

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

CONTROLADOR EM CASCATA COM ADAPTAÇÃO DE
PARÂMETROS PARA ROBÔS HIDRÁULICOS

Tese submetida à

Universidade Federal de Santa Catarina

para a obtenção do grau de

DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

CLÁUDIO LUÍS D' ELIA MACHADO

Florianópolis, Maio de 2010

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária
da
Universidade Federal de Santa Catarina

M149c Machado, Cláudio Luís D'Elia
Controlador em cascata com adaptação de parâmetros para
Robôs hidráulicos [tese] / Cláudio Luís d'Elia Machado ;
orientador, Victor Juliano De Negri. - Florianópolis, SC,
2010.

216 p.: il., grafs., tabs.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Manipuladores (Mecanismo).
3. Robôs industriais. I. De Negri, Victor Juliano. II.
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

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

CONTROLADOR EM CASCATA COM ADAPTAÇÃO DE
PARÂMETROS PARA ROBÔS HIDRÁULICOS

CLÁUDIO LUÍS D' ELIA MACHADO

Esta Tese foi julgada adequada para obtenção do Título de
DOCTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Dr. Eng. Victor Juliano De Negri, UFSC, Orientador

Prof. Dr. Eng. Mauro André Barbosa Cunha, IFSUL, Co-orientador

Prof. D. Sc. Eduardo Alberto Fancello, Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Eng. Mauro André Barbosa Cunha, IFSUL

Prof. Dr. Eng Adolfo Bauchspiess, UNB

Prof. Dr. Eng. Jonny Carlos da Silva, UFSC

Prof. Dr. Edson Roberto De Pieri, UFSC

Prof. Dr. Eng. Antonio Carlos Valdiero, UNIJUÍ

A minha querida esposa
Joselba e aos meus filhos
Larissa e Eduardo.

A Noely e Hugo,
meus pais
(*in memorian*).

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Raul Guenther (*in memorian*), meu orientador durante o mestrado e a estruturação do trabalho de doutorado, pela amizade, orientação, ensinamentos, exemplo de seriedade com o trabalho e pela dedicação aos seus orientados.

Ao Professor Vitor Juliano De Negri por ter aceitado orientar este trabalho, pela sua amizade, pela sua orientação e seu exemplo de dedicação e seriedade com que conduz e organiza as atividades no LASHIP.

Ao colega Professor Mauro Cunha, do IFSUL, por ter aceitado co-orientar este trabalho, pela amizade e pelo seu incentivo para superar todas as dificuldades e concluir este trabalho.

À minha esposa Joselba Fialho Machado, minha filha Larissa e meu filho Eduardo pelo apoio, incentivo e paciência.

Aos meus segundos pais Sr. Fialho e Dna. Elba pela confiança e colaboração que têm comigo e minha família.

Ao Sr. Octavio Moreira Fialho (*in memorian*) pelo seu apoio e pelo seu valioso exemplo de vida baseada no amor e respeito à família, no trabalho e na honestidade.

Aos meus irmãos Eliane, Hilda e Hugo pelo apoio e incentivo.

Aos amigos Felipe Barreto, Antônio Valdiero e Luis Antônio pela amizade, por suas contribuições e pelos vários momentos agradáveis de estudo que tivemos no LASHIP.

Aos colegas do IFSUL, em especial do Curso Técnico de Eletromecânica, pelo apoio.

Aos colegas do LASHIP pelos bons momentos de convívio durante os anos de realização do curso.

À UFSC e ao Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, principalmente, a todos seus professores e funcionários, que com muita determinação e trabalho, criaram, organizam e mantêm seus cursos de pós-graduação muito importantes para o progresso de nosso país.

RESUMO

Este trabalho trata do problema de controle de robôs hidráulicos que utilizam válvulas proporcionais direcionais com centro supercrítico realizando seguimento de trajetória de posição e tem enfoque na compensação de zona morta destas válvulas. Os robôs hidráulicos apresentam grande capacidade de carga e um grande potencial de aplicação na indústria. Isto se deve a elevada relação força/dimensão dos atuadores hidráulicos e a capacidade que possuem para responder de forma rápida aos sinais de comando. No entanto, os robôs hidráulicos oferecem algumas dificuldades ao controle. Há, por exemplo, acoplamento de dinâmicas, dificuldades da estimativa de parâmetros do modelo matemático, variação de alguns parâmetros durante a operação e comportamento não-linear provocado pelo atrito no cilindro hidráulico e pela zona morta das válvulas proporcionais direcionais de centro supercrítico. Neste trabalho, uma estratégia de controle em cascata é aplicada com objetivo de superar estas dificuldades. Esta estratégia tem como característica a divisão do modelo matemático do robô hidráulico em subsistemas e permite a aplicação de técnicas de controle não-linear para superar as dificuldades inerentes de cada subsistema. Tanto o atrito no cilindro hidráulico quanto a zona morta da válvula provocam os erros de seguimento de trajetória do robô. O atrito influi na dinâmica do movimento no subsistema mecânico que tem como entrada a força produzida no cilindro pelo subsistema hidráulico e como saída a posição angular dos elos do robô. Os erros de seguimento de posição dos elos provocados pelo atrito podem ser reduzidos através de sua compensação direta no subsistema mecânico utilizando observadores de atrito baseados em modelos dinâmicos. A zona morta retarda a abertura da válvula gerando erros significativos de seguimento de força no subsistema hidráulico. Sua compensação pode ser realizada através de uma função inversa da zona morta. Assim, apresenta-se um controlador em cascata capaz de compensar a dinâmica da válvula e sua zona morta, a dinâmica da força hidráulica, do atrito e do movimento dos elos do robô. Apresentam-se, também, leis de adaptação de parâmetros para a função inversa da zona morta. A implementação destas leis adaptativas tem como objetivo principal a redução dos erros de seguimento no subsistema hidráulico através da compensação da zona morta e, conseqüentemente, a redução dos erros de seguimento de posição angular dos elos do robô. Mostra-se, através da análise de estabilidade por Lyapunov e de forma experimental, que os erros resultantes do seguimento de trajetória convergem para um conjunto resi-

dual mesmo quando o controlador em cascata não realiza a compensação do atrito e da dinâmica da válvula, mas utiliza as leis de adaptação e a compensação de zona morta propostas neste trabalho. Os resultados teóricos e experimentais permitem concluir que a compensação de zona morta também pode compensar, de forma indireta, outras dinâmicas como a do atrito.

Palavras chave:

robô hidráulico, controle adaptativo, compensação de zona morta, controle em cascata.

ABSTRACT

This work addresses the problem of controlling hydraulic robots using overlapped proportional valves which perform trajectory tracking, with special focus on the dead-zone compensation of these valves. Hydraulic robots present great load capability and a huge potential of application in the industry. This is due to the high torque/size ratio of the hydraulic actuators and its ability to respond quickly to control signals. However, hydraulic robots introduce some difficulties to the control. There are, for example, dynamic coupling, problems to estimate the mathematical model parameters, changes in some parameters during operation and a nonlinear behavior mainly caused by friction in the hydraulic cylinder and the dead-zone of overlapped proportional valves. In this work, a cascade control strategy is applied to surpass these difficulties. This strategy is based on the division of the hydraulic robot mathematical model into subsystems and allows the application of nonlinear control techniques to overcome the inherent difficulties in each subsystem. Both the friction in the hydraulic cylinder and the dead-zone of the valve cause tracking errors in the robot trajectory. Friction influences the motion dynamics in the mechanical subsystem which has as input the force produced in the cylinder by the hydraulic subsystem and as output the angular position of the robot links. Tracking errors of the links positions caused by friction can be reduced through its direct compensation in the subsystem using mechanical friction observers based on dynamic models. The dead-zone slows the opening of the valve causing significant force tracking errors in the hydraulic subsystem. The compensation can be accomplished through an inverse function of the dead-zone. Thus, this work presents a cascade controller able to compensate the dynamics of the valve and the dead-zone, the dynamics of the hydraulic force, friction and motion of the robot links. Adaptation laws for the dead-zone inverse function are also presented. The adaptation laws implementation has the main goal to reduce tracking errors of the hydraulic subsystem through the dead-zone compensation and consequently the reduction of angular position tracking errors of the robot. It is shown through Lyapunov stability analysis and through experimental tests that position tracking errors converge to a residual set even when the cascade controller does not perform compensation for friction and valve dynamics, but using only the adaptation laws and dead-zone compensation proposed in this work. Theoretical and experimental results showed that the dead-zone compensation may also compensate, indirectly, other dynamics such as friction.

Keywords:

hydraulic robot, adaptive control, dead zone compensation, cascade controller.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Robô hidráulico de n graus de liberdade.....	32
Figura 2.1 Elo i de um robô hidráulico com juntas de rotação e cilindros diferenciais	46
Figura 2.2 Atuador hidráulico	47
Figura 2.3 Diagrama do modelo do robô hidráulico	48
Figura 2.4 Subsistemas do modelo do robô hidráulico	48
Figura 2.5 Válvula proporcional direcional de 3 posições e 4 vias com centro supercrítico	49
Figura 2.6 Zona morta da válvula proporcional de centro supercrítico.....	50
Figura 2.7 Localização do atuador i para deduções do movimento linear do êmbolo em função do movimento angular do elo do robô. VALDIERO (2005)	53
Figura 3.1 Robô hidráulico de BU e YAO (2000a).....	68
Figura 3.2 Robô hidráulico industrial (<i>Thorn EMI Robotics - Workmaster</i>) (VALDIERO, 2005).....	70
Figura 3.3 Máquina escavadeira hidráulica de LEE e CHANG (2001).....	70
Figura 3.4 Interpretação do atuador hidráulico como dois subsistemas interconectados.....	71
Figura 3.5 Interpretação do robô hidráulico como dois subsistemas interconectados.....	72
Figura 4.1 Esquema do controlador em cascata do robô hidráulico sem compensação de zona morta	78
Figura 4.2 Esquema do controlador em cascata do robô hidráulico com compensação fixa de zona morta.....	94
Figura 4.3 Representação gráfica da função inversa da zona morta no atuador i	95
Figura 4.4 Sub-compensação da zona morta no atuador i	96
Figura 4.5 Compensação total da zona morta no atuador i	97
Figura 4.6 Sobrecompensação da zona morta no atuador i	97
Figura 5.1 Esquema do controlador em cascata do robô hidráulico com compensação de zona morta com adaptação de parâmetros.....	105
Figura 5.2 Controlador em cascata com compensação de zona morta / atrito / dinâmica da válvula com adaptação de parâmetros.....	113
Figura 6.1 Função inversa suavizada da zona morta	124
Figura 6.2 Controlador em cascata sem compensação de zona morta, de atrito e da dinâmica da válvula.....	127

Figura 6.3 Experimento 1 - Seguimento no subsistema mecânico.....	128
Figura 6.4 Experimento 1 - Sinal de controle.....	128
Figura 6.5 Experimento 1 - Seguimento no subsistema hidráulico.....	129
Figura 6.6 Controlador em cascata com compensação da dinâmica da válvula.....	130
Figura 6.7 Experimento 2 - Seguimento no subsistema mecânico.....	131
Figura 6.8 Experimento 2 - Sinal de controle.....	132
Figura 6.9 Experimento 2 - Seguimento no subsistema eletromecânico	133
Figura 6.10 Comparação dos erros de seguimento de posição angular dos elos nos experimentos 1 e 2	133
Figura 6.11 Controlador em cascata com compensação de atrito	134
Figura 6.12 Experimento 3 - Seguimento no subsistema mecânico....	135
Figura 6.13 Experimento 3 - Sinal de controle.....	135
Figura 6.14 Experimento 3 - Força de atrito dos atuadores 1 e 2.....	136
Figura 6.15 Experimento 3 - Comparação dos erros de seguimento de posição angular dos elos nos experimentos 1 e 3.....	136
Figura 6.16 Experimento 3 –Seguimento no subsistem hidráulico	137
Figura 6.17 Comparação dos erros de seguimento de força hidráulica dos atuadores nos experimentos 1 e 3	138
Figura 6.18 Controlador em cascata com compensação fixa de zona morta.....	138
Figura 6.19 Experimento 4 - Seguimento de trajetória de posição angular dos elos 1 e 2	139
Figura 6.20 Experimento 4 - Sinal de controle.....	140
Figura 6.21 Experimento 4 –Seguimento no subsistema hidráulico.....	140
Figura 6.22 Experimento 4 – Erros de seguimento no subsistema hidráulico.....	141
Figura 6.23 Experimento 5 - Seguimento no subsistema mecânico....	141
Figura 6.24 Experimento 5 - Erro de seguimento no subsistema mecânico	142
Figura 6.25 Experimento 5 - Sinal de controle.....	142
Figura 6.26 Experimento 5 – Seguimento no subsistema hidráulico.....	143
Figura 6.27 Experimento 6 - Seguimento no subsistema mecânico....	144
Figura 6.28 Experimento 6 - Sinal de controle.....	144
Figura 6.29 Experimento 6 – Seguimento no subsistema hidráulico.....	145
Figura 6.30 Comparação dos erros de seguimento obtidos com os experimentos 1, 4, 5 e 6 para os elos 1 e 2	147

Figura 6.31 Comparação dos erros de seguimento obtidos com os experimentos 1, 4, 5 e 6 para os elos 1 e 2	148
Figura 6.32 Controlador em cascata com compensação da dinâmica da válvula, do atrito e de zona morta	149
Figura 6.33 Experimento 7 - Seguimento no subsistema mecânico....	150
Figura 6.34 Experimento 7 - Sinal de controle.....	151
Figura 6.35 Experimento 7 - Força de atrito dos atuadores.....	151
Figura 6.36 Experimento 7 – Seguimento no subsistema hidráulico.....	152
Figura 6.37 Experimento 7 – Erro de seguimento no subsistema hidráulico.....	152
Figura 6.38 Experimento 7 – Seguimento no subsistema eletromecânico	153
Figura 6.39 Experimento 7 – Seguimento no subsistema eletromecânico	153
Figura 6.40 Comparação dos erros de seguimento no subsistema mecânico obtidos nos experimentos 5 e 7	154
Figura 6.41 Comparação dos erros de seguimento no subsistema hidráulico obtidos nos experimentos 5 e 7	154
Figura 6.42 Controlador em cascata com compensação de zona morta com adaptação de parâmetros e compensação de atrito	155
Figura 6.43 Experimento 8 - Seguimento no subsistema mecânico....	157
Figura 6.44 Experimento 8 – Erro de seguimento no subsistema mecânico	158
Figura 6.45 Experimento 8 – Força de atrito estimada	159
Figura 6.46 Experimento 8 – Limites estimados da zona morta	160
Figura 6.47 Experimento 8 – Sinal de controle.....	161
Figura 6.48 Experimento 8 – Seguimento no subsistema hidráulico.....	162
Figura 6.49 Experimento 8 – Erro de seguimento no subsistema hidráulico.....	163
Figura 6.50 Experimento 8 – Limites estimados da zona morta após 240 segundos de teste.....	165
Figura 6.51 Experimento 8 – Erro de seguimento no subsistema mecânico após 240 segundos de teste	166
Figura 6.52 Experimento 8 – Erro de seguimento no subsistema hidráulico após 240 segundos de teste	167
Figura 6.53 Experimento 8 – Erro de seguimento no espaço operacional	168
Figura 6.53 Controlador em cascata com compensação de zona morta/atrito/dinâmica da válvula.....	169

Figura 6.54 Experimento 9 - Seguimento no subsistema mecânico....	171
Figura 6.55 Experimento 9 – Erro de seguimento no subsistema mecânico	172
Figura 6.56 Experimento 9 – Sinal de controle.....	173
Figura 6.57 Experimento 9 – Limites estimados da zona morta	174
Figura 6.58 Experimento 9 – Seguimento no subsistema hidráulico.....	175
Figura 6.59 Experimento 9 – Erro de seguimento no subsistema hidráulico.....	176
Figura 6.60 Experimento 9 – Limites estimados da zona morta após 240 segundos de teste.....	177
Figura 6.61 Experimento 9 – Erro de seguimento no subsistema mecânico após 240 segundos de teste	178
Figura 6.62 Experimento 9 – Erro de seguimento no subsistema hidráulico após 240 segundos de teste	179
Figura 6.63 Comparação do erro de seguimento no subsistema mecânico após 240 segundos de teste nos experimentos 8 e 9.....	180
Figura 6.64 Comparação do erro de seguimento no subsistema hidráulico após 240 segundos de teste nos experimentos 8 e 9.....	181
Figura 6.53 Experimento 9 – Erro de seguimento no espaço operacional	183

LISTA DE TABELAS

Tabela 6.1	Seqüência de experimentos e sua descrição	121
Tabela 6.2	Ganhos do controlador em cascata e do observador de atrito	123
Tabela 6.3	Parâmetros da função inversa da zona morta	125
Tabela 6.4	Experimento 8 - Valores máximos de limites de zona morta adaptados e de erros de seguimento	164
Tabela 6.5	Experimento 9 - Valores máximos de limites de zona morta adaptados e de erros de seguimento	182

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos

Δ	Varição ou diferença
$\overline{()}$	Limite superior
$\underline{()}$	Limite inferior
$\widehat{()}$	Estimativa
$\widetilde{()}$	Erro ou diferença
$(\dot{()})$	Derivada primeira
$(\ddot{()})$	Derivada segunda
$(\overset{\cdot\cdot\cdot}{()})$	Derivada terceira
$(\overset{T}{()})$	Transposta

Índices

$(\)_1$	Sub-índice indicador do elo 1 ou do atuador 1
$(\)_2$	Sub-índice indicador do elo 2 ou do atuador 2
$(\)_d$	Sub-índice indicador de condição desejada
$(\)_i$	Sub-índice indicador do elo i ou do atuador i
$(\)_{\max}$	Sub-índice indicador de valor máximo
$(\)_{\min}$	Sub-índice indicador de valor mínimo
$(\)_r$	Sub-índice indicador de referência

Alfabeto Grego

α	Função para representação do regime de atrito estático para o cilindro hidráulico
α_c	Ângulo de inclinação formado entre o eixo da direção de movimento do êmbolo no cilindro hidráulico i e uma reta vertical
β	Módulo de elasticidade volumétrica do fluido hidráulico
φ	Ângulo constante de inclinação do atuador

η_e	Ganho de adaptação do limite de zona morta à esquerda
η_d	Ganho de adaptação do limite de zona morta à direita
λ_m	Valor mínimo dos autovalores da matriz $H^*(q)$
λ_M	Valor máximo dos autovalores da matriz $H^*(q)$
$\lambda_{\max}(\bar{N}_1)$	Autovalor máximo da matriz \bar{N}_1 .
A	Matriz diagonal A de ganhos do subsistema mecânico do controlador em cascata
ρ	Vetor de erros de seguimento na malha fechada
σ_0	Coefficiente de rigidez de microdeformação da rugosidade superficial
σ_1	Coefficiente de amortecimento
σ_2	Coefficiente de atrito viscoso
Σ_0	Matriz diagonal de coeficientes de rigidez de microdeformação da rugosidade superficial
Σ_1	Matriz diagonal de coeficientes de amortecimento
Σ_2	Matriz diagonal de coeficientes de atrito viscoso
ω_v	Frequência natural da válvula
τ	Vetor de torques de atuação das juntas

Alfabeto Latino

a_i	Comprimento do elo i do robô
A_a	Área do êmbolo correspondente à câmara a do cilindro hidráulico
A_b	Área do êmbolo correspondente à câmara b do cilindro hidráulico
C	Matriz dos torques centrífugos e de Coriolis do mecanismo do robô
C^*	Matriz dos torques centrífugos e de Coriolis do mecanismo do robô e dos atuadores
D	Vetor
DZ	Função zona morta

f_a	Função não-linear correspondente a câmara a do cilindro hidráulico
f_b	Função não-linear correspondente a câmara b do cilindro hidráulico
F_c	Força de atrito de Coulomb do cilindro hidráulico
f_f	Força de atrito do cilindro hidráulico
f_G	Força gravitacional na direção do movimento do êmbolo do cilindro hidráulico
f_H	Força hidráulica no êmbolo do cilindro hidráulico
f_L	Força de carga ao cilindro hidráulico
f_q	Função não-linear
F_s	Força de atrito estático do cilindro hidráulico
g	Aceleração da gravidade
g_a	Função da diferença de pressões correspondente à via a da válvula proporcional direcional
g_b	Função da diferença de pressões correspondente à via b da válvula proporcional direcional
g_{ss}	Função do atrito em regime permanente do cilindro hidráulico
g_{vz}	Função não-linear da vazão na válvula
G	Vetor de torques gravitacionais do mecanismo do robô
G^*	Vetor de torques gravitacionais do mecanismo do robô e dos atuadores
H	Matriz de inércia do mecanismo do robô
H^*	Matriz com componentes inerciais do mecanismo do robô e dos atuadores
I	Matriz identidade
I_{ii}	Momento de inércia do elo i
\bar{J}	Jacobinano do atuador
k_a	Coefficiente de vazão correspondente à via a da válvula proporcional direcional
k_b	Coefficiente de vazão correspondente à via b da válvula proporcional direcional
k_{em}	Constante eletromecânica da válvula proporcional direcional

k_v	Constante positiva da suavização da função sinal
K_D	Matriz diagonal K_D de ganhos do subsistema mecânico do controlador em cascata
K_{obs}	Matriz diagonal de ganho do observador de atrito
K_P	Matriz diagonal K_P de ganhos do subsistema hidráulico do controlador em cascata
K_{Pq}	Matriz diagonal K_{Pq} de ganhos do subsistema mecânico do controlador em cascata
K_V	Matriz diagonal K_V de ganhos do subsistema eletromecânico do controlador em cascata
l	Distância do centro de massa do elo até a origem O do sistema de coordenadas
L_{1i}	Distância entre a origem O_{i-1} e o ponto A_i
L_{2i}	Distância entre a origem O_{i-1} e o ponto B_i
L_{3i}	Distância entre os pontos A_i e B_i com o êmbolo posicionado na metade do curso do cilindro
m	Massa da carga
$m(\dot{y})$	Matriz diagonal de suavização da função sinal da velocidade linear do êmbolo do cilindro hidráulico
m_d	Constante de inclinação da função da zona morta à direita da válvula proporcional direcional
m_e	Constante de inclinação da função da zona morta à esquerda da válvula proporcional direcional
m_l	Massa do elo
M	Matriz diagonal da massa deslocada no cilindro hidráulico
n	Constante positiva - graus de liberdade do robô
N	Matriz simétrica
O	Origem do sistema de coordenadas
p_R	Pressão na linha de retorno do fluido
p_a	Pressão na câmara a do cilindro hidráulico
p_b	Pressão na câmara b do cilindro hidráulico
p_s	Pressão de suprimento
q	Posição angular do elo do robô

Q_a	Vazão de óleo na câmara a do cilindro hidráulico
Q_b	Vazão de óleo na câmara b do cilindro hidráulico
s_0	Vetor de estado
t	Tempo
u	Sinal de controle da válvula proporcional direcional
V	Função positiva - Função de Lyapunov
V_a	Volume na câmara a do cilindro hidráulico
V_{a0}	Volume na câmara a do cilindro hidráulico com o êmbolo na metade do curso
V_b	Volume na câmara b do cilindro hidráulico
V_{b0}	Volume na câmara b do cilindro hidráulico com o êmbolo na metade do curso
x_v	Posição do carretel da válvula proporcional direcional
x_{vz}	Posição do carretel da válvula proporcional direcional levando em conta o efeito da zona morta
y	Posição do êmbolo do cilindro hidráulico
\dot{y}_s	Velocidade de <i>Stribeck</i> do cilindro hidráulico
z	Microdeformação média rugosidade superficial
z_{ba}	Microdeformação de quebra da rugosidade superficial
z_m	Limite da zona morta
z_{md}	Limite à direita da zona morta da válvula proporcional direcional
z_{me}	Limite à esquerda da zona morta da válvula proporcional direcional
z_{ss}	Microdeformação da rugosidade superficial em regime permanente

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	31
1.1	O Robô Hidráulico	32
1.2	Características do modelo dos robôs hidráulicos	33
1.2.1	Não-linearidades no modelo dinâmico do robô e do atuador	33
1.2.2	O acoplamento entre as dinâmicas	34
1.2.3	As dinâmicas não-modeladas	34
1.2.4	A incerteza de parâmetros	35
1.3	O controle do robô hidráulico	36
1.3.1	Compensação do acoplamento entre as dinâmicas	36
1.3.2	Compensação das não-linearidades do modelo do robô hidráulico	36
1.3.3	Atrito não-linear no cilindro hidráulico	37
1.3.4	O problema da inclusão da dinâmica da válvula no controlador	38
1.3.5	Compensação da zona morta	39
1.3.6	Propostas para solução do problema da variação de parâmetros	40
1.3.7	Propostas da equipe de pesquisa da UFSC para solução de problemas em sistemas hidráulicos e robóticos	41
1.4	Objetivos deste Trabalho	42
1.5	Organização do Trabalho	43
2	MODELAGEM MATEMÁTICA DE ROBÔ HIDRÁULICO	45
2.1	Modelo do acionamento de um elo do robô hidráulico	46
2.1.1	Dinâmica do movimento do carretel da válvula	48
2.1.2	Zona morta da válvula proporcional de centro supercrítico	49
2.1.3	Dinâmica da força hidráulica	50
2.1.4	O movimento linear do êmbolo em função do movimento angular do elo do robô	52
2.1.5	Dinâmica do movimento no cilindro hidráulico	54
2.1.6	Força de atrito no cilindro hidráulico	54
2.1.7	Força gravitacional no cilindro hidráulico	56
2.2	Modelo do robô hidráulico de n graus de liberdade	56
2.2.1	Dinâmica do acionamento do robô hidráulico	56
2.2.2	Zona morta do acionamento do robô hidráulico	57
2.2.3	Modelo dinâmico da força hidráulica do robô	58

2.2.4	Vetores de forças no acionamento hidráulico e de torques nas juntas do robô	59
2.2.5	Modelo dinâmico do mecanismo do robô acionado por cilindros hidráulicos	60
3	CONTROLE DE ROBÔS HIDRÁULICOS	63
3.1	O Controlador PID	65
3.2	Linearização por Realimentação	66
3.3	Controlador Adaptativo	67
3.4	Controle a Estrutura Variável	68
3.5	Controladores Projetados Usando a Metodologia do <i>Backstepping</i>	70
3.6	Projeto de Controladores Interpretando o Sistema como Subsistemas Interconectados	71
3.7	Conclusões do Capítulo	76
4	CONTROLADOR EM CASCATA DE ROBÔ HIDRÁULICO COM COMPENSAÇÃO DE ATRITO E DE ZONA MORTA	77
4.1	Controle em cascata do robô hidráulico sem compensação de zona morta	77
4.1.1	Observador de atrito no cilindro hidráulico	79
4.1.2	Controle no subsistema mecânico	81
4.1.3	Controle no subsistema hidráulico	83
4.1.4	Controle no subsistema eletromecânico	84
4.1.5	Análise de Estabilidade	84
4.2	Controlador em cascata com compensação fixa de zona morta	93
4.2.1	Controle no subsistema hidráulico	94
4.2.2	Análise de Estabilidade	98
5	CONTROLADOR EM CASCATA COM COMPENSAÇÃO DE ATRITO E DE ZONA MORTA COM ADAPTAÇÃO DE PARÂMETROS	103
5.1	Controlador em cascata com adaptação de parâmetros	104
5.1.1	Análise de Estabilidade	107
5.1.2	Considerações sobre a ação do controlador	111
5.2	Controlador em cascata com compensação de zona morta / atrito / dinâmica da válvula com adaptação de parâmetros	112
5.2.1	Análise de Estabilidade	113

5.2.2	Considerações sobre a ação do controlador com compensação de zona morta / atrito / dinâmica da válvula com adaptação de parâmetros	120
6	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	121
6.1	Trajetória desejada	122
6.2	Ganhos do controlador em cascata	123
6.3	Função inversa da zona morta e seus parâmetros	124
6.4	Condições operacionais para realização do experimento	126
6.5	Experimento 1 – Controle em cascata sem compensação da dinâmica da válvula, do atrito no cilindro e de zona morta	127
6.6	Experimento 2 - Controlador em cascata com compensação da dinâmica da válvula proporcional direcional	130
6.7	Experimento 3 - Controlador em cascata com compensação de atrito	134
6.8	Controlador em cascata com compensação fixa de zona morta	138
6.8.1	Experimento 4 - Limites da zona morta identificados experimentalmente	139
6.8.2	Experimento 5 - Subcompensação da zona morta	141
6.8.3	Experimento 6 - Sobrecompensação da zona morta	143
6.8.4	Análise de resultados da compensação fixa de zona morta	145
6.9	Experimento 7 - Compensação da dinâmica da válvula, do atrito e da zona morta	149
6.10	Experimento 8 – Controlador em cascata com compensação de zona morta com adaptação de parâmetros e compensação de atrito	155
6.11	Experimento 9 – Controlador em cascata com função inversa da zona morta com adaptação de parâmetros para compensação de zona morta / atrito / dinâmica da válvula	169
6.12	Conclusões do capítulo	184
7	CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS	185
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	187

APÊNDICE A	COMPORTAMENTO DO ATUADOR HIDRÁULICO OPERANDO COM VÁLVULA PROPORCIONAL DIRECIONAL FECHADA	195
APÊNDICE B	BANCADA EXPERIMENTAL E PARÂMETROS DO ROBÔ HIDRÁULICO	201

1 INTRODUÇÃO

A aplicação de robôs teve um aumento significativo nos últimos anos em praticamente todos os ramos industriais. Isto se deve principalmente a evolução da eletrônica digital que permitiu um grande desenvolvimento de componentes de instrumentação, acionamentos e de microprocessadores eletrônicos e, por consequência, dos sistemas robóticos.

De acordo com CERONI e NOF (1999), robô manipulador industrial é um dispositivo mecânico que pode desempenhar tarefas de manipulação e locomoção sob o comando de um controle automático. Os robôs industriais hidráulicos são aqueles que possuem acionamento hidráulico e se caracterizam pela grande capacidade de carga. O acionamento hidráulico é também utilizado quando o ambiente pode danificar os acionamentos elétricos. Os robôs hidráulicos são aplicados para o transporte e movimentação de cargas na indústria de mineração, construção civil e siderúrgica, exploração florestal, trabalhos em ambientes insalubres como os submarinos (*Offshore*) e radioativos, por exemplo.

No século passado já se sabia da importância dos sistemas hidráulicos utilizados em acionamentos. MERRIT (1967) mostrou que estes sistemas possuem excelente relação força / dimensão e respostas rápidas aos comandos. CHISTENSEN et al. (2000) compara diferentes tecnologias de transmissão de potência e mostra que os sistemas hidráulicos são mais indicados quando são necessários atuadores que produzam forças elevadas e respostas rápidas. Aplicações para atuadores com estas características são bastante comuns na indústria de construção civil, manufatura, siderurgia, metalurgia e mineração, em equipamentos agrícolas, de transporte e manuseio de materiais, de aviação, marítimos e de lazer.

Algumas características dos atuadores hidráulicos dificultam o controle e as suas aplicações em robôs industriais. Entre as dificuldades, algumas são provocadas por características construtivas dos componentes hidráulicos e outras advêm do emprego de componentes de baixo custo relativo. No entanto, a grande capacidade de carga, a elevada velocidade de resposta aos comandos e o peso pequeno em relação a outros tipos de acionamentos motiva a pesquisa de novas estratégias de controle para robôs hidráulicos, principalmente quando são utilizados componentes de baixo custo relativo.

Inserido neste cenário, este trabalho trata do desenvolvimento de controladores para robôs manipuladores industriais hidráulicos empregando técnicas de controle não-linear. O foco é o controle dos robôs acionados por conjuntos de cilindros hidráulicos diferenciais e válvulas proporcionais direcionais que possuem zona morta.

Este capítulo está dividido como segue. Na seção 1.1, define-se o robô hidráulico estudado e suas principais características. Na seção 1.2, faz-se um análise dos principais problemas de controle de robôs hidráulicos. Na seção 1.3, apresenta-se propostas de solução para os diversos problemas de controle. Na seção 1.4, apresenta-se os objetivos deste trabalho e, por último, na seção 1.5, a organização do texto desta tese de doutorado.

1.1 O Robô Hidráulico

Um robô industrial pode ser dividido em três partes principais: mecanismo, acionamento e sistema de controle. O mecanismo é a parte mecânica que executa os movimentos e pode ser subdividido em braço, punho e efetuador. O acionamento (ou atuador) é responsável pela aplicação da força ou torque necessário para movimentação adequada do mecanismo (TSAI, 1999). O sistema de controle é um dispositivo de *hardware* onde o *software* de controle é implementado. O *hardware* também inclui sensores, conjunto de circuitos eletrônicos e elementos de saída para atuação (CERONI e NOF, 1999).

O mecanismo do robô hidráulico enfocado neste trabalho é do tipo serial. Um robô manipulador é chamado de serial quando não há cadeia cinemática fechada. Na Figura 1.1, mostra-se um robô hidráulico serial de n graus de liberdade acionado por cilindros hidráulicos diferenciais.

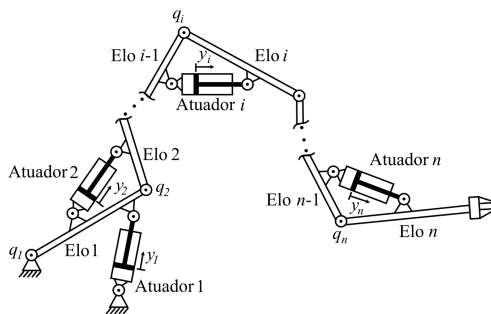


Figura 1.1 Robô hidráulico de n graus de liberdade

Na próxima seção, mostra-se as características dos robôs hidráulicos, os principais problemas enfrentados na implementação de controladores e as principais soluções propostas.

1.2 Características do modelo dos robôs hidráulicos

O sistema a ser controlado é composto pela dinâmica não-linear do robô e pela dinâmica não-linear dos acionamentos hidráulicos que são acopladas. Esta seção tem como objetivo dar uma visão geral das dificuldades para o projeto de controladores para robôs hidráulicos.

1.2.1 Não-linearidades no modelo dinâmico do robô e do atuador

O modelo dinâmico do braço robótico é normalmente representado por funções trigonométricas e não-lineares das variáveis de junta. Na dinâmica do atuador hidráulico, as não-linearidades relacionam-se, principalmente, ao atrito no cilindro hidráulico, ao comportamento da força hidráulica no êmbolo do cilindro, à vazão de fluido através dos orifícios da válvula e à zona morta da válvula.

A dinâmica da força de atrito no atuador hidráulico está relacionada com as características construtivas do cilindro, como a rugosidade superficial das partes em contato que possuem movimento relativo e os tipos de vedações utilizados. Portanto, está diretamente relacionado ao custo do componente hidráulico.

O atrito possui um comportamento complexo, principalmente em baixas velocidades e inversões de movimentos, causando atrasos na resposta do robô, erros de regime permanente, ciclos-limite e até instabilidade (CANUDAS-DE-WIT e LISCHINSKY, 1997).

A dinâmica da força hidráulica no êmbolo do cilindro tem comportamento não-linear. Por exemplo, a frequência natural de um atuador hidráulico varia com a posição do êmbolo (CUNHA, 2002). A dinâmica da força hidráulica é função da vazão de óleo através dos orifícios da válvula, que é representada matematicamente por uma equação não-linear, do volume e da variação do volume de óleo hidráulico em cada câmara do cilindro, do módulo de compressibilidade do óleo que sofre influência da temperatura e por presença de ar nos componentes hidráulicos e da zona morta na válvula. Alguns destes problemas estão associados às características construtivas dos componentes hidráulicos (normalmente cilindros diferenciais e válvulas com zona morta de menor custo relativo) e provocam erros de seguimento de trajetórias, atrasos na resposta e ciclos-limite quando a compensação de zona morta é realiza-

da e também se utiliza valor elevado para o ganho em malha fechada (LIU e YAO, 2004b).

1.2.2 O acoplamento entre as dinâmicas

Em robôs hidráulicos, as dinâmicas do atuador e do braço mecânico estão fortemente acopladas. A dinâmica do braço é função não-linear das variáveis de junta e há acoplamento pelas variáveis de junta dos elos. A dinâmica do atuador hidráulico é função do atrito e do volume de óleo das câmaras do cilindro que são dependentes das variáveis de junta. Além disso, quando são utilizados cilindros hidráulicos lineares para acionar juntas rotacionais, a transmissão de movimentos do atuador para o braço se dá através de uma função não-linear que também depende da configuração do robô e que influi sobre a sua dinâmica.

Os termos que apresentam acoplamento no modelo do robô hidráulico são significativos e influenciam fortemente o desempenho do sistema. Por isso, se o projeto do controlador não considera os termos com acoplamento, pode-se obter grandes erros de seguimento ou até instabilidade.

1.2.3 As dinâmicas não-modeladas

O modelo do sistema é importante para análise e para o projeto do controlador. Caso alguma dinâmica significativa do sistema não seja incluída no projeto do controlador, o seu desempenho pode ser limitado.

Diante da complexidade do modelo do robô hidráulico e dos problemas a serem solucionados, é comum que os autores realizem algumas simplificações no modelo matemático do sistema hidráulico baseadas nas seguintes hipóteses: as tubulações são rígidas, não há o efeito do atrito no deslocamento do carretel da válvula, não há efeito de forças de escoamento sobre o carretel no fechamento dos orifícios de controle da válvula, não há vazamentos na válvula e no cilindro, e a dinâmica da válvula é muito rápida em relação as demais dinâmicas do sistema.

Ao utilizar tubos de aço e localizar a válvula bem próximo ao cilindro hidráulico, o comprimento das tubulações torna-se pequeno e o problema da elasticidade dos tubos é reduzido. Assim, esta simplificação não introduz erros significativos.

O atrito no carretel e as forças de escoamento na válvula dependem da temperatura e dificultam o movimento do carretel influenciando na sua dinâmica e na compensação de zona morta. No entanto, os circuitos

eletrônicos de controle das válvulas possuem ajustes com objetivo de reduzir estes efeitos.

A dinâmica da válvula hidráulica é representada por uma equação diferencial que descreve o movimento do carretel e sua inclusão no modelo do robô aumenta a ordem do modelo do robô. Quando se utilizam servoválvulas, com dinâmica mais rápida que as demais dinâmicas do sistema, muitos autores não a consideram. Neste caso, esta simplificação é interessante, pois o modelo do robô hidráulico possui uma série de dificuldades para o projeto do controlador. Com a utilização de válvulas proporcionais com dinâmica mais lenta e de menor custo que as servoválvulas, o desempenho do sistema pode ser limitado. Em CUNHA et al. (2000), é salientado que a dinâmica da válvula limita os ganhos do controlador, limitando o desempenho do atuador hidráulico. Assim, sua inclusão no modelo do robô e no projeto do controlador pode ser necessária.

1.2.4 A incerteza de parâmetros

Durante a operação, o robô pode estar sujeito a grandes variações de carregamento. Em sistemas robóticos de manipulação e montagem, por exemplo, há movimentos que o robô transporta uma peça e há movimentos em vazio. Se o projeto do controlador é baseado em um modelo matemático que considera a massa como uma constante e durante a operação do robô há variações de carga, haverá erros provocados por incerteza de parâmetros.

O módulo de elasticidade volumétrico do fluido é considerado constante na modelagem, mas depende da composição do fluido, da pressão e da temperatura, podendo variar durante o funcionamento do atuador. De acordo com MERRIT (1967), o valor do módulo de elasticidade volumétrico do fluido pode apresentar variações decorrentes das dilatações das tubulações e também decorrentes da contaminação do fluido com o ar. A variação do módulo de elasticidade interfere na compressão e expansão do fluido e afeta a resposta dinâmica através de uma alteração na frequência e na amplitude da parcela oscilatória (BOLLMANN e GUENTHER, 1997).

O coeficiente de vazão da válvula é uma relação entre a vazão de fluido hidráulico através dos orifícios da válvula e o sinal de controle para uma dada diferença de pressão. Seu valor é dependente das características geométricas dos orifícios da válvula, da temperatura e normalmente é considerado constante. As variações no valor deste coeficiente são detectadas por BU e YAO (2000a) e HONEGGER e CORKE (2001)

e têm um efeito direto na vazão de óleo, podendo aumentar os erros de seguimento e até desestabilizar o sistema.

As características do atrito no cilindro hidráulico também podem variar por efeito do desgaste mecânico, da viscosidade do óleo e da temperatura, tornando mais difícil o ajuste de sua compensação. Com isso, parâmetros dinâmicos do modelo de atrito podem sofrer variações com o tempo.

1.3 O controle do robô hidráulico

Nesta seção, mostram-se as principais soluções encontradas na bibliografia para os problemas de controle dos robôs hidráulicos.

1.3.1 Compensação do acoplamento entre as dinâmicas

O uso de controladores não-lineares que são projetados a partir do modelo não-linear do robô, incluindo a dinâmica do braço e do atuador hidráulico é a principal solução para este problema. De acordo com SCIAVICCO e SICILIANO (1996), a compensação dos termos de acoplamento conduz a algoritmos de controle centralizado, que são baseados no conhecimento parcial ou completo do modelo dinâmico do manipulador e que utilizam as informações dos erros entre a trajetória desejada e a realizada.

Nos robôs hidráulicos, as leis de controle centralizado geralmente são desenvolvidas dentro da estratégia de divisão do sistema em dois subsistemas, um mecânico e outro hidráulico, e também em controladores projetados utilizando a metodologia de *backstepping*. A estratégia de divisão do sistema em subsistemas aparece na literatura sendo identificada como controle em cascata, *inner/outer loop* e controlador não-linear.

1.3.2 Compensação das não-linearidades do modelo do robô hidráulico

A compensação das não-linearidades presentes na dinâmica do movimento do braço robótico e do cilindro hidráulico é feita através das técnicas de controle baseadas na passividade e no método da dinâmica inversa ou de linearização por realimentação.

O controle baseado na passividade, descrito em CANUDAS et al. (1996) e proposto por SLOTINE e LI (1987), consiste em geral de uma

parcela de *feedforward* baseada no modelo nominal e uma parcela dissipativa (como por exemplo, uma parcela PD).

O método da dinâmica inversa está descrito em SCIAVICCO e SICILIANO (1996) e implica no cancelamento de parcelas não-lineares e com acoplamento do modelo dinâmico do movimento do robô.

Em comparação com o método da dinâmica inversa, pode-se ressaltar que os controladores baseados na passividade têm melhores propriedades de robustez porque não se fundamentam no cancelamento exato das não-linearidades.

A compensação das não-linearidades presentes na dinâmica da força hidráulica é geralmente feita utilizando uma linearização por realimentação. Esta técnica está descrita em SLOTINE e LI (1991) e é muito utilizada. Cabe destacar que esta técnica é baseada em um bom conhecimento do modelo e dos parâmetros.

1.3.3 Atrito não-linear no cilindro hidráulico

Em robôs hidráulicos em que as juntas de rotação dos elos utilizam mancais com rolamentos, a força de atrito é significativa somente no cilindro hidráulico. Há um ajuste deslizante entre os conjuntos êmbolo/camisado do cilindro e haste/cabeçote do cilindro. Além disso, nestes componentes são utilizados elementos de vedação para evitar vazamentos aumentando o problema do atrito.

Para que os efeitos do atrito sejam reduzidos são utilizados diversos esquemas de controle. Alguns dependem de ajuste de ganhos apenas e outros realizam a compensação direta da força de atrito. Quanto mais rígidas forem as especificações de erros admissíveis para o movimento do robô, tornam-se necessárias estratégias de compensação mais eficientes. Para isso é fundamental a aplicação de uma estratégia adequada.

Diversos autores (LIU e YAO, 2004a; MEASSON, 2003; DAVLIAKOS e PAPADOPOULOS, 2005; HONEGGER e CORKE, 2001; SIROUSPOUR e SALCUDEAN, 2001a; DUBUS et al., 2008) representam o atrito em robôs hidráulicos com modelos clássicos (atrito estático, viscoso e de Coulomb) e dependem, principalmente, da robustez de seus controladores para obter o desempenho desejado. Isso porque os modelos clássicos não são capazes de reproduzir o comportamento dinâmico do atrito. Assim, é muito bem evidenciado na literatura quando o controlador faz compensação de atrito com base em um modelo capaz de representar seu comportamento dinâmico.

Os controladores com compensação dinâmica de atrito geralmente utilizam o modelo LuGre (CANUDAS-DE-WIT et al., 1995). Este

representa a força de atrito através da deformação média da rugosidade das superfícies em contato que apresentam movimento relativo e é capaz de reproduzir efeitos dinâmicos como *stick-slip* (adere-desliza) e histere-se, por exemplo.

Em LISCHINSKY et al. (1999) é utilizado um esquema com compensação de atrito e com adaptação de parâmetros do modelo LuGre no controle de um robô hidráulico. O autor mostra que a compensação de atrito melhora o desempenho do sistema.

Em VALDIERO (2005), uma compensação de atrito baseada no modelo LuGre com modificações propostas por DUPONT et al. (2000) é implementada no controle de um robô hidráulico. É mostrado que os erros de seguimento são reduzidos quando a compensação de atrito é realizada.

No entanto, esse modelo de atrito impõe dificuldades de implementação e de identificação de parâmetros. As microdeformações não podem ser detectadas com sensores convencionais para medição de posição e se constituem em estados internos do modelo. Então, a identificação de parâmetros pode ser feita através de uma metodologia apresentada em CANUDAS-DE-WIT e LISCHINSKY (1997) que utiliza algoritmos de ajuste de funções não-lineares. Além destes problemas, algoritmos de compensação de atrito baseados no modelo LuGre aumentam o processamento computacional e exigem *hardware* apropriado.

1.3.4 O problema da inclusão da dinâmica da válvula no controlador

A válvula hidráulica é o componente do atuador com a função de acionar os movimentos no cilindro hidráulico. Quando a sua dinâmica é lenta, exerce uma influência significativa sobre a resposta do sistema e pode limitar os ganhos do controlador e a redução dos erros de seguimento no controle em malha fechada. Porém, a inclusão da dinâmica da válvula ao modelo do robô significa em aumentar a ordem do sistema e a complexidade do projeto do controlador. Além disso, necessita que a válvula possua sensor apropriado para medição da posição do carretel.

VIRVALO (1999) cita que se a dinâmica da válvula for de 3 a 5 vezes mais rápida que a dinâmica do cilindro, ela não precisa ser considerada no modelo do atuador. Por este motivo, diversos autores utilizam servoválvulas que apresentam frequência natural mais alta que válvulas direcionais proporcionais que possuem menor custo. Assim, encontram-se na literatura controladores de atuadores e robôs hidráulicos que não

levam em conta a dinâmica da válvula como em HONEGGER e CORKE (2001) e VIRVALO (2002).

BU e YAO (2000a) mostram o controlador adaptativo ARC levando em conta a dinâmica da válvula. Como as válvulas utilizadas em seus experimentos não possuem sensores para medir a posição do carretel, a dinâmica da válvula não é compensada. Diante disso, os autores ajustam os ganhos do controlador para que a dinâmica da válvula não limite o desempenho do sistema. Os resultados experimentais são mostrados visando comprovar a robustez do sistema. Esta técnica é também aplicada em LIU e YAO (2004b).

CUNHA et al. (2000) analisa a influência da válvula considerando-a como uma dinâmica de primeira ordem no controle em cascata de um atuador hidráulico. Conclui que, no caso de não ser considerada no controle, não ocorre o desacoplamento entre as dinâmicas, resultando em um erro de seguimento. Mostra-se também que o ganho da malha fechada é limitado pela possibilidade do sistema se tornar instável. Neste trabalho, os autores propõem um controlador em cascata chamado de NFCC (*New Fixed Cascade Controller*) que leva em conta a dinâmica da válvula e prova que o sistema é exponencialmente estável caso os parâmetros sejam completamente conhecidos.

1.3.5 Compensação da zona morta

Entre as diversas não-linearidades que provocam erros de seguimento de trajetória em malha fechada, a zona morta presente nas válvulas proporcionais de centro supercrítico exerce uma importante influência sobre o sistema. A zona morta faz com que o sistema não apresente resposta aos sinais de entrada pequenos e atrasa a resposta do robô hidráulico, provocando erros de regime permanente e podendo levar o sistema a ciclos-limite em condições de compensação de zona morta e se utiliza valor elevado para o ganho em malha fechada (LIU e YAO, 2004b).

No entanto, a aplicação de válvulas com zona morta em robôs hidráulicos pode ser importante no caso em que há risco de interrupção inesperada de energia elétrica ao sistema robótico. Quando a alimentação elétrica da válvula é interrompida, suas molas posicionam o carretel no centro e os orifícios de controle de vazão são fechados automaticamente. A vazão de fluido hidráulico é bloqueada impedindo o movimento do robô e colisões.

Uma estratégia simples para sua compensação consiste em utilizar uma função inversa da zona morta para produzir um deslocamento

adicional no carretel da válvula. Este esquema é descrito em TAO e KOKOTOVIC (1996). Assim, essa função soma ao sinal fornecido pelo controlador um valor constante e é muito utilizada (Cunha et al., 2000; VALDIERO, 2005; MACHADO, 2006; TAWARE et al., 2001). Os autores mostram a significativa redução de erros de seguimento de trajetória com a implementação da compensação.

BU e YAO (2000a) representam a vazão não-linear de uma válvula através de mapa obtido experimentalmente como sendo função do deslocamento do carretel e da vazão na válvula para uma dada diferença de pressão e faz a compensação através de uma função inversa da zona morta utilizando o controlador adaptativo ARC.

Diante das dificuldades para solucionar o problema da zona morta com válvulas proporcionais e servoválvulas, LIU e YAO (2004c) propõem a utilização de um conjunto de válvulas do tipo cartucho em substituição às válvulas proporcionais direcionais e as servoválvulas de custo elevado. Esse trabalho de pesquisa dá uma idéia da complexidade do problema de controle utilizando válvulas proporcionais com zona morta, pois os autores buscam soluções para estes problemas modificando completamente o circuito hidráulico.

Em CUNHA et al. (2004), mostra-se um esquema de controle em cascata de um atuador hidráulico no qual a zona morta e a dinâmica da válvula são compensadas. A estratégia de compensação consiste em aplicar uma função inversa parametrizada da zona morta. Os limites da zona morta são adaptados através de uma lei que é função do erro de seguimento de pressão desejada. Um esquema de controle em cascata com adaptação de parâmetros para a função inversa da zona morta é aplicado para um robô hidráulico em MACHADO et al. (2008). Os parâmetros da função inversa da zona morta são adaptados através do erro de seguimento da força hidráulica e a lei de controle tem como base o algoritmo de CUNHA et al. (2004).

1.3.6 Propostas para solução do problema da variação de parâmetros

A compensação das incertezas nos parâmetros pode ser realizada através de algoritmos de controle adaptativo, de controle a estrutura variável ou combinação das características de ambos. Os conceitos e esquemas básicos do controle adaptativo são encontrados em SLOTINE e LI (1991).

Entre as estratégias de adaptação encontradas na literatura, destacam-se as que realizam adaptação de parâmetros do mecanismo do robô,

da massa transportada, de parâmetros do sistema hidráulico como o módulo de elasticidade volumétrica do óleo, do coeficiente de vazão, dos volumes de óleo nas câmaras do cilindro e do atrito no cilindro.

A adaptação paramétrica da massa, parâmetros do sistema mecânico e hidráulico foi realizada por BU e YAO (2001). Em HONEGGER e CORKE (2001) é utilizado um esquema de controle adaptativo para identificar as massas dos três últimos elos. Em SIROUSPOUR e SALCUDEAN (2001a, 2001b) foram adaptados dois conjuntos de parâmetros hidráulicos, um contendo o módulo de elasticidade e o outro contendo o produto do módulo de elasticidade pelo coeficiente de vazão.

Algoritmos de adaptação também são utilizados para identificar as variações nos parâmetros dos esquemas de compensação de atrito. HONEGGER e CORKE (2001) utilizaram um esquema de adaptação para identificar os valores do atrito de Coulomb e viscoso nos atuadores hidráulicos. LISCHINSKY et al. (1997, 1999) apresentam a adaptação de um único parâmetro no modelo dinâmico do atrito utilizado para a compensação.

Em GUENTHER et. al (2000) é introduzida uma estratégia com adaptação de parâmetros e estrutura variável através do controlador VS-ACC (*Variable Structure Adaptive Cascade Control*) para atuadores hidráulicos. A mesma estratégia para a parte hidráulica do atuador é aplicada em JEROUANE et. al (2004). Em robótica, HABIBI (1999) aplica controle a estrutura variável para um robô industrial.

1.3.7 Propostas da equipe de pesquisa da UFSC para solução de problemas em sistemas hidráulicos e robóticos

O controlador em cascata fixo foi proposto por CUNHA (1997) e é baseado no modelo não-linear do atuador hidráulico. O projeto do controlador de CUNHA (1997) é baseado na estratégia de controle em cascata proposta por GUENTHER e DE PIERI (1997). A partir destes trabalhos, diversas pesquisas foram realizadas com objetivo de minimizar os erros em malha fechada e melhorar a robustez do controle tanto quanto à incerteza dos parâmetros do atuador hidráulico como às perturbações. Destas pesquisas realizadas é importante citar os trabalhos de: GUENTHER e DE PIERI (1997), LOPES (1997), GUENTHER et al. (1998, 2000), CUNHA (1997, 2001), CUNHA et al. (1997, 1998, 2000, 2002). Os resultados teóricos e experimentais obtidos nestes trabalhos de pesquisa mostraram que com a estratégia de controle em cascata se obtém desempenho superior aos controladores clássicos, como o PID

(controlador proporcional-integral-derivativo) e o controlador baseado na realimentação de estados.

Em CUNHA (2001) e CUNHA et al. (2002), por exemplo, é indicado que um dos fatores que provoca erros no seguimento de trajetória em malha fechada é o atrito. MACHADO (2006) implementa uma estratégia em cascata com compensação de atrito utilizando uma rede neural artificial para observar a força de atrito no cilindro hidráulico e VALDIERO (2005) desenvolve o projeto do controlador em cascata para um robô hidráulico com compensação de atrito baseada no modelo LuGre. Em CUNHA e GUENTHER (2006) é desenvolvido um controlador com adaptação de parâmetros para o atuador hidráulico e com compensação adaptativa de zona morta.

