$)

As mesmas especificações da constante de erro para uma entrada em rampa (K_v) e da margem de fase estabelecidas para o compensador com avanço de fase são mantidas para o compensador com atraso de fase, ou seja, o erro de posição em regime permanente para uma entrada em rampa deve ser menor do que 0,01 m e a margem de fase deve ser de pelo menos 65°.

O procedimento para projetar um compensador com atraso de fase através do método da resposta em frequência é baseado em FRANKLIN et al. (1995).

Desprezando a dinâmica da válvula, o uso de um compensador com atraso de fase não é necessário uma vez que os requisitos de projeto podem ser alcançados utilizando apenas um controlador proporcional, conforme demonstrado na seção 5.3.1. Esse fato demonstra que o compensador com atraso de fase tem pouca influência sobre os pólos complexos e, portanto, não consegue alterar a dinâmica do sistema.

Na seção 5.4.1 é descrito o projeto de um compensador com atraso de fase considerando o atuador hidráulico um sistema de 5ª ordem, onde a dinâmica da válvula é considerada.

5.4.1 Compensador com atraso de fase para um sistema de 5ª ordem

A partir da função de transferência de 5ª ordem, equação (5.12), determina-se o ganho de malha aberta K que irá suprir a margem de fase requerida sem o uso de um compensador. De acordo com a Figura 5.15 determina-se que para obter uma $MF=65^\circ$ deve-se utilizar um ganho $K=160$.

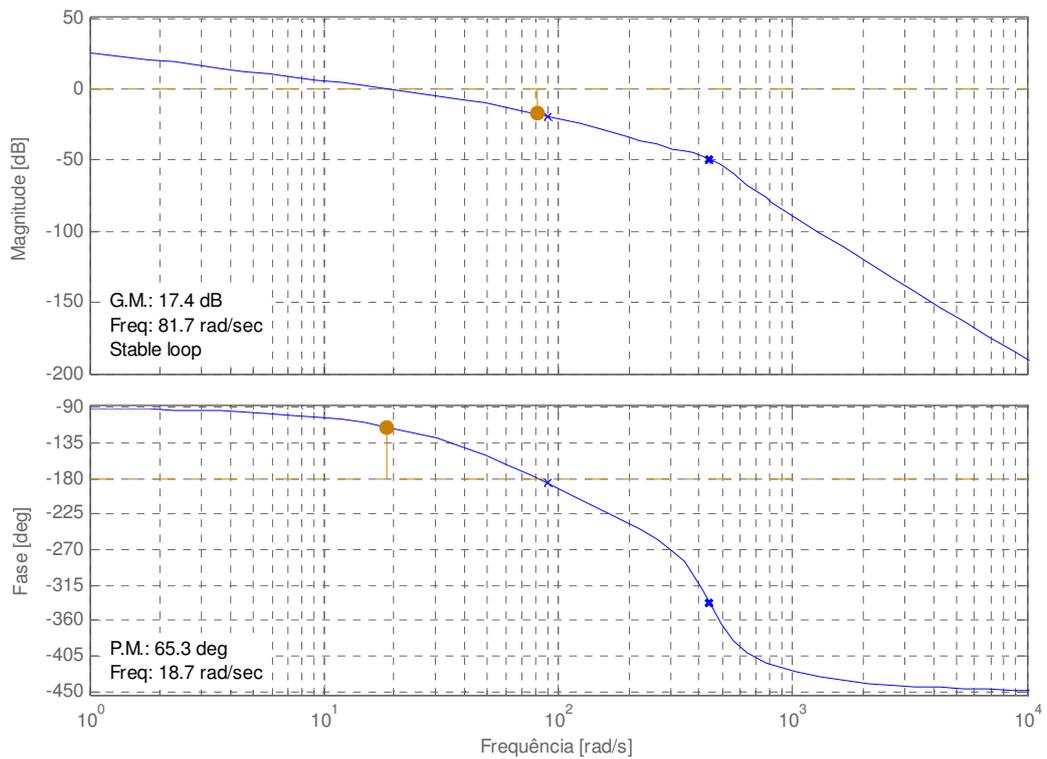


Figura 5.15 - Resposta em frequência para o modelo de 5ª ordem com K=160

A partir do gráfico de magnitude da Figura 5.15 determina-se a frequência de cruzamento, $\omega_c = 18,7 \text{ rad/s}$. Por questões de segurança escolhe-se $\omega_c = 15 \text{ rad/s}$, que corresponde a uma margem de fase $MF=70^\circ$.

Sabe-se, de acordo com a equação (5.13), que para obter um erro menor do que 0,01 m no seguimento de uma entrada em rampa, o ganho K dever ser de K=821. Dessa forma, quando K=160 o mesmo deve ser multiplicado por 5,13, o que significa que $\alpha = 5,13$.

A frequência do zero do compensador com atraso de fase dever ser de uma oitava a uma década abaixo da frequência de cruzamento $\omega_c = 15 \text{ rad/s}$. Dessa forma tem-se que

$$z = 1,7 \text{ rad/s} \tag{5.23}$$

A frequência do pólo do compensador com atraso de fase é dada por:

$$p = \frac{z}{\alpha} = \frac{1,7}{5,13} = 0,33 \text{ rad/s} \tag{5.24}$$

Dessa forma a função de transferência do compensador com atraso de fase é dada por:

$$D(s) = K \cdot \frac{\left(\frac{s}{1,7} + 1\right)}{\left(\frac{s}{0,33} + 1\right)} \tag{ 5.25 }$$

E a função de transferência em malha aberta do sistema completo é dada por:

$$G(s) = \frac{K \cdot 1,92 \cdot 10^8 \cdot \left(\frac{s}{1,7} + 1\right)}{\left(\frac{s}{0,33} + 1\right) \cdot (s^5 + 403,2s^4 + 2,43 \cdot 10^5 s^3 + 3,686 \cdot 10^7 s^2 + 1,577 \cdot 10^9 s)} \tag{ 5.26 }$$

onde K=821.

Utilizando o compensador com atraso de fase descrito pela equação (5.25) com K=821, obtém-se uma margem de fase inferior à desejada ($61^\circ < 65^\circ$), como mostrado na Figura 5.16.

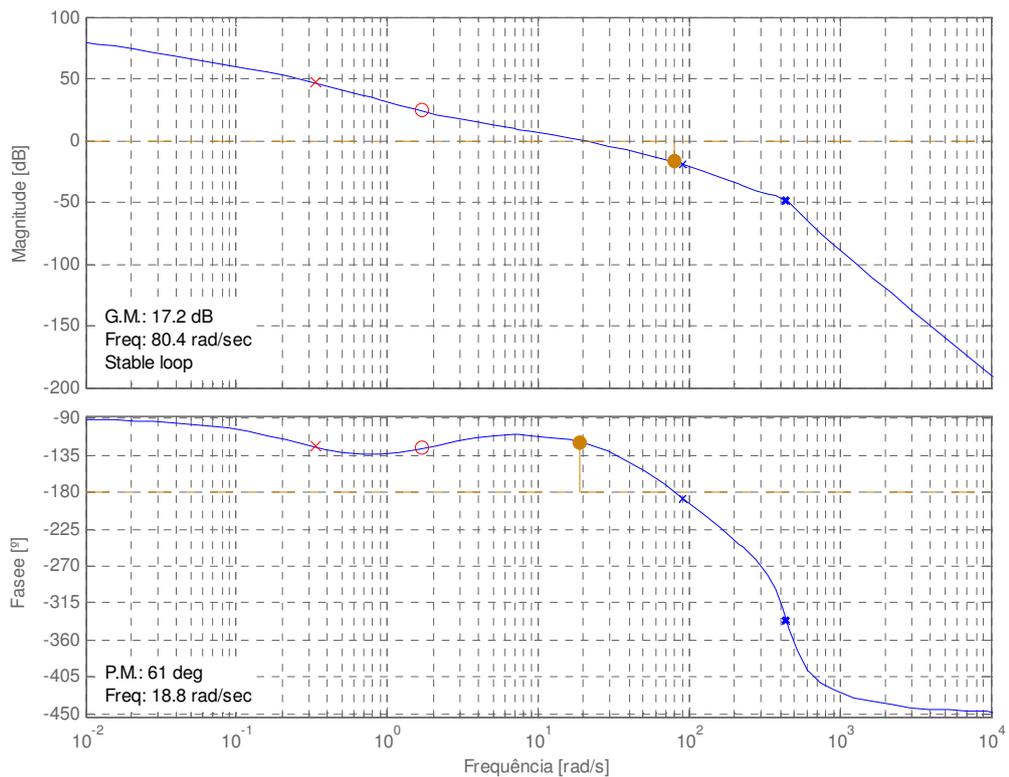


Figura 5.16 - Resposta em freqüência para o modelo de 5ª ordem utilizando um compensador com atraso de fase com K=821.

Porém como dito anteriormente, para o seguimento de trajetória, uma margem de fase em torno de 45° é suficiente. Dessa forma o valor de K é aumentado para K=1550 com o intuito de alcançar os requisitos de projeto, conforme mostrado na Figura 5.17, onde MF=45,6°.

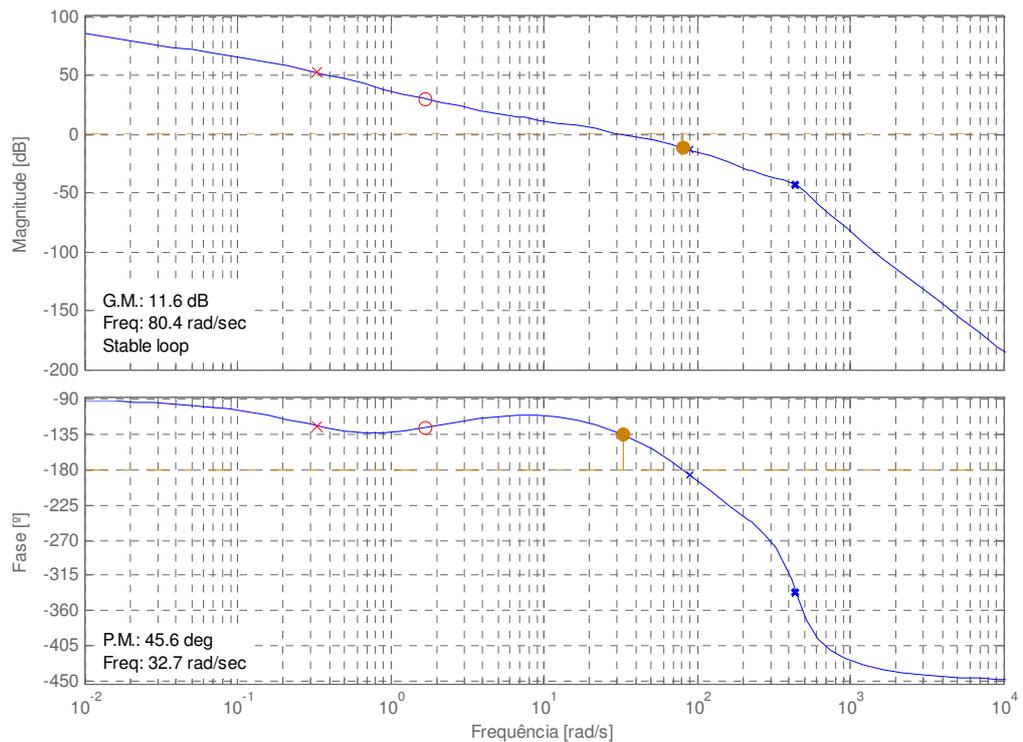


Figura 5.17 - Resposta em frequência para o modelo de 5^a ordem utilizando um compensador com atraso de fase com K=1550.

Resultados de simulação mostram que para o seguimento de trajetória a utilização desse compensador com atraso de fase provoca um sobrepasso grande e o aumento do tempo de acomodação, prejudicando a resposta do sistema.

Isso ocorre devido ao fato do pólo e do zero do compensador estarem influenciando na dinâmica do sistema. Para amenizar esse problema diminuiu-se a frequência dos mesmos. Porém, de acordo com resultados de simulação para que o período transiente não seja prejudicado é necessário utilizar um compensador com atraso de fase com frequências tão baixas que o resultado final se aproxima de um controlador proporcional.

5.5 Controlador de Estados

Este controlador também é projetado para sistemas lineares. Porém, nesse caso, utiliza-se a realimentação das variáveis de estado do sistema para alterar a localização dos pólos e obter um melhor desempenho. Nos atuadores hidráulicos pode-se fazer a realimentação da posição, da velocidade e da aceleração ou pode-se fazer a realimentação da posição, da velocidade e da diferença de pressão entre as câmaras do cilindro. No caso de cilindros assimétricos ao invés da diferença de pressão entre as câmaras, utiliza-se como variável de estado a força hidráulica ($F_H = A_A p_A - A_B p_B$). A Figura 5.18 mostra o diagrama de blocos de um atuador hidráulico com um controlador de estados com realimentação da posição, da velocidade e da aceleração, onde KP, KV e KA são os ganhos de realimentação da posição, velocidade e aceleração, respectivamente.

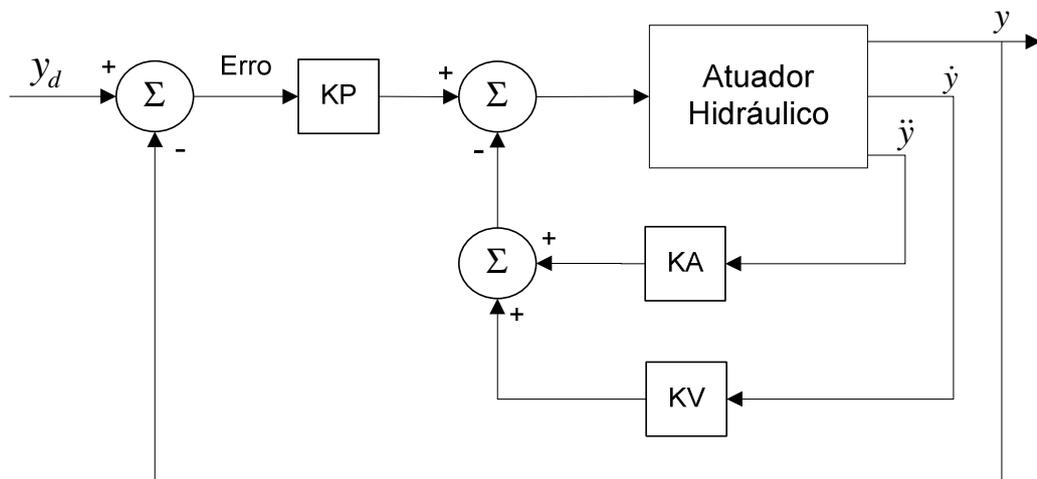


Figura 5.18 – Controlador de Estados com realimentação da posição, velocidade e aceleração

Em Cunha (2001) o autor mostra o efeito da realimentação da pressão e da aceleração no coeficiente de amortecimento do sistema em malha fechada e analisa a influência de uma perturbação externa na velocidade do atuador. Ao final conclui que realimentando a diferença de pressão o atuador fica mais sensível a perturbações externas (F_{at} e F_L), enquanto que realimentando a aceleração o atuador se torna mais robusto a tais perturbações.

Todavia, do ponto de vista prático, existem dificuldades na obtenção do sinal de aceleração, o qual pode ser obtido com o uso de acelerômetros ou derivação numérica da velocidade. O primeiro, devido ao alto preço pode tornar-se inviável, enquanto que a derivação numérica gera ruído e a necessidade de se utilizar filtros, os quais podem alterar significativamente a dinâmica do sistema em malha fechada.

Outra maneira de obter os estados do sistema é através do uso de observadores de estados, também chamados de estimadores. Porém, no caso de atuadores hidráulicos a obtenção de estimadores de estados eficientes não é algo trivial (VIRTANEN, 1993).

Em VIRVALO (2002) o autor diz que a característica básica dos atuadores hidráulicos é o baixo amortecimento e, portanto, as estratégias de controle devem tentar aumentar esse amortecimento. Após uma extensa pesquisa o autor conclui que o controlador de estados, através da alocação dos pólos, consegue aumentar o amortecimento do sistema, tornando o mesmo mais rápido e com uma dinâmica amortecida.

Em VIRVALO (2002) o atuador hidráulico é aproximado para um sistema de 3ª ordem, onde a dinâmica da válvula é desprezada visto que a banda de passagem da mesma é em torno de 5 vezes mais rápida que a frequência natural do cilindro. Essa característica faz com que os pólos da válvula tenham pouca influência na dinâmica do sistema como um todo.

De posse do modelo de 3ª ordem, em VIRVALO (2002), é apresentada uma metodologia para o cálculo dos ganhos do controlador de estados, o qual utiliza a realimentação da velocidade e da aceleração para introduzir amortecimento no sistema. Na tentativa de melhorar ainda mais a resposta do sistema, o autor apresenta uma estratégia de controle onde atuam dois controladores de estados. Durante o seguimento da trajetória prevalece um controle de velocidade e durante o posicionamento final prevalece um controle de posição. Ao final o autor conclui, através de resultados experimentais, que o controlador de estados obteve um bom desempenho.

Apesar de ter uma estrutura aparentemente simples, o controlador de estados tem seu desempenho reduzido em atuadores hidráulicos que possuem válvulas direcionais lentas. Em VIRVALO (2002) o autor obteve bons resultados com essa estratégia de controle devido ao fato do mesmo ter usado uma servoválvula com banda de passagem de 100 Hz, frequência essa, muito mais rápida que a frequência natural de 22 Hz do cilindro utilizado por ele. Dessa forma a válvula não influenciou no amortecimento do sistema e como o cilindro hidráulico possuía uma dinâmica pouco amortecida o sistema tinha uma característica oscilatória que foi melhorada com o uso de um controlador de estados.

Atualmente, na maioria das aplicações em hidráulica, tem-se optado pelo uso de válvulas direcionais proporcionais devido ao menor preço das mesmas quando comparadas com as servoválvulas. Apesar de desempenharem as mesmas funções, tais equipamentos apresentam algumas peculiaridades, sendo uma delas a banda de passagem, conforme mostrada no capítulo 2.

Enquanto que a maioria das servoválvulas possui banda de passagem em torno de 100 Hz, as válvulas direcionais proporcionais (VDP) possuem banda de passagem em torno de 20 Hz. Dessa forma, quando se utiliza uma VDP, dependendo da frequência natural do sistema, a dinâmica da mesma não poderá ser desprezada uma vez que ela introduzirá amortecimento no sistema. Característica que pode ser importante dependendo da aplicação.

Caso a frequência da válvula seja mais lenta que a do cilindro, a dinâmica do sistema será dominada por ela, e se a mesma possuir uma dinâmica amortecida, o sistema como um todo também terá uma característica amortecida. Esse fato faz com que o uso de um controlador de estados não traga grandes benefícios, visto que tal estratégia de controle tem como principal objetivo aumentar o amortecimento do sistema.

Além do mais, para esse caso onde a frequência natural da válvula é mais lenta que a do cilindro, não adianta realimentar os estados do cilindro (Ex: velocidade e aceleração) uma vez que seus pólos não são dominantes. Para alterar a dinâmica do sistema seria necessário realimentar os estados da válvula (Ex: posição e velocidade do carretel), fato que só é possível caso a válvula possua transdutor de posição do carretel. Vale relembrar

que a válvula direcional proporcional utilizada nesse trabalho não possui medição de posição do carretel.

Devido ao fato do atuador hidráulico analisado nesse trabalho possuir uma válvula direcional proporcional com dinâmica amortecida ($\xi_v = 1$) e frequência natural menor do que a do cilindro, a mesma introduz amortecimento no sistema, tornando desnecessário o uso de um controlador de estados. Para comprovar esse fato, primeiro analisa-se a influência do controlador de estados no modelo de 3ª ordem e, posteriormente, no modelo de 5ª ordem.

Desprezando a dinâmica da válvula obtém-se, de acordo com a Figura 5.19a, o lugar das raízes para o modelo de 3ª ordem, o qual é descrito pela equação (5.1). Utilizando a realimentação da velocidade e da aceleração com seus respectivos ganhos consegue-se mudar a localização dos pólos complexos, tornando-os mais amortecidos (Figura 5.19b). Dessa forma, para essa situação, o controlador de estados consegue alterar a dinâmica do sistema, aumentando o amortecimento e a frequência natural.

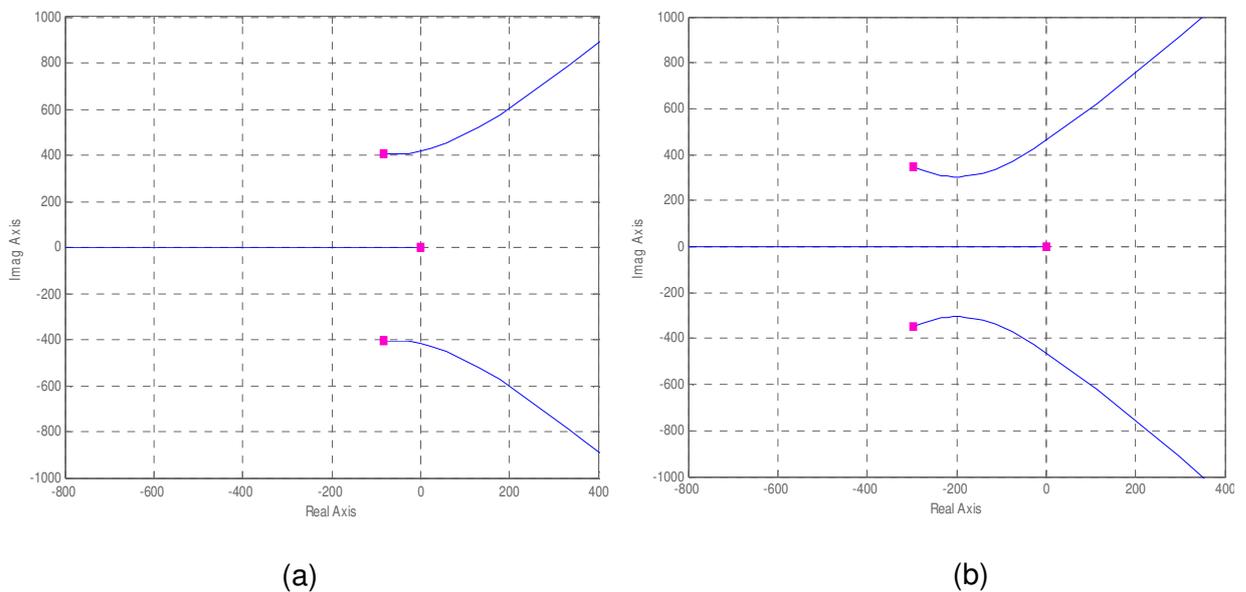


Figura 5.19 – Lugar das raízes em relação a KP para o modelo linear de 3ª ordem:
(a) Sem realimentação de estados, (b) Com realimentação de estados.

Quando a dinâmica da válvula é considerada, obtém-se o modelo linear de 5ª ordem dado pela equação (5.2), cuja dinâmica é dominada pelos pólos da válvula e o lugar das raízes é dado pela Figura 5.20a. Utilizando a mesma realimentação de estados do modelo de 3ª ordem, descrita no parágrafo anterior, consegue-se alterar a localização dos pólos complexos, tornando-os mais amortecidos, conforme mostrado na Figura 5.20b. Porém, o aumento do amortecimento dos pólos complexos não tem muita influência na dinâmica do sistema como o todo, pois o mesmo continua a ser dominado pelos pólos da válvula. Esse fato faz com que, nessas condições, o desempenho do controlador de estados seja semelhante ao desempenho do controlador proporcional.

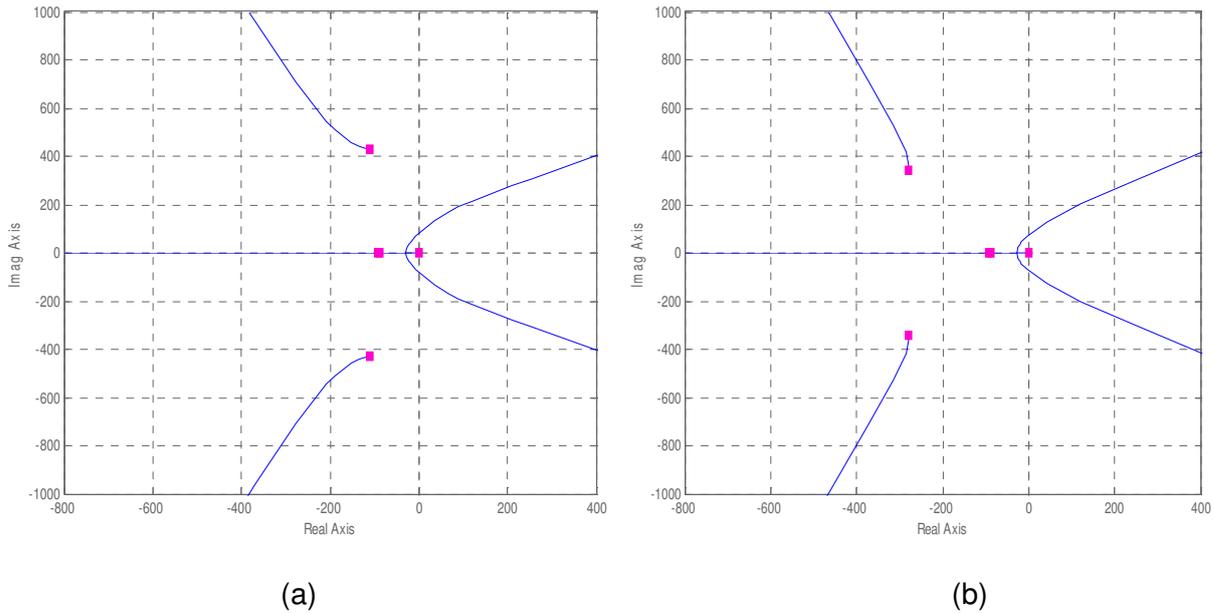


Figura 5.20 - Lugar das raízes em relação a K_P para o modelo linear de 5ª ordem:
 (a) Sem realimentação de estados, (b) Com realimentação de estados.

Com o intuito de obter menores erros de seguimento, é apresentado na seção 5.6 o controlador proporcional com “forward loop”.

5.6 Controlador Proporcional com Forward Loop

O diagrama de blocos de um atuador hidráulico com um controlador proporcional com “forward loop” em malha fechada, mostrado na Figura 5.21, é baseado em VIRVALO (2002). Nessa estratégia de controle utiliza-se dois ganhos: o ganho proporcional (K_P) que multiplica o erro de posição e o ganho K_{FL} que multiplica a velocidade desejada. Por utilizar a derivada primeira da posição desejada, o sinal de referência deve ser um polinômio de, no mínimo, ordem 2.

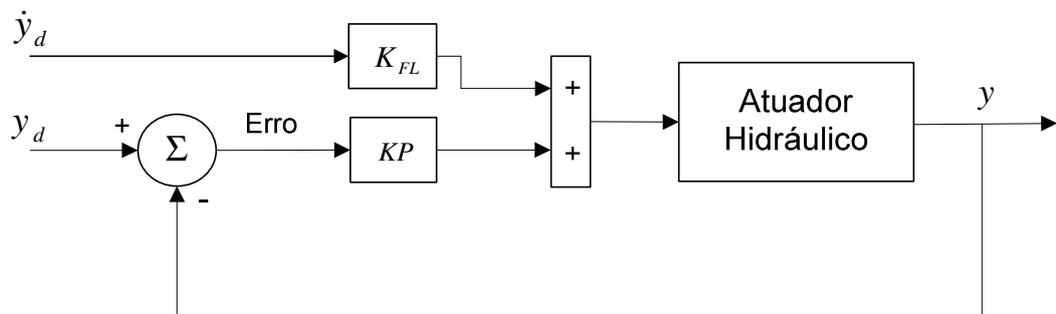


Figura 5.21 - Controlador proporcional com “forward loop”

Para o ajuste dos ganhos faz-se primeiramente $K_{FL} = 0$, obtendo um controlador proporcional. Dessa forma, o ajuste de K_P é feito de acordo com a seção 5.1 .

