

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

**COMPENSAÇÃO DE ATRITO EM ATUADORES HIDRÁULICOS
UTILIZANDO REDES NEURAIS**

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA
CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

CLÁUDIO LUÍS D' ELIA MACHADO

FLORIANÓPOLIS, JUNHO DE 2003

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

Aos meus pais (*in memoriam*)
Hugo e Noely.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, professor Raul Guenther, pela orientação e por todos os ensinamentos durante o mestrado, e também, pelo exemplo de dedicação e seriedade com o trabalho.

Ao meu co-orientador, professor Sebastião Cícero Pinheiro Gomes, do Departamento de Matemática da Universidade Federal de Rio Grande, pelas suas contribuições para realização deste trabalho.

Ao professor Vitor Juliano De Negri, pela sua amizade e seu exemplo de dedicação e seriedade com que conduz e organiza as atividades no LASHIP.

À minha esposa Joselba Fialho Machado e minha filha Larissa 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 memoriam*), pelo seu apoio e pelo seu valioso exemplo de vida baseada no trabalho e na honestidade.

À minha irmã Eliane apoio e incentivo.

Ao colega Mauro Cunha, do CEFET-RS, pelo seu apoio.

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 demais colegas do CEFET-RS, em especial do Curso Técnico de Manutenção Eletromecânica, e do LASHIP.

Ao Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da UFSC, ao CEFET-RS por investir na capacitação de seus professores e a CAPES pela bolsa de pesquisa concedida.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	vii
LISTA DE TABELAS	viii
LISTA DE SÍMBOLOS	ix
RESUMO	xiii
ABSTRACT	xiv
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Descrição do Atuador Hidráulico	2
1.2 Controle do Atuador Hidráulico	4
1.2.1 Controladores Clássicos	4
1.2.2 Controlador no Espaço de Estados	6
1.2.3 Controle Não-Linear.....	6
1.2.4 Estratégia de Controle em Cascata	7
1.3 Objetivos do Trabalho	8
1.4 Organização do Texto.....	9
2 CONTROLE EM CASCATA FIXO.....	10
2.1 Modelo Matemático do Atuador Hidráulico	10
2.2 Estratégia de Controle em Cascata	13
2.3 Controlador em Cascata Fixo	14
2.4 Seguimento no Subsistema Mecânico	16
2.5 Seguimento no Subsistema Hidráulico.....	17
2.6 Análise de Estabilidade	17
2.7 Influência da Força de Atrito.....	19
2.8 Conclusões do Capítulo.....	21
3 MODELO DO COEFICIENTE DE ATRITO VISCOSO VARIÁVEL.....	22
3.1 Introdução	22
3.2 O Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável	25
3.3 Identificação dos Parâmetros do Modelo	26
3.4 Efeito “ <i>Stick-Slip</i> ” no Atuador Hidráulico	31
3.5 Influência da Força de Atrito sobre o Deslocamento do Pistão	33
3.6 Conclusões do Capítulo.....	40
4 COMPENSAÇÃO DO ATRITO	41
4.1 Introdução	41
4.2 Neurônio Biológico	41
4.3 Neurônio Artificial	43

4.4	Rede Neural Artificial	44
4.5	Treinamento.....	45
4.6	Compensação do Atrito	48
4.7	Conclusões do Capítulo.....	50
5	DESCRIÇÃO DO SISTEMA E APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS	51
5.1	Introdução.....	51
5.2	Descrição Geral do Sistema.....	52
5.2.1	Válvula Direcional Proporcional.....	53
5.2.2	Cilindro Hidráulico.....	53
5.2.3	Transdutor de Deslocamento.....	53
5.2.4	Transdutores de Pressão	54
5.2.5	Sistema de Aquisição	54
5.2.6	Filtros e Curvas dos Sensores.....	56
5.3	Parâmetros do Sistema	57
5.4	Trajectoria Desejada.....	61
5.5	Resultados Experimentais	62
5.5.1	Experimentos com Compensação do Atrito	64
5.5.2	Experimentos com Compensação de Zona-Morta.....	70
5.6	Conclusões do Capítulo.....	78
6	CONCLUSÕES.....	79
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	82

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Esquema do atuador hidráulico	3
Figura 1.2 – Modelo de 3ª ordem do atuador hidráulico	4
Figura 1.3 – Controle em malha fechada para o atuador hidráulico.....	4
Figura 1.4 – Lugar das raízes com o controle proporcional	5
Figura 1.5 – Atuador hidráulico representado como dois subsistemas	7
Figura 2.1 – Esquema do atuador hidráulico	11
Figura 2.2 – Zona-morta.....	12
Figura 2.3 - Atuador hidráulico representado como dois subsistemas.....	13
Figura 2.4 – Diagrama de blocos no controle em cascata fixo (CC).....	16
Figura 3.1 – Força de atrito em um bloco deslizando sobre uma superfície plana	22
Figura 3.2 – Modelos de atrito	23
Figura 3.3 – Sistema de posicionamento	24
Figura 3.4 – Efeito “ <i>stick-slip</i> ”	24
Figura 3.5 - Trajetórias do modelo de atrito.....	25
Figura 3.6 – Mapa estático do atrito para o atuador hidráulico.....	27
Figura 3.7 – Pólos de um sistema.....	30
Figura 3.8 – Modelo do coeficiente de atrito viscoso variável.....	31
Figura 3.9 – Força de atrito do cilindro hidráulico.....	32
Figura 3.10 – Velocidade do atuador hidráulico	32
Figura 3.11 – Controle de atuador hidráulico em malha aberta	34
Figura 3.12 – Deslocamento do atuador com $F_A = 0$	35
Figura 3.13 - Deslocamento do atuador com $F_A = f_v \dot{y}$	35
Figura 3.14 – Comparação entre experimento e a simulação com $F_A = f_v \dot{y}$	36
Figura 3.15 – Deslocamento do atuador - efeito da zona-morta e do atrito	37
Figura 3.16 – Efeito da zona-morta e do atrito.....	38
Figura 3.17 – Deslocamento sob efeito da zona-morta com força de atrito nula $F_A = 0$	38
Figura 3.18 - Efeito da força de atrito	39
Figura 4.1 – Neurônios biológicos	42
Figura 4.2 – Neurônio Artificial.....	43
Figura 4.3 – Funções de ativação	44
Figura 4.4 – Arquitetura da RNA	45
Figura 4.5 – Velocidade do pistão obtida experimentalmente	46
Figura 4.6 – Força hidráulica obtida experimentalmente	46
Figura 4.7 – Força de atrito calculada e força de atrito estimada.....	47