1.4 Objetivos deste Trabalho

Os principais objetivos deste trabalho são:

- Estudar e desenvolver o modelo do robô hidráulico com atrito não-linear no cilindro hidráulico escrevendo-o como um conjunto de subsistemas de forma a expor a dinâmica do carretel da válvula proporcional direcional e sua zona morta;
- Projetar um controlador em cascata para o robô hidráulico que realize a compensação do atrito no cilindro hidráulico, da dinâmica da válvula e de sua zona morta;
- Analisar o efeito da zona morta da válvula proporcional direcional sobre a resposta do sistema com o controlador em cascata com compensação de atrito;
- Analisar o efeito da compensação da zona morta através de sua função inversa sobre a resposta do robô hidráulico com o controlador em cascata com compensação de atrito;
- Propor uma lei de controle em cascata com compensação de zona morta usando uma função inversa com adaptação de parâmetros;
- Mostrar através de uma prova de estabilidade que uma sobrecompensação de zona morta usando sua função inversa com adaptação de parâmetros e o controlador em cascata pode compensar dinâmicas como a do atrito e da válvula do robô hidráulico;
- Comprovar resultados teóricos de forma experimental.

1.5 Organização do Trabalho

O trabalho está dividido em sete capítulos, sendo que o Capítulo 2 apresenta a modelagem do robô hidráulico com expressões matemáticas da força de atrito baseadas no modelo de DUPONT et al. (2000), da dinâmica da válvula e da zona morta.

O Capítulo 3 discute alguns controladores encontrados na literatura para robôs hidráulicos.

No Capítulo 4, apresenta-se um controlador em cascata com a compensação do atrito, da dinâmica da válvula e da zona morta. Analisa-se sua estabilidade e compara-se teoricamente com outro controlador em cascata sem a compensação de zona morta.

No Capítulo 5, propõe-se uma lei de controle adaptativa para compensação da zona morta e mostra-se uma prova de estabilidade. Com esta mesma lei de controle mostra-se que o este controlador adaptativo é capaz de compensar a dinâmica do atrito e da válvula.

Os resultados experimentais são mostrados no capítulo 6 e por último, no Capítulo 7, as conclusões e propostas para novos estudos.

2 MODELAGEM MATEMÁTICA DE ROBÔ HIDRÁULICO

Este Capítulo tem como objetivo descrever o modelo matemático de um robô hidráulico serial de n de liberdade.

O modelamento do sistema é de fundamental importância para análise do seu comportamento, para o desenvolvimento de esquemas de controle, simulação em computador e análise de estabilidade.

Quanto ao modelo de um robô hidráulico, pode-se dizer que é composto por uma equação que representa a dinâmica do movimento dos componentes mecânicos do robô (mecanismo e componentes necessários ao acoplamento aos atuadores de acionamento) e por outra equação que representa a dinâmica da força de acionamento (que será chamada de dinâmica da força hidráulica, sendo que alguns autores chamam de dinâmica das pressões). A ordem do modelo do robô pode ser aumentada pela representação da dinâmica da válvula do atuador hidráulico do acionamento e pela dinâmica da força de atrito que atua no cilindro (ou motor, se for o caso) hidráulico.

O modelamento matemático do movimento do mecanismo é normalmente obtido utilizando as formulações de Newton-Euler ou Lagrange, por exemplo (TSAI, 1999) (SCIAVICCO e SICILIANO, 1996), e é conveniente representá-lo através de matrizes (de ordem $n \times n$, com n sendo o número de graus de liberdade do robô) e vetores (de dimensão n) de forma que uma única equação seja capaz de fornecer informações da dinâmica de todos os elos do robô.

O modelo da força hidráulica pode ser obtido pela aplicação do Princípio da Conservação da Massa para cada atuador do acionamento do robô. Pela forma de representação do modelo do mecanismo e pela facilidade de sua interpretação, é conveniente que a força hidráulica de acionamento do robô seja representada através de matrizes e vetores. Neste caso, as matrizes (de ordem $n \times n$) são diagonais em que cada elemento da diagonal corresponde ao modelo de um atuador específico. O mesmo é feito para representação da dinâmica da válvula hidráulica e da dinâmica do atrito.

Sendo assim, neste capítulo o texto é organizado de forma a mostrar as equações para o acionamento de um elo do robô hidráulico (elo i), ou para um único grau de liberdade (ver Figura 2.1), e depois é escrito para robôs de n elos.

2.1 Modelo do acionamento de um elo do robô hidráulico

Considere o elo i do robô hidráulico como mostrado na Figura 2.1. A posição angular do elo q_i é alterada por um sinal elétrico aplicado à válvula hidráulica. Este sinal abre a válvula gerando vazão de óleo. O êmbolo do cilindro tem sua posição (y_i) alterada movendo o elo do robô.

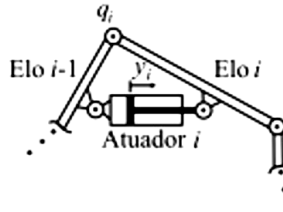


Figura 2.1 Elo i de um robô hidráulico com juntas de rotação e cilindros diferenciais

O acionamento hidráulico, que pode ser representado como na Figura 2.2, é composto principalmente de uma válvula proporcional direcional tipo carretel de 4 vias de centro supercrítico e um cilindro hidráulico diferencial.

A válvula tem como função acionar o cilindro hidráulico controlando, através de um sinal elétrico de entrada (sinal de controle u_i), as vazões de óleo (Q_{ai} e Q_{bi}) que se estabelecem por diferença de pressão entre a unidade de potência hidráulica (bomba hidráulica com válvula de alívio para limitação de pressão e reservatório de óleo) e as câmaras do cilindro hidráulico.

Quando a válvula é alimentada com um sinal de controle, seu solenóide produz uma força eletromagnética que se opõe a força de uma mola helicoidal. Isso posiciona o carretel (x_{vi}) e abre orifícios que controlam o escoamento do fluido. Por exemplo, com um deslocamento do carretel para a esquerda (veja a Figura 2.2), a via de alta pressão (p_s) é ligada a uma das vias do cilindro (câmara ai - pressão p_{ai}) e, simultaneamente, a via da outra câmara (câmara bi - pressão p_{bi}) é ligada à via do reservatório onde o fluido está a uma pressão baixa (p_R). O posicionamento do carretel e a diferença de pressões produz escoamento de forma a entrar óleo na câmara a e sair óleo da câmara b .

Como se estabelece uma diferença de pressões nos dois lados do êmbolo do cilindro com a abertura da válvula, uma força hidráulica dada por

$$f_{Hi} = p_{ai}A_{ai} - p_{bi}A_{bi} \quad (2.1)$$

que é gerada sobre o êmbolo, onde A_{ai} e A_{bi} são as áreas do êmbolo nos lados das câmaras a e b , respectivamente. Esta força é aplicada sobre uma massa M_i sob efeito de uma força de atrito f_{fi} e da inércia do conjunto. Pode-se considerar que essa massa é a soma da massa de todos componentes que estão unidos ao êmbolo, como a carga, a haste e também o óleo deslocado no escoamento. A força de atrito se estabelece nos componentes que apresentam contato e movimento relativo em oposição ao movimento.

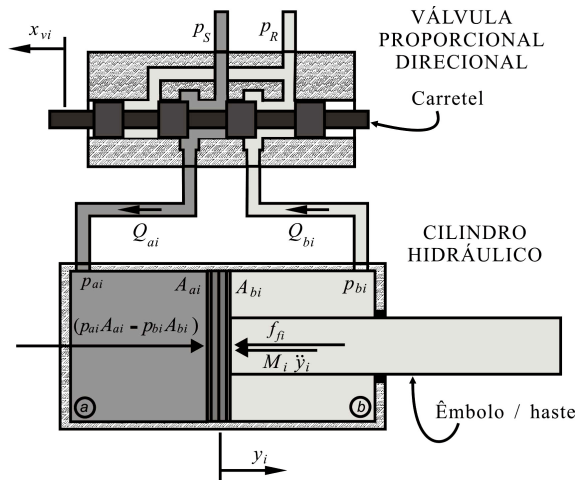


Figura 2.2 Atuador hidráulico

Para modelar matematicamente o atuador hidráulico são utilizadas: uma expressão para a dinâmica do movimento do carretel da válvula, uma função para a zona morta (uma vez que a válvula é de centro supercrítico), uma expressão para a dinâmica da força hidráulica aplicada ao êmbolo do cilindro e uma expressão para a dinâmica do movimento do conjunto êmbolo/haste do cilindro.

No caso do robô hidráulico, como a haste do cilindro está acoplada ao elo do robô hidráulico, pode-se agrupar a dinâmica de movimento do êmbolo/haste do cilindro com a dinâmica de movimento do elo i que está sendo acionado. Isto pode ser feito através de um jacobiano que

converte a força produzida pelo cilindro em um torque hidráulico τ_{Hi} na junta do robô dado por

$$\tau_{Hi} = \bar{J}_i^T f_{Hi} \quad (2.2)$$

Assim, o sistema composto pelo atuador hidráulico acionando o movimento de um elo pode ser representado como na Figura 2.3.

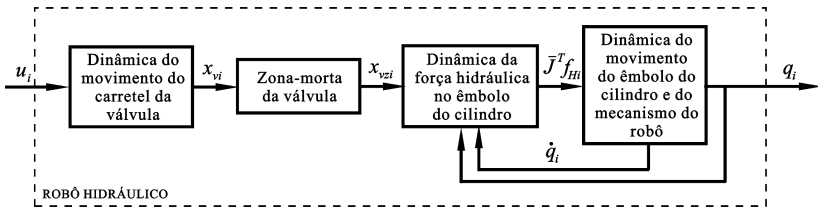


Figura 2.3 Diagrama do modelo do robô hidráulico

Por conveniência do projeto do controlador em cascata, que é mostrado no Capítulo 4, o sistema representado na Figura 2.3 pode ser representado como um conjunto de subsistemas como na Figura 2.4. Comparando essas duas figuras, pode-se relacionar cada dinâmica do robô hidráulico com o subsistema correspondente.

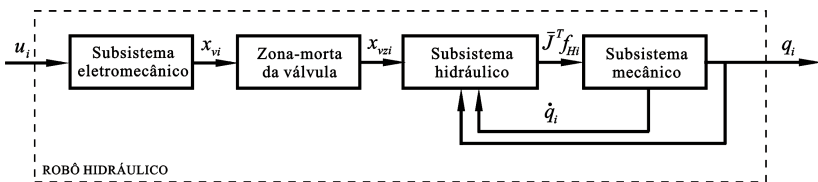


Figura 2.4 Subsistemas do modelo do robô hidráulico

2.1.1 Dinâmica do movimento do carretel da válvula

A dinâmica do movimento do carretel da válvula i representada na Figura 2.2 é dada em CUNHA et al. (2000) por

$$\dot{x}_{vi} = -\omega_{vi} x_{vi} + k_{emi} \omega_{vi} u_i \quad (2.3)$$

onde u_i é o sinal de controle da válvula; ω_{vi} é a frequência natural da válvula proporcional; k_{emi} é a constante que relaciona a posição do carretel x_{vi} com o sinal de controle u_i . Esta dinâmica é chamada de sub-

sistema eletromecânico e é responsável pelo acionamento do robô. É chamado de subsistema eletromecânico porque um sinal de entrada de natureza elétrica produz um deslocamento linear do carretel. Algumas válvulas possuem um transdutor que mede esta posição do carretel e fornece um sinal proporcional de natureza elétrica.

2.1.2 Zona morta da válvula proporcional de centro supercrítico

Sendo a válvula proporcional de centro supercrítico mostrada na Figura 2.5, as vias de fluido hidráulico mostradas pelas indicações das variáveis de pressões de suprimento p_s , de pressões de retorno p_0 , e pressões nas câmaras ai e bi do cilindro, p_{ai} e p_{bi} , respectivamente, são bloqueadas quando o carretel da válvula se encontra centrado. Devido a forma construtiva do carretel e do corpo da válvula, o comprimento dos ressaltos é maior que a largura dos pórticos, então, é fácil perceber que é necessário um deslocamento mínimo do carretel para que os orifícios de controle de vazão sejam gerados.

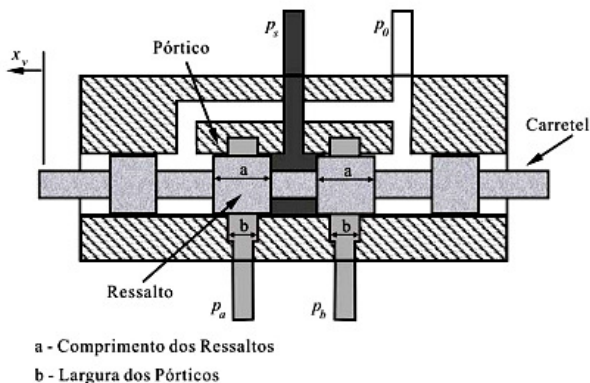


Figura 2.5 Válvula proporcional direcional de 3 posições e 4 vias com centro supercrítico

A válvula de centro supercrítico tem aplicação na robótica porque a válvula bloqueia a vazão de óleo no caso de um corte inesperado na energia elétrica que alimenta o sistema. Com a falta do sinal de controle, as molas da válvula posicionam o carretel no centro, bloqueando o movimento no cilindro e impedindo colisões ou movimentos indesejados dos elos do robô.

Devido à forma construtiva da válvula do tipo centro supercrítico, a zona morta pode ser representada como na Figura 2.6 e pela expressão (2.4).

$$x_{vzi} = DZ(x_{vi}) = \begin{cases} x_{vi} + z_{mei}, & x_{vi} < -z_{mei} \\ 0, & -z_{mei} \leq x_{vi} \leq z_{mdi} \\ x_{vi} - z_{mdi}, & x_{vi} > z_{mdi} \end{cases} \quad (2.4)$$

com $z_{mei} > 0$ e $z_{mdi} > 0$ sendo valores dos limites da zona morta de cada válvula à esquerda e à direita, respectivamente; e as inclinações m_{ei} e m_{di} são consideradas unitárias.

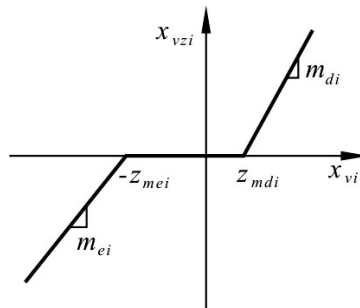


Figura 2.6 Zona morta da válvula proporcional de centro supercrítico

2.1.3 Dinâmica da força hidráulica

O modelo dinâmico não-linear que representa a variação em relação ao tempo da força hidráulica gerada no êmbolo do cilindro hidráulico i é dado por

$$\dot{f}_{Hi} = \begin{cases} f_{qi}(q_i, \dot{q}_i) + g_{vzi}(q_i, p_{ai}, p_{bi}, x_{vzi})x_{vzi}, & x_{vzi} \neq 0 \\ f_{qi}(q_i, \dot{q}_i), & x_{vzi} = 0 \end{cases} \quad (2.5)$$

onde x_{vzi} é a posição do carretel da válvula proporcional direcional de centro supercrítico levando em conta o efeito da zona morta. Esta dinâmica é chamada de subsistema hidráulico e está representada na Figura 2.3. Pode-se verificar que é acoplada, uma vez que a dinâmica da força hidráulica é função dos estados x_{vzi} (da dinâmica do carretel da válvula), q_i e \dot{q}_i (da dinâmica do movimento dos elos do robô hidráulico).

O termo $f_{qi}(q_i, \dot{q}_i)$ é uma função não-linear da posição angular do elo q_i e da velocidade angular do elo \dot{q}_i dada por

$$f_{qi}(q_i, \dot{q}_i) = -f_{yi}(y_i) \bar{J}_i \dot{q}_i = -\left[f_{ai}(y_i) A_{ai}^2 + f_{bi}(y_i) A_{bi}^2 \right] \bar{J}_i \dot{q}_i \quad (2.6)$$

e $g_{vzi}(q_i, p_{ai}, p_{bi}, x_{vzi})$ é uma função dada por

$$g_{vzi}(q_i, p_{ai}, p_{bi}, x_{vzi}) = \left[f_{ai}(y_i) g_{ai}(p_{ai}, \text{sgn}(x_{vzi})) k_{ai} A_{ai} + f_{bi}(y_i) g_{bi}(p_{bi}, \text{sgn}(x_{vzi})) k_{bi} A_{bi} \right] \quad (2.7)$$

onde $f_{ai}(y_i)$, $f_{bi}(y_i)$, $g_{ai}(p_{ai}, \text{sgn}(x_{vzi}))$ e $g_{bi}(p_{bi}, \text{sgn}(x_{vzi}))$ são

$$f_{ai}(y_i) = \frac{\beta}{V_{ai}} = \frac{\beta}{V_{a0i} + y_i A_{ai}} > 0 \quad (2.8)$$

$$f_{bi}(y_i) = \frac{\beta}{V_{bi}} = \frac{\beta}{V_{b0i} - y_i A_{bi}} > 0 \quad (2.9)$$

$$g_{ai}(p_{ai}, \text{sgn}(x_{vzi})) = \sqrt{\Delta p_{ai}} = \begin{cases} \sqrt{p_{ai} - p_R}, & x_{vzi} < 0 \\ \sqrt{p_S - p_{ai}}, & x_{vzi} > 0 \end{cases} \quad (2.10)$$

$$g_{bi}(p_{bi}, \text{sgn}(x_{vzi})) = \sqrt{\Delta p_{bi}} = \begin{cases} \sqrt{p_S - p_{bi}}, & x_{vzi} < 0 \\ \sqrt{p_{bi} - p_R}, & x_{vzi} > 0 \end{cases} \quad (2.11)$$

sendo que y_i é posição do êmbolo considerando a origem na metade do curso do cilindro (com o êmbolo na posição central do cilindro); k_{ai} e k_{bi} são coeficientes de vazão da válvula; β é o módulo de elasticidade volumétrica do óleo hidráulico; V_{ai} e V_{bi} são os volumes totais nas câmaras do cilindro; V_{a0i} e V_{b0i} são os valores constantes dos volumes nas câmaras do cilindro com o êmbolo na metade do curso somado ao volume de óleo nas tubulações que conectam o cilindro à válvula; Δp_{ai} e Δp_{bi} são as diferenças de pressões do óleo na válvula proporcional. A posição do êmbolo y_i pode ser determinada por cálculo, pois possui relação geométrica com o ângulo de junta q_i e é mostrada na seção 2.1.4.

Além da função (2.5) ser não-linear, pode haver variações paramétricas quando o sistema entra em operação. A variação da temperatura provoca variações volumétricas e na viscosidade do óleo hidráulico e,

consequentemente, no seu escoamento através de tubulações e válvulas. Além disso, os coeficientes de vazão da válvula k_{ai} e k_{bi} não são valores constantes, podem ser determinados experimentalmente, dependem do deslocamento do carretel x_{vi} e da diferença de pressões na válvula. O módulo de elasticidade volumétrica do óleo hidráulico β pode variar com a temperatura. Também, uma contaminação do fluido hidráulico por ar, ou mesmo, a elasticidade dos tubos e mangueiras produz variações no seu valor.

Como a expressão \dot{f}_{Hi} é uma função da posição do carretel, substituindo (2.4) em (2.5) se pode aplicar o efeito da zona morta da válvula sobre a dinâmica da força. Sendo assim:

Se $x_{vzi} < 0$,

$$\dot{f}_{Hi} = f_{qi}(q_i, \dot{q}_i) + g_{vzi}(q_i, p_{ai}, p_{bi}, x_{vzi})(x_{vi} + z_{mei}) \quad (2.12)$$

Se $x_{vzi} = 0$,

$$\dot{f}_{Hi} = f_{qi}(q_i, \dot{q}_i) \quad (2.13)$$

Se $x_{vzi} > 0$,

$$\dot{f}_{Hi} = f_{qi}(q_i, \dot{q}_i) + g_{vzi}(q_i, p_{ai}, p_{bi}, x_{vzi})(x_{vi} - z_{mdi}) \quad (2.14)$$

2.1.4 O movimento linear do êmbolo em função do movimento angular do elo do robô

Os *encoders* são dispositivos de medição que podem ser utilizados para medir a posição angular do elo q_i . Possuem custo inferior aos transdutores para medição do deslocamento linear da haste do cilindro, tornando sua aplicação interessante.

Uma vez que a posição angular do elo é medida, a posição linear do êmbolo y_i pode ser calculada através de uma função não-linear (pela aplicação da lei dos co-senos). Sua dedução pode ser realizada aplicando-se uma metodologia apresentada em VALDIERO (2005) que é baseada na Figura 2.7.

Na Figura 2.7 (a), mostra-se os pontos onde o atuador i é acoplado para acionar movimentos no elo i , de comprimento a_i , através de juntas de rotação. Identifica-se como A_i e B_i os pontos onde os eixos de giro das juntas de rotação se localizam. O ponto A_i pertence à junta de

rotação que é fixada elo $i - 1$ e ao atuador, e o ponto B_i pertence à junta de rotação que é fixada ao elo i e ao atuador. Os parâmetros x_{A_i} e y_{A_i} são as coordenadas do ponto A_i em relação ao sistema de coordenadas que tem origem no ponto O_{i-1} localizado na junta $i - 1$ do robô e x_{B_i} e y_{B_i} são as coordenadas do ponto B_i em relação ao sistema de coordenadas que tem origem no ponto O_i localizado na junta i do robô. Segundo a metodologia apresentada em VALDIERO (2005), esses sistemas de coordenadas são determinados pela convenção Denavit-Hartenberg.

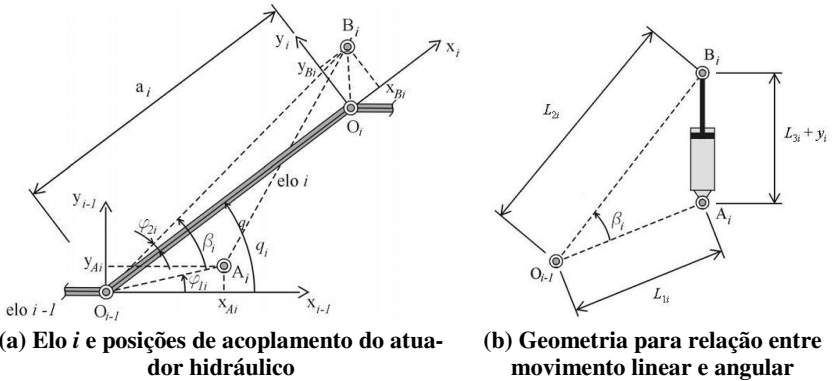


Figura 2.7 Localização do atuador i para deduções do movimento linear do êmbolo em função do movimento angular do elo do robô. VALDIERO (2005)

A função do movimento linear do êmbolo em função do movimento angular do elo do robô é dada por

$$y_i(q_i) = \sqrt{L_{1i}^2 + L_{2i}^2 - 2L_{1i}L_{2i} \cos(q_i - \Delta\varphi_i)} - L_{3i} \quad (2.15)$$

e pode ser analisada com base na Figura 2.7 (b), onde L_{1i} é a distância entre a origem O_{i-1} e o ponto A_i , L_{2i} é a distância entre a origem O_{i-1} e o ponto B_i e L_{3i} é a distância entre os pontos A_i e B_i com o êmbolo posicionado na metade do curso do cilindro.

O ângulo $\Delta\varphi_i$ é dado por

$$\Delta\varphi_i = \varphi_{2i} - \varphi_{1i} \quad (2.16)$$

sendo que os ângulos φ_{1i} e φ_{2i} dão as posições angulares dos pontos A_i e B_i , respectivamente, conforme a Figura 2.7 (a).

Derivando-se parcialmente (2.15) em relação a q_i , obtém-se o jacobiano

$$\bar{J}_i = \frac{\partial y_i(q_i)}{\partial q_i} = \frac{L_{1i}L_{2i}\text{sen}(q_i - \Delta\varphi_i)}{\sqrt{L_{1i}^2 + L_{2i}^2 - 2L_{1i}L_{2i}\cos(q_i - \Delta\varphi_i)}} \quad (2.17)$$

que é importante para determinação da velocidade \dot{y}_i e aceleração \ddot{y}_i linear do êmbolo dadas por

$$\dot{y}_i = \bar{J}_i \dot{q}_i \quad (2.18)$$

$$\ddot{y}_i = \bar{J}_i \ddot{q}_i + \dot{\bar{J}}_i \dot{q}_i \quad (2.19)$$

onde $\dot{\bar{J}}_i$ é a derivada em relação ao tempo de \bar{J}_i .

2.1.5 Dinâmica do movimento no cilindro hidráulico

A força de carga f_{Li} do cilindro hidráulico pode ser obtida pela aplicação da segunda lei de Newton e é dada por

$$f_{Li} = f_{Hi} - M_i \ddot{y}_i - f_{fi} - f_{Gi} \quad (2.20)$$

onde M_i é a massa deslocada; f_{fi} é a força de atrito gerada pelo contato e pelo movimento relativo entre o conjunto êmbolo/cilindro e o conjunto haste/cabeçote do cilindro; f_{Gi} é a força gravitacional na direção do movimento do êmbolo.

É importante perceber que a força de carga do cilindro hidráulico é gerada pelo mecanismo do robô e é mostrada na seção 2.2.5.

2.1.6 Força de atrito no cilindro hidráulico

O atrito não-linear no cilindro hidráulico pode ser representado como em DUPONT et al. (2000). O modelo de Dupont, baseado no modelo LuGre proposto por CANUDAS-DE-WIT et al. (1995), tem a força de atrito como uma função da dinâmica da microdeformação da rugosidade superficial dos corpos em contato e da velocidade relativa. É capaz de reproduzir características dinâmicas do atrito como adere-desliza (*stick-slip*), atrito estático crescente e histerese.

A força de atrito é dada por

$$f_{fi} = \sigma_{0i} z_i + \sigma_{1i} \dot{z}_i + \sigma_{2i} \dot{y}_i \quad (2.21)$$

onde σ_{0i} é o coeficiente de rigidez da rugosidade superficial das partes em contato; z_i é a microdeformação média da rugosidade superficial e um estado do modelo que não pode ser medido com os sensores utilizados no robô, por isso se diz que é um estado interno não-mensurável; σ_{1i} é o coeficiente de amortecimento associado a \dot{z}_i (variação de z_i em relação ao tempo); σ_{2i} é o coeficiente de atrito viscoso.

A dinâmica do estado z_i é dada por

$$\dot{z}_i = \dot{y}_i - A_i(z_i, \dot{y}_i) z_i \quad (2.22)$$

onde $A_i(z_i, \dot{y}_i)$ é definida por VALDIERO (2005) como

$$A_i(z_i, \dot{y}_i) = \alpha_i(z_i, \dot{y}_i) \frac{\sigma_{0i}}{g_{ssi}(\dot{y}_i)} \dot{y}_i \operatorname{sgn}(\dot{y}_i) \geq 0 \quad (2.23)$$

Pode-se observar que há acoplamento de dinâmicas em (2.24). A variação do estado z_i também depende da velocidade do êmbolo do cilindro \dot{y}_i que é função da velocidade angular dos elos ($\dot{y}_i = \bar{J}_i \dot{q}_i$).

A função $\alpha_i(z_i, \dot{y}_i)$ é

$$\alpha_i(z_i, \dot{y}_i) = \begin{cases} \operatorname{se} \operatorname{sgn}(\dot{y}_i) = \operatorname{sgn}(z_i), & \begin{cases} 0, & |z_i| \leq z_{bai} \\ \alpha_{zi}, & z_{bai} < |z_i| < z_{ssi}(\dot{y}_i) \\ 1, & |z_i| \geq z_{ssi}(\dot{y}_i) \end{cases} \\ \operatorname{se} \operatorname{sgn}(\dot{y}_i) \neq \operatorname{sgn}(z_i), & \{0 \end{cases} \quad (2.24)$$

$$\alpha_{zi} = \frac{1}{2} \operatorname{sen} \left(\pi \frac{z_i - \left(\frac{z_{ssi}(\dot{y}_i) + z_{bai}}{2} \right)}{z_{ssi}(\dot{y}_i) - z_{bai}} \right) + \frac{1}{2} \quad (2.25)$$

$$z_{ssi}(\dot{y}_i) = \frac{g_{ssi}(\dot{y}_i)}{\sigma_{0i}}$$

onde z_{bai} é a deformação média da rugosidade quando ocorre a força de quebra. Ou seja, enquanto $|z_i| \leq z_{bai}$ ocorre somente deformação elástica

na rugosidade; $z_{ssi}(\dot{y}_i)$ é a microdeformação da rugosidade superficial em regime permanente.

A função $g_{ssi}(\dot{y}_i)$ descreve parte das características do atrito em regime permanente (não aparece a parcela da força de atrito proporcional à velocidade - atrito viscoso) e é dada por

$$g_{ssi}(\dot{y}_i) = F_{ci} + (F_{si} - F_{ci}) e^{-\left(\frac{\dot{y}_i}{\dot{y}_{si}}\right)^2} > 0 \quad (2.26)$$

onde F_{ci} é a força de atrito de Coulomb; F_{si} é a força de atrito estático; \dot{y}_{si} é a velocidade de *Stribeck* (CANUDAS-DE-WIT et al., 1995).

2.1.7 Força gravitacional no cilindro hidráulico

A força gravitacional atuante no êmbolo do cilindro hidráulico é representada por

$$f_{Gi} = M_i g \cos(\alpha_{ci}) \quad (2.27)$$

onde g é a aceleração da gravidade; α_{ci} é o ângulo de inclinação formado entre o eixo da direção de movimento no cilindro hidráulico e uma reta vertical.

2.2 Modelo do robô hidráulico de n graus de liberdade

Um robô hidráulico serial de n graus de liberdade possui cada elo sendo acionado por um atuador hidráulico. Assim, o índice i definido anteriormente passa a ser $i = 1, 2, \dots, n$.

2.2.1 Dinâmica do acionamento do robô hidráulico

Seja um robô com n válvulas proporcionais direcionais de centro supercrítico, a dinâmica de movimento do carretel representada de forma matricial é dada pela equação (2.28). Fica convencionado que os termos nulos das matrizes diagonais não são apresentados. A variável u é um vetor contendo os sinais de controle das n válvulas proporcionais; ω_v é a matriz diagonal contendo as frequências naturais ω_{vi} de cada válvula; k_{em} é uma matriz diagonal com as constantes k_{emi} ; x_v é o vetor de posição do carretel.

$$\begin{aligned} \dot{x}_v &= -\omega_v x_v + k_{em} \omega_v u \\ \dot{x}_v &= \begin{bmatrix} \dot{x}_{v1} \\ \vdots \\ \dot{x}_{vn} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \omega_{v1} & & \\ & \ddots & \\ & & \omega_{vn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{v1} \\ \vdots \\ x_{vn} \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} k_{em1} & & \\ & \ddots & \\ & & k_{emn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_{v1} & & \\ & \ddots & \\ & & \omega_{vn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_n \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.28)$$

2.2.2 Zona morta do acionamento do robô hidráulico

Sendo que as válvulas proporcionais utilizadas no acionamento são de centro supercrítico, o vetor de posição do carretel x_{vz} , levando em conta a não-linearidade da zona morta, depende da posição x_{vi} em cada válvula e é representado como na equação (2.4) por

$$x_{vz} = x_v - z_m = \begin{bmatrix} x_{vz1} \\ \vdots \\ x_{vzn} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} DZ(x_{v1}) \\ \vdots \\ DZ(x_{vn}) \end{bmatrix} \quad (2.29)$$

onde z_m é um vetor que contém os limites de zona morta das n válvulas proporcionais.

Observando-se a equação (2.4) e (2.29), pode-se concluir que o vetor x_{vz} terá componentes nulas quando todas as válvula estiverem operando dentro da zona morta e não-nula caso os orifícios de controle estiverem efetivamente abertos (fora da zona morta). Por motivo da análise de estabilidade, a equação (2.29) é reescrita como:

Hipótese 2.1: Todas válvulas do acionamento do robô estão operando dentro da zona morta, ou seja, $-z_{mei} \leq x_{vi} \leq z_{mdi}$ com $i = 1, 2, \dots, n$.

$$x_{vz} = 0, \quad \|x_{vz}\| = 0 \quad (2.30)$$

Hipótese 2.2: Todas válvulas do acionamento do robô estão operando fora da zona morta, ou seja, a norma do vetor $\|x_{vz}\|$ é não nula, então

$$x_{vz} = x_v - z_m \neq 0, \quad \|x_{vz}\| \neq 0 \quad (2.31)$$

onde cada elemento do vetor z_m é dado por

$$z_{mi} = \begin{cases} -z_{mei}, & x_{vi} < 0 \\ x_{vi} & -z_{mei} \leq x_{vi} \leq z_{mdi} \\ z_{mdi}, & x_{vi} > 0 \end{cases} \quad (2.32)$$

2.2.3 Modelo dinâmico da força hidráulica do robô

O modelo dinâmico da variação da força hidráulica é dado por

$$\dot{f}_H = \begin{cases} f_q(q, \dot{q}), & \|x_{vz}\| = 0 \\ f_q(q, \dot{q}) + g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})x_{vz}, & \|x_{vz}\| \neq 0 \end{cases} \quad (2.33)$$

Quando tem-se $\|x_{vz}\| = 0$, implica que todas as válvulas do acionamento do robô hidráulico estão operando dentro da zona morta e a variação da força hidráulica é dependente apenas de $f_q(q, \dot{q})$.

O termo $f_q(q, \dot{q})$ é um vetor que possui como componentes as funções $f_{qi}(q_i, \dot{q}_i)$ da posição angular q_i do elo i e da sua velocidade angular \dot{q}_i mostradas na expressão (2.6) e é dado por

$$\begin{aligned} f_q(q, \dot{q}) &= \begin{bmatrix} f_{q1}(q_1, \dot{q}_1) \\ \vdots \\ f_{qn}(q_n, \dot{q}_n) \end{bmatrix} = \\ &= - \begin{bmatrix} f_{y1}(y_1) & & \\ & \ddots & \\ & & f_{yn}(y_n) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{J}_1(q_1) & & \\ & \ddots & \\ & & \bar{J}_n(q_n) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \vdots \\ \dot{q}_n \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.34)$$

e $g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})$ é uma matriz diagonal que possui como componentes as funções $g_{vzi}(q_i, p_{ai}, p_{bi}, x_{vzi})$ com $i = 1, 2, \dots, n$, mostrada na expressão (2.7) e é dada por

$$\begin{aligned} g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) &= \\ &= \begin{bmatrix} g_{vz1}(q_1, p_{a1}, p_{b1}, x_{vz1}) & & \\ & \ddots & \\ & & g_{vzn}(q_n, p_{an}, p_{bn}, x_{vzn}) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.35)$$

2.2.4 Vetores de forças no acionamento hidráulico e de torques nas juntas do robô

O vetor de força de carga f_L com componentes de forças de carga f_{Li} dos cilindros hidráulicos é dado por

$$f_L = f_H - M\ddot{y} - f_f - f_G =$$

$$\begin{bmatrix} f_{L1} \\ \vdots \\ f_{Ln} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{H1} \\ \vdots \\ f_{Hn} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} M_1 & & \\ & \ddots & \\ & & M_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \vdots \\ \ddot{y}_n \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} f_{f1} \\ \vdots \\ f_{fn} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} f_{G1} \\ \vdots \\ f_{Gn} \end{bmatrix} \quad (2.36)$$

onde M é a matriz diagonal que possui as massas deslocadas M_i nos cilindros hidráulicos; f_f é o vetor de forças de atrito com componentes de cada atuador i dadas por f_{fi} e pela equação (2.21); f_G é o vetor de forças gravitacionais na direção do movimento de cada êmbolo; f_H é o vetor de força hidráulica.

Sendo que Σ_0 é uma matriz diagonal com os coeficientes de rigidez da rugosidade superficial das partes em contato, Σ_1 é uma matriz diagonal com os coeficientes de amortecimento associados a \dot{z}_1 e Σ_2 é uma matriz diagonal que contém os coeficientes de atrito viscoso, o vetor de força de atrito é dado por

$$f_f = \Sigma_0 z + \Sigma_1 \dot{z} + \Sigma_2 \dot{y}$$

$$\begin{bmatrix} f_{f1} \\ \vdots \\ f_{f2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_{01} & & \\ & \ddots & \\ & & \sigma_{0n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ \vdots \\ z_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \sigma_{11} & & \\ & \ddots & \\ & & \sigma_{1n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \vdots \\ \dot{z}_n \end{bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} \sigma_{21} & & \\ & \ddots & \\ & & \sigma_{2n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \vdots \\ \dot{y}_n \end{bmatrix} \quad (2.37)$$

onde

$$\dot{z} = \dot{y} - A(z, \dot{y})z$$

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \vdots \\ \dot{z}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \vdots \\ \dot{y}_n \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} A_1(z_1, \dot{y}_1) & & \\ & \ddots & \\ & & A_n(z_n, \dot{y}_n) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ \vdots \\ z_n \end{bmatrix} \quad (2.38)$$

O vetor com componentes de força gravitacional dos cilindros hidráulicos é

$$f_G = \begin{bmatrix} f_{G1} \\ \vdots \\ f_{Gn} \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

Então, o vetor de força f_L pode ser convertido em um vetor de torque τ nas juntas do robô fazendo-se

$$\tau = \bar{J}^T f_L = \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \vdots \\ \tau_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{J}_1(q_1) & & \\ & \ddots & \\ & & \bar{J}_n(q_n) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_{L1} \\ \vdots \\ f_{Ln} \end{bmatrix} \quad (2.40)$$

conforme o Princípio do Trabalho Virtual mostrado em SCIAVICCO e SICILIANO (1996). É importante lembrar que \bar{J} é uma matriz diagonal, e por isso, $\bar{J} = \bar{J}^T$.

2.2.5 Modelo dinâmico do mecanismo do robô acionado por cilindros hidráulicos

Seja o modelo do mecanismo do robô mostrado por SCIAVICCO e SICILIANO (1996) como

$$H(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + G(q) = \tau \quad (2.41)$$

onde $H(q)\ddot{q}$ é o vetor de torques inerciais; $C(q, \dot{q})\dot{q}$ é o vetor de torques centrífugos e de coriolis; $G(q)$ é o vetor de torques gravitacionais; τ é o vetor de torques nas juntas do robô; O torque gerado pela força de atrito nas juntas do mecanismo é considerado nulo se as juntas são construídas com mancais de rolamentos.

No caso de um robô hidráulico, substituindo na expressão (2.41) as expressões (2.36) e (2.40), obtém-se

$$\begin{aligned}
H(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + G(q) &= \\
&= \bar{J}^T f_H - \bar{J}^T M \bar{J} \ddot{q} - \bar{J}^T M \dot{\bar{J}} \dot{q} - \bar{J}^T f_f - \bar{J}^T f_G
\end{aligned} \tag{2.42}$$

sendo que

$$\begin{aligned}
\ddot{y} &= \bar{J} \ddot{q} + \dot{\bar{J}} \dot{q} \\
\begin{bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \vdots \\ \ddot{y}_n \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \bar{J}_1(q_1) & & \\ & \ddots & \\ & & \bar{J}_n(q_n) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \vdots \\ \ddot{q}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dot{\bar{J}}_1(q_1) & & \\ & \ddots & \\ & & \dot{\bar{J}}_n(q_n) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \vdots \\ \dot{q}_n \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{2.43}$$

Então, a dinâmica do movimento do mecanismo e do cilindro hidráulico é

$$H^*(q)\ddot{q} + C^*(q, \dot{q})\dot{q} + G^*(q) + \bar{J}^T f_f = \bar{J}^T f_H \tag{2.44}$$

sendo que as matrizes $H^*(q)$ e $C^*(q, \dot{q})$ e o vetor $G^*(q)$, que apresentam asterisco (*), possuem componentes relacionadas ao mecanismo e aos atuadores. Assim

$$H^*(q) = [H(q) + \bar{J}^T M \bar{J}]$$

$$C^*(q, \dot{q}) = [C(q, \dot{q}) + \bar{J}^T M \dot{\bar{J}}]$$

$$G^*(q) = [G(q) + \bar{J}^T f_G]$$

Com os parâmetros especificados na **Erro! A origem da referência não foi encontrada.**, os termos $H(q)$, $C(q, \dot{q})$ e $G(q)$ são:

$$H(q) = \begin{bmatrix} H_{11} & \cdots & H_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{n1} & \cdots & H_{nn} \end{bmatrix} \tag{2.45}$$

$$C(q, \dot{q}) = \begin{bmatrix} C_{11} & \cdots & C_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ C_{n1} & \cdots & c_{nn} \end{bmatrix} \tag{2.46}$$

$$G(q) = \begin{bmatrix} G_1(q) \\ \vdots \\ G_n(q) \end{bmatrix} \quad (2.47)$$

As propriedades deste modelo do subsistema mecânico incluindo componentes do mecanismo e do acionamento são mostradas em VALDIERO (2005) e podem ser resumidas como:

- A matriz de inércia $H^*(q)$ é uma matriz quadrada simétrica definida positiva que contém as propriedades de massa do manipulador. Os elementos da diagonal principal representam as inércias efetivas (momentos de inércia) e os elementos fora desta diagonal identificam as inércias de acoplamento (produtos de inércia). Ela é dependente da configuração e satisfaz a expressão $\lambda_m I \leq H^*(q) \leq \lambda_M I$, onde I é uma matriz identidade, λ_m e λ_M são, respectivamente, os autovalores mínimo e máximo da matriz $H^*(q)$ para todas configurações possíveis do robô;

- A matriz $N(q, \dot{q}) = \dot{H}^*(q, \dot{q}) - 2C^*(q, \dot{q})$ é anti-simétrica para uma escolha particular da matriz $C^*(q, \dot{q})$ que seus elementos estão na forma dos símbolos de Christoffel de primeiro tipo (SCIAVICCO e SICILIANO, 1996). Logo, seja um vetor qualquer $\omega \in \mathfrak{R}^n$, pela propriedade da matriz anti-simétrica, tem-se que $\omega^T N(q, \dot{q}) \omega = 0$.

Neste capítulo foi mostrado o modelo do robô hidráulico e suas propriedades. No capítulo 3 mostra-se as principais estratégias de controle utilizadas para robôs hidráulicos.

3 CONTROLE DE ROBÔS HIDRÁULICOS

O problema do controle de robôs hidráulicos envolve a compensação de dinâmicas que apresentam comportamento não-linear, o problema do acoplamento entre as variáveis de estados, a incerteza de alguns parâmetros do modelo matemático, tanto pela dificuldade de identificá-los como pelo problema de variações durante a operação, e as dinâmicas não modeladas.

Em VALDIERO (2005), mostra-se uma revisão abrangente com diversos robôs hidráulicos e suas aplicações, discutindo seus esquemas de controle e a solução desses problemas.

O objetivo de controle abordado neste trabalho é o seguimento de trajetória no espaço das juntas do robô manipulador acionado hidráulicamente. O projeto do controlador consiste em elaborar uma lei de controle que forneça um vetor de tensão u para as válvulas hidráulicas acionando o movimento dos elos do robô de forma que os vetores de posição $q(t)$ e velocidade $\dot{q}(t)$ das juntas sigam, respectivamente, os vetores de posição desejada $q_d(t)$ e de velocidade desejada $\dot{q}_d(t)$ das juntas do manipulador.

Como particularidade do robô estudado neste trabalho, o acionamento hidráulico possui válvulas proporcionais direcionais de centro supercrítico. Esse tipo de válvula tem como característica a zona morta. O efeito sobre o seu funcionamento é a ausência de vazão mesmo quando recebe um sinal de controle não-nulo. Ou seja, é preciso que o sinal de controle alcance um valor mínimo para que ocorra a efetiva abertura da válvula. Esse comportamento é não-linear e provoca atrasos na resposta do sistema em malha fechada, erros de regime permanente e ciclos-limite (LIU e YAO, 2004b).

De forma geral, pretende-se, neste capítulo, atualizar a revisão bibliográfica, dar uma visão geral dos controladores utilizados em robôs hidráulicos, com enfoque no controle em cascata, no controle adaptativo, na compensação de zona morta e da dinâmica da válvula.

Para robôs hidráulicos, diversas questões vinculadas aos problemas de controle podem ser visualizadas pela inspeção do modelo matemático apresentado no Capítulo 2 e destacadas nas equações de (3.1) a (3.5).

$$\begin{aligned}
 H^*(q)\ddot{q} + C^*(q, \dot{q})\dot{q} + G^*(q) + \bar{J}^T \Sigma_0 z \\
 + \bar{J}^T \Sigma_1 \dot{z} + \bar{J}^T \Sigma_2 \bar{J} \dot{q} = \bar{J}^T f_H
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

$$\dot{z} = \dot{y} - A(z, \dot{y})z \tag{3.2}$$

$$\dot{f}_H = \begin{cases} f_q(q, \dot{q}), & \|x_{vz}\| = 0 \\ f_q(q, \dot{q}) + g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})x_{vz}, & \|x_{vz}\| \neq 0 \end{cases} \tag{3.3}$$

$$\dot{x}_v = -\omega_v x_v + k_{em} \omega_v u \tag{3.4}$$

$$x_{vz} = \begin{cases} x_v + z_{me}, & x_v < -z_{me} \\ 0, & -z_{me} \leq x_v \leq z_{md} \\ x_v - z_{md}, & x_v > z_{md} \end{cases} \tag{3.5}$$

O sistema representado pelas expressões do modelo robótico apresenta não-linearidades, acoplamento entre as variáveis de estado e variações de parâmetros.

Na dinâmica do movimento dada pela equação (3.1), as matrizes e vetores possuem componentes com funções não-lineares senos e cossenos, produtos de estados do sistema, acoplamento entre as variáveis de estado e também, a influência da força não-linear do atrito do cilindro hidráulico.

A dinâmica do atrito representada pela equação (3.2) é não-linear, apresenta parâmetros que são difíceis de serem identificados e há estados internos do modelo que não podem ser medidos.

Na dinâmica da força hidráulica, mostrada na equação (3.3), há uma influência da temperatura e da zona morta da válvula. A temperatura altera a viscosidade do óleo, o comportamento do atrito e da vazão através da válvula. Isso tem efeito sobre as forças que atuam no carretel da válvula proporcional e sobre os vazamentos. Esses comportamentos dependentes da temperatura não são modelados e por este motivo os parâmetros que tem relação com a vazão e a viscosidade do óleo podem sofrer variações. O módulo de elasticidade volumétrica do óleo hidráulico também pode variar com a temperatura. Além dos problemas causados por variação de parâmetros e por dinâmicas não modeladas, a força hidráulica tem comportamento não-linear e acoplamento de dinâmicas. No modelo matemático, há produto de variáveis de estado e dependência da vazão de óleo da válvula que é representada por uma função não-linear da diferença de pressões. Há o efeito da zona morta da válvula de

centro supercrítico, representada pela equação (3.5). Devido ao bloqueio da vazão de óleo pela zona morta, a força hidráulica é gerada somente pelo movimento inercial do robô. Neste caso, o controlador não tem como influenciar no posicionamento dos elos gerando erros significativos no seguimento de uma trajetória.

A expressão (3.4) dá a dinâmica da posição do carretel da válvula proporcional. O movimento do carretel sofre influência de forças geradas no escoamento do óleo e do atrito.

Assim, pela complexidade do modelo matemático que descreve o comportamento do robô hidráulico é possível identificar dificuldades existentes no projeto de seus controladores e analisar as diversas estratégias de controle que são descritas na sequência do texto.

3.1 O Controlador PID

Os controladores chamados de clássicos com ações Proporcional, Integral e Derivativa (PID) se utilizados na malha fechada de atuadores hidráulicos possuem desempenho limitado.

Esse resultado já é bastante conhecido na literatura. A incerteza paramétrica dos modelos dos atuadores hidráulicos dificulta o ajuste de ganhos do controlador devido à variação na posição dos pólos do sistema. Adicionalmente, como o projeto do controlador é baseado na teoria de controle linear, um ajuste de ganhos é adequado para somente um ponto específico de operação.

Para exemplificar a limitação do ganho quando se utiliza um controlador proporcional, considere um modelo matemático linear de terceira ordem para representar o comportamento de um atuador hidráulico. Este sistema apresenta um pólo sobre a origem do plano complexo e um par de pólos complexos conjugados pouco amortecidos. Sob uma malha fechada de um controlador proporcional, o aumento do ganho torna os pólos complexos conjugados dominantes produzindo comportamento oscilatório e subamortecido podendo ocorrer instabilidade. Assim, o ganho proporcional é limitado para que o sistema seja estável. Se uma dinâmica de primeira ordem para a válvula proporcional é incluída no modelo do atuador, há redução da banda de passagem. Isto limita ainda mais os ganhos do controlador proporcional (CUNHA, 2001).

Os controladores PD, PI e PID acrescentam pólos e zeros na malha fechada. Mas, não são suficientes para alterar a localização dos pólos complexos conjugados pouco amortecidos. Assim, não é possível alterar o desempenho do sistema (GUENTHER e DE PIERI, 1997).

No caso de um robô hidráulico, o problema das não-linearidades e do acoplamento de dinâmicas é aumentado. O modelo do mecanismo do robô é representado através de funções não-lineares que são dependentes da configuração restringindo ainda mais o desempenho para um dado ajuste de ganhos.

Em VALDIERO (2005), são apresentados resultados experimentais de um robô hidráulico operando com um controlador proporcional e um controlador em cascata em seguimento de trajetória. Em seu trabalho, o controlador proporcional é utilizado como um parâmetro de comparação para os resultados obtidos com o controlador em cascata. O robô operando com o controlador em cascata, que será descrito posteriormente, apresenta erros muito menores do que quando o controlador proporcional é utilizado, comprovando experimentalmente as afirmações anteriores.

3.2 Linearização por Realimentação

O objetivo desta técnica é a de transformar algebricamente um sistema não-linear em um sistema linear (de forma completa ou parcial) de modo que técnicas de controle linear possam ser aplicadas (SLOTINE e LI, 1991). No entanto, sua aplicação implica no conhecimento do modelo do sistema e de seus parâmetros. De acordo com SCIAVICCO e SICILIANO (1996), as soluções propostas para o problema de controle de robôs baseiam-se no uso de controladores não-lineares que são projetados a partir do modelo não-linear do robô.

Assim, a identificação de parâmetros do modelo matemático torna-se fundamental para obter um bom cancelamento do comportamento não-linear do robô. Portanto, os autores concentram esforços também na identificação de parâmetros dos modelos matemáticos. Por exemplo: quanto a vazão de uma válvula proporcional direcional com zona morta, BU e YAO (2000a), realizam o mapeamento da vazão da válvula em relação ao sinal de posição do carretel e a da diferença de pressões na válvula através de uma função não-linear; LISCHINSKY et al. (1997) descreve a utilização de algoritmos para identificação de parâmetros do modelo dinâmico não-linear do atrito chamado LuGre utilizado na compensação do atrito de um robô hidráulico; trabalho semelhante para identificação de parâmetros do modelo de atrito de DUPONT et al. (2000) e de parâmetros do sistema hidráulico é realizado em VALDIERO (2005).

Para proporcionar maior robustez à incerteza paramétrica, a técnica da linearização por realimentação é normalmente utilizada em conjunto com outra técnica de controle.

3.3 Controlador Adaptativo

De acordo com o descrito anteriormente, a incerteza paramétrica dificulta a linearização do sistema por realimentação e, conseqüentemente, o ajuste de ganhos do controlador, provocando perda de desempenho.

Uma maneira de diminuir a influência da incerteza paramétrica é através da aplicação do controle adaptativo. A idéia básica é a de estimar, em tempo real, parâmetros do controlador que possuem incerteza utilizando sinais medidos no sistema e com isso adaptar a ação do controle de modo a compensar as alterações sofridas pelo sistema e satisfazer as especificações de desempenho. Um exemplo de aplicação desta metodologia é encontrado em SLOTINE e LI (1988).

No caso de atuadores hidráulicos, em CUNHA (2005) é apresentado o controlador adaptativo FACC (*Full Adaptive Cascade Controller*) projetado com base em um modelo não-linear do atuador hidráulico que leva em conta a dinâmica da válvula e considera que o atrito possui comportamento linear. Além de aplicar a técnica de linearização por realimentação, são mostradas leis de adaptação para a massa, do coeficiente de atrito viscoso, da inversa do coeficiente de vazão da válvula e da frequência natural da válvula. Em CUNHA e GUENTHER (2006) é proposto o controlador FACCADZC (*Full Adaptive Cascade Controller with an Adaptive Dead-Zone Compensation*) que acrescenta um esquema de compensação adaptativo da zona morta ao controlador FACC para um atuador hidráulico.

Especificamente para robôs hidráulicos são encontrados em BU e YAO (2000b) para o robô hidráulico de três graus de liberdade mostrado na Figura 3.1 e o controlador utilizado é chamado de *Adaptive Robust Controller* (ARC). A adaptação implementada é feita para parâmetros do modelo matemático do mecanismo do robô e do modelo hidráulico do acionamento. Esta linha de trabalho tem continuidade em LIU e YAO (2003, 2004 e 2008). Em MOHANTY e YAO (2006) é proposto um controlador com adaptação de parâmetros chamado DIARC (*Direct/Indirect Adaptive Robust Controller*) que tem como objetivo produzir pequenos erros de seguimento de trajetória e boa estimativa de parâmetros.

Em SIROUSPOUR e SALCUDEAN (2001a, 2001b) foram adaptados dois conjuntos de parâmetros hidráulicos, um contendo o módulo de elasticidade e o outro contendo o produto do módulo de elasticidade pelo coeficiente de vazão.

HONEGGER e CORKE (2001) utilizaram um esquema de adaptação para identificar os valores do atrito de Coulomb e viscoso nos atuadores hidráulicos. LISCHINSKY et al. (1997, 1999) apresentam a adaptação de um único parâmetro no modelo dinâmico do atrito utilizado para a compensação.

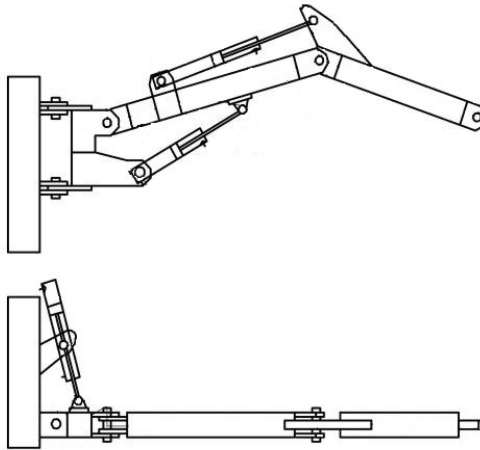


Figura 3.1 Robô hidráulico de BU e YAO (2000a)

3.4 Controle a Estrutura Variável

A principal função do controle a estrutura variável é a de introduzir robustez ao sistema diante das imprecisões paramétrica ou do modelo matemático.