Após definido o valor de K_P aumenta-se gradativamente o valor de K_{FL} até um valor máximo onde a resposta do sistema é estável e não oscilatória. Deve-se ficar atento ao valor das velocidades atingidas pelo atuador hidráulico, pois para trajetórias que possuem perfis de velocidade altos deve-se reduzir o valor do ganho K_{FL} e vice-versa.

Por multiplicar o sinal de velocidade desejada, a influência do ganho K_{FL} na resposta do sistema ocorre apenas para condições onde $\dot{y}_d \neq 0$. Ou seja, a utilização do “forward loop” diminui consideravelmente os erros de seguimento, porém em regime permanente, onde $\dot{y}_d = 0$, essa estratégia não traz benefícios e os erros de posição são iguais aos erros obtidos com o controlador proporcional.

De acordo com os resultados de simulação obteve-se $K_P = 300$ e $K_{FL} = 17$ para o modelo linear de 3ª ordem e $K_P = 400$ e $K_{FL} = 17$ para o modelo linear de 5ª ordem.

5.7 Conclusões

Nos resultados de simulação utilizando o modelo linear de 3ª ordem (desprezando a dinâmica da válvula), os controladores com os quais foram obtidos os melhores resultados no seguimento de uma trajetória de 7ª ordem (menores erros de posição, sem que haja sobrepasso na resposta do sistema), são o controlador de estados e o controlador proporcional com “forward loop”. Nessa condição, onde a dinâmica da válvula é desprezada, os resultados obtidos com o controlador PI são semelhantes aos obtidos com o controlador P, pois a parcela integral tem um valor bastante reduzido devido ao sobrepasso que ela provoca durante o período transiente. No modelo linear de 3ª ordem, a utilização dos compensadores de atraso e avanço de fase não consegue alterar a dinâmica do sistema, fazendo com que os resultados obtidos com essas estratégias de controle sejam semelhantes aos obtidos com o controlador proporcional.

Nos resultados de simulação utilizando o modelo linear de 5ª ordem (considerando a dinâmica da válvula), os melhores resultados no seguimento de uma trajetória de 7ª ordem (menores erros de posição, sem que haja sobrepasso na resposta do sistema) foram obtidos utilizando o compensador com avanço de fase e o controlador proporcional com “forward loop”. Porém, como será visto no capítulo 7, a implementação prática do compensador com avanço de fase aumenta o ruído no sinal de controle, inviabilizando o seu uso. Os resultados obtidos com os demais controladores e compensadores mostraram um desempenho inferior ou semelhante aos obtidos com o controlador proporcional. Isso mostra que, apesar de possuir a estrutura de controle mais simples, a utilização de um controlador proporcional consegue obter resultados melhores do que outras estratégias de controle linear mais elaboradas, quando usado em atuadores hidráulicos dominados pela dinâmica amortecida da válvula.

No caso do atuador hidráulico utilizado nesse trabalho, onde $\omega_v < \omega_{cil}$, a dinâmica da válvula deve ser considerada, pois a mesma altera o comportamento do sistema, aumentando o amortecimento. Esse fato interfere no projeto dos controladores, alterando a faixa de valores dos ganhos e fazendo com que estratégias de controle lineares mais elaboradas percam a sua eficiência, como no caso dos controladores de estados.

Um fator importante a ser ressaltado no caso do atuador hidráulico ser dominado pela dinâmica da válvula direcional proporcional é que quanto mais lenta for essa dinâmica, maior será o tempo de resposta do sistema.

Com o intuito de melhorar o desempenho do atuador hidráulico no seguimento de trajetórias é descrita, no capítulo 6, uma estratégia de controle em cascata baseada no modelo não-linear do atuador hidráulico.

CAPÍTULO 6

CONTROLADOR EM CASCATA

Neste capítulo é apresentado o projeto do controlador em cascata fixo (CC). A estratégia de controle em cascata permite combinar técnicas de controle não-linear e superar algumas limitações de desempenho de controladores clássicos impostas por características indesejáveis, como a dinâmica oscilatória do atuador, as não-linearidades, a dificuldade em determinar os parâmetros, entre outros (CUNHA et al, 2002).

O controlador em cascata fixo tem seu projeto baseado no modelo não-linear do atuador hidráulico. Quando é possível medir a posição do carretel da válvula direcional proporcional (VDP), pode-se incluir a dinâmica da mesma no projeto do controlador, caso contrário, o projeto do controlador é feito desconsiderando tal dinâmica.

Apesar de em CUNHA et al (2002) ter sido obtido um melhor desempenho no seguimento de trajetórias utilizando um controlador em cascata fixo que inclui a dinâmica da válvula, o mesmo não pode ser aplicado nesse trabalho, uma vez que na VDP utilizada não é possível realimentar a posição do carretel devido à ausência de um transdutor de deslocamento do mesmo (LVDT).

Com o intuito de melhorar o desempenho do sistema no controle de posição e seguimento de trajetória, é proposto nesse trabalho um controlador em cascata fixo (CC) com compensação do vazamento interno na VDP. Compensando o vazamento na malha de controle pode-se permitir que o atuador hidráulico (válvula direcional e cilindro) vença com mais facilidade altas cargas externas, além de outras perturbações como força de atrito e força da gravidade, diminuindo erros de posicionamento e seguimento de trajetória (MERRIT, 1967).

Na seção 6.1 é apresentado o projeto do controlador em cascata fixo sem a compensação do vazamento interno na VDP. O efeito do vazamento interno no comportamento do sistema em malha fechada é mostrado na seção 6.2 Na seção 6.3 é apresentado o projeto do controlador em cascata fixo com a compensação do vazamento na VDP. Na seção 6.4 é analisado o efeito da dinâmica da válvula no comportamento do sistema, visto que a mesma não é considerada no projeto do controlador CC. Já na seção 6.5 é feita uma análise da influência da queda da pressão de suprimento no desempenho do controlador em cascata. A análise de estabilidade do sistema, considerando os parâmetros e as forças aplicadas conhecidos é feita na seção 6.6 . Na seção 6.7 é feita uma análise de estabilidade considerando os parâmetros conhecidos e as forças aplicadas desconhecidos com o intuito de verificar até que ponto forças externas e o vazamento na válvula direcional interferem nos erros de posição e seguimento de trajetória.

6.1 Controlador em Cascata Fixo

O controlador em cascata fixo usa uma estratégia na qual o atuador hidráulico é dividido em dois subsistemas interconectados: subsistema hidráulico e subsistema mecânico (GUENTHER e DE PIERI, 1997). Esta interpretação é mostrada na Figura 6.1.

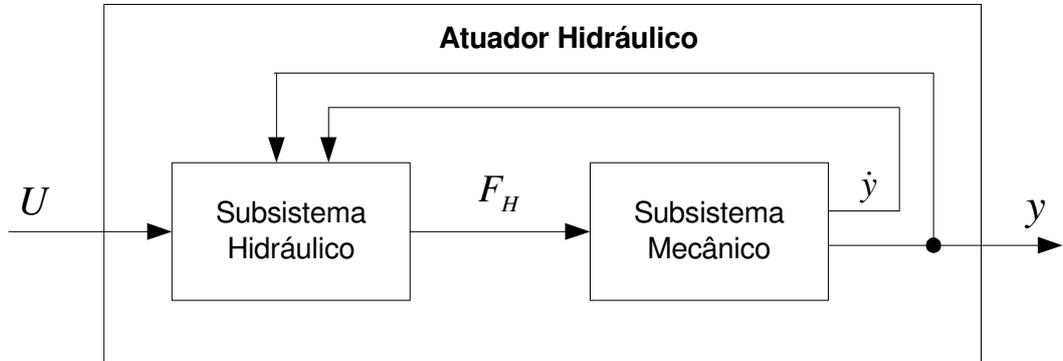


Figura 6.1 - Interpretação do atuador hidráulico como dois subsistemas interconectados

A idéia básica é projetar uma lei de controle (força desejada) para o subsistema mecânico de modo que a saída “y” siga uma trajetória desejada “y_d” tão perto quanto possível e então projetar uma lei de controle para o subsistema hidráulico de modo que o sistema hidráulico gere esta força desejada (diferença de pressão desejada) (GUENTHER e DE PIERI, 1997). A Figura 6.2 mostra o diagrama de blocos do controlador em cascata fixo (CC), obtido através da combinação das leis de controle dos subsistemas mecânico e hidráulico.

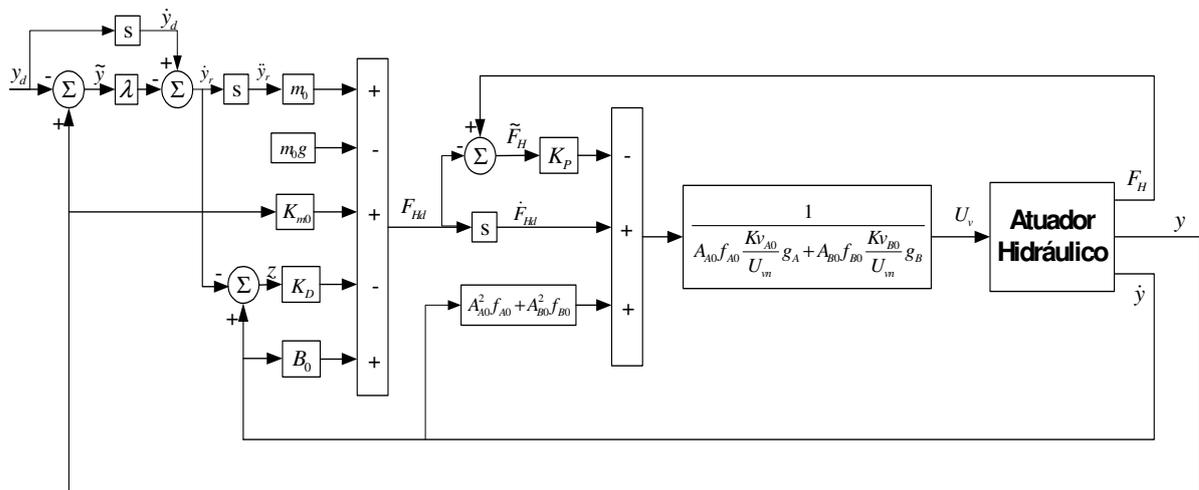


Figura 6.2 - Diagrama de blocos do controlador em cascata fixo (CC)

Apresenta-se a seguir as dinâmicas dos subsistemas mecânico e hidráulico e suas respectivas leis de controle.

6.1.1 Subsistema Mecânico

O subsistema mecânico é regido pela equação (4.14), obtendo-se:

$$F_H - F_{at} - F_L + F_G = m\ddot{y} \quad (6.1)$$

Sendo o erro da força hidráulica dado por:

$$\tilde{F}_H = F_H - F_{Hd}, \quad (6.2)$$

onde F_{Hd} é a força hidráulica desejada e assumindo uma força externa exercida por uma mola ($F_L = K_m y$), a força gravitacional ($F_G = mg$) e o atrito viscoso ($F_{at} = B\dot{y}$), obtém-se a seguinte equação para o subsistema mecânico:

$$\tilde{F}_H + F_{Hd} - B\dot{y} - K_m y + mg = m\ddot{y} \quad (6.3)$$

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

$$F_{Hd} = m_0 \ddot{y}_r - K_D z + K_{m0} y - m_0 g + B_0 \dot{y} \quad (6.4)$$

A equação (6.4) é baseada na lei de controle proposta por SLOTINE e LI (1987) para robôs manipuladores, onde o subscrito “0” representa os parâmetros nominais, K_D é uma constante positiva, \ddot{y}_r é uma aceleração de referência e z é uma medida do erro de velocidade no seguimento da trajetória. Tanto \ddot{y}_r quanto z dependem da velocidade de referência \dot{y}_r , a qual é obtida pela modificação da velocidade desejada \dot{y}_d como segue:

$$\dot{y}_r = \dot{y}_d - \lambda \tilde{y}, \quad \tilde{y} = y - y_d, \quad z = \dot{y} - \dot{y}_r = \dot{\tilde{y}} + \lambda \tilde{y}, \quad (6.5)$$

onde λ é uma constante positiva e \tilde{y} é o erro no seguimento de trajetória.

Substituindo a equação (6.4) na equação (6.3) e considerando os parâmetros nominais iguais aos parâmetros reais, obtém-se:

$$m\dot{z} + K_D z = \tilde{F}_H \quad (6.6)$$

Aplicando a transformada de Laplace na equação (6.6) com condições iniciais diferentes de zero e substituindo $Z(s)$ por $\tilde{Y}(s + \lambda)$, obtém-se:

$$m[sZ(s) - Z(0)] + K_D Z(s) = \tilde{F}_H(s)$$

$$\tilde{Y}(s) = \frac{\tilde{F}_H(s)}{m\left(s + \frac{K_D}{m}\right) \cdot (s + \lambda)} + \frac{mZ(0)}{m\left(s + \frac{K_D}{m}\right) \cdot (s + \lambda)} \quad (6.7)$$

Baseado na equação (6.7), pode-se concluir que o erro de posição no seguimento da trajetória irá convergir mais rápido quanto maior for o valor do ganhos K_D e λ .

Em CUNHA et al (2002) é mostrado que, quanto maiores os ganhos do subsistema mecânico (K_D e λ), menor é a influência das perturbações externas (força da gravidade, forças de mola, forças de atrito, etc) e do erro de rastreamento da força hidráulica. O ganho λ ajuda a reduzir o erro de rastreamento da trajetória, e ao mesmo tempo aumenta a banda de passagem. Porém, com o aumento da banda de passagem, sinais oscilatórios ou de alta frequência podem causar oscilações na saída do atuador.

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

6.1.2 Subsistema Hidráulico

O subsistema hidráulico é regido pela equação (4.20):

$$\dot{F}_H = \frac{A_A \beta_e}{V_A} \cdot q_{VA} + \frac{A_B \beta_e}{V_B} \cdot q_{VB} - \left(\frac{A_A^2 \beta_e}{V_A} + \frac{A_B^2 \beta_e}{V_B} \right) \cdot \dot{y} \quad (6.8)$$

onde q_{VA} e q_{VB} , desconsiderando o efeito do vazamento, são determinados pelas equações (4.10) a (4.13) de acordo com o sinal de controle (positivo ou negativo).

Sendo assim, desprezando-se a dinâmica da válvula ($U_c = U_v$) e assumindo que o erro da variação da força hidráulica é $\ddot{F}_H = \dot{F}_H - \dot{F}_{Hd}$, a equação (6.8) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\ddot{F}_H + \dot{F}_{Hd} = \left(A_A f_A \frac{Kv_A}{U_{vn}} g_A + A_B f_B \frac{Kv_B}{U_{vn}} g_B \right) \cdot U_v - (A_A^2 f_A + A_B^2 f_B) \cdot \dot{y} \quad (6.9)$$

onde

U_v = tensão de entrada na válvula [Volts]

U_{vn} = tensão nominal de entrada na válvula [Volts]

$$f_A = f_A(y) = \frac{\beta_e}{V_{A0} + A_A y} \quad (6.10)$$

$$f_B = f_B(y) = \frac{\beta_e}{V_{B0} - A_B y} \quad (6.11)$$

$$g_A = g_A(\text{sign}(x_v), \Delta p_{pA}) = \begin{cases} \sqrt{p_S - p_A}, & \text{para } x_v \geq 0 \\ \sqrt{p_A - p_T}, & \text{para } x_v < 0 \end{cases} \quad (6.12)$$

$$g_B = g_B(\text{sign}(x_v), \Delta p_{pB}) = \begin{cases} \sqrt{p_B - p_T}, & \text{para } x_v \geq 0 \\ \sqrt{p_S - p_B}, & \text{para } x_v < 0 \end{cases} \quad (6.13)$$

Para o rastreamento do subsistema hidráulico utiliza-se uma lei de controle com linearização por realimentação (SLOTINE e LI, 1991). A lei de controle baseada na linearização por realimentação visa cancelar o comportamento não-linear do atuador hidráulico e é dada por:

$$U_v = \frac{1}{A_{A0} f_{A0} \frac{Kv_{A0}}{U_{vn}} g_A + A_{B0} f_{B0} \frac{Kv_{B0}}{U_{vn}} g_B} \cdot [\dot{F}_{Hd} - K_p \tilde{F}_H + (A_{A0}^2 f_{A0} + A_{B0}^2 f_{B0}) \cdot \dot{y}] \quad (6.14)$$

onde o subscrito “0” representa os parâmetros nominais, K_p é uma constante positiva e \dot{F}_{Hd} é a derivada em relação ao tempo da força hidráulica desejada.

Substituindo a equação (6.14) na equação (6.9) e considerando os parâmetros nominais iguais aos parâmetros reais, obtém-se:

$$\dot{\tilde{F}}_H = -K_p \tilde{F}_H \quad (6.15)$$

Aplicando a transformada de Laplace na equação (6.15) considerando condições iniciais diferentes de zero, obtém-se:

$$\begin{aligned} s\tilde{F}_H(s) - \tilde{F}_H(0) &= -K_p \tilde{F}_H \\ \tilde{F}_H(s) &= \frac{\tilde{F}_H(0)}{s + K_p} \end{aligned} \quad (6.16)$$

Passando a equação (6.16) para o domínio do tempo, obtém-se:

$$\tilde{F}_H(t) = \tilde{F}_H(0) \cdot e^{-K_p t} \quad (6.17)$$

Baseado na equação (6.17), pode-se concluir que o erro da força hidráulica irá convergir para zero mais rápido quanto maior for o valor do ganho K_p . Porém, como será mostrado na seção 6.4 , o valor de K_p é limitado pela dinâmica da válvula.

6.2 Efeito do vazamento interno na VDP

Na prática, as válvulas direcionais proporcionais (VDP) possuem vazamentos internos, os quais influenciam diretamente no subsistema hidráulico. Dessa forma, para representar o efeito do vazamento interno, o modelo não-linear do subsistema hidráulico continua a ser representado pela equação (6.8):

$$\dot{F}_H = \frac{A_A \beta_e}{V_A} \cdot q_{VA} + \frac{A_B \beta_e}{V_B} \cdot q_{VB} - \left(\frac{A_A^2 \beta_e}{V_A} + \frac{A_B^2 \beta_e}{V_B} \right) \cdot \dot{y} \quad (6.18)$$

porém agora q_{VA} e q_{VB} são dadas pelas equações (4.34) a (4.37) que incluem o vazamento interno da VDP.

Sendo assim, desprezando-se a dinâmica da válvula ($U_c = U_v$) e assumindo que o erro da variação da força hidráulica é $\ddot{F}_H = \dot{F}_H - \dot{F}_{Hd}$, a equação (6.18) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\ddot{F}_H + \dot{F}_{Hd} = \left(A_A f_A \frac{K_{VA}}{u_{vn}} g_A + A_B f_B \frac{K_{VB}}{u_{vn}} g_B \right) \cdot U_v + \Omega_{in} - (A_A^2 f_A + A_B^2 f_B) \cdot \dot{y} \quad (6.19)$$

onde

$$\Omega_{in} = A_A f_A K_{SinA} (\sqrt{p_S - p_A} - \sqrt{p_A - p_T}) + A_B f_B K_{SinB} (\sqrt{p_B - p_T} - \sqrt{p_S - p_B}) \quad (6.20)$$

representa o efeito do vazamento interno.

Para mostrar o erro de seguimento do subsistema hidráulico causado pelo vazamento interno na VDP, utilizar-se-á a lei de controle dada pela equação (6.14), a qual não compensa o vazamento. Dessa forma, substituindo a equação (6.14) na equação (6.19) e considerando os parâmetros nominais iguais aos parâmetros reais, obtém-se:

$$\ddot{F}_H = -K_p \tilde{F}_H + \Omega_{in} \quad (6.21)$$

Aplicando a transformada de Laplace na equação (6.21) e considerando condições iniciais diferentes de zero, obtém-se:

$$\tilde{F}_H(s) = \frac{\tilde{F}_H(0)}{s + K_p} + \frac{1}{s + K_p} \Omega_{in}(s) \quad (6.22)$$

Baseado na equação (6.22), conclui-se que o erro da força hidráulica (\tilde{F}_H) não irá convergir para zero devido ao vazamento, caso o mesmo não seja compensado na lei de controle do subsistema hidráulico. A seguir é apresentado o controlador em cascata com compensação do vazamento.

6.3 Controlador em Cascata Fixo com compensação do vazamento interno na VDP

Nesta seção é apresentado o controlador em cascata fixo com compensação do vazamento com o intuito de diminuir o erro de seguimento do subsistema hidráulico.

O vazamento interno na VDP é compensado na lei de controle do subsistema hidráulico. Dessa forma, o subsistema mecânico e sua lei de controle permanecem inalterados e são descritos pelas equações (6.3) e (6.4), respectivamente.

Para compensar o efeito do vazamento interno no subsistema hidráulico descrito pela equação (6.19), utiliza-se uma lei de controle baseada na linearização por realimentação (SLOTINE e LI, 1991), dada por:

$$U_v = \frac{1}{A_{A0}f_{A0} \frac{K_{V_{A0}}}{U_{vn}} g_A + A_{B0}f_{B0} \frac{K_{V_{B0}}}{U_{vn}} g_B} \left[\dot{F}_{Hd} - K_p \tilde{F}_H - \Omega_{m0} + (A_{A0}^2 f_{A0} + A_{B0}^2 f_{B0}) \cdot \dot{y} \right] \quad (6.23)$$

Substituindo a equação (6.23) na equação (6.19), obtém-se:

$$\ddot{\tilde{F}}_H = -K_p \tilde{F}_H \quad (6.24)$$

resultado já conhecido e que mostra a convergência exponencial do erro da força hidráulica para zero.

6.4 Efeito da dinâmica da válvula

Nesta seção analisa-se o efeito da dinâmica da válvula na malha fechada do subsistema hidráulico. Para tanto, os parâmetros do subsistema hidráulico são considerados conhecidos. Além do mais, nesta análise do efeito da dinâmica da válvula trabalhar-se-á com o modelo linear do subsistema hidráulico e sua respectiva lei de controle.

O modelo linear do subsistema hidráulico, desconsiderando a dinâmica da válvula ($U_c = U_v$), é descrito pela equação (4.30):

$$\dot{F}_H = \frac{2\beta_e}{V_T} \left[(A_A K_{q_{UA}} + A_B K_{q_{UB}}) \cdot U_v - K_{c_p} \cdot F_H - (A_A^2 + A_B^2) \cdot \dot{y} \right] \quad (6.25)$$

e sua respectiva lei de controle, considerando os parâmetros nominais iguais aos reais, é dada por:

$$U_v = \frac{V_T}{2\beta_e (A_A K_{q_{UA}} + A_B K_{q_{UB}})} \cdot \left[\dot{F}_{Hd} - K_p \tilde{F}_H + \frac{2\beta_e}{V_T} K_{c_p} \cdot F_H + \frac{2\beta_e}{V_T} (A_A^2 + A_B^2) \cdot \dot{y} \right] \quad (6.26)$$

Substituindo a equação (6.26) na equação (6.25) e admitindo que $\ddot{\tilde{F}}_H = \dot{F}_H - \dot{F}_{Hd}$ obtém-se:

$$\dot{\tilde{F}}_H = -K_p \tilde{F}_H \quad (6.27)$$

A equação (6.27) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\dot{F}_H + K_p F_H = \dot{F}_{Hd} + K_p F_{Hd} \quad (6.28)$$

Aplicando a transformada de Laplace com condições iniciais nulas na equação (6.28), obtém-se:

$$F_H(s) = F_{Hd}(s) \quad (6.29)$$

e resolvendo a equação (6.28) considerando as condições iniciais diferentes de zero obtém-se

$$\tilde{F}_H(t) = \tilde{F}_H(0) \cdot e^{-K_p t} \quad (6.30)$$

Da equação (6.30) conclui-se que quando a dinâmica da válvula é desprezada o controle do subsistema hidráulico é exponencialmente estável e quanto maior o valor do ganho K_p , mais rápido o erro de rastreamento neste subsistema convergirá para zero.

Considerando a dinâmica da válvula como um sistema de 2ª ordem, tem-se o subsistema hidráulico descrito pelas equações (6.31) e (6.32).

$$\dot{F}_H = \frac{2\beta_e}{V_T} \left[(A_A Kq_{UA} + A_B Kq_{UB}) \cdot U_c - K_{C_p} \cdot F_H - (A_A^2 + A_B^2) \cdot \dot{y} \right] \quad (6.31)$$

$$\ddot{U}_c = \omega_v^2 U_v - 2\xi_v \omega_v \dot{U}_c - \omega_v^2 U_c \quad (6.32)$$

Aplicando a transformada de Laplace nas equações (6.31) e (6.32) com condições iniciais nulas e, a título de simplificação, considerando o coeficiente de vazão-pressão parcial igual a zero ($K_{C_p} = 0$), obtém-se:

$$F_H(s) = \frac{2\beta_e}{V_T} \cdot \frac{1}{s} \left[(A_A Kq_{UA} + A_B Kq_{UB}) \cdot \frac{\omega_v^2}{s^2 + 2\xi_v \omega_v s + \omega_v^2} \cdot U_v(s) - (A_A^2 + A_B^2) \cdot sY(s) \right] \quad (6.33)$$

Substituindo a lei de controle (6.26) na equação (6.33) considerando $K_{C_p} = 0$, obtém-se:

$$F_H(s) = C + \frac{1}{s} \cdot D \cdot (sF_{Hd}(s) - K_p \tilde{F}_H(s)) \quad (6.34)$$

onde

$$D = \frac{\omega_v^2}{s^2 + 2\xi_v \omega_v s + \omega_v^2} \quad (6.35)$$

$$C = \frac{2\beta_e}{V_T} [(D-1) \cdot (A_A^2 + A_B^2)] \dot{Y}(s) \quad (6.36)$$

Quando a dinâmica da válvula é desprezada ($D = 1$), o termo C da equação (6.34) é nulo. Isto demonstra que a dinâmica da válvula provoca o acoplamento entre o subsistema hidráulico e mecânico.

A equação (6.34) pode ser escrita como:

$$F_H(s) = \frac{\omega_v^2 (s + K_p)}{s^3 + 2\xi_v \omega_v s^2 + \omega_v^2 s + K_p \omega_v^2} \cdot F_{Hd}(s) - F_{pert}(s) \quad (6.37)$$

onde $F_{pert}(s) = \frac{2\beta_e}{V_T} (A_A^2 + A_B^2) \cdot \frac{s + 2\xi_v \omega_v}{s^3 + 2\xi_v \omega_v s^2 + \omega_v^2 s + K_p \omega_v^2} \cdot \ddot{Y}(s)$ representa uma perturbação no rastreamento do subsistema hidráulico.

O fato de existir o acoplamento dos subsistemas faz com que o erro no rastreamento do subsistema hidráulico provoque um erro no rastreamento do subsistema mecânico.

Quanto mais rápida a dinâmica da válvula (ω_v maior) e quanto maior o valor de K_p , menor a amplitude desta perturbação (F_{pert}) e, conseqüentemente, menor o erro causado pela mesma no rastreamento da trajetória no subsistema hidráulico.

A perturbação F_{pert} só ocorre quando o atuador hidráulico está sujeito a uma aceleração, e é mais significativa quando se trabalha com uma força hidráulica desejada pequena. Para condições onde o atuador hidráulico está sujeito a carregamentos e/ou forças externas elevadas, o termo F_{pert} pode ser desprezado devido ao alto valor da força hidráulica necessária para movimentar o cilindro. Isso pode ser visto através do seguinte exemplo: suponha um atuador hidráulico assimétrico de áreas $A_A = 31,17 \cdot 10^{-4} [m^2]$ e $A_B = 15,27 \cdot 10^{-4} [m^2]$, volume total de $9,29 \cdot 10^{-4} [m^3]$, módulo de elasticidade volumétrica $\beta_e = 0,8 \cdot 10^9 [Pa]$, $K_p = 160$, $\omega_v = 90 [rad/s]$, $\xi_v = 1$ e sujeito a uma aceleração constante. Como as áreas do cilindro são relativamente grandes, para uma pressão nominal de 160 bar, obtém-se uma força de 49,88 KN no avanço. Dessa forma para uma carga inercial de 5000Kg acelerar a $0,3 \text{ m/s}^2$ é necessário uma força constante de 1500N. Para essas condições, tem-se que $F_{pert} = 876 \text{ N}$, valor este que afeta significativamente o rastreamento do subsistema hidráulico ($F_{pert} = 58,4\%$ da força hidráulica desejada).