Figura 4.8 – Compensação do atrito	48
Figura 5.1 – Bancada de testes	51
Figura 5.2 – Diagrama esquemático da bancada de hidráulica	52
Figura 5.3 – Válvula direcional proporcional.....	53
Figura 5.4 – Esquema do sistema de aquisição e controle de dados	55
Figura 5.5 – Esquema de controle	55
Figura 5.6 – Filtragem dos sinais	56
Figura 5.7 – Comportamento da constante da válvula em relação ao sinal de controle.....	58
Figura 5.8 – Zona-morta.....	59
Figura 5.9 – Compensação de zona-morta	59
Figura 5.10 – Trajetória desejada	61
Figura 5.11 – Controlador em cascata fixo compensando atrito viscoso (CC).....	62
Figura 5.12 - Controlador em cascata fixo compensando atrito com a rede neural (CCRN)...	63
Figura 5.13 – Controlador CC	67
Figura 5.14 – Controlador CCRN	68
Figura 5.15 – Força de atrito estimada, Força de atrito calculada.....	69
Figura 5.16 – Comparação entre CCRN e CC.....	69
Figura 5.17 – Controlador CC-ZM.....	72
Figura 5.18 – Comparação entre CC e CC-ZM.....	73
Figura 5.19 – Comparação entre CCRN e CC-ZM	73
Figura 5.20– Controlador CCRN-ZM	74
Figura 5.21 – Comparação entre CCRN-ZM e CC-ZM.....	75
Figura 5.22 – Controlador CCRN-ZM-T	76
Figura 5.23 – Comparação entre CCRN-ZM e CCRM-ZM-T	77

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Coeficientes dos polinômios.....	28
Tabela 3.2 – Velocidade limite.....	28
Tabela 3.3 – Força de atrito estático.....	29
Tabela 3.4 – Velocidade de stick.....	30
Tabela 5.1 – Filtros.....	57
Tabela 5.2 – Parâmetros nominais do controle em cascata fixo.....	60
Tabela 5.3 – Ganhos do Controlador em Cascata Fixo	64

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto Grego

α	Constante positiva	[s ⁻¹]
β	Módulo de elasticidade volumétrica	[Pa]
γ	Constante positiva	[adm.]
λ	Ganho do controlador em cascata (constante positiva)	[s ⁻¹]
$\lambda_{max}(N_1)$	Autovalor mínimo de uma matriz N_2	
$\lambda_{min}(N_2)$	Autovalor máximo de uma matriz N_1	
θ	Bias	
ρ	Vetor de erros de seguimento de trajetória	
ω_{fa}	Frequência de corte do filtro de aceleração	[rad.s ⁻¹]
ω_{fp}	Frequência de corte do filtro de pressão	[rad.s ⁻¹]
ω_{fv}	Frequência de corte do filtro de velocidade	[rad.s ⁻¹]
ω_{fy}	Frequência de corte do filtro de posição	[rad.s ⁻¹]
ω_v	Frequência natural da válvula	[rad.s ⁻¹]
τ_v	Constante de tempo da válvula	[s]
Ω	Sistema hidráulico em malha fechada – controlador em cascata	
ξ_v	Fator de amortecimento da válvula	

Alfabeto Latino

A	Área de seção transversal do pistão	[m ²]
B	Coefficiente de atrito viscoso do sistema	[N.s.m ⁻¹]
c_d	Tensão positiva para compensar a zona-morta	[V]
c_e	Tensão negativa para compensar a zona-morta	[V]
$d(t)$	Perturbação	
e_i	Entrada i do neurônio	
$f(y)$	Função não-linear	[Pa.m ⁻³]
F	Força	[N]
F_A	Força de atrito	[N]
\hat{F}_A	Força de atrito estimada	[N]
\tilde{F}_A	Erro na estimativa da força de atrito	[N]
\bar{F}	Limite superior para o erro da força de atrito	[N]

F_{Ac}	Força de atrito calculada	[N]
F_{Ar}	Força de atrito calculada pela rede neural	[N]
F_C	Força de atrito de Coulomb	[N]
F_H	Força hidráulica	[N]
F_L	Força externa que atua na carga	[N]
F_S	Força de atrito estático	[N]
$g(x)$	Função de ativação	[adm.]
$g(x_v, p_\Delta)$	Função não-linear	[Pa ^{1/2}]
$g(u, p_\Delta)$	Função não-linear	[Pa ^{1/2}]
I	Matriz identidade	[adm.]
$I_m(s)$	Eixo imaginário do plano-s	
K_D	Ganho do controlador em cascata	[N.s.m ⁻¹]
K_{em}	Ganho estático entre o sinal de entrada e a posição do carretel da válvula	[adm]
K_h	Constante hidráulica	[m ⁴ .s ⁻¹ .V ⁻¹ .N ^{-1/2}]
K_{hu}	Constante hidráulica	[m ⁴ .s ⁻¹ .V ⁻¹ .N ^{-1/2}]
K_{DER}	Ganho do controlador derivativo	[s ⁻¹]
K_{INT}	Ganho do controlador integral	[s ⁻¹]
K_P	Ganho do controlador em cascata (constante positiva)	[s ⁻¹]
K_{PROP}	Ganho do controlador proporcional	[s ⁻¹]
l_c	Largura do chaveamento da compensação da zona-morta	[V]
M	Massa total	[kg]
N_1	Matriz simétrica definida positiva	
N_2	Matriz simétrica definida positiva	
p_0	Pressão de retomo	[Pa]
p_1	Pressão na câmara 1 do cilindro	[Pa]
p_2	Pressão na câmara 2 do cilindro	[Pa]
p_S	Pressão de suprimento	[Pa]
p_Δ	Diferença de pressão entre as câmaras do cilindro hidráulico	[Pa]
\dot{p}_Δ	Derivada da diferença de pressões das câmaras do cilindro hidráulico no tempo	[Pa.s ⁻¹]
$p_{\Delta d}$	Diferença de pressões desejada	[Pa]
$\dot{p}_{\Delta d}$	Derivada da diferença de pressões no tempo	[Pa.s ⁻¹]