Diz-se que o sistema é robusto quando não apresenta variações no seu desempenho mesmo quando ocorrem alterações imprevistas nos parâmetros da planta controlada ou então quando o modelo matemático no qual o controlador foi projetado é impreciso (DORF, 1989). A fundamentação teórica desta estratégia pode ser encontrada em SLOTINE e LI (1991) e KHALIL (2002).

Uma técnica usual de aplicação do controle a estrutura variável (ou controle por modos deslizantes) consiste em se utilizar uma ação de controle contínua baseada em linearização por realimentação e outra a-

ção de controle descontínua ou chaveada que é função de erros da malha fechada, de modo a fazer com que o sistema se comporte de uma forma específica. A lei de controle contínua depende de projeto baseado em modelo matemático e parâmetros conhecidos. Esta lei tem como objetivo linearizar o modelo enquanto que a lei chaveada irá impor o comportamento desejado. A condição de convergência é normalmente verificada pelas teorias de controle não-linear.

De acordo com SLOTINE e LI (1991), uma lei de controle por modos deslizantes pode conferir ao sistema desempenho satisfatório e características de robustez. No entanto, a efetividade de um controlador que opera através de chaveamento tem um "custo". A redução significa dos erros da malha fechada é obtida por um chaveamento de alta frequência no sinal de controle. Tal efeito é chamado de *chattering* e é indesejável. Isto porque impõe uma solicitação oscilatória severa aos elementos atuadores do sistema podendo levar a redução de vida útil, risco de excitar dinâmicas não modeladas e gerar instabilidade. Como solução para o problema, os autores propõem a utilização de uma função de chaveamento de forma a "suavizar" o sinal de controle oscilatório em termos de frequência e amplitude. Com esta função, pode-se ajustar os níveis de chaveamento de forma que o controle passe a tolerar um conjunto de erros. Mas, é importante que exista um compromisso entre os erros tolerados e a oscilação do sinal de controle dos atuadores.

Em GUENTHER et al. (2000) é introduzida uma estratégia com adaptação de parâmetros e estrutura variável através do controlador VS-ACC (*Variable Structure Adaptive Cascade Control*) para atuadores hidráulicos. O controlador realiza adaptação de parâmetros no modelo do movimento do cilindro hidráulico e aplica a estratégia de controle a estrutura variável à parte hidráulica. A mesma estratégia para a parte hidráulica do atuador é aplicada em JEROUANE et al. (2004).

HABIBI (1999) aplica controle a estrutura variável para um robô industrial hidráulico *Workmaster* fabricado pela empresa *Thorn EMI Robotics* mostrado na Figura 3.2.

M'SIRDI et al. (1997) utiliza o controle a estrutura variável para melhorar o desempenho diante de variações paramétricas no modelo do robô hidráulico *SLINGSBY* para aplicações em tarefas submarinas.

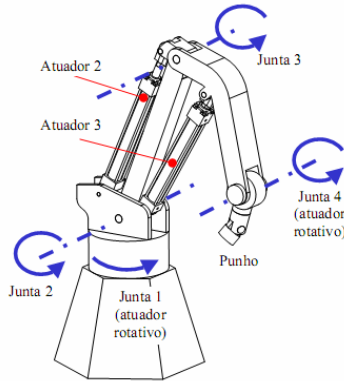


Figura 3.2 Robô hidráulico industrial (*Thorn EMI Robotics - Workmaster*) (VALDIERO, 2005)

LEE e CHANG (2001) desenvolvem o modelamento do mecanismo de uma máquina escavadeira hidráulica (ver Figura 3.3) e utilizam uma estratégia de controle baseada em estrutura variável para superar os problemas de incerteza de parâmetros. Seu controlador se chama *Time-Delay Control with Switching Action* (TDCSA). Os autores identificam um atraso no estabelecimento da pressão necessária para a pressão alcançar o valor necessário para mover os elos do robô. A justificativa apresentada para a causa do atraso é a zona morta da válvula.

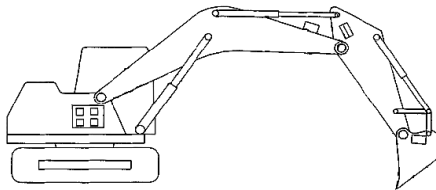


Figura 3.3 Máquina escavadeira hidráulica de LEE e CHANG (2001)

3.5 Controladores Projetados Usando a Metodologia do *Backstepping*

Devido a diferentes dificuldades impostas pelas características dos robôs hidráulicos, a combinação de técnicas de controle tem se mostrado como uma alternativa para projeto de controladores para robôs hidráulicos. No entanto, essa tarefa de combinar técnicas pode dificultar o projeto do controlador e também a análise de estabilidade. A metodolo-

gia do *backstepping* facilita o projeto do controle e a análise de estabilidade.

O *backstepping* associa o projeto de uma lei de controle com uma função de Lyapunov. O método consiste em escolher uma lei de estabilização (lei de controle "virtual") e uma função de Lyapunov para um subsistema e, depois disso, encontra-se uma lei de controle ("real") e a função de Lyapunov para o sistema completo. A descrição e fundamentação desta metodologia pode ser encontrada em KHALIL (2002).

YAO et al. (1998) propõe o controlador *Adaptive Robust Controller* (ARC) para atuadores hidráulicos. A aplicação deste controlador é ampliada para robôs hidráulicos e mostrada em diversos trabalhos (BU e YAO, 2000a, 2000b e 2001; LIU e YAO, 2003, 2004 e 2008; MOHANTY e YAO, 2006). O controlador ARC realiza adaptação de parâmetros do modelo do mecanismo do robô e de parâmetros hidráulicos do acionamento. De forma geral, busca resolver os problemas inseridos pelo modelo do mecanismo do robô, pelo comportamento não-linear da parte hidráulica e pela variação de parâmetros.

3.6 Projeto de Controladores Interpretando o Sistema como Subsistemas Interconectados

Um atuador hidráulico pode ser interpretado como um subsistema mecânico acionado por uma força gerada em um subsistema hidráulico, ou seja, como dois subsistemas interconectados. Esta interpretação é mostrada na Figura 3.4.

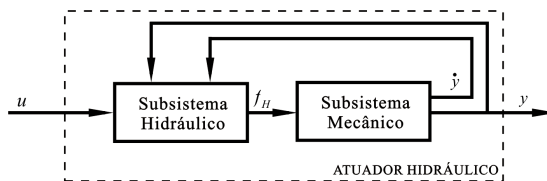


Figura 3.4 Interpretação do atuador hidráulico como dois subsistemas interconectados

O projeto do controlador consiste em desenvolver uma lei de controle para o subsistema mecânico que calcule a força necessária f_{Hd} (chamada de força desejada) para mover o êmbolo do cilindro hidráulico de forma que sua posição y siga uma trajetória desejada y_d tão perto quanto possível, mesmo com uma perturbação de força hidráulica \tilde{f}_H . Depois, projeta-se uma lei de controle para o subsistema hidráulico que

calcule o sinal u necessário para que a força desejada f_{Hd} seja produzida com o menor erro (\tilde{f}_H) possível.

Tal estratégia é desenvolvida a partir da metodologia de redução de ordem com desacoplamento de sistemas proposta por UTKIN (1987), foi utilizada com sucesso no controle de robôs acionados eletricamente (GUENTHER e HSU, 1993), no controle de acionamentos hidráulicos (GUENTHER e DE PIERI, 1997; CUNHA et al., 2002), no controle de acionamentos pneumáticos (PERONDI, 2002), no controle de robôs acionados eletricamente com transmissões flexíveis (RAMIREZ, 2003) e foi chamada de controle em cascata.

O robô hidráulico também pode ser interpretado como dois subsistemas interconectados como mostrado na Figura 3.5: um subsistema mecânico acionado por um subsistema hidráulico. Esta interpretação permite combinar diferentes técnicas de controle aplicadas em cada subsistema, resultando num controlador referenciado como cascata em SEPEHRI et al. (1990), HEINTZE et al. (1996), HONEGGER e CORKE (2001) e VALDIERO (2005). Neste caso, as variáveis do sistema são a posição angular e a velocidade nas juntas q e \dot{q} , respectivamente, e o torque hidráulico nas juntas $\bar{J}^T f_H$.

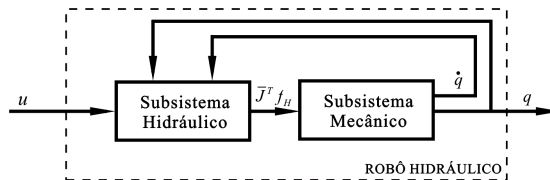


Figura 3.5 Interpretação do robô hidráulico como dois subsistemas interconectados

Na literatura, existem outros controladores desenvolvidos a partir da mesma interpretação com denominações diferentes como *inner/outer loop*, controlador não-linear e outros sem denominação específica. Os controladores obtidos através da metodologia do *backstepping* também podem gerar leis de controle idênticas a do controlador em cascata. Assim é possível encontrar diversas soluções aplicáveis à estratégia de controle em cascata para robôs hidráulicos na literatura e uma descrição de algumas dessas soluções é mostrada na sequência do texto.

O método da dinâmica inversa está descrito em SCIAVICCO e SICILIANO (1996) e foi utilizado por HONEGGER e CORKE (2001),

ZHOU (1995), CHRISTENSEN et al. (2000), HABIBI (1999), HABIBI et al. (1994) e HABIBI e GOLDENBERG (1994).

No controle do subsistema mecânico, para que os efeitos do atrito sejam reduzidos são normalmente utilizados esquemas de controle com compensação de atrito. Quanto mais rígidas forem as especificações de erros admissíveis para o movimento do robô, tornam-se necessárias estratégias de compensação mais eficientes.

Com o objetivo de realizar a compensação de atrito, diversos autores (LIU e YAO, 2004a; MEASSON, 2003; PAPADOPOULOS, 2003; HONEGGER e CORKE, 2001; SIROUSPOUR e SALCUDEAN, 2001a) representam o atrito em robôs hidráulicos com modelos clássicos (atrito estático, viscoso e de Coulomb) e não consideram o atrito levando em conta a velocidade de *Stribeck*. Isso reduz a complexidade do observador de atrito e da implementação experimental, no entanto, o desempenho do sistema é prejudicado.

O modelo dinâmico LuGre (CANUDAS-DE-WIT et al., 1995) é utilizado em um esquema com adaptação de parâmetros para o controle de um robô hidráulico com compensação de atrito em LISCHINSKY et al. (1999). O autor mostra que a compensação de atrito melhora o desempenho do sistema.

Em VALDIERO (2005), a compensação do atrito do acionamento de um robô hidráulico é realizada através de um observador baseado no modelo LuGre com modificações propostas por DUPONT et al. (2000). Mostra-se que os erros de seguimento produzidos pelo robô hidráulico são reduzidos quando a compensação de atrito é realizada em conjunto com um controlador em cascata.

O modelo LuGre baseia-se na microdeformação das rugosidades superficiais das partes em contato para representar a dinâmica da força de atrito. Através deste modelo é possível desenvolver esquemas de controle com compensação de atrito que propiciam bom desempenho. Porém, estas microdeformações não podem ser detectadas com sensores convencionais para medição de posição e se constituem em estados internos do modelo. Então, para identificar os parâmetros do modelo LuGre pode-se seguir uma metodologia apresentada em CANUDAS-DE-WIT e LISCHINSKY (1997) que utiliza técnicas de ajuste não-linear de funções. Além destes problemas de identificação de parâmetros, os algoritmos de controle com compensação de atrito baseado no modelo LuGre necessitam de maior processamento computacional.

A compensação das não-linearidades presentes na dinâmica da força hidráulica gerada pela vazão de óleo para o interior das câmaras do cilindro geralmente é feita utilizando uma linearização por realimenta-

ção e foi utilizada por BU e YAO (2000b, 2001), HONEGGER e CORKE (2001), ZHOU (1995), CHRISTENSEN et al. (2000), MATTILA e VIRVALO (2000), ANDERSEN et al. (1993), HEINTZE et al. (1996) e BILODEAU e PAPADOPOULOS (1998). Cabe destacar que esta técnica é baseada em um bom conhecimento do modelo.

A válvula hidráulica é o componente do atuador com a função de acionar os movimentos no cilindro hidráulico. Quando a sua dinâmica é lenta, exerce uma influência sobre a resposta do sistema, podendo limitar os ganhos do controlador e reduzir os erros de seguimento no controle em malha fechada. Porém, a inclusão da dinâmica da válvula ao modelo do robô significa aumento de ordem do modelo matemático e a complexidade do projeto do controlador. Além disso, necessita que a válvula possua sensor apropriado para medição da posição do carretel.

VIRVALO (1999) cita que se a dinâmica da válvula for de 3 a 5 vezes mais rápida que a dinâmica do cilindro, ela não precisa ser considerada no modelo do atuador. Por este motivo, diversos autores utilizam servoválvulas que apresentam frequência natural mais alta que válvulas proporcionais direcionais que possuem menor custo. Assim, diversos esquemas de controle que não levam em conta a sua dinâmica são encontrados na bibliografia.

Em HONEGGER e CORKE (2001), uma estratégia de controle em cascata é implementada para um robô hidráulico e a dinâmica de uma válvula Moog DDV 633 com banda de passagem de 25Hz não é compensada. Em VIRVALO (2002) é mostrada a comparação entre diversos controladores que não levam em conta a dinâmica de uma servoválvula com banda de passagem de 100Hz.

BU e YAO (2000a) utilizam válvulas em seus experimentos sem sensores para medir a posição do carretel e a dinâmica da válvula não é compensada. Diante disso, os autores ajustam os ganhos do controlador para que a dinâmica da válvula não limite o desempenho do sistema. Os resultados experimentais são mostrados visando comprovar a robustez do sistema a variação de parâmetros. Esta técnica é também aplicada em LIU e YAO (2004c).

Em BECKER et al. (2003) são apresentados resultados de simulação de um robô hidráulico e aplicando uma estratégia de controle robusto incluindo a rápida dinâmica de uma servoválvula sem zona morta. O controlador inclui a compensação do atrito nos atuadores e mostra que seu esquema melhora o desempenho do robô.

CUNHA et al. (2000) analisa a influência da válvula considerando-a como uma dinâmica de primeira ordem no controle em cascata de um atuador hidráulico. No caso de não ser considerada no controle,

mostra-se que não ocorre o desacoplamento entre as dinâmicas, resultando em um erro de seguimento. Mostra-se também que o ganho da malha fechada é limitado pela possibilidade de se tornar instável. Neste trabalho, os autores propõem um controlador em cascata chamado de NFCC (*New Fixed Cascade Controller*) que leva em conta a dinâmica da válvula e provam que o sistema é exponencialmente estável caso os parâmetros sejam completamente conhecidos.

Entre as diversas não-linearidades que provocam erros de seguimento de trajetória em malha fechada, a zona morta presente nas válvulas proporcionais de centro supercrítico exerce uma importante influência sobre o desempenho do sistema. A zona morta faz com que o sistema não apresente resposta aos sinais de entrada pequenos, atrasa a resposta, provocando erros de regime permanente e podendo levá-lo aos ciclos-limite. No entanto, no caso de um desligamento inesperado do sistema, a zona morta da válvula fecha automaticamente a passagem de óleo hidráulico, impedindo o movimento e colisões.

Em LIU e YAO (2004b), utiliza-se uma função descritiva para representar a zona morta da válvula e mostrar a existência de um ciclo-limite na malha fechada devido ao efeito da zona morta localizada entre a dinâmica do carretel da válvula e das pressões na câmara do cilindro. Da análise desenvolvida, pode-se estabelecer condições para melhorar o desempenho do sistema sem que o ciclo-limite ocorra.

LIU e YAO (2004a) propõem a utilização de um conjunto de válvulas do tipo cartucho em substituição às válvulas proporcionais direcionais e as servoválvulas de custo elevado. O circuito exige uma programação adequada de acionamentos das válvulas para produzir os movimentos desejados no cilindro hidráulico. Uma das justificativas para a aplicação de válvulas cartucho é que no caso da utilização de servoválvulas ou válvulas proporcionais direcionais, a dinâmica da válvula sempre fica entre a zona morta e sua compensação. Os autores afirmam que tal problema não ocorre com as válvulas cartucho uma vez que desconsideram a dinâmica da válvula cartucho porque é muito mais rápida do que as válvulas proporcionais. Além disso, a zona morta desta válvula é muito mais fácil de ser compensada. Outra vantagem se refere a economia de energia quando se utiliza o circuito hidráulico proposto.

Se a dinâmica da válvula utilizada no atuador hidráulico é rápida, a compensação da zona morta pode ser feita aplicando-se o sinal gerado pelo controlador diretamente a uma função inversa da zona morta. Esta estratégia é utilizada em VALDIERO (2005).

Em TAWARE e TAO (2001), a compensação da zona morta é realizada através de uma função inversa da zona morta com adaptação

de seus parâmetros. O controlador com compensação de zona morta é aplicado para o caso de um atuador hidráulico que possui uma válvula pilotada e apresenta resultados de simulações. Mostra a redução dos erros do sistema em malha fechada quando o esquema adaptativo é utilizado.

Em CUNHA et al. (2004), mostra-se um esquema de controle em cascata de um atuador hidráulico no qual a zona morta e a dinâmica da válvula são compensadas. A estratégia de compensação consiste em aplicar uma função inversa parametrizada da zona morta ao sinal de entrada da válvula. Os limites da zona morta são adaptados através de uma lei que é função do erro de seguimento da força hidráulica desejada. Mostra-se através de resultados de simulação que há o cancelamento dos efeitos deste comportamento não-linear do sistema.

3.7 Conclusões do Capítulo

Com base na literatura, os controladores clássicos não apresentam robustez devido a variação de parâmetros e ao comportamento não-linear dos robôs hidráulicos e podem resultar em desempenho limitado.

As técnicas de controle não-linear oferecem recursos para solucionar muitos dos problemas de controle. No entanto, é observado que devem ser combinadas para que apresentem resultados satisfatórios.

A estratégia de controle em cascata permite a compensação de diversos comportamentos indesejados do sistema robótico e isso se deve a possibilidade de interpretação do sistema como subsistemas interconectados. Além disso, encontra-se na bibliografia a utilização da estratégia de controle em cascata combinada com diversas outras estratégias de controle, como controle adaptativo, estrutura variável e linearização por realimentação. É possível também realizar a compensação do atrito no cilindro hidráulico e a compensação da zona morta de válvulas proporcionais direcionais.

Outra observação importante é que a estrutura de controlador obtida pelo método *backstepping* é a mesma do controlador em cascata.

No próximo capítulo, apresenta-se um controlador em cascata para um robô hidráulico com compensação da dinâmica da válvula e sua zona morta e do atrito.

4 CONTROLADOR EM CASCATA DE ROBÔ HIDRÁULICO COM COMPENSAÇÃO DE ATRITO E DE ZONA MORTA

A estratégia de controle em cascata interpreta o modelo do robô hidráulico como subsistemas interconectados permitindo combinar diferentes técnicas de controle para vencer as limitações ao desempenho impostas por não-linearidades, acoplamento de dinâmicas e variações de parâmetros, além de permitir a compensação de atrito no cilindro hidráulico e da zona morta da válvula.

Algumas destas limitações devem-se ao comportamento não-linear que tem origem no acionamento hidráulico, como o atrito não-linear existente no movimento do conjunto haste / êmbolo no cilindro hidráulico e a zona morta da válvula proporcional.

Com objetivo de facilitar a leitura, repetem-se aqui, as equações do modelo do robô hidráulico apresentadas no capítulo 2:

$$\dot{x}_v = -\omega_v x_v + k_{em} \omega_v u \quad (4.1)$$

$$x_{vz} = x_v - z_m \quad (4.2)$$

$$\dot{f}_H = \begin{cases} f_q(q, \dot{q}), & \|x_{vz}\| = 0 \\ f_q(q, \dot{q}) + g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})x_{vz}, & \|x_{vz}\| \neq 0 \end{cases} \quad (4.3)$$

$$H^*(q)\ddot{q} + C^*(q, \dot{q})\dot{q} + G^*(q) + \bar{J}^T f_f = \bar{J}^T f_H \quad (4.4)$$

$$\dot{z} = \dot{y} - A(z, \dot{y})z$$

Nas próximas seções mostra-se um controlador em cascata com compensação de atrito projetado para um robô hidráulico de dois graus de liberdade. Sendo que, por motivo de comparação, na seção 4.1 o controlador não possui compensação de zona morta e na seção 4.2 o controlador possui compensação fixa de zona morta.

4.1 Controle em cascata do robô hidráulico sem compensação de zona morta

O projeto do controlador em cascata sem compensação de zona morta consiste em:

(i) Lei de controle do subsistema mecânico: Obter uma lei de controle para o subsistema representado pela equação (2.44) que calcule o vetor

de torques hidráulicos desejados $\bar{J}^T f_{Hd}$ nas juntas robô de forma a produzir movimento, com o vetor de posição das juntas $q(t)$ seguindo uma trajetória desejada $q_d(t)$ com o menor erro possível, na presença de torques de perturbação $\bar{J}^T \tilde{f}_H$;

(ii) Lei de controle do subsistema hidráulico: Obter uma lei de controle para o subsistema representado pela equação (2.33) que calcule a posição desejada x_{vd} do carretel da válvula proporcional direcional para promover a abertura dos orifícios de controle de vazão da válvula, de forma a produzir o vetor de torques hidráulicos nas juntas $\bar{J}^T f_H$ e seguir o vetor de torques desejados $\bar{J}^T f_{Hd}$ com o menor erro possível (erro de seguimento de torque hidráulico $\bar{J}^T \tilde{f}_H$).

(iii) Lei de controle do subsistema eletromecânico: Obter uma lei de controle para o subsistema representado pela equação (2.28) que calcule o vetor de sinal de controle u da válvula proporcional direcional para gerar o vetor de posição do carretel x_v e seguir o vetor de posição desejada do carretel x_{vd} com o menor erro possível.

O esquema deste controlador em conjunto com o esquema do robô hidráulico pode ser representado como na Figura 4.1.

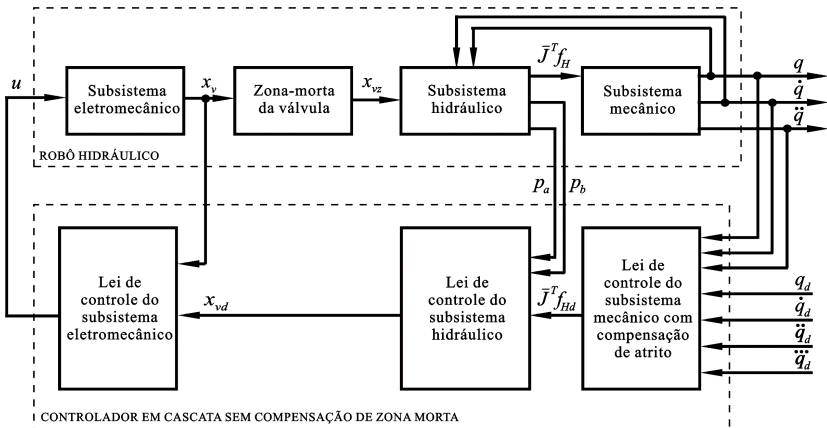


Figura 4.1 Esquema do controlador em cascata do robô hidráulico sem compensação de zona morta

Pode-se observar na Figura 4.1 que a representação do modelo do robô hidráulico como um conjunto de subsistemas expõe a zona morta e

a dinâmica da válvula incluída no subsistema eletromecânico. Se a lei de controle do subsistema eletromecânico cancela completamente a dinâmica da válvula e produz o desempenho desejado de forma que x_v segue perfeitamente x_{vd} , a zona morta passa a ser uma função não-linear na entrada do modelo do robô. Esta interpretação é equivalente ao caso em que a dinâmica da válvula é considerada rápida e não é levada em conta no projeto do controlador em cascata (VALDIERO, 2005).

Matematicamente pode-se representar o efeito da zona morta sobre a força hidráulica que é produzida no cilindro. Isto é mostrado na seção 4.1.3.

4.1.1 Observador de atrito no cilindro hidráulico

O esquema do observador da força de atrito mostrado nesta seção foi desenvolvido por VALDIERO (2005) e é baseado no modelo de DUPONT et al. (2000).

O vetor da força de atrito é calculado pela seguinte expressão:

$$\begin{aligned} \hat{f}_f(q, \dot{q}, \hat{z}, \dot{\hat{z}}) &= \Sigma_0 \hat{z} + \Sigma_1 \dot{\hat{z}} + \Sigma_2 \dot{y} \\ &= \begin{bmatrix} \sigma_{01} & & \\ & \ddots & \\ & & \sigma_{0n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{z}_1 \\ \vdots \\ \hat{z}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \sigma_{11} & & \\ & \ddots & \\ & & \sigma_{1n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\hat{z}}_1 \\ \vdots \\ \dot{\hat{z}}_n \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} \sigma_{21} & & \\ & \ddots & \\ & & \sigma_{2n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \vdots \\ \dot{y}_n \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.5)$$

sendo que \hat{z} é um vetor contendo como componentes os estados \hat{z}_i não mensuráveis do atrito com $i = 1, 2, \dots, n$ atuadores.

O observador de \hat{z} é dado pela expressão (4.6), onde $K_{obs} > 0$ é uma matriz diagonal contendo os ganhos dos observadores de atrito de cada atuador. O vetor s_0 é uma medida dos erros de seguimento que é definido na equação (4.15).

$$\begin{aligned}
\dot{\hat{z}} &= \dot{y} - \hat{A}(\hat{z}, \dot{y})\hat{z} - K_{obs}\bar{J}s_0 \\
&= \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \vdots \\ \dot{y}_n \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \hat{A}_1(\hat{z}_1, \dot{y}_1) & & \\ & \ddots & \\ & & \hat{A}_n(\hat{z}_n, \dot{y}_n) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{z}_1 \\ \vdots \\ \hat{z}_n \end{bmatrix} \\
&\quad - \begin{bmatrix} K_{obs1} & & \\ & \ddots & \\ & & K_{obsn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{J}_1 \\ \vdots \\ \bar{J}_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} s_{01} \\ \vdots \\ s_{02} \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{4.6}$$

A matriz diagonal $\hat{A}(\hat{z}, \dot{y})$ é dada por

$$\begin{aligned}
\hat{A}(\hat{z}, \dot{y}) &= \hat{\alpha}(\hat{z}, \dot{y}) \frac{\sigma_0}{g_{ss}(\dot{y})} m(\dot{y}) \dot{y} \geq 0 \\
\hat{A}(\hat{z}, \dot{y}) &= \\
&= \begin{bmatrix} \hat{\alpha}_1(\hat{z}_1, \dot{y}_1) & 0 \\ 0 & \hat{\alpha}_2(\hat{z}_2, \dot{y}_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\sigma_{01}}{g_{ss1}(\dot{y}_1)} & 0 \\ 0 & \frac{\sigma_{02}}{g_{ss2}(\dot{y}_2)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_1(\dot{y}_1) & 0 \\ 0 & m_2(\dot{y}_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{4.7}$$

sendo que os termos $\hat{\alpha}_i(\hat{z}_i, \dot{y}_i)$ da matriz diagonal $\hat{\alpha}(\hat{z}, \dot{y})$ são calculados através da expressão (2.24) e (2.25) usando o valor estimado do estado \hat{z}_i . A matriz diagonal $m(\dot{y})$ contém funções de suavização $m_i(\dot{y}_i)$ do sinal da velocidade linear do movimento do êmbolo $\text{sgn}_i(\dot{y}_i)$. Esta suavização é importante para o cálculo da derivada em relação ao tempo da força de atrito existente na derivada em relação ao tempo da lei de controle do subsistema mecânico f_{Hd} (ver expressões (4.20) e (4.21)).

A função $m_i(\dot{y}_i)$ é calculada por

$$m_i(\dot{y}_i) = \frac{2}{\pi} \arctan(k_{vi}\dot{y}_i) \tag{4.8}$$

sendo k_{vi} uma constante positiva. Essa função tem a propriedade $m_i(\dot{y}_i)\dot{y}_i = \text{sgn}(\dot{y}_i)\dot{y}_i$ quando a velocidade é nula e quando $k_{vi}\dot{y}_i \rightarrow \infty$. Por este motivo utiliza-se grandes valores de k_{vi} .

É importante ressaltar, para posterior análise de estabilidade, que:

- $0 \leq \hat{\alpha}_i(\hat{z}_i, \dot{y}_i) \leq 1$;
- A função $g_{ssi}(\dot{y}_i) > 0$ é limitada entre os valores do atrito de

Coulomb e do atrito estático ($F_{ci} \leq g_{ssi}(\dot{y}_i) \leq F_{si}$).

O erro de estimativa da força de atrito para parâmetros perfeitamente identificados é

$$\tilde{f}_f = f_f - \hat{f}_f = \Sigma_0 \tilde{z} + \Sigma_1 \dot{\tilde{z}} \quad (4.9)$$

sendo que

$$\tilde{z} = z - \hat{z} \quad (4.10)$$

A dinâmica do erro de estimativa da força de atrito é obtida substituindo (2.38) e (4.6) na derivada em relação ao tempo de (4.10), obtendo-se

$$\dot{\tilde{z}} = -\tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y})\tilde{z} - \hat{A}(\hat{z}, \dot{y})\tilde{z} + K_{obs}\bar{J}s_0 \quad (4.11)$$

sendo que a matriz diagonal $\tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y})$ é definida como

$$\begin{aligned} \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) &= A(z, \dot{y}) - \hat{A}(\hat{z}, \dot{y}) \\ &= \left(\alpha(z, \dot{y}) \operatorname{sgn}(\dot{y}) - \hat{\alpha}(\hat{z}, \dot{y}) m(\dot{y}) \right) \frac{\sigma_0 \dot{y}}{g_{ss}(\dot{y})} \\ &= \begin{bmatrix} \tilde{A}_1(z_1, \hat{z}_1, \dot{y}_1) & 0 \\ 0 & \tilde{A}_2(z_2, \hat{z}_2, \dot{y}_2) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.12)$$

$$\tilde{A}_1(z_1, \hat{z}_1, \dot{y}_1) = \left(\alpha_1(z_1, \dot{y}_1) \operatorname{sgn}(\dot{y}_1) - \hat{\alpha}_1(\hat{z}_1, \dot{y}_1) m_1(\dot{y}_1) \right) \frac{\sigma_{01} \dot{y}_1}{g_{ss1}(\dot{y}_1)}$$

$$\tilde{A}_2(z_2, \hat{z}_2, \dot{y}_2) = \left(\alpha_2(z_2, \dot{y}_2) \operatorname{sgn}(\dot{y}_2) - \hat{\alpha}_2(\hat{z}_2, \dot{y}_2) m_2(\dot{y}_2) \right) \frac{\sigma_{02} \dot{y}_2}{g_{ss2}(\dot{y}_2)}$$

A prova de estabilidade do modelo controlador em cascata com compensação de atrito utilizando o observador de atrito mostrado nesta seção é apresentada em VALDIERO (2005).

4.1.2 Controle no subsistema mecânico

Seja a lei de controle do subsistema mecânico com compensação de atrito

$$f_{Hd} = (\bar{J}^T)^{-1} \left[H^*(q) \ddot{q}_r + C^*(q, \dot{q}) \dot{q}_r + G^*(q) - K_{Pq} \tilde{q} - K_D s_0 \right] + \hat{f}_f(q, \dot{q}, \hat{z}, \dot{\hat{z}}) \quad (4.13)$$

sendo que $\hat{f}_f(q, \dot{q}, \hat{z}, \dot{\hat{z}})$ é um observador da força de atrito.

Os erros \dot{q}_r e s_0 são definidos, respectivamente, como

$$\dot{q}_r = \dot{q}_d - \Lambda \tilde{q} \quad (4.14)$$

$$s_0 = \dot{q} - \dot{q}_r = \dot{\tilde{q}} - \Lambda \tilde{q} \quad (4.15)$$

onde q_d , \dot{q}_d e \ddot{q}_d são, respectivamente, vetores da posição, velocidade e aceleração angulares desejadas dos elos em torno das juntas; \tilde{q} , $\dot{\tilde{q}}$ e $\ddot{\tilde{q}}$ são, respectivamente, vetores dos erros de seguimento da posição, velocidade e aceleração angulares desejadas dos elos em torno das juntas; e $\tilde{q} = q - q_d$ é o erro de seguimento da posição angular.

A dinâmica do erro de seguimento é obtida substituindo (4.13) na equação da dinâmica do movimento do robô, que para isso (2.44) deve ser reescrita como

$$H^*(q) \ddot{q} + C^*(q, \dot{q}) \dot{q} + G^*(q) + \bar{J}^T f_f = \bar{J}^T f_{Hd} + \bar{J}^T \tilde{f}_H \quad (4.16)$$

sendo que \tilde{f}_H é definido como

$$\tilde{f}_H = f_H - f_{Hd} \quad (4.17)$$

e f_{Hd} é a força hidráulica desejada.

Substituindo (4.13) em (4.16), tem-se

$$H^*(q) (\ddot{q} - \ddot{q}_r) + C^*(q, \dot{q}) (\dot{q} - \dot{q}_r) + K_{Pq} \tilde{q} + K_D s_0 + \bar{J}^T \Sigma_0 \tilde{z} + \bar{J}^T \Sigma_1 \dot{\tilde{z}} = \bar{J}^T \tilde{f}_H \quad (4.18)$$

quando os parâmetros são perfeitamente conhecidos.

Agrupando e substituindo termos conforme (4.15), obtém-se

$$H^*(q) \dot{s}_0 + \left[C^*(q, \dot{q}) + K_D \right] s_0 + K_{Pq} \tilde{q} + \bar{J}^T \Sigma_0 \tilde{z} + \bar{J}^T \Sigma_1 \dot{\tilde{z}} = \bar{J}^T \tilde{f}_H \quad (4.19)$$

Esta expressão é utilizada na prova de estabilidade.

4.1.3 Controle no subsistema hidráulico

A lei de controle do subsistema hidráulico é dada por

$$x_{vd} = \left[g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \right]^{-1} \left(-f_q(q, \dot{q}) + \dot{f}_{Hd} - K_p \tilde{f}_H - \bar{J} s_0 \right) \quad (4.20)$$

A derivada da força hidráulica desejada f_{Hd} em relação ao tempo é

$$\begin{aligned} \dot{f}_{Hd} &= \frac{d}{dt}(f_{Hd}) = \\ &= \frac{d}{dt} \left\{ (\bar{J}^T)^{-1} \left[H^*(q) \ddot{q}_r + C^*(q, \dot{q}) \dot{q}_r + G^*(q) - K_{p_q} \tilde{q} - K_D s_0 \right] \right\} \\ &+ \frac{d}{dt} \left\{ \bar{J}^T \hat{f}_f \right\} \end{aligned} \quad (4.21)$$

Considerando que há duas expressões para a dinâmica da força hidráulica dada a posição do carretel da válvula ($\|x_{vz}\| = 0$ e $\|x_{vz}\| \neq 0$), as equações da malha fechada são obtidas pela combinação dessas possibilidades. No entanto, com o carretel situado dentro da zona morta não há efeito do sinal de controle u sobre a dinâmica da força hidráulica.

Reescrevendo (2.33) de forma a permitir a escrita das equações de malha fechada, tem-se

$$\dot{f}_H = \begin{cases} f_q(q, \dot{q}), & \|x_{vz}\| = 0 \\ f_q(q, \dot{q}) + g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})(x_{vzd} + \tilde{x}_v - z_m), & \|x_{vz}\| \neq 0 \end{cases} \quad (4.22)$$

onde o vetor de erro de posição do carretel \tilde{x}_v é dado por

$$\tilde{x}_v = x_v - x_{vzd} \quad (4.23)$$

As expressões do subsistema em malha fechada são:

a) se as válvulas estão operando dentro da zona morta com $\|x_{vz}\| = 0$, não é possível substituir a expressão da lei de controle em (4.22) e a dinâmica do erro de seguimento da força hidráulica é

$$\ddot{\tilde{f}}_H = f_q(q, \dot{q}) - \dot{f}_{Hd} \quad (4.24)$$

b) se $\|x_{vz}\| \neq 0$, substituindo (4.20) em (4.22) obtém-se:

$$\begin{aligned} \dot{f}_H &= f_q(q, \dot{q}) - f_q(q, \dot{q}) + \dot{f}_{Hd} - K_p \tilde{f}_H \\ &- \bar{J} s_0 + g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})(\tilde{x}_v - z_m) \end{aligned} \quad (4.25)$$

e considerando parâmetros perfeitamente conhecidos, a dinâmica do erro de seguimento da força hidráulica é dada por

$$\dot{\tilde{f}}_H = -K_P \tilde{f}_H + g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})(\tilde{x}_v - z_m) - \bar{J} s_0 \quad (4.26)$$

As expressões (4.24) e (4.26) são utilizadas na prova de estabilidade.

4.1.4 Controle no subsistema eletromecânico

A dinâmica do movimento do carretel da válvula é dada por

$$\dot{x}_v = -\omega_v x_v + k_{em} \omega_v u \quad (4.27)$$

e o sinal de controle deste subsistema é dado por

$$u = [k_{em} \omega_v]^{-1} (\omega_v x_v + \dot{x}_{vd} - K_V \tilde{x}_v) \quad (4.28)$$

sendo que \dot{x}_{vd} é a derivada em relação ao tempo da expressão x_{vd} mostrada em (4.20).

Substituindo (4.28) em (4.27), tem-se

$$\dot{\tilde{x}}_v = -K_V \tilde{x}_v \quad (4.29)$$

que representa a dinâmica do erro de seguimento no subsistema eletromecânico. Esta expressão é utilizada na prova de estabilidade.

4.1.5 Análise de Estabilidade

A dinâmica do robô hidráulico em malha fechada considerando as combinações de posicionamento do carretel dado o sinal de controle da válvula é

$$H^*(q) \dot{s}_0 + [C^*(q, \dot{q}) + K_D] s_0 + K_{Pq} \tilde{q} + \bar{J}^T \Sigma_0 \tilde{z} + \bar{J}^T \Sigma_1 \dot{\tilde{z}} = \bar{J}^T \tilde{f}_H \quad (4.30)$$

$$\dot{\tilde{z}} = -\tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z - \hat{A}(\hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} + K_{obs} \bar{J} s_0 \quad (4.31)$$

$$\dot{\tilde{f}}_H = f_q(q, \dot{q}) - \dot{f}_{Hd}, \quad \|x_{vz}\| = 0 \quad (4.32)$$

$$\dot{\tilde{f}}_H = -K_P \tilde{f}_H + g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})(\tilde{x}_v - z_m) - \bar{J} s_0, \quad \|x_{vz}\| \neq 0 \quad (4.33)$$

$$\dot{\tilde{x}}_v = -K_V \tilde{x}_v \quad (4.34)$$

Seja a função positiva

$$\begin{aligned}
 V_1 = & \frac{1}{2} s_0^T H^*(q) s_0 + \frac{1}{2} \tilde{q}^T K_{Pq} \tilde{q} + \frac{1}{2} \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{z} \\
 & + \frac{1}{2} \tilde{f}_H^T \tilde{f}_H + \frac{1}{2} \tilde{x}_v^T \varphi_1 \tilde{x}_v
 \end{aligned} \tag{4.35}$$

e sua derivada em relação ao tempo

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_1 = & s_0^T \dot{H}^*(q) s_0 + \frac{1}{2} s_0^T \dot{H}^*(q) s_0 + \tilde{q}^T K_{Pq} \dot{\tilde{q}} \\
 & + \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \dot{\tilde{z}} + \tilde{f}_H^T \dot{\tilde{f}}_H + \tilde{x}_v^T \varphi_1 \dot{\tilde{x}}_v
 \end{aligned} \tag{4.36}$$

De forma matricial, a expressão (4.35) pode ser escrita como

$$V_1 = \frac{1}{2} \rho_1^T N_1 \rho_1 \tag{4.37}$$

sendo que

$$\rho_1 = \begin{bmatrix} s_0 \\ \tilde{q} \\ \tilde{z} \\ \tilde{f}_H \\ \tilde{x}_v \end{bmatrix} \tag{4.38}$$

$$N_1 = \begin{bmatrix} H^*(q) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{Pq} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Sigma_0 K_{obs}^{-1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \varphi_1 \end{bmatrix} \tag{4.39}$$

A matriz N_1 é dependente dos estados, uma vez que a matriz de inércia $H^*(q)$ é dependente da configuração. Como a matriz de inércia possui um limite superior, pode-se assumir que há um limite superior \bar{N}_1 dado por

$$\bar{N}_1 = \begin{bmatrix} \lambda_M I & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{Pq} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Sigma_0 K_{obs}^{-1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \varphi_1 \end{bmatrix} \quad (4.40)$$

onde λ_M é o maior autovalor estritamente positivo de $H^*(q)$ para todas configurações possíveis do robô e I é uma matriz identidade. Com isso

$$V_1 \leq \frac{1}{2} \rho_1^T \bar{N}_1 \rho_1 \leq \frac{1}{2} \lambda_{max}(\bar{N}_1) \|\rho_1\|^2 \quad (4.41)$$

onde $\lambda_{max}(\bar{N}_1)$ é o maior autovalor da matriz \bar{N}_1 .

Substituindo as dinâmicas do sistema na derivada em relação ao tempo de V_1 , tem as seguintes possibilidades:

a) Análise para o caso em que todas válvulas operam dentro da zona morta ($\|x_{vz}\| = 0$)

Considera a função positiva definida mostrada em (4.35) e sua derivada no tempo em (4.36). Substituindo as dinâmicas das expressões (4.30), (4.31), (4.32) e (4.34) em (4.36), obtém-se

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 = & \frac{1}{2} s_0^T \dot{H}^*(q) s_0 + s_0^T \bar{J}^T \tilde{f}_H - s_0^T C^*(q, \dot{q}) s_0 \\ & - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_0 \tilde{z} + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} \\ & - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J} s_0 - s_0^T K_{Pq} \tilde{q} - s_0^T K_D s_0 + \tilde{q}^T K_{Pq} s_0 \\ & - \tilde{q}^T K_{Pq} A \tilde{q} - \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z - \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} \\ & + \tilde{z}^T \Sigma_0 \bar{J} s_0 + \tilde{f}_H^T f_q(q, \dot{q}) - \tilde{f}_H^T \dot{f}_{Hd} - \tilde{x}_v^T \varphi_1 K_V \tilde{x}_v \end{aligned} \quad (4.42)$$

que simplificando resulta em

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 = & s_0^T \bar{J}^T \tilde{f}_H + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} \\ & - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J} s_0 - s_0^T K_D s_0 - \tilde{q}^T K_{Pq} A \tilde{q} - \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z \\ & - \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} + \tilde{f}_H^T f_q(q, \dot{q}) - \tilde{f}_H^T \dot{f}_{Hd} - \tilde{x}_v^T \varphi_1 K_V \tilde{x}_v \end{aligned} \quad (4.43)$$

É importante salientar que o termo $\frac{1}{2} s_0^T \dot{H}^*(q) s_0 - s_0^T C^*(q, \dot{q}) s_0 = 0$ aplica a propriedade da matriz anti-simétrica descrita no final da seção 2.2.5.

De forma matricial, a expressão (4.43) pode ser escrita como

$$\dot{V}_1 = -\rho_1^T N_2 \rho_1 + \rho_1^T D_1 \quad (4.44)$$

sendo que

$$N_2 = \begin{bmatrix} K_D + \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J} & 0 & -\frac{1}{2} \bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) & -\frac{1}{2} \bar{J} & 0 \\ 0 & K_{pq} A & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{2} \bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) & 0 & \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) & 0 & 0 \\ -\frac{1}{2} \bar{J} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \varphi_1 K_V \end{bmatrix} \quad (4.45)$$

$$D_1 = \begin{bmatrix} \bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z \\ 0 \\ \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z \\ f_q(q, \dot{q}) - \dot{f}_{Hd} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.46)$$

Não é possível concluir sobre a estabilidade do sistema operando dentro da zona morta da válvula, uma vez que não se pode provar que \dot{V}_1 é negativa. Isso porque não se pode afirmar que a matriz N_2 é positiva definida e que o vetor D_1 é limitado. Observa-se que a matriz N_2 possui um termo nulo na diagonal principal em (4.45) e que vetor D_1 possui estados do sistema na derivada \dot{f}_{Hd} em (4.46). No entanto, esta conclusão não implica que o sistema seja instável. É possível que exista uma outra função de Lyapunov capaz de provar a estabilidade deste sistema.

Supondo que o sistema operando dentro da zona morta da válvula é instável, a amplitude dos estados e dos erros de seguimento de trajetória aumentarão e, conseqüentemente, o sinal de controle também aumentará provocando abertura das válvulas e operação fora da zona morta. Na

análise com a válvula fora da zona morta é possível concluir sobre a estabilidade do sistema utilizando a mesma função (4.35).

No entanto, se a análise é realizada para um grau de liberdade ou um atuador hidráulico, como mostrado no Apêndice A, pode-se chegar a algumas conclusões sobre a estabilidade. A análise no Apêndice A é feita para o modelo linear do atuador com a válvula fechada como se estivesse operando dentro da zona morta, e pode-se concluir que o comportamento é de um sistema com um par de pólos conjugados complexos no semi-plano esquerdo. Isso implica que sob efeito de uma força externa na haste do cilindro com válvula fechada, ocorrerá uma oscilação amortecida chegando ao repouso. Ou seja, o atuador operando com a válvula fechada é estável.

No caso do robô hidráulico, como cada elo representa um carregamento para o seu acionamento, se a vazão de óleo em uma das válvulas for bloqueada, o movimento do elo está sujeito a força provocada pelos outros elos. Como se concluiu que o atuador hidráulico tem comportamento estável sob efeito de uma força externa com a válvula fechada, pode-se concluir também que este mesmo atuador também tem comportamento estável no robô.

A falta de uma função de Lyapunov que permita concluir sobre a estabilidade do robô com válvulas operando dentro da zona morta é uma lacuna que dificulta a análise do caso em que há válvulas do robô operando dentro da zona morta e outras operando fora da zona morta.

b) Análise para o caso em que as válvulas operam fora da zona morta ($\|x_{vz}\| \neq 0$)

Considere a função positiva definida mostrada em (4.35) e sua derivada no tempo em (4.36). Substituindo as dinâmicas das expressões (4.30), (4.31), (4.33) e (4.34) em (4.36), obtém-se

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_1 &= \frac{1}{2} s_0^T \dot{H}^*(q) s_0 + s_0^T \bar{J}^T \tilde{f}_H - s_0^T C^*(q, \dot{q}) s_0 - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_0 \tilde{z} \\
 &+ s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J} s_0 \\
 &- s_0^T K_{pq} \tilde{q} - s_0^T K_D s_0 + \tilde{q}^T K_{pq} s_0 - \tilde{q}^T K_{pq} \Lambda \tilde{q} - \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z \\
 &- \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} + \tilde{z}^T \Sigma_0 \bar{J} s_0 - \tilde{f}_H^T K_P \tilde{f}_H \\
 &+ \tilde{f}_H^T g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \tilde{x}_v - \tilde{f}_H^T g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) z_m \\
 &- \tilde{f}_H^T \bar{J}^T s_0 - \tilde{x}_v^T \varphi K_v \tilde{x}_v
 \end{aligned} \tag{4.47}$$

que simplificando resulta em

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_1 = & s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J} s_0 \\
 & - s_0^T K_D s_0 - \tilde{q}^T K_{p_q} \Lambda \tilde{q} - \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z - \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} \\
 & - \tilde{f}_H^T K_p \tilde{f}_H + \tilde{f}_H^T g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \tilde{x}_v \\
 & - \tilde{f}_H^T g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) z_m - \tilde{x}_v^T \varphi_1 K_V \tilde{x}_v
 \end{aligned} \tag{4.48}$$

De forma matricial, a expressão (4.48) pode ser escrita como

$$\dot{V}_1 = -\rho_1^T N_3 \rho_1 + \rho_1^T D_2 \tag{4.49}$$

sendo que

$$\begin{aligned}
 N_3 = & \\
 & \begin{bmatrix} K_D + \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J} & 0 & \frac{\bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y})}{2} & 0 & 0 \\ 0 & K_{p_q} \Lambda & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y})}{2} & 0 & \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_p \frac{g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})}{2} & \\ 0 & 0 & \frac{g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})}{2} & 0 & \varphi_1 K_V \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{4.50}$$

$$D_2 = \begin{bmatrix} \bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z \\ 0 \\ \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z \\ g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) z_m \\ 0 \end{bmatrix} \tag{4.51}$$

A matriz N_3 tem como componentes: os ganhos do controlador em cascata em Λ , K_D , K_{p_q} e K_p ; os ganhos do observador de atrito em K_{obs} ; parâmetros e características do atrito nas matrizes Σ_0 , Σ_1 , $\hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y})$; o Jacobiano \bar{J} dos atuadores; a função da vazão na válvula $g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})$.

O termo $K_D + \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J} > 0$, uma vez que as matrizes diagonais K_D , Σ_1 e K_{obs} são definidas positivas.

A matriz N_3 é dependente dos estados porque as matrizes diagonais \bar{J} , $g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})$ e $\hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y})$ são dependentes das variáveis do sistema.

O Jacobiano \bar{J} dos atuadores possui componentes que são funções geométricas e construtivas do robô, e por este motivo, são limitadas.

A função não-linear $g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})$ é definida positiva e limitada. Suas componentes são positivas e dependem do curso do êmbolo que é limitado pelo tamanho do cilindro e das pressões nas câmaras do cilindro que são limitadas pela pressão de suprimento regulada na bomba.

A matriz diagonal $\hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y})$, definida na equação (4.7), é nula no regime de atrito estático nos cilindros hidráulicos ($\dot{y} = 0$) e definida positiva no caso de movimento ($\dot{y} \neq 0$).

Para $\dot{y} \neq 0$, utilizando o teorema de Gershgorin (SLOTINE e LI 1991), verifica-se que N_3 é positiva definida nas seguintes condições:

i) Da primeira linha de N_3 :

$$\left| K_{Di} + \bar{J}_i^2 \sigma_{li} K_{obsi} \right| > \left| -\frac{1}{2} \bar{J}_i^2 \sigma_{li} \hat{A}_i(\hat{z}_i, \dot{y}) \right|, \text{ para } i = 1, 2; \text{ sendo que}$$

K_{Di} , \bar{J}_i , σ_{li} e $\hat{A}_i(\hat{z}_i, \dot{y})$ são componentes das matrizes diagonais K_D , \bar{J} , Σ_1 e $\hat{A}(\hat{z}, \dot{y})$, respectivamente.

A desigualdade resulta em

$$\left| K_{Di} + \bar{J}_i^2 \sigma_{li} K_{obsi} \right| > \frac{1}{2} \left| \bar{J}_i \right| \left| \sigma_{li} \hat{A}_i(\hat{z}_i, \dot{y}_i) \right| \quad (4.52)$$

Da expressão (4.7), verifica-se que o termo $\hat{A}_i(\hat{z}_i, \dot{y}_i)$ é dependente da velocidade \dot{y}_i . Considerando que há uma velocidade máxima de operação \dot{y}_{maxi} para cada cilindro hidráulico, há, também, um valor máximo $\hat{A}_{maxi} = \hat{A}_{maxi}(\hat{z}_i, \dot{y}_{maxi})$. Assim, pode-se escrever

$$\left| K_{Di} + \bar{J}_i^2 \sigma_{1i} K_{obsi} \right| > \frac{1}{2} \left| \bar{J}_i \right| \sigma_{1i} \hat{A}_{maxi} \quad (4.53)$$

ii) Da terceira linha de N_3 :

$$\left| \sigma_{0i} K_{obsi}^{-1} \hat{A}_i(\hat{z}_i, \dot{y}_i) \right| > \left| -\frac{1}{2} \bar{J}_i^T \sigma_{1i} \hat{A}_i(\hat{z}_i, \dot{y}_i) \right|, \text{ para } i = 1, 2; \text{ sendo}$$

que σ_{0i} é componente da matriz diagonal Σ_0 . O ganho do observador de atrito é

$$K_{obsi} < \frac{2\sigma_{0i}}{\sigma_{1i} \left| \bar{J}_i \right|} \quad (4.54)$$

Ou seja, K_{obsi} pode ser escolhido de forma a satisfazer a desigualdade em (4.54).

iii) Da quarta linha de N_3 :

$$\left| K_{Pi} \right| > \left| -\frac{1}{2} g_{vzi}(q_i, p_{ai}, p_{bi}, x_{vzi}) \right|, \text{ para } i = 1, 2; \text{ onde } K_{Pi} \text{ é}$$

componente da matriz diagonal positiva K_P . $g_{vzi}(q_i, p_{ai}, p_{bi}, x_{vzi})$ é componente de $g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})$ e é dependente dos estados, mas positiva e limitada. O ganho K_{Pi} do controlador pode ser escolhido para satisfazer a condição.

iv) Da quinta linha de N_3 :

$$\left| \varphi_1 K_{Vi} \right| > \left| -\frac{1}{2} g_{vzi}(q_i, p_{ai}, p_{bi}, x_{vzi}) \right|, \text{ para } i = 1, 2; \text{ onde } K_{Vi} \text{ é}$$

componente da matriz diagonal positiva K_V . O ganho K_{Vi} do controlador pode ser escolhido para satisfazer a condição.

Satisfeitas as condições anteriores, a matriz N_3 resulta em uniformemente positiva definida, ou seja:

$$N_3 \geq \alpha_1 I, \quad \forall t \geq 0 \quad (4.55)$$

onde α_1 é uma constante positiva dada por:

$$\alpha_1 = \inf_{t \in [0, T]} \lambda_{\min}(N_3), \quad \forall T \geq 0 \quad (4.56)$$

Utilizando a expressão (4.55) em (4.49) e empregando o teorema de Rayleigh-Ritz, pode-se escrever

$$\dot{V}_1 \leq -\alpha_1 \|\rho_1\|^2 + \|\rho_1\| \|D_2(\rho_1)\| \quad (4.57)$$

Como o vetor $D_2(\rho_1)$ possui componentes limitados, pode-se dizer que $\|D_2(\rho_1)\|$ possui um limite superior. Os produtos $\bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y})z$, $\Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y})z$ resultantes da compensação de atrito são limitados, uma vez que, \bar{J} , $\tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y})$ e z são limitados. O produto $g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})z_m$ é limitado, já que cada um dos fatores é limitado. O limite superior de D_2 pode ser escrito como $\|D_2(\rho_1)\| \leq \bar{D}_2$. Então, (4.57) pode ser reescrita como

$$\dot{V}_1 \leq -\alpha_1 \|\rho_1\|^2 + \|\rho_1\| \bar{D}_2 \quad (4.58)$$

A condição para que \dot{V}_1 seja negativa definida é

$$\|\rho_1\| > \frac{\bar{D}_2}{\alpha_1} \quad (4.59)$$

concluindo que os erros se mantêm limitados a um conjunto residual que depende de \bar{D}_2 , ou seja, da compensação de atrito e da zona morta da válvula, e de α_1 que é dependente dos ganhos do controlador em cascata.