Porém se uma carga inercial de 65000 Kg é acelerada a $0,3 \text{ m/s}^2$ é necessária uma força constante de 19500 N. Dessa forma a influência de $F_{pert} = 876 \text{ N}$ é pequena ($F_{pert} = 4,5\%$ da força hidráulica desejada).

Se F_{pert} é desconsiderada, obtém-se:

$$F_H(s) = \frac{\omega_v^2(s + K_p)}{s^3 + 2\xi_v\omega_v s^2 + \omega_v^2 s + K_p\omega_v^2} \cdot F_{Hd}(s) \quad (6.38)$$

Observe que entre $F_H(s)$ e $F_{Hd}(s)$ existe uma dinâmica de 3ª ordem ao invés de uma relação direta como estabelecida na equação (6.29), fato esse que irá gerar um erro no rastreamento do subsistema hidráulico.

Aplicando o critério de Routh na equação (6.38) para análise de estabilidade (FRANKLIN et al., 1995), verifica-se que para o sistema ser estável $0 < K_p < 2\xi_v\omega_v$. Portanto, a dinâmica da válvula limita os valores de K_p .

A dinâmica de 3ª ordem entre $F_H(s)$ e $F_{Hd}(s)$ e o valor limite de $K_p < 2\xi_v\omega_v$ também prejudicam o rastreamento do subsistema mecânico. Isso pode ser observado a partir da equação (6.39), que representa o erro de posição do subsistema mecânico no seguimento da trajetória.

$$\tilde{Y}(s) = \frac{\tilde{F}_H(s)}{m\left(s + \frac{K_D}{m}\right) \cdot (s + \lambda)} + \frac{mZ(0)}{m\left(s + \frac{K_D}{m}\right) \cdot (s + \lambda)} \quad (6.39)$$

Quando a dinâmica da válvula é desprezada e as condições iniciais são consideradas nulas, obtém-se pela equação (6.29) que $\tilde{F}_H(s) = 0$ e que portanto a convergência de $\tilde{Y}(s)$ não depende de $\tilde{F}_H(s)$.

Porém quando considera-se a dinâmica da válvula de 2ª ordem e as condições iniciais nulas, obtém-se, pela equação (6.38), uma dinâmica de 3ª ordem entre $F_H(s)$ e $F_{Hd}(s)$, fazendo com que exista um erro de seguimento da força hidráulica. Tal erro é minimizado com o aumento de K_p , o qual é limitado pela dinâmica da válvula (ω_v).

Dessa forma, de acordo com a equação (6.39), a convergência de $\tilde{Y}(s)$ também irá depender do erro da força hidráulica ($\tilde{F}_H(s)$). Caso $\tilde{F}_H(s)$ não convirja para zero e/ou a convergência de $\tilde{F}_H(s)$ seja lenta, ter-se-á um erro maior no rastreamento do subsistema mecânico.

6.5 Influência da queda da pressão de suprimento

Conforme discutido no capítulo 3, tem-se uma queda na pressão de suprimento, principalmente durante o avanço do cilindro devido à limitação da válvula limitadora de pressão (válvula de alívio) da unidade de potência.

No projeto e aplicação do controlador em cascata, a pressão de suprimento é suposta constante, porém na prática podem ocorrer quedas acentuadas da mesma durante o movimento do cilindro, prejudicando o desempenho do controlador.

A queda na pressão de suprimento influencia diretamente o subsistema hidráulico, prejudicando o seguimento da força hidráulica desejada, o que, conseqüentemente, afeta o subsistema mecânico, aumentando os erros de seguimento da trajetória. Para analisar esse fato, suponha o subsistema hidráulico dado pela equação (6.9), onde a sua lei de controle é dada por

$$U_v = \frac{1}{A_A f_A \frac{Kv_A}{U_{vn}} g_{A0} + A_B f_B \frac{Kv_B}{U_{vn}} g_{B0}} \cdot [\dot{F}_{Hd} - K_p \tilde{F}_H + (A_A^2 f_A + A_B^2 f_B) \cdot \dot{y}] \quad (6.40)$$

Nessa lei de controle supõe-se que todos os parâmetros são conhecidos, à exceção de g_{A0} e g_{B0} . Tanto em g_{A0} como em g_{B0} a pressão de suprimento é considerada constante, porém na prática, quando o cilindro se movimenta a pressão de suprimento cai, obtendo-se

$$g_{A0} > g_A \quad \text{e} \quad g_{B0} > g_B \quad (6.41)$$

A partir das considerações da equação (6.41) e substituindo a equação (6.40) na equação (6.9), obtém-se

$$\ddot{\tilde{F}}_H = -WK_p \tilde{F}_H + W_{pert}, \quad (6.42)$$

onde

$$W = \frac{A_A f_A \frac{Kv_A}{U_{vn}} g_A + A_B f_B \frac{Kv_B}{U_{vn}} g_B}{A_A f_A \frac{Kv_A}{U_{vn}} g_{A0} + A_B f_B \frac{Kv_B}{U_{vn}} g_{B0}} < 1 \quad (6.43)$$

$$W_{pert} = (W - 1) \cdot [\dot{F}_{Hd} + (A_A^2 f_A + A_B^2 f_B) \cdot \dot{y}] \quad (6.44)$$

Aplicando a transformada de Laplace com condições iniciais nulas na equação (6.42), obtém-se

$$\tilde{F}_H(s) = \frac{W_{pert}(s)}{s + K_p W(s)} \quad (6.45)$$

Quanto maior a queda de p_s , menores serão g_A e g_B em relação a g_{A0} e g_{B0} , o que conseqüentemente irá diminuir o valor de W . Esse fato implica em um W_{pert} maior em módulo e em uma dinâmica mais lenta para a convergência de $\tilde{F}_H(s)$.

Como será observado nos resultados experimentais mostrados no capítulo 7, o controlador em cascata torna-se mais sensível à queda da pressão de suprimento quando o volume do sistema é pequeno. Devido à assimetria do cilindro, quanto mais recuado o mesmo estiver, maior será a sua sensibilidade. No cilindro utilizado nesse trabalho, tem-se que $y = -0,2$ m quando o mesmo se encontra totalmente recuado.

Para demonstrar esse fato é feita uma análise dos termos f_A e f_B da lei de controle do subsistema hidráulico (equação (6.40)). Esses termos multiplicam respectivamente g_{A0} e g_{B0} no denominador da lei de controle e variam de acordo com a posição do cilindro, estando relacionados com o volume do sistema. Os mesmos são dados por:

$$f_A = \frac{\beta_e}{V_{A0} + A_A y} \quad (6.46)$$

$$f_B = \frac{\beta_e}{V_{B0} - A_B y} \quad (6.47)$$

A finalidade de f_A e f_B na lei de controle é compensar a compressibilidade do fluido (β_e) e a freqüência natural variável do cilindro, a qual depende do volume das câmaras (V_A e V_B). De acordo com a Figura 2.10, sabe-se que quanto mais recuado o cilindro assimétrico estiver ($y = -0,2$ m), menor será o seu volume e maior será a sua freqüência natural. Dessa forma, para volumes pequenos o controlador em cascata gera um sinal de controle menor devido à alta freqüência natural do cilindro naquele ponto. Para volumes maiores, onde a freqüência natural diminui, o controlador gera um sinal de controle maior para tornar o sistema mais rápido e obter um desempenho constante.

Assim sendo, o fato do controlador em cascata trabalhar com um sinal de controle menor para pequenos volumes faz com que, nessas condições, o mesmo se torne mais sensível à queda da pressão de suprimento.

6.6 Análise de estabilidade para parâmetros e forças aplicadas conhecidos

Supondo o vetor de erros dado por:

$$\rho^T = [\tilde{y} \quad \dot{\tilde{y}} \quad \tilde{F}_H] \quad (6.48)$$

Para o caso ideal, onde os parâmetros e as forças aplicadas no sistema são conhecidos a convergência exponencial do vetor de erros é demonstrada baseando-se no lema de convergência apresentado em SLOTINE e LI (1998).

Lema 1 – Se uma função $V(t)$ satisfaz a desigualdade $\dot{V}(t) + \alpha V(t) \leq 0$, onde α é um número real, então $V(t) \leq V(0)e^{-\alpha t}$ (SLOTINE e LI, 1998).

Dessa forma, adota-se a função de Lyapunov descrita pela equação (6.49) para provar a estabilidade exponencial do sistema.

$$2V = 2V_1 + 2V_2 \quad (6.49)$$

onde V_1 é uma função de Lyapunov para o subsistema mecânico e V_2 é uma função de Lyapunov para o subsistema hidráulico.

Analisando o subsistema mecânico, adota-se a seguinte função V_1 positiva:

$$2V_1 = mz^2 + R\tilde{y}^2, \quad (6.50)$$

onde R é uma constante positiva dada por:

$$R = \lambda K_D \quad (6.51)$$

A derivada de V_1 em relação ao tempo é

$$\dot{V}_1 = mz\dot{z} + R\tilde{y}\dot{\tilde{y}} \quad (6.52)$$

De acordo com a equação (6.6), tem-se que equação do subsistema mecânico em malha fechada é dada por:

$$m\dot{z} + K_D z = \tilde{F}_H \quad (6.53)$$

Substituindo a equação (6.53) na equação (6.52), obtém-se

$$\dot{V}_1 = -z^2 K_D + z\tilde{F}_H + R\tilde{y}\dot{\tilde{y}} \quad (6.54)$$

Analisando o subsistema hidráulico, adota-se a seguinte função V_2 positiva:

$$2V_2 = \tilde{F}_H^2 \quad (6.55)$$

A derivada de V_2 em relação ao tempo é dada por:

$$\dot{V}_2 = \tilde{F}_H \dot{\tilde{F}}_H \quad (6.56)$$

De acordo com a equação (6.15), tem-se que equação do subsistema hidráulico em malha fechada é dada por:

$$\dot{\tilde{F}}_H = -K_P \tilde{F}_H \quad (6.57)$$

Substituindo a equação (6.57) na equação (6.56), obtém-se

$$\dot{V}_2 = -K_P \tilde{F}_H^2 \quad (6.58)$$

De posse das equações (6.50) e (6.55) a equação (6.49) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$2V = mz^2 + R\tilde{y}^2 + \tilde{F}_H^2 = \rho^T N_1 \rho, \quad (6.59)$$

onde N_1 é uma matriz simétrica positiva definida dada por:

$$N_1 = \begin{bmatrix} \lambda^2 m + R & \lambda m & 0 \\ \lambda m & m & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.60)$$

Segundo o teorema de Sylvester, para que a matriz simétrica N_1 seja positiva definida todos os seus menores principais devem ser estritamente positivos. Assim sendo, as seguintes desigualdades devem ser respeitadas: $\lambda^2 m + R > 0$ e $mR > 0$. Uma vez que λ , m e R são sempre positivos, essas desigualdades são sempre obedecidas.

Para completar a análise de estabilidade deve-se provar que \dot{V} é negativa definida. Dessa forma, derivando a equação (6.49) em relação ao tempo obtém-se

$$\dot{V} = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 \quad (6.61)$$

Substituindo as equações (6.54) e (6.58) na equação (6.61), obtém-se

$$\dot{V} = -z^2 K_D + z\tilde{F}_H + R\tilde{y}\dot{\tilde{y}} - K_P \tilde{F}_H^2 = -\rho^T N_2 \rho \quad (6.62)$$

Para que \dot{V} seja negativa definida, tem-se que

$$\dot{V} = -\rho^T N_2 \rho < 0, \quad (6.63)$$

ou seja, N_2 tem que ser simétrica positiva definida para satisfazer a equação (6.63) e comprovar que a origem é globalmente assintoticamente estável (SLOTINE e LI, 1998). Dessa forma,

$$N_2 = \begin{bmatrix} \lambda^2 K_D & \frac{R}{2} & -\frac{\lambda}{2} \\ \frac{R}{2} & K_D & -\frac{1}{2} \\ -\frac{\lambda}{2} & -\frac{1}{2} & K_P \end{bmatrix} \quad (6.64)$$

Para que a matriz simétrica N_2 seja positiva definida todos os seus menores principais devem ser estritamente positivos. Assim sendo as seguintes desigualdades devem ser respeitadas: $\lambda^2 K_D > 0$, $\frac{3R^2}{4} > 0$ e $\frac{3R^2 K_P}{4} > \frac{R\lambda}{4}$.

Sendo $\eta_{\max}(N_1)$ o maior autovalor da matriz N_1 , $\eta_{\min}(N_2)$ o menor autovalor da matriz N_2 e a relação entre eles $\frac{\eta_{\min}(N_2)}{\eta_{\max}(N_1)} = \gamma$, tem-se que, devido às matrizes N_1 e N_2 serem positivas definidas, esses escalares são estritamente positivos. Dessa forma, baseado na teoria das matrizes pode-se escrever:

$$N_1 \leq \eta_{\max}(N_1) \cdot I \text{ e } N_2 \geq \eta_{\min}(N_2) \cdot I \quad (6.65)$$

onde I é uma matriz identidade.

A partir da equação (6.65), obtém-se:

$$\rho^T N_2 \rho \geq \gamma \rho^T [\eta_{\max}(N_1) \cdot I] \rho \geq \gamma \rho^T N_1 \rho \quad (6.66)$$

$$\rho^T N_2 \rho \geq \psi V(t) \quad (6.67)$$

onde $V(t) = \frac{1}{2} \rho^T N_1 \rho$ e $\psi = 2\gamma$.

A equação (6.67) combinada com (6.63) permite escrever que $\dot{V}(t) \leq -\psi V(t)$. Dessa forma, de acordo com o Lema 1, tem-se que:

$$V(t) \leq V(0)e^{-\psi t} \quad (6.68)$$

$$\frac{1}{2} \rho^T N_1 \rho \leq V(0)e^{-\psi t} \quad (6.69)$$

Aplicando a relação $\rho^T N_1 \rho \geq \eta_{\min}(N_1) \cdot \|\rho\|^2$, a qual é baseada na teoria de matrizes (SLOTINE e LI, 1998), na equação (6.69), obtém-se

$$\frac{1}{2}\eta_{\min}(N_1) \cdot \|\rho\|^2 \leq V(0)e^{-\psi t}$$

$$\|\rho\| \leq \sqrt{\frac{2V(0)}{\eta_{\min}(N_1)}} \cdot e^{-\frac{\psi}{2}t} \quad (6.70)$$

Assim sendo, baseado na equação (6.70), pode-se afirmar que a norma do vetor de erros $\|\rho\|$ converge exponencialmente para zero com uma taxa maior ou igual a $\frac{\psi}{2}$ quando os parâmetros e forças aplicadas no sistema são conhecidos.

6.7 Análise de estabilidade para parâmetros conhecidos e forças aplicadas desconhecidas

Em CUNHA et al. (1997a) é apresentada uma análise de robustez do controlador em cascata fixo proposto por GUENTHER e DE PIERI (1997) para a condição em que há variação dos parâmetros. Mostra-se que os erros de regime permanente (erros na posição final) tendem para zero e os erros de seguimento de trajetória tendem para um conjunto residual que pode ser diminuído com o aumento dos ganhos do controlador. Porém, em CUNHA et al. (1997a) considerou-se que o atuador hidráulico não estava sujeito à atuação de forças externas.

Com o intuito de analisar a influência da força peso, da força da mola, das forças de atrito estático e de Coulomb e principalmente a influência do vazamento na convergência do vetor de erros para um conjunto residual, supõe-se que o atuador hidráulico está sujeito à todas essas perturbações, sem que a lei de controle as compensem.

Dessa forma obtém-se

$$\dot{V} = -\rho^T N_3 \rho + (-F_{st} - F_L + F_G)z + \tilde{F}_H \Omega_{in}, \quad (6.71)$$

onde $F_{st}, F_L, F_G, \Omega_{in}$ representam respectivamente atrito estático e de Coulomb, força da mola, força peso e vazamento. Já N_3 é uma matriz simétrica positiva definida, dada por:

$$N_3 = \begin{bmatrix} \lambda^2 K_D & \frac{R}{2} & -\frac{\lambda}{2} \\ \frac{R}{2} & K_D & -\frac{1}{2} \\ -\frac{\lambda}{2} & -\frac{1}{2} & K_P \end{bmatrix} \quad (6.72)$$

Supondo $d(t) = -F_{st} - F_L + F_G$, a equação (6.71) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\dot{V} = -\rho^T N_3 \rho + \rho^T F, \quad (6.73)$$

onde $F^T = [d(t)\lambda \quad d(t) \quad \Omega_{in}(t)]$.

Pela teoria de matrizes tem-se que

$$\rho^T N_3 \rho \geq \eta_{\min}(N_3) \|\rho\|^2 \quad \text{e} \quad |\rho^T F| \leq \|\rho\| \cdot \|F\| \quad (6.74)$$

Dessa forma, a partir da equação (6.73) obtém-se

$$\dot{V} \leq -\eta_{\min}(N_3) \|\rho\|^2 + \|\rho\| \cdot \|F\| \quad (6.75)$$

Considerando que F possui um limite superior, ou seja, é limitada, pode-se escrever:

$$\dot{V} \leq -\eta_{\min}(N_3) \|\rho\|^2 + \bar{F} \|\rho\| \quad (6.76)$$

Assim sendo, conclui-se que $\dot{V}(t)$ é negativa quando

$$\|\rho\| > \frac{\bar{F}}{\eta_{\min}(N_3)} \quad (6.77)$$

e positiva quando

$$\|\rho\| < \frac{\bar{F}}{\eta_{\min}(N_3)} \quad (6.78)$$

As equações (6.77) e (6.78) mostram que $\|\rho\|$ tende a um conjunto residual que depende de \bar{F} e do menor autovalor da matriz N_3 , o qual depende dos ganhos λ , K_D e K_P do controlador. De acordo com os valores dos ganhos ajustados para o controlador em cascata utilizado nesse trabalho, o ganho K_P é o que tem mais influência sobre $\eta_{\min}(N_3)$. Quanto maior o valor de K_P , maior será o valor de $\eta_{\min}(N_3)$ e vice-versa.

A seguir são feitas duas observações a respeito da influência de $d(t)$ e Ω_{in} no vetor $F^T = [d(t)\lambda \quad d(t) \quad \Omega_{in}(t)]$, o qual determina \bar{F} e, de acordo com as equações (6.77) e (6.78), influencia diretamente a norma do vetor de erros ($\|\rho\|$).

Observação 1: Na prática, devido às condições de operação e às características do atuador hidráulico utilizado nesse trabalho, tem-se que Ω_{in} tem pouca influência em \bar{F} . Para exemplificar esse fato, segue abaixo um exemplo numérico, onde os valores de Ω_{in} foram obtidos a partir de resultados experimentais.

Suponha a condição onde o valor de λ é ajustado para 250, a válvula está centrada e o cilindro, com um carregamento total de 108,5 Kg, está parado comprimindo a mola 0,37 m. Nessas condições tem-se os seguintes valores: $F_{st} \cong 400$ N, $F_L = 10197$ N, $F_G = 1064$ N e $\Omega_{in} = -1,3 \cdot 10^4$ N. Dessa forma, com a válvula fechada e o cilindro parado sofrendo a força da mola, tem-se que

$$d(t) = F_{st} - F_L + F_G = -8733 \text{ N} \quad (6.79)$$

$$F^T = [d(t)\lambda \quad d(t) \quad \Omega_{in}(t)] = [-2,18 \cdot 10^6 \quad -8733 \quad -1,3 \cdot 10^4] \quad (6.80)$$

Supondo a condição anterior, porém sem a presença da mola, tem-se que $F_{st} \cong 400$ N, $F_G = 1064$ N e $\Omega_{in} = -1,3 \cdot 10^3$ N, onde

$$d(t) = -F_{st} + F_G = 664 \text{ N} \quad (6.81)$$

$$F^T = [d(t)\lambda \quad d(t) \quad \Omega_{in}(t)] = [1,66 \cdot 10^5 \quad 664 \quad -1,3 \cdot 10^3] \quad (6.82)$$

Sendo $\bar{F} = \|F\| = \sqrt{F^T F}$ e baseado nas equações (6.77) e (6.78) temos que para a condição onde existe a presença da força de mola, a influência de Ω_{in} no vetor de erros é muito pequena. Já para a condição onde não existe a força da mola, a influência de Ω_{in} no vetor de erros aumenta, porém não chega a ser significativa. Isso ocorre, pois a válvula utilizada nesse trabalho possui um vazamento pequeno, em torno de 0,237 Lpm, o que provoca pequenos valores de Ω_{in} .

Observação 2: A não compensação da força peso e da força da mola na lei de controle do controlador em cascata aumenta consideravelmente o valor de \bar{F} , o que implica em um aumento do conjunto residual do vetor de erros. Isso mostra que o controlador em cascata é sensível a perturbações externas, caso as mesmas não sejam compensadas.

6.8 Conclusões

A dinâmica da válvula direcional proporcional além de provocar o acoplamento entre o subsistema hidráulico e mecânico, limita o valor do ganho K_p o qual está relacionado com a convergência do erro da força hidráulica (\tilde{F}_H). Caso \tilde{F}_H não convirja para zero e/ou a convergência de \tilde{F}_H seja lenta, ter-se-á um erro maior no rastreamento do subsistema mecânico.

A compensação do vazamento é feita no subsistema hidráulico com o intuito de convergir o erro da força hidráulica (\tilde{F}_H) para zero. Porém, tal compensação tem pouca influência no conjunto residual do vetor de erros, pois a válvula direcional proporcional utilizada apresenta um baixo vazamento interno.

O controlador em cascata é sensível a perturbações externas, caso as mesmas não sejam compensadas na sua lei de controle. No caso desse trabalho, mostrou-se que a força da mola e a força peso têm mais influência no conjunto residual do vetor de erros do que o vazamento e as forças de atrito.

Mostrou-se que o controlador em cascata é sensível à queda da pressão de suprimento, principalmente quando o volume do sistema é pequeno.

Foi feita a análise de estabilidade do sistema de tal forma que quando os parâmetros e as forças aplicadas no sistema são conhecidos o vetor de erros converge exponencialmente para zero. Porém, quando os parâmetros são conhecidos e as forças aplicadas no sistema não são, o vetor de erros converge para um conjunto residual que depende das forças de atrito, força peso, força da mola, vazamento e dos ganhos λ , K_p e K_D .

CAPÍTULO 7

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Nesse capítulo são apresentados os resultados dos testes experimentais, com o intuito de analisar o desempenho real de diferentes estratégias de controle em diferentes situações de trabalho.

Os testes foram realizados na bancada de testes descrita no capítulo 3, com uma massa total de 108,5 Kg (massa dos cinco blocos de aço + massa da haste e do fluido no interior do cilindro) acoplada ao cilindro hidráulico, para as seguintes condições:

- Sem Carga (sem mola) { Curso Longo
Curso Curto

- Com Carga (com mola) { Curso Longo
Curso Curto

Esses testes permitem uma análise do desempenho dos controladores para situações onde o sistema está sujeito à perturbação de forças externas (força da mola e peso das massas) e diferentes deslocamentos.

Na seção 7.1 é feita uma análise das trajetórias desejadas, seus perfis de velocidade e aceleração e as faixas de abertura da válvula direcional proporcional para atender tais requisitos. A seção 7.2 mostra o tratamento dos sinais dos sensores de pressão e deslocamento. Na seção 7.3 é descrita a metodologia dos testes e suas características. Nas seções 7.4 , 7.5 , 7.6 e 7.7 são apresentados os resultados experimentais. As conclusões finais são apresentadas na seção 7.8

7.1 Trajetórias desejadas e faixa de abertura da válvula

A trajetória desejada utilizada é de 7ª ordem, pois na lei de controle do controlador em cascata necessita-se da primeira, segunda e terceira derivadas contínuas da posição, as quais correspondem à velocidade, aceleração e derivada da aceleração. Nesse trabalho entende-se por curso longo e curso curto uma trajetória de amplitude 0,15 m e 0,05 m, respectivamente, as quais são mostradas na Figura 7.1, onde a posição 0 refere-se ao ponto onde o cilindro está centrado.

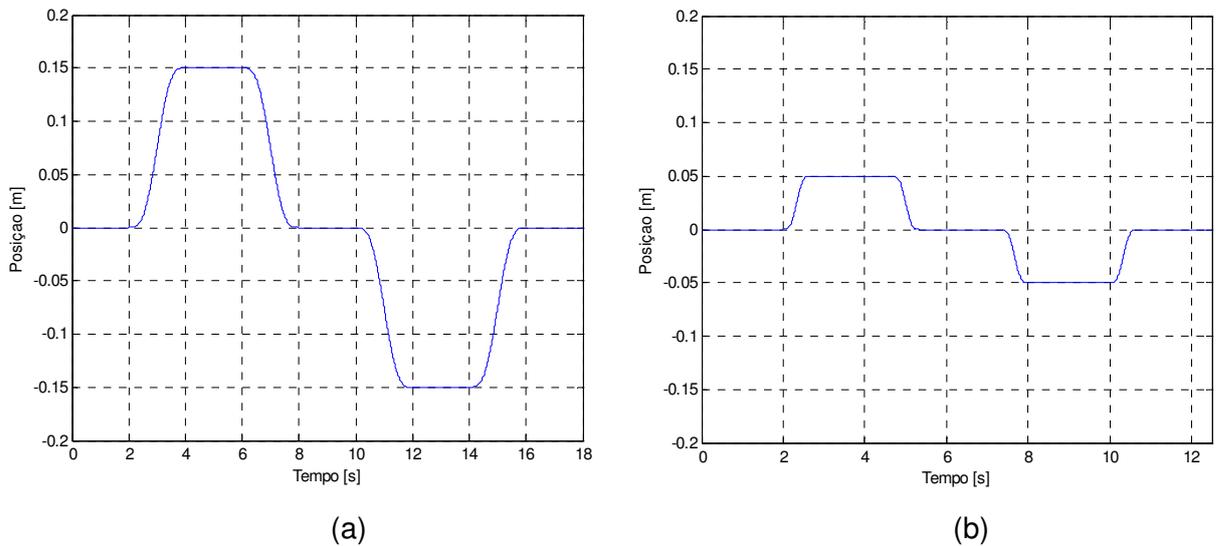


Figura 7.1 - Trajetórias de 7ª ordem: (a) Amplitude de 0,15 m e (b) Amplitude de 0,05 m

Em ambas trajetórias o tempo de permanência em repouso é de 2s e o tempo de um deslocamento é de 2s na trajetória de amplitude 0,15m e de 0,667s na trajetória de amplitude 0,05m. Essa característica faz com que as duas trajetórias tenham a mesma velocidade máxima, fazendo com que, teoricamente, a válvula direcional proporcional possua faixas de aberturas iguais. Na prática, como é mostrado nos resultados experimentais, tem-se uma pequena diferença de abertura da válvula devido às diferentes quedas na pressão de suprimento, pois apesar das velocidades máximas serem iguais, as acelerações são diferentes. Por ter uma aceleração maior, a trajetória de 0,05m possui uma maior queda da pressão de suprimento. As Figuras 7.2 e 7.3 mostram os perfis de velocidade e aceleração das trajetórias desejadas.