\tilde{p}	Erro da diferença de pressões das câmaras do cilindro hidráulico	[Pa]
p_{p1}	Tensão elétrica no transdutor de pressão da câmara 1	[V]
p_{p2}	Tensão elétrica no transdutor de pressão da câmara 2	[V]
Q	Vazão volumétrica	[m ³ .s ⁻¹]
Q_1	Vazão de óleo hidráulico entre a válvula e a câmara 1 do cilindro	[m ³ .s ⁻¹]
Q_2	Vazão de óleo hidráulico entre a válvula e a câmara 2 do cilindro	[m ³ .s ⁻¹]
R	Constante positiva	[adm.]
$R_e(s)$	Eixo real do plano-s	
s	Variável de Laplace	
t	Variável tempo	[s]
u	Entrada de controle	[V]
v	Volume total	[m ³]
v_i	Saída i do neurônio	
v_1	Volume na linha 1	[m ³]
v_2	Volume na linha 2	[m ³]
V	Função de Lyapunov	
V_1	Função não-negativa associada ao subsistema mecânico	
V_2	Função não-negativa associada ao subsistema hidráulico	
x	Vetor de estados	
x	Função de entrada da rede neural	
x_v	Posição do carretel da válvula	[m]
\dot{x}_v	Velocidade do deslocamento do carretel	[m.s ⁻¹]
\ddot{x}_v	Aceleração do deslocamento do carretel	[m.s ⁻²]
y	Posição do pistão do cilindro hidráulico	[m]
\dot{y}	Velocidade do pistão do cilindro hidráulico	[m.s ⁻¹]
\ddot{y}	Aceleração do pistão do cilindro hidráulico	[m.s ⁻²]
y_d	Trajectoria desejada	[m]
\dot{y}_d	Velocidade desejada	[m.s ⁻¹]
\ddot{y}_d	Aceleração desejada	[m.s ⁻²]
\dddot{y}_d	Derivada da aceleração desejada	[m.s ⁻³]
\tilde{y}	Erro de posição	[m]
$\dot{\tilde{y}}$	Erro de velocidade	[m.s ⁻¹]

\dot{y}_r	Velocidade de referência	
\ddot{y}_r	Aceleração de referência	
\dddot{y}_r	Derivada da aceleração de referência	
w_i	Peso i de um neurônio	
z_m	Zona-morta da válvula	[V]
z_{md}	Limite direito da região onde existe a zona-morta	[V]
z_{me}	Limite esquerdo da região onde existe a zona-morta	[V]
$(.)_0$	Parâmetro nominal do sistema	

RESUMO

Este trabalho tem como enfoque o estudo do atrito de um atuador hidráulico e sua compensação em malha fechada com o controlador em cascata fixo.

O atuador hidráulico é freqüentemente utilizado devido a características como relação força/peso e velocidade de resposta elevadas. No entanto, entre as dificuldades relacionadas ao controle em malha fechada, está o atrito que reduz o desempenho do controlador.

Neste trabalho, o controle em malha fechada do atuador hidráulico é realizado pelo controlador em cascata fixo. Suas leis de controle são baseadas no modelo não-linear do atuador hidráulico, interpretando-o como dois subsistemas interconectados: o subsistema mecânico e o subsistema hidráulico. Este controlador pode apresentar um desempenho superior aos dos controladores clássicos (PID e controlador de estados) e possibilita que a compensação do atrito.

Mostra-se de forma teórica que o atrito causa erros de seguimento de trajetória com o controlador em cascata fixo e que estes erros são reduzidos quando a compensação de atrito é realizada.

O modelo do coeficiente de atrito viscoso variável é empregado para representar o atrito não-linear no modelo dinâmico do atuador hidráulico e, com isto, observa-se em simulação, o efeito “*stick-slip*” e a influência do atrito no controle em malha aberta do atuador hidráulico.

A estratégia de compensação consiste em estimar a força de atrito através de uma rede neural artificial treinada adequadamente através de um algoritmo chamado de “*backpropagation com momentum*” utilizando padrões de treinamento obtidos experimentalmente. Este valor estimado é empregado na lei de controle do subsistema mecânico para compensar o atrito. Devido à arquitetura da rede neural e ao treinamento realizado, obtém-se uma representação satisfatória do atrito não-linear do atuador hidráulico.

Os resultados experimentais mostram a redução do erro de seguimento de trajetória quando o controlador em cascata fixo com compensação de atrito é implementado.

ABSTRACT

This work has as focus the study of the friction of a hydraulic actuator and its compensation in closed loop with the fixed cascade controller.

The hydraulic actuator is frequently employed due to characteristics as high relationship power/size and speed of response. However, among the difficulties related to closed loop, is the friction that reduces the performance of the controller.

In this work, the closed loop control of the hydraulic actuator is accomplished by the fixed cascade controller, because this one presents higher performance than the classic controllers (PID and state controller) and by possibility of the friction compensation. Its control laws are based on the nonlinear model of the hydraulic actuator, interpreting this one as two interconnected subsystems: the mechanical subsystem and the hydraulic subsystem.

It is shown in a theoretical way that the friction causes trajectory tracking errors with the fixed cascade controller and that these errors are reduced when the friction compensation is employed.