A condição estabelecida em (4.59) define que há um valor limite de $\|\rho_1\|$ para que \dot{V}_1 seja negativa. Isto implica que a função V_1 tem um valor limite na região em que sua derivada é negativa. Das expressões (4.37), (4.58) e (4.59) pode-se concluir que $\|\rho_1\|$ tende para um conjunto residual que depende das perturbações \bar{D}_2 e dos ganhos do controlador α_1 quando $t \rightarrow \infty$. Como consequência, cada componente do vetor de erros tende para um conjunto residual. Uma vez que os vetores \tilde{q} e

s_0 são componentes de ρ_1 e tendem para um conjunto residual, \dot{q} tendem para um conjunto residual quando $t \rightarrow \infty$.

4.2 Controlador em cascata com compensação fixa de zona morta

Neste caso, o controlador em cascata mostrado na seção 4.1 possui uma compensação de zona morta utilizando uma função inversa da zona morta. É chamada de compensação fixa porque os parâmetros desta função são constantes.

O projeto do controlador em cascata com compensação fixa de zona morta consiste em:

(i) Lei de controle do subsistema mecânico: Obter uma lei de controle para o subsistema representado pela equação (2.44) que calcule o vetor de torques hidráulicos desejados $\bar{J}^T f_{Hd}$ nas juntas do robô de forma a produzir movimento, com o vetor de posição das juntas $q(t)$ seguindo uma trajetória desejada $q_d(t)$ com o menor erro possível, na presença de torques de perturbação $\bar{J}^T \tilde{f}_H$;

(ii) Lei de controle do subsistema hidráulico: Obter uma lei de controle para o subsistema representado pela equação (2.33) que calcule o deslocamento desejado x_{vd} do carretel da válvula proporcional direcional para gerar orifícios de controle do fluxo de óleo hidráulico, de forma a produzir o vetor de torques hidráulicos nas juntas $\bar{J}^T f_H$ e seguir o vetor de torques desejados $\bar{J}^T f_{Hd}$ com o menor erro possível (erro de seguimento de torque hidráulico $\bar{J}^T \tilde{f}_H$).

(iii) Compensação da zona morta: Aplicar a função inversa da zona morta ao vetor x_{vd} mostrada na seção 4.2.1 com objetivo de obter o vetor de posição desejada do carretel x_{vzd} de forma a compensar os efeitos da zona morta;

(iv) Lei de controle do subsistema eletromecânico: Obter uma lei de controle para o subsistema representado pela equação (2.28) que calcule o vetor de sinal de controle u da válvula proporcional direcional para gerar o vetor de deslocamento do carretel x_v e seguir o vetor de deslocamento desejado do carretel x_{vd} com o menor erro possível.

O esquema desse controlador em cascata é mostrado na Figura 4.2.

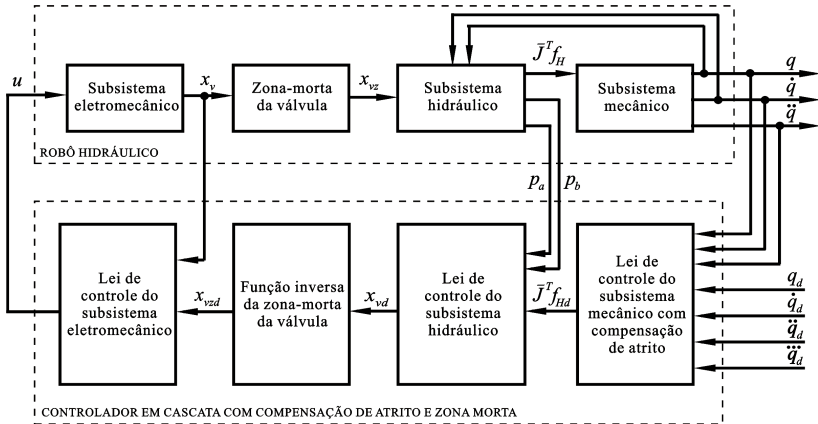


Figura 4.2 Esquema do controlador em cascata do robô hidráulico com compensação fixa de zona morta

Pode-se observar que o método de projeto deste controlador difere do controlador em cascata sem compensação de zona morta somente quanto a compensação de zona morta. A influência desta compensação é analisada no subsistema hidráulico e, por este motivo, o equacionamento para os demais subsistemas não será repetido.

4.2.1 Controle no subsistema hidráulico

Seja a lei de controle do subsistema hidráulico dada por

$$x_{vd} = [g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})]^{-1} (-f_q(q, \dot{q}) + \dot{f}_{Hd} - K_p \tilde{f}_H - \bar{J}S_0) \quad (4.60)$$

e a dinâmica da força hidráulica dada por

$$\dot{f}_H = \begin{cases} f_q(q, \dot{q}), & \|x_{vz}\| = 0 \\ f_q(q, \dot{q}) + g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})(x_{vzd} + \tilde{x}_v - z_m) - \bar{J}S_0, & \|x_{vz}\| \neq 0 \end{cases} \quad (4.61)$$

onde o vetor de erro de deslocamento do carretel \tilde{x}_v é dado por

$$\tilde{x}_v = x_v - x_{vzd} \quad (4.62)$$

A compensação da não-linearidade de zona morta é aplicada através de sua função inversa parametrizada conforme descrito em TAO e KOKOTOVIC (1996) e aplicada para cada atuador hidráulico como representada graficamente na Figura 4.3.

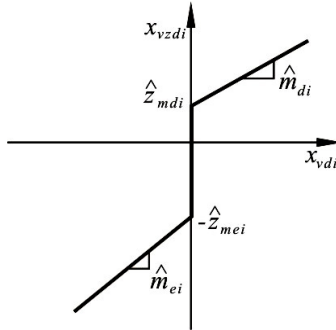


Figura 4.3 Representação gráfica da função inversa da zona morta no atuador i

As expressões matemáticas que representam a função mostrada na Figura 4.3 são

$$x_{vzdi} = IDZ(x_{vdi}) = \begin{cases} x_{vdi} - \hat{z}_{mei}, & x_{vdi} < 0 \\ 0, & x_{vdi} = 0 \\ x_{vdi} + \hat{z}_{mdi}, & x_{vdi} > 0 \end{cases} \quad (4.63)$$

com $\hat{z}_{mei} > 0$ e $\hat{z}_{mdi} > 0$ sendo vetores dos limites estimados da zona morta de cada válvula à esquerda e à direita, respectivamente; e as inclinações \hat{m}_{ei} e \hat{m}_{di} são consideradas unitárias.

De forma matricial, levando em conta que o controle é para um robô hidráulico de 2 graus de liberdade, o vetor de deslocamento desejado do carretel x_{vzd} , é representado como

$$x_{vzd} = x_{vd} + \hat{z}_m = \begin{bmatrix} x_{vzd1} \\ x_{vzd2} \end{bmatrix} \quad (4.64)$$

onde \hat{z}_m é o vetor de limites estimados da zona morta (quando os valores de \hat{z}_m são constantes, se diz que a compensação é fixa).

Antes de analisar o efeito da compensação de zona morta, é importante salientar que esta está situada entre a dinâmica do carretel da válvula e a dinâmica das pressões no modelo matemático do robô. Não somente a estimativa correta dos seus limites é fundamental para o processo de compensação, mas também o seguimento no subsistema eletromecânico da válvula proporcional. O erro no seguimento eletromecânico pode levar a válvula a um erro na abertura dos orifícios de controle mesmo com uma perfeita identificação dos limites da zona morta.

Para simplificar a análise do resultado da compensação, pode-se supor que erro de seguimento no subsistema eletromecânico é nulo.

Desta forma, a compensação da zona morta depende apenas da estimativa dos limites e , baseado nisso, podem ocorrer três situações distintas: sub-compensação, compensação total e sobrecompensação.

Na subcompensação da zona morta o valor dos limites estimados são inferiores aos valores reais. A válvula permanece fechada para uma faixa de valores do sinal do deslocamento desejado do carretel x_{vdi} e esta situação pode ser representada graficamente como na Figura 4.4. Há uma zona morta residual e pode-se esperar que uma subcompensação apenas diminua o efeito provocado pela zona morta.

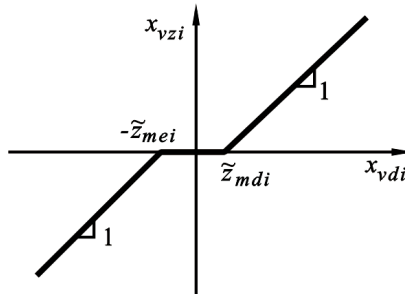


Figura 4.4 Sub-compensação da zona morta no atuador i

Na Figura 4.4, representa-se como \tilde{z}_{mei} e \tilde{z}_{mdi} os erros na estimativa dos limites da zona morta à esquerda e à direita, respectivamente.

Isto é verificado experimentalmente em VALDIERO (2005) nos resultados de testes em que faz levantamento dos limites e de compensação de zona morta através de uma função inversa com limites fixos e uma suavização linear em torno da origem para válvulas proporcionais direcionais de centro supercrítico.

Quando os limites \hat{z}_{mei} e \hat{z}_{mdi} são perfeitamente identificados, ocorre a compensação total e graficamente pode-se representar como na Figura 4.5, onde mostra-se a linearização resultante.

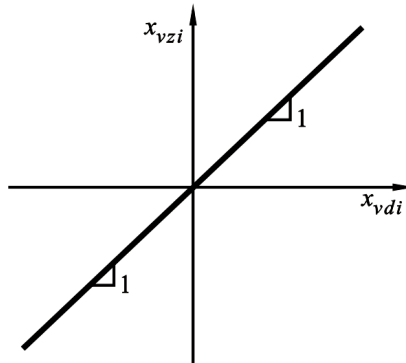


Figura 4.5 Compensação total da zona morta no atuador i

Se os limites da zona morta são superestimados, o resultado da compensação pode ser representado como na Figura 4.6.

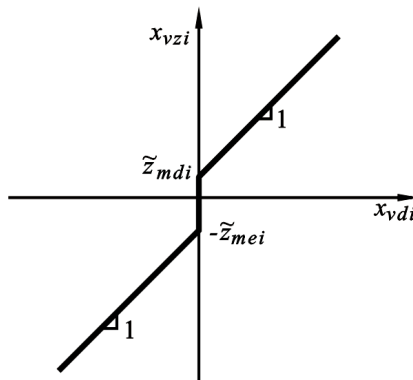


Figura 4.6 Sobrecompensação da zona morta no atuador i

Neste caso, provoca-se uma abertura adicional à válvula de forma a aumentar a vazão de fluido para as câmaras do cilindro. Se o sinal de entrada na função inversa possui ruído e está em torno de zero, ocorrerão oscilações no movimento do carretel da válvula podendo levar a oscilações no movimento dos elos.

Substituindo (4.64) e (4.60) em (4.61), obtém-se:

a) Válvulas fechadas ou operando dentro da zona morta residual: se todas as válvulas estão operando com sinal de controle x_{vzd} muito pequeno e a norma do vetor $\|x_{vz}\| = 0$, a dinâmica da força hidráulica é

$$\dot{f}_H = f_q(q, \dot{q}) \quad (4.65)$$

e a dinâmica do seu erro de seguimento é

$$\dot{\tilde{f}}_H = f_q(q, \dot{q}) - \dot{f}_{Hd} \quad (4.66)$$

b) As válvulas estão operando fora da zona morta: com $\|x_{vz}\| \neq 0$, a dinâmica da força hidráulica com a compensação da zona morta da válvula é

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{f}}_H &= f_q(q, \dot{q}) - f_q(q, \dot{q}) + \dot{f}_{Hd} - K_P \tilde{f}_H \\ &+ g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})(\tilde{x}_v + \hat{z}_m - z_m) - \bar{J}s_0 \end{aligned} \quad (4.67)$$

e definindo como erro de compensação de zona morta

$$\tilde{z}_m = z_m - \hat{z}_m \quad (4.68)$$

e considerando parâmetros do modelo do subsistema hidráulico perfeitamente conhecidos, a dinâmica do erro de seguimento da força hidráulica é

$$\dot{\tilde{f}}_H = -K_P \tilde{f}_H + g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})(\tilde{x}_v - \tilde{z}_m) - \bar{J}s_0 \quad (4.69)$$

Esta expressão é utilizada na prova de estabilidade.

4.2.2 Análise de Estabilidade

A dinâmica do robô hidráulico em malha fechada considerando as combinações de posicionamento do carretel com o sinal de controle é dada por

$$\begin{aligned} H^*(q)\dot{s}_0 + [C^*(q, \dot{q}) + K_D]s_0 + K_{Pq}\tilde{q} \\ + \bar{J}^T \Sigma_0 \tilde{z} + \bar{J}^T \Sigma_1 \dot{\tilde{z}} = \bar{J}^T \tilde{f}_H \end{aligned} \quad (4.70)$$

$$\dot{\tilde{z}} = -\tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y})z - \hat{A}(\hat{z}, \dot{y})\tilde{z} + K_{obs}\bar{J}s_0 \quad (4.71)$$

$$\dot{\tilde{f}}_H = f_q(q, \dot{q}) - \dot{f}_{Hd}, \quad \|x_{vz}\| = 0 \quad (4.72)$$

$$\dot{\tilde{f}}_H = -K_P \tilde{f}_H + g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})(\tilde{x}_v - \tilde{z}_m) - \bar{J}s_0, \quad \|x_{vz}\| \neq 0 \quad (4.73)$$

$$\dot{\tilde{x}}_v = -K_V \tilde{x}_v \quad (4.74)$$

a) Análise para válvulas fechadas ou operando dentro da zona morta residual ($\|x_{vz}\| = 0$).

As expressões matemáticas da dinâmica do robô hidráulico são (4.70), (4.71), (4.72) e (4.74).

Como neste caso a válvula permanece fechada, pode-se fazer a mesma análise da seção 4.1.5. Esperam-se oscilações no início do repouso com o fechamento dos orifícios da válvula ou provocadas por perturbações externas no robô.

No entanto, neste caso, a zona morta resultante da compensação é apenas um resíduo diminuindo seu efeito sobre o desempenho do sistema. Se os erros da malha fechada crescerem, pode-se esperar que a válvula abra saindo da zona morta residual.

b) Análise para o caso em há sinal de controle ($\|x_{vz}\| \neq 0$)

Neste caso as expressões matemáticas da dinâmica do robô hidráulico são representadas por (4.70), (4.71), (4.73) e (4.74). Considera a função positiva definida mostrada em (4.35) e sua derivada no tempo em (4.36). Substituindo as expressões das dinâmicas em (4.36) se obtém

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_1 = & \frac{1}{2} s_0^T \dot{H}^*(q) s_0 + s_0^T \bar{J}^T \tilde{f}_H - s_0^T C^*(q, \dot{q}) s_0 - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_0 \tilde{z} \\
 & + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J} s_0 \\
 & - s_0^T K_{pq} \tilde{q} - s_0^T K_D s_0 + \tilde{q}^T K_{pq} s_0 - \tilde{q}^T K_{pq} A \tilde{q} - \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z \\
 & - \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} + \tilde{z}^T \Sigma_0 \bar{J} s_0 - \tilde{f}_H^T K_p \tilde{f}_H \\
 & + \tilde{f}_H^T g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \tilde{x}_v - \tilde{f}_H^T g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \tilde{z}_m \\
 & - \tilde{f}_H^T \bar{J}^T s_0 - \tilde{x}_v^T \varphi_1 K_V \tilde{x}_v
 \end{aligned} \tag{4.75}$$

que simplificando resulta em

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_1 = & s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} \\
 & - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J} s_0 - s_0^T K_D s_0 - \tilde{q}^T K_{pq} A \tilde{q} \\
 & - \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z - \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} \\
 & - \tilde{f}_H^T K_p \tilde{f}_H + \tilde{f}_H^T g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \tilde{x}_v \\
 & - \tilde{f}_H^T g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \tilde{z}_m - \tilde{x}_v^T \varphi_1 K_V \tilde{x}_v
 \end{aligned} \tag{4.76}$$

De forma matricial, a expressão (4.76) pode ser escrita como

$$\dot{V}_1 = -\rho_1^T N_3 \rho_1 + \rho_1^T D_3 \tag{4.77}$$

sendo que

$$N_3 = \begin{bmatrix} K_D + \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J} & 0 & -\frac{\bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y})}{2} & 0 & 0 \\ 0 & K_{p_q} \Lambda & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y})}{2} & 0 & \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_p \frac{-g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})}{2} & \\ 0 & 0 & \frac{-g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})}{2} & 0 & \varphi_1 K_v \end{bmatrix} \quad (4.78)$$

$$D_3 = \begin{bmatrix} \bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z \\ 0 \\ -\Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z \\ -g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \tilde{z}_m \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.79)$$

Considere as condições dadas na seção 4.1.5 para que a matriz N_3 seja positiva definida. Utilizando (4.55) e empregando o teorema de Rayleigh-Ritz em (4.77), pode-se escrever

$$\dot{V}_1 \leq -\alpha_1 \|\rho_1\|^2 + \|\rho_1\| \|D_3(\rho_1)\| \quad (4.80)$$

Analisando o vetor D_3 , pode-se concluir que o produto das matrizes diagonais φ_1 e $g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})$ pelo vetor \tilde{z}_m é limitado. As outras componentes do vetor são limitadas (ver seção 4.1.5). Então, D_3 possui um limite superior $\|D_3(\rho_1)\| \leq \bar{D}_3$ e (4.80) pode ser reescrita como

$$\dot{V}_1 \leq -\alpha_1 \|\rho_1\|^2 + \|\rho_1\| \bar{D}_3 \quad (4.81)$$

A condição para que \dot{V}_1 seja negativa definida é

$$\|\rho_1\| > \frac{\bar{D}_3}{\alpha_1} \quad (4.82)$$

Uma vez que \dot{V}_1 é negativa pode-se concluir que V_1 decresce e que os erros se mantêm limitados a um conjunto residual que depende

de \bar{D}_3 (da compensação de zona morta e de atrito) e α_1 (dos ganhos do controlador em cascata) devido a (4.82).

É importante perceber que $\bar{D}_3 < \bar{D}_2$ e a norma do vetor de erros de seguimento de trajetória $\|\rho_1\|$ com compensação de zona morta fixa é menor do que quando não é realizada.

5 CONTROLADOR EM CASCATA COM COMPENSAÇÃO DE ATRITO E DE ZONA MORTA COM ADAPTAÇÃO DE PARÂMETROS

Na seção anterior, mostrou-se que a norma do vetor de erros de seguimento do robô hidráulico converge para um conjunto residual que depende dos valores dos ganhos do controlador em cascata, do atrito e de sua compensação e da zona morta e de sua compensação.

Como mostrado no capítulo 4, a zona morta é representada por uma função não-linear entre as dinâmicas dos subsistemas eletromecânico e hidráulico e tem influência sobre os erros de seguimento do sistema. Uma etapa importante para implementação da compensação da zona morta é a da identificação do valor de seus limites, os quais podem ser obtidos através de métodos experimentais adequados ou de informações coletadas em manuais técnicos das válvulas.

Um método experimental baseado na norma ISO 10770-1 (1998) é mostrado em RODRIGUES et al. (2003). Tal método utiliza resultados da medição de vazão do óleo hidráulico que passa através da válvula para uma dada diferença de pressões e um dado sinal de controle. Um outro método experimental é apresentado por VALDIERO (2005), onde é necessário apenas medir as pressões do óleo nas linhas a e b que ligam a válvula às câmaras do cilindro e o sinal de controle da válvula.

Uma característica importante do projeto do controlador em cascata é que o controlador é baseado no modelo matemático do robô. Assim, erros de seguimento em cada subsistema, causados principalmente por incertezas paramétricas e por dinâmicas não modeladas, se propagam até o seguimento de posição angular dos elos.

Quanto à válvula, sua dinâmica sofre influência de parâmetros operacionais do sistema hidráulico que não são modelados. Por exemplo, a resposta da válvula depende da viscosidade do óleo mineral que varia com a temperatura, afetando a velocidade do escoamento do óleo, os vazamentos internos e as forças de fechamento da válvula geradas no escoamento e o atrito no movimento do carretel. Uma forma de solucionar o problema é manter a temperatura em uma faixa adequada (veja em BOSCH (2003) as condições especificadas para realização do ensaio de resposta em frequência da válvula proporcional). Isso implica na utilização de sistemas de condicionamento de temperatura.

Um problema adicional no modelo da válvula utilizado no projeto do controlador em cascata é que ele é linear e simplificado e não consi-

dera as forças eletromagnéticas de acionamento, as forças de atrito, de escoamento do óleo e das molas do carretel. Quando o carretel está parado, a película de óleo entre as partes pode ser rompida mudando as características do atrito estático (RODRIGUES et al., 2003). Parte destes problemas é resolvida pelos circuitos eletrônicos de controle da válvula que são fornecidos pelo fabricante. No entanto, a vazão da válvula não é linear.

As dinâmicas dos subsistemas hidráulico e mecânico também são afetadas pela temperatura e há incerteza de parâmetros. O módulo de elasticidade volumétrica do óleo β , os coeficientes de vazão na válvula k_a e k_b , e o atrito no cilindro variam com a temperatura. Isto também pode ser resolvido mantendo a temperatura de operação entre uma faixa de valores.

A estratégia de adaptação de parâmetros, apresentada neste capítulo, tem como objetivo calcular os limites da função inversa da zona morta. Quando os limites da zona morta não são perfeitamente conhecidos, ou então, quando estão variando no tempo, pode-se utilizar leis de controle adaptativas para compensação da zona morta (TAO e KOKOTOVIC, 1996).

Na seção 5.1, analisa-se um controlador em cascata que utiliza a função inversa da zona morta com adaptação de parâmetros. O controlador em cascata utilizado apresenta a compensação das dinâmicas do subsistema mecânico com compensação de atrito, dos subsistemas hidráulico e eletromecânico e da zona morta. Na seção 5.2, analisa-se o efeito da aplicação de um controlador em cascata com a mesma lei de adaptação de parâmetros, mas sem a compensação de atrito e da dinâmica da válvula.

5.1 Controlador em cascata com adaptação de parâmetros

O esquema mostrado na Figura 5.1 representa a estrutura de controlador em cascata com compensação de zona morta com adaptação de parâmetros utilizada neste trabalho.

O modelo do robô hidráulico é aquele apresentado no capítulo 2 e o controlador em cascata é o apresentado no capítulo 4, sendo que a compensação da zona morta é realizada através da função inversa da zona morta mostrada na seção 4.2. Com isto, a análise é feita com base no modelo completo descrito anteriormente aplicando um esquema de controle que considera todas as dinâmicas modeladas.

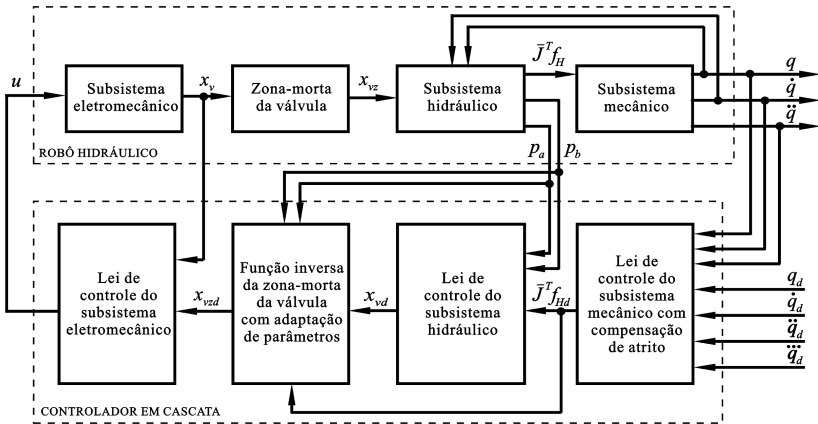


Figura 5.1 Esquema do controlador em cascata do robô hidráulico com compensação de zona morta com adaptação de parâmetros

Em CUNHA et al. (2004) aplica-se o controle em cascata para um atuador hidráulico com compensação de zona morta fazendo adaptação dos limites \hat{z}_{me} e \hat{z}_{md} com base na função inversa mostrada na equação (4.63). Neste trabalho, foram implementadas algumas modificações em relação à lei de controle apresentada por Cunha et al.(2004) que serão descritas na sequência do texto.

O cálculo dos limites de zona morta \hat{z}_{mei} e \hat{z}_{mdi} do atuador i é feito pelas expressões

$$\dot{\hat{z}}_{mei} = \begin{cases} -\eta_{ei} g_{vzi}(q_i, P_{ai}, P_{bi}, x_{vzi}) \tilde{f}_{Hi}, & -\hat{z}_{me\max i} < x_{vzdi} < 0 \\ 0, & x_{vzdi} \leq -\hat{z}_{me\max i} \text{ ou } x_{vzdi} \geq 0 \end{cases} \quad (5.1)$$

$$\dot{\hat{z}}_{mdi} = \begin{cases} -\eta_{di} g_{vzi}(q_i, P_{ai}, P_{bi}, x_{vzi}) \tilde{f}_{Hi}, & 0 < x_{vzdi} < \hat{z}_{md\max i} \\ 0, & x_{vzdi} \leq 0 \text{ ou } x_{vzdi} \geq \hat{z}_{md\max i} \end{cases} \quad (5.2)$$

onde η_{ei} , η_{di} , $\hat{z}_{me\max i}$ e $\hat{z}_{md\max i}$ são constantes positivas. Enquanto as expressões (5.1) e (5.2) apresentam função $g_{vzi}(q_i, P_{ai}, P_{bi}, x_{vzi})$, CUNHA et al. (2004) utiliza sinal de controle u_i . Esta alteração torna a lei de controle mais simples quanto ao chaveamento para o sinal de entrada da função e possibilitam a prova de estabilidade.

O vetor \hat{z}_m do limite de zona morta é calculado através de

$$\dot{\hat{z}}_m = \begin{cases} \dot{\hat{z}}_{me}, & \hat{z}_{me\max} < x_{vzd} < 0 \\ \dot{\hat{z}}_{md}, & 0 < x_{vzd} < \hat{z}_{md\max} \end{cases} \quad (5.3)$$

onde $\dot{\hat{z}}_{me}$ e $\dot{\hat{z}}_{md}$ são vetores compostos por $\dot{\hat{z}}_{mei}$ e $\dot{\hat{z}}_{mdi}$, respectivamente, sendo $i=1,2$ para um robô de dois graus de liberdade.

A expressão (5.3) leva em conta somente as partes das expressões (5.1) e (5.2) em que $\dot{\hat{z}}_{me}$ e $\dot{\hat{z}}_{md}$ apresentam variações e podem levar o sistema à instabilidade. Sendo assim, é conveniente para análise de estabilidade escrever que

$$\dot{\hat{z}}_m = -\eta g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \tilde{f}_H \quad (5.4)$$

E respeitando as condições estabelecidas em (5.3) se tem

$$\eta = \begin{cases} \eta_e, & -\hat{z}_{me\max} < x_{vzd} < 0 \\ \eta_d, & 0 < x_{vzd} < \hat{z}_{md\max} \end{cases} \quad (5.5)$$

É importante observar na equação (5.4) que:

- Os limites da zona morta variam com o erro de força hidráulica ($\tilde{f}_H = f_H - f_{Hd}$) que pode ser positivo ou negativo;
- O erro de força hidráulica é uma função dos erros de seguimento do subsistema mecânico e da compensação de atrito (veja a expressão (4.19));
- Erro negativo de força hidráulica produz \hat{z}_m crescente e a função inversa da zona morta aumenta as aberturas dos orifícios da válvula; Caso contrário, \hat{z}_m é decrescente e as aberturas dos orifícios da válvula são reduzidas;
- A função $g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) > 0$ tem relação com a vazão da válvula, é função da raiz quadrada da diferença de pressões na válvula e se constitui em um ganho; É calculada na lei de controle do subsistema hidráulico;
- $\eta > 0$ é o ganho de adaptação.
- $\hat{z}_{me\max}$ e $\hat{z}_{md\max}$ tem a função de limitar o valor estimado de \hat{z}_{mei} e \hat{z}_{mdi} . É um parâmetro que introduz segurança na implementação do controlador. Por exemplo, os limites da zona morta das válvulas do robô hidráulico utilizado neste trabalho são de 10% da abertura total (IV). Os valores especificados para $\hat{z}_{me\max}$ e $\hat{z}_{md\max}$ nos resultados apresentados é de 3V. No entanto, em testes preliminares das leis de

controle foi possível arbitrar valores pequenos e conforme o sucesso da implementação, $\hat{z}_{me\max i}$ e $\hat{z}_{md\max i}$ foram aumentados. É importante observar que $\hat{z}_{mei} > \hat{z}_{me\max i}$ e $\hat{z}_{mdi} < \hat{z}_{md\max i}$

5.1.1 Análise de Estabilidade

A dinâmica do robô hidráulico em malha fechada é dada por

$$H^*(q)\dot{s}_0 + [C^*(q, \dot{q}) + K_D]s_0 + K_{p_q}\tilde{q} + \bar{J}^T \Sigma_0 \tilde{z} + \bar{J}^T \Sigma_1 \dot{\tilde{z}} = \bar{J}^T \tilde{f}_H \quad (5.6)$$

$$\dot{\tilde{z}} = -\tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y})z - \hat{A}(\hat{z}, \dot{y})\tilde{z} + K_{obs}\bar{J}s_0 \quad (5.7)$$

$$\dot{\tilde{f}}_H = f_q(q, \dot{q}) - \dot{f}_{Hd}, \quad \|x_{vz}\| = 0 \quad (5.8)$$

$$\dot{\tilde{f}}_H = -K_P \tilde{f}_H + g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})(\tilde{x}_v - \tilde{z}_m) - \bar{J}s_0, \quad \|x_{vz}\| \neq 0 \quad (5.9)$$

$$\dot{\tilde{x}}_v = -K_V \tilde{x}_v \quad (5.10)$$

Seja a função positiva

$$V_2 = \frac{1}{2}s_0^T H^*(q)s_0 + \frac{1}{2}\tilde{q}^T K_{p1}\tilde{q} + \frac{1}{2}\tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1}\tilde{z} + \frac{1}{2}\tilde{f}_H^T \tilde{f}_H + \frac{1}{2}\tilde{x}_v^T \boldsymbol{\varphi}_1 \tilde{x}_v + \frac{1}{2}\tilde{z}_m^T \boldsymbol{\varphi}_2 \tilde{z}_m \quad (5.11)$$

e sua derivada em relação ao tempo

$$\dot{V}_2 = s_0^T H^*(q)\dot{s}_0 + \frac{1}{2}s_0^T \dot{H}^*(q)s_0 + \tilde{q}^T K_{p1}\dot{\tilde{q}} + \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1}\dot{\tilde{z}} + \tilde{f}_H^T \dot{\tilde{f}}_H + \tilde{x}_v^T \boldsymbol{\varphi}_1 \dot{\tilde{x}}_v + \tilde{z}_m^T \boldsymbol{\varphi}_2 \dot{\tilde{z}}_m \quad (5.12)$$

Como se admite que os limites da zona morta são valores constantes, a variação em relação ao tempo do erro de sua compensação é

$$\dot{\tilde{z}}_m = -\dot{\hat{z}}_m \quad (5.13)$$

uma vez que o erro \tilde{z}_m é definido como a equação (4.68).

De forma matricial, a expressão (5.11) pode ser escrita como

$$V_2 = \frac{1}{2} \rho_2^T N_4 \rho_2 \quad (5.14)$$

sendo que

$$\rho_2 = \begin{bmatrix} s_0 \\ \tilde{q} \\ \tilde{z} \\ \tilde{f}_H \\ \tilde{x}_v \\ \tilde{z}_m \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

$$N_4 = \begin{bmatrix} H^*(q) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{p1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Sigma_0 K_{obs}^{-1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \varphi_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \varphi_2 \end{bmatrix} \quad (5.16)$$

A matriz N_4 é dependente dos estados, uma vez que a matriz de inércia $H^*(q)$ é dependente da configuração. Como a matriz de inércia possui um limite superior, pode-se assumir que há um limite superior \bar{N}_4 dado por

$$\bar{N}_4 = \begin{bmatrix} \lambda_M I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{p1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Sigma_0 K_{obs}^{-1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \varphi_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \varphi_2 \end{bmatrix} \quad (5.17)$$

onde λ_M são os valores máximos dos autovalores estritamente positivos de $H^*(q)$ para todas configurações possíveis do robô e I é uma matriz identidade. Com isso

$$V_2 \leq \frac{1}{2} \rho_2^T \bar{N}_4 \rho_2 \leq \frac{1}{2} \lambda_{\max}(\bar{N}_4) \|\rho_2\|^2 \quad (5.18)$$

onde $\lambda_{\max}(\bar{N}_4)$ é o maior autovalor da matriz \bar{N}_4 .

a) Análise para o caso em que a válvula opera dentro da zona morta ($\|x_{vz}\| = 0$)

Na implementação destas leis adaptativas com condições iniciais nulas para os limites estimados da zona morta, a compensação será subcompensada no início de operação. Mas, por efeito do erro de seguimento de força hidráulica, os limites estimados de zona morta aumentam de valor e poderá ocorrer sobrecompensação.

Durante a subcompensação e a operação da válvula ocorre dentro da zona morta, a análise é feita na seção 4.1.5. Uma vez que a válvula saia de dentro da zona morta, a análise é feita na sequência do texto.

b) Análise para o caso em que a válvula opera fora da zona morta ($\|x_{vz}\| \neq 0$)

Neste caso as expressões matemáticas da dinâmica do robô hidráulico são representadas por (5.6), (5.7), (5.9) e (5.10).

Considere a função positiva definida mostrada em (5.11) e sua derivada no tempo em (5.12). Substituindo as dinâmicas do robô e (5.4) em (5.12), considerando (5.13), se obtém

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= \frac{1}{2} s_0^T \dot{H}^*(q) s_0 + s_0^T \bar{J}^T \tilde{f}_H - s_0^T C^*(q, \dot{q}) s_0 - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_0 \tilde{z} \\ &+ s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J} s_0 \\ &- s_0^T K_{pq} \tilde{q} - s_0^T K_D s_0 + \tilde{q}^T K_{pq} s_0 - \tilde{q}^T K_{pq} \Lambda \tilde{q} - \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z \\ &- \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} + \tilde{z}^T \Sigma_0 \bar{J} s_0 - \tilde{f}_H^T K_p \tilde{f}_H \\ &+ \tilde{f}_H^T g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \tilde{x}_v - \tilde{f}_H^T g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \tilde{z}_m \\ &- \tilde{f}_H^T \bar{J}^T s_0 - \tilde{x}_v^T \varphi_1 K_v \tilde{x}_v + \tilde{z}_m^T \varphi_2 \eta g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \tilde{f}_H \end{aligned} \quad (5.19)$$

Escolhendo matrizes diagonais φ_2 e η de forma que $I = \varphi_2 \eta$, onde I é uma matriz identidade e simplificando (5.19), tem-se como resultado

$$\begin{aligned}
\dot{V}_2 = & s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z + s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} \\
& - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J} s_0 - s_0^T K_D s_0 - \tilde{q}^T K_{p_q} A \tilde{q} \\
& - \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z - \tilde{z}^T \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) \tilde{z} \\
& - \tilde{f}_H^T K_p \tilde{f}_H + \tilde{f}_H^T g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \tilde{x}_v - \tilde{x}_v^T \varphi_1 K_v \tilde{x}_v
\end{aligned} \tag{5.20}$$

A expressão (5.20) pode ser escrita como

$$\dot{V}_2 = -\rho_1^T N_3 \rho_1 + \rho_1^T D_4 \tag{5.21}$$

sendo que

$$N_3 = \begin{bmatrix} K_D + \bar{J}^T \Sigma_1 K_{obs} \bar{J} & 0 & -\frac{\bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y})}{2} & 0 & 0 \\ 0 & K_{p_q} A & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\bar{J}^T \Sigma_1 \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y})}{2} & 0 & \Sigma_0 K_{obs}^{-1} \hat{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_p \frac{g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})}{2} \\ 0 & 0 & \frac{g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})}{2} & 0 & \varphi_1 K_v \end{bmatrix} \tag{5.22}$$

$$D_4 = \begin{bmatrix} \bar{J}^T \Sigma_1 \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z \\ 0 \\ -\Sigma_0 K_{obs}^{-1} \tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y}) z \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{5.23}$$

Por comparação, verifica-se que (5.22) é a mesma matriz N_3 mostrada em (4.50) e (4.78), que neste caso é semi-definida devido ao cancelamento do termo da compensação da zona morta em (5.19).

Valendo as condições já determinadas na seção 4.1.5, utilizando (4.55) em (5.21) e empregando o teorema de Rayleigh-Ritz, pode-se escrever

$$\dot{V}_2 \leq -\alpha_1 \|\rho_1\|^2 + \|D_4(\rho_1)\| \|\rho_1\| \tag{5.24}$$

Analisando o vetor D_4 , pode-se concluir que as suas componentes são limitadas (ver seção 4.1.5). Então, D_4 possui um limite superior $\|D_4(\rho_1)\| \leq \bar{D}_4$ e (4.80) pode ser reescrita como

$$\dot{V}_2 = -\alpha_1 \|\rho_1\|^2 + \bar{D}_4 \|\rho_1\| \quad (5.25)$$

A condição para que \dot{V}_2 seja negativa semi-definida é

$$\|\rho_1\| > \frac{\bar{D}_4}{\alpha_1} \quad (5.26)$$

É importante perceber que $\bar{D}_4 < \bar{D}_3 < \bar{D}_2$ (sendo que \bar{D}_2 e \bar{D}_3 são dados em (4.59) e (4.82), respectivamente) e a norma do vetor de erros de seguimento de trajetória $\|\rho_1\|$ com compensação de zona morta adaptativa é menor do que nos outros casos, para que \dot{V}_2 seja negativa.

O fato da função \dot{V}_2 ser negativa implica que V_2 decresce, e consequentemente, pode-se concluir que os erros de seguimento decrescem. Porém, se os erros de seguimento não verificarem (5.26), V_2 será crescente. Sendo assim, há um limite para $\|\rho_1\|$ que depende de \bar{D}_4 (da compensação de atrito) e de α_1 (dos ganhos do controlador em cascata) que será chamado de conjunto residual. Como consequência, cada componente do vetor de erros permanece em um conjunto residual. Isto significa que os vetores s_0 e \tilde{z}_m tendem para um conjunto residual em $t \rightarrow \infty$. Desta forma, os limites da zona-morta podem convergir para valores irrealis.

Como \dot{V}_2 é negativa semi-definida para a condição (5.26), pode-se dizer que o sistema é estável.

5.1.2 Considerações sobre a ação do controlador

O sinal de entrada do subsistema mecânico é um torque hidráulico e a força hidráulica que gera este torque é função da vazão de óleo produzida nos demais subsistemas. Os erros de seguimento no subsistema mecânico são causados, principalmente, por erros no seu sinal de en-

trada. Observa-se que em D_3 , (4.79), há um termo na linha do erro de força hidráulica que não existe em D_4 , (5.23).

Pode-se considerar que o atrito presente no subsistema mecânico aumenta os erros de seguimento de trajetória de posição do robô hidráulico. A compensação de atrito faz com que a lei de controle do subsistema mecânico aumente o torque hidráulico desejado $\bar{J}^T f_{Hd}$ para que os erros sejam os menores possíveis. No entanto, a produção deste torque é prejudicada pela zona morta.

Se a zona morta não é compensada, o esforço do controlador em cascata no cancelamento do atrito no cilindro e de outras não-linearidades como da vazão na válvula e da variação de volume nas câmaras do cilindro ficam prejudicados também.

Como a lei de adaptação é uma função do erro de força hidráulica, as aberturas dos orifícios de controle de cada válvula ajustam-se através da compensação de zona morta de forma a reduzir erros provocados tanto no subsistema mecânico quanto no hidráulico.

Uma vez que a função inversa da zona morta atua na abertura da válvula, outros parâmetros, como o módulo de elasticidade volumétrica do óleo β e os coeficientes de vazão na válvula k_a e k_b , da função $g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})$, são indiretamente adaptados. Observa-se na seção 2.1.3 que estes parâmetros são ganhos que influem na abertura da válvula e na vazão.

Assumindo limites de zona morta iniciais nulos na lei de adaptação, a compensação de zona morta passa por uma subcompensação, podendo chegar a sobrecompensação, como mostrado na Figura 4.4, Figura 4.5 e Figura 4.6.

A aplicação desta estratégia, dispensa a execução de experimentos para uma adequada identificação dos limites da zona morta.

Se o controlador em cascata não apresenta compensação de atrito e da dinâmica da válvula, pode-se esperar um erro de força maior, que indiretamente será compensado pela compensação de zona morta. Isto será analisado na seção 5.2.

5.2 Controlador em cascata com compensação de zona morta / atrito / dinâmica da válvula com adaptação de parâmetros

O esquema mostrado na Figura 5.2 representa a estrutura do controlador em cascata com compensação de zona morta com adaptação de parâmetros. Observa-se que este não apresenta a compensação da dinâ-

mica da válvula e do atrito no cilindro hidráulico. A função inversa da zona morta é descrita na seção 4.2.

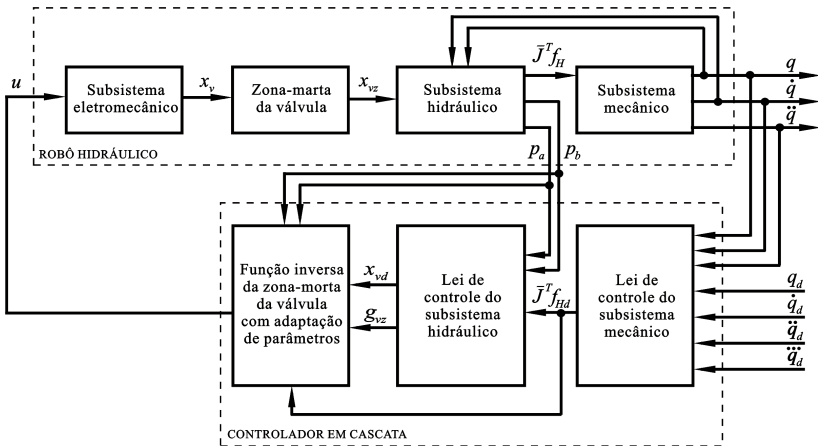


Figura 5.2 Controlador em cascata com compensação de zona morta / atrito / dinâmica da válvula com adaptação de parâmetros

O objetivo deste esquema de controle em cascata é de utilizar a função inversa da zona morta com adaptação de parâmetros para impor o seguimento de força no subsistema mecânico e hidráulico mesmo sem a compensação de atrito e da dinâmica da válvula. Na implementação experimental, este controlador oferece uma carga computacional menor ao *hardware* que os controladores anteriores que utilizam o observador de atrito e a compensação da dinâmica da válvula. Ou seja, o tempo necessário para execução do algoritmo de controle determina a carga computacional que o controlador em cascata constitui para o *hardware* de controle do robô (ver FARINES et al. 2000). Uma vez que o algoritmo de controle com adaptação de parâmetros não apresenta a compensação de algumas dinâmicas, como do atrito e da dinâmica da válvula, pode-se dizer que sua carga computacional é menor.

A análise de estabilidade mostrada na sequência tem como objetivo identificar vantagens e deficiências desta estratégia com adaptação sobre os erros de seguimento.

5.2.1 Análise de Estabilidade

A dinâmica do robô hidráulico em malha fechada considerando as combinações de posicionamento do carretel da válvula com o seu sinal de controle é dada por

$$H^*(q)\dot{s}_0 + [C^*(q, \dot{q}) + K_D]s_0 + K_{p_q}\tilde{q} + \bar{J}^T \Sigma_0 z + \bar{J}^T \Sigma_1 \dot{z} + \bar{J}^T \Sigma_2 \bar{J}\dot{q} = \bar{J}^T \tilde{f}_H \quad (5.27)$$

$$\dot{z} = \bar{J}\dot{q} - A(z, \hat{z}, \dot{y})z \quad (5.28)$$

$$\tilde{f}_H = f_q(q, \dot{q}) - \dot{f}_{Hd}, \quad \|x_{vz}\| = 0 \quad (5.29)$$

$$\dot{f}_H = f_q(q, \dot{q}) + g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \left(u - \tilde{z}_m + \frac{\dot{x}_v}{\omega_v} \right), \quad \|x_{vz}\| \neq 0 \quad (5.30)$$

$$\dot{x}_v = -\omega_v x_v + k_{em} \omega_v u \Rightarrow x_v = \frac{-\dot{x}_v}{\omega_v} + k_{em} u \quad (5.31)$$

Deve-se salientar que neste caso, a força de atrito e a dinâmica da válvula são consideradas como perturbações. A expressão (5.28) é a dinâmica de deformação média da rugosidade superficial da força de atrito e não do erro de compensação do atrito como feito na análise da seção 5.1.1. Na expressão (5.31), o deslocamento do carretel x_v é isolado e substituído em (5.30) para evidenciar o sinal de controle da válvula u na dinâmica da força hidráulica, considerando k_{em} sendo uma matriz identidade.

A expressão (5.29) representa a dinâmica da força hidráulica para o caso em que a válvula permanece fechada operando dentro da zona morta. Assumindo-se que $\|x_{vz}\| = 0$, tem-se o comportamento descrito na seção 4.2.

Se o sinal de controle u ultrapassar os valores limites da zona-morta da válvula (com $\|x_{vz}\| \neq 0$) a lei de controle em cascata passa a comandar o movimento do robô. O sinal de controle u é dado por

$$u = [g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz})]^{-1} (-f_q(q, \dot{q}) + \dot{f}_{Hd} - K_p \tilde{f}_H - \bar{J}s_0) \quad (5.32)$$

A dinâmica do subsistema hidráulico em malha fechada fica

$$\dot{\tilde{f}}_H = -K_p \tilde{f}_H + g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \left(-\tilde{z}_m - \frac{\dot{x}_v}{\omega_v} \right) - \bar{J}s_0, \quad \|x_{vz}\| \neq 0 \quad (5.33)$$

Seja a função positiva

$$V_3 = \frac{1}{2} s_0^T H^*(q) s_0 + \frac{1}{2} \tilde{q}^T K_{P1} \tilde{q} + \frac{1}{2} \tilde{f}_H^T \tilde{f}_H + \frac{1}{2} \tilde{z}_m^T \varphi_2 \tilde{z}_m \quad (5.34)$$

e sua derivada em relação ao tempo

$$\begin{aligned} \dot{V}_3 = & s_0^T \dot{H}^*(q) s_0 + \frac{1}{2} s_0^T \dot{H}^*(q) s_0 + \tilde{q}^T K_{P1} \dot{\tilde{q}} \\ & + \tilde{f}_H^T \dot{\tilde{f}}_H + \tilde{z}_m^T \varphi_2 \dot{\tilde{z}}_m \end{aligned} \quad (5.35)$$

De forma matricial, a expressão (5.11) pode ser escrita como

$$V_3 = \frac{1}{2} \rho_3^T N_5 \rho_3 \quad (5.36)$$

sendo que

$$\rho_3 = \begin{bmatrix} s_0 \\ \tilde{q} \\ \tilde{f}_H \\ \tilde{z}_m \end{bmatrix} \quad (5.37)$$

$$N_5 = \begin{bmatrix} H^*(q) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{Pq} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \varphi_2 \end{bmatrix} \quad (5.38)$$

A matriz N_5 é dependente dos estados, pelos motivos descritos anteriormente pode-se assumir que há um limite superior \bar{N}_5 dado por

$$\bar{N}_5 = \begin{bmatrix} \lambda_M I & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{Pq} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \varphi_2 \end{bmatrix} \quad (5.39)$$

onde λ_M são os valores máximos dos autovalores estritamente positivos de $H^*(q)$ para todas configurações possíveis do robô e I é uma matriz identidade. Com isso

$$V_3 \leq \frac{1}{2} \rho_3^T \bar{N}_5 \rho_3 \leq \frac{1}{2} \lambda_{\max}(\bar{N}_5) \|\rho_3\|^2 \quad (5.40)$$

onde $\lambda_{\max}(\bar{N}_5)$ é o maior autovalor da matriz \bar{N}_5 .

Substituindo-se as dinâmicas do robô e (5.4) em (5.35), considerando (5.13), obtém-se

$$\begin{aligned} \dot{V}_3 &= \frac{1}{2} s_0^T \dot{H}^*(q) s_0 + s_0^T \bar{J}^T \tilde{f}_H - s_0^T C^*(q, \dot{q}) s_0 - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_0 z \\ &\quad - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \dot{z} - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_2 \bar{J} \dot{q} - s_0^T K_{Pq} \tilde{q} - s_0^T K_D s_0 + \tilde{q}^T K_{Pq} s_0 \\ &\quad - \tilde{q}^T K_{Pq} \Lambda \tilde{q} - \tilde{f}_H^T K_P \tilde{f}_H - \tilde{f}_H^T g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \tilde{z}_m \\ &\quad - \tilde{f}_H^T g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \frac{\dot{x}_v}{\omega_v} - \tilde{f}_H^T \bar{J}^T s_0 \\ &\quad + \tilde{z}_m^T \varphi_2 \eta g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \tilde{f}_H \end{aligned} \quad (5.41)$$

Escolhendo constantes de forma que o produto de matrizes diagonais $\varphi_2 \eta > I$, onde I é uma matriz identidade, a expressão (5.41) resulta em

$$\begin{aligned} \dot{V}_3 &= -s_0^T \bar{J}^T \Sigma_0 z - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_1 \dot{z} - s_0^T \bar{J}^T \Sigma_2 \bar{J} \dot{q} - s_0^T K_D s_0 \\ &\quad - \tilde{q}^T K_{Pq} \Lambda \tilde{q} - \tilde{f}_H^T K_P \tilde{f}_H - \tilde{f}_H^T g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \frac{\dot{x}_v}{\omega_v} \\ &\quad + \tilde{f}_H^T (\varphi_2 \eta - I) g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \tilde{z}_m \end{aligned} \quad (5.42)$$

A expressão (5.42) pode ser reescrita como

$$\dot{V}_3 = -\rho_4^T N_6 \rho_4 + \rho_4^T D_5 + \rho_4^T Z_M \quad (5.43)$$

sendo que

$$\rho_4 = \begin{bmatrix} s_0 \\ \tilde{q} \\ \tilde{f}_H \end{bmatrix} \quad (5.44)$$

$$N_6 = \begin{bmatrix} K_D & 0 & 0 \\ 0 & K_{Pq} \Lambda & 0 \\ 0 & 0 & K_P \end{bmatrix} \quad (5.45)$$

$$D_5 = \begin{bmatrix} \bar{J}^T \Sigma_0 z + \bar{J}^T \Sigma_1 \dot{z} + \bar{J}^T \Sigma_2 \bar{J} \dot{q} \\ 0 \\ g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \frac{\dot{x}_v}{\omega_v} \end{bmatrix} \quad (5.46)$$

$$Z_M = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ (\varphi_2 \eta - I) g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) \tilde{z}_m \end{bmatrix} \quad (5.47)$$

De (5.44), deve-se salientar que o vetor ρ_4 não apresenta todos os estados do sistema. Nele, estão os erros de seguimento de trajetória de posição, velocidade angular e de força hidráulica, mas falta a componente do erro de compensação da zona morta que foi isolado em um termo identificado como Z_M . O vetor D_5 é composto por perturbações ao sistema robótico representados pela força de atrito e pela dinâmica da válvula. Assim, as dinâmicas do robô que não são compensadas ficam agrupadas em D_5 .

De N_6 verifica-se que é estritamente positiva, uma vez que todos os termos não-nulos são compostos pelos ganhos do controlador em cascata, são positivos e pertencem a diagonal principal da matriz. Desta forma, é conveniente escrever que

$$\dot{V}_3 \leq -\alpha_2 \|\rho_4\|^2 + \rho_4^T D_5 + \rho_4^T Z_M \quad (5.48)$$

onde α_2 é uma constante positiva dada por:

$$\alpha_2 = \lambda_{\min}(N_6), \quad \forall T \geq 0 \quad (5.49)$$

sendo que $\lambda_{\min}(N_6)$ dá o menor autovalor de N_6 , de forma que $N_6 \geq \alpha_2 I, \quad \forall t \geq 0$.

Analisando o vetor D_5 , pode-se concluir que as suas componentes são limitadas, mas podem assumir tanto valores positivos e negativos. A força de atrito nos cilindros é limitada porque a microdeformação média z rugosidade superficial e a velocidade \dot{z} desta microdeformação são limitadas (VALDIERO, 2005). A força de atrito viscoso $\Sigma_2 \bar{J} \dot{q}$ é limitada pela velocidade de movimentação do êmbolo $\bar{J} \dot{q}$ ($\dot{y} = \bar{J} \dot{q}$)

que é limitada pela vazão de óleo disponibilizada pela bomba. A velocidade \dot{x}_v de movimento do carretel da válvula direcional proporcional é limitada pelas suas características construtivas e dinâmicas.

Então, tomando um limite superior da norma de D_5 , de tal forma que $\bar{D}_5 \geq \|D_5\|$, pode-se escrever

$$\dot{V}_3 \leq -\alpha_2 \|\rho_4\|^2 + \bar{D}_5 \|\rho_4\| + \rho_4^T Z_M \quad (5.50)$$

O termo $\rho_4^T Z_M$ é dependente da compensação de zona morta e do sinal do vetor de estados ρ_4 . Uma escolha $(\varphi_2 \eta - I) = 0$ cancela os termos da zona morta em \dot{V}_3 como analisado anteriormente. Porém, é de interesse verificar quando isso não é realizado (com $(\varphi_2 \eta - I) > 0$) e qual o efeito de um erro de compensação de zona morta $\tilde{z}_m = z_m - \hat{z}_m$ assumindo valores negativos, nulos ou positivos.

No caso de subcompensação, com $\hat{z}_m < z_m$ se obtém $\tilde{z}_m > 0$ e efeito residual da zona morta. É importante salientar que como $(\varphi_2 \eta - I) > 0$, $g_{vz}(q, p_a, p_b, x_{vz}) > 0$ e dada a equação (5.50), $\rho_4^T Z_M$ será negativa somente se $\tilde{f}_H < 0$. Mesmo antes de analisar o efeito do termo $\rho_4^T Z_M$ ser negativo em relação a \dot{V}_3 , pode-se lembrar que $\tilde{f}_H < 0$ aumenta o valor de \hat{z}_m na lei de adaptação e concluir que aumentando a abertura da válvula através da função inversa pode-se reduzir os erros de seguimento mesmo com subcompensação.