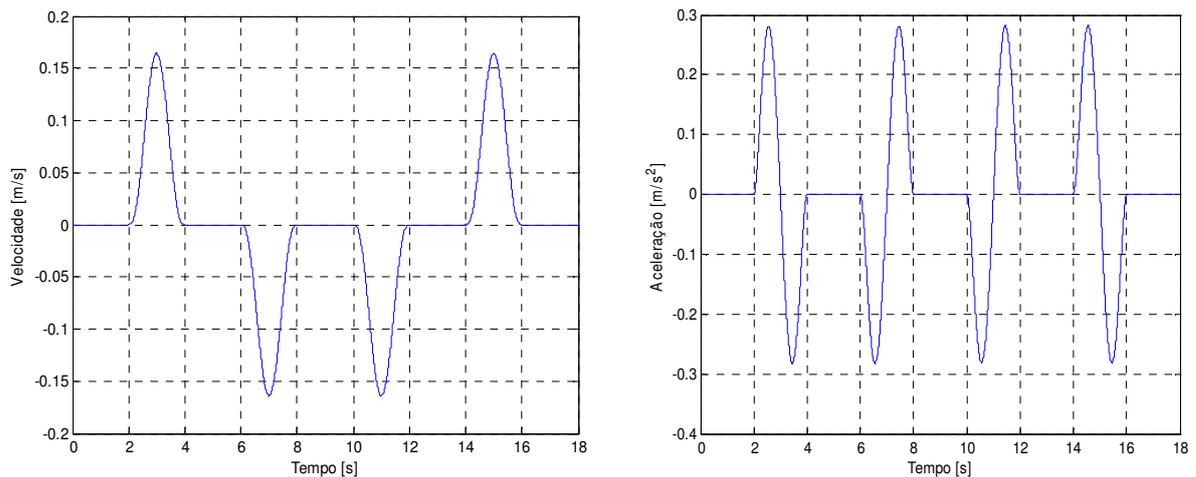


Figura 7.2 - Perfis de velocidade e aceleração da trajetória de amplitude 0,15 m

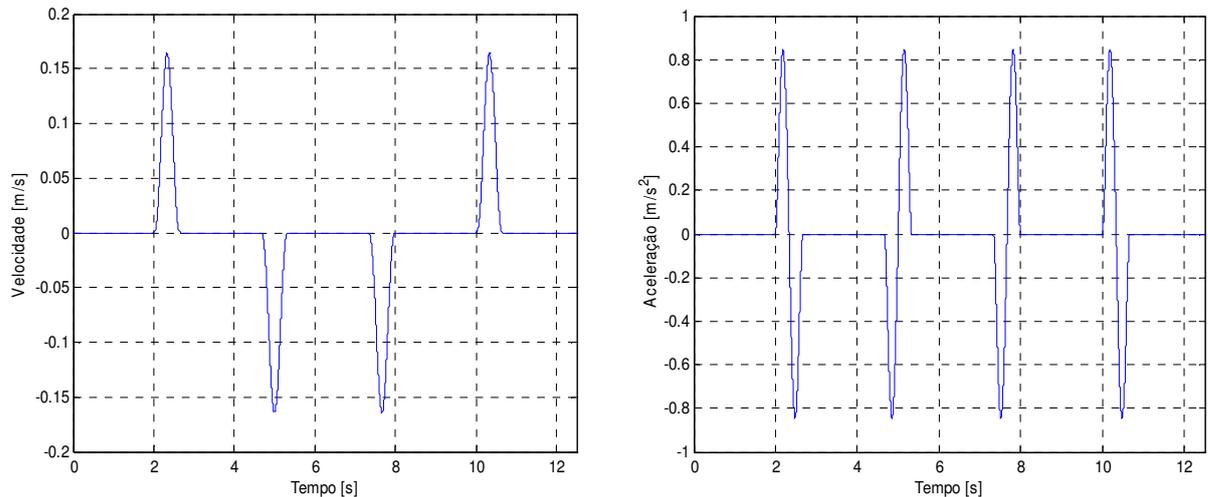


Figura 7.3 – Perfis de velocidade e aceleração da trajetória de amplitude 0,05 m.

A faixa de abertura de uma válvula direcional proporcional (VDP) é muito importante para o desempenho do atuador hidráulico. Na prática tenta-se projetar um atuador hidráulico onde a VDP trabalhe com uma abertura acima de 60%, pois nessa faixa tem-se um comportamento mais linear da mesma. Para pequenas faixas de abertura, não linearidades como a zona-morta e vazamento interno são mais marcantes prejudicando o desempenho do sistema.

Na bancada de testes utilizada nesse trabalho, devido ao perfil das velocidades e às forças atuantes no atuador hidráulico, a VDP trabalha em uma faixa de abertura em torno de ± 5 Volts. Caso queira-se trabalhar com velocidades maiores e conseqüentemente maiores faixas de abertura ocorre, nesse sistema, uma queda acentuada da pressão de suprimento devido à ação da válvula limitadora de pressão da unidade de potência, fato esse discutido no capítulo 3.

7.2 Tratamento dos sinais

Todos os sinais medidos (pressão de suprimento, pressão nas câmaras A e B, posição, velocidade e aceleração do cilindro) são filtrados por filtros passa-baixa de primeira ordem para amenizar o problema dos ruídos decorrentes de derivação numérica (velocidade e aceleração) e/ou e da interferência eletromagnética do ambiente.

A escolha da freqüência de corte deve ter um compromisso entre amenizar os ruídos e não influenciar significativamente na dinâmica real dos sinais, pois tanto um quanto o outro limita os valores dos ganhos dos controladores.

A estrutura do filtro passa-baixa é dada pela equação (7.1) e as respectivas freqüências de corte são mostradas na Tabela 7.1.

$$D(s) = \frac{\omega_f}{s + \omega_f} \quad (7.1)$$

onde ω_f representa a frequência de corte.

Tabela 7.1 - Frequências de corte dos filtros passa-baixa

Sinais	Posição	Velocidade	Aceleração	Pressão nas Câmaras A e B	Pressão de Suprimento
Frequência de corte (rad/s)	200	50	40	300	50

Percebe-se uma diferença marcante entre as frequências de corte dos sinais de pressão das câmaras A e B em relação à pressão de suprimento. Isso ocorre devido ao fato de se utilizar um transmissor para medição da pressão de suprimento e transdutores para medição das pressões nas câmaras. Os sinais dos transdutores passam por um condicionador, onde sofrem um tratamento, diminuindo o ruído e favorecendo a utilização de um filtro com uma frequência de corte maior e a obtenção de um sinal com pouco atraso.

Já nos sinais de velocidade e aceleração, os quais são obtidos a partir da derivação da posição, utilizam-se filtros de baixa frequência para amenizar os ruídos provocados pelo processo de derivação.

7.3 Metodologia dos testes

Os ganhos dos controladores tiveram seu ponto de partida baseado nos resultados de projeto e simulação obtidos nos capítulos 5 e 6. Porém na prática, os valores dos ganhos foram limitados pelo ruído no sinal de controle. Tentou-se chegar a uma solução de compromisso entre o menor erro de posição e de seguimento de trajetória com um sinal de controle pouco ruidoso. Para tanto estipulou-se que um ruído de amplitude máxima de 0,1 Volts no sinal de controle é admissível, ou seja, 1% da tensão nominal da válvula ($U_n = \pm 10$ Volts), de forma a não provocar oscilações na posição do cilindro em regime permanente e nem prejudicar a vida útil da válvula.

Os ganhos dos controladores foram ajustados para a pior situação de operação e mantidos constantes para todos os testes. A pior situação de operação é dada para a trajetória de amplitude 0,15 m com a utilização da mola para gerar uma perturbação externa.

A pressão de suprimento foi ajustada para 50 bar ± 2 bar, pois este valor é suficiente para o cilindro vencer os carregamentos e fazer com que a válvula direcional

proporcional (VDP) trabalhe com uma faixa de abertura em torno de 50% (± 5 V) para suprir as vazões necessárias para que o atuador hidráulico faça o seguimento das trajetórias. Caso a pressão de suprimento seja aumentada, ter-se-á uma maior vazão nos orifícios da VDP, fazendo com que esta trabalhe com uma faixa de abertura menor. Conforme dito na seção 7.1, pequenas faixas de abertura da VDP prejudicam o desempenho do sistema.

A temperatura do óleo foi mantida em $41^\circ \text{C} \pm 2^\circ \text{C}$.

Em todos os testes a zona-morta foi compensada com a estratégia e os parâmetros descritos no Apêndice A.

O período de amostragem do sistema de aquisição de dados e controle é de $1 \cdot 10^{-3}$ s.

A seguir são mostrados os resultados experimentais dos testes, iniciando para a condição onde uma massa de 108,5 Kg está acoplada ao cilindro sem a presença da mola (sem carregamento) e posteriormente são mostrados os resultados experimentais com a presença da mola (com carregamento). Nos testes com carregamento, a mola possui uma pré-carga de 551 N, fazendo com que a força máxima da mola seja de 10197 N e 7441 N nas trajetórias de curso longo e curso curto, respectivamente.

Vale ressaltar que os erros de posição mostrados nos gráficos representam a posição desejada menos a posição medida (Erro de Posição = $y_d - y$).

7.4 Resultados experimentais sem carga e com curso longo

Nessa seção são mostrados os resultados experimentais obtidos no seguimento da trajetória de amplitude 0,15 m (curso longo), onde uma massa de 108,5 Kg está acoplada ao cilindro sem a presença de carga (sem mola).

7.4.1 Controladores Clássicos

Primeiro é feita uma comparação entre os controladores P e PI, os compensadores de atraso e avanço de fase e o controlador de estados com o intuito de analisar a eficiência dessas estratégias de controle em aplicações práticas. As Figuras 7.4 a 7.9 mostram esses resultados.

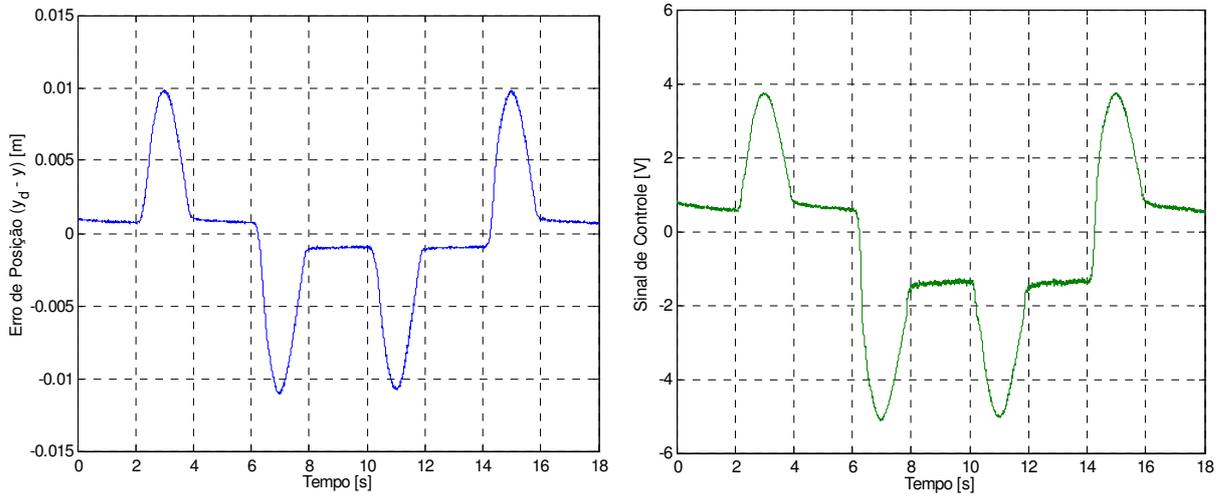


Figura 7.4 – Resposta do sistema com o controlador proporcional, curso longo, sem carga, $K_P=300$.

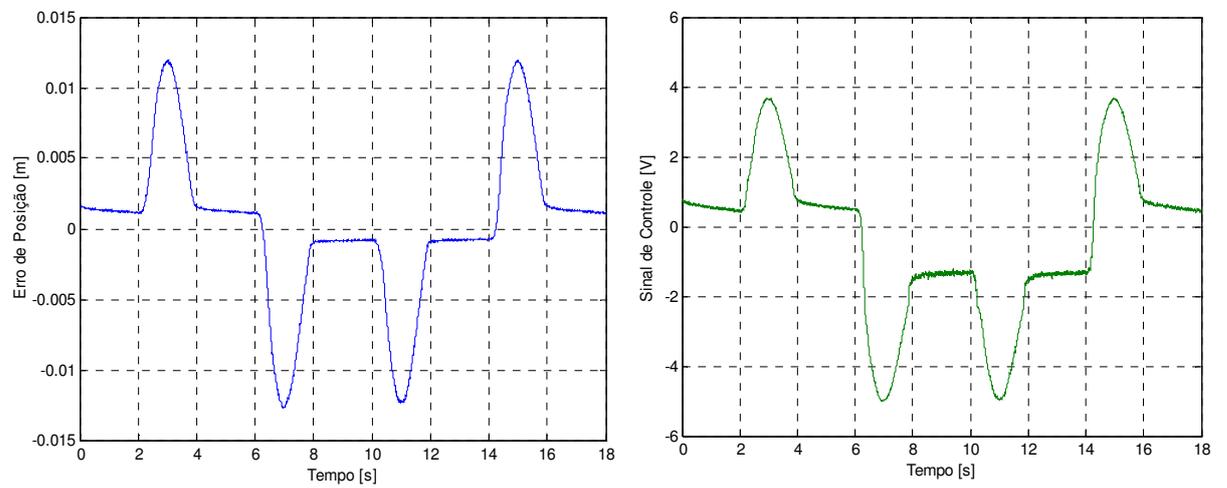


Figura 7.5 - Resposta do sistema com o controlador PI, curso longo, sem carga, $K_P=300$ e $K_i=0,1$.

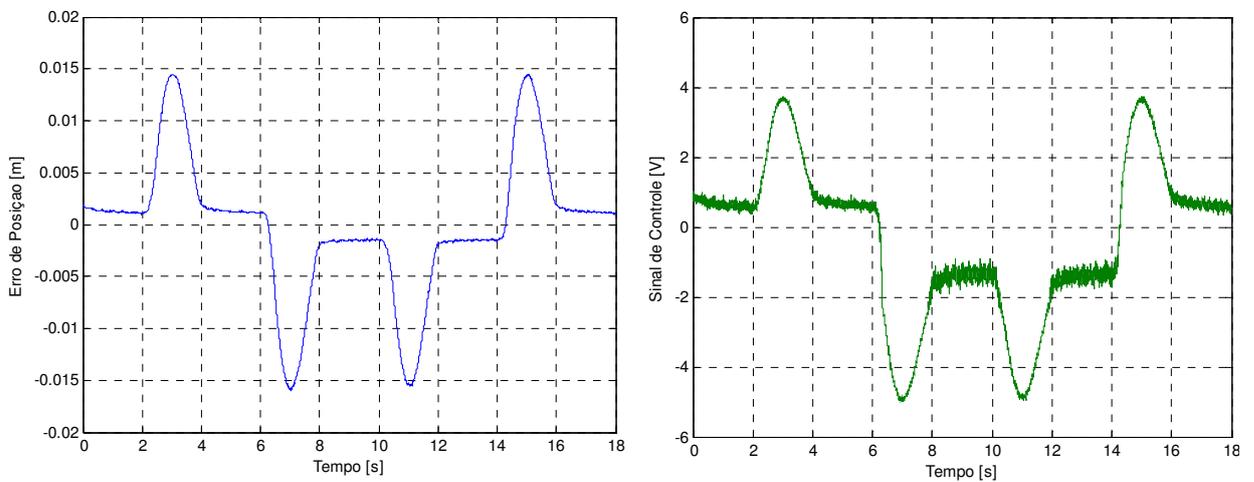


Figura 7.6 – Resposta do sistema com o compensador de avanço de fase, curso longo, sem carga, $K=200$, pólo=425,1 rad/s e zero=37,28 rad/s.

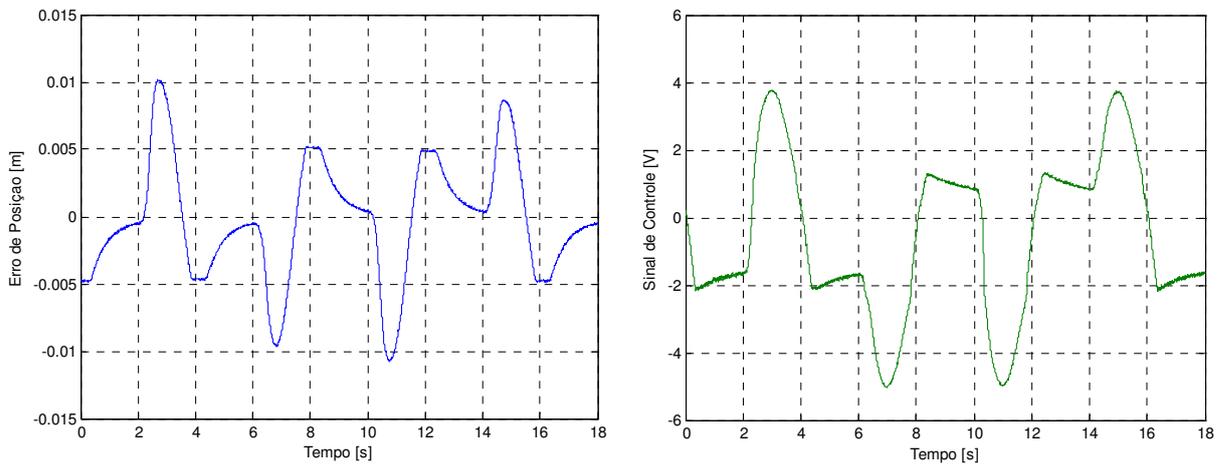


Figura 7.7 – Resposta do sistema com o compensador de atraso de fase, curso longo, sem carga, $K=1000$, pólo= $0,33$ rad/s e zero= $1,7$ rad/s.

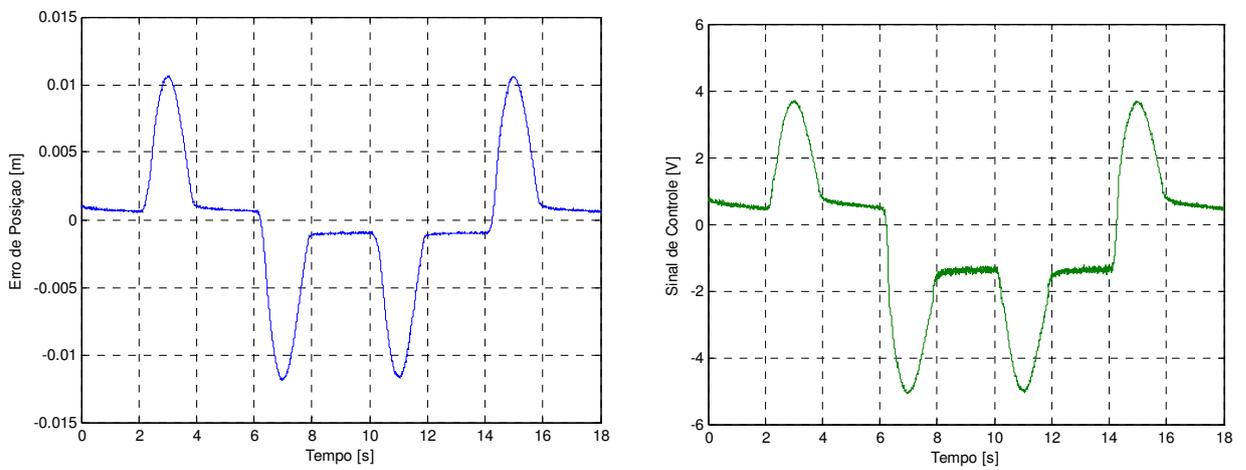


Figura 7.8 - Resposta do sistema com o controlador de estados (y, \dot{y}, \ddot{y}) , curso longo, sem carga, $K_P=300$, $K_V=1,77$ e $K_A=0,03$.

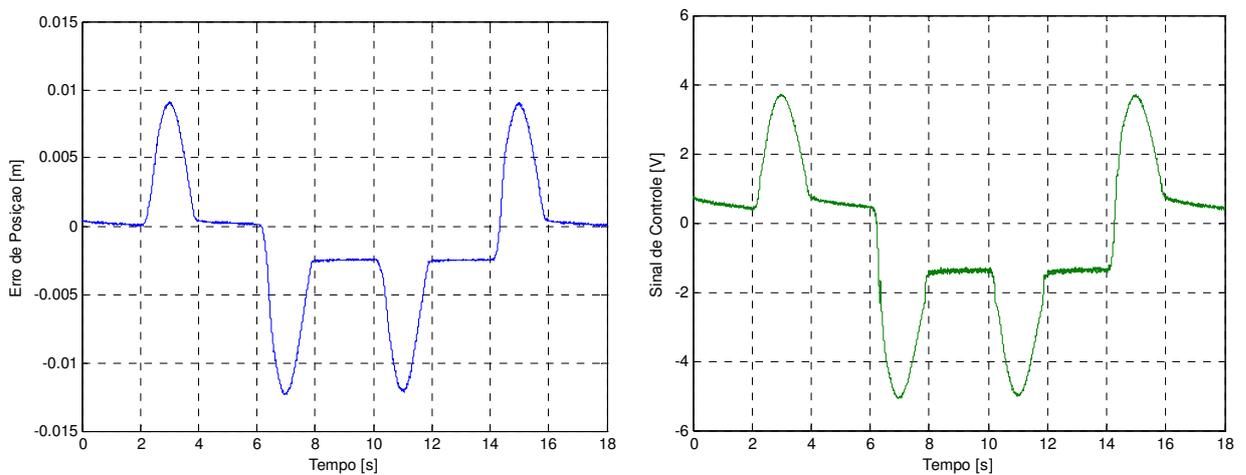


Figura 7.9 - Resposta do sistema com o controlador de estados (y, \dot{y}, F_H) , curso longo, sem carga, $K_P=300$, $K_V=0,3$ e $K_{F_H}=2,81 \cdot 10^{-4}$.

Comparando os erros de posição com seus respectivos sinais de controle pode-se concluir que os erros em regime permanente obtidos com os controladores P e PI são semelhantes, porém, no seguimento da trajetória, o controlador PI apresenta um desempenho inferior. Caso a parcela integrativa seja aumentada para diminuir o erro em regime permanente, o período transiente fica prejudicado, gerando inclusive sobrepasso.

O compensador de avanço de fase origina um sinal de controle muito ruidoso, fato esse que limita o valor dos seus ganhos, fazendo com que o sistema tenha um erro de posição e seguimento de trajetória maior, quando comparado com os resultados obtidos com o controlador proporcional. O compensador de atraso de fase, apesar de originar um sinal de controle com pouco ruído, gera sobrepasso e não consegue obter erros de posicionamento satisfatórios durante os intervalos de dois segundos em regime permanente.

O controlador de estados que utiliza a realimentação da posição, velocidade e aceleração possui um desempenho um pouco inferior no seguimento da trajetória e seu sinal de controle é mais ruidoso quando comparado com o controlador proporcional. Já o controlador de estados que utiliza a realimentação da posição, velocidade e força hidráulica provoca uma assimetria nos erros de posição, devido à sensibilidade do mesmo às perturbações externas (força peso), fato esse discutido na seção 5.5. Além do mais, de um modo geral, os controladores de estados são mais sensíveis a ruídos, fazendo com seus ganhos sejam bastante limitados.

Essa sensibilidade a ruídos se deve ao fato dos controladores de estados utilizarem a realimentação de três sinais sujeitos a ruídos. Enquanto que o controlador proporcional, por exemplo, utiliza a realimentação de apenas um sinal, estando sujeito a apenas uma fonte de ruído no seu sinal de controle.

Como discutido na seção 5.5, outro fator que limita o desempenho dos controladores de estados é o fato da válvula direcional proporcional utilizada ser lenta e de dinâmica amortecida.

A Figura 7.10 possibilita a comparação dos erros de posição obtidos com os controladores proporcional e de estados, onde percebe-se um melhor desempenho do controlador proporcional quando comparado com o controlador de estados ($[y, \dot{y}, \ddot{y}]$) e que o controlador de estados ($[y, \dot{y}, F_H]$), devido à sua sensibilidade às perturbações externas (força peso), provoca um comportamento assimétrico nos erros de posição, pois no avanço do cilindro a força peso está no mesmo sentido do movimento e no retorno está no sentido contrário.

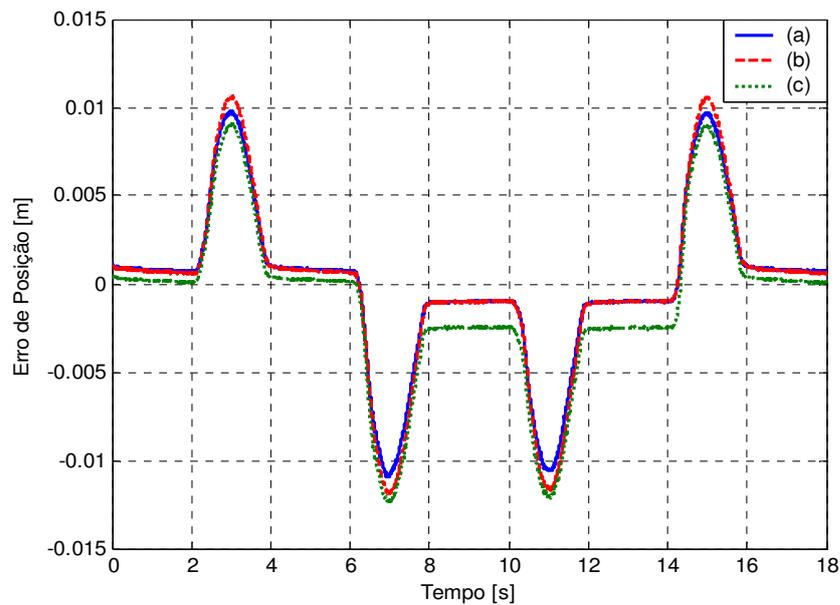


Figura 7.10 - Comparação dos erros de posição utilizando os controladores: (a) Proporcional, (b) Controlador de estados $[y, \dot{y}, \ddot{y}]$ e (c) Controlador de estados $[y, \dot{y}, F_H]$, curso longo, sem carga.

Pode-se concluir que dentre as estratégias de controle clássicas utilizadas nesse trabalho, o controle proporcional, apesar de ter a estrutura mais simples, foi o que obteve os melhores resultados no controle de posição e seguimento de trajetória. Cabe ressaltar que todos os resultados foram obtidos utilizando a compensação da zona-morta apresentada no Apêndice A.

Para mostrar a melhora que a compensação da zona-morta provoca na redução dos erros de posição, faz-se, na Figura 7.11, uma comparação dos erros de posição utilizando um controlador proporcional com e sem compensação da zona-morta.

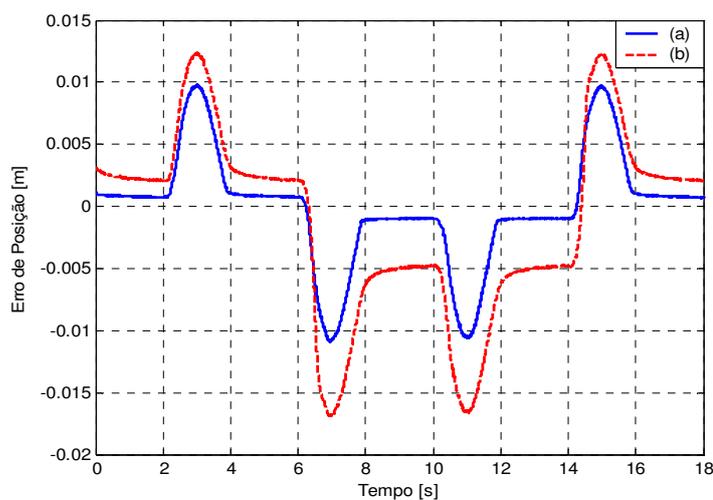


Figura 7.11 - Erro de posição utilizando um controlador proporcional com ganho $K_P=300$: (a) Com compensação da zona-morta e (b) Sem compensação da zona-morta, curso longo, sem carga.