The model of the variable viscous friction coefficient is used to represent the nonlinear friction in the dynamic model of the hydraulic actuator and, with this, it is observed in simulation, the "stick-slip" effect and the influence of the friction in the open loop control of the hydraulic actuator.

The compensation strategy consists in estimating the friction power through an artificial neural network appropriately trained by an algorithm denominated *backpropagation with momentum* using training patterns obtained experimentally. This estimated value is employed in the control law of the mechanical subsystem to compensate the friction. Due to the architecture of the neural network and the realized training, results a satisfactory representation of the nonlinear friction of the hydraulic actuator.

The experimental results show the reduction of the trajectory tracking errors when the fixed cascade controller with friction compensation is implemented.

1 INTRODUÇÃO

Este trabalho tem como objetivo principal a implementação de uma estratégia de controle em cascata com compensação de atrito para um atuador hidráulico composto por uma válvula direcional proporcional e um cilindro de dupla ação e dupla haste.

As vantagens do atuador hidráulico sobre os atuadores elétricos e pneumáticos são conhecidas há bastante tempo. MERRIT (1967) cita a capacidade do atuador hidráulico em desenvolver forças elevadas em relação ao seu tamanho ou peso, a capacidade de produzir respostas rápidas aos comandos de partidas, paradas ou inversões de velocidade sem danos às partes mecânicas e a disponibilidade no mercado de atuadores lineares ou rotativos proporcionando alternativas no projeto. Devido a estas características os atuadores hidráulicos são muito utilizados. Um exemplo de aplicação do atuador hidráulico é no acionamento de robôs manipuladores.

No entanto, os atuadores hidráulicos apresentam algumas características que dificultam seu controle em malha fechada quando é necessário alto desempenho. Entre as dificuldades é importante citar: a incerteza na determinação dos parâmetros e o comportamento não-linear do atuador hidráulico causado, por exemplo, pelo atrito. Algumas das dificuldades podem ser superadas pela aplicação da estratégia de controle em cascata que por este motivo é empregada neste trabalho.

A estratégia de controle em cascata consiste em interpretar o atuador hidráulico como dois subsistemas interconectados: o subsistema mecânico e o subsistema hidráulico. Assim, pode-se determinar leis de controle para cada subsistema e provar a estabilidade do sistema completo em malha fechada. O modelo não-linear do atuador hidráulico e o esquema do controlador em cascata fixo utilizado neste trabalho são apresentados no capítulo 2.

O controlador em cascata fixo é 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.

Este trabalho tem como objetivo o modelamento e a compensação do atrito não-linear que é uma das dificuldades no controle do atuador hidráulico.

O atrito é um fenômeno complexo e difícil de representar matematicamente. Esta dificuldade deve-se a sua não-linearidade e sua influência no comportamento dinâmico dos sistemas. No capítulo 3 é apresentado o modelo do coeficiente de atrito viscoso variável para representar o atrito não-linear no atuador hidráulico. Em Gomes (1995) este modelo é proposto para representar o atrito em um atuador do tipo moto redutor *harmonic-drive* e em GOMES e ROSA (2003) um mecanismo de compensação de atrito baseado neste modelo é testado experimentalmente.

Neste trabalho, a compensação do atrito não-linear do atuador hidráulico é implementada experimentalmente em conjunto com um controlador em cascata fixo. No algoritmo de compensação é utilizada uma rede neural artificial para estimar a força de atrito não-linear em tempo real. Com a aplicação de uma rede neural não é necessário um modelo matemático do atrito e isto se constitui numa vantagem do esquema de compensação que é apresentado. A arquitetura da rede neural utilizada neste trabalho é empregada em GERVINI et al. (2001) para a compensação do atrito de um manipulador SCARA acionado eletricamente por um moto redutor, possibilitando uma melhora substancial do desempenho do controle de posição. A rede neural e a estratégia de compensação do atrito através do controle em cascata fixo são apresentadas no capítulo 4.

Neste capítulo, o atuador hidráulico é descrito na seção 1.1, uma breve revisão dos controladores para atuadores hidráulicos é apresentada na seção 1.2 para salientar o problema do controle, os objetivos do trabalho são apresentados na seção 1.3 e a organização do texto é apresentada na seção 1.4.

1.1 Descrição do Atuador Hidráulico

O atuador hidráulico é composto por uma válvula direcional proporcional de 4 vias e um cilindro de dupla ação e dupla haste. O seu esquema pode ser representado como na Figura 1.1.

Para acionar o atuador hidráulico alimenta-se a válvula direcional proporcional com um sinal elétrico de controle u , o solenóide da válvula direcional proporcional produz uma força eletromagnética F que desloca o carretel da válvula, gerando os orifícios de controle da vazão de óleo Q que se estabelece entre a Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico

(UPCH) e as câmaras do cilindro hidráulico quando há movimento do pistão. A UPCH fornece a pressão e a vazão de óleo especificada para a operação do sistema. Devido a uma força hidráulica F_H produzida por uma diferença de pressões nas câmaras do cilindro p_Δ , o pistão se move. Assim, através do sinal enviado ao solenóide u , o posicionamento do cilindro y pode ser controlado.