No caso de compensação total, com $\hat{z}_m = z_m$ se obtém $\tilde{z}_m = 0$ e a zona morta é completamente cancelada. Como a lei de adaptação é função de \tilde{f}_H , o atrito e outras dinâmicas não consideradas influem sobre o seguimento de força e é difícil que se obtenha compensação total por muito tempo.

Considere o caso de sobrecompensação com $\hat{z}_m > z_m$ e $\tilde{z}_m < 0$. Como o sinal do erro de compensação de zona morta é de interesse para análise de estabilidade e $\tilde{z}_{mi} = -|\tilde{z}_{mi}|$ em cada atuador i , pode-se escrever que

$$Z_M = -Z_M \quad (5.51)$$

onde todos os termos do vetor Z_M são positivos.

Dessa forma, pode-se escrever que

$$\dot{V}_3 \leq -\alpha_3 \|\rho_4\|^2 + \bar{D}_5 \|\rho_4\| - \underline{Z}_M \|\rho_4\| \quad (5.52)$$

onde $\underline{Z}_M > 0$ é o valor mínimo da norma do vetor Z_M quando ocorre sobrecompensação.

A condição para que \dot{V}_3 seja negativa é

$$\|\rho_4\| > \frac{\bar{D}_5 - \underline{Z}_M}{\alpha_3} \quad (5.53)$$

Os erros no vetor ρ_4 se mantêm limitados a um conjunto residual que depende de \bar{D}_5 (da força de atrito e da dinâmica da válvula), de α_3 (dos ganhos do controlador em cascata) e de \underline{Z}_M que reduz a influência do termo de perturbações sobre os erros de seguimento.

O fato da função \dot{V}_3 ser negativa implica no decrescimento de V_3 . No entanto, os erros de seguimento não convergem para zero. As expressões (5.40) e (5.53) permitem verificar que V_3 é limitada por um valor constante e se diz que os erros se mantêm em um conjunto residual quando $t \rightarrow \infty$. Com a redução dos erros para valores que não verificam a desigualdade (5.53), \dot{V}_3 se torna positiva levando a um crescimento de V_3 . Como consequência, cada componente do vetor de erros tende para um conjunto residual. Isto significa que o vetor s_0 tende para um conjunto residual.

O erro de compensação de zona morta \tilde{z}_m que é um dos termos do vetor ρ_3 também se mantêm limitado. Como o erro não converge para zero, o valor estimado da zona morta não converge para valores reais. Ou seja, como a compensação direta do atrito e da dinâmica da válvula de não terem sido implementadas, os erros são reduzidos através de uma compensação indireta.

Por este motivo, o controlador descrito nesta seção foi chamado de controlador cascata com compensação de zona morta / atrito / dinâmica da válvula com adaptação de parâmetros.

5.2.2 Considerações sobre a ação do controlador com compensação de zona morta / atrito / dinâmica da válvula com adaptação de parâmetros

Nesta seção, analisou-se o efeito da compensação de zona morta sobre os erros de seguimento de trajetória com enfoque na sobrecompensação de zona morta e na adaptação de parâmetros da função inversa.

A estratégia aplicada para projeto do controlador baseia-se no fato que o acionamento da válvula tem um importante efeito sobre as dinâmicas da força hidráulica e do movimento do robô. Isso pode ser facilmente visualizado pela forma de escrita do modelo matemático na forma em cascata.

A presença da zona morta na válvula produz erros no seguimento de trajetória e dificulta a compensação de dinâmicas não-lineares descritas no modelo do robô.

Com a lei de controle com adaptação de parâmetros da função inversa da zona morta, mesmo sem a compensação do atrito e da dinâmica da válvula, verifica-se de forma teórica que os erros são reduzidos através de sobrecompensação dos limites da zona morta. Essa ação sobre a válvula aumenta a abertura dos orifícios de controle de vazão e tem um efeito importante sobre a força hidráulica que produz movimento nos elos.

Como os limites da zona morta são adaptados em função do erro de seguimento da força hidráulica, pode-se esperar que o controlador seja capaz de compensar, não somente a força de atrito que atua no conjunto êmbolo/haste do cilindro e a dinâmica do movimento da válvula, mas outras perturbações não consideradas que produzem erros de seguimento de força hidráulica e de seguimento no subsistema mecânico. Pode-se concluir que o controlador reduz o efeito das perturbações no seguimento de força.

No próximo capítulo os resultados experimentais da implementação deste controlador serão apresentados.

6 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

O objetivo principal deste capítulo é validar de forma experimental os resultados teóricos obtidos nos capítulos 4 e 5 para um robô hidráulico de dois graus de liberdade.

A bancada de testes experimentais do robô hidráulico foi construída por ocasião do trabalho de VALDIERO (2005) no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos em conjunto com o Laboratório de Robótica da Universidade Federal de Santa Catarina. O robô consiste de uma estrutura cinemática planar com dois elos e duas juntas de rotação sendo acionado por dois atuadores hidráulicos e está descrito de forma detalhada no Apêndice B.

O trabalho experimental também tem como objetivo analisar o efeito da zona morta sobre o desempenho do sistema, o efeito de outras dinâmicas e as suas respectivas compensações em conjunto com o controlador em cascata.

Os experimentos são realizados na sequência mostrada na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 Sequência de experimentos e sua descrição

Experimento	Descrição
1	Controle em cascata sem compensação da dinâmica da válvula, do atrito no subsistema mecânico e de zona morta (para efeito de comparação com os demais resultados);
2	Inclusão da dinâmica da válvula (lei de controle no subsistema eletromecânico) no controlador em cascata;
3	Inclusão da compensação do atrito;
4	Inclusão da compensação fixa de zona morta com parâmetros identificados experimentalmente ($z_m = 1V$, 10% da abertura total da válvula e $l_c = 0,4V$);
5	Subcompensação da zona morta ($z_m = 0,8V$, 8% da abertura total da válvula e $l_c = 0,4V$);
6	Sobrecompensação da zona morta ($z_m = 1,2V$, 12% da abertura total da válvula e $l_c = 0,4V$);

7	Compensação do atrito, da zona morta e da dinâmica da válvula
8	Compensação da zona morta com adaptação de parâmetros e compensação de atrito
9	Adaptação dos limites da zona morta – compensação de zona morta / atrito

6.1 Trajetória desejada

O controle do robô é realizado no espaço das juntas e a trajetória utilizada é polinomial de 7ª ordem porque possui suavidade dos sinais de posição, velocidade, aceleração e derivada da aceleração. Ou seja, até a terceira derivada sucessiva em relação ao tempo do polinômio de 7ª ordem é contínua.

Tal trajetória apresenta trechos de movimentos e paradas, possibilitando a obtenção de informações de desempenho do posicionamento e de seguimento de forma a excitar os efeitos do atrito e da zona morta.

Assume-se como posição inicial a posição angular média de cada junta e o movimento é programado com subidas e descidas intercaladas com paradas. Cada trecho tem duração de T segundos, sendo utilizado o tempo de T = 3s.

A trajetória polinomial de 7ª ordem é dada por

$$q_d = \begin{bmatrix} q_{d1}(t) \\ q_{d2}(t) \end{bmatrix} \quad (6.1)$$

$$q_{d1}(t) = \begin{cases} y_{dp1}(t) + 0.41, & t < T \\ 0.67, & T \leq t \leq 2T \\ -y_{dp1}(t - 2T) + 0.67, & 2T \leq t \leq 3T \\ 0.41, & 3T \leq t \leq 4T \\ -y_{dp1}(t - 4T) + 0.41, & 4T \leq t \leq 5T \\ 0.15, & 5T \leq t \leq 6T \\ y_{dp1}(t - 6T) + 0.15, & 6T \leq t \leq 7T \\ 0.41, & 7T \leq t \leq 8T \end{cases},$$

$$q_{d2}(t) = \begin{cases} y_{dp2}(t) - 1.21, & t < T \\ -1.01, & T \leq t \leq 2T \\ -y_{dp2}(t - 2T) - 1.01, & 2T \leq t \leq 3T \\ -1.21, & 3T \leq t \leq 4T \\ -y_{dp2}(t - 4T) - 1.21, & 4T \leq t \leq 5T \\ -1.42, & 5T \leq t \leq 6T \\ y_{dp2}(t - 6T) - 1.42, & 6T \leq t \leq 7T \\ -1.21, & 7T \leq t \leq 8T \end{cases}$$

$$\begin{cases} y_{dp1}(t_p) = (-2.40t_p^7 + 25.22t_p^6 - 90.80t_p^5 + 113.50t_p^4)10^{-3} \\ y_{dp2}(t_p) = (-1.86t_p^7 + 19.48t_p^6 - 70.12t_p^5 + 87.65t_p^4)10^{-3} \end{cases}$$

As trajetórias produzidas por estas funções aparecem nos resultados experimentais mostrados na sequência.

6.2 Ganhos do controlador em cascata

Os ganhos do controlador em cascata e do observador de atrito obedecem as condições estabelecidas no capítulo 4, são previamente testados e sintonizados experimentalmente de forma a evitar oscilações no sinal de controle e produzir os menores erros de seguimento. Os procedimentos adotados para ajuste dos ganhos do controlador em cascata baseiam-se na metodologia proposta por CUNHA et al (2002).

A Tabela 6.2 mostra os valores utilizados em todos experimentos.

Tabela 6.2 Ganhos do controlador em cascata e do observador de atrito

$\Lambda = \begin{bmatrix} 35 & 0 \\ 0 & 20 \end{bmatrix}$
$K_D = \begin{bmatrix} 400 & 0 \\ 0 & 700 \end{bmatrix}$
$K_P = \begin{bmatrix} 350 & 0 \\ 0 & 450 \end{bmatrix}$

$$K_{p_i} = \begin{bmatrix} 3600 & 0 \\ 0 & 3600 \end{bmatrix}$$

$$K_{v_i} = \begin{bmatrix} 300 & 0 \\ 0 & 300 \end{bmatrix}$$

$$K_{obs_i} = \begin{bmatrix} 0,05 & 0 \\ 0 & 0,05 \end{bmatrix}$$

6.3 Função inversa da zona morta e seus parâmetros

Como os sinais medidos apresentam ruído, a função inversa da zona morta utilizada nos experimentos possui uma suavização para evitar descontinuidade da saída em torno de $u = 0V$.

A Figura 6.1 mostra a representação gráfica dessa função (VALDIERO, 2003) com a suavização na proximidade da origem para o controle do robô hidráulico em cada atuador $i = 1, 2$.

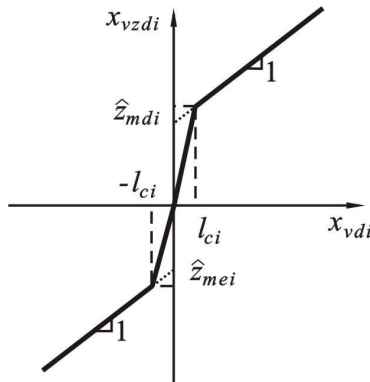


Figura 6.1 Função inversa suavizada da zona morta

O valor l_{ci} , que é chamado de largura do chaveamento de compensação, define uma região em torno da origem do sinal de controle na qual é feita uma suavização dos sinais, evitando assim o chaveamento brusco quando o sinal de controle fica próximo a zero. Valores muito pequenos aumentam a oscilação na saída por efeito de ruído na entrada, mas torna a função inversa suavizada mais parecida com a função inversa da zona morta mostrada no capítulo 4. Valores grandes reduzem a oscilação, mas prejudicam a compensação da zona morta e o desempenho do sistema.

A função inversa suavizada da zona morta é descrita pelas expressões matemáticas

$$x_{vdi} = \begin{cases} x_{vdi} - \hat{z}_{mei}, & x_{vdi} \leq -l_{ci} \\ \left(\frac{\hat{z}_{mei}}{l_{ci}} + 1 \right) x_{vdi}, & -l_{ci} < x_{vdi} < 0 \\ \left(\frac{\hat{z}_{mdi}}{l_{ci}} + 1 \right) x_{vdi}, & 0 < x_{vdi} < l_{ci} \\ x_{vdi} + \hat{z}_{mdi}, & x_{vdi} \geq l_{ci} \end{cases} \quad (6.2)$$

Os parâmetros utilizados no controle são mostrados na Tabela 6.3 e foram identificados em VALDIERO (2005), com exceção de l_{ci} que foi ajustado com objetivo de se obter melhores resultados dos controladores implementados. Para efeito de comparação e análise serão utilizados valores inferiores e superiores aos identificados por VALDIERO.

Como a posição do carretel da válvula proporcional é medida por um transdutor que tem sua saída dada em sinal tensão de -10V a 10V, os parâmetros da função inversa são dados em volts.

Tabela 6.3 Parâmetros da função inversa da zona morta

Parâmetros identificados em VALDIERO (2005) – Experimento 4	$\hat{z}_{me1} = \hat{z}_{md1} = \hat{z}_{me2} = \hat{z}_{md2} = 1V$ (10% da abertura total da válvula) $l_c = l_{c1} = l_{c2} = 0,4V$
Parâmetros utilizados para subcompensação de zona morta – Experimento 5	$\hat{z}_{me1} = \hat{z}_{md1} = \hat{z}_{me2} = \hat{z}_{md2} = 0,8V$ (8% da abertura total da válvula) $l_c = l_{c1} = l_{c2} = 0,4V$
Parâmetros utilizados para sobrecompensação de zona morta – Experimento 6	$\hat{z}_{me1} = \hat{z}_{md1} = \hat{z}_{me2} = \hat{z}_{md2} = 1,2V$ (12% da abertura total da válvula) $l_c = l_{c1} = l_{c2} = 0,4V$
Controle em cascata com compensação da dinâmica da válvula, do atrito e da zona morta – Experimento 7	$\hat{z}_{me1} = \hat{z}_{md1} = \hat{z}_{me2} = \hat{z}_{md2} = 0,8V$ (8% da abertura total da válvula) $l_c = l_{c1} = l_{c2} = 0,6V$
Controle em cascata com adaptação de parâmetros morta – Experimentos 8 e 9	$l_c = l_{c1} = l_{c2} = 0,1V$

6.4 Condições operacionais para realização do experimento

Como os parâmetros do sistema sofrem variações durante a operação, os experimentos são realizados sob condições que são definidas a seguir.

Uma destas condições é que os ensaios são realizados com a temperatura na faixa de (40 ± 1) °C, pois há variações de parâmetros dependentes da temperatura, como a viscosidade do óleo hidráulico que também influencia as forças de atrito no cilindro hidráulico e o módulo de elasticidade volumétrica do óleo β . Como o robô não possui um sistema de controle de temperatura para mantê-la na faixa especificada, os experimentos são realizados quando a temperatura se encontra entre 39°C e 41°C, e o monitoramento ocorre através do termômetro do reservatório de óleo e um conjunto termopar/indicador de temperatura montado na tubulação de suprimento de óleo.

A especificação da pressão de suprimento está relacionada a carga que será transportada pelo robô e o nível do sinal de controle alimentando a válvula. Se a pressão de suprimento é demasiadamente alta para o carregamento do robô, a válvula opera em uma região muito próxima da zona morta e os problemas provocados por comportamentos não-lineares aumentam também, como o da não-linearidade do coeficiente de vazão k_a e k_b e dos vazamentos (RODRIGUES et al., 2003).

A pressão de suprimento da unidade de potência hidráulica foi ajustada para $p_s = 50$ bar. Como a vazão na válvula é dependente da diferença da pressão de suprimento com a pressão nas câmaras do cilindro, este valor ajustado na unidade de potência faz com que a válvula opere com aberturas em torno de 10% a 20% da abertura total, operando com aberturas muito próximas da zona morta.

Quanto aos sinais medidos e utilizados no controlador, os ruídos provenientes do ambiente e do processo de derivação numérica devem ser amenizados por processo de filtragem dos sinais. Os filtros utilizados são do tipo passa-baixa e estão especificados no Apêndice A.

Utiliza-se um tempo de amostragem de sinais de 1,2ms. O tempo de amostragem foi configurado no menor tempo em que o *hardware* de controle é capaz de executar as leis de controle e fornecer sinais de saída sem que ocorram erros. O *hardware* e *software* produzido pela empresa alemã Dspace (com especificação no Apêndice B) fornece uma mensagem de erro se o tempo de amostragem especificado não é grande o su-

ficiente para realizar todos os cálculos necessários e impede a realização dos experimentos.

Os encoders utilizados na medição das posições angulares dos e-los fornecem 500 pulsos por rotação e o *hardware* e *software* da Dspace, onde os encoders são eletricamente conectados, é capaz de interpolar os sinais e fornecer a resolução de $0,003 \text{ rad}$.

6.5 Experimento 1 – Controle em cascata sem compensação da dinâmica da válvula, do atrito no cilindro e de zona morta

Este experimento é realizado com objetivo de se ter um padrão de comparação para os demais resultados.

O esquema de controle é representado pela Figura 6.2. Comparando com a Figura 4.2, este esquema não possui a lei de controle do subsistema eletromecânico, a função inversa da zona morta e nem a compensação de atrito na lei de controle do subsistema mecânico.

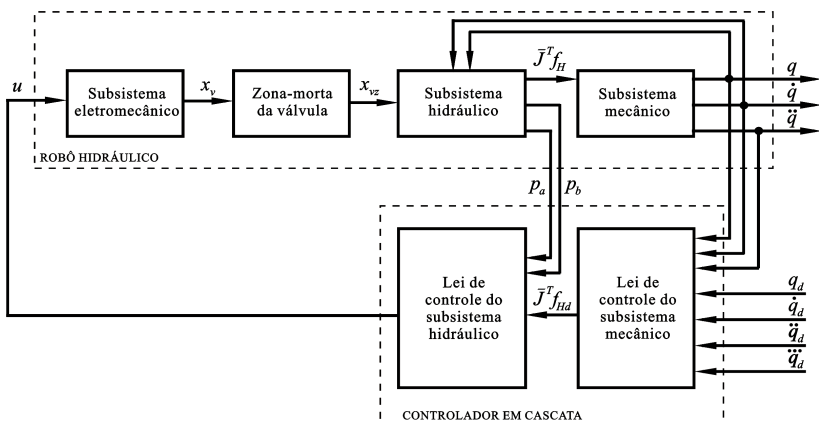


Figura 6.2 Controlador em cascata sem compensação de zona morta, de atrito e da dinâmica da válvula

O seguimento de trajetória no subsistema mecânico e os seus erros são mostrados na Figura 6.3. O sinal de controle de acionamento é mostrado na Figura 6.4.

Observa-se que o sinal de controle não apresenta oscilações. É importante salientar que o ajuste dos ganhos é realizado com objetivo de obter os menores erros no seguimento sem causar oscilações no sinal de controle e produzir movimento suave no efetuator final.

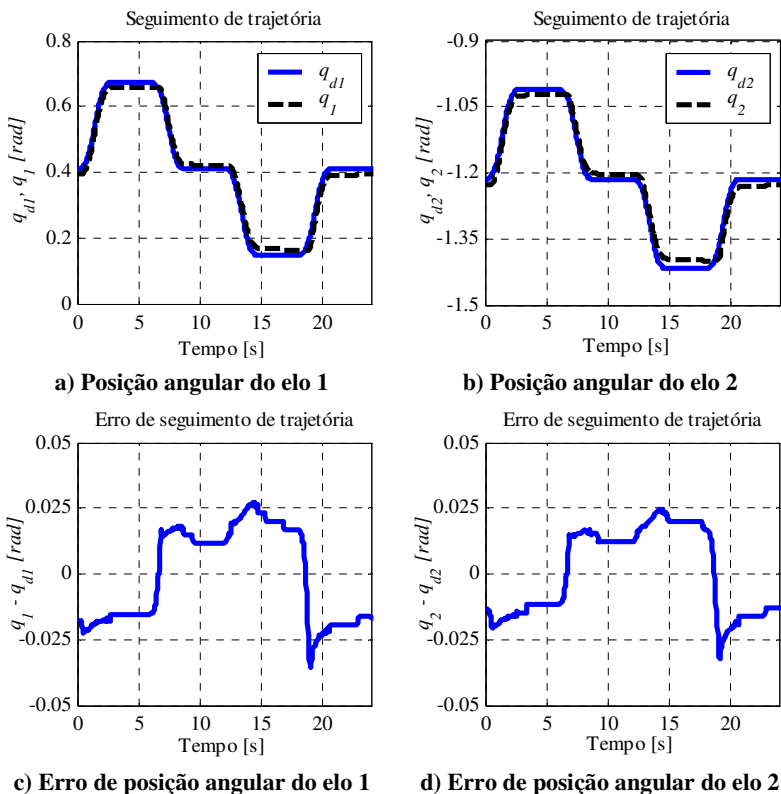


Figura 6.3 Experimento 1 - Seguimento no subsistema mecânico

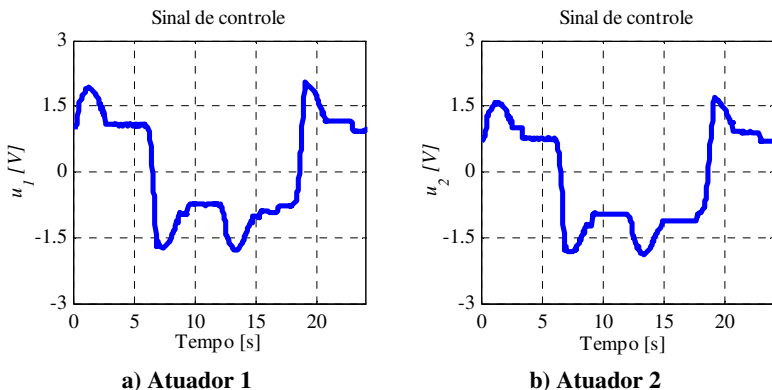
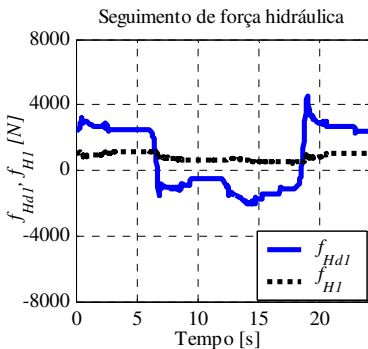
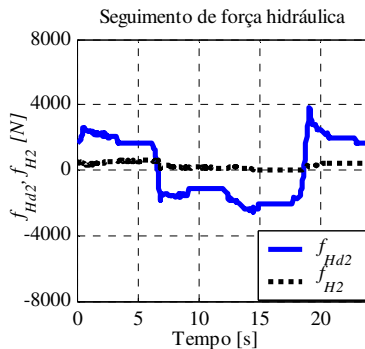


Figura 6.4 Experimento 1 - Sinal de controle

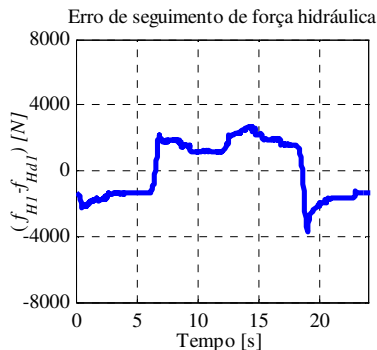
O seguimento de trajetória no subsistema hidráulico e seus erros são mostrados na Figura 6.5.



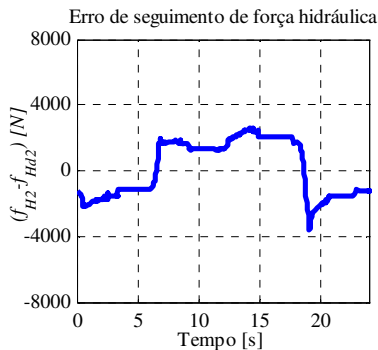
a) Força hidráulica do atuador 1



b) Força hidráulica do atuador 2



c) Erro de força hidráulica do atuador 1



d) Erro de força hidráulica do atuador 2

Figura 6.5 Experimento 1 - Seguimento no subsistema hidráulico

A redução dos erros de seguimento no subsistema hidráulico é de interesse no projeto do controlador, pois oferece influência sobre os erros no subsistema mecânico e no posicionamento do efetuador final do robô. A expressão (4.19) equaciona os erros de seguimento dos dois subsistemas e comprova a relação existente.

O controlador em cascata aplicado neste primeiro experimento realiza cancelamento de algumas dinâmicas e de alguns comportamentos não-lineares. O aumento do ganho K_p , da lei de controle do subsistema hidráulico, reduz o erro de seguimento no subsistema, mas a incerteza de parâmetros, não-linearidades como a zona morta e as dinâmicas não consideradas no controlador provocam os erros observados tanto no subsistema mecânico quanto no hidráulico. Assim, a amplitude da força

hidráulica desejada verificadas nas Figura 6.5 (a) e (b), calculadas pela lei de controle (4.13), não são suficientes para comandar as válvulas e reduzir os erros.

Outro problema está relacionado a existência de ruídos nos sinais de pressão. Para amenizar o problema, os sinais provenientes dos transmissores de pressão da bancada experimental são filtrados. No entanto, os filtros passa-baixa utilizados atrasam os sinais e tem efeito negativo sobre a compensação das dinâmicas e o cancelamento das não-linearidades. Por estes motivos, há o compromisso de amenizar o ruído e evitar o atraso demorado dos sinais no ajuste das frequências de corte dos filtros.

6.6 Experimento 2 - Controlador em cascata com compensação da dinâmica da válvula proporcional direcional

Este experimento é realizado com objetivo de verificar o efeito da compensação da dinâmica da válvula sobre o seguimento de trajetória de posição no subsistema mecânico. Ou seja, a lei de controle do subsistema eletromecânico é incluída no controlador em cascata.

A estratégia de controle em cascata é realizada conforme o esquema da Figura 6.6. Este controlador difere daquele mostrado no capítulo 4 no que se refere as compensações do atrito e de zona morta que não são realizadas.

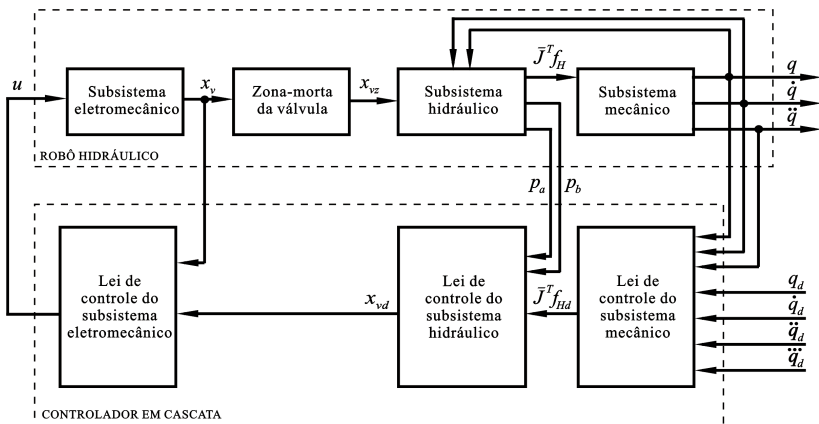


Figura 6.6 Controlador em cascata com compensação da dinâmica da válvula

A lei de controle do subsistema eletromecânico apresenta um termo que é a derivada em relação ao tempo da posição desejada do car-

retel \dot{x}_{vd} . Na implementação experimental, o valor de \dot{x}_{vd} é obtido por derivação numérica seguida de filtragem do sinal de x_{vd} .

O seguimento de trajetória e os erros de seguimento no subsistema mecânico são mostrados na Figura 6.7.

O sinal de controle é mostrado na Figura 6.8. Pode-se observar que o sinal de controle não é oscilatório.

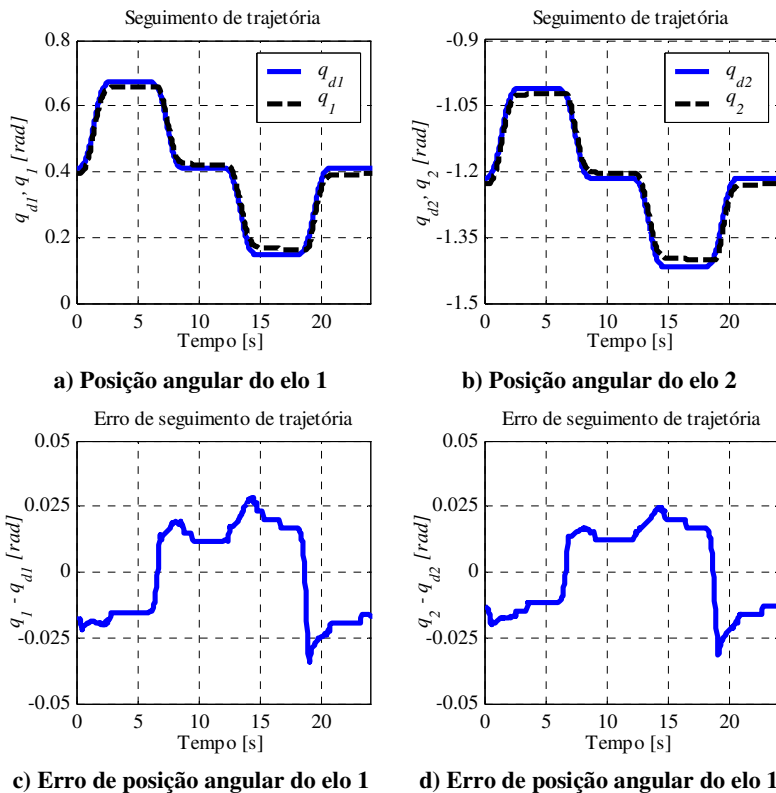


Figura 6.7 Experimento 2 - Seguimento no subsistema mecânico

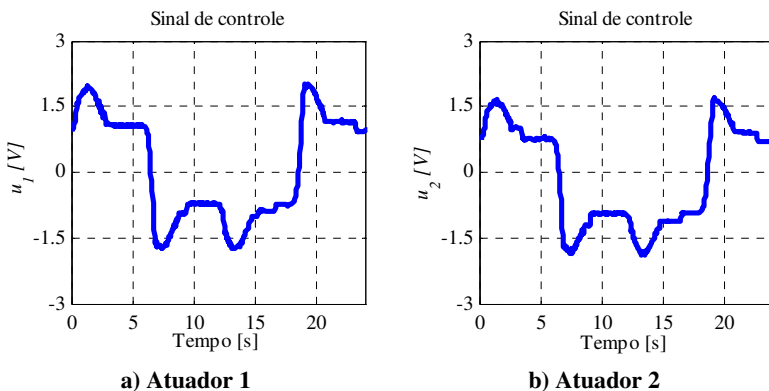
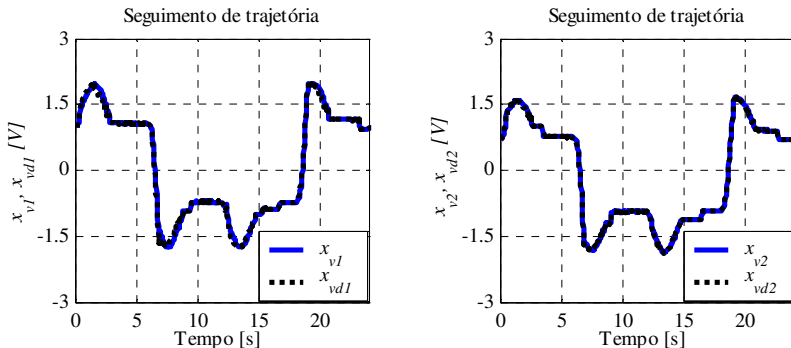


Figura 6.8 Experimento 2 - Sinal de controle

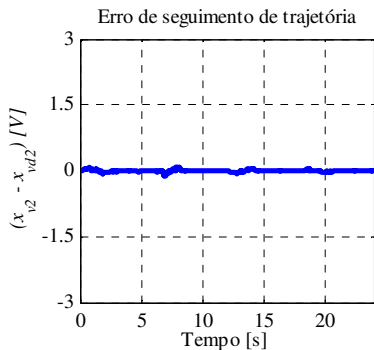
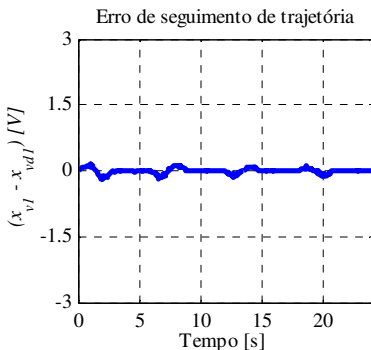
O seguimento de trajetória no subsistema eletromecânico e seus erros são mostrados na Figura 6.9.

Na Figura 6.10 mostra-se um gráfico contendo os sinais e erro de seguimento de posição angular dos elos dos experimentos 1 e 2. Os resultados de erro obtidos são praticamente iguais e pode-se concluir que a compensação da dinâmica da válvula tem pouca influência sobre os erros de seguimento no subsistema mecânico. Pode-se interpretar que a dinâmica da válvula é muito rápida em relação as outras dinâmicas do robô nas condições do experimento. No entanto, a falta da compensação da zona morta neste experimento resulta nos erros mostrados na figura.



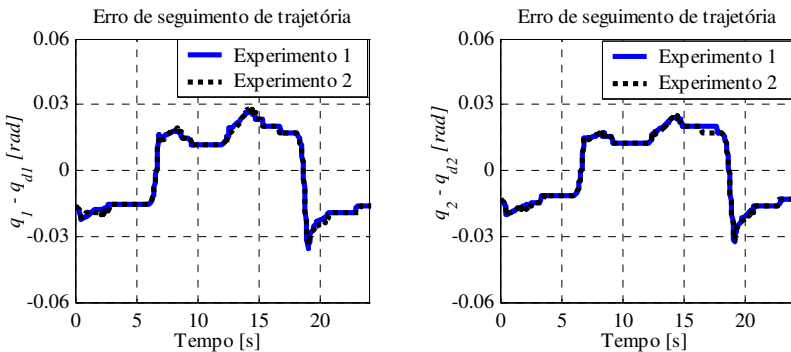
a) Posição do carretel do atuador 1

b) Posição do carretel do atuador 2



c) Erro de posição do carretel do atuador 1 d) Erro de posição do carretel do atuador 2

Figura 6.9 Experimento 2 - Seguimento no subsistema eletromecânico



a) Elo 1

b) Elo 2

Figura 6.10 Comparação dos erros de seguimento de posição angular dos elos nos experimentos 1 e 2

6.7 Experimento 3 - Controlador em cascata com compensação de atrito

Este experimento é realizado com objetivo de verificar o efeito da compensação do atrito sobre os erros de seguimento de posição angular.

A estratégia de controle em cascata utilizada é representada pelo esquema mostrado na Figura 6.11.

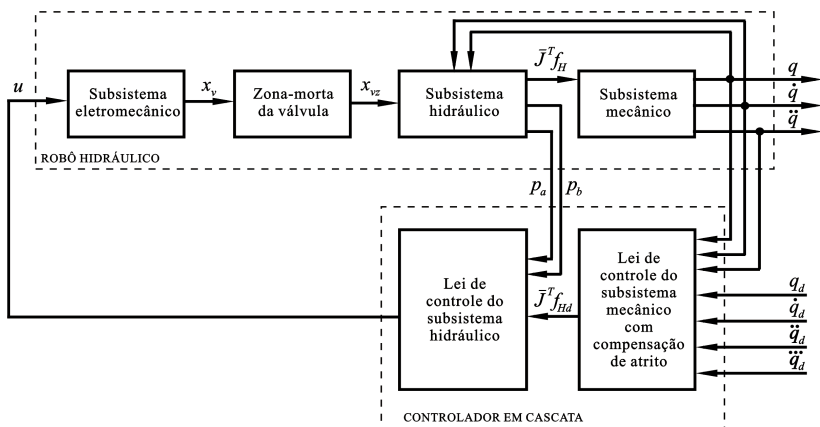


Figura 6.11 Controlador em cascata com compensação de atrito

O seguimento de trajetória e os erros obtidos com o controle no subsistema mecânico são mostrados na Figura 6.12. O sinal de controle é mostrado na Figura 6.13.

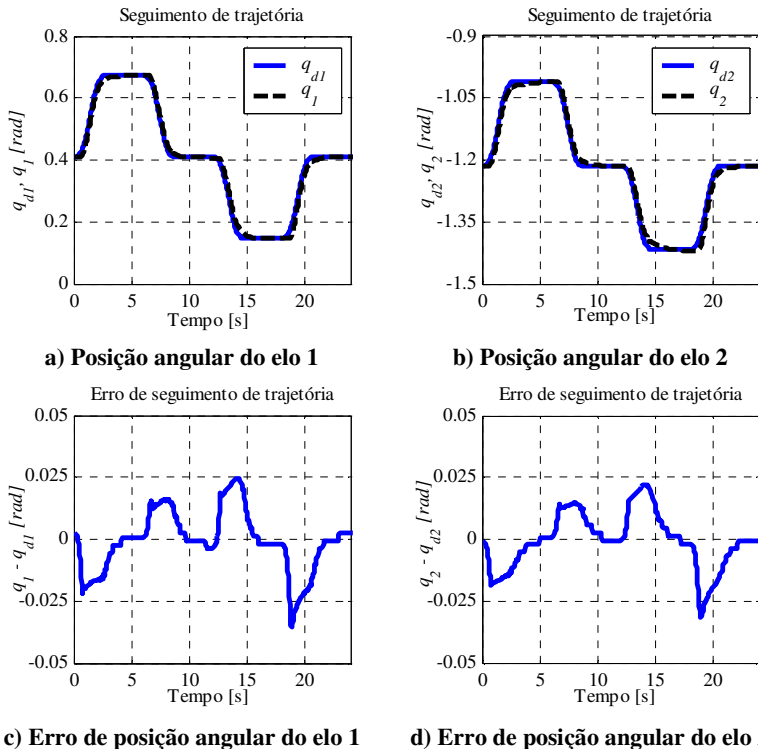


Figura 6.12 Experimento 3 - Seguimento no subsistema mecânico

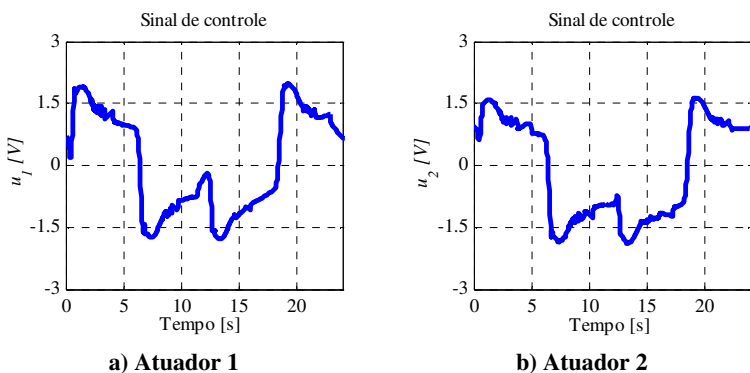


Figura 6.13 Experimento 3 - Sinal de controle

A força de atrito, calculada pelo observador de atrito mostrado na seção 4.1.4, é mostrada na Figura 6.14.

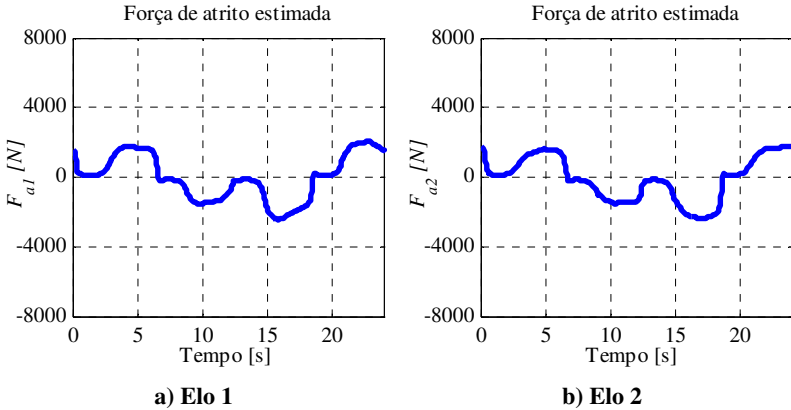


Figura 6.14 Experimento 3 - Força de atrito dos atuadores 1 e 2

Na Figura 6.12 observa-se uma oscilação de erro pequena quando o movimento diminui a velocidade e está entrando no trecho de repouso. Pode-se atribuir essa oscilação ao efeito *stick-slip* que não foi completamente compensado. Uma oscilação no sinal de controle, no mesmo intervalo de tempo, pode ser observado na Figura 6.13.

Os resultados de erros de seguimento dos experimentos 1 e 3 são mostrados na Figura 6.15. Observa-se uma redução dos erros de seguimento de trajetória nos trechos de repouso e a compensação do atrito estático.

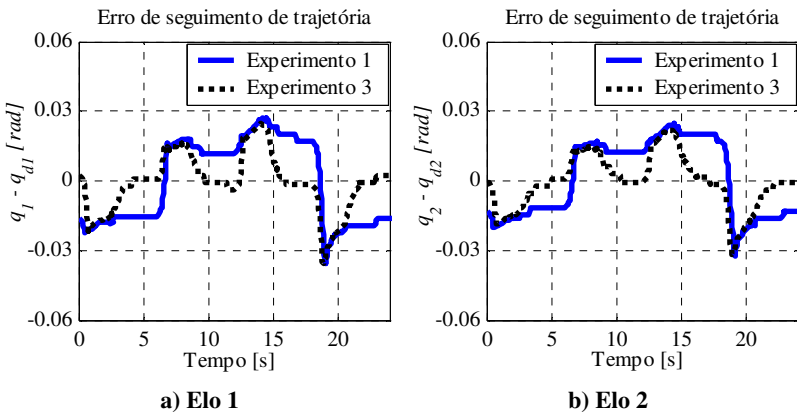


Figura 6.15 Experimento 3 - Comparação dos erros de seguimento de posição angular dos elos nos experimentos 1 e 3

O seguimento de trajetória no subsistema hidráulico e seus erros são mostrados na Figura 6.16.

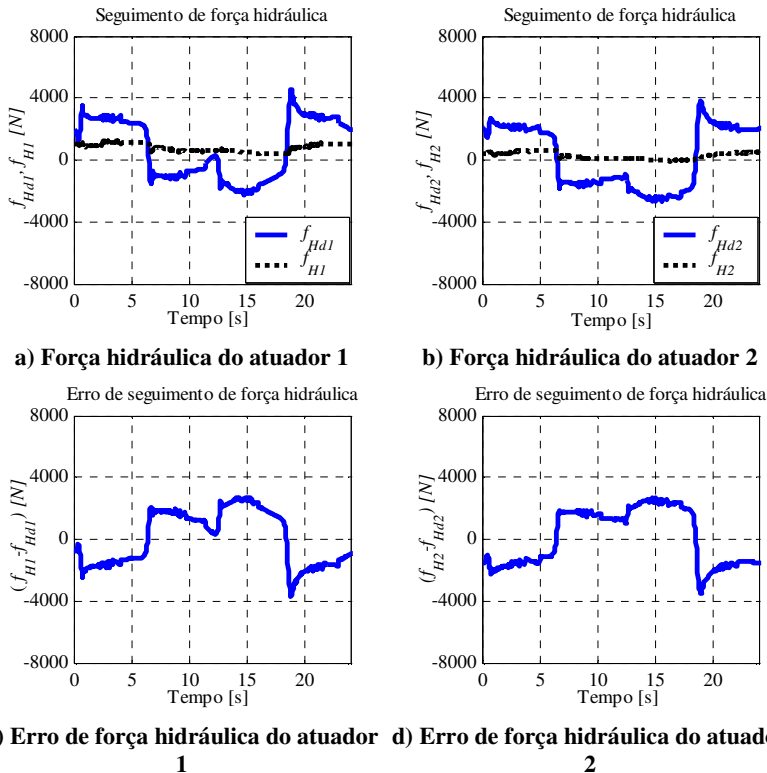


Figura 6.16 Experimento 3 –Seguimento no subsistem hidráulico

Na Figura 6.17 os resultados de erro de seguimento de força hidráulica dos experimentos 1 e 3 são mostrados em um mesmo gráfico. Observa-se que há poucas diferenças quanto aos resultados dos dois experimentos. Pode-se concluir que acréscimo de força desejada produzido pelo observador de atrito não é suficiente para reduzir os erros no subsistema hidráulico e, conseqüentemente, no subsistema mecânico. É importante lembrar que a zona morta não é compensada neste experimento e seu efeito permanece.

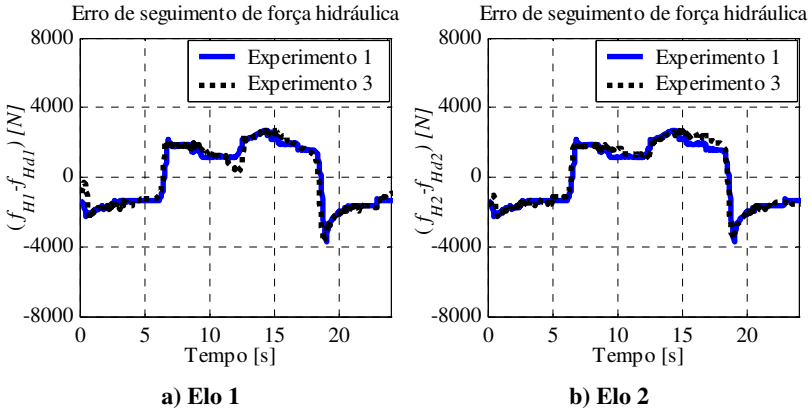


Figura 6.17 Comparação dos erros de seguimento de força hidráulica dos atuadores nos experimentos 1 e 3

6.8 Controlador em cascata com compensação fixa de zona morta

Este experimento tem como objetivo avaliar o efeito da compensação da zona morta sobre os erros de seguimento do subsistema mecânico e hidráulico. Compensação fixa significa que os valores estimados para os limites da zona morta serão constantes. O esquema controlador com compensação fixa de zona morta é mostrado na Figura 6.18. A principal diferença deste controlador para aquele mostrado na Figura 4.2 é que este não realiza a compensação da dinâmica da válvula e do atrito no atuador.

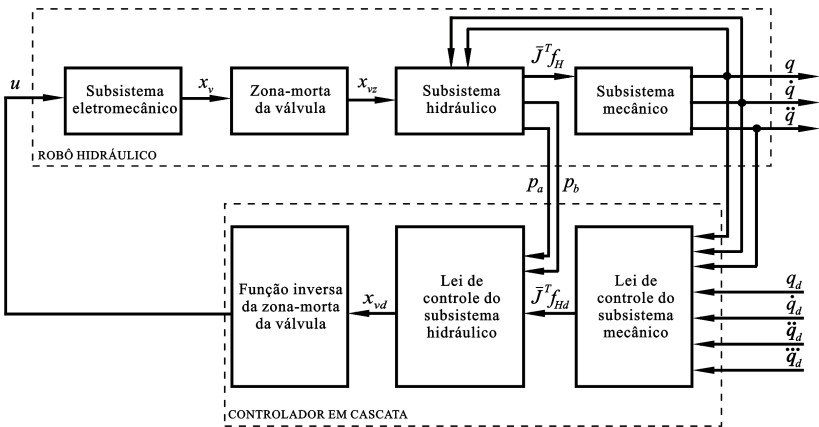


Figura 6.18 Controlador em cascata com compensação fixa de zona morta

Para efeito de comparação, o primeiro experimento com compensação de zona morta é realizado com os parâmetros identificados experimentalmente em VALDIERO (2005). Os outros resultados desta seção são realizados através de subcompensação e de sobrecompensação arbitrando valores menores e maiores, respectivamente, para os limites da zona morta identificados experimentalmente. Os parâmetros utilizados são mostrados na Tabela 6.3.

6.8.1 Experimento 4 - Limites da zona morta identificados experimentalmente

O seguimento de trajetória de posição e os erros obtidos com o controlador em cascata com compensação de zona morta são mostrados na Figura 6.19. O sinal de controle é mostrado na Figura 6.20.

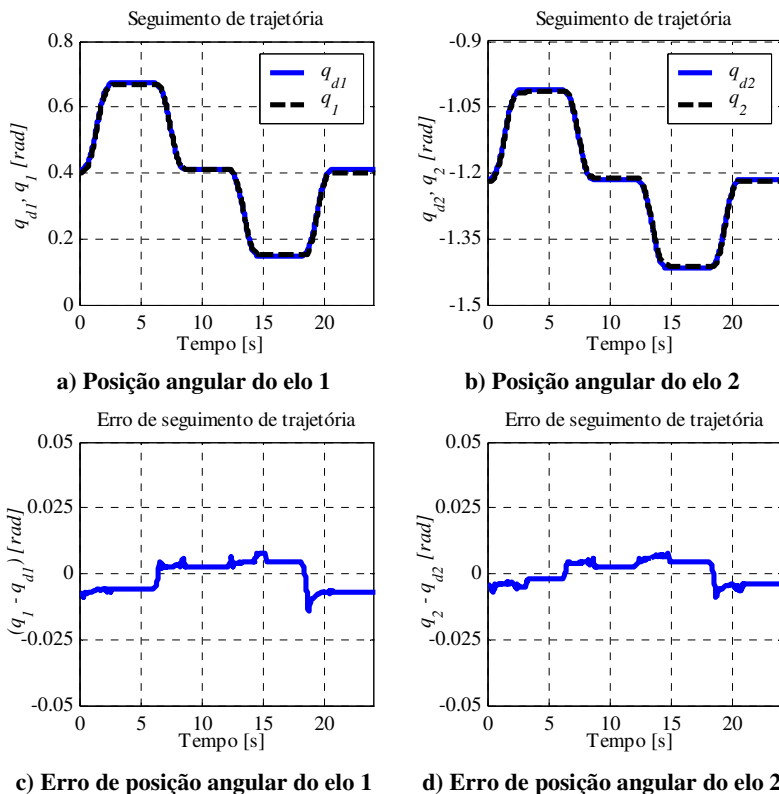


Figura 6.19 Experimento 4 - Seguimento de trajetória de posição angular dos elos 1 e 2

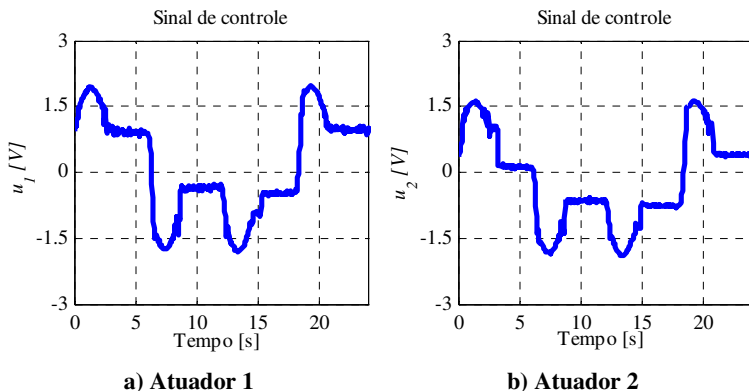


Figura 6.20 Experimento 4 - Sinal de controle

O seguimento no subsistema hidráulico é mostrado na Figura 6.21 e os erros de seguimento na Figura 6.22.

Com estes resultados já é possível perceber o efeito da compensação da zona morta em relação aos experimentos anteriores. Pode-se notar uma redução dos erros de seguimento, tanto no subsistema mecânico quanto no subsistema hidráulico. Na seção 6.8.4, é realizada uma comparação com os resultados obtidos no experimento 1.

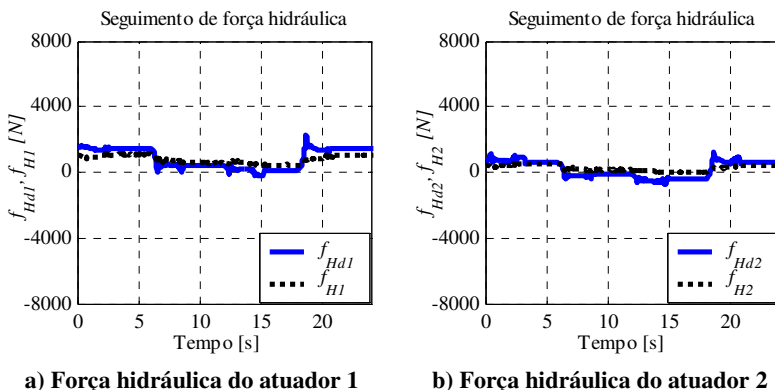


Figura 6.21 Experimento 4 –Seguimento no subsistema hidráulico

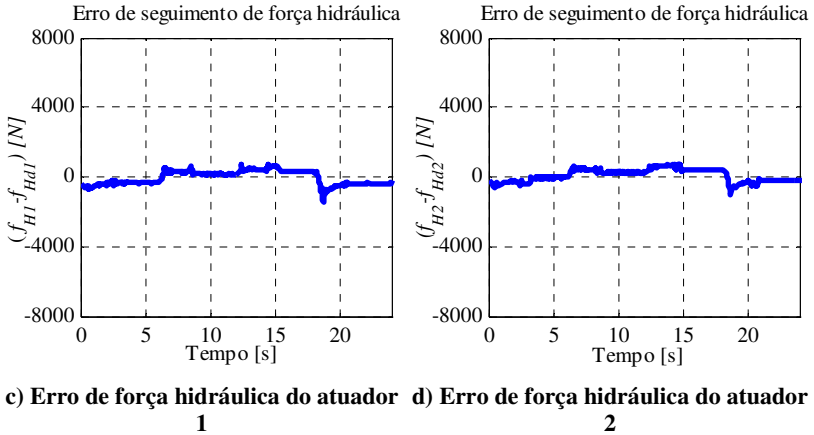


Figura 6.22 Experimento 4 – Erros de seguimento no subsistema hidráulico

6.8.2 Experimento 5 - Subcompensação da zona morta

Neste caso, os limites da zona morta foram arbitrados em 0,8V, 8% da abertura total da válvula, valores menores que aqueles identificados de forma experimental. Por este motivo, diz-se que o seguimento de trajetória de posição, mostrado na Figura 6.23, ocorre com subcompensação de zona morta. Na Figura 6.24 mostra-se os erros resultantes do controle no subsistema mecânico e o sinal de controle é mostrado na Figura 6.25.