Considerando os resultados experimentais dos controladores clássicos apresentados até aqui, mostram-se a seguir apenas os resultados obtidos com o controlador proporcional.

7.4.2 Controlador Proporcional com “Forward Loop”

Com o intuito de melhorar o desempenho obtido com o controlador proporcional no seguimento da trajetória utiliza-se uma realimentação à frente (“forward loop”), obtendo-se assim o controlador proporcional com “forward loop”. Nessa estratégia, como mostrado na seção 5.6, utiliza-se a velocidade desejada (\dot{y}_d) na lei de controle com o intuito de diminuir os erros de seguimento de trajetória. Essa estratégia utiliza dois ganhos: o ganho K_P que multiplica o erro de posição e o ganho K_{FL} que multiplica a velocidade desejada. A Figura 7.12 mostra os resultados experimentais obtidos com essa estratégia de controle e com o controlador proporcional.

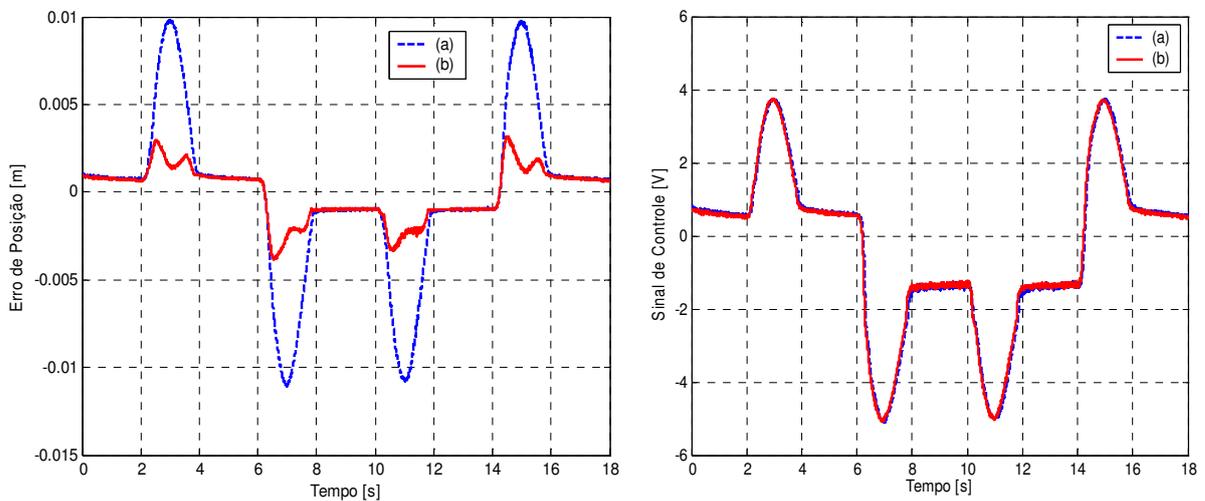


Figura 7.12 – Resposta do sistema com os controladores: (a) Proporcional ($K_P=300$), (b) Proporcional com “Foward Loop” ($K_P=300$ e $K_{FL}=15$), curso longo, sem carga.

Analisando a Figura 7.12, observa-se nitidamente o melhor desempenho do controlador proporcional com “forward loop” no seguimento da trajetória. Em regime permanente o seu desempenho é semelhante ao do controlador proporcional, pois a velocidade desejada nesse ponto é igual a zero ($\dot{y}_d = 0$), fazendo com que a realimentação a frente (“forward loop”) deixe de ter influência no sinal de controle.

O sinal de controle do controlador proporcional com “forward loop” é levemente adiantado em relação ao sinal de controle do controlador proporcional. Além do mais, a velocidade desejada utilizada na lei de controle do controlador proporcional com “forward loop” é isenta de ruído, fazendo com que a realimentação a frente não aumente o ruído no sinal de controle.

7.4.3 Controlador em Cascata

No controlador em cascata, além da sintonia dos ganhos K_p , K_D e λ , é necessário entrar com os valores de alguns parâmetros do sistema nas leis de controle do subsistema hidráulico e mecânico. Alguns dos parâmetros mais importantes, e que podem modificar significativamente o desempenho do controlador são os coeficientes de vazão da válvula (K_{v_A} e K_{v_B}). Tais parâmetros, como descrito no capítulo 4, são obtidos a partir dos dados de catálogo da válvula para uma vazão nominal e uma diferença de pressão parcial.

De acordo com dados de catálogo e obedecendo a relação de vazão de 2:1 devido à assimetria da válvula, obtém-se $K_{v_A} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{/(sPa}^{0,5}\text{)]}$ e $K_{v_B} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{/(sPa}^{0,5}\text{)]}$. Segundo VALDIERO (2005), os coeficientes de vazão (K_{v_A} e K_{v_B}) variam bastante para faixas de abertura da válvula de 0% a 60%, mas para faixas de abertura maiores, de 70% a 100%, tais coeficientes podem ser considerados constantes. Além do mais, resultados experimentais feitos em malha aberta com a válvula acoplada no cilindro mostram que $K_{v_B} \cong 0,7K_{v_A}$.

Como dito na seção 7.1, devido aos perfis de velocidade exigidos e aos carregamentos, a VDP abre em torno de 50 % (± 5 Volts). Dessa forma, a partir da curva Vazão x Tensão do catálogo da VDP, da equação (4.8) e da relação $K_{v_B} \cong 0,7K_{v_A}$ calculou-se novos coeficientes de vazão para uma faixa de abertura de 50% da VDP, onde obteve-se $K_{v_A} = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{/(sPa}^{0,5}\text{)]}$ e $K_{v_B} = 0,8 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^3\text{/(sPa}^{0,5}\text{)]}$.

Para tentar diminuir o erro em regime permanente, utilizando o controlador em cascata, é proposta nesse trabalho uma lei de controle que compense o vazamento da válvula direcional proporcional. Dessa forma, dois novos parâmetros aparecem na lei de controle do subsistema hidráulico, os quais são K_{SinA} e K_{SinB} , cujos valores foram calculados na seção 4.4 e são dados por $K_{SinA} = K_{SinB} = 8,83 \cdot 10^{-10} \text{ [m}^3\text{/(sPa}^{0,5}\text{)]}$. Os resultados experimentais obtidos com o controlador em cascata com e sem compensação do vazamento são mostrados na Figura 7.13.

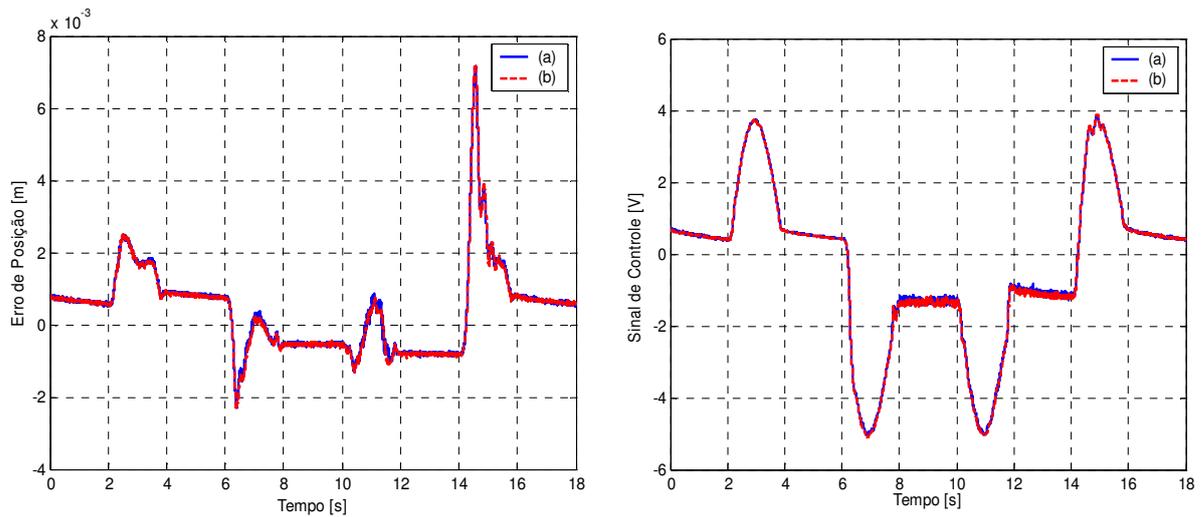


Figura 7.13 – Resposta do sistema com o controlador em Cascata: (a) Sem compensar o vazamento e (b) Compensando o vazamento, curso longo, sem carga, $K_p = 170$,

$$K_D = 12000 \text{ e } \lambda = 250.$$

Como a válvula direcional possui um vazamento relativamente pequeno, menor do que 0,240 Lpm, a sua compensação não traz grandes benefícios para diminuir o erro em regime permanente, conforme mostrado na Figura 7.13. Resultado esse já esperado, pois a partir da análise feita na seção 6.7 percebe-se que a influência do vazamento nos erros de posição é pequena quando comparado com as forças externas que atuam no cilindro, como força peso.

O grande erro de posição observado na Figura 7.13, entre $14s < t < 16s$, deve-se ao fato do controlador em cascata ser sensível à queda da pressão de suprimento e do cilindro hidráulico, no instante $t = 14s$, estar recuado a $-0,15$ m, fazendo com que o sistema tenha um volume relativamente pequeno.

Conforme mostrado na Figura 7.14, devido à assimetria do cilindro, as quedas na pressão de suprimento são maiores durante o avanço ($2s < t < 4s$ e $14s < t < 16s$). Apesar das quedas da pressão de suprimento serem semelhantes em $2s < t < 4s$ e $14s < t < 16s$, durante esse último intervalo de tempo, quando $t = 14s$ temos a condição de menor volume do cilindro devido à sua assimetria, pois o mesmo se encontra recuado a $-0,15$ m. Isso, de acordo com a seção 6.5, mostra que para pequenos volumes o controlador em cascata se torna mais sensível à queda da pressão de suprimento.

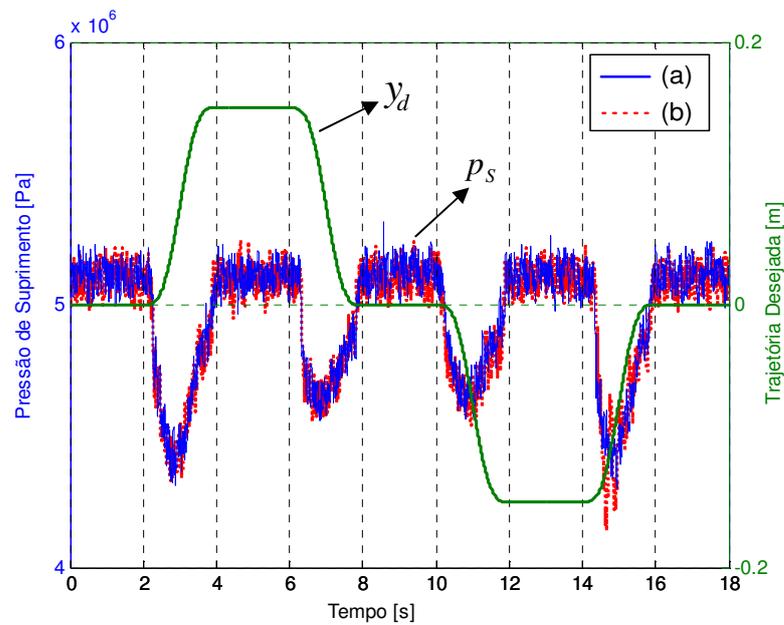


Figura 7.14 – Comportamento da pressão de suprimento durante a trajetória de curso longo, sem carga: (a) Controlador Proporcional com “Foward Loop” e (b) Controlador em Cascata

7.4.4 Comparação

Na Figura 7.15 é feita uma comparação dos erros de posição utilizando os controladores proporcional, proporcional com “forward loop” e em cascata para uma trajetória de amplitude 0,15 m, onde uma massa de 108,5 Kg está acoplada ao cilindro hidráulico, sem a presença de carga (sem mola).

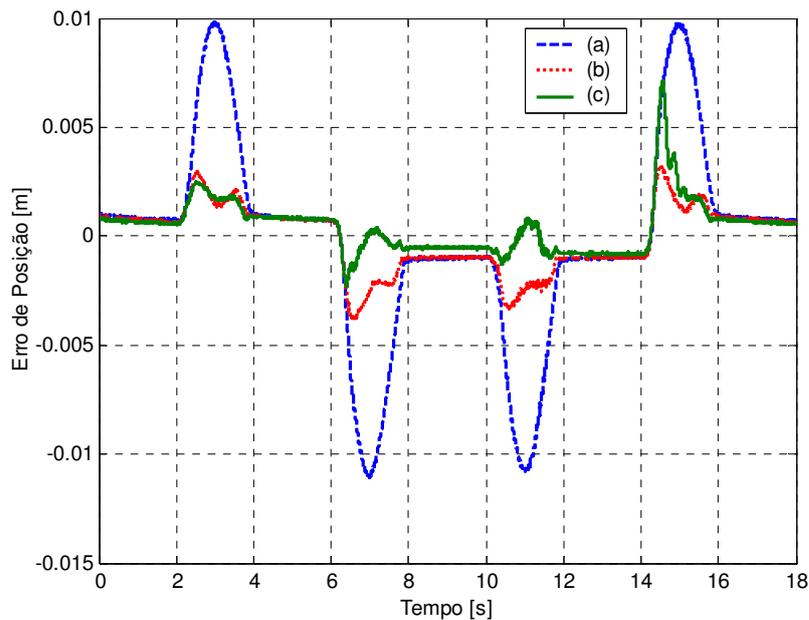


Figura 7.15 – Erro de posição utilizando os controladores: (a) Proporcional, (b) Proporcional com “Forward Loop” e (c) Cascata, curso longo, sem carga.

Como observado na Figura 7.15, os maiores erros de seguimento foram obtidos com o controlador proporcional, principalmente no retorno do cilindro ($6s < t < 8s$ e $10s < t < 12s$), onde o sentido do movimento é contra a força peso, levantando as massas. Apesar dos erros em regime permanente obtidos com o controlador proporcional serem semelhantes aos erros obtidos com o controlador proporcional com “forward loop”, este último apresenta um desempenho melhor durante o seguimento da trajetória. Já a utilização do controlador em cascata apresenta os melhores resultados, a exceção de $14s < t < 16s$.

Para uma melhor visualização, a Figura 7.16 mostra os erros de posição obtidos com o controlador proporcional com “forward loop” e em cascata entre $0s < t < 14s$. Por compensar a força peso em sua lei de controle, o controlador em cascata origina menores erros de seguimento e posicionamento principalmente no retorno do cilindro ($6s < t < 8s$ e $10s < t < 12s$), situação esta, onde o movimento do cilindro possui sentido contrário ao da força peso.

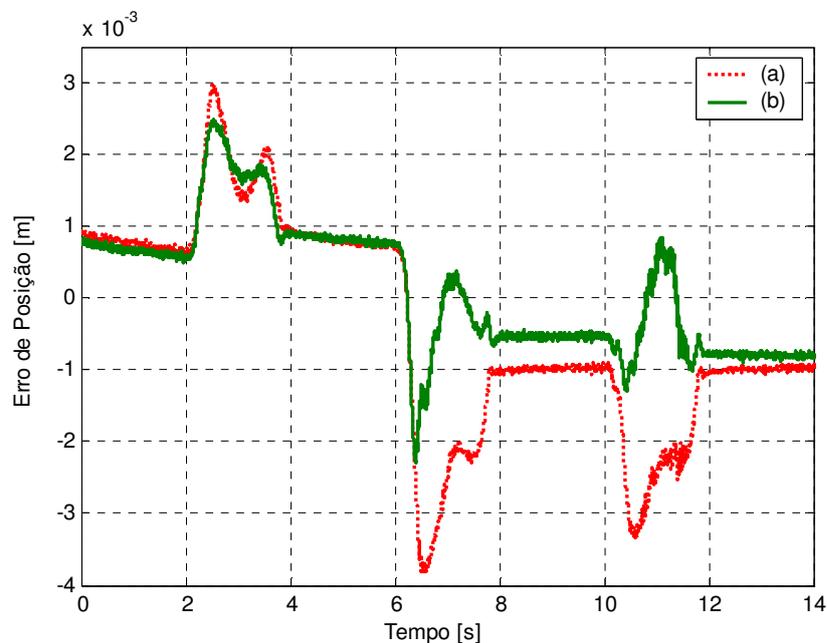


Figura 7.16 – Erro de posição utilizando os controladores: (a) Proporcional com “forward loop” e (b) Em Cascata, entre $0s < t < 14s$, curso longo, sem carga.

No intervalo de tempo $14s < t < 16s$, onde o cilindro se encontra recuado a $y = -0,15m$ e avança para $y = 0m$, a utilização do controlador em cascata obtém um erro de posição maior quando comparada à utilização do controlador proporcional com “forward loop”, pois conforme discutido na seção 7.4.3 o controlador em cascata é sensível à queda da pressão de suprimento, principalmente quando o cilindro apresenta um volume interno relativamente pequeno. Para comprovar esse fato utiliza-se uma trajetória de amplitude 0,05m com o intuito de obter pequenas variações de volume. A seção 7.5 mostra os resultados experimentais obtidos para essa nova trajetória.

7.5 Resultados experimentais sem carga e com curso curto

Nessa seção são mostrados os resultados experimentais obtidos para uma trajetória de amplitude 0,05 m (curso curto), onde uma massa de 108,5 Kg está acoplada ao cilindro sem a presença de carga (sem mola).

7.5.1 Controlador Proporcional e Proporcional com “Forward Loop”

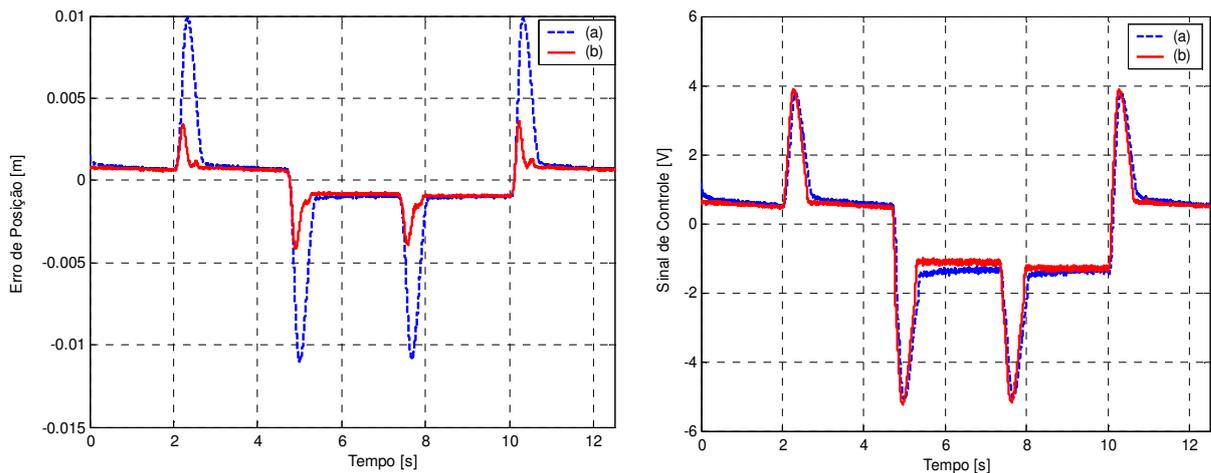


Figura 7.17 – Resposta do sistema com os controladores: (a) Proporcional ($K_P=300$), (b) Proporcional com “Forward Loop” ($K_P=300$ e $K_{FL}=15$), curso curto, sem carga.

Observa-se mais uma vez, que devido à utilização da velocidade desejada e do ganho K_{FL} na lei de controle, a utilização do controlador proporcional com “forward loop” consegue reduzir os erros de seguimento, e que em regime permanente seu desempenho é semelhante ao do controlador proporcional, obtendo os mesmos erros de posição.

7.5.2 Controlador em Cascata

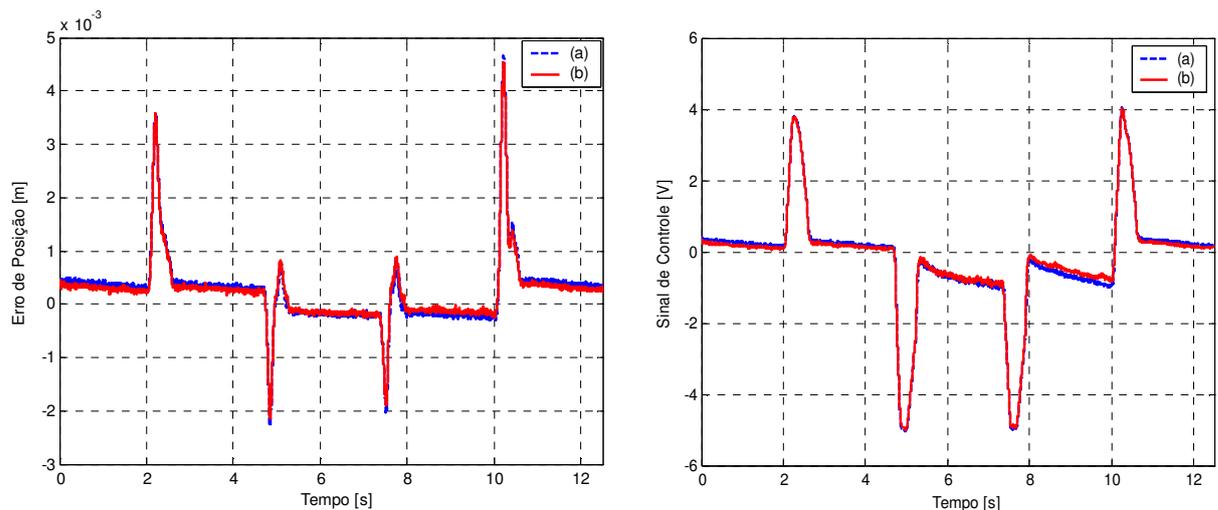


Figura 7.18 - Resposta do sistema com o controlador em cascata: (a) Sem compensação do vazamento, (b) Com compensação do vazamento, curso curto, sem carga, $K_p = 170$,

$$K_D = 12000 \text{ e } \lambda = 250$$

Conforme discutido na seção 7.4.3 a compensação do vazamento não reduz de maneira significativa os erros de posição, uma vez que o vazamento na válvula direcional proporcional é pequeno, menor do que 0,240 Lpm, fazendo com que a influência do mesmo nos erros de posição seja insignificante quando, por exemplo, comparada com a influência da força peso.

Devido ao curso, nessas condições de teste, ser de $\pm 0,05$ m não ocorrem grandes variações de volume e a frequência natural do cilindro se torna mais constante. Além do mais, nessa região de $\pm 0,05$ m os valores da frequência natural do cilindro são pequenos, fazendo com que o controlador em cascata trabalhe com um sinal de controle maior para compensar esse efeito. Dessa forma, mesmo com uma queda acentuada na pressão de suprimento (ver Figura 7.19) a utilização do controlador em cascata consegue ter um bom desempenho, inclusive na região onde o cilindro se encontra recuado em -0,05 m e avança ($10\text{s} < t < 11\text{s}$), ou seja, nessas condições, o controlador em cascata torna o sistema mais robusto à queda da pressão de suprimento.

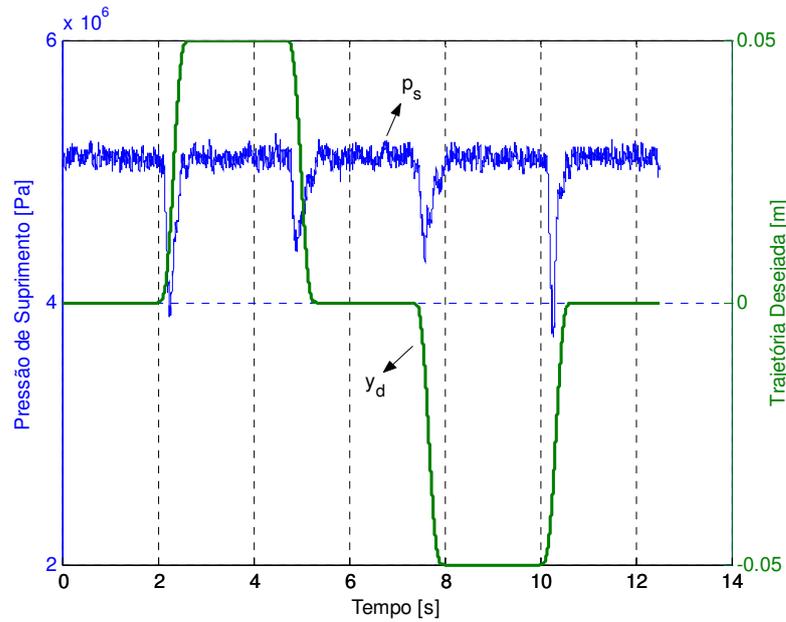


Figura 7.19 – Comportamento da pressão de suprimento durante a trajetória de curso curto para o controlador em cascata

7.5.3 Comparação

Na Figura 7.20 é feita uma comparação dos erros de posição dos controladores proporcional, proporcional com “forward loop” e em cascata para uma trajetória de amplitude 0,05m, onde uma massa de 108,5 Kg está acoplada ao cilindro sem a presença de carga (sem mola).

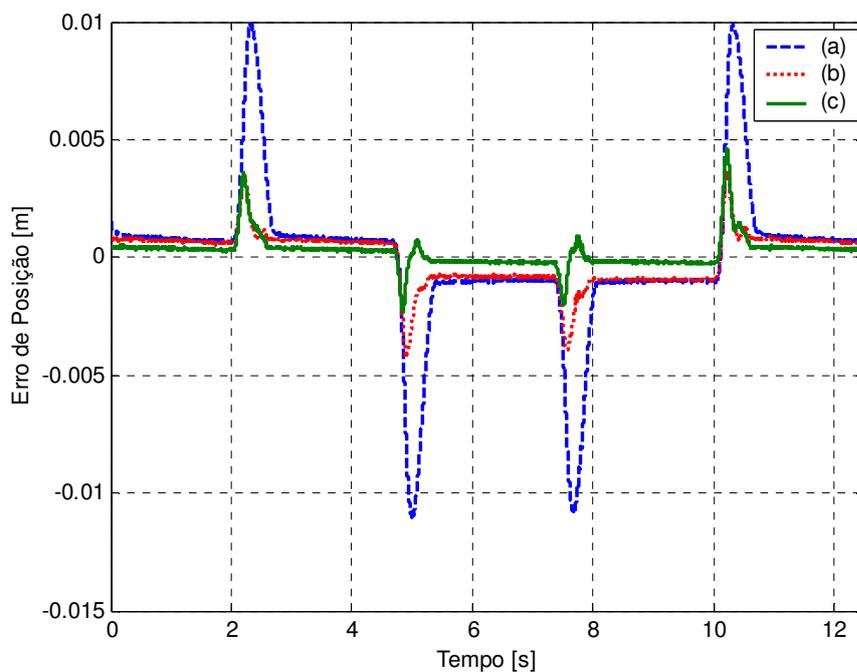


Figura 7.20 – Erro de posição utilizando os controladores: (a) Proporcional, (b) Proporcional com “Forward Loop” e (c) Em Cascata, curso curto, sem carga

Analisando o gráfico da Figura 7.20 podemos observar que os menores erros de seguimento e posicionamento foram obtidos com o controlador em cascata, chegando a erros de 0,2 mm em regime permanente. O bom desempenho obtido em toda a faixa de operação com a utilização do controlador em cascata se deve ao fato da trajetória utilizada possuir um curso de deslocamento pequeno ($\pm 0,05\text{ m}$), fazendo com que o cilindro tenha uma pequena variação do seu volume interno, tornando o controlador em cascata mais robusto à queda da pressão de suprimento. Além do mais, por compensar a força peso na sua lei de controle, a utilização do controlador em cascata obtém um melhor desempenho principalmente no retorno do cilindro ($4,5\text{ s} < t < 5,5\text{ s}$ e $7,5\text{ s} < t < 8,5\text{ s}$), onde o sentido do movimento é contra a força peso.