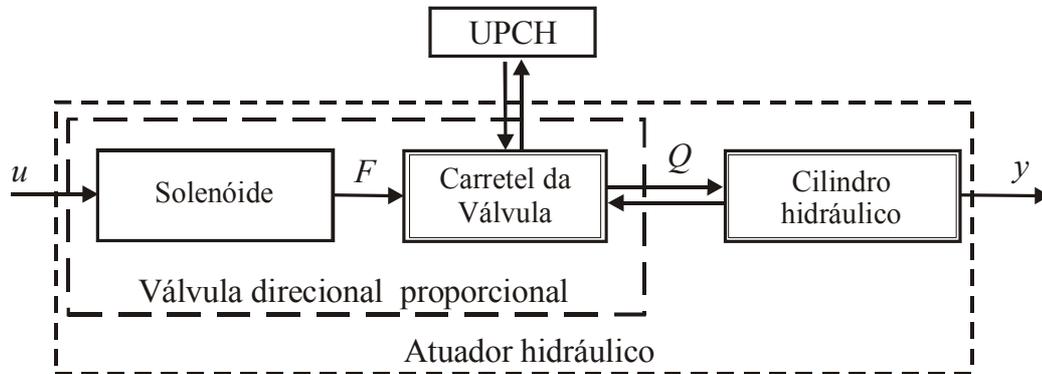


Figura 1.1 – Esquema do atuador hidráulico

A força hidráulica F_H produzida pelo atuador é calculada por $p_\Delta A$, que é o produto da diferença das pressões nas câmaras do cilindro pela área do pistão. A forma construtiva e a resistência mecânica dos componentes dos atuadores hidráulicos permitem a operação em pressões elevadas e com isso o sistema é capaz de produzir forças elevadas em relação ao seu tamanho ou peso.

O comportamento do atuador hidráulico, sem considerar a dinâmica do carretel da válvula, pode ser representado por um modelo não-linear composto pela equação do movimento do atuador, obtida através da aplicação da 2ª lei de Newton, e pela equação da dinâmica das pressões, obtida pela aplicação do princípio de conservação da massa em um volume de controle nas câmaras do cilindro (CUNHA, 2001).

Em malha aberta, o modelo linearizado do atuador de 3ª ordem apresenta um pólo posicionado na origem do plano- s e outros dois pólos complexos conjugados pouco amortecidos como mostrado na Figura 1.2. O comportamento oscilatório gerado por estes pólos complexos conjugados deve-se à compressibilidade do óleo hidráulico (CUNHA, 2001).

Além do comportamento oscilatório, o atuador hidráulico apresenta comportamento não-linear, há incerteza dos parâmetros e dinâmicas que não são consideradas no projeto do controlador CUNHA (2001). Estas características dificultam o projeto do controlador.

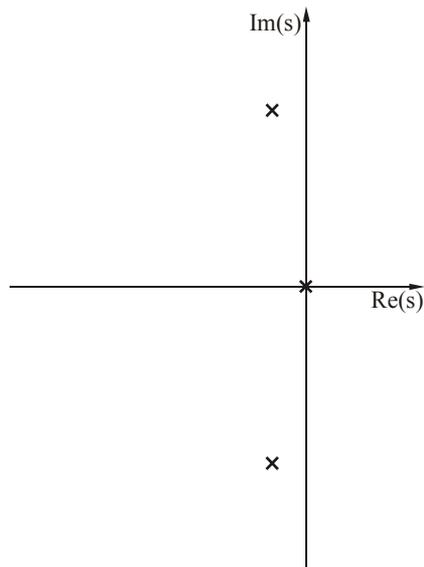


Figura 1.2 – Modelo de 3ª ordem do atuador hidráulico

1.2 Controle do Atuador Hidráulico

Normalmente, as tarefas executadas por atuadores hidráulicos com controle em malha fechada requerem ou o controle da trajetória de posição ou controle de força. O controle em malha fechada para que o atuador siga uma trajetória de posição é apresentado na Figura 1.3. A função do controlador é determinar o sinal de controle u de forma que o atuador apresente o menor erro possível na presença de perturbações. Ou seja, a saída y deve seguir a posição desejada y_d de tão perto quanto possível.

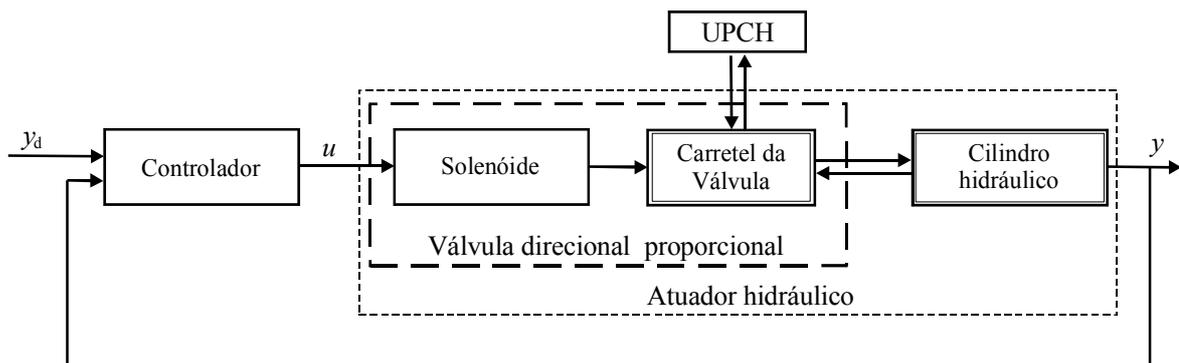


Figura 1.3 – Controle em malha fechada para o atuador hidráulico

1.2.1 Controladores Clássicos

O projeto dos controladores clássicos é baseado na teoria de controle linear e o desempenho do atuador hidráulico com estes controladores é limitado. O lugar das raízes não é alterado significativamente para os controladores PD, PI e PID e os ganhos não podem ser elevados sob o risco de levar o sistema à instabilidade (GUENTHER e DE PIERI, 1997). A

Figura 1.4 mostra o gráfico do lugar das raízes para um controlador proporcional. A lei de controle é dada por

$$u = K_{PROP}(y - y_d), \quad (1.1)$$

com K_{PROP} sendo um ganho proporcional a ser determinado e y é a posição medida e y_d é a posição desejada. A proximidade dos pólos complexos conjugados ao eixo imaginário limita o valor do ganho proporcional, e o sistema pode se tornar oscilatório se estes pólos pouco amortecidos forem dominantes (CUNHA, 2001).