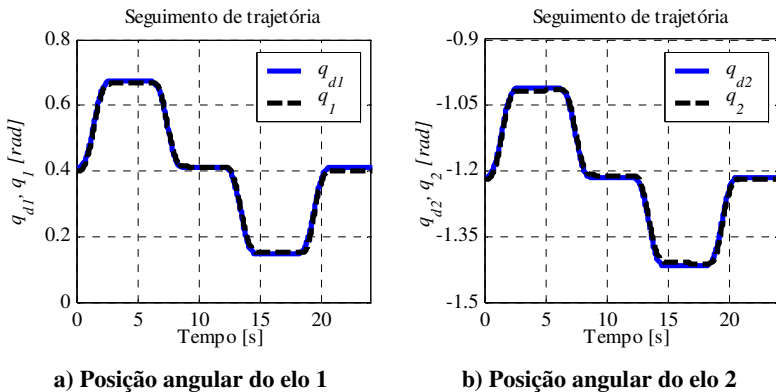
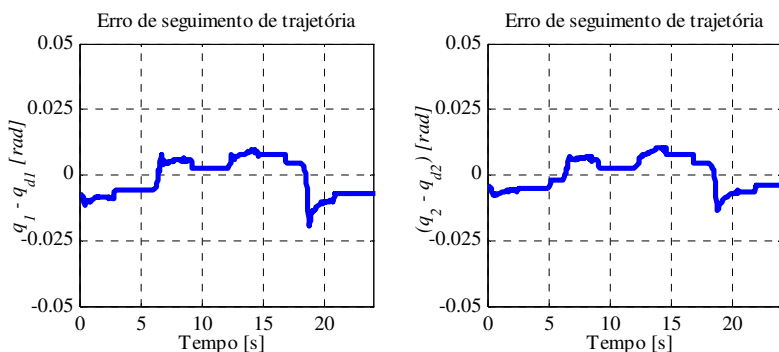


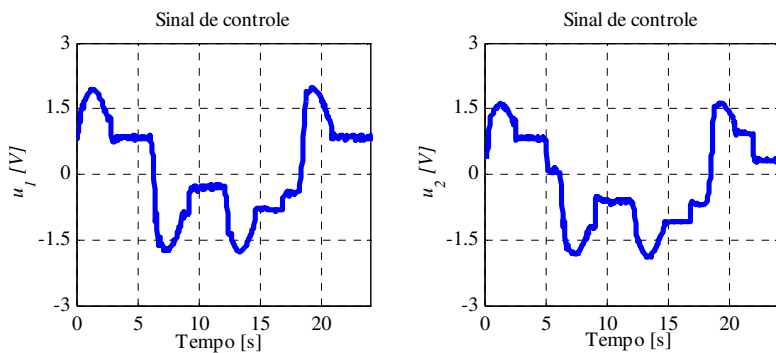
Figura 6.23 Experimento 5 - Seguimento no subsistema mecânico



c) Erro de posição angular do elo 1

d) Erro de posição angular do elo 2

Figura 6.24 Experimento 5 - Erro de seguimento no subsistema mecânico



a) Atuador 1

b) Atuador 2

Figura 6.25 Experimento 5 - Sinal de controle

O seguimento no subsistema hidráulico e os erros resultantes na Figura 6.26.

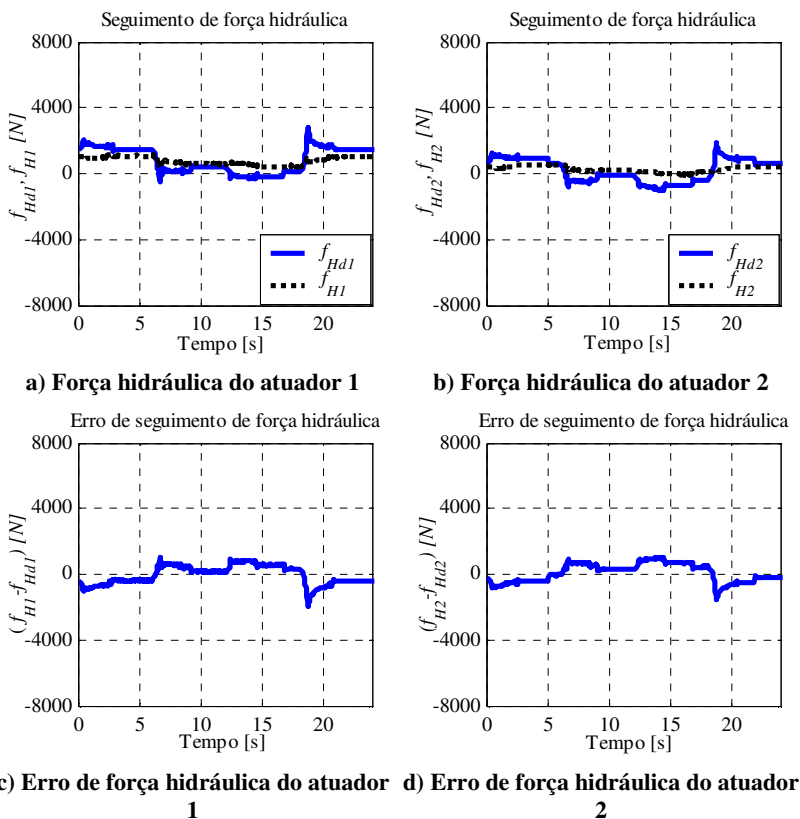


Figura 6.26 Experimento 5 – Seguimento no subsistema hidráulico

6.8.3 Experimento 6 - Sobrecompensação da zona morta

O seguimento de trajetória de posição e os erros de seguimento com sobrecompensação de zona morta são mostrados na Figura 6.27. Os sinais de controle são mostrados na Figura 6.28. Neste caso, os limites da zona morta são arbitrados em 1,2V, 12% da abertura total da válvula.

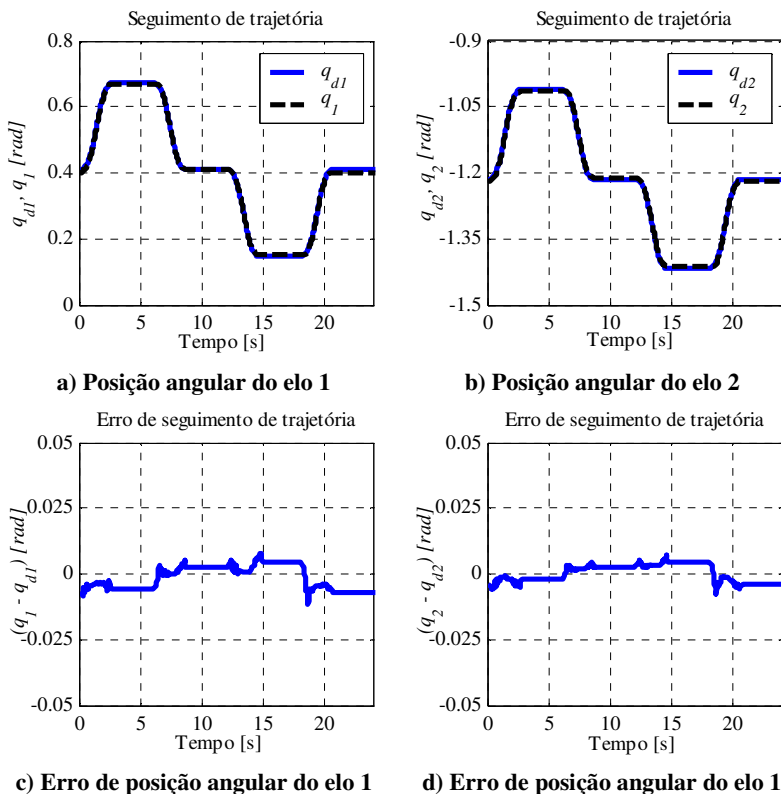


Figura 6.27 Experimento 6 - Seguimento no subsistema mecânico

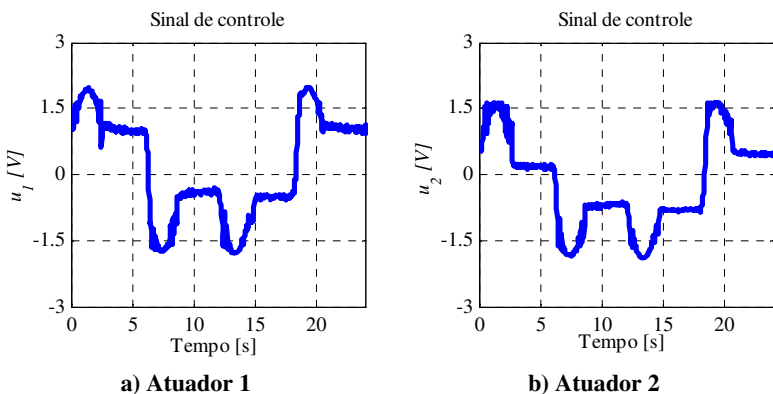


Figura 6.28 Experimento 6 - Sinal de controle

Na Figura 6.29 mostra-se o seguimento de trajetória no subsistema hidráulico e erros resultantes.

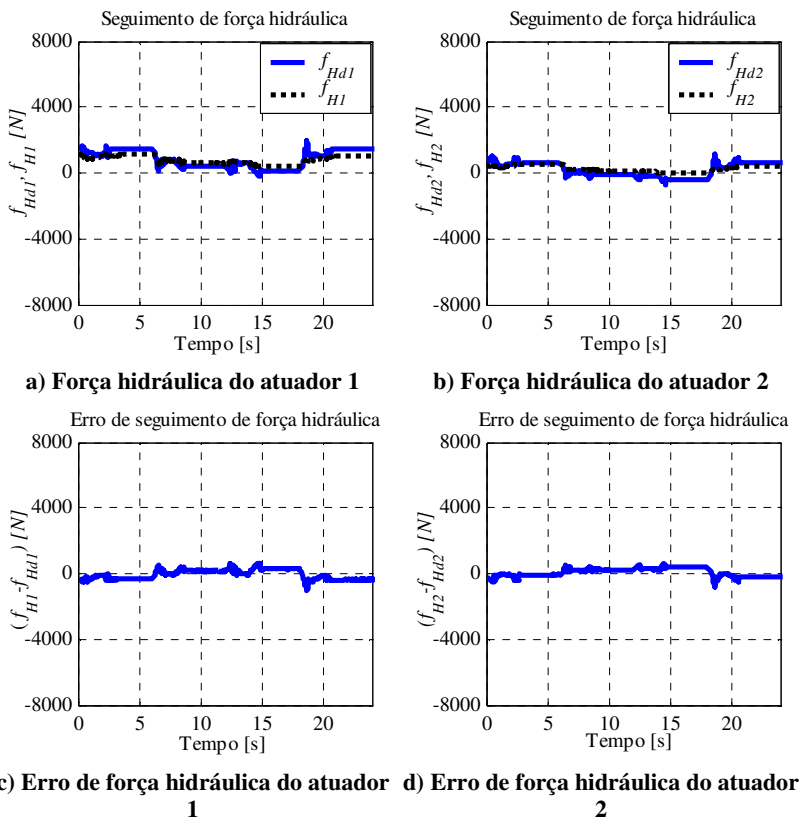


Figura 6.29 Experimento 6 – Seguimento no subsistema hidráulico

6.8.4 Análise de resultados da compensação fixa de zona morta

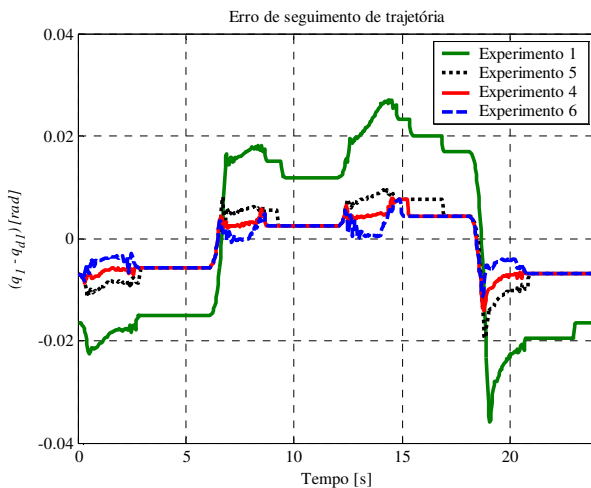
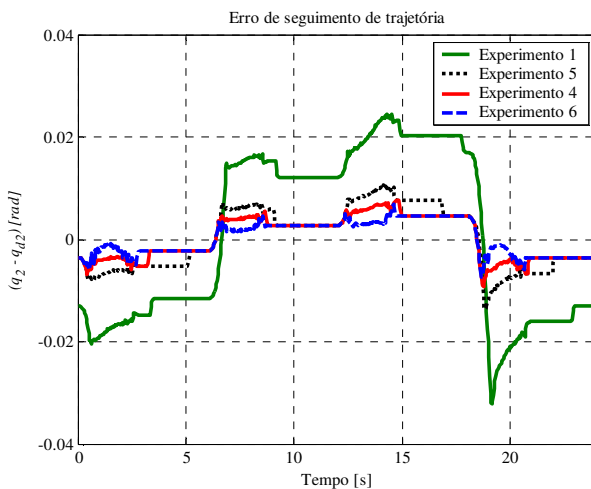
A Figura 6.30 mostra os resultados obtidos quanto ao erro de seguimento de posição angular nos experimentos 1, 4, 5 e 6. Observa-se uma redução do erro, sendo que há menores erros para maiores limites \hat{z}_m . Ou seja, o sexto experimento com a sobrecompensação de zona morta apresenta menores erros.

A redução dos erros de seguimento também é observada no subsistema hidráulico. A Figura 6.31 mostra que a sobrecompensação de zona morta, no experimento 6, produziu os menores erros.

Percebe-se que as principais fontes de erro deste sistema robótico estão relacionados a produção de vazão e força, e observa-se que a redução dos erros de seguimento do subsistema hidráulico foi acompanhado pela redução de erros no subsistema mecânico. Este resultado comprova a expressão (4.19) que equaciona os erros de seguimento dos dois subsistemas. Ou seja, uma redução dos erros no subsistema hidráulico, leva a menores erros no subsistema mecânico. Sendo assim, nas condições estabelecidas, pode-se concluir que o esquema de compensação de zona morta associado ao controle em cascata contribuí com a redução dos erros de seguimento e, no caso de sobrecompensação, além da zona morta, está-se compensando outras dinâmicas não consideradas.

Pela simples inspeção dos resultados, mostrados na seção 6.7, do controle em cascata com compensação de atrito apenas, percebe-se que os erros são reduzidos nos trechos de repouso, enquanto que durante o movimento o esquema de compensação não consegue resolver o problema. É importante perceber que naquele esquema, o incremento na força hidráulica desejada fornecido pelo observador de atrito é prejudicado pela existência da não-linearidade da zona morta na válvula.

No caso da compensação de zona morta, há redução de erros em todo período da trajetória, uma vez que a função inversa da zona morta proporciona maiores aberturas para a válvula. Então, pode-se esperar que o controlador em cascata associado aos esquemas de compensação da dinâmica da válvula, do atrito e da zona morta apresente bons resultados.

**a) Elo 1****b) Elo 2****Figura 6.30** Comparação dos erros de seguimento obtidos com os experimentos 1, 4, 5 e 6 para os elos 1 e 2

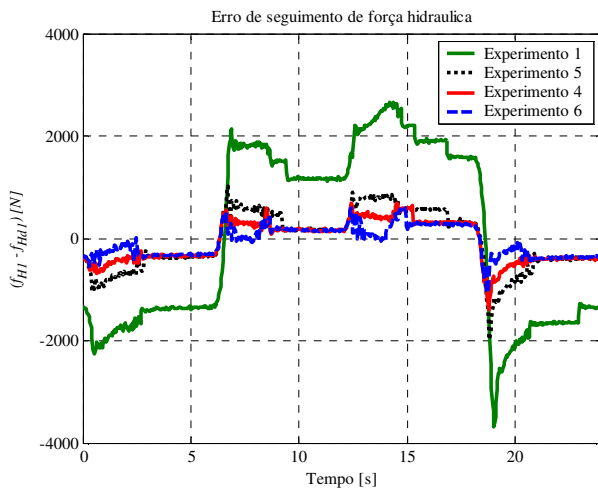
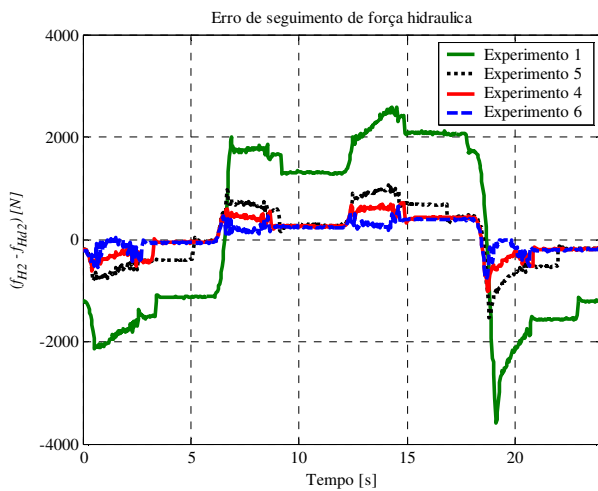
**a) Elo 1****b) Elo 2**

Figura 6.31 Comparação dos erros de seguimento obtidos com os experimentos 1, 4, 5 e 6 para os elos 1 e 2

res positivos e negativos nos erros podem provocar oscilações na referência do seguimento no subsistema eletromecânico. Assim, com base no experimento 5, foi utilizado $l_c = 0,6V$ e $\hat{z}_m = 0,8V$.

Os ganhos do controlador em cascata também precisam ser ajustados devido ao problema de oscilações. Principalmente nas leis de controle dos subsistemas hidráulico e eletromecânico. É importante também levar em conta os parâmetros da função inversa e a oscilação resultante.

A Tabela 6.2 e a Tabela 6.3 mostram os ganhos e os valores dos parâmetros utilizados, respectivamente.

Os resultados de seguimento de trajetória no subsistema mecânico e os erros obtidos são mostrados na Figura 6.33. O sinal de controle e a força de atrito fornecida pelo observador são mostrados na Figura 6.34 e na Figura 6.35, respectivamente.

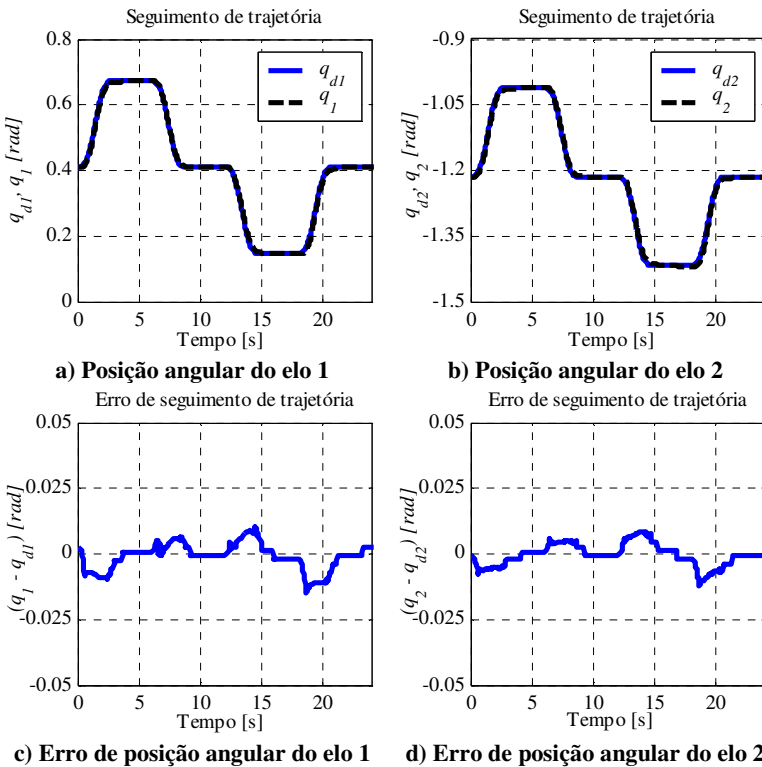
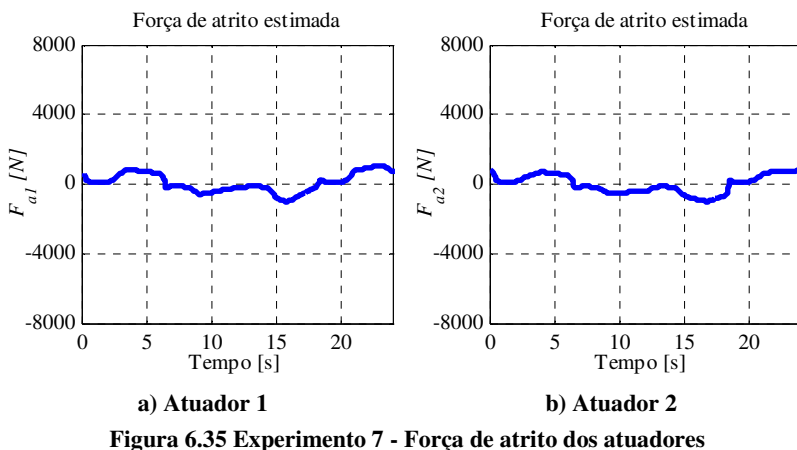
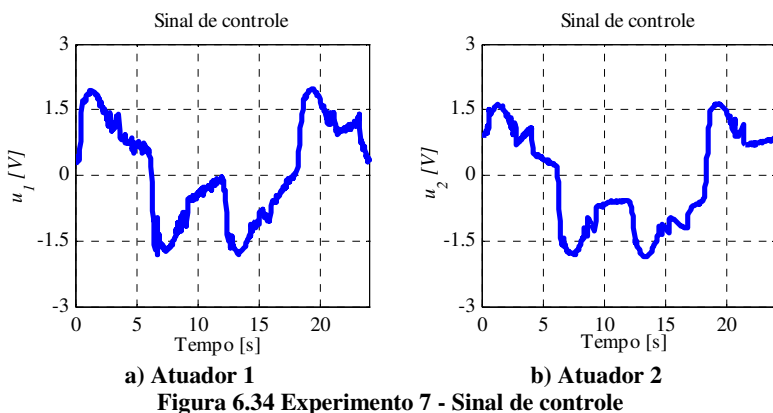
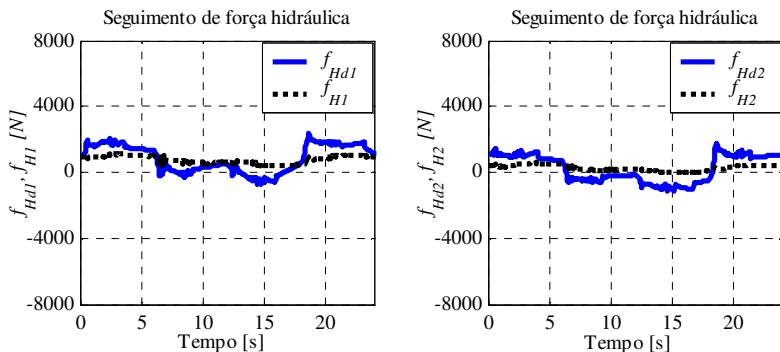


Figura 6.33 Experimento 7 - Seguimento no subsistema mecânico



Por comparação da Figura 6.35 com a Figura 6.14, é fácil perceber que a força de atrito estimada no experimento 7 é menor. Isso também está relacionado à compensação da zona morta. Com a redução dos erros de seguimento, neste experimento, o observador de atrito reduz a força de atrito calculada. Isto ocorre porque o termo $\bar{J}s_0$ na expressão (4.6) perde importância na estimativa do estado \hat{z} do atrito.

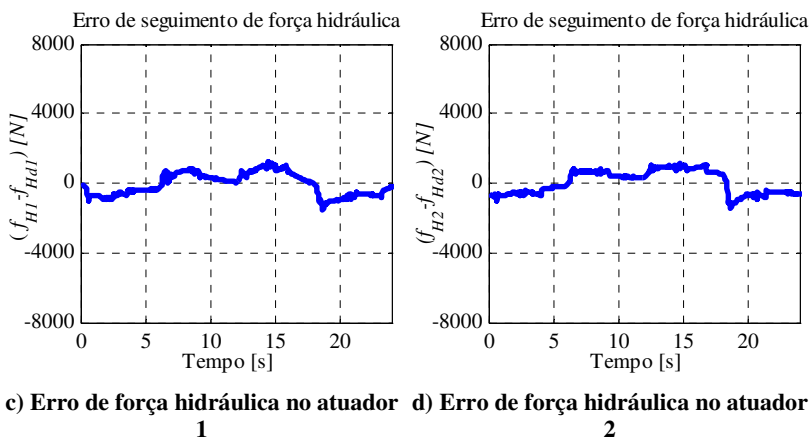
O seguimento de força hidráulica e o erro de seguimento são mostrados na Figura 6.36 e na Figura 6.37, respectivamente.



a) Força hidráulica no atuador 1

b) Força hidráulica no atuador 2

Figura 6.36 Experimento 7 – Seguimento no subsistema hidráulico

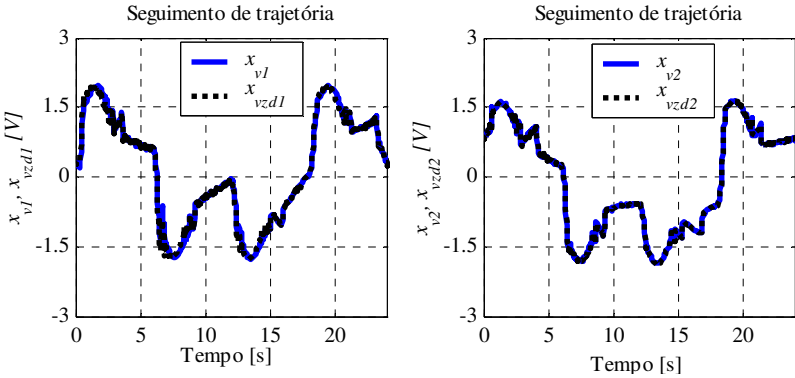


c) Erro de força hidráulica no atuador 1

d) Erro de força hidráulica no atuador 2

Figura 6.37 Experimento 7 – Erro de seguimento no subsistema hidráulico

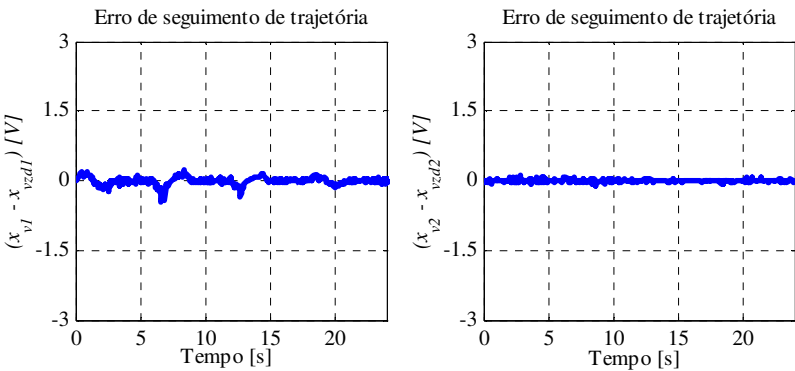
O seguimento de trajetória no subsistema eletromecânico é mostrado na Figura 6.38 e o erro de seguimento é mostrado na Figura 6.39.



a) Posição do carretel do atuador 1

b) Posição do carretel do atuador 2

Figura 6.38 Experimento 7 – Seguimento no subsistema eletromecânico



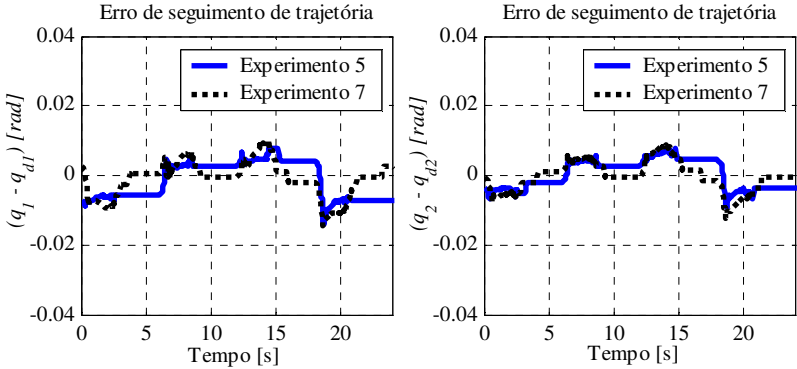
c) Erro de posição do carretel do atuador 1

d) Erro de posição do carretel do atuador 2

Figura 6.39 Experimento 7 – Seguimento no subsistema eletromecânico

A Figura 6.40 mostra resultados de erro de seguimento de trajetória dos experimentos 5 e 7. O experimento 5 é base para comparação por utilizar os mesmos limites de compensação da zona morta que o experimento 7. No entanto, o experimento 7 utiliza um valor maior para l_c .

Pode-se constatar que os erros de seguimento de posição são praticamente os mesmos durante o movimento, mas convergem para um valor muito pequeno nos trechos de repouso.

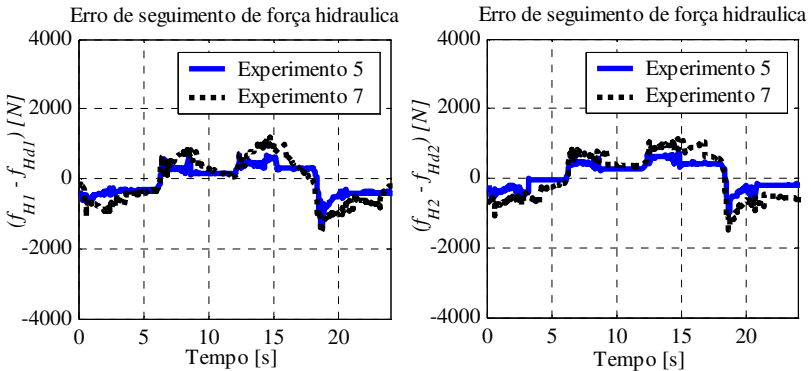


a) Erro de posição angular do elo 1

b) Erro de posição angular do elo 2

Figura 6.40 Comparação dos erros de seguimento no subsistema mecânico obtidos nos experimentos 5 e 7

Na Figura 6.41 mostra-se os resultados de erro de seguimento de trajetória no subsistema hidráulico. Como analisado no experimento 5, a compensação da zona morta com parâmetro $l_c = 0,4V$ proporciona resultados melhores do que com $l_c = 0,6V$.



a) Erro de força hidráulica no atuador 1

a) Erro de força hidráulica no atuador 2

Figura 6.41 Comparação dos erros de seguimento no subsistema hidráulico obtidos nos experimentos 5 e 7

Pela pequena contribuição da lei de controle do subsistema eletromecânico ao desempenho do controlador em cascata e pelos problemas de ajuste de parâmetros e ganhos, adota-se como estratégia para o próximo experimento um esquema de controle cascata sem a compensa-

ção da dinâmica da válvula, mas com compensação de atrito e de zona morta. A estratégia é associar o efeito de redução dos erros devido a compensação do atrito estático com a redução dos erros no subsistema hidráulico devido a compensação de zona morta.

Além disso, função inversa da zona morta terá limites que se adaptam e geram controle de abertura dos orifícios da válvula de forma a reduzir os erros de seguimento no subsistema hidráulico.

Como a compensação da zona morta é bastante sensível ao valor de l_c , seu valor será reduzido tornando a função inversa suavizada muito parecida a função inversa da zona morta mostrada no capítulo 4.

6.10 Experimento 8 – Controlador em cascata com compensação de zona morta com adaptação de parâmetros e compensação de atrito

A estratégia de controle em cascata utilizada neste experimento é representada pelo esquema mostrado na Figura 6.42.

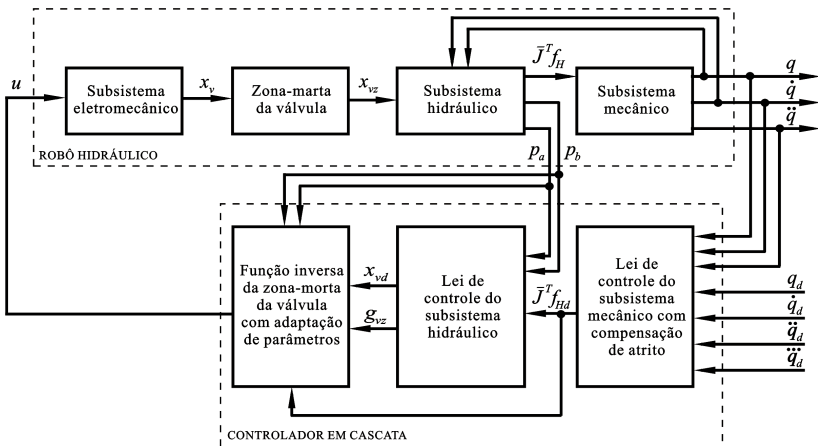


Figura 6.42 Controlador em cascata com compensação de zona morta com adaptação de parâmetros e compensação de atrito

O controlador em cascata implementado neste experimento tem as seguintes características:

- Faz-se a hipótese que a dinâmica da válvula é rápida o bastante para responder aos sinais de entrada fornecidos pela função inversa da zona morta com adaptação de parâmetros e por isso a lei de controle do subsistema eletromecânico não é implementada.

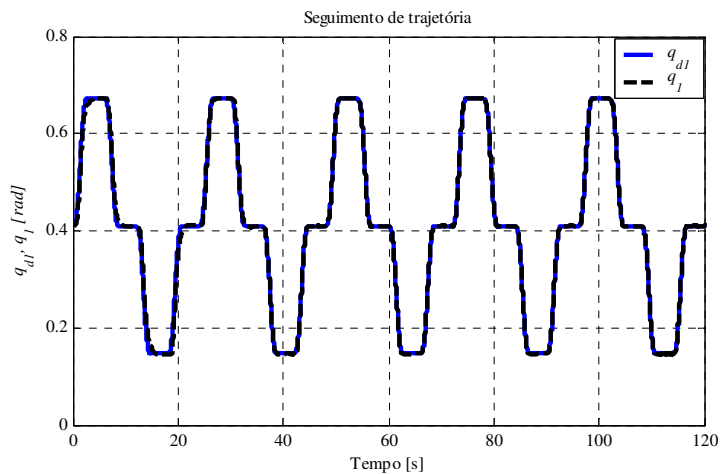
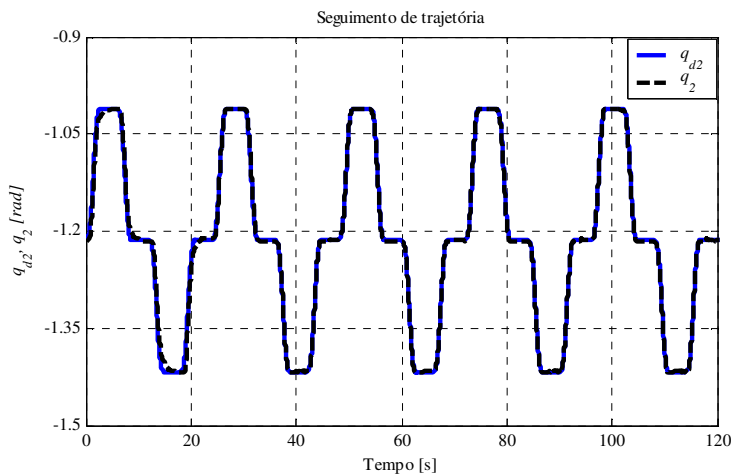
- Com base nos resultados do experimento 4, o observador de atrito é implementado no subsistema mecânico com objetivo de compensação de atrito estático, principalmente.
- A função inversa da zona morta com adaptação de parâmetros é realizada através da lei de adaptação mostrada no capítulo 5. Os limites da zona morta são ajustados em função dos erros de força hidráulica.
- A função inversa da zona morta corrige a abertura dos orifícios de controle de vazão da válvula proporcional através dos limites da zona morta.

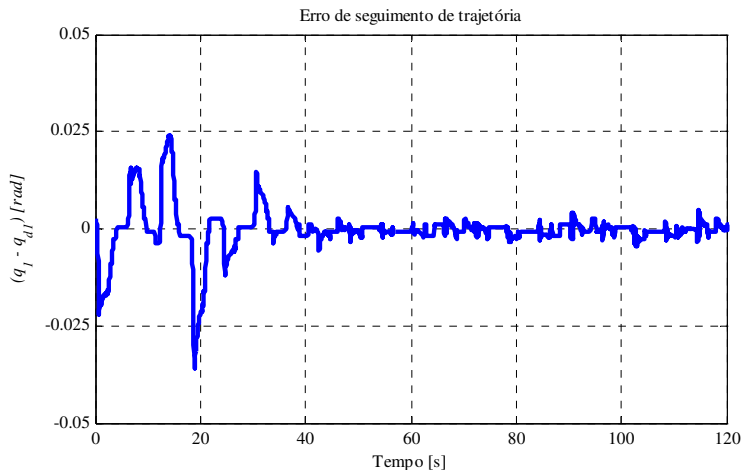
Os experimentos para teste deste controlador foram realizados da seguinte forma:

- A duração do teste é de 5 ciclos de 24 segundos perfazendo um total de 120 segundos;
- A compensação do atrito está ativada durante todos os ciclos do experimento;
- A compensação da zona morta é ativada somente após o primeiro ciclo, ou seja, depois de transcorridos 24 segundos de início do teste;
- Os valores iniciais dos limites da zona morta são iguais a zero.
- O robô é mantido em operação e os sinais medidos são novamente armazenados após transcorridos 240 segundos por um tempo de 120 segundos com objetivo de verificar os valores dos limites da zona morta e dos erros do sistema.

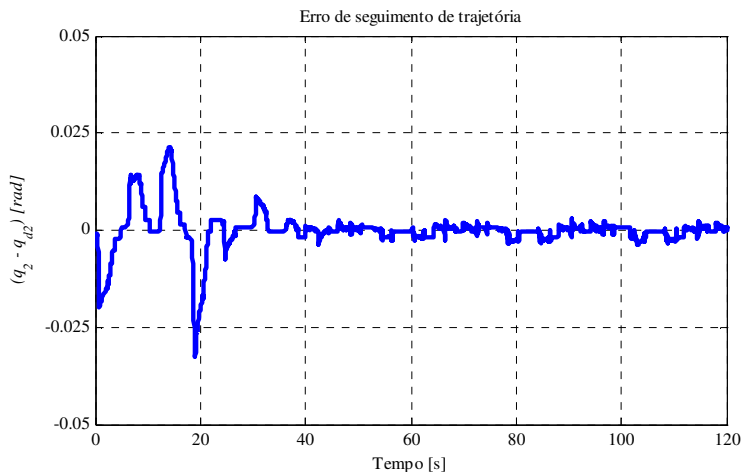
A Figura 6.43 mostra o seguimento de trajetória de posição no subsistema mecânico e Figura 6.44 mostra os erros obtidos.

Pode-se concluir que o seguimento de trajetória e os erros no ciclo inicial são equivalentes aos resultados do experimento 3 que se utilizava um controlador em cascata com compensação de atrito apenas. Após ao primeiro ciclo da trajetória, observa-se uma redução dos erros de seguimento com a ativação da compensação de zona morta.

**a) Elo 1****b) Elo 2****Figura 6.43 Experimento 8 - Seguimento no subsistema mecânico**



a) Elo 1

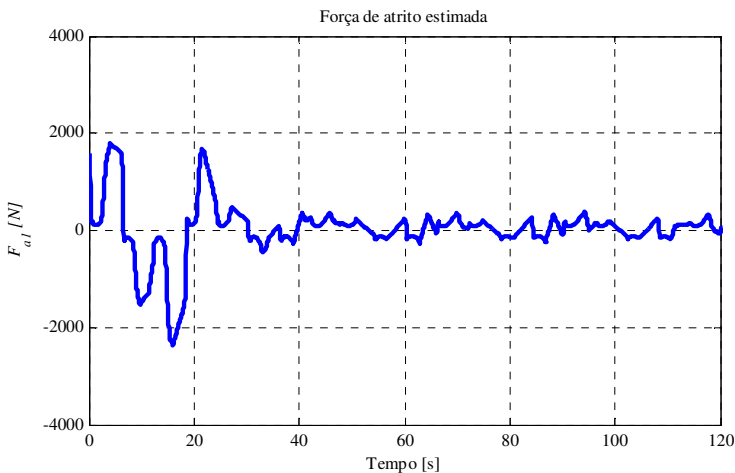


b) Elo 2

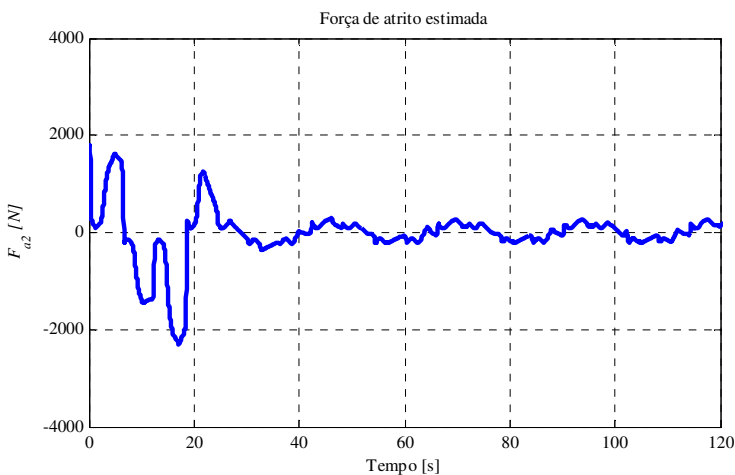
Figura 6.44 Experimento 8 – Erro de seguimento no subsistema mecânico

A força de atrito estimada pelo observador é mostrada na Figura 6.45. Nos instantes iniciais, os erros de seguimentos no subsistema mecânico são grandes e o observador fornece uma estimativa grande de força. Os erros de posicionamento e de velocidade influem sobre o estado \hat{z} devido ao termo $\bar{J}s_0$ incluído no observador (veja a expressão

(4.6)). Com a ativação da compensação de zona morta e a consequente redução dos erros de seguimento, a força de atrito estimada é reduzida. No entanto, pode-se observar no gráfico dos erros de seguimento de posição angular que o erro fica limitado a valores muito pequenos nos trechos onde ocorre repouso. Pode-se concluir que a compensação de atrito oferece um bom resultado em baixas velocidades e também quando entra em regime de atrito estático.



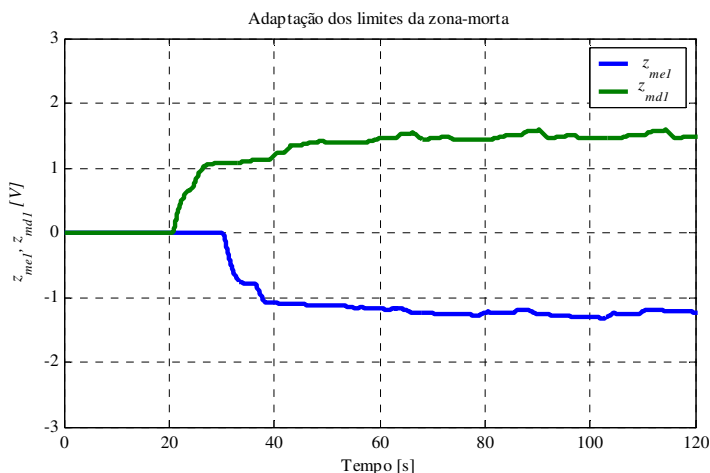
a) Elo 1



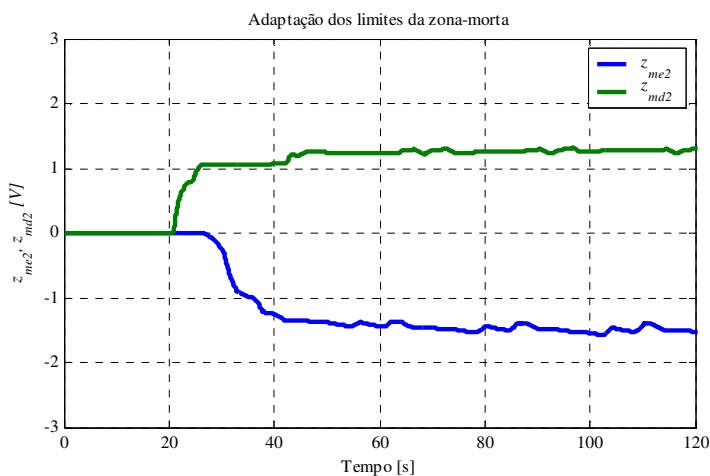
b) Elo 2

Figura 6.45 Experimento 8 – Força de atrito estimada

A Figura 6.46 mostra o resultado da adaptação dos parâmetros da zona morta \hat{z}_{me} e \hat{z}_{md} . Observa-se que o valor inicial dos limites é nulo e quando a compensação de zona morta é ativada os valores aumentam até a estabilização. Sendo que é necessário para cálculo dos dois parâmetros que o sinal de controle alterne entre valores positivos e negativos.



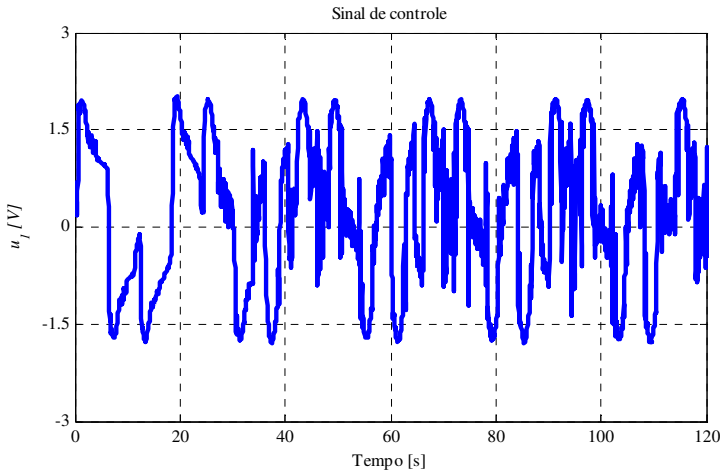
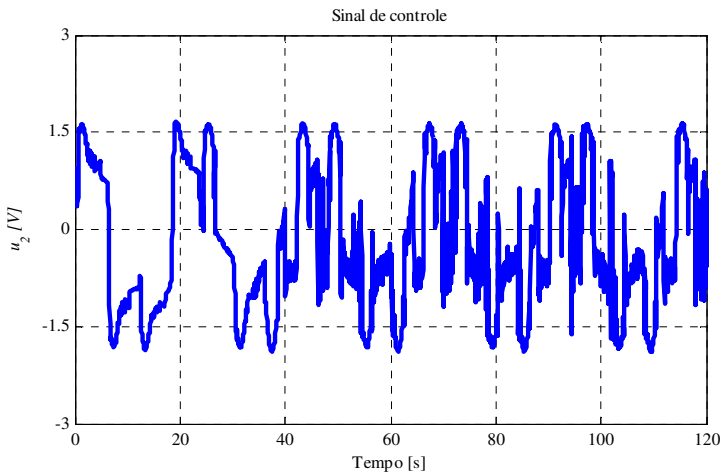
a) Elo 1



b) Elo 2

Figura 6.46 Experimento 8 – Limites estimados da zona morta

O sinal de controle u é mostrado na Figura 6.47. Percebe-se que ocorrem oscilações de sinal após ao primeiro ciclo da trajetória quando a compensação de zona morta é ativada. No entanto, o sinal de controle não ultrapassa os valores máximos obtidos antes da compensação de zona morta.

**a) Elo 1****b) Elo 2****Figura 6.47 Experimento 8 – Sinal de controle**

A Figura 6.48 mostra o seguimento de trajetória no subsistema hidráulico e a Figura 6.49 mostra os erros resultantes. Após a ativação da compensação de zona morta o subsistema hidráulico apresenta erros com valores muito pequenos em relação ao início do teste.

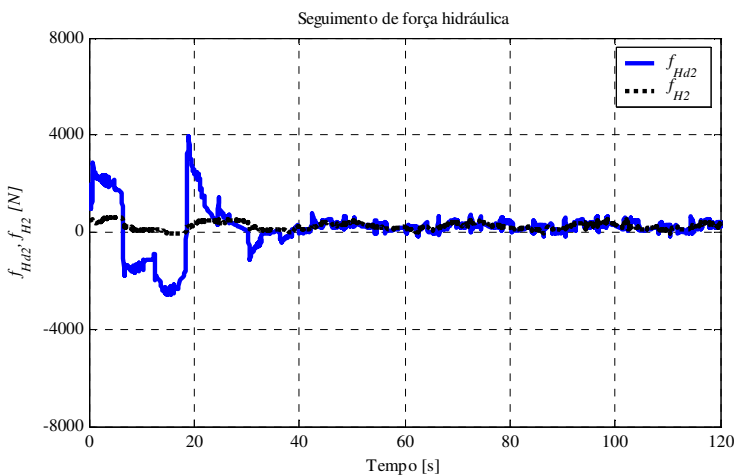
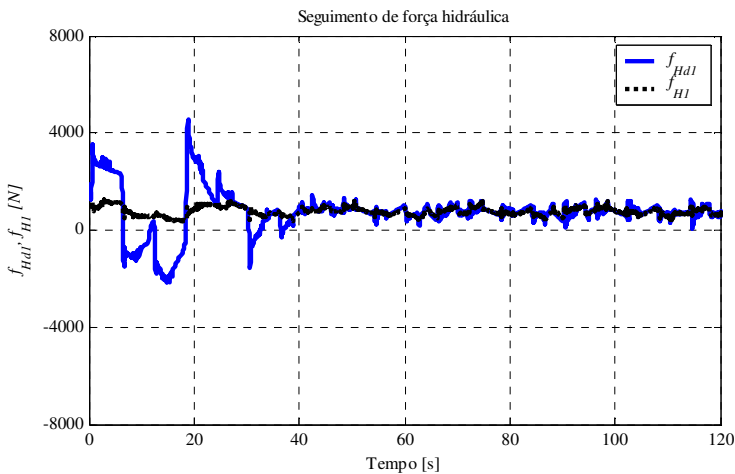
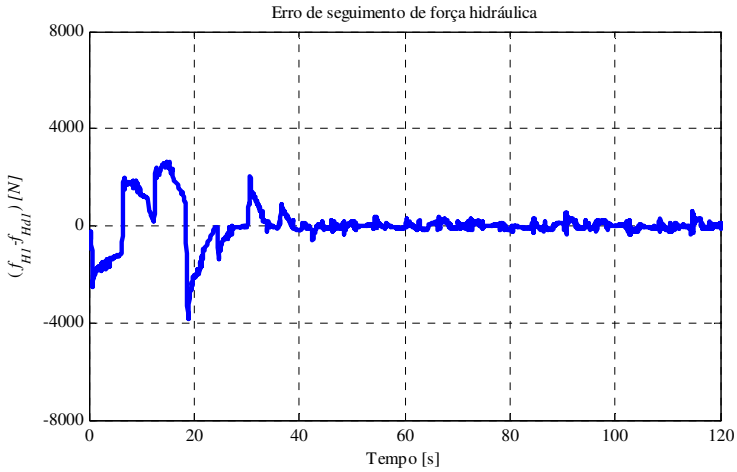
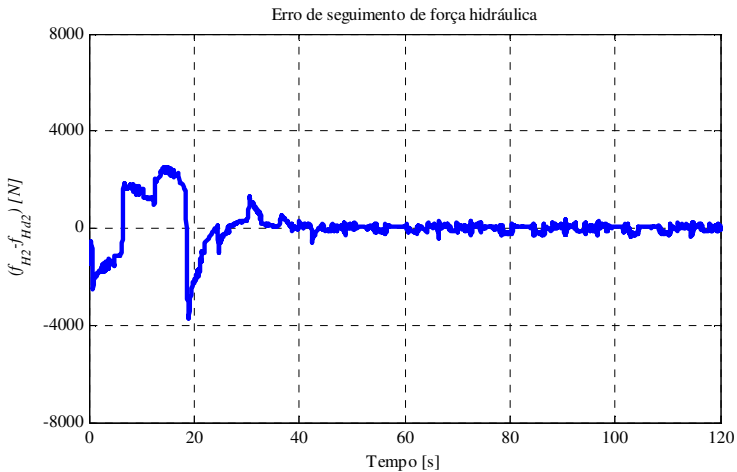


Figura 6.48 Experimento 8 – Seguimento no subsistema hidráulico



a) Elo 1



b) Elo 2

Figura 6.49 Experimento 8 – Erro de seguimento no subsistema hidráulico

Voltando ao problema da oscilação do sinal de controle. Ocorre oscilação quando os elos entram em repouso e os erros de seguimento atingem valores muito pequenos. Isso pode ser verificado nos gráficos do sinal de controle e dos erros de seguimento. Considere a expressão (4.20) que estabelece a posição desejada do carretel da válvula propor-

cional. O sinal fornecido à válvula é função de $f_q(q, \dot{q})$ definida em (2.34), de \dot{f}_{Hd} dado em (4.21) e parcelas com o erro de seguimento \tilde{f}_H e s_0 que é função do erro de velocidade angular $\dot{\tilde{q}}$ e do erro de posição \tilde{q} . Como a velocidade do elo e a velocidade desejada são nulas (ou $\dot{q} \approx 0$ com $\dot{q}_d = 0$), $f_q(q, \dot{q}) \approx 0$ (porque é função da velocidade \dot{q}) e $\dot{f}_{Hd} \approx 0$ (a derivada de f_{Hd} em relação ao tempo é função da trajetória desejada, da velocidade e da aceleração) fazendo que os termos significativos da posição desejada do carretel sejam função apenas dos erros de seguimento \tilde{f}_H e \tilde{q} (que aparece em s_0). Sendo assim, uma oscilação de erros, associada a função inversa da zona morta, provoca oscilação no sinal de controle. Então, uma pequena mudança de sinal destes erros altera o sinal de u que alimenta a válvula.

No entanto, esta ação oscilatória é que promove redução de erros de seguimento de trajetória apesar das dinâmicas não consideradas no projeto do controlador e da variação de parâmetros do modelo.