A seguir são apresentados os resultados experimentais utilizando a mola para gerar um carregamento no atuador hidráulico.

7.6 Resultados experimentais com carga e com curso longo

Nessa seção são mostrados os resultados experimentais obtidos para uma trajetória de amplitude 0,15 m (curso longo), onde uma massa de 108,5 Kg está acoplada ao cilindro com a presença de carga (com mola) para gerar uma perturbação de força variável no sistema.

7.6.1 Controlador Proporcional e Proporcional com “Forward Loop”

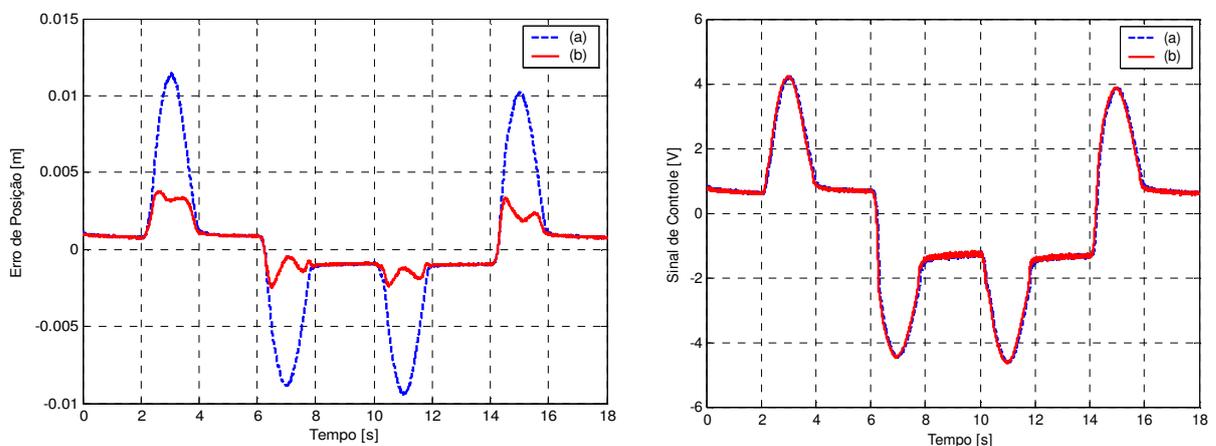


Figura 7.21 – Resposta do sistema com os controladores: (a) Proporcional ($K_P=300$), (b) Proporcional com “Forward Loop” ($K_P=300$ e $K_{FL}=15$), curso longo, com carga.

De acordo com a Figura 7.21, os erros durante o avanço ($2\text{ s} < t < 4\text{ s}$ e $14\text{ s} < t < 16\text{ s}$) se tornam maiores devido à compressão da mola. Já no retorno do cilindro ($6\text{ s} < t < 8\text{ s}$ e $10\text{ s} < t < 12\text{ s}$) a força da mola atua no mesmo sentido do movimento ajudando a diminuir os erros de seguimento. Como a força da mola é proporcional ao deslocamento, os erros de

seguimento não são iguais, pois para cada posição do cilindro atua uma força de mola diferente.

Como era de se esperar, por possuir um sinal de controle adiantado em relação ao controlador proporcional e utilizar a velocidade desejada na sua lei de controle, o controlador proporcional com “forward loop” consegue um melhor desempenho no seguimento da trajetória.

7.6.2 Controlador em Cascata

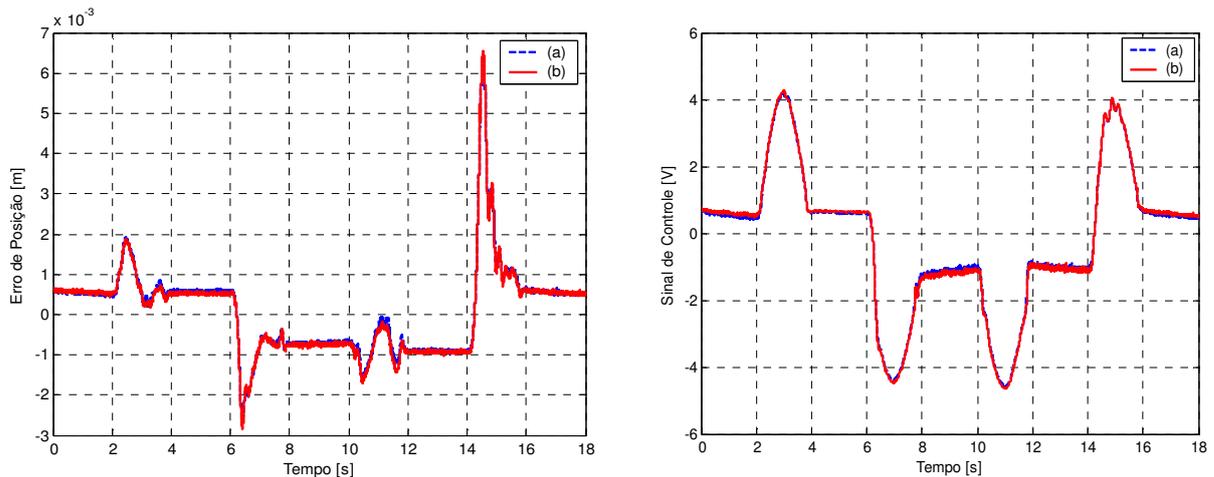


Figura 7.22 - Resposta do sistema com o controlador em cascata: (a) Sem compensação do vazamento, (b) Com compensação do vazamento, curso longo, com carga, $K_p = 170$,

$$K_D = 12000 \text{ e } \lambda = 250$$

Como dito na seção 6.7, a influência das perturbações externas (força peso e força da mola) têm mais influência nos erros de posição do que o vazamento. Dessa forma, para essa condição de teste, a compensação do vazamento não traz melhoras significativas.

Conforme discutido na seção 7.4.3 o valor alto do erro em $14\text{s} < t < 16\text{s}$ se deve ao fato do controlador em cascata ser sensível à queda da pressão de suprimento, principalmente quando o sistema possui um volume relativamente pequeno. Em $t=14\text{s}$ o cilindro está recuado em $y = -0,15\text{m}$, tendo portanto um volume pequeno.

7.6.3 Comparação

Na Figura 7.23 é feita uma comparação dos erros de posição dos controladores proporcional, proporcional com “forward loop” e em cascata no seguimento da trajetória de amplitude $0,15\text{m}$, onde uma massa de $108,5\text{Kg}$ está acoplada ao cilindro com a presença de carga (com mola).

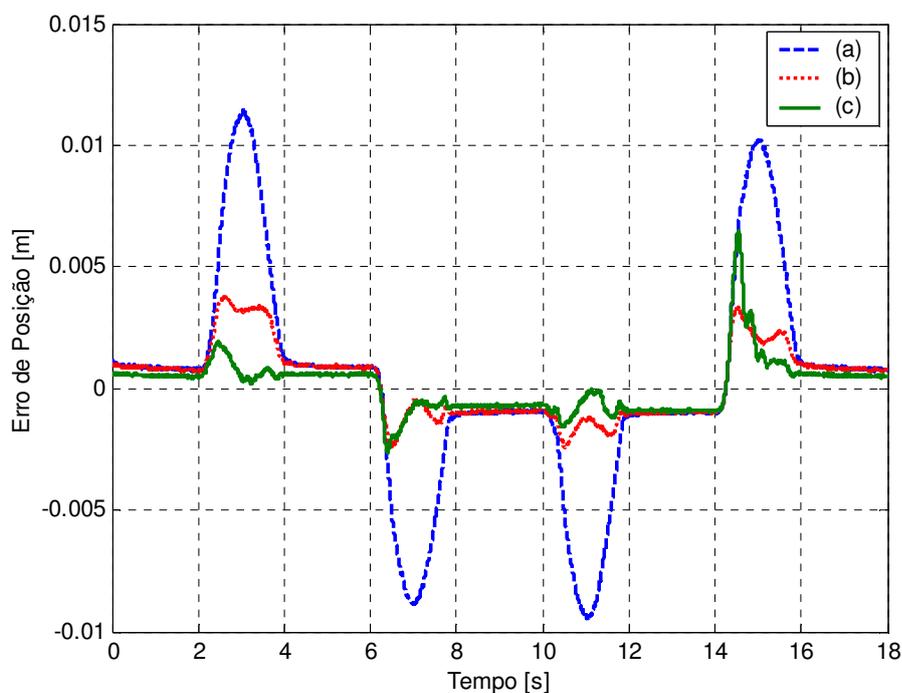


Figura 7.23 - Erro de posição utilizando os controladores: (a) Proporcional, (b) Proporcional com “Foward Loop” e (c) Em Cascata, curso longo, com carga.

Analisando o gráfico acima, pode-se perceber um melhor desempenho do controlador em cascata, à exceção de $14s < t < 16s$. Nesse intervalo de tempo devido ao baixo volume do sistema, o controlador em cascata fica mais sensível à queda da pressão de suprimento, obtendo um erro de seguimento alto.

Para uma melhor visualização, os erros de posição do controlador proporcional com “forward loop” e em cascata são mostrados na Figura 7.24 para $0s < t < 14s$.

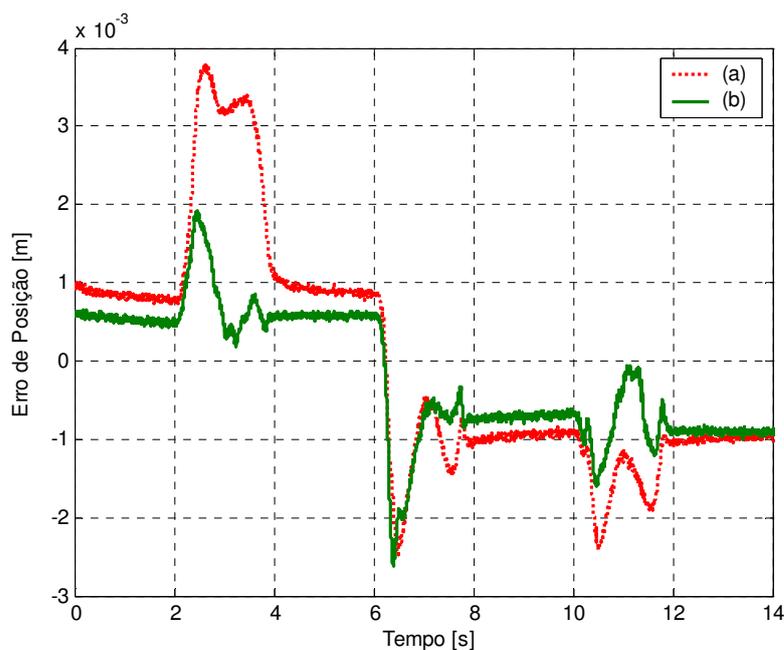


Figura 7.24 - Erro de posição utilizando os controladores: (a) Proporcional com “foward loop” e (b) Em Cascata, entre $0s < t < 14s$, curso longo, com carga.

Por ter a força peso e a força de mola compensada em sua lei de controle, o controlar em cascata obteve um melhor desempenho, principalmente no avanço do cilindro, situação essa onde a mola está sendo comprimida ($2s < t < 4s$).

7.7 Resultados experimentais com carga e com curso curto

Nessa seção são mostrados os resultados experimentais obtidos para uma trajetória de amplitude 0,05 m (curso curto), onde uma massa de 108,5 Kg está acoplada ao cilindro com a presença de carga (com mola).

7.7.1 Controlador Proporcional e Proporcional com “Forward Loop”

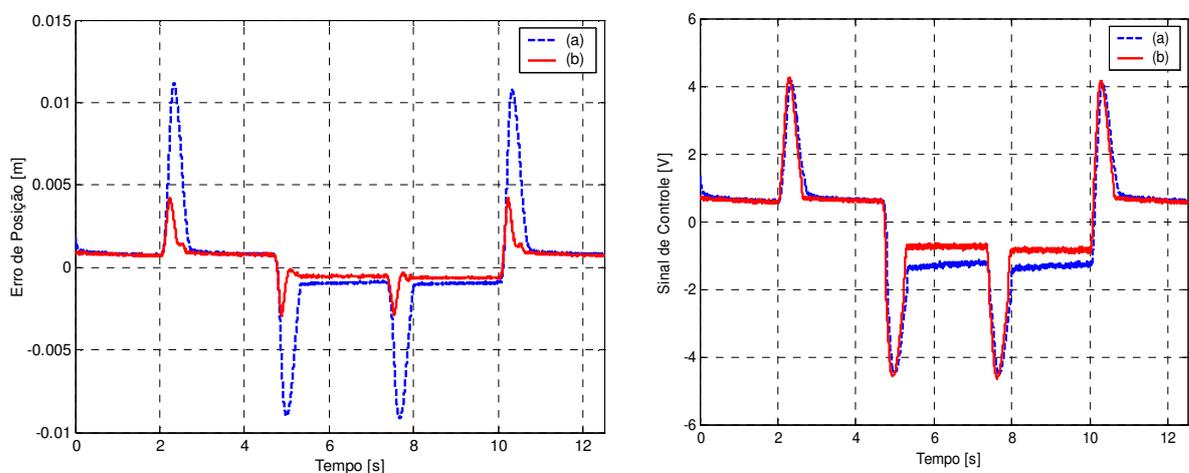


Figura 7.25 - Resposta do sistema com os controladores: (a) Proporcional ($K_P=300$), (b) Proporcional com “Forward Loop” ($K_P=300$ e $K_{FL}=15$), curso curto, com carga.

Analisando a Figura 7.25, conclui-se que devido à força de compressão da mola, os erros de seguimento durante o avanço ($2s < t < 3s$ e $10s < t < 11s$) são maiores, e que o controlador proporcional com “forward loop” obteve um melhor desempenho.

7.7.2 Controlador em Cascata

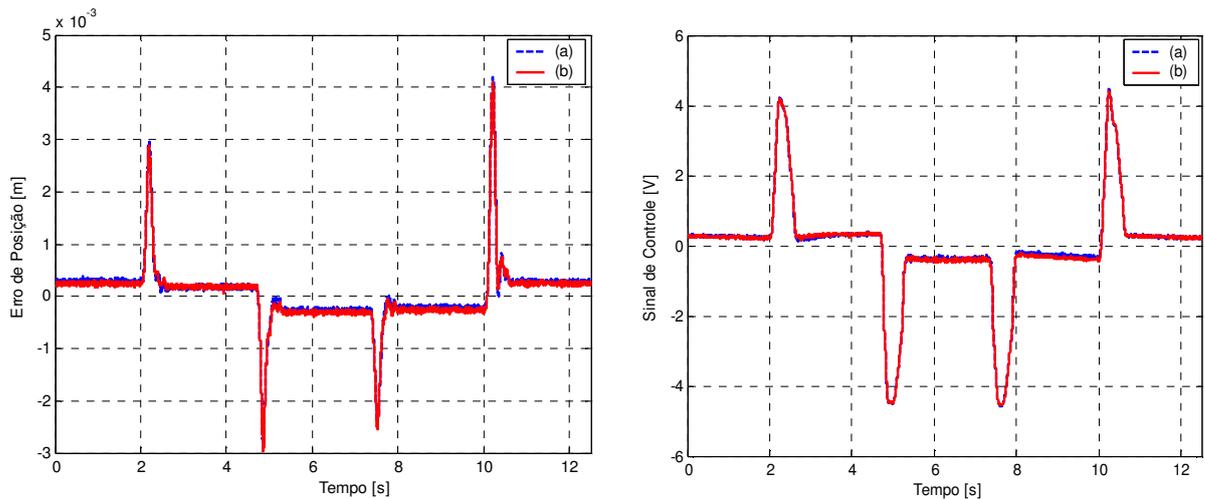


Figura 7.26 - Resposta do sistema com o controlador em cascata (a) Sem compensação do vazamento, (b) Com compensação do vazamento, curso curto, com carga, $K_p = 170$,

$$K_D = 12000 \text{ e } \lambda = 250$$

Para a condição onde se tem a presença da força de mola, a influência do vazamento no vetor de erros diminui ainda mais, fazendo com que sua compensação se torne irrelevante. De acordo com a análise feita na seção 6.7, quem mais influi no vetor de erros é a força da mola.

Como era de se esperar, apesar da pressão de suprimento cair significativamente, o controlador em cascata consegue ter um bom desempenho, inclusive na região onde o cilindro se encontra recuado em $-0,05\text{m}$ e avança ($10\text{s} < t < 11\text{s}$). Como dito anteriormente, isso ocorre, pois na posição de $-0,05\text{m}$ o cilindro hidráulico possui um volume relativamente grande, fazendo com que o sistema tenha uma frequência natural pequena. Esse fato faz com que o controlador em cascata utilize um sinal de controle maior para compensar essa característica, tornando o sistema mais robusto à queda da pressão de suprimento.

7.7.3 Comparação

Na Figura 7.27 mostra-se os erros de posição obtidos com os controladores proporcional, proporcional com “forward loop” e em cascata para o seguimento da trajetória de amplitude $0,05\text{ m}$, onde uma massa de $108,5\text{ Kg}$ está acoplada ao cilindro com a presença de carga (com mola).

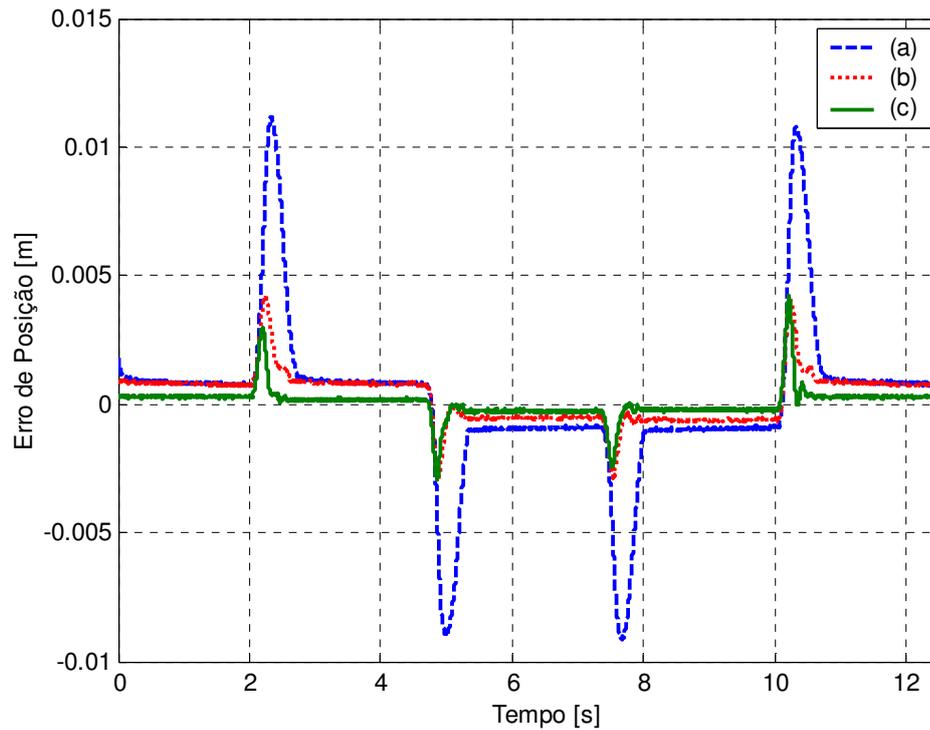


Figura 7.27 - Erros de posição obtidos com os controladores (a) Proporcional, (b) Proporcional com “Forward Loop” e (c) Em Cascata, curso curto, com carga.

Analisando a figura acima, conclui-se que os menores erros de posição e seguimento de trajetória foram obtidos com o controlador em cascata, chegando a erros de posicionamento de 0,2 mm. Por compensar a força peso e a força da mola na sua lei de controle, o controlador em cascata, quando comparado ao controlador proporcional e proporcional com “forward loop”, possui um melhor desempenho principalmente durante o avanço do cilindro, situação essa onde a mola está sendo comprimida.

7.8 Conclusões

Nessa seção é feita uma análise individual de cada controlador com o intuito de verificar até que ponto a força da mola (carregamento) e as diferentes trajetórias influenciam no desempenho dos mesmos. Na seqüência apresentam-se os resultados obtidos com os controladores proporcional, proporcional com “forward loop” e em cascata.

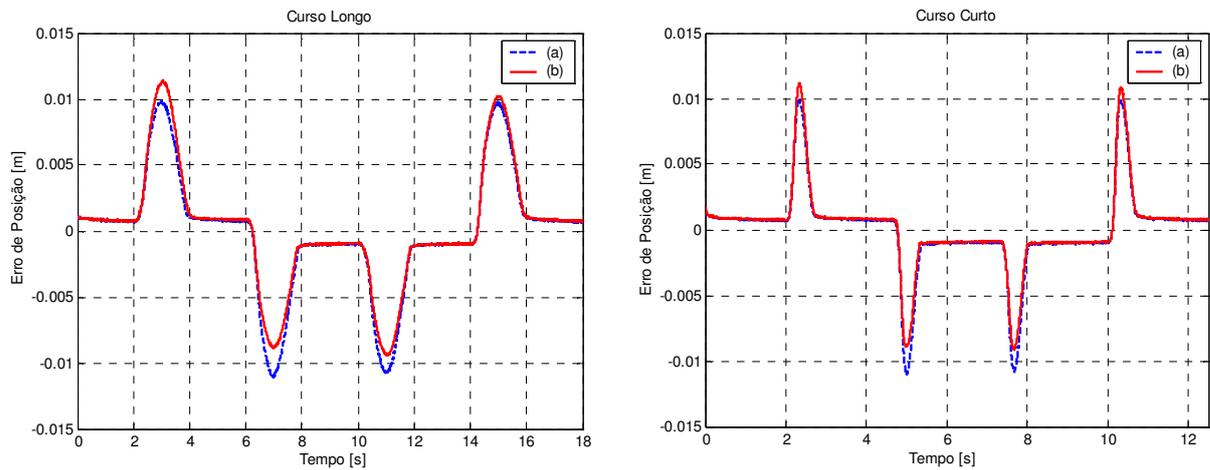


Figura 7.28 – Erros de posição obtidos com o controlador proporcional: (a) Sem carga (sem mola) e (b) Com carga (com mola), $K_P=300$.

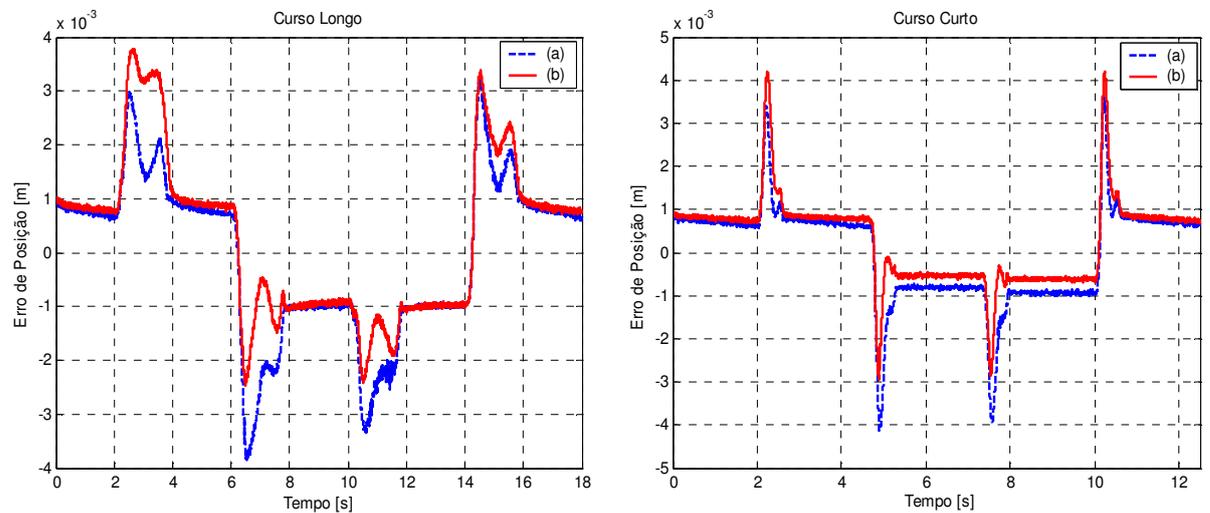


Figura 7.29 - Erros de posição obtidos com o controlador proporcional com “forward loop”: (a) Sem carga (sem mola) e (b) Com carga (com mola), $K_P=300$ e $K_{FL}=15$.

A partir da análise dos gráficos das Figuras 7.28 e 7.29 conclui-se que sem a presença da mola os maiores erros ocorrem no retorno do cilindro, onde o sentido do movimento é contrário ao da força peso. Já para a condição onde existe a força da mola, os maiores erros ocorrem no avanço do cilindro, onde a mesma é comprimida. Além do mais, por ter uma força proporcional ao deslocamento, a utilização da mola faz com que os erros de seguimento sejam diferentes, principalmente para a trajetória de amplitude 0,15m onde ocorre um deslocamento maior e conseqüentemente uma maior variação da força da mola.

Os controladores proporcional e proporcional com “forward loop” não levam em conta perturbações como força peso e força da mola, utilizando apenas o erro de posição no caso do controlador proporcional, e o erro de posição e o sinal de velocidade desejada no caso do controlador proporcional com “forward loop”. Dessa forma, esses controladores são mais sensíveis a perturbações externas. Uma das maneiras de torná-los mais robustos

é utilizar ganhos maiores, porém na prática, devido ao aumento do ruído no sinal de controle o valor dos ganhos é limitado.

Uma vantagem desses controladores em relação ao controlador em cascata, é que por não utilizarem sinais de pressão na sua lei de controle, os mesmos tornam o sistema mais robusto em relação à queda da pressão de suprimento. A seguir é feita a análise para o controlador em cascata.

Devido à pequena contribuição da compensação do vazamento para diminuir os erros de posição em regime permanente, o controlador em cascata com tal compensação não é analisado nessa seção. Dessa forma, na Figura 7.30, mostram-se os resultados obtidos com o controlador em cascata sem a compensação do vazamento.

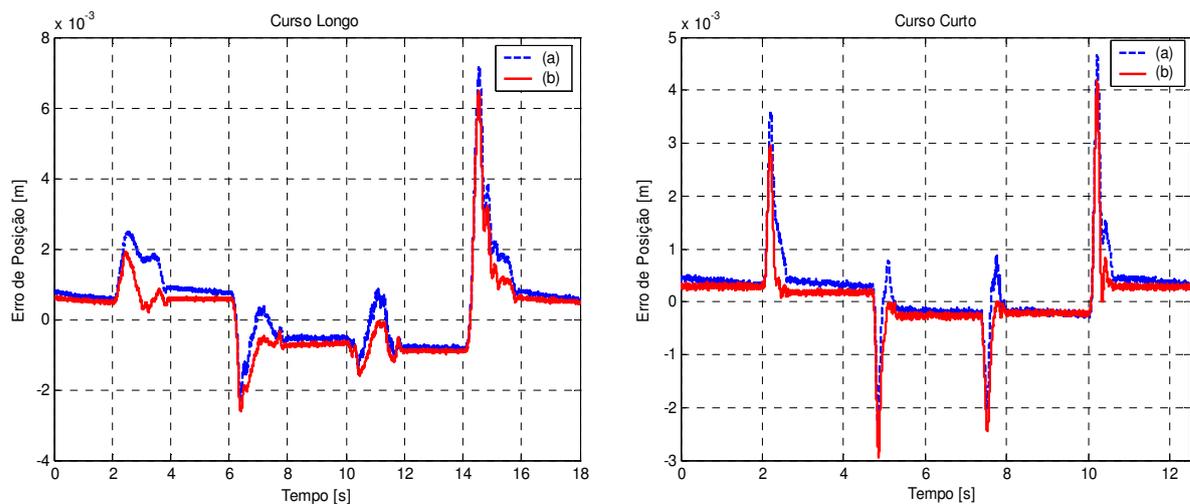


Figura 7.30 - Erros de posição obtidos com o controlador em cascata: (a) Sem carga (sem mola) e (b) Com carga (com mola), $K_p = 170$, $K_D = 12000$ e $\lambda = 250$.