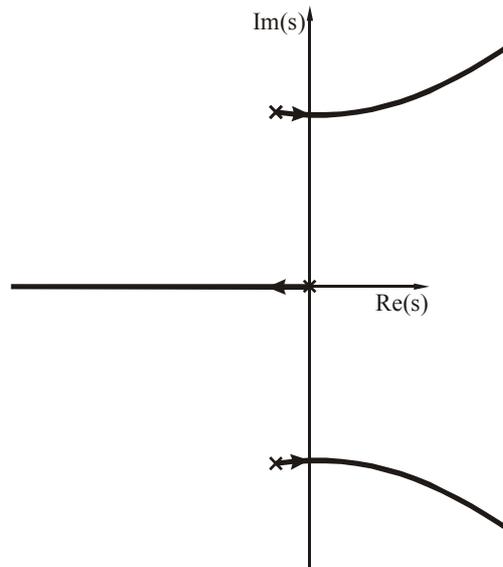


Figura 1.4 – Lugar das raízes com o controle proporcional

Em BOLLMANN e GUENTHER (1997) o comportamento do atuador hidráulico com diversos controladores é analisado. Mostra-se que o efeito de uma força externa ou de uma força de atrito estático sobre o sistema com o controlador proporcional é o aparecimento de um erro de regime permanente que pode ser reduzido com o aumento do ganho K_{PROP} . Com o controlador PD (proporcional derivativo), que a lei de controle é

$$u = K_{PROP}(y - y_d) + K_{DER}(\dot{y} - \dot{y}_d), \quad (1.2)$$

onde K_{DER} é o ganho derivativo e $(\dot{y} - \dot{y}_d)$ é o erro de velocidade, consegue-se respostas mais rápidas que com o controlador proporcional. Isto ocorre porque a parcela derivativa da lei de controle amortece parcialmente a parte oscilatória da resposta e permite que o ganho proporcional possa ser elevado, reduzindo os erros de regime permanente. Porém, continua havendo um limite para o ganho proporcional, e também, para que se utilize o controlador PD é necessária a medição da velocidade ou sua obtenção de forma numérica.

Com o controlador PID (proporcional integral derivativo), a lei de controle é

$$u = K_{PROP}(y - y_d) + K_{INT} \int (y - y_d) dt + K_{DER}(\dot{y} - \dot{y}_d), \quad (1.3)$$

onde K_{INT} é o ganho integral. A parcela integral da lei de controle reduz os erros de regime permanente provocado pela força externa e pela força de atrito. No entanto, a amplitude da parte oscilatória da resposta é aumentada.

1.2.2 Controlador no Espaço de Estados

A aplicação de controladores no espaço de estados via alocação de pólos pode ser utilizada no controle do atuador hidráulico. Os estados são a posição, a velocidade, a aceleração ou a diferença de pressão. Sabe-se, da teoria de controle linear, que se o sistema for controlável, os pólos podem ser alocados arbitrariamente. No entanto, com a variação dos parâmetros, os pólos se deslocam das posições que são consideradas no projeto, assim, o sistema em malha fechada pode tornar-se instável. Há também o problema da obtenção dos estados. A posição e a diferença de pressão são medidas com o uso de transdutores. A velocidade pode ser obtida por derivação numérica da posição e a aplicação de filtros. A aceleração pode ser obtida pelo uso de acelerômetros ou, por derivação numérica em conjunto com a aplicação de filtros. Em CUNHA (2001) um observador é apresentado para estimar os estados do sistema como alternativa à medição da velocidade e da aceleração. Pode-se concluir que a dificuldade em obter bons resultados com o controlador de estados deve-se as incertezas paramétricas, às não-linearidades e a dificuldade da obtenção da aceleração.

1.2.3 Controle Não-Linear

O uso de modelos linearizados em torno de um ponto de equilíbrio limita o desempenho do controle e pode levar o sistema à instabilidade quando as condições nominais de projeto não são verificadas. Em SLOTINE e LI (1991) são apresentadas técnicas de controle não-linear como linearização por realimentação, controle adaptativo e controle a estrutura variável.

A linearização por realimentação consiste em estabelecer uma lei de controle capaz de compensar (total ou parcialmente) as não-linearidades, permitindo que técnicas de controle linear sejam aplicadas. No entanto, é necessário um modelo matemático para representar o comportamento do sistema de forma satisfatória. CUNHA (2001) mostrou a linearização por realimentação através do modelo de terceira ordem do atuador hidráulico.

Uma outra técnica chamada de controle adaptativo pode ser aplicada com objetivo de reduzir a influência da incerteza paramétrica no desempenho do sistema em malha fechada. O controle é projetado de forma a estimar em tempo real os parâmetros que sofrem variações durante a operação e usá-los no cálculo do sinal de controle (SLOTINE e LI, 1991).

O controle a estrutura variável realiza um chaveamento, obedecendo a uma regra, que alterna valores de ganhos da lei de controle de forma a melhorar a robustez à incerteza dos parâmetros. GUENTHER et al. (1998, 2000) utiliza esta técnica combinada com controle adaptativo para reduzir os erros do controle em malha fechada do atuador hidráulico.

1.2.4 Estratégia de Controle em Cascata

Na estratégia de controle em cascata são estabelecidas leis de controle assumindo que o atuador hidráulico está dividido em dois subsistemas interconectados (Figura 1.5): o subsistema mecânico e o subsistema hidráulico (GUENTHER e DE PIERI, 1997). Esta estratégia permite combinar os métodos de linearização por realimentação, controle adaptativo, controle a estrutura variável e provar a estabilidade o sistema completo em malha fechada.

O projeto do controlador em cascata consiste em estabelecer uma lei de controle para o subsistema mecânico que determinará o valor da força necessária para que o atuador siga uma trajetória desejada (y_d) na presença de perturbações, e uma outra lei de controle que determinará que sinal de controle (u) produzirá essa força.