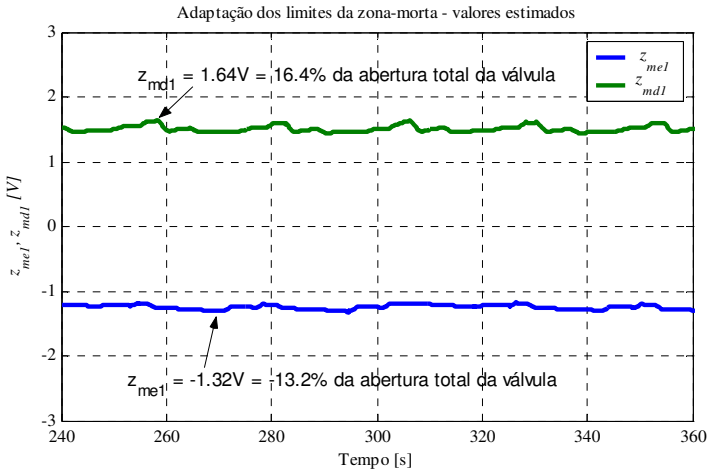
A Figura 6.50 mostra os limites estimados da zona morta após 240 segundos de operação. Percebe-se uma pequena variação nos parâmetros, mas permanecem estáveis com valores máximos mostrados na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 Experimento 8 - Valores máximos de limites de zona morta adaptados e de erros de seguimento

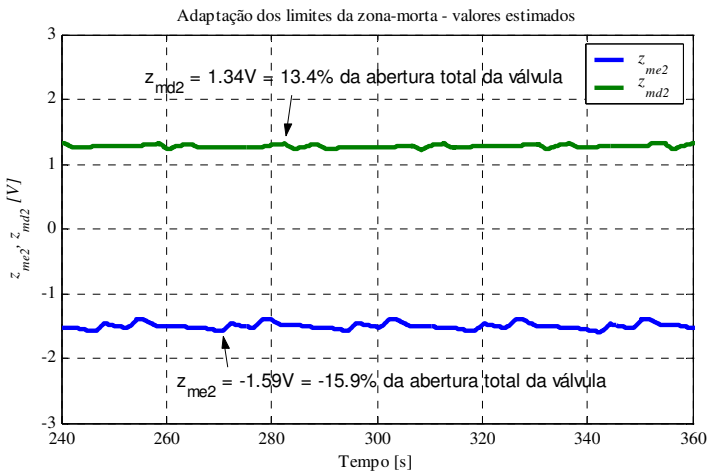
Variável	Valor máximo
\hat{z}_{me1}	-1,32V = -13,2% da abertura total da válvula
\hat{z}_{md1}	1,64V = 16,4% da abertura total da válvula
$ \tilde{q}_1 $	0,005rad = 1,88% da amplitude
$ \tilde{f}_{H1} $	640,1N
\hat{z}_{me2}	-1,59V = -15,9% da abertura total da válvula
\hat{z}_{md2}	1,34V = 13,4% da abertura total da válvula
$ \tilde{q}_2 $	0,004rad = 1,86% da amplitude
$ \tilde{f}_{H2} $	443,2N

A Figura 6.51 e a Figura 6.52 mostram resultados dos erros de seguimento dos subsistemas mecânico e hidráulico, respectivamente,

após o tempo de 240 segundos. Os valores de erros máximos também são mostrados na Tabela 6.4.

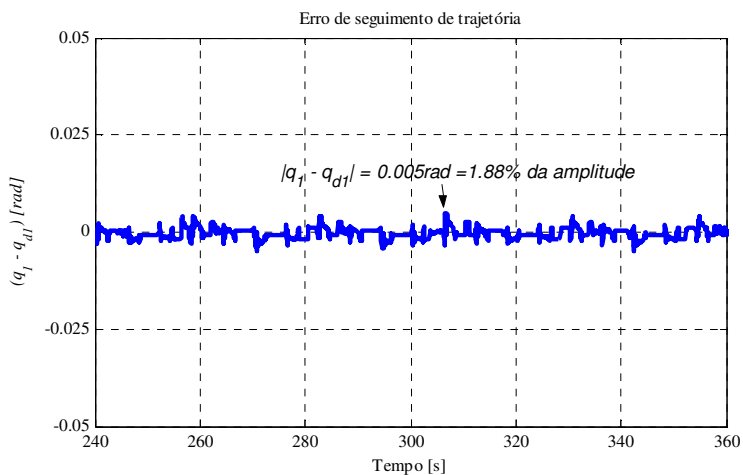
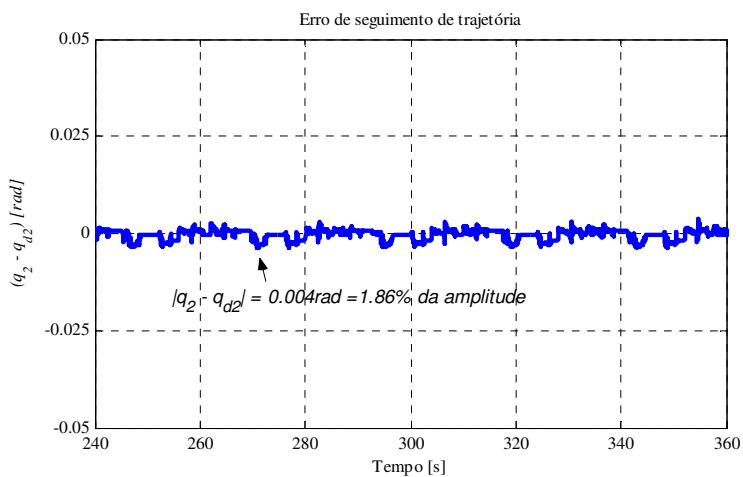


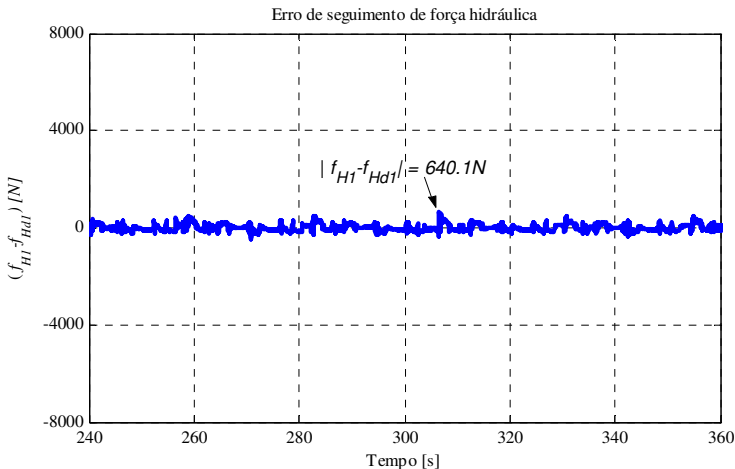
a) Elo 1



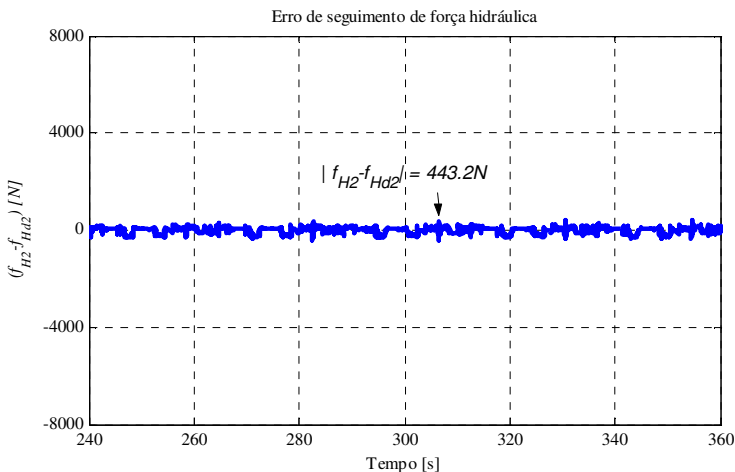
b) Elo 2

Figura 6.50 Experimento 8 – Limites estimados da zona morta após 240 segundos de teste

**a) Elo 1****b) Elo 2****Figura 6.51 Experimento 8 – Erro de seguimento no subsistema mecânico após 240 segundos de teste**



a) Elo 1

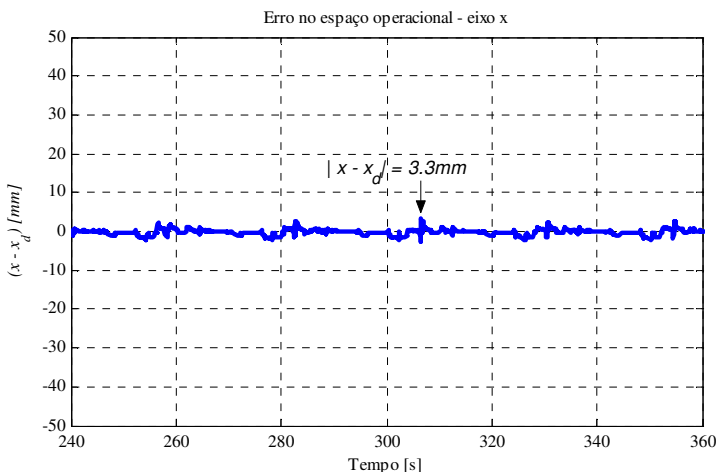


b) Elo 2

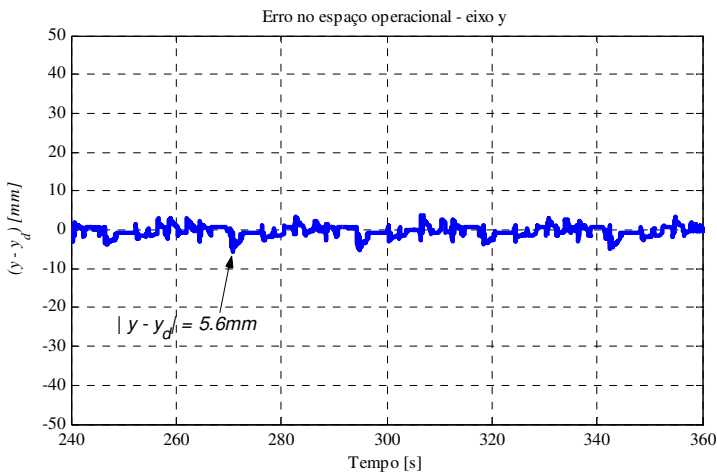
Figura 6.52 Experimento 8 – Erro de seguimento no subsistema hidráulico após 240 segundos de teste

Os erros no espaço operacional gerados pelos erros de posição angular nas juntas, obtido pela aplicação da cinemática direta do robô apresentada no Apêndice B, são mostrados na Figura 6.53. Mostra-se em (a) que o erro em relação ao eixo x, do sistema de coordenadas fixa-

do na base do robô, tem valor máximo de 3,3 mm e em (b) mostra-se que o erro em relação ao eixo y alcança o valor máximo de 5,6 mm.



a) Eixo x do sistema de coordenadas



b) Eixo y do sistema de coordenadas

Figura 6.53 Experimento 8 – Erro de seguimento no espaço operacional

6.11 Experimento 9 – Controlador em cascata com função inversa da zona morta com adaptação de parâmetros para compensação de zona morta / atrito / dinâmica da válvula

A estratégia de controle em cascata utilizada neste experimento consiste em aplicar apenas a lei de controle do subsistema mecânico sem compensação de atrito e a lei de controle do hidráulico com a função inversa da zona morta com adaptação de parâmetros. A compensação da dinâmica da válvula e do atrito não são implementadas.

A Figura 6.54 mostra o esquema do controlador utilizado e descrito na 5.2.

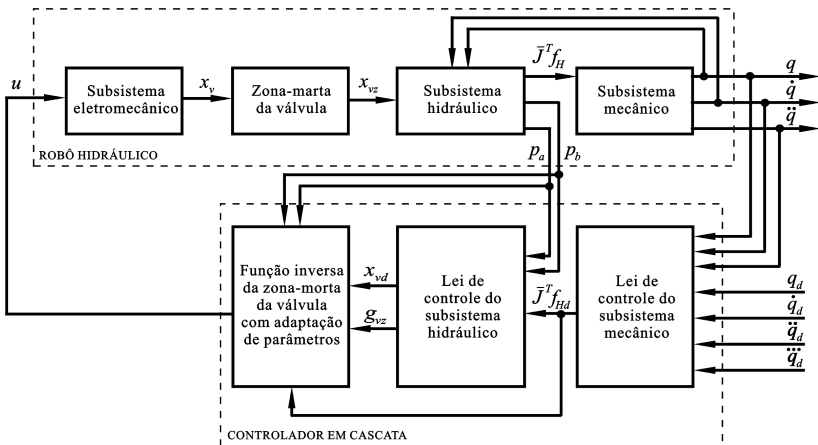


Figura 6.54 Controlador em cascata com compensação de zona morta/atrito/dinâmica da válvula

Neste controlador, a dinâmica da válvula e do atrito são consideradas como perturbações. Assim, consegue-se uma simplificação no projeto do controlador.

Pode-se considerar a dinâmica da válvula como sendo rápida e que sua compensação não produz vantagens significativas (ver resultados do experimento 2).

Os estados do modelo de atrito não podem ser medidos pela instrumentação utilizada e o algoritmo do observador realiza, para cada atuador do robô, cálculos de integrais e faz chaveamentos de variáveis para estimar o estado (z) do atrito gerando grande processamento computacional. Os parâmetros do modelo de atrito (F_C , F_S , \dot{y}_S , σ_0 , σ_1 , σ_2 e z_{bai}) são difíceis de identificar exigindo testes experimentais

σ_2 e z_{bai}) são difíceis de identificar exigindo testes experimentais e utilização de algoritmos de ajuste de funções não-lineares para identificação de seus valores. Outro problema é que a dinâmica do atrito é muito rápida exigindo do hardware de controle processamento muito rápido para realizar a adequada compensação do atrito. Isto aumenta o custo do hardware.

Este experimento tem como objetivo mostrar que se pode obter erros pequenos, comparáveis aos do experimento 8, mesmo sem a compensação de atrito. Além disso, os limites da zona morta \hat{z}_m partem de valores iniciais nulos dispensando a realização de levantamento de parâmetros para a zona morta da válvula.

Como o projeto do controlador considera algumas dinâmicas presentes no sistema robótico como perturbações, pode-se esperar que ocorra subcompensação no início do teste (porque o valor inicial de \hat{z}_m é nulo) podendo chegar a sobrecompensação.

Em resumo, o Experimento 9 foi realizado da seguinte forma:

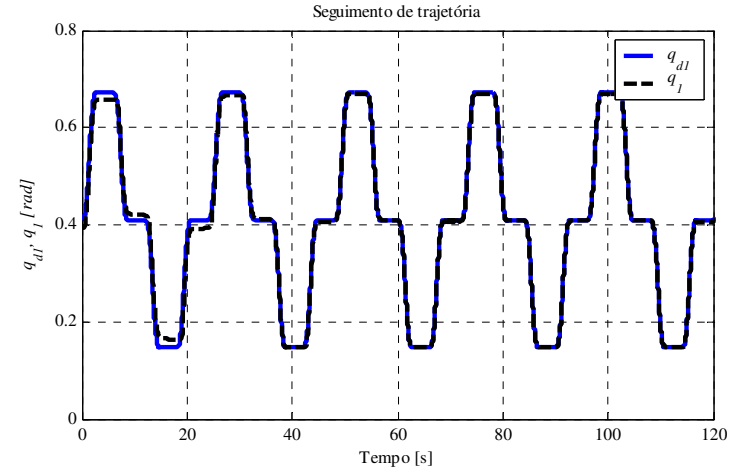
- Implementa-se o controlador em cascata descrito na seção 5.2;
- A compensação de atrito e da dinâmica da válvula não é implementada;
- A duração do teste é de 5 ciclos de 24 segundos perfazendo um total de 120 segundos;
- A compensação da zona morta é ativada após o primeiro ciclo, ou seja, depois de transcorridos 24 segundos;
- Os valores iniciais dos limites da zona morta são iguais a zero;
- O robô é mantido em operação e os sinais medidos são novamente armazenados após transcorridos 240 segundos por um tempo de 120 segundos com objetivo de verificar os valores dos limites da zona morta e dos erros do sistema.

O seguimento de trajetória de posição do subsistema mecânico é mostrado na Figura 6.55 e o erros de seguimento na Figura 6.56.

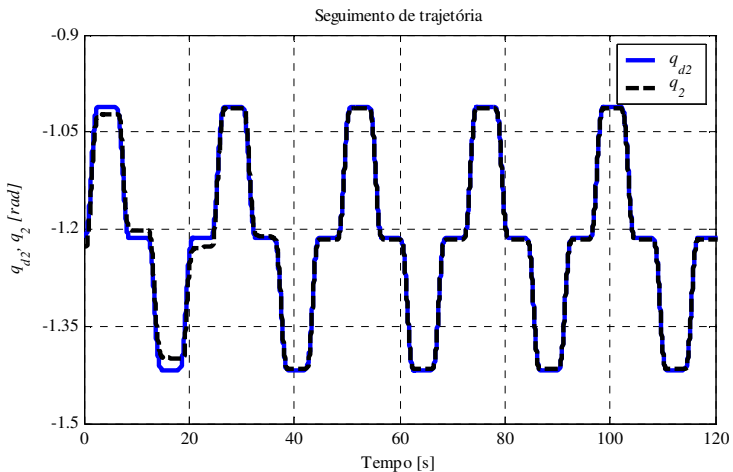
Observa-se nestes resultados que, inicialmente, a posição angular dos elos não segue a posição desejada. Isto, obviamente, ocorre em virtude da não compensação do atrito e da zona morta. Comparativamente ao experimento 8, o teste iniciava com a compensação de atrito ativada, o que proporcionava menores erros de seguimento desde o início.

A redução significativa dos erros começa após a ativação da compensação de zona morta no início do segundo ciclo da trajetória de-

sejada. Pode-se observar na Figura 6.55, mas principalmente na Figura 6.56, que há redução dos erros para valores em torno de zero e isso ocorre em cerca de um ciclo do movimento.



a) Elo 1

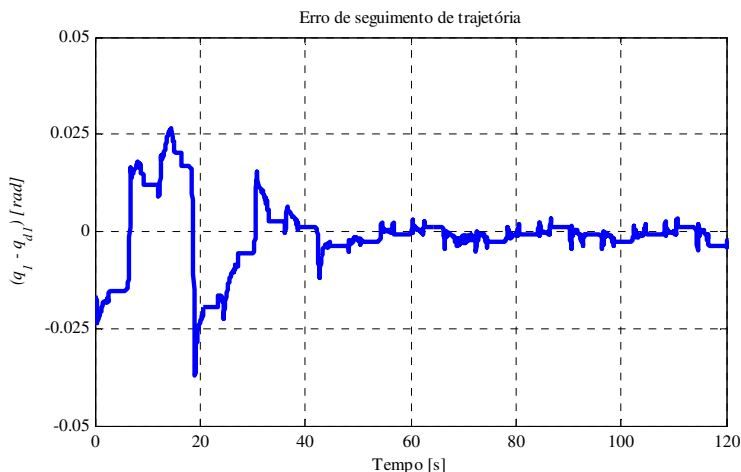


b) Elo 2

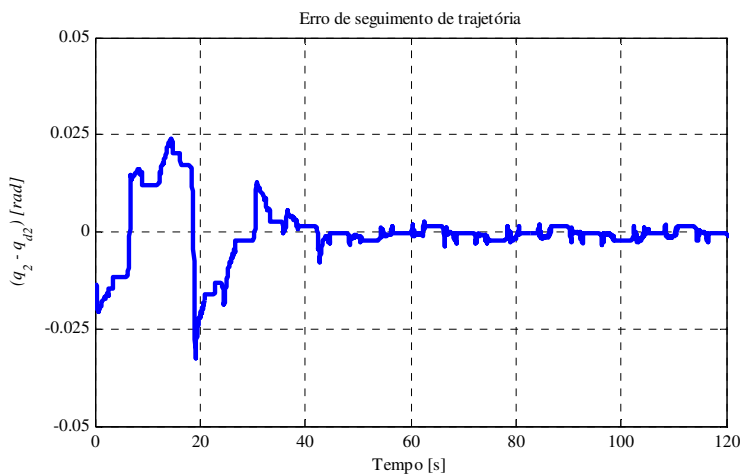
Figura 6.55 Experimento 9 - Seguimento no subsistema mecânico

É importante observar na Figura 6.56, para análise posterior, que o erro de seguimento de posição permanece constante em alguns instan-

tes. Isto ocorre exatamente nos trechos de repouso na trajetória desejada de posição dos elos. Os trechos com pequena oscilação de erros ocorrem durante o movimento.



a) Elo 1



b) Elo 2

Figura 6.56 Experimento 9 – Erro de seguimento no subsistema mecânico

A Figura 6.57 mostra o sinal de controle de acionamento da válvula proporcional. Observa-se que inicialmente não ocorrem oscilações e após o primeiro ciclo, se torna oscilatório em alguns intervalos de tempo. No primeiro ciclo em que a compensação de zona morta não é

implementada, não há oscilações, mas nos intervalos em que os elos atingem o repouso, o sinal de controle torna-se muito oscilatório. Então, pode-se concluir que a oscilação no sinal de controle não se propaga para o movimento dos elos.

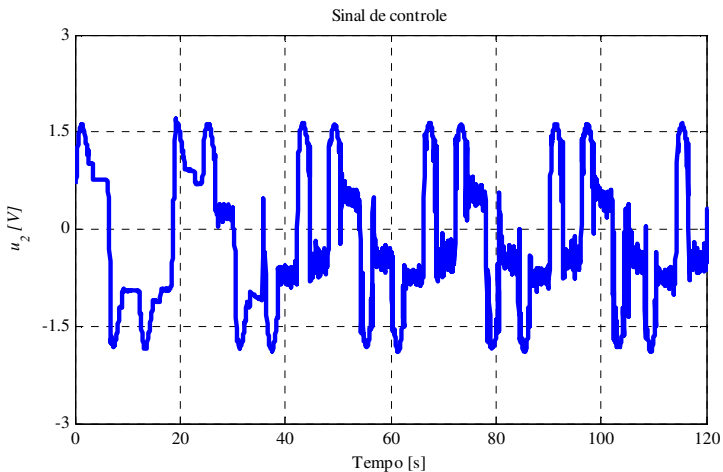
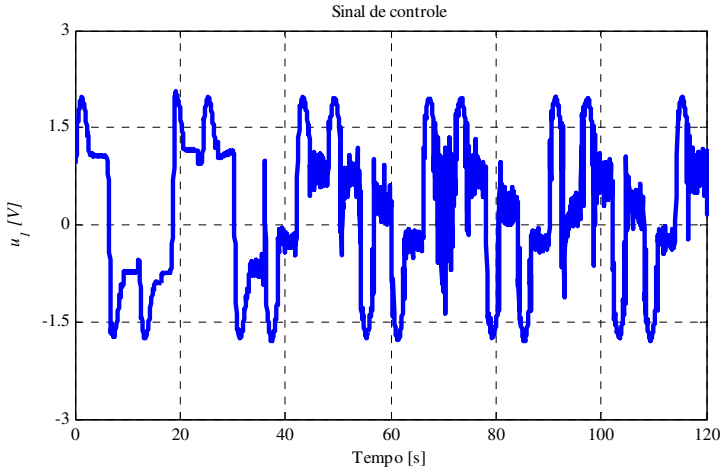
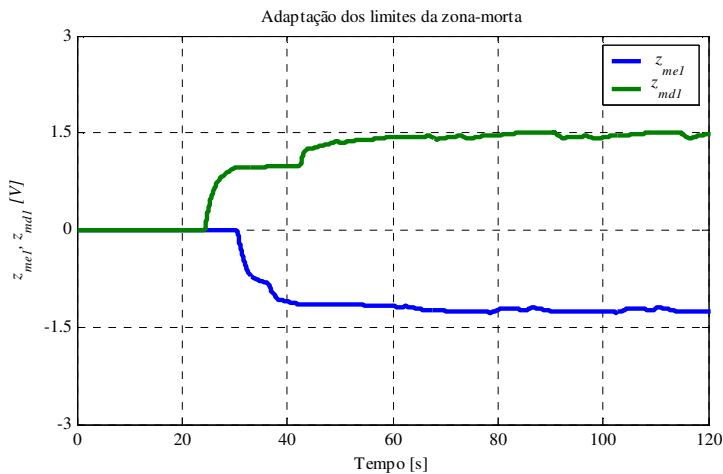


Figura 6.57 Experimento 9 – Sinal de controle

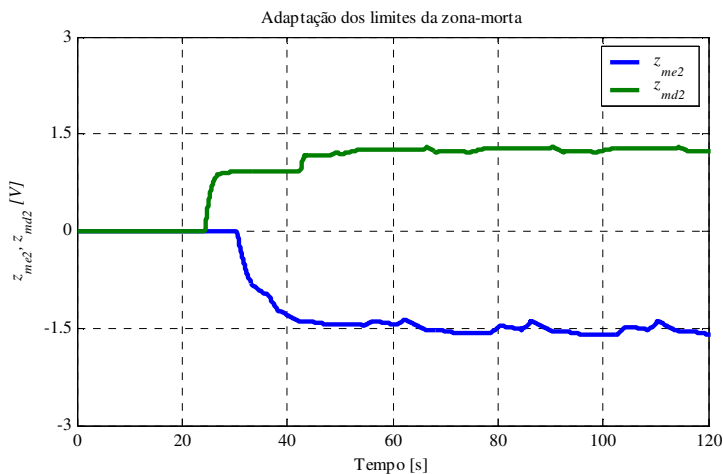
A Figura 6.58 apresenta os valores estimados dos limites da zona morta \hat{z}_{me} e \hat{z}_{md} para as válvulas dos dois atuadores do robô. Observa-se

que os valores são nulos no primeiro ciclo da trajetória e depois aumentam em módulo.

Relacionando com o gráfico dos erros de seguimento, pode-se notar que a diminuição do erro está relacionada ao aumento dos limites estimados da zona morta.



a) Elo 1

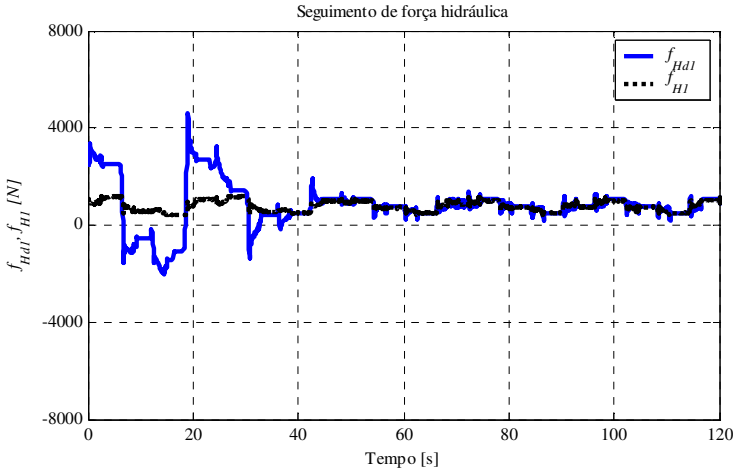


b) Elo 2

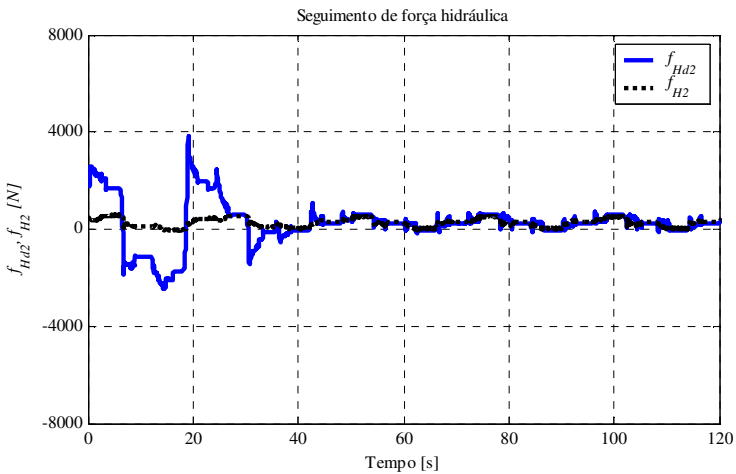
Figura 6.58 Experimento 9 – Limites estimados da zona morta

A Figura 6.59 mostra o seguimento de trajetória no seguimento hidráulico e os erros de seguimento são mostrados na Figura 6.60.

No trecho inicial dos gráficos percebe-se que os erros são significativos, principalmente por efeito zona morta. Após o primeiro ciclo, nota-se uma redução dos erros de seguimento com redução para valores em torno de zero sem oscilações de força.

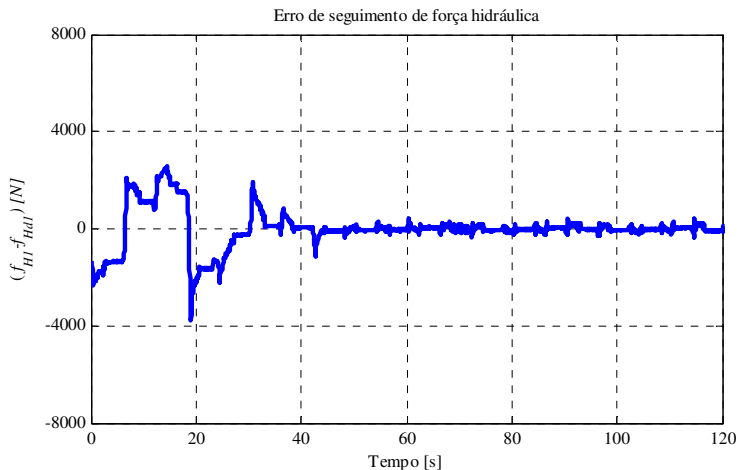
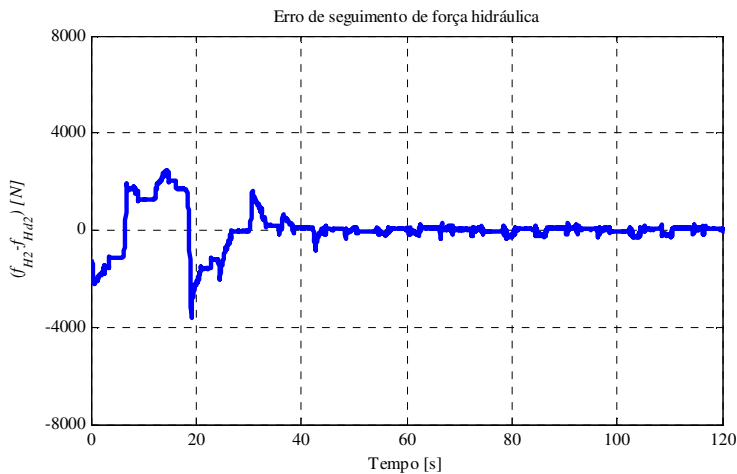


a) Elo 1

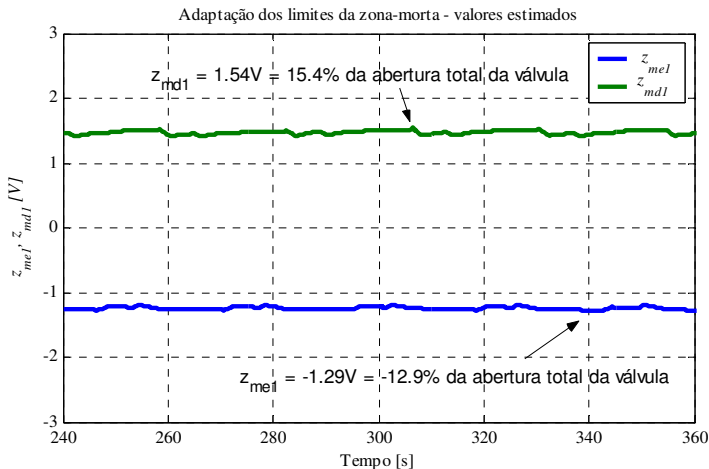


b) Elo 2

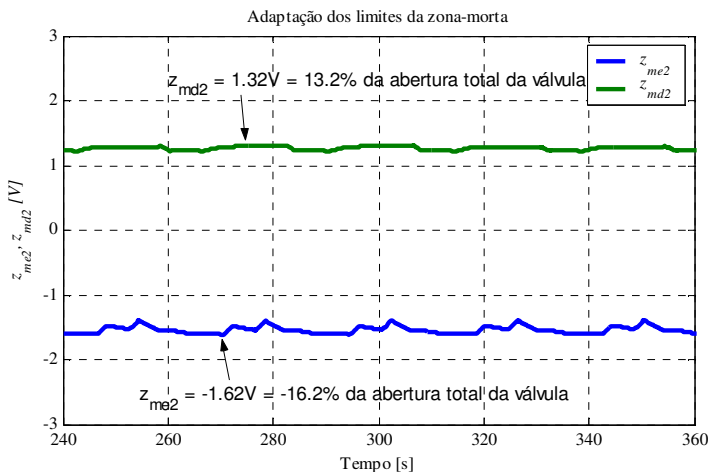
Figura 6.59 Experimento 9 – Seguimento no subsistema hidráulico

**a) Elo 1****b) Elo 2****Figura 6.60 Experimento 9 – Erro de seguimento no subsistema hidráulico**

A Figura 6.61 mostra os limites estimados da zona morta depois de transcorridos 240 segundos de operação do robô. Pode-se observar uma pequena variação nos valores provocada pelas oscilações no erro de força hidráulica. Fica claro que ocorre sobrecompensação quando comparado com os parâmetros de zona morta identificados para a válvula.



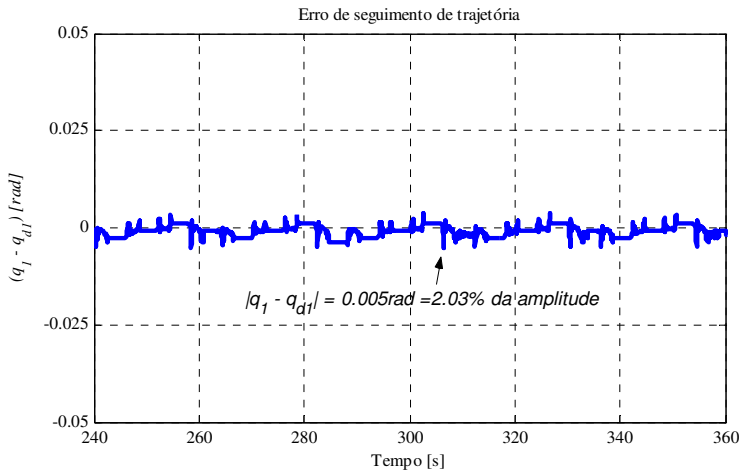
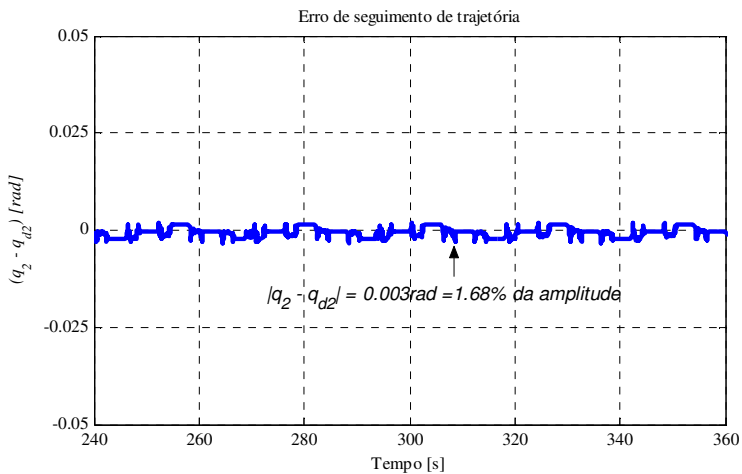
a) Elo 1

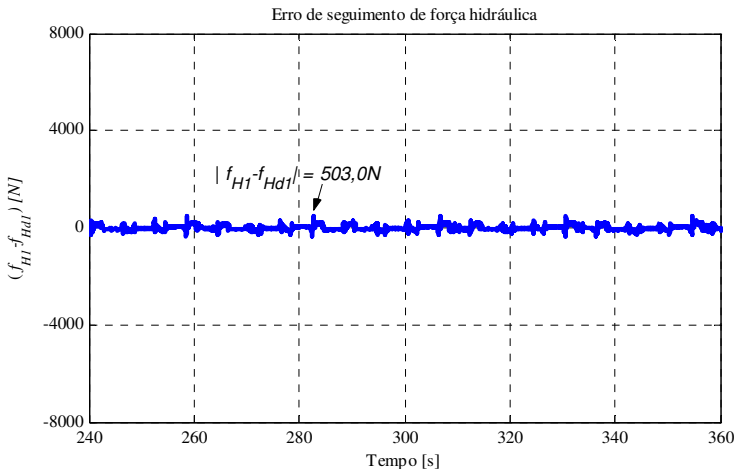


b) Elo 2

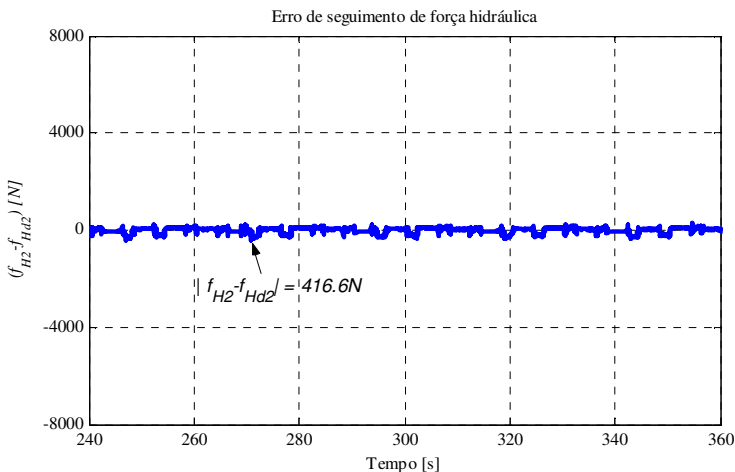
Figura 6.61 Experimento 9 – Limites estimados da zona morta após 240 segundos de teste

A Figura 6.62e a Figura 6.63 mostram os erros de seguimento no subsistema mecânico e hidráulico, respectivamente, após 240 segundos de operação do robô

**a) Elo 1****b) Elo 2****Figura 6.62 Experimento 9 – Erro de seguimento no subsistema mecânico após 240 segundos de teste**



a) Elo 1

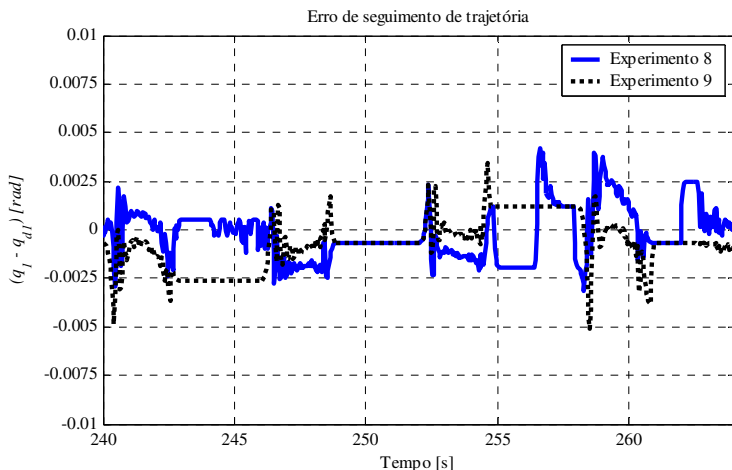


b) Elo 2

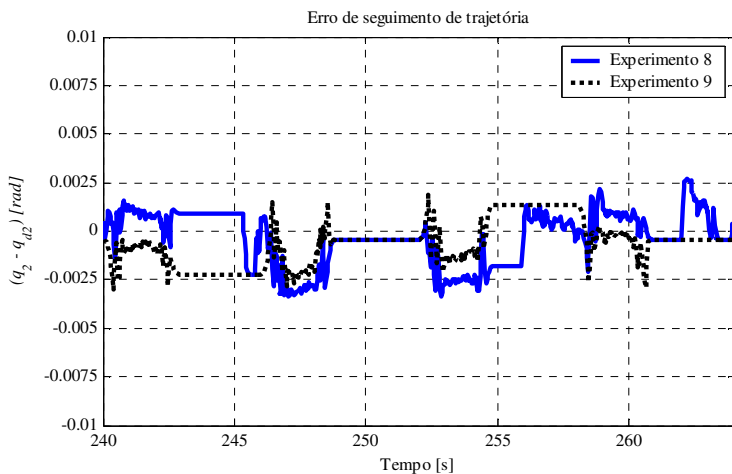
Figura 6.63 Experimento 9 – Erro de seguimento no subsistema hidráulico após 240 segundos de teste

Os gráficos mostrados na Figura 6.64, mostram os erros de seguimento de posição angular obtidos nos experimentos 8 e 9. Observa-se que a compensação de atrito realizada no experimento 8 não reduz o erro em relação ao experimento 9. Então, pode-se concluir que a função

inversa de zona morta com adaptação de parâmetros mostrada neste experimento, comprova a análise teórica realizada no capítulo 5.



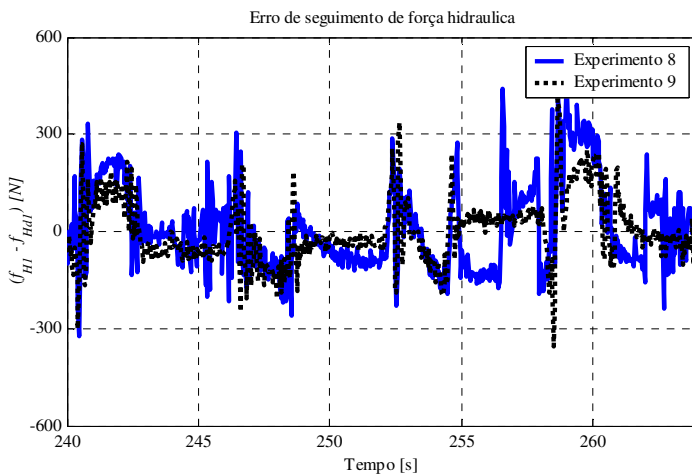
a) Elo 1



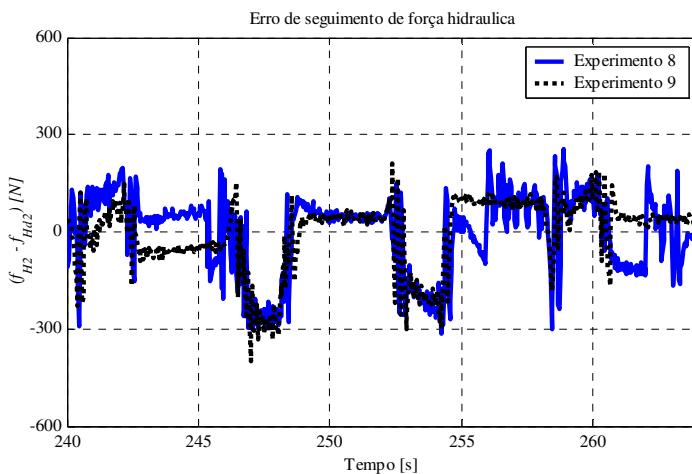
b) Elo 2

Figura 6.64 Comparação do erro de seguimento no subsistema mecânico após 240 segundos de teste nos experimentos 8 e 9

Os gráficos mostrados na Figura 6.65 mostram os erros de seguimento no subsistema hidráulico do robô.



a) Elo 1



b) Elo 2

Figura 6.65 Comparação do erro de seguimento no subsistema hidráulico após 240 segundos de teste nos experimentos 8 e 9

Uma vez verificado que a estratégia utilizada neste experimento para controle do robô hidráulico é capaz de obter resultados equivalentes

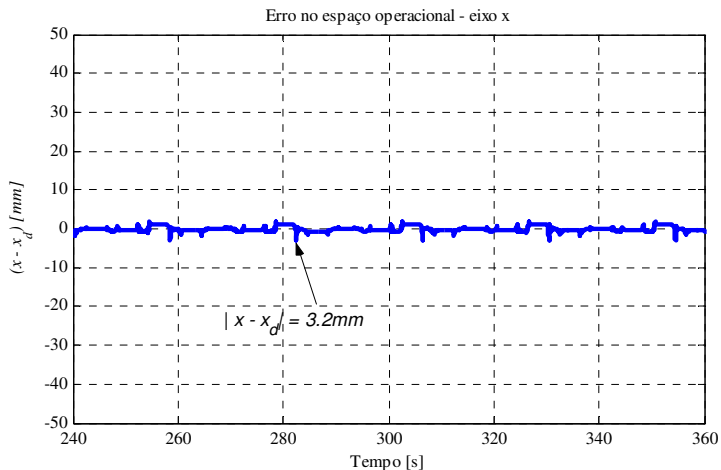
aos anteriores, pode-se, dentro das especificações impostas pela aplicação do robô, utilizar apenas a compensação através da função inversa da zona morta com adaptação de parâmetros e abdicar da compensação da dinâmica da válvula e do atrito.

Os valores máximos dos limites de zona morta estimados e erros de seguimento obtidos no Experimento 9 são mostrados na Tabela 6.5.

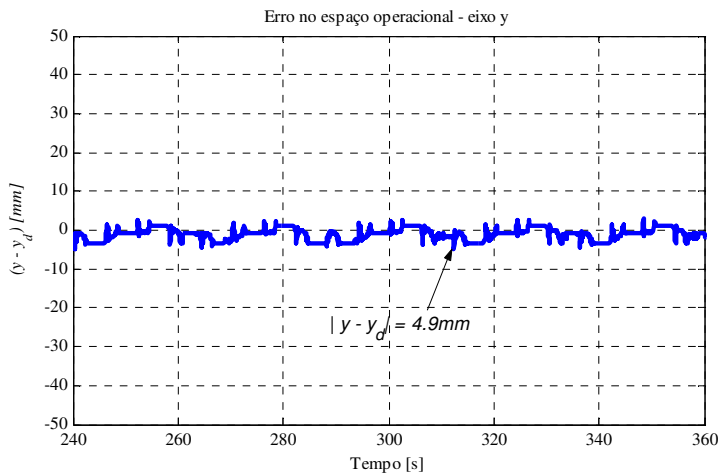
Tabela 6.5 Experimento 9 - Valores máximos de limites de zona morta adaptados e de erros de seguimento

Variável	Valor máximo
\hat{z}_{me1}	-1,29V = -12,9% da abertura total da válvula
\hat{z}_{md1}	1,54V = 15,4% da abertura total da válvula
$ \tilde{q}_1 $	0,005rad = 2,03% da amplitude
$ \tilde{f}_{H1} $	503,0N
\hat{z}_{me2}	-1,62V = -16,2% da abertura total da válvula
\hat{z}_{md2}	1,32V = 13,2% da abertura total da válvula
$ \tilde{q}_2 $	0,003rad = 1,68% da amplitude
$ \tilde{f}_{H2} $	416,6N

Os erros no espaço operacional gerados pelos erros de posição angular nas juntas, são mostrados na Figura 6.66. Mostra-se em (a) que o erro em relação ao eixo x do sistema de coordenadas fixado na base do robô tem valor máximo de 3,2 mm e em (b) o erro em relação ao eixo y alcança o valor máximo de 4,9mm.



a) Eixo x do sistema de coordenadas



b) Eixo y do sistema de coordenadas

Figura 6.66 Experimento 9 – Erro de seguimento no espaço operacional

6.12 Conclusões do capítulo

Neste capítulo foram apresentados os resultados experimentais do controlador em cascata de um robô hidráulico com compensação da dinâmica da válvula, da zona morta e do atrito no cilindro hidráulico.

Entre as dificuldades encontradas na implementação dos controladores, o ruído dos sinais medidos e a necessidade de derivação numérica para obtenção de velocidade e aceleração angular impõe a utilização de filtros passa-baixa e limitam o aumento dos ganhos do controlador.

Verificou-se que a dinâmica da válvula utilizada neste robô hidráulico é rápida para o seguimento de trajetória realizado e sua compensação através do controlador em cascata não resulta em uma redução significativa de erros.

Pode-se também verificar que a utilização do observador de atrito com o controlador em cascata produz uma redução dos erros nos trechos em que a trajetória desejada de posição não sofre variações (trechos de repouso), mostrando um bom desempenho na compensação de atrito em trechos de baixa velocidade e apresentando erros inferiores aos obtidos com a compensação da dinâmica da válvula.

Com a implementação da compensação da zona morta obteve-se reduções dos erros de seguimento de trajetória comprovando os resultados teóricos obtidos no capítulo 4. Pode-se perceber que a sobrecompensação da zona morta contribui para a redução de erros tanto no subsistema mecânico quanto no subsistema hidráulico, mas apresenta como desvantagem a oscilação do sinal de controle das válvulas. Para reduzir o problema da oscilação, uma suavização na função inversa foi utilizada para uma faixa de valores do sinal de controle próximos a zero.

A aplicação das leis de controle com adaptação de parâmetros da função inversa da zona morta resultaram em seguimentos de trajetória com erros inferiores aos demais experimentos. Estes resultados comprovam os resultados teóricos obtidos no Capítulo 5.

Mostrou-se experimentalmente, que mesmo sem a compensação de atrito e da dinâmica da válvula, o controlador em cascata utilizando a função inversa da zona morta com adaptação de parâmetros é capaz de compensar, não somente a zona morta, mas também as outras dinâmicas. Assim, o atrito existente no cilindro hidráulico é compensado de forma indireta.

7 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

Esta tese trata do problema de controle de um robô hidráulico que utiliza válvulas proporcionais direcionais de centro supercrítico.

A modelagem matemática do robô considera a dinâmica da válvula, sua zona morta e o atrito no cilindro hidráulico e o modelo é interpretado como um conjunto de subsistemas.

O projeto do controlador em cascata é realizado para o modelo matemático apresentado com a zona morta da válvula localizada entre os subsistemas eletromecânico, que possui a dinâmica da válvula, e o subsistema hidráulico, que possui a dinâmica da força hidráulica. Mostra-se através de uma prova de estabilidade que o controlador em cascata com compensação de zona morta reduz os erros de seguimento de trajetória do robô.

Propõe-se uma lei de adaptação de parâmetros para a função inversa da zona morta utilizada no controlador em cascata com objetivo de compensar o efeito da zona morta da válvula proporcional. Apresentou-se a prova de estabilidade do sistema robótico e mostrou-se que os erros de seguimento de trajetória ficam limitados a um conjunto residual.

Analisou-se as propriedades das leis de controle adaptativas e mostrou-se que sua aplicação com o controlador em cascata é capaz de compensar indiretamente a força de atrito no cilindro hidráulico.

Por análise experimental verificou-se a influência da dinâmica da válvula proporcional, do atrito e da zona morta sobre os erros de seguimento. Pode-se constatar que nas condições estabelecidas, a compensação da dinâmica da válvula através do controlador em cascata não proporciona uma redução de erros tão significativa quanto a compensação do atrito e, principalmente, da zona morta.

Verificou-se experimentalmente os resultados teóricos obtidos com as leis adaptativas para função inversa da zona morta.

Para prosseguimento deste trabalho propõe-se:

- O desenvolvimento teórico e a aplicação prática do controle em cascata associado a outras técnicas de controle;
- A análise da influência dos vazamentos da válvula proporcional direcional, sua inclusão no modelo da válvula do robô e no projeto do controlador em cascata;

- Desenvolver a análise de estabilidade no caso do robô operando com as válvulas dentro da zona morta com a perspectiva de produzir outras leis de controle;
- Ampliar a bancada de testes experimentais com objetivo do robô executar tarefas que envolvam a interação com o meio ambiente, como usinagem, montagem e polimento.
- Um estudo sobre observadores de velocidade e aceleração angular das juntas.
- Utilização de encoders incrementais com maior número de pulsos por rotação com objetivo de diminuir a resolução das medições das posições angulares dos elos. Por exemplo, substituir os encoders de 500 pulsos por rotação por encoders de 1500 pulsos por rotação. Isso permitirá a aplicação de filtros com frequência de corte maior.
- Realizar um levantamento de parâmetros geométricos e inerciais para obter menores erros na implementação dos controladores.
- Identificar termos de menor importância na lei de controle para realizar simplificações e permitir o uso de tempos de amostragens menores do que o utilizado neste trabalho.
- A utilização de redes neurais artificiais para representar o comportamento da vazão de válvulas proporcionais direcionais. As vazões em válvulas proporcionais sofrem influência de muitos fatores, como os coeficientes de vazão k_a e k_b que variam com o sinal de controle e a com diferença de pressões na válvula, as válvulas de centro supercrítico sofrem o efeito da zona morta, a dinâmica do carretel que sofre influência do atrito, os vazamentos dependem da viscosidade do óleo. A proposta é avaliar se redes neurais, muito utilizadas para representar fenômenos físicos não-lineares, são adequadas para representar o comportamento não-linear da vazão utilizando como sinais de entrada, por exemplo, o sinal de controle u , as pressões p_s , p_a e p_b e a temperatura do óleo, uma vez que as vazões dependem de muitas variáveis e normalmente se utilizam modelos matemáticos simplificados no projeto de controladores.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDERSEN, T.O.; CONRAD, F.; HANSEN, P.E.; ZHOU, J.J. A novel adaptive control scheme for hydraulic actuator motion systems. **Proceedings of 16th Bath International Fluid Power Workshop**, p. 177-191, 1993.

BECKER, O.; Pietsch, I.; HESSELBA, J. Robust task-space control of hydraulic robots. **IEEE - Proceedings of the 2003 International Conference on Robotics & Automation**. Taipei, Taiwan, Sep 14-19. 2003. p. 4360-4365.

BILODEAU, Glen; PAPADOPOULOS, Evangelos. A model-based impedance control scheme for high-performance hydraulic joints. **Proceedings of the IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems**, Victoria, Canada, v.2, p. 1308-1313, 1998.

BOLLMANN, Arno; GUENTHER, Raul. Posicionadores hidráulicos e pneumáticos: características e técnicas de controle. SEMINÁRIO NACIONAL DE HIDRÁULICA E PNEUMÁTICA, 5., 1997, Florianópolis. **Anais...** Florianópolis: SENAI/CTAI, 1997. p. 57-78.

BU, Fanping; YAO, Bin. Nonlinear adaptive robust control of actuators regulated by proportional directional control valves with deadband nonlinear flow gains. **Proceedings of the American Control Conference**. Chicago, Illinois, p. 4129-4133, June 2000a.

BU, Fanping; YAO, Bin. Nonlinear model based coordinated adaptive robust control of electrohydraulic robotic arms via overparametrizing method. **Proceedings of the 2001 IEEE. International Conference on Robotics and Automation**, v. 4, p. 3459–3464, 2001.

BU, Fanping; YAO, Bin. Observer based coordinated adaptive robust control of robot manipulators driven by single-rod hydraulic actuators. **Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics and Automation**, v. 3, p. 3034–3039, 2000b.

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.65-80, 1997.

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.65-80, 1997.

CANUDAS-DE-WIT, C.; OLSSON, H.; ASTRÖM, K.J.; LISCHINSKY, P. A new model for the control of systems with friction. **IEEE Transactions on automatic control**, v. 40, n. 3, p. 419-425, Mar. 1995.

CANUDAS-DE-WIT, C.; SICILIANO, B.; BASTIN, G. (Eds). **Theory of robot control**. Lon-don: Springer-Verlag, 1996. 392 p.

CERONI, José A.; NOF, Shimon Y. Robotics terminology. In: NOF, Shimon Y. (Ed.). **Handbook of industrial robotics**. 2.ed. New York: John Wiley & Sons, 1999. p. 1261-1317.