Analisando os gráficos da Figura 7.30, percebe-se que os erros de seguimento com ou sem a presença da mola não sofrem grandes alterações. Isso porque na lei de controle do controlador em cascata é feita a compensação das perturbações externas, como a força peso e a força da mola. Ou seja, essa compensação faz com o que o controlador em cascata “saiba” das perturbações externas que o atuador hidráulico está sujeito e calcule um sinal de controle capaz de eliminar ou reduzir o efeito das mesmas sobre o sistema. Dessa forma, o subsistema hidráulico fornece a força hidráulica desejada para o subsistema mecânico ser capaz de obter a posição desejada.

O problema é que para utilizar essa estratégia é necessário medir as pressões das câmaras para calcular o erro da força hidráulica e usar esse valor na lei de controle do subsistema hidráulico. Por utilizar os sinais de pressão, o controlador em cascata é mais sensível à queda da pressão de suprimento, a qual afeta a pressão nas câmaras. Outro fator que compromete o desempenho do controlador em cascata é que na lei de controle do subsistema hidráulico a pressão de suprimento é considerada constante, o que não se

reflete na prática. Uma alternativa para resolver esse problema é medir o sinal da pressão de suprimento e utilizá-lo na lei controle. Procedimento esse que foi realizado, porém devido à dinâmica de p_s ser rápida e o sinal do transmissor de p_s ser bastante ruidoso, ao ser filtrado, o mesmo sofreu um atraso considerável, prejudicando o desempenho do sistema e inviabilizando o seu uso.

Sabe-se também que para condições onde o volume do sistema é relativamente pequeno o controlador em cascata torna-se mais sensível à queda da pressão de suprimento, aumentando os erros de seguimento da trajetória.

Além do mais, estratégias de controle que fazem o seguimento de força hidráulica devem possuir uma válvula direcional com uma banda de passagem alta, uma vez que a variação da força hidráulica, dependendo do sistema, costuma ser rápida. No atuador hidráulico utilizado nesse trabalho a força hidráulica possui uma frequência natural em torno de 218 rad/s. Já a válvula direcional utilizada possui uma dinâmica relativamente lenta, em torno de 90 rad/s. Dessa forma, a utilização dessa estratégia não obtém o seu máximo desempenho, pois a dinâmica da válvula acaba limitando o controle da força hidráulica, uma vez que ao controlar uma variável rápida com um equipamento lento não é possível obter bons resultados. Para obter um desempenho satisfatório nesse sistema seria necessário utilizar uma válvula com uma banda de passagem no mínimo duas vezes maior que a frequência natural da força hidráulica.

Como dito anteriormente, caso as perturbações externas sejam compensadas, o controlador em cascata apresenta resultados satisfatórios. Porém, como demonstrado na seção 6.7, o controlador em cascata torna-se bastante sensível às perturbações caso as mesmas não sejam compensadas. Isso ocorre devido à realimentação da força hidráulica, conforme demonstrado em CUNHA (2001). A sensibilidade do controlador em cascata à perturbação externa, caso a mesma não seja compensada, é observada na Figura 7.31.

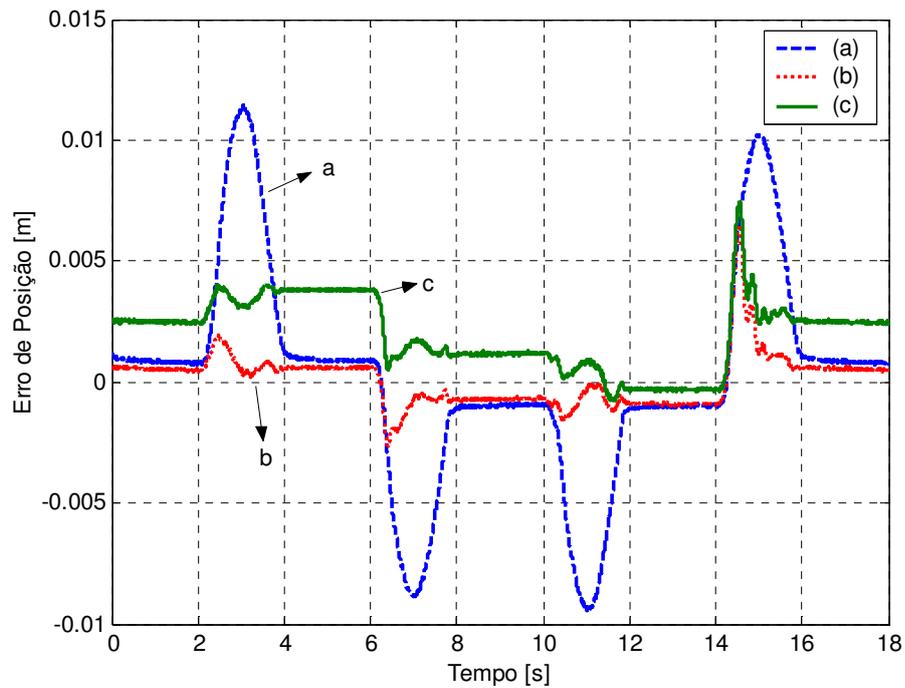


Figura 7.31 – Erros de posição obtidos com os controladores: (a) Proporcional ($K_P=300$), (b) Em Cascata compensando a força da mola e (c) Em Cascata sem compensar a força da mola, curso longo, com carga (com mola), $K_p = 170$, $K_D = 12000$ e $\lambda = 250$.

Observa-se no gráfico acima um aumento considerável do erro de posição caso a força da mola não seja compensada no controlador em cascata. Ou seja, caso essa compensação não seja feita, os erros de posição em regime permanente obtidos com um simples controlador proporcional acabam sendo muito menores do que os erros obtidos com o controlador em cascata.

Dessa forma, a utilização do controlador em cascata fixo (CC) é limitada quando se deseja fazer o controle em malha fechada de sistemas que sofram perturbações de forças externas desconhecidas. Nesses casos deve-se utilizar um controlador em cascata com adaptação de parâmetros para identificar essas perturbações e tentar reduzir o efeito das mesmas na resposta do sistema.

Estudos com adaptação de parâmetros voltados ao controlador em cascata já foram feitos em CUNHA et al (2002), onde a massa e o coeficiente de atrito viscoso foram estimados.

Apesar de ter tido bons resultados, o controlador em cascata é uma estratégia de controle mais cara e exige um esforço computacional maior. Por usar o sinal das pressões nas câmaras e o sinal da posição do cilindro, essa estratégia necessita de três sensores enquanto que um controlador proporcional ou proporcional com “forward loop” utiliza apenas o sinal da posição. Além do mais, por possuir uma lei de controle mais elaborada, o controlador em cascata necessita de um esforço computacional maior.

Por utilizar transdutores de pressão, o preço do controlador em cascata utilizado nesse trabalho aumenta consideravelmente, pois além desses equipamentos serem caros, os mesmos necessitam de condicionadores de sinais, o que encarece a sua aplicação. Uma alternativa a esse problema é a utilização de transmissores de pressão, os quais além de serem mais baratos não necessitam de condicionamento. Porém, o sinal dos transmissores é mais ruidoso e ao ser filtrado sofre atrasos que limitam o desempenho do controlador em cascata em malha fechada.

CAPÍTULO 8

CONCLUSÃO

Tendo como base a análise teórica e os experimentos realizados nesse trabalho, pode-se concluir que:

1- Devido à dinâmica da válvula direcional proporcional utilizada possuir um comportamento amortecido ($\xi_v = 1$) e ser mais lenta ($\omega_v \cong 90$ rad/s) que a dinâmica do cilindro ($\omega_{cil} \cong 405$ rad/s), a mesma altera o comportamento do sistema inserindo amortecimento e aumentando o tempo de resposta. Esse fato faz com que a estabilidade do sistema em malha fechada seja determinada pela localização dos pólos da válvula. Dessa forma, nos controladores analisados nesse trabalho (controlador P e PI, compensadores de avanço e atraso de fase, controladores de estados, controlador proporcional com “forward loop” e controlador em cascata com e sem compensação do vazamento) os valores dos ganhos acabam sendo limitados pela dinâmica da válvula. Além do mais, por a válvula direcional ter uma resposta amortecida e relativamente lenta, a utilização de algumas estratégias de controle mais elaboradas acaba tendo um desempenho insatisfatório.

2- Foi desenvolvido um modelo não-linear para representar o vazamento interno na válvula direcional, onde os parâmetros são facilmente obtidos pelo catálogo. Esse modelo consegue representar a dinâmica das pressões quando a válvula está centrada, além de inserir um amortecimento no modelo não-linear do atuador hidráulico, fazendo com que seu uso contribua para uma melhor representação do sistema.

3- De posse do modelo não-linear do vazamento foi desenvolvido um controlador em cascata fixo (CC) com compensação do vazamento com o intuito de melhorar o desempenho do sistema no controle de posição. Devido à válvula direcional proporcional utilizada possuir um vazamento pequeno, a sua compensação através do controlador em cascata não trouxe grandes benefícios na redução dos erros de posição, uma vez que as perturbações externas impostas ao atuador hidráulico eram mais significativas que o vazamento na norma do vetor de erros.

4- Devido à bancada de testes utilizada nesse trabalho ser vertical e permitir a aplicação de força externa e carregamentos variáveis no atuador hidráulico, pôde-se analisar a influência da força peso e da força da mola no controle de posição e seguimento de trajetória aplicados ao atuador hidráulico, verificando que essas perturbações são as que mais contribuem para o aumento dos erros. Caso essas perturbações não sejam compensadas na lei de controle do controlador em cascata, o mesmo apresenta um desempenho ruim. Nos demais controladores a influência dessas perturbações pode ser observada na assimetria dos erros de posição.

5- Os controladores que obtiveram os melhores resultados práticos foram o controlador em cascata (CC) e o controlador proporcional com “forward loop”. De uma forma geral, o controlador em cascata apresentou os melhores resultados, conseguindo obter os menores erros de posição e seguimento de trajetória. A grande vantagem dessa estratégia de controle é que conhecendo as perturbações externas, as mesmas podem ser compensadas. Porém, mostrou-se que o CC é sensível à queda da pressão de suprimento, principalmente quando o volume do sistema é pequeno. Já o controlador proporcional com “forward loop” mostrou ser uma estratégia de controle de fácil implementação e que consegue obter bons resultados. Em determinadas condições de testes, essa estratégia de controle obteve erros de seguimento menores do que os obtidos com o controlador em cascata.

Apesar de ter tido bons resultados, o controlador em cascata é uma estratégia de controle mais cara, pois o mesmo necessita de três sensores (dois sensores de pressão e um sensor de posição) para a obtenção dos sinais que são usados na sua lei de controle, enquanto que os demais controladores analisados nesse trabalho necessitam medir apenas a posição. Além do mais, por possuir uma lei de controle mais elaborada, o controlador em cascata necessita de um esforço computacional maior. Dessa forma, antes de realizar o projeto de um controlador deve-se estar atento às especificações de precisão desejadas e ao orçamento disponível, pois às vezes alguns décimos de milímetro a menos no erro de posição podem custar muito caro.

Como propostas para futuros trabalhos sugere-se:

- A substituição da válvula direcional proporcional por uma servoválvula para comprovar se realmente o desempenho do controlador em cascata irá aumentar consideravelmente.
- Utilizar o controlador em cascata com compensação do vazamento em sistemas que possuam válvulas com vazamento interno alto com o intuito de comprovar experimentalmente a sua eficiência.
- Implementar uma lei de controle adaptativa no controlador em cascata para estimar forças externas que atuem sobre o atuador hidráulico.
- Fazer com que os coeficientes de vazão da válvula direcional (K_{V_A} e K_{V_B}), presentes na lei de controle do controlador em cascata, sejam função da tensão de entrada, já que atualmente tais parâmetros são considerados constantes, mesmo sabendo que os mesmos variam bastante para faixas de abertura da válvula de 0% a 60%.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDRIGHETTO, P. **Posicionador Eletro-Hidráulico Controlado por Válvula Proporcional Direcional**. 1996. 170 f.. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.

BACKÉ, W. **Proportionalventiltechnik: Auszug aus dem Umdruck Steuerungs und Schaltungstechnik II**. Aachen: Institut für Hydraulische und Pneumatische Antriebe und Steuerungen – IHP, 1987.

BOSCH REXROTH. **Proportional directional valves, pilot operated, without electrical position feedback**. Lhor am Main. Bosch Rexroth AG. Catálogo RE 29 115/02.02, 2002.

BOSCH REXROTH. **Proportional directional valves, pilot operated, with electrical position feedback**. Lhor am Main. Bosch Rexroth AG. Catálogo RE 29075/08.04, 2002.

BOSCH REXROTH. **Servo solenoid valves with on-board electronics (OBE), Type 4WRPEH 10** . Lhor am Main. Bosch Rexroth AG. Catálogo RE 29037/09.03, 2003.

BROGAN, W. L. **Modern Control Theory**. 2. Ed., New Jersey. Prentice-Hall, Inc., 1982.

CANUDAS-DE-WIT, C.; LISCHINSKY, P. **Adaptive friction compensation with partially known dynamic friction model**. International Journal of Adaptive Control and Signal Processing, v.11, p. 65-85, 1997.

CUNHA, M.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E. **Robustness analisys of cascade controller applied to a hydraulic actuator with uncertain parameters**. XII Congresso Chileno de Ingeniería Eléctrica. Temuco, Chile, Novembro, 1997a.

CUNHA, M. **Controle em Cascata com Adaptação de Parâmetros Aplicados a um Atuador Hidráulico**. 1997b. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

CUNHA, M. **Controle em Cascata de um Atuador Hidráulico: Contribuições Teóricas e Experimentais**. 2001. 177 f. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

CUNHA, M.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.; DE NEGRI, V. **Design of Cascade Controllers for a Hydraulic Actuator**. International Journal of Fluid Power, No.2 pp.35-46, 3, 2002.

DE NEGRI, V. **Modelagem de servomecanismos hidráulicos e simulação de um servomecanismo mecânico-hidráulico**. 1987. 141 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

DE NEGRI, V. **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle – Parte III**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2001. (Apostila do curso de pós-graduação).

DUPONT, P.; ARMSTRONG, B.; HAYWARD, V. **Elasto-plastic friction model: contact compliance and stiction**. **Proceedings of the American Control Conference**, Illinois, p. 1072-1077, Mar. 2000.

EDGE, K. A. **The Control of Fluid Power Systems – Responding to the Challenges.** Instn Mech Engrs, v. 211, p. 91-110, 1997.

ERYLMAZ, B.; WILSON, B. Combining leakage and orifice flows in a hydraulic servovalve model. **Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control**, v. 122, n. 3, p. 576-579, 2000.

FOX, R.; McDONALD, A. **Introdução à Mecânica dos Fluidos.** 4^a. Ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan S.^a, 1995. 662 p.

FRANKLIN, G.; POWELL, J.; EMAMI-NAEINI, A. **Feedback control of dynamic systems.** 3th ed. Reading: Addison Wesley, 1995. 778 p.

FURST, F. **Sistematização do projeto preliminar de circuitos hidráulicos com controle de posição.** 2001. 132 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Cento Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

FURST, F.; DE NEGRI, V. **Projeto de Sistemas Hidráulicos de Controle de Posição.** Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2002. (Apostila do curso de pós-graduação).

GÖTZ, W. **Eletrhydraulic Proportional Valves and Closed Loop Control Valves – Theory and Application.** Stuttgart. Robert Bosch GmbH, 1989.

GUENTHER, R.; DE PIERI, E. **Cascade Control of the Hydraulic Actuators.** Revista Brasileira de Ciências Mecânicas, 1997.

JOHNSON, J. **Design of Electrohydraulic Systems for Industrial Motion Control.** Parker Hannifin Corp, Cleveland OH, USA, 1991.

LINSINGEN, I. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos.** Florianópolis: Editora da UFSC, 2001. 386 p.

LOPES, L. G. **Controle a Estrutura Variável Aplicado a um Atuador Hidráulico.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Cento Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

MACHADO, C. **Compensação de atrito em atuadores hidráulicos utilizando redes neurais.** 2003. 86 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

MANNESMANN REXROTH. **Treinamento hidráulico: tecnologia das válvulas proporcionais e servoválvulas.** São Paulo: Centro de Treinamento Rexroth, 1986. v. 2.

MANNESMANN REXROTH. **Válvula Limitadora de Pressão Proporcional.** Atibaia-SP. Mannesmann Rexroth, Catálogo RP 29 160/06.97, 1997.

MERRITT, H. E. **Hydraulic Control Systems.** 1. ed. New York: John Wiley & Sons, 1967. 358 p.

PAIM, C. C. **Técnicas de controle aplicadas a um atuador hidráulico.** 1997. 135 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

PARKER HYDRAULICS. **Pilot Operated Proportional DC Valve, Series D*1FH**. Hydraulic Controls Division, Kaarst, Germany. Catalogue HY11-2500/UK, November, 2002.

SCHWARTZ, C. **Modelagem e Análise de um Dispositivo de Amortecimento de Fim de Curso Auto – Ajustável para Cilindros Hidráulicos**. 2004. 104 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.

SLOTINE, J.; LI, W. **Applied Nonlinear Control**. Prentice-Hall Inc, 1991. 461 p.

SLOTINE, J.; LI, W. On the Adaptive Control of Robot Manipulators. **Int. J. Robots Research**, v. 6, n. 3, p. 49-59, 1987.

THE INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION – ISO. **ISO 10770-1**. Hydraulic fluid power – Electrically modulated hydraulic control valves – Test methods for four-way directional flow control valves. Switzerland, 1998. 29 p.

THE INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION – ISO. **ISO 1219-1**. Fluid power systems and components – Graphic symbols. Switzerland, 1991. 40 p.

THE INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION – ISO. **ISO 1219-2**. Fluid power systems and components – Circuit diagrams. Switzerland, 1995. 22 p.

VALDIERO, A. **Controle de robôs hidráulicos com compensação de atrito**. 2004. 188 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

VIRTANEN, A. The design of state controller of hydraulic position servo system. **Proceedings of the 3th Scandinavian International Conference on Fluid Power**, Linköping, 1993 (May). p. 193-206.

VIRVALO, T. **Comparing Controllers in Hydraulic Motion Control**. Power Transmission and Motion Control, London, p. 215-228, 2002.

VIRVALO, T. **On the damping of a hydraulic cylinder drive**. Proceedings of the Sixth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'99, May 26-28, 1999, Tampere, Finland, pp 499-518.

VIRVALO, T. PI and PID Controllers in a Hydraulic Position Servo System – What is all about. **Proceedings of the Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control**. 2001, Hangzhou, China.

APÊNDICE A - IDENTIFICAÇÃO E COMPENSAÇÃO DA ZONA-MORTA

Neste apêndice apresenta-se uma metodologia desenvolvida por (VALDIERO, 2005) para identificação da zona-morta em válvulas direcionais proporcionais, fundamentada no estudo da dinâmica das pressões nos orifícios de saída da válvula.

A zona-morta ocorre quando a largura do carretel é maior que a abertura de passagem do orifício (centro supercrítico). Essa não linearidade é uma imperfeição comum em válvulas direcionais, pois a construção de tais componentes sem a presença de zona-morta é bem mais cara, exigindo processos de fabricação mais sofisticados e precisos.

Válvulas direcionais com zona-morta possuem um menor vazamento interno e, dependendo da aplicação, a presença dessa não linearidade pode ser desejável. Porém em sistemas de controle em malha fechada a mesma causa limitações no desempenho, devendo ser identificada e compensada.

A zona-morta é uma relação estática de entrada-saída na qual para uma faixa de valores de entrada não há saída, conforme mostrado na Figura A.1, onde u é a entrada e u_{zm} é a saída. Geralmente os limites direito (zmd) e esquerdo (zme) e as inclinações (md e me) não são iguais.

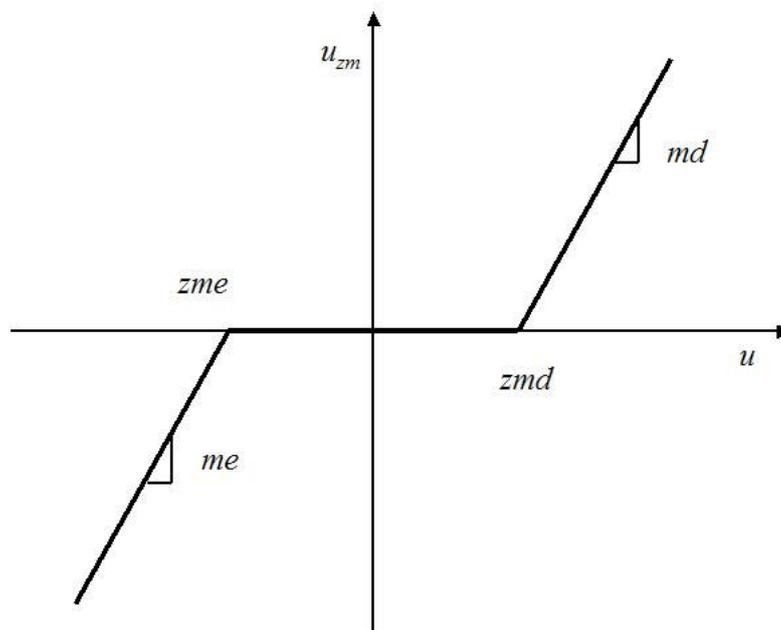


Figura A.1 - Representação gráfica da não linearidade de zona-morta

A.1 Identificação da Zona-Morta

Tradicionalmente a zona-morta é identificada utilizando transdutores de vazão, porém tais transdutores são caros e nem sempre os testes resultam em custos admissíveis para a aplicação pretendida.

Na metodologia proposta por (VALDIERO, 2005) a identificação da zona-morta é feita através da análise da dinâmica das pressões no sistema de atuação, necessitando apenas de dois sensores de pressão, um em cada via da válvula. Tais sensores possuem um preço mais acessível e muitas vezes já estão disponíveis nas malhas de controle de realimentação do controlador.

Os ensaios são realizados em malha aberta medindo-se as pressões e analisando o seu comportamento em função do sinal de controle, o qual é uma senóide lenta (amplitude de 10 volts e período de 100 segundos).

Primeiramente analisa-se o gráfico da pressão p_A para o trecho do sinal de controle U_v variando de -10 a 10 volts, conforme mostrado na Figura A.2. Neste gráfico é possível estimar o valor do limite direito da zona-morta (zmd) baseado no comportamento dinâmico de p_A , pois no momento em que o sinal de controle ultrapassa esse limite ocorre uma variação brusca de p_A .

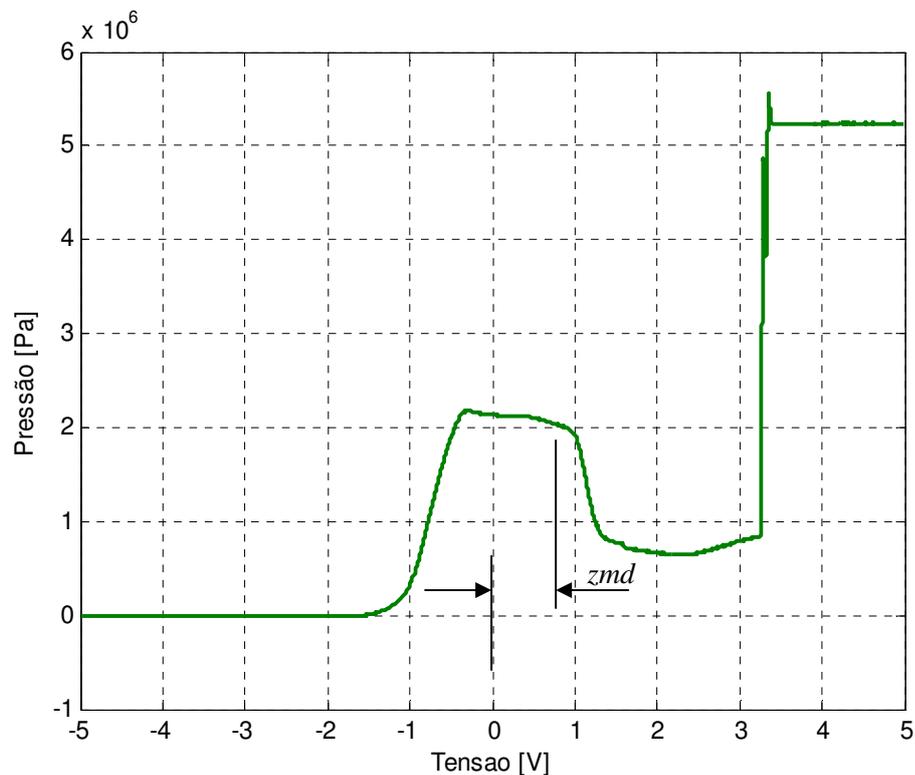


Figura A.2 - Comportamento da pressão p_A e indicação do limite direito da zona-morta

Em seguida, analisa-se o gráfico da pressão p_B para o trecho do sinal de controle U_v variando de 10 a -10 volts, conforme mostrado na Figura A.3. O mesmo raciocínio descrito no parágrafo anterior pode ser aplicado e quando o sinal de controle ultrapassa o limite da zona-morta esquerda (zme) ocorre uma variação brusca de p_B .

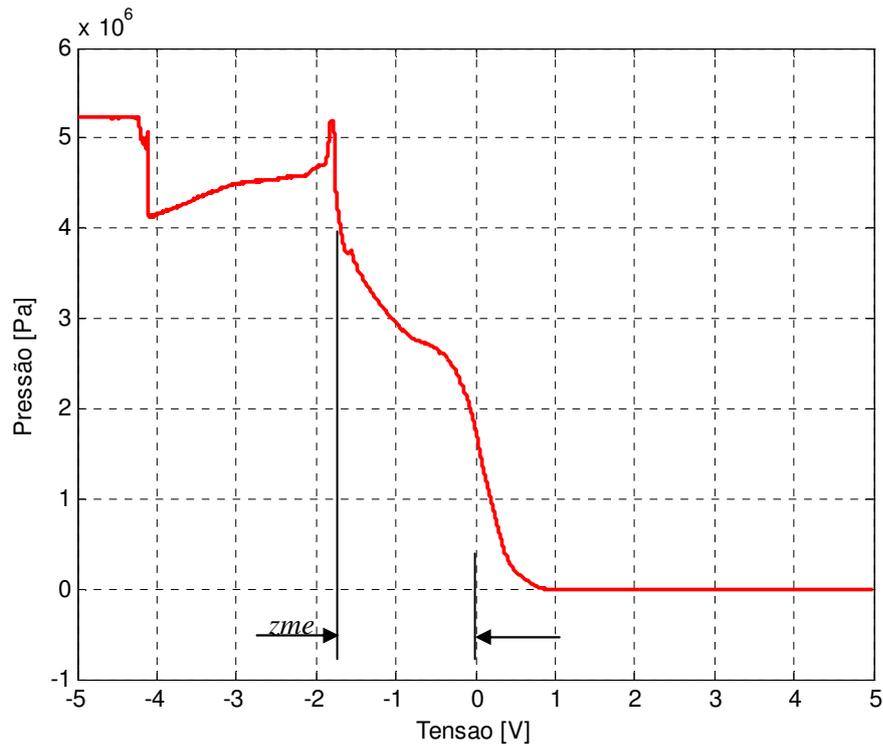


Figura A.3 - Comportamento da pressão p_B e indicação do limite esquerdo da zona-morta

Os gráficos das Figuras A.2 e A.3 podem ser representados em um único gráfico, conforme a Figura A.4. Vale salientar que o vazamento interno na válvula é o responsável pela variação das pressões quando $zme < U_v < zmd$ (VALDIERO, 2005).