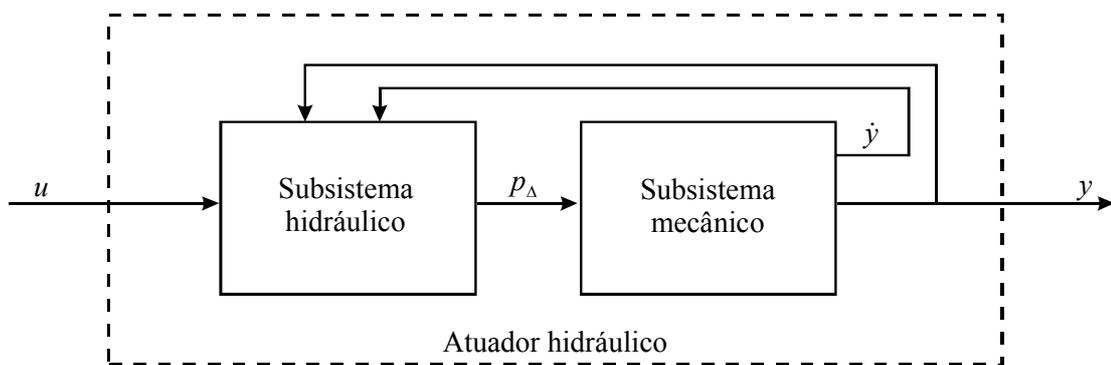


Figura 1.5 – Atuador hidráulico representado como dois subsistemas

Esta estratégia de controle é proposta por GUENTHER e DE PIERI (1997) e é desenvolvida num controlador baseado no modelo linear de 3ª ordem do atuador hidráulico. Em CUNHA (1997) são apresentados um controlador em cascata baseado no modelo não-linear de 3ª ordem onde as não-linearidades são canceladas através de uma linearização por realimentação, e um controlador em cascata utilizando a técnica de controle adaptativo para minimizar os erros de trajetória devido às incertezas paramétricas do subsistema mecânico.

Para aumentar a robustez às incertezas dos parâmetros do subsistema hidráulico, GUENTHER et al. (1998) propõe um controlador que combina o controle adaptativo para o subsistema mecânico com estrutura variável para o subsistema hidráulico.

Um esquema de controle em cascata que leva em conta a dinâmica da válvula é apresentado em CUNHA (2001) e, mais recentemente, em CUNHA et al. (2002) apresenta um método para ajustar os ganhos dos controladores em cascata.

CUNHA (1997) e CUNHA et al. (1998) demonstram a estabilidade global do sistema em malha fechada e a convergência para zero dos erros de trajetória do controlador proposto por GUENTHER e DE PIERI (1997) quando os parâmetros do sistema são conhecidos. Quando há incerteza dos parâmetros, os erros de regime permanente (erros na posição final) tendem para zero e os erros de seguimento de trajetória tendem para um valor residual. Um dos fatores que provocam os erros de seguimento de trajetória utilizando o controlador em cascata é o atrito.

Neste trabalho, o estudo da influência do atrito sobre o atuador hidráulico é aprofundando e com isso busca-se uma forma de sua compensação no controle em malha fechada utilizando o controlador em cascata fixo.

1.3 Objetivos do Trabalho

Os principais objetivos deste trabalho são:

- Investigar a possibilidade de representar o atrito no atuador hidráulico através do modelo de atrito viscoso variável proposto por Gomes (1995) para representar o atrito em um moto redutor do tipo “*harmonic-drive*”;
- Verificar a influência do atrito sobre o atuador hidráulico em malha aberta;
- Investigar a possibilidade de representar o atrito não-linear do atuador hidráulico através de uma rede neural artificial com a arquitetura da rede neural proposta por GERVINI et al. (2001) utilizada para compensar o atrito das juntas de um robô manipulador SCARA;
- Verificar teórica/experimentalmente a influência do atrito na malha fechada com o controlador em cascata fixo;
- Realizar a compensação do atrito não-linear empregando uma rede neural artificial em conjunto com o controlador em cascata fixo.

1.4 Organização do Texto

O capítulo 2 apresenta o modelo não-linear do atuador hidráulico composto pela equação do movimento do atuador e pela equação da dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro. O controlador em cascata fixo também é apresentado neste capítulo. Ele é baseado no modelo não-linear de 3^a ordem, sem a dinâmica da válvula. O efeito do atrito no atuador hidráulico com o controle em cascata é analisado.

No capítulo 3 apresenta-se o modelo do coeficiente de atrito viscoso variável. Verifica-se o efeito “*stick-slip*” e analisa-se o comportamento do atrito no atuador hidráulico em malha aberta.

Uma rede neural artificial treinada para identificar o atrito não-linear do atuador hidráulico é apresentada no capítulo 4. Mostra-se a técnica e os resultados do treinamento da rede neural artificial e analisa-se a compensação do atrito através do controlador em cascata fixo.

No capítulo 5 são apresentados os resultados experimentais e no capítulo 6 são apresentadas as conclusões do trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

2 CONTROLE EM CASCATA FIXO

A estratégia de controle em cascata baseia-se na divisão do sistema do atuador hidráulico em dois subsistemas: o subsistema hidráulico e o subsistema mecânico. Desta maneira, pode-se determinar leis de controle para cada subsistema e provar a estabilidade do sistema completo em malha fechada.

A estratégia de controle em cascata permite combinar técnicas de controle não-linear e superar as limitações de desempenho de controladores clássicos impostas por características indesejáveis, como a dinâmica oscilatória do atuador, as não-linearidades, a dificuldade em determinar os parâmetros, entre outros.

Resultados experimentais e teóricos obtidos com este controle mostraram que seu desempenho é melhor que a dos controladores clássicos, sua estabilidade é robusta à variação dos parâmetros, sua estrutura permite compensar incertezas paramétricas (GUENTHER et al., 1998, 2000), e permite a inclusão da dinâmica da válvula no projeto do controlador (CUNHA, et al., 2000c).

2.1 Modelo Matemático do Atuador Hidráulico

O atuador hidráulico estudado é composto por uma válvula direcional proporcional de quatro vias e um cilindro de dupla ação e dupla haste. O seu esquema pode ser representado como na Figura 2.1.