CHRISTENSEN, G.K.; ZHOU, J.; CONRAD, F.; SORENSEN, T. **The state of hydraulic technology and its electric competitors**. In: GARBACIK, Andrzej; STECKI, Jacek. (Ed.). **Developments in fluid power control of machinery and manipulators**. Cracow: Fluid Power Net Publication, 2000. p. 156-159.

CUNHA, M. A. B.; GUENTHER, R. Adaptive cascade control of a hydraulic actuator with an adaptive dead-zone compensation. **ABCM Symposium Series in Mechatronics**. 2006, v. 2. p. 385-392.

CUNHA, M.A.B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R. A fixed cascade controller with an adaptive dead-zone compensation scheme applied to a hydraulic actuator. **Control 2004**. University of Bath, UK. September. 2004.

CUNHA, M.A.B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R.; DE NEGRI, V.J. A Fixed Cascade Controller Applied to a Hydraulic Actuator Including the Servovalve Dynamic. **Power Transmission and Motion Control**. Ed C.R. Burrows; K.A. Edge (University of Bath). Suffolk: Professional Engineering Publishing, 2000. p. 59-72.

CUNHA, M.A.B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R.; DE NEGRI, V.J. Design of cascade controllers for a hydraulic actuator. **International Journal of Fluid Power** 3. n. 2. 2002. p.35-46.

DAVLIAKOS, I.; PAPADOPOULOS, E. Development of a Model-Based Nested Controller for Electrohydraulic Servos. **Intelligent Control, 2005. Proceedings of the 2005 IEEE International Symposium**. Mediterrean Conference on Control and Automation, p.107-112 Jun 2005.

DAVLIAKOS, Ioannis; ZAFIRIS, Athanassios; PAPADOPOULOS, Evangelos. Joint space controller design for electrohydraulic servos. **Conference on Control Applications, 2006 IEEE International Symposium on Intelligent Control**, p.796-801, Oct. 2006.

DORF, Richard C. **Modern control systems**. Reading, Mass.: Addison-Wesley, 1967. 387p.

DUBUS, G.; DAVID, O.; NOZAI, F.; MEASSON, Y.; FRICONNEAU, J.P.; PALMER, J. Assessment of a water hydraulic joint for remote handling operations in the divertor region, **Proceedings of the Eight International Symposium of Fusion Nuclear Technology**, p. 1845-1849, 2008.

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.

FARINES, Jean-Marie; FRAGA, Joni da Silva; OLIVEIRA, Rômulo Silva de. **Sistemas de Tempo Real**. 12ª Escola de Computação, IME-USP, São Paulo-SP, 24 a 28 de julho de 2000.

GUENTHER, R., DE PIERI, E. R. Cascade control of the hydraulic actuators. Revista Brasileira de Ciências Mecânicas, Rio de Janeiro, v. 19, n. 2, p. 108-120, jun. 1997.

GUENTHER, R., DE PIERI, E. R.; CUNHA, M.A.B. Variable structure adaptive cascade control of the hydraulic actuators. Florianópolis: UFSC- Laboratory of Robotics, 1998a. 18 p. Technical report.

GUENTHER, R., HSU, L. Variable structure adaptive cascade control of rigid-link electrically-driven robot manipulators. **Proc. IEEE 32nd CDC**, San Antonio, Texas, December, p.2137-2142, 1993.

GUENTHER, R.; CUNHA, M.A.B.; DE PIERI, E.R ; DE NEGRI, V.J. VS-ACC applied to a hydraulic actuator. **Proceedings of American Control Conference**, Chicago, p. 4124-4128, 2000.

GUENTHER, R; CUNHA, M.A.B.; DE PIERI, E.R. Experimental implementation of the variable structure adaptive cascade control for hydraulic actuators. **Power Transmission and Motion Control**, Bath, England, p. 349-361, Sept. 1998b.

HABIBI, S. R. Sliding mode control of a hydraulic industrial robot. Journal of dynamic systems, measurement, and control, **Transactions of ASME**, v. 121, p. 312-318, June 1999.

HABIBI, S.R.; GOLDENBERG, A.A. Analysis and control of industrial hydraulic robots. Proceedings of the 33rd **IEEE Conference on Decision and Control**, v. 1, p. 345-350, Dec. 1994.

HABIBI, S.R.; RICHARDS, R.J.; GOLDENBERG, A.A. Hydraulic actuator analysis for industrial robot multivariable control. **Proceedings of the American Control Conference**, Baltimore, Maryland, p. 1003-1007, June 1994.

HEINTZE, Johannes; TEERHUIS, P.C.; VAN-DER-WEIDEN, A. J. J. **Controlled hydraulics for a direct drive brick laying robot**. Automation in Construction. p. 23-29. 1996.

HONEGGER, Marcel; CORKE, Peter. Model-based control of hydraulically actuated manipulators. **Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Robotics and Automation**, v. 3, p. 2553-2559, 2001.

JEROUANE, M.; SEPEHRI, N.; LAMNABHI-LAGARRIGUE, F.; ABOU, S.C.; , Design and experimental evaluation of robust variable structure control for hydraulic actuators, **Control Conference, 2004**. 5th Asian , v.3, p. 1982-1990, Jul 2004.

KHALIL, H. K. **Nonlinear Systems**. 3rd ed. Upper Saddle River: Prentice Hall. 2002.

LEE, S.-U.; CHANG, P. H. Control of a heavy-duty robotic excavator using time delay control with switching action with integral sliding surface. **Robotics and Automation, 2001. Proceedings 2001 ICRA. IEEE International Conference**. v.4, p. 3955-3960. 2001.

LISCHINSKY, C.; CANUDAS-DE-WIT, C.; MOREL, G. Friction compensation for an industrial hydraulic robot. **IEEE Control Systems Magazine**, v. 19, p. 25-32, Feb. 1999.

LISCHINSKY, P., CANUDAS-DE-WIT, C., MOREL, G., Friction compensation of a Schilling hydraulic robot. **Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Control Applications**, p. 294–299, 1997.

LIU, Song; YAO, Bin. Adaptive Robust Control of Programmable Valves with Manufacturer Supplied Flow Mapping Only. 43rd **IEEE Conference on Decision and Control**. Atlantis, Paradise Island, Bahamas. Dez. 2004a.

LIU, Song; YAO, Bin. Characterization and attenuation of sandwiched deadband problem using describing function analysis and its application to electro-hydraulic systems controlled by closed-center valves. **Proceedings of IMECE'04 2004 ASME International Mechanical Engineering Congress**, USA, Nov. p. 1-8. 2004b.

LIU, Song; YAO, Bin. Coordinate Control of Energy Saving Programmable Valves Programmable Valves. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, v.16, n.1, jan 2008

LIU, Song; YAO, Bin. Programmable Valves: a Solution to Bypass Deadband Problem of Electro-Hydraulic Systems. **Proceeding of the 2004 American Control Conference Boston**, Massachusetts, p. 4438-4443, Jun. 2004c.

M'SIRDI, N. K.; FRAISSE, P.; DAUCHEZ, P.; MANAMANI, N. Sliding mode control for a hydraulic underwater manipulator. **5th IFAC Symposium on Robot Control**, Nantes, France, p. 145-151, Sept. 1997.

MACHADO, Cláudio Luís D'Elia. Compensação de atrito em atuadores hidráulicos utilizando redes neurais. Florianópolis, 2003. 86 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina.

MACHADO, C.L.D.; DE NEGRI, V.J.; CUNHA, M.A.B. Experimental Implementation of the Cascade Controller with Adaptive Dead-Zone Compensation Applied to a Hydraulic Robot. **LARS '08. IEEE Latin American**. Oct 2008, p.59-64.

MACHADO, C. L. E.; GUENTHER, R; DE NEGRI, V. J.; GOMES, S. C. P. Cascade control with friction compensation based on artificial neural network for a hydraulic actuator. **Proceedings of IMECE2006 - 2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition**. Nov 2006. USA. DVD-ROM.

MEASSON, Y.; DAVID, O.; LOUVEAU, F.; FRICONNEAU; J.P. Technology and control for hydraulic manipulators. Fusion Engineering and Design, **22nd Symposium on Fusion Technology**, 2003, v. 69, p. 129-134.

MERRITT, Herbert E. **Hydraulic control system**. New York: John Wiley & Sons, 1967.

MOHANTY, A.; YAO, B. Integrated direct/indirect adaptive robust control (diarc) of hydraulic robotics arm with accurate parameter estimates. **Proceedings of IMECE'06 - 2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition**. Nov 05-10. 2006. Chicago, USA. DVD-ROM.

PERONDI, Eduardo A. Controle não-linear em cascata de um servoatuador pneumático com compensação do atrito. Florianópolis, 2002. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.

RAMIREZ, Alejandro Rafael Garcia. Controle de posição de robôs manipuladores com transmissões flexíveis considerando a compensação de atrito. Florianópolis, 2003. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina.

Bosch Rexroth Ltda. **Válvula Proporcional Direcional 4/2 e 4/3, Diretamente Operada, com Feedback Elétrico de Posição Tipos 4WRE e 4WREE - RP 29 061/02.03.** 2003.

RODRIGUES, L.A.H.; De NEGRI, V.J.; VALDIERO, A. C. Principais parâmetros de válvulas direcionais proporcionais aplicadas em sistemas hidráulicos de controle. **Ctai Revista de Automação e Tecnologia da Informação**, Florianópolis, v. 2, n. 2, p. 85-90, 2003.

SCIAVICCO, Lorenzo; SICILIANO, Bruno. **Modeling and control of robot manipulators.** Naples: McGraw-Hill, 1996.

SEPEHRI, Nariman; DUMONT, G.A.M.; LAWRENCE, P.D.; SASSANI, F. **Cascade control of hydraulically actuated manipulators.** *Robotica*, v. 8, p. 207-216, 1990.

SIROUSPOUR, Mohammad R.; SALCUDEAN, Septimiu E. Nonlinear control of hydraulic robots. **IEEE Transactions on Robotics and Automation**, v. 17, p. 173-182, Apr. 2001a.

SIROUSPOUR, Mohammad R.; SALCUDEAN, Septimiu E. Nonlinear control of a hydraulic parallel manipulator. **Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation**, Seoul, Korea, v. 4, p. 3760-3765, May 2001b

SLOTINE, Jean-Jacques E.; LI, Weiping. **Applied nonlinear control.** Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1991.

SLOTINE, Jean-Jacques E.; LI, Weiping. On the adaptive control of robot manipulators, **J. Robots Research**, v. 6, n. 3, p. 49-59, 1987.

TAO, G.; KOKOTOVIC. **Adaptative control of systems with actuator and sensor nonlinearities.** New York: John Wiley & Sons, 1996.

TAWARE, A., TAO, G. An adaptive dead-zone inverse controller for systems with sandwiched dead-zones. **Proceedings of the American Control Conference.** Arlington, VA Jun 25-27. 2001. p. 2456-2461.

TSAI, L.-W. **Robot analysis: the mechanics of serial and parallel manipulators.** New York: John Wiley & Sons, 1999. 505 p.

VALDIERO, A. C. **Controle de robôs hidráulicos com compensação de atrito**. Florianópolis, 2005. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.

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, Tam-pere, Finland, pp 499-518.

ZHOU, Jianjun. **Experimental evaluations of a kinematic compensation control method for hydraulic robot manipulators**. Control Eng. Practice, Elsevier Science, v. 3, n. 5, p. 675-684, 1995.

APÊNDICE A COMPORTAMENTO DO ATUADOR HIDRÁULICO OPERANDO COM VÁLVULA PROPORCIONAL DIRECIONAL FECHADA

Esta seção tem como objetivo analisar o comportamento do atuador hidráulico com a válvula completamente fechada sujeito à forças externas e provar a hipótese de que o sistema composto pelo atuador hidráulico com a válvula fechada é estável.

Os resultados desta análise permitirão avaliar o comportamento de um atuador hidráulico que possui uma válvula proporcional direcional de centro supercrítico operando com o carretel posicionado dentro da zona morta (válvula bloqueando o fluxo de óleo devido zona morta da válvula).

Veja a Figura A.1. Considerando o fluido no interior do cilindro hidráulico e da tubulação como um meio elástico com rigidez dada pelo seu módulo de elasticidade volumétrica e válvula fechada, pode-se interpretar que o cilindro hidráulico possui uma mola de cada lado do êmbolo produzindo forças de oposição que são funções da deformação volumétrica do meio elástico (as tubulações de aço de ligação da válvula com o cilindro e demais componentes são considerados indeformáveis).

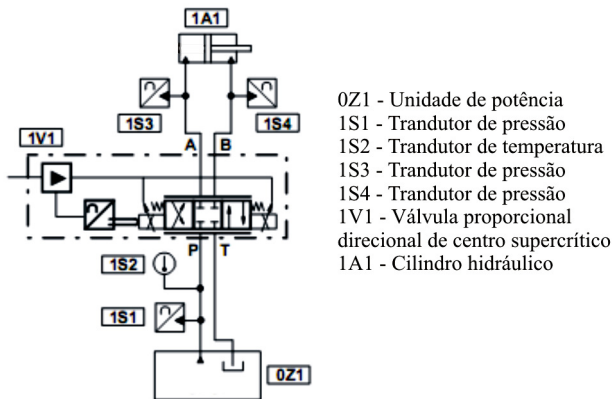


Figura A.1 Esquema hidráulico de um cilindro controlado por válvula proporcional direcional de centro supercrítico

Considera que a válvula está fechada e ocorre uma excitação de movimento por uma perturbação de força externa. A consequência é um movimento oscilatório (ou vibratório) que é dissipado pela força de atrito.

Uma interpretação semelhante pode ser feita quando o cilindro movimentada uma carga e a válvula bloqueia o fluxo de óleo. Ocorrerá uma oscilação de velocidade (ou movimento vibratório) seguida de repouso por efeito da força de atrito. Esta possibilidade não é analisada porque o movimento inicial implica em válvula aberta com fechamento posterior e isto já é analisado no capítulo 5.

Portanto, pretende-se provar que nas condições descritas anteriormente, há um ponto de equilíbrio estável de velocidade nula.

A.1 Modelo do Atuador hidráulico

Considera o modelo do atuador hidráulico sem a dinâmica da válvula. A variação da pressão em relação ao tempo na câmara a do cilindro é dada por

$$\dot{p}_a = \frac{\beta}{V_{a0} + A_a y} (Q_a - A_a \dot{y}) \quad (\text{A.1})$$

e a variação da pressão em relação ao tempo na câmara b do cilindro é dada por

$$\dot{p}_b = \frac{\beta}{V_{b0} - A_b y} (Q_b + A_b \dot{y}) \quad (\text{A.2})$$

O modelo do movimento no êmbolo e na carga é dado por

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = p_a A_a - p_b A_b + F_E \quad (\text{A.3})$$

onde $M\ddot{y}$ é o termo da força inercial; $B\dot{y}$ é o termo da força de atrito viscoso; $p_a A_a - p_b A_b$ é o termo da força hidráulica com p_a e p_b sendo as pressões nas câmaras a e b , respectivamente; A_a e A_b são as áreas do êmbolo em cada câmara; F_E é a força externa; y , \dot{y} e \ddot{y} são, respectivamente, a posição, velocidade e aceleração do movimento com origem fixada na metade do curso do cilindro; β é o módulo de elasticidade volumétrico do óleo; $V_{a0} + A_a y$ e $V_{b0} - A_b y$ são os volumes nas câmaras a e b , respectivamente, dados como função da posição do êmbolo; V_{a0} e V_{b0} são volumes nas câmaras a e b , respectivamente, somados aos volumes de óleo existentes nos tubos ligados ao cilindro; Q_a e Q_b são as vazões de óleo entre a válvula e as câmaras a e b do cilindro, respectivamente.

As vazões na válvula são dadas por

$$Q_a = \begin{cases} k_a u \sqrt{\Delta p_a}, & u \neq 0 \\ 0, & u = 0 \end{cases} \quad (\text{A.4})$$

$$Q_b = \begin{cases} k_b u \sqrt{\Delta p_b}, & u \neq 0 \\ 0, & u = 0 \end{cases} \quad (\text{A.5})$$

onde u é o sinal de controle da válvula e a entrada do modelo dinâmico; k_a e k_b são coeficientes de vazão da válvula; e

$$\sqrt{\Delta p_a} = \begin{cases} \sqrt{p_a - p_R}, & u < 0 \\ \sqrt{p_S - p_a}, & u > 0 \end{cases} \quad (\text{A.6})$$

$$\sqrt{\Delta p_b} = \begin{cases} \sqrt{p_S - p_b}, & u < 0 \\ \sqrt{p_b - p_R}, & u > 0 \end{cases} \quad (\text{A.7})$$

sendo p_S e p_R são as pressões do óleo na tubulação de suprimento e de retorno, respectivamente, tomadas na válvula; Δp_a e Δp_b são as diferenças de pressões do óleo na válvula proporcional nas vias a e b .

Transformando o modelo na forma $\dot{x} = f(x)$, pode-se escrever

$$\dot{p}_a = \frac{\beta}{V_{a0} + A_a y_1} (Q_a - A_a y_2) \quad (\text{A.8})$$

$$\dot{p}_b = \frac{\beta}{V_{b0} - A_b y_1} (Q_b + A_b y_2) \quad (\text{A.9})$$

$$\dot{y}_1 = y_2 \quad (\text{A.10})$$

$$\dot{y}_2 = \frac{A_a}{M} p_a - \frac{A_b}{M} p_b + \frac{F_E}{M} - \frac{B}{M} y_2 \quad (\text{A.11})$$

Inspeccionando primeiro a expressão (A.10), é fácil perceber que um ponto de equilíbrio tem velocidade nula $y_2 = 0$ (fazendo $f(x) = 0$). Neste caso, pode-se concluir com as expressões (A.8) e (A.9) que \dot{p}_a e \dot{p}_b serão nulas somente com vazões nulas $Q_a = Q_b = 0$. Isso ocorre com $u = 0$ e implica que a válvula está bloqueando a vazão de óleo.

Para que a equação (A.11) seja nula, $\dot{y}_2 = 0$, as pressões devem respeitar a igualdade

$$p_a = \frac{A_b p_b - F_E}{A_a} \quad (\text{A.12})$$

Ou seja, o movimento pára somente quando as pressões p_a e p_b respeitam (A.12) que dependem da força externa F_E .

Observe o estado y_l nas equações (A.8) e (A.9). Deve-se salientar que $V_{a0} > A_a y_l$ e $V_{b0} > A_b y_l$. Ou seja, devido ao volume de óleo nos tubos que ligam a válvula ao cilindro não há nenhuma possibilidade de que as funções \dot{p}_a e \dot{p}_b tenham denominador nulo ou negativo. Outro ponto importante é que y_l pode assumir qualquer valor entre zero e a metade do curso do cilindro (já que a origem de y_l é especificada com o êmbolo na metade do curso). Então, quando a válvula bloqueia a passagem de óleo há infinitos pontos de y_l para que o sistema atinja o equilíbrio com velocidade nula. Da experiência prática se sabe que, se um atuador não apresenta vazamentos, o movimento do êmbolo do cilindro pára quando a válvula é fechada e isso pode ocorrer com qualquer y_l .

A.2 Estabilidade do Modelo Linear do Atuador hidráulico

Para linearizar o modelo do atuador hidráulico através da série de Taylor assumindo vazões nulas (válvula fechada) e condições iniciais nulas ($y_1(0) = y_2(0) = p_a(0) = p_b(0) = 0$) se faz

$$\dot{p}_a(t) = \left. \frac{\partial \dot{p}_a}{\partial y_1} \right|_{\substack{y_l=0 \\ y_2=0}} y_1(t) + \left. \frac{\partial \dot{p}_a}{\partial Q_a} \right|_{\substack{y_l=0 \\ y_2=0}} Q_a(t) + \left. \frac{\partial \dot{p}_a}{\partial y_2} \right|_{\substack{y_l=0 \\ y_2=0}} y_2(t) \quad (\text{A.13})$$

$$\dot{p}_b(t) = \left. \frac{\partial \dot{p}_b}{\partial y_1} \right|_{\substack{y_l=0 \\ y_2=0}} y_1(t) + \left. \frac{\partial \dot{p}_b}{\partial Q_b} \right|_{\substack{y_l=0 \\ y_2=0}} Q_b(t) + \left. \frac{\partial \dot{p}_b}{\partial y_2} \right|_{\substack{y_l=0 \\ y_2=0}} y_2(t) \quad (\text{A.14})$$

que se obtém

$$\dot{p}_a(t) = -\frac{\beta A_a}{V_{a0}} y_2(t) \quad (\text{A.15})$$

$$\dot{p}_b(t) = \frac{\beta A_b}{V_{b0}} y_2(t) \quad (\text{A.16})$$

Assim, o modelo linear do atuador hidráulico é dado por

$$\dot{p}_a = -\frac{\beta A_a}{V_{a0}} y_2 \quad (\text{A.17})$$

$$\dot{p}_b = \frac{\beta A_b}{V_{b0}} y_2 \quad (\text{A.18})$$

$$\dot{y}_1 = y_2 \quad (\text{A.19})$$

$$\dot{y}_2 = \frac{A_a}{M} p_a - \frac{A_b}{M} p_b + \frac{F_E}{M} - \frac{B}{M} y_2 \quad (\text{A.20})$$

Fazendo a transformada de Laplace para as mesmas condições iniciais e considerando a força externa como entrada tem-se

$$Y_I(s) = \frac{\frac{1}{M} F_E(s)}{s^2 + \frac{B}{M} s + \frac{\beta}{M} \left(\frac{A_a^2}{V_{a0}} + \frac{A_b^2}{V_{b0}} \right)} \quad (\text{A.21})$$

Os pólos estão localizados no plano complexo em

$$s = \frac{-\frac{B}{M} + \sqrt{\left(\frac{B}{M}\right)^2 - 4 \frac{\beta}{M} \left(\frac{A_a^2}{V_{a0}} + \frac{A_b^2}{V_{b0}}\right)}}{2} \quad (\text{A.22})$$

$$s = \frac{-\frac{B}{M} - \sqrt{\left(\frac{B}{M}\right)^2 - 4 \frac{\beta}{M} \left(\frac{A_a^2}{V_{a0}} + \frac{A_b^2}{V_{b0}}\right)}}{2} \quad (\text{A.23})$$

à esquerda do eixo imaginário e são estáveis. Se a raiz quadrada das expressões anteriores é negativa com

$$\left(\frac{B}{M}\right)^2 < 4 \frac{\beta}{M} \left(\frac{A_a^2}{V_{a0}} + \frac{A_b^2}{V_{b0}}\right) \quad (\text{A.24})$$

os pólos serão um par conjugado complexo estável. Cabe salientar que o módulo de elasticidade volumétrico β tem valor muito grande verificando a desigualdade.

Analisando (A.21) pode-se concluir que o sistema é estável e comporta-se como um filtro de segunda ordem ao sinal de entrada. Com a aplicação de uma força externa haverá uma reação devido a compressão do óleo em uma das câmaras e vácuo na outra com um pequeno deslocamento do êmbolo sendo que o atrito amortece o movimento.

APÊNDICE B BANCADA EXPERIMENTAL E PARÂMETROS DO ROBÔ HIDRÁULICO

Neste apêndice, os principais componentes da bancada experimental são descritos e os parâmetros dos modelos matemáticos do robô manipulador hidráulico são apresentados.

A bancada de testes foi construída por VALDIERO (2005) no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) com objetivo de realizar a parte experimental de seu trabalho.

Quatro partes fundamentais formam a bancada de testes: estrutura mecânica que serve de base ao mecanismo, mecanismo (braço robótico), acionamento hidráulico e sistema de controle. A energia hidráulica necessária para o acionamento do robô é fornecida por uma unidade de potência hidráulica da bancada.

A Figura B.1 (VALDIERO, 2005) mostra uma vista em perspectiva da bancada de testes do manipulador. O mecanismo do robô possui dois graus de liberdade sendo composto por dois elos rígidos acoplados por duas juntas rotativas acionadas por dois atuadores hidráulicos lineares (acionamento hidráulico).

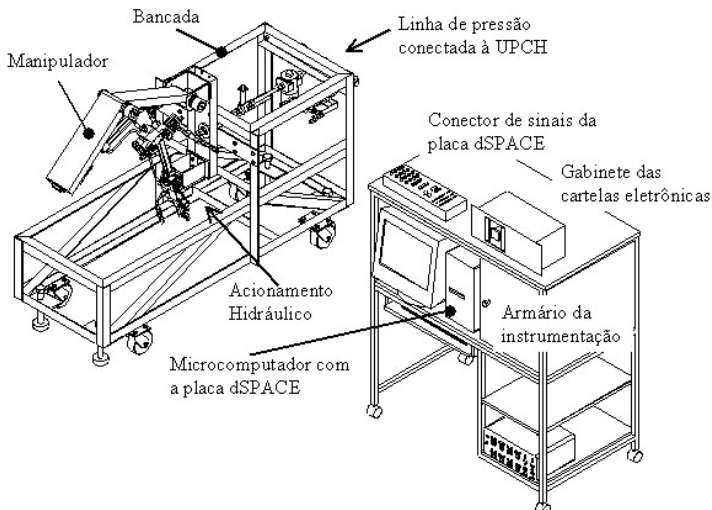


Figura B.1 - Bancada do manipulador robótico acionado hidráulicamente.

O controle é realizado através de instrumentação adequada e de uma placa eletrônica (placa dSPACE) instalada em um microcomputador. Nessa placa, os algoritmos de controle são armazenados e executados.

dos em tempo real utilizando os sinais medidos pela instrumentação e os dados das trajetórias de movimentos que devem ser executados durante a operação do robô. A *interface* da placa é obtida através do *software* ControlDesk.

Nas próximas seções, o mecanismo, o acionamento hidráulico e o sistema de controle são descritos e as estimativas de cada um dos parâmetros do modelo são apresentadas.

B.1 Subsistema Mecânico e seus Parâmetros

As equações da dinâmica correspondentes ao subsistema mecânico são

$$H^*(q)\ddot{q} + C^*(q, \dot{q})\dot{q} + G^*(q) + \bar{J}^T f_f = \bar{J}^T f_H \quad (\text{B.1})$$

$$\ddot{z} = -\tilde{A}(z, \hat{z}, \dot{y})z - \hat{A}(\hat{z}, \dot{y})\tilde{z} + K_{obs}\bar{J}s_0 \quad (\text{B.2})$$

onde

$$H^*(q) = [H(q) + \bar{J}^T M \bar{J}] \quad (\text{B.3})$$

$$C^*(q, \dot{q}) = [C(q, \dot{q}) + \bar{J}^T M \dot{\bar{J}}] \quad (\text{B.4})$$

$$G^*(q) = [G(q) + \bar{J}^T f_G] \quad (\text{B.5})$$

onde $H^*(q)$ é a matriz de inércia modificada que é composta pela matriz de inércia $H(q)$ do robô e pela parcela de inércia dos atuadores $\bar{J}^T M \bar{J}$; $C^*(q, \dot{q})$ é a matriz modificada referente aos torques centrífugos e de Coriolis que é composta pela parcela proveniente do modelo do robô $C(q, \dot{q})$ e pela parcela produzida pelos atuadores $\bar{J}^T M \dot{\bar{J}}$; $G^*(q)$ é composto pelo vetor de torques gravitacionais sendo $G(q)$ do robô e pela componente gravitacional dos atuadores $(\bar{J}^T f_G)$; e a parcela $\bar{J}^T f_f$ que é o vetor de torques nas juntas gerados pelas forças de atrito (f_f) nos atuadores.

Tratando primeiro das componentes de torque da equação (B.3) geradas pelo mecanismo do robô mostrado na Figura B.1, a matriz $H(q)$ da inércia do manipulador rígido é dada por

$$H(q) = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \quad (\text{B.6})$$

onde

$$H_{11} = I_{11} + m_{11} l_1^2 + I_{12} + m_{12} (a_1^2 + l_2^2 + 2a_1 l_2 \cos(q_2)) \\ + m (a_1^2 + a_2^2 + 2a_1 a_2 \cos(q_2))$$

$$H_{12} = I_{12} + m_{12} (l_2^2 + a_1 l_2 \cos(q_2)) \\ + m (a_2^2 + a_1 a_2 \cos(q_2))$$

$$H_{21} = H_{12}$$

$$H_{22} = I_{12} + m_{12} l_2^2 + m a_2^2$$

com os parâmetros sendo as massas m_{11} e m_{12} que os elos 1 e 2 possuem, respectivamente, cujas posições dos centros de massa são dadas por l_1 e l_2 , além de possuírem os valores I_{11} e I_{12} dos momentos de inércia em relação aos respectivos centros de massa; considera-se uma carga de massa m localizada na extremidade do elo 2; e a_1 e a_2 são os comprimentos dos elos e, neste caso, são descritos conforme a convenção de Denavit-Hartenberg.

O acionamento do robô hidráulico se dá através de movimentos lineares realizados pelos atuadores que são aplicados sobre os elos produzindo rotação nas juntas. Com uma relação cinemática de posição entre o deslocamento linear do atuador e o deslocamento angular do elo rígido sobre a junta é possível interconectar as dinâmicas do robô rígido e do atuador hidráulico. VALDIERO (2005) chama a relação cinemática de velocidades de relação de transmissão e descreve uma metodologia para sua determinação em um braço robótico de juntas rotativas acionadas por atuadores de deslocamento linear. Esta relação de transmissão é dada por

$$\frac{\partial y_i}{\partial q_i} = \bar{J}_i = \frac{L_{1i} L_{2i} \sin(q_i - \Delta\phi_i)}{\sqrt{L_{1i}^2 + L_{2i}^2 - 2L_{1i} L_{2i} \cos(q_i - \Delta\phi_i)}} \quad (\text{B.7})$$

onde \bar{J}_i é uma função que relaciona a velocidade \dot{y}_i do êmbolo do atuador i à taxa de variação das variáveis de junta \dot{q}_i através dos parâmetros construtivos do robô L_{1i} , L_{2i} e $\Delta\phi_i$ e da coordenada de junta.

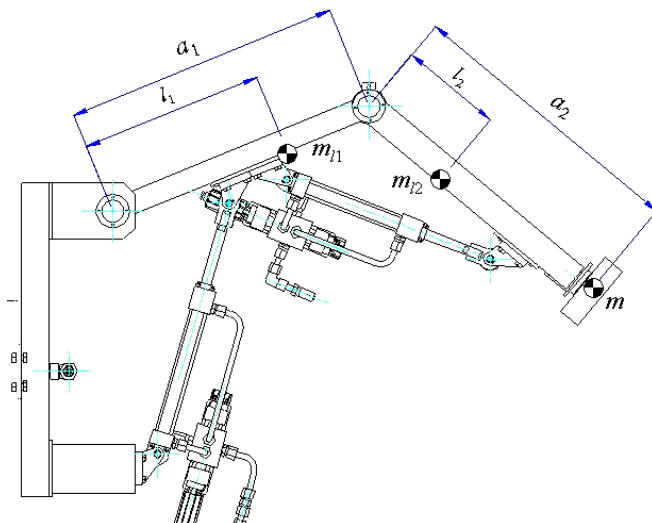


Figura B.2 - Vista lateral do mecanismo do manipulador robótico acionado hidráulicamente

A matriz $C(q, \dot{q})$ dos torques centrífugos e de Coriolis do mecanismo é calculada como

$$C(q, \dot{q}) = \begin{bmatrix} h\dot{q}_2 & h(\dot{q}_1 + \dot{q}_2) \\ -h\dot{q}_1 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{B.8})$$

onde

$$h = -(m_{r2} l_2 + m a_2) a_1 \sin(q_2) .$$

O vetor de torques gravitacionais gerados pelo mecanismo do robô é

$$G(q) = \begin{bmatrix} G_1(q) \\ G_2(q) \end{bmatrix} \quad (\text{B.9})$$

$$G_1(q) = (m_{r1} l_1 + (m_{r2} + m) a_1) g \cos(q_1) + (m_{r2} l_2 + m a_2) g \cos(q_1 + q_2)$$

$$G_2(q) = (m_{r2} l_2 + m a_2) g \cos(q_1 + q_2)$$

onde g é a aceleração da gravidade.

Os valores identificados para os parâmetros que aparecem nas matrizes $H(q)$ e $C(q, \dot{q})$ e no vetor $G(q)$ são mostrados na Tabela B.1.

Tabela B.1 - Parâmetros inerciais e geométricos do robô hidráulico

Inércia do robô	Elo 1	Elo 2
Massa do elo i (m_{li})	$m_{l1} = 11,45$ kg	$m_{l2} = 5,04$ kg
Comprimento do elo i (a_i)	$a_1 = 0,5$ m	$a_2 = 0,5$ m
Distância do centro de massa do elo i até o eixo de sua junta (l_i)	$l_1 = 0,253$ m	$l_2 = 0,248$ m
Momento de inércia do elo i (I_{li}) em relação ao centro de massa	$I_{l1} = 1,4$ kg m ²	$I_{l2} = 0,433$ kg m ²
Inércia da carga (m)	$m = 5,477$ kg	
Inércia do atuador	Atuador 1	Atuador 2
Massa deslocada no atuador i (M_i)	$M_1 = 0,9$ kg	$M_2 = 0,8$ kg

A cinemática direta deste robô é dada pela expressão

$$\begin{aligned}
 T_2^0(q) &= \begin{bmatrix} n_2^0(q) & s_2^0(q) & a_2^0(q) & p_2^0(q) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\
 n_2^0(q) &= [0 \ 0 \ 1]^T \\
 s_2^0(q) &= [\sin(q_1+q_2) \ -\cos(q_1+q_2) \ 0]^T \\
 a_2^0(q) &= [\cos(q_1+q_2) \ \sin(q_1+q_2) \ 0]^T \\
 p_2^0(q) &= [a_1 \cos(q_1) + a_2 \cos(q_1+q_2) \ a_1 \sin(q_1) + a_2 \sin(q_1+q_2) \ 0]^T
 \end{aligned} \tag{B.10}$$

sendo que $n_2^0(q)$, $s_2^0(q)$ e $a_2^0(q)$ são vetores unitários que fornecem a orientação do sistema de coordenadas fixado no efetuador final do robô e $p_2^0(q)$ é um vetor que fornece a posição da origem do sistema de coordenadas fixado no efetuador final. Todos vetores da expressão (B.10) tem como referência o sistema de coordenadas da base.

Considerando os parâmetros relacionados ao acionamento, M_1 e M_2 são as massas deslocadas nos atuadores 1 e 2, e são componentes de uma matriz diagonal M dada por

$$M = \begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix} \quad (\text{B.11})$$

A Tabela B.1 também contém os valores destas massas.

A matriz \bar{J} , chamada de matriz Jacobiana do atuador, é dada por

$$\bar{J} = \begin{bmatrix} \bar{J}_1 & 0 \\ 0 & \bar{J}_2 \end{bmatrix} \quad (\text{B.12})$$

onde

$$\bar{J}_i = \frac{L_{1i}L_{2i} \sin(q_i - \Delta\phi_i)}{\sqrt{L_{1i}^2 + L_{2i}^2 - 2L_{1i}L_{2i} \cos(q_i - \Delta\phi_i)}}$$

sendo que $i = 1, 2$ refere-se ao atuador i ; L_{1i} , L_{2i} e $\Delta\phi_i$ são parâmetros que estão relacionados às características construtivas do robô acionado por atuadores lineares, à cinemática do mecanismo e são definidos pelo método de obtenção de \bar{J} proposto em VALDIERO (2005).

O vetor de torques gravitacionais gerados pelo atuador é

$$f_G = \begin{bmatrix} g M_1 \frac{L_{21} \sin(q_1 + \phi_{21}) - L_{11} \sin(\phi_{11})}{\sqrt{L_{11}^2 + L_{21}^2 - 2|L_{11}||L_{21}| \cos(q_1 - \Delta\phi_1)}} \\ g M_2 \frac{L_{22} \sin(q_1 + q_2 + \phi_{22}) - L_{12} \sin(\phi_{12} + q_1)}{\sqrt{L_{12}^2 + L_{22}^2 - 2|L_{12}||L_{22}| \cos(q_2 - \Delta\phi_2)}} \end{bmatrix} \quad (\text{B.13})$$

onde os ângulos ϕ_{1i} e ϕ_{2i} , para o atuador $i = 1, 2$, também são definidos no método de obtenção de \bar{J} e estão relacionados à posição em que os atuadores estão acoplados aos elos. Os parâmetros da matriz \bar{J} e do vetor f_G estão listados na Tabela B.2.

Tabela B.2 - Parâmetros cinemáticos do mecanismo robótico acionado por atuadores lineares

Parâmetro	Atuador 1	Atuador 2
Ângulos construtivos	$\phi_{11} = -1,360$ rad	$\phi_{21} = -2,804$ rad
ϕ_{1i} e ϕ_{2i}	$\phi_{12} = -0,319$ rad	$\phi_{22} = -0,182$ rad
$\Delta\phi_i$	$\Delta\phi_1 = -1,042$ rad	$\Delta\phi_2 = -2,622$ rad
Distância L_{1i} entre o ponto de acoplamento cilindro /elo e a junta i	$L_{11} = 0,450$ m	$L_{12} = 0,199$ m
Distância L_{2i} entre o ponto de acoplamento haste/elo e a junta i	$L_{21} = 0,211$ m	$L_{22} = 0,392$ m
Distância L_{3i} entre pontos de acoplamento do atuador/elo, com a haste posicionada no meio do curso, e a junta i	$L_{31} = 0,470$ m	$L_{32} = 0,405$ m

A parcela $\bar{J}^T f_F$ é o vetor de torques gerados pelas forças de atrito (f_f) nos atuadores, que pode ser escrito na seguinte forma matricial

$$f_F = \Sigma_0 z + \Sigma_1 \dot{z} + \Sigma_2 \dot{y} \quad (\text{B.14})$$

onde

$$\Sigma_0 = \begin{bmatrix} \sigma_{01} & 0 \\ 0 & \sigma_{02} \end{bmatrix} \quad (\text{B.15})$$

$$\Sigma_1 = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & 0 \\ 0 & \sigma_{12} \end{bmatrix} \quad (\text{B.16})$$

$$\Sigma_2 = \begin{bmatrix} \sigma_{21} & 0 \\ 0 & \sigma_{22} \end{bmatrix} \quad (\text{B.17})$$

que contêm respectivamente os parâmetros dinâmicos de coeficiente de rigidez σ_{0i} , de coeficiente de amortecimento das microdeformações σ_{1i} e o parâmetro estático de amortecimento viscoso σ_{2i} entre as superfícies em atrito no atuador i .

A dinâmica de z é

$$\begin{aligned} \dot{z} &= \dot{y} - A(z, \dot{y})z \\ &= \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} A_1(z_1, \dot{y}_1) & 0 \\ 0 & A_2(z_2, \dot{y}_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (\text{B.18})$$

onde $A_i(z_i, \dot{y}_i)$ é

$$A_i(z_i, \dot{y}_i) = \alpha_i(z_i, \dot{y}_i) \frac{\sigma_{0i}}{g_{ssi}(\dot{y}_i)} \dot{y}_i \operatorname{sgn}(\dot{y}_i) \quad (\text{B.19})$$

A função $\alpha_i(z_i, \dot{y}_i)$ é

$$\alpha_i(z_i, \dot{y}_i) = \begin{cases} \begin{cases} 0, & |z_i| \leq z_{bai} \\ \alpha_{zi}, & z_{bai} < |z_i| < z_{ssi}(\dot{y}_i) \\ 1, & |z_i| \geq z_{ssi}(\dot{y}_i) \end{cases} & \text{se } \operatorname{sgn}(\dot{y}_i) = \operatorname{sgn}(z_i), \\ 0 & \text{se } \operatorname{sgn}(\dot{y}_i) \neq \operatorname{sgn}(z_i), \end{cases} \quad (\text{B.20})$$

$$\alpha_{zi} = \frac{1}{2} \operatorname{sen} \left(\pi \frac{z_i - \left(\frac{z_{ssi}(\dot{y}_i) + z_{bai}}{2} \right)}{z_{ssi}(\dot{y}_i) - z_{bai}} \right) + \frac{1}{2} \quad (\text{B.21})$$

$$z_{ssi}(\dot{y}_i) = \frac{g_{ssi}(\dot{y}_i)}{\sigma_{0i}}$$

A função $g_{ssi}(\dot{y}_i)$ é dada por

$$g_{ssi}(\dot{y}_i) = F_{Ci} + (F_{Si} - F_{Ci}) e^{-\left(\frac{\dot{y}_i}{\dot{y}_{si}} \right)^2} \quad (\text{B.22})$$

onde F_{Ci} é a força de atrito de Coulomb; F_{Si} é a força de atrito estático.

Os parâmetros de atrito para os atuadores hidráulicos diferenciais são identificados experimentalmente em VALDIERO (2005). A Tabela B.3 apresenta os valores dos quatro parâmetros estáticos obtidos através do mapa estático de atrito para cada um dos atuadores. Os parâmetros dinâmicos σ_{0i} e σ_{1i} . Os valores das microdeformações de quebra z_{bai} são mostrados na Tabela B.4.

Tabela B.3 - Parâmetros estáticos do modelo de atrito nos atuadores.

Característica de atrito	Atrito estático	Atrito de Coulomb	Atrito visco-	Velocidade de Stribeck
Atuador 1	F_{S1} (N)	F_{C1} (N)	σ_{21} (Ns/m)	\dot{y}_{S1} (m/s)
$\dot{y}_1 > 0$	150	90,3	105,15	0,041
$\dot{y}_1 < 0$	140	46,3	125,41	0,031
Atuador 2	F_{S2} (N)	F_{C2} (N)	σ_{22} (Ns/m)	\dot{y}_{S2} (m/s)
$\dot{y}_2 > 0$	135	38,4	144,7	0,025
$\dot{y}_2 < 0$	160	82,7	85,1	0,025

Tabela B.4 - Parâmetros dinâmicos do modelo de atrito nos atuadores.

Característica de atrito	Coefficiente de rigidez das microdeformações	Coefficiente de amortecimento associado à taxa de variação das microdeformações	Deslocamento da força de quebra
Atuador 1	σ_{01} (N/m)	σ_{11} (Ns/m)	z_{ba1} (m)
$\dot{y}_1 > 0$	$0,5 \times 10^6$	127,237	90,3 μm
$\dot{y}_1 < 0$	$0,5 \times 10^6$	49,575	46,3 μm
Atuador 2	σ_{02} (N/m)	σ_{12} (Ns/m)	z_{ba2} (m)
$\dot{y}_2 > 0$	$0,5 \times 10^6$	46,016	19,2 μm
$\dot{y}_2 < 0$	$0,5 \times 10^6$	72,836	82,7 μm

B.2 Subsistema Hidráulico e seus Parâmetros

O acionamento hidráulico compõe-se de cilindros diferenciais de dupla ação conectados através de tubos rígidos às válvulas proporcionais direcionais de quatro vias. A Figura B.3 (VALDIERO, 2005) mostra uma vista em perspectiva do acionamento hidráulico utilizado no manipulador robótico.

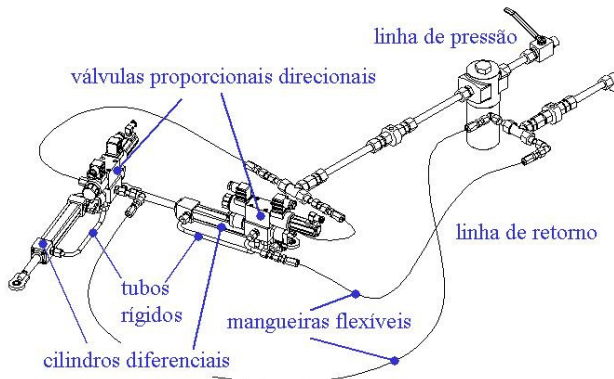


Figura B.3 - Sistema de acionamento hidráulico do manipulador robótico

Através das válvulas proporcionais direcionais é possível controlar a vazão de fluido hidráulico que entra e sai nas câmaras dos cilindros. As válvulas utilizadas são classificadas como assimétricas, ou seja, a relação entre as vazões na válvula é aproximadamente a mesma relação entre as áreas dos cilindros diferenciais. A Tabela B.5 mostra as características e as especificações técnicas das válvulas utilizadas e das cartelas eletrônicas amplificadoras. Utilizando-se as regulagens da cartela eletrônica no padrão de fábrica, são identificadas experimentalmente as constantes hidráulicas e dos parâmetros da zona-morta em VALDIERO (2005).

O fluido hidráulico utilizado é um óleo mineral, cujas principais características encontram-se na Tabela B.6. Outros parâmetros importantes no subsistema hidráulicos também são incluídos nesta tabela, tais como os valores dos volumes compreendidos entre os êmbolos e os orifícios das válvulas.

A Tabela B.7 apresenta as especificações técnicas dos cilindros hidráulicos diferenciais utilizados nos atuadores que acionam os elos 1 e 2. Os cilindros utilizados apresentam características chamadas como de baixo atrito pelo fabricante (Rexroth 2000) devido ao tipo de vedações utilizadas e de usinagem para produção de suas peças com movimento relativo.

Tabela B.5 - Especificações técnicas das válvulas proporcionais de controle direcional.

Fabricante	BOSCH REXROTH
Modelo	4WRE6E1-08-2X/G24K4/V(atuadores 1 e 2)
Coefficiente de vazão	$k_a = 2 k_b = 2 \times 10^{-8} \text{ m}^3/\text{s/V/Pa}^{1/2}$
Zona morta	$z_{me} = -1 \text{ V}$, $z_{md} = 1 \text{ V}$
Vazão nominal com $\Delta p = 10 \text{ bar}$	8 litros/minuto $Q_a = 2Q_b$ (válvula assimétrica)
Vazão máxima	80 litros/minuto
Sinal de controle	$\pm 10 \text{ V}$
Tensão de Alimentação	24 VDC
Sinal LVDT cartetel	$\pm 10 \text{ V}$
Resposta em frequência	25Hz para sinal de entrada de 2,5V
Cartela eletrônica amplificadora	VT-VRPA2-1-1X/V0/T1
Placa de ligação TN6	Tipo G 341/01 (G¼) (furação conforme DIN 24 340 / ISO 4401)

Tabela B.6 - Principais características e parâmetros relacionados ao subsistema hidráulico.

Fluido hidráulico	Óleo mineral (DIN 51 524)
Módulo de elasticidade	$\beta = 10^9 \text{ Pa}$
Massa específica	$\rho = 850 \text{ kg/m}^3$
Pressão suprimento	$p_s = 30 \text{ bar}$
Volume das câmaras com êmbolo na posição central ($y_i = 0$) (inclui o volume das tubulações)	$V_{101} = 5,35 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ (câmara 1, atuador 1) $V_{201} = 3,60 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ (câmara 2, atuador 1) $V_{102} = 4,15 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ (câmara 1, atuador 2) $V_{202} = 2,93 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ (câmara 2, atuador 2)
Temperatura	40 °C

Tabela B.7 - Especificações técnicas dos cilindros hidráulicos diferenciais.

Fabricante	BOSCH REXROTH
Modelo	CDT3MP5/25/18/200/Z1X/B1CHDTWW (atuador 1) CDT3MP5/25/18/150/Z1X/B1CHDTWW (atuador 2)
Área êmbolo	$A_{11}=A_{12}= 4,91 \times 10^{-4}$ m
Área anular	$A_{21}=A_{22}= 2,54 \times 10^{-4}$ m
Curso da haste	0,2 m ($y_{1max}= 0,1$ m, $y_{1min}= -0,1$ m) (atuador 1) 0,15 m ($y_{2max}= 0,075$ m, $y_{2min}= -0,075$ m) (atuador 2)
Pressão máxima	210 bar
Velocidade máxima da haste	0,5 m/s

B.3 Sistema de Controle e Instrumentação

O sistema de controle considerado inclui uma placa com um circuito eletrônico instalada em um microcomputador que realiza aquisição de sinais e o controle do robô, os sensores de medição dos ângulos de junta e os sensores de pressão nas câmaras dos cilindros.

A Figura B.4 (VALDIERO, 2005) fornece uma visão geral dos componentes deste sistema e do fluxo de sinais. Os sinais das medições dos ângulos das juntas e das pressões são enviados para placa de aquisição e controle. Na placa eletrônica *dSPACE DS1104* é implementado o algoritmo de controle utilizando *softwares* apropriados (*MatLab/ Simulink* e *ControlDesk*). Os sinais de controle gerados pelo algoritmo são então enviados para os circuitos eletrônicos das válvulas (denominados comercialmente como cartelas eletrônicas).

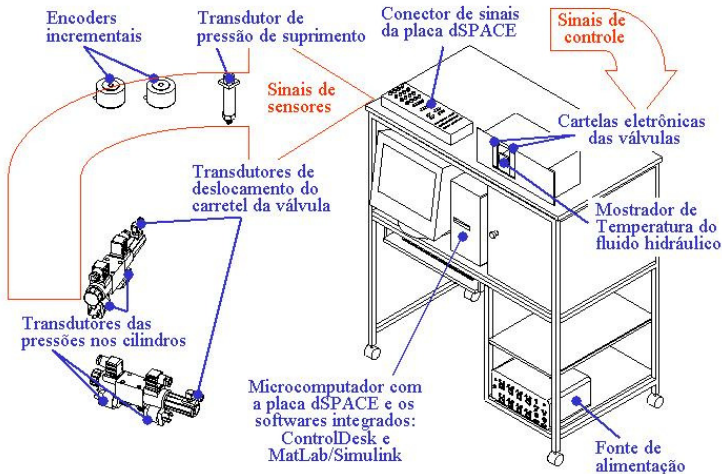


Figura B.4 - Sistema de controle do robô hidráulico

A DS1104 é baseada na tecnologia *PowerPC* e em processador de sinais digitais (DSP – *Digital Signal Processor*) e acrescida de um conjunto de periféricos freqüentemente utilizados em sistemas de controle digital, tais como os conversores A/D (analogico para digital) e D/A (digital para analogico), além de interface para sinais digitais. Possui blocos do *Simulink/MatLab* para configuração das entradas e saídas. A Tabela B.8 apresenta as algumas características da placa DS1104.

A Tabela B.9 mostra as especificações dos *encoders* utilizados. A resolução de 500 pulsos por rotação foi ampliada para 2000 pulsos por rotação através de interpolação na placa DS1104.

Os transdutores de pressão utilizados já possuem a ponte amplificadora do sinal piezelétrico e são chamados de transmissores. Suas características estão descritas na Tabela B.10.

Tabela B.8 - Especificações técnicas da placa dSPACE.

	dSPACE
Fabricante	(<i>Digital Signal Processing and Control Engineering</i>)
Modelo	DS1104
Processador	<i>PowerPC 603e 250MHz (main), DSP TMS320F240(slave)</i>
Host PC	<i>Slot PCI 33MHz/ 32bit 5V</i>

Memória	8Mb <i>boot flash</i> (para aplicações), 32Mb DRAM
Entradas ADC	8 canais (conversor analógico para digital)
Saídas DAC	8 canais (conversor digital para analógico)
<i>Interface encoder incremental</i>	2 entradas TTL ou RS422, tensão de alimentação 5V/0,5A
Sistema Operacional	<i>Windows</i>
<i>Software</i>	<i>ControlDesk/ integração com MatLab</i>

Tabela B.9 - Especificações técnicas dos *encoders* incrementais.

Fabricante	HOHNER
Modelo	<i>Encoder</i> incremental de eixo vazado cód. 7510-0622-0500
6 canais	ABO + ABO invertido A e B em quadratura de fase, O = <i>Index</i> .
Saída	5-30 V, proporcional à tensão de alimentação
Resolução	500 ppr (pulsos por rotação)

Tabela B.10 - Especificações técnicas dos transdutores de pressão.

Fabricante	ZÜRICH
Modelo	Transmissor de pressão PSI-420
Faixa	0-100 bar
Saída	0-10 VCC
Conexão	¼ BSP
Tipo de sensor	Piezorresistivo
Conector	DIN 43650
Alimentação	18 a 35 VCC

Os sinais medidos são filtrados com objetivo de amenizar o ruído resultante da interferência do meio ambiente e da derivação numérica realizada no esquema de controle. São utilizados filtros do tipo passa-baixa de primeira ordem com função de transferência dada por

$$D(s) = \frac{\omega_f}{s + \omega_f} \quad (\text{B.23})$$

onde ω_f é a frequência de corte. Os valores das frequência de corte dos filtros utilizados nos sinais medidos de pressão, posição, velocidade e aceleração angular, posição do carretel da válvula e da derivada em relação ao tempo da posição desejada do carretel são mostrados na Tabela B.11.

Tabela B.11 - Especificações técnicas dos cilindros hidráulicos diferenciais.

Filtro	Frequência de corte
Transmissores de pressão	$\omega_f = 150\text{rad} / \text{s}$
Posição angular	$\omega_f = 30\text{rad} / \text{s}$
Velocidade angular	$\omega_f = 20\text{rad} / \text{s}$
Aceleração angular	$\omega_f = 20\text{rad} / \text{s}$
Posição do carretel da válvula	$\omega_f = 200\text{rad} / \text{s}$
Derivada em relação ao tempo da posição desejada do carretel da válvula	$\omega_f = 150\text{rad} / \text{s}$

B.4 Unidade de Potência Hidráulica

A Unidade de Potência Hidráulica é responsável pela transformação de energia elétrica em energia hidráulica necessária para o acionamento do robô. Esta transformação é realizada através do conjunto motor elétrico e bomba hidráulica.

O motor elétrico fornece energia mecânica para bomba hidráulica utilizando a energia elétrica da rede trifásica de baixa tensão. A bomba hidráulica recebe energia mecânica do motor através do giro do eixo e produz energia hidráulica sob a forma de vazão e pressão de óleo.

A Unidade de Potência Hidráulica, além do conjunto motor e bomba, possui reservatório de óleo com visor de nível e termômetro, válvula de alívio de pressão, manômetro e filtro de óleo montado na linha de alta pressão. A Tabela B12 fornece uma lista dos principais componentes e suas características.

Tabela B.12 - Unidade de Potência Hidráulica.

Componente	Características
Unidade de Potência Hidráulica	Fabricante: Bosch Rexroth; Modelo: ABUP; Tamanho: 63L; Óleo mineral.
Bomba hidráulica	Tipo: Palhetas de vazão variável; Vazão máxima de 35L/min; Pressão máxima de 75bar.
Motor	Motor de indução trifásico; Potência de 7,5kW; 1750 RPM; 12 terminais de ligação; Ligação YY em 380V

B.5 Discussões

Neste capítulo, descreveu-se os componentes do robô hidráulico com objetivo de mostrar os parâmetros do modelo matemático do robô hidráulico no qual o controlador em cascata aplicado neste trabalho foi baseado.