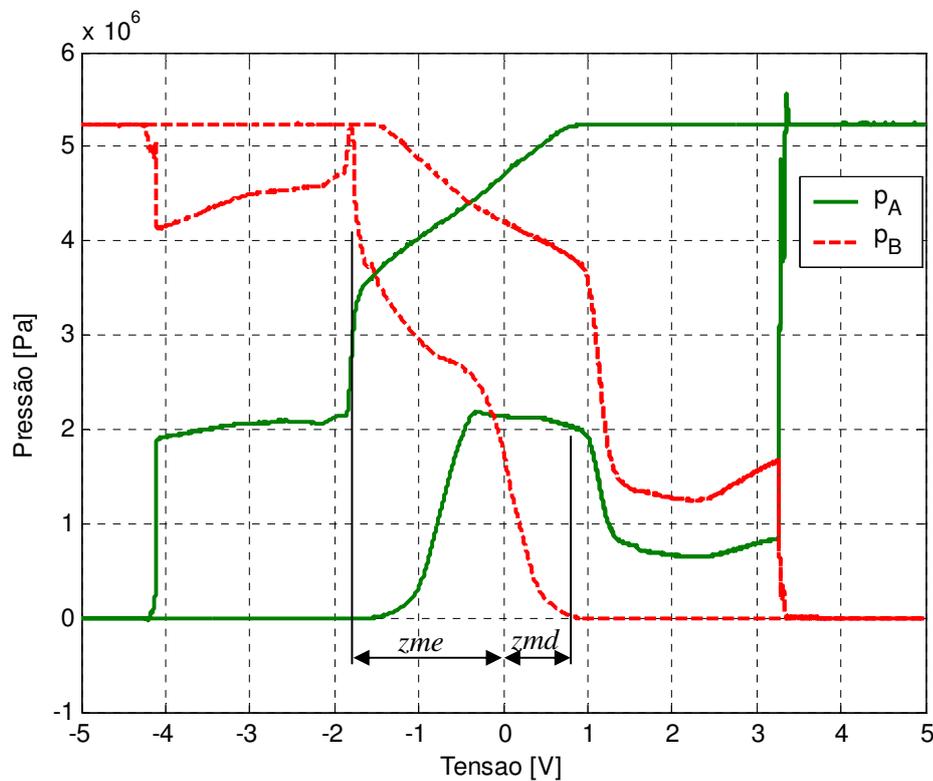


Figura A.4 - Valores limites da zona-morta

A.2 Compensação da zona-morta

A compensação da não linearidade de zona-morta é obtida através do desenvolvimento de sua inversa. Caso a inversa fosse exata e os parâmetros conhecidos (zmd , zme , md e me) teria-se o cancelamento perfeito do efeito da zona-morta. Porém, é necessário utilizar a inversa da zona-morta suavizada para evitar a descontinuidade na origem da entrada e o chaveamento brusco entre $u + zme$ e $u + zmd$. Além do mais, dispõe-se apenas de uma boa estimativa dos parâmetros. Mesmo assim os efeitos da zona-morta podem ser minimizados através da implementação da sua inversa fixa ou ainda através de controle adaptativo (TAO e KOKOTOVIC,1996). Neste trabalho utiliza-se um esquema de compensação baseado na inversa fixa e suavizado linearmente próximo da origem.

A Figura A.5 mostra a representação gráfica da inversa da zona-morta com suavização nas proximidades da origem, onde u_d é o sinal de controle desejável na ausência de zona-morta, u_{czm} é a saída do compensador e lc é a largura de compensação e define a região de suavização linear.

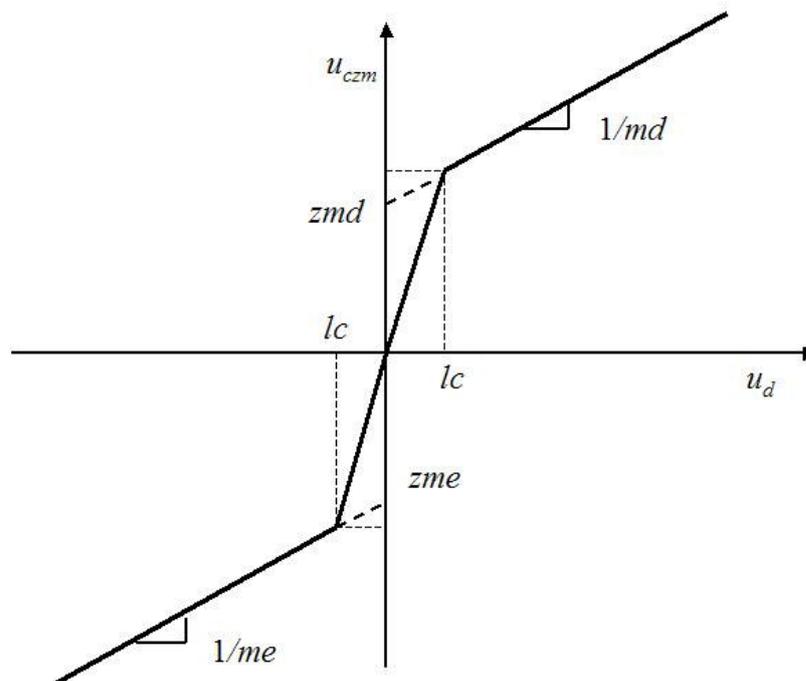


Figura A.5 - Representação gráfica da inversa da não linearidade de zona-morta com suavização nas proximidades da origem (VALDIERO, 2005).

Tal compensação é descrita pela equação (A.1).

$$u_{czm}(t) = \begin{cases} \frac{u_d(t)}{md} + zmd & se \ u_d(t) \geq lc \\ \frac{u_d(t)}{me} - |zme| & se \ u_d(t) \leq -|lc| \\ \left(\frac{zmd + lc/md}{lc} \right) u_d(t) & se \ 0 \leq u_d(t) < lc \\ \left(\frac{|zme| + |lc|/me}{|lc|} \right) u_d(t) & se \ -|lc| \leq u_d(t) < 0 \end{cases} \quad (A.1)$$

A Figura A.6 apresenta o resultado da dinâmica das pressões em um ensaio de malha aberta com compensação da zona-morta, onde $md = me = 1$, $zmd = 0,8\text{ V}$, $zme = -1,8\text{ V}$ e $lc = 0.5\text{ V}$.

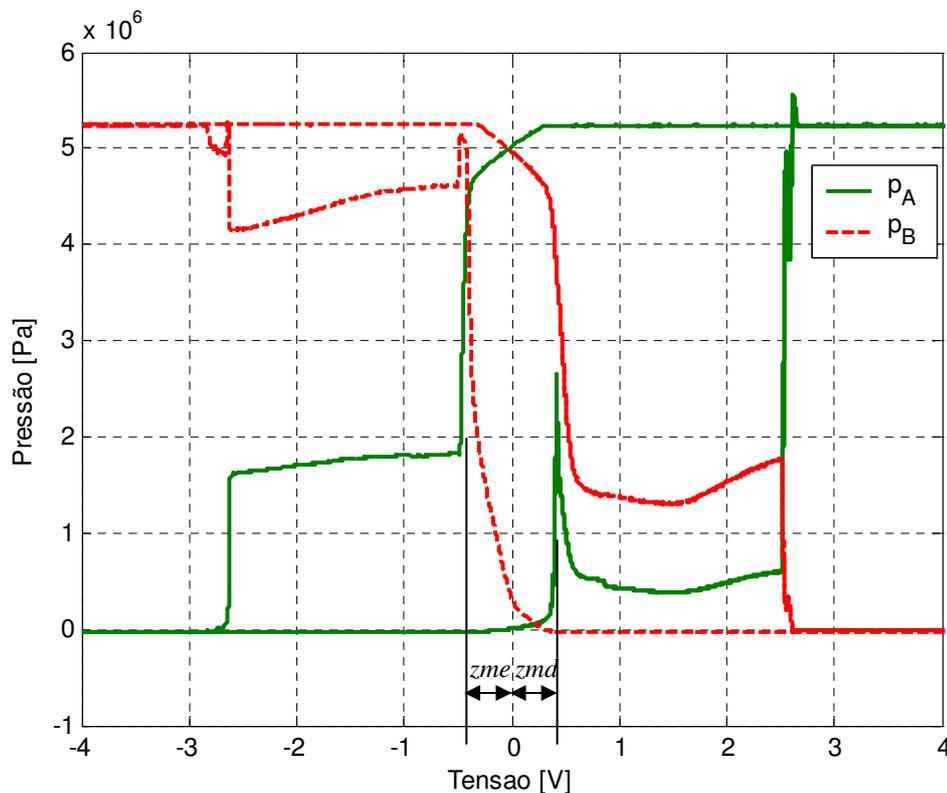


Figura A.6 - Comportamento das pressões com a compensação da zona-morta

Nota-se a existência de uma zona-morta residual em torno do valor de lc devido à região de suavização. Quanto mais ruidoso for o sinal de controle maior deve ser o valor de lc afim de evitar oscilações nas proximidades da origem. Além do mais, por estar localizado no denominador da equação (A.1), quanto menor o valor de lc maior será a amplificação do ruído no sinal de controle. Dessa forma o projetista deve encontrar uma solução de compromisso entre uma completa compensação e a qualidade do sinal de controle.

APÊNDICE B - CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS DA MOLA E DA SUA ESTRUTURA DE FIXAÇÃO

B.1 Características construtivas da mola

A mola utilizada nesse trabalho foi projetada para sofrer carregamento dinâmico e ter vida infinita. Outra característica de projeto requerida foi a obtenção de um índice de esbeltez satisfatório, o qual está relacionado com a flambagem da mola. A seguir são descritas as características construtivas da mola:

- Mola helicoidal de compressão paralela e seção circular
- Material: Aço SAE 5160 descascado e polido
- Dureza: 43 a 47 HRC
- Proteção superficial em esmalte sintético preto
- As pontas são encostadas e esmerilhadas em esquadro
- Sentido de enrolamento à direita
- Número de espiras: 16
- As tolerâncias são conforme norma DIN 2095/2096 grau médio
- Constante elástica (K_m): 27560 N/m
- Comprimento livre (L_0): 790 mm
- Comprimento de bloco (L_{Bl}): 321 mm
- Diâmetro médio (d_{med}): 157 mm
- Diâmetro do arame (d_{arame}): 20 mm

A Figura B.1 mostra o desenho técnico da mola com suas respectivas dimensões.

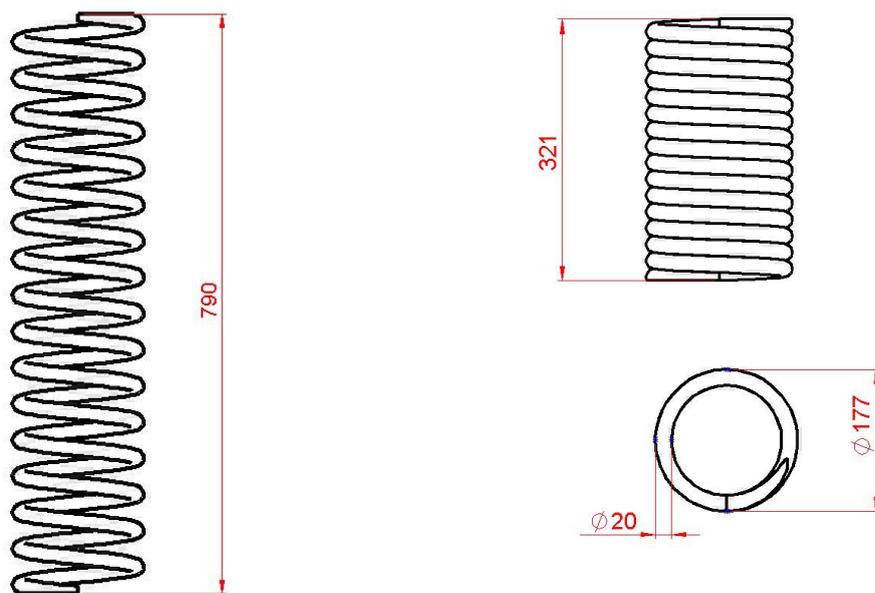


Figura B.1- Desenho técnico da mola

B.2 Características construtivas da estrutura de fixação da mola

A estrutura de fixação, mostrada na Figura B.2, foi projetada para permitir o encaixe da mola de forma segura e prática na bancada destes. Tal estrutura permite regular diferentes pré-cargas na mola através de porcas de ajuste que deslocam a base inferior da estrutura, comprimindo a mola.

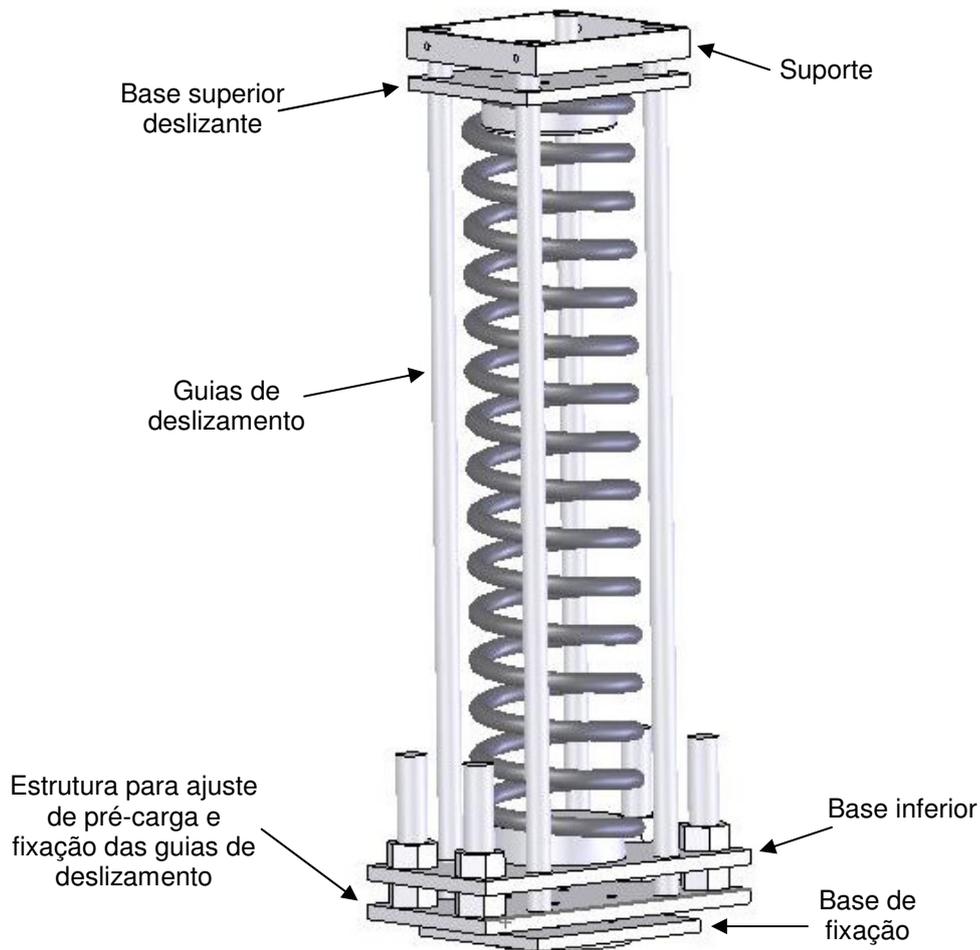


Figura B.2 – Estrutura de fixação da mola

Por questões de segurança, a maior pré-carga deve ser de 1240 N (124 Kgf) o que corresponde a comprimir a mola 45 mm. Dessa forma, o comprimento de bloco da mola é respeitado com uma certa margem de segurança quando o cilindro avançar totalmente.

O material usado na construção da estrutura foi o Aço SAE 1020. Para reduzir o atrito na base superior deslizante durante a ciclagem da mola, utilizam-se buchas de bronze e guias de deslizamento em aço trefilado. Para evitar o desgaste prematuro destes componentes, faz-se necessário a aplicação de óleo nas guias de deslizamento antes da realização de experimentos.

A seguir mostram-se os desenhos dos componentes que formam a estrutura de fixação da mola.

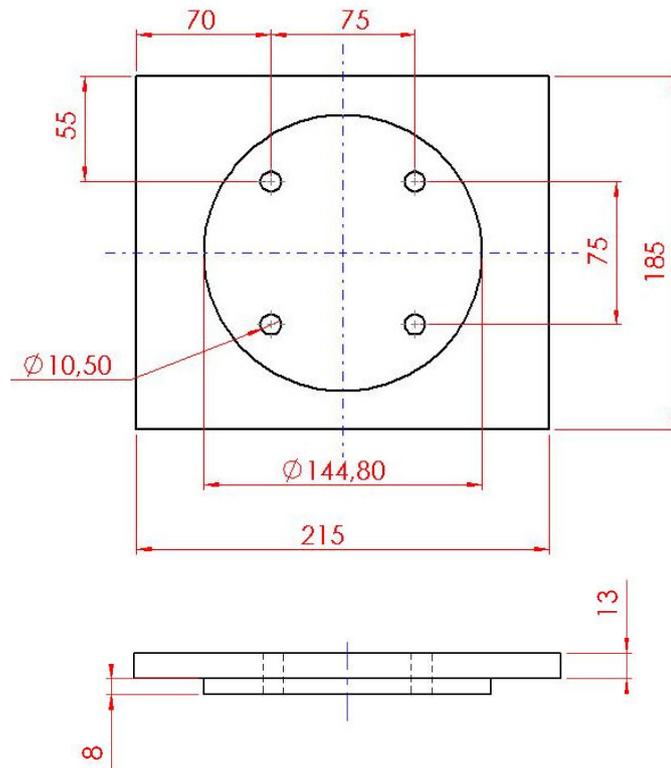


Figura B.3 – Base de fixação

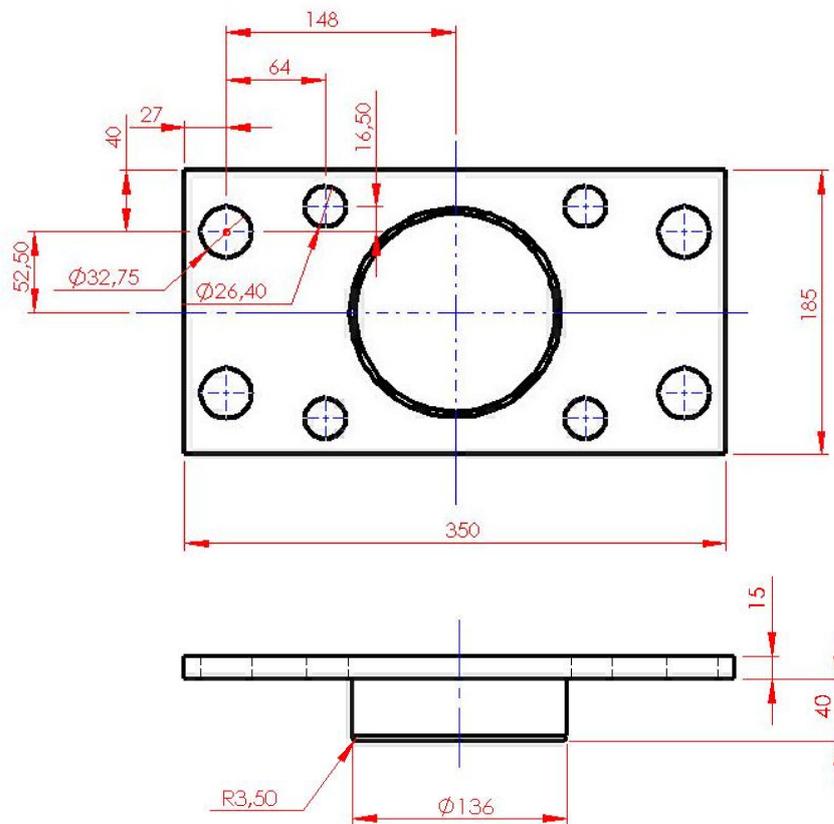


Figura B.4 – Base inferior

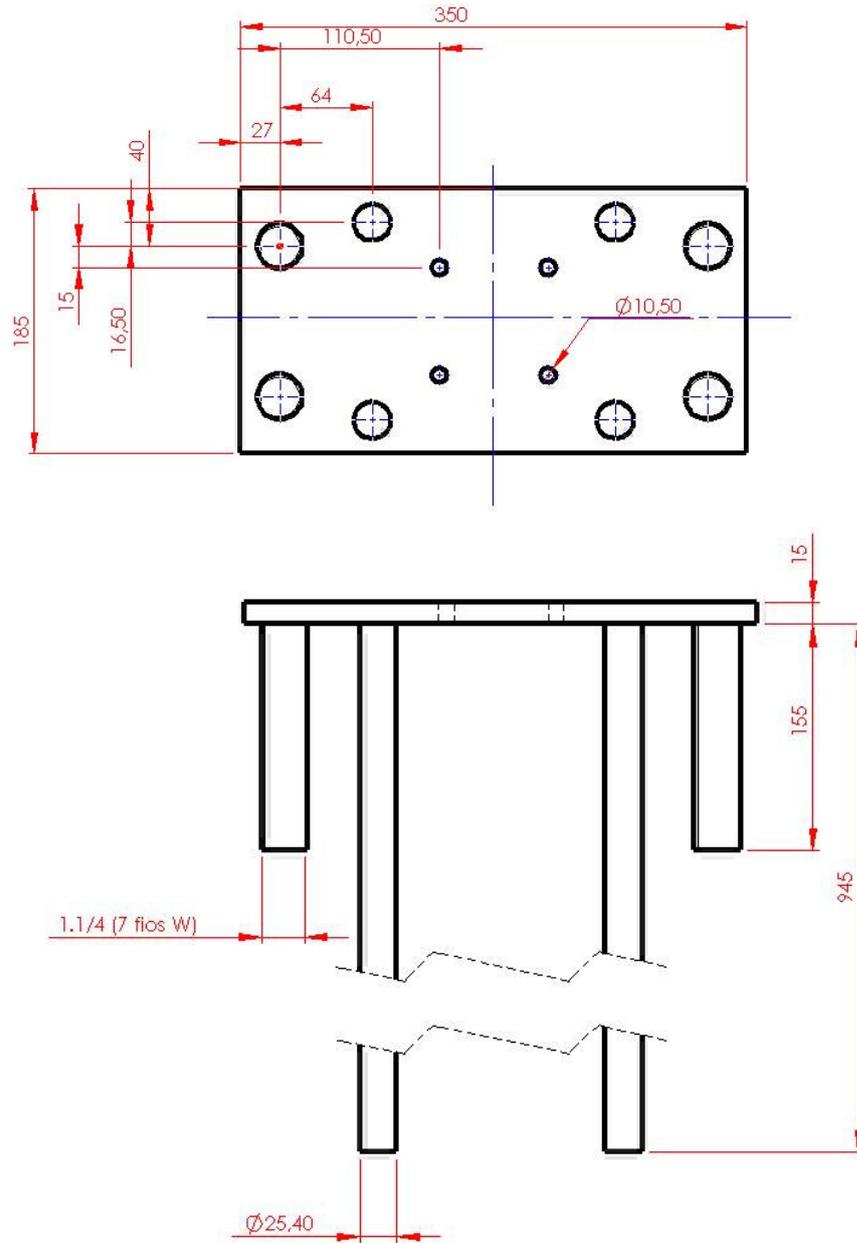


Figura B.5 – Estrutura para ajuste de pré-carga e fixação das guias de deslizamento

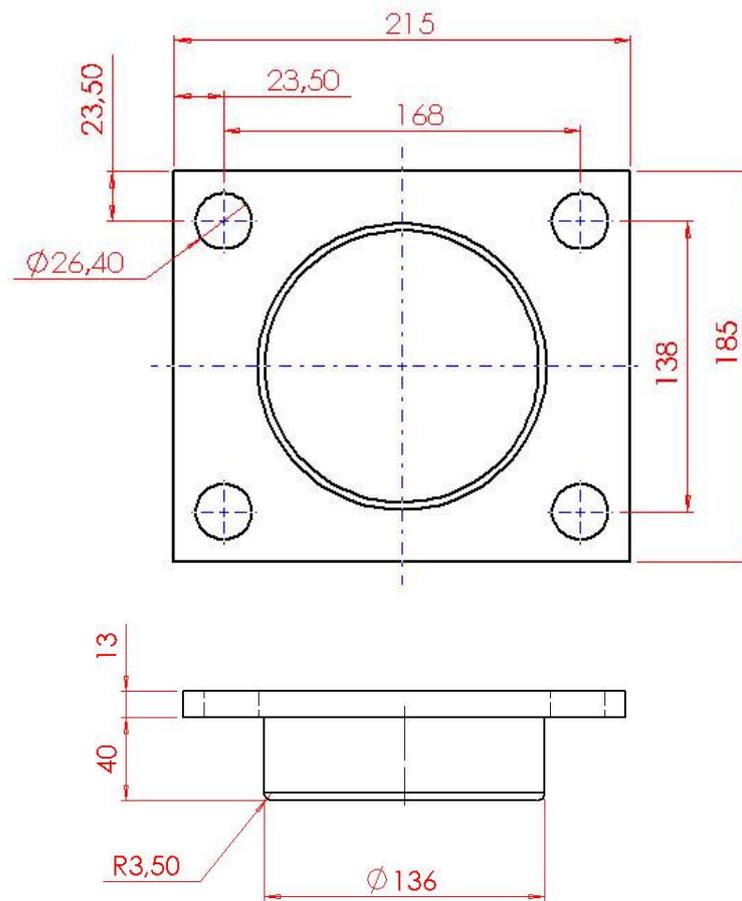


Figura B.6 – Base superior deslizante

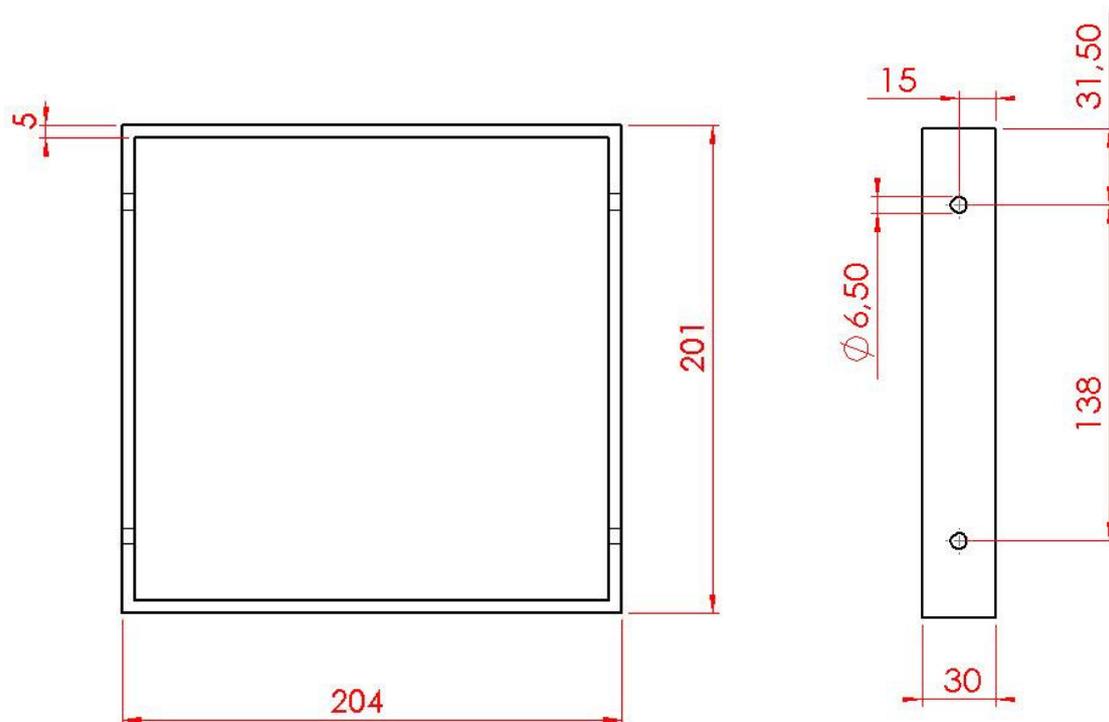


Figura B.7 - Suporte