Na Figura 2.1, p_s é a pressão de suprimento, p_0 é a pressão de retorno, p_1 e p_2 são as pressões nas câmaras do cilindro, v_1 e v_2 são os volumes de óleo nas câmaras somado aos volumes nas tubulações, A é a área do pistão, M é a massa total do sistema, F_A é a força de atrito, F_L representa uma força externa, y é a posição do atuador com origem estabelecida na metade do curso do cilindro e u é o sinal de controle. No modelamento, a pressão de suprimento foi considerada constante, e também que não há vazamentos de óleo hidráulico na válvula e no cilindro.

Considerando a válvula como um sistema dinâmico de primeira ordem, o modelo do atuador hidráulico pode ser representado pelas equações não-lineares (CUNHA, 2001; FURST, 2001)

$$M\dot{y} + F_A = Ap_\Delta - F_L, \quad (2.1)$$

$$\dot{p}_\Delta = -Af(y)\dot{y} + K_h f(y)g(x_v, p_\Delta)x_v, \quad (2.2)$$

$$\dot{x}_v = -\frac{1}{\tau_v} x_v + K_{em} \frac{1}{\tau_v} u, \quad (2.3)$$

onde, $p_\Delta = p_1 - p_2$ é a diferença de pressão no cilindro, K_h é a constante hidráulica da válvula, x_v é a posição do carretel da válvula e τ_v é a constante de tempo. A posição do carretel é medida e convertida em um sinal de tensão por um transdutor interno à válvula. A constante K_{em} é a relação entre a posição do carretel e o sinal de controle u .

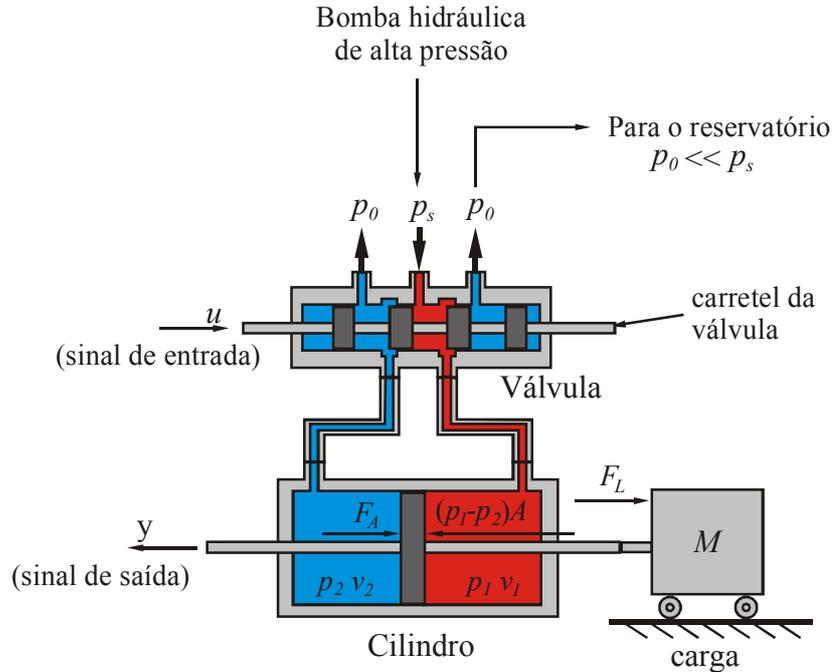


Figura 2.1 – Esquema do atuador hidráulico

Em ANDRIGHETTO (1996), o comportamento dinâmico desta válvula foi modelado como de segunda ordem, sendo

$$\ddot{x}_v = -2\xi_v \omega_v \dot{x}_v - \omega_v^2 x_v + K_{em} \omega_v^2 u, \quad (2.4)$$

onde ω_v é a frequência natural da válvula e ξ_v é o fator de amortecimento da válvula.

As funções não-lineares $f(y)$ e $g(x_v, p_\Delta)$ são dadas por

$$f = f(y) = \frac{\beta v}{(0.5v)^2 - (Ay)^2}, \quad (2.5)$$

$$g = g(x_v, p_\Delta) = \sqrt{p_s - \text{sgn}(x_v) p_\Delta}. \quad (2.6)$$

onde β é o módulo de elasticidade volumétrica do óleo e v é o volume total de óleo. O deslocamento do carretel da válvula x_v é medido em volts por um transdutor interno. Desta maneira, K_{em} passa a ser adimensional.

A dinâmica da válvula pode ser desprezada quando for suficientemente rápida, e o sistema não-linear passa a ser

$$M\ddot{y} + F_A = Ap_\Delta - F_L, \quad (2.7)$$

$$\dot{p}_\Delta = -Af(y)\dot{y} + K_{hu}f(y)g_u(u, p_\Delta)u, \quad (2.8)$$

onde $K_{hu} = K_{em} \cdot K_h$, e a função não-linear $g_u(u, p_\Delta)$ é dada por

$$g_u = g_u(u, p_\Delta) = \sqrt{p_S - \text{sgn}(u)p_\Delta}. \quad (2.9)$$

As não-linearidades estão presentes nas equações (2.1), (2.2), (2.5) e (2.6). Nestas equações pode-se salientar a força atrito não-linear F_A na equação (2.1), o quadrado da posição y na função $f(y)$, a raiz quadrada da diferença de pressão p_Δ na função $g(x_v, p_\Delta)$ e na equação (2.2) se tem o produto de $f(y)$ pela velocidade e o produto de $f(y)$ pela função $g(x_v, p_\Delta)$ e pelo deslocamento do carretel da válvula x_v .

Um outro comportamento não-linear que afeta significativamente a resposta do atuador hidráulico é chamado de zona-morta e é observado na válvula direcional proporcional utilizada neste trabalho. A válvula utilizada neste trabalho é de centro supercrítico apresentando uma sobreposição dos ressaltos do carretel em relação aos pórticos, ou seja, a largura do ressalto é maior que o comprimento do pórtico (DE NEGRI, 1988). Esta característica construtiva faz com que a válvula não apresente vazão em uma região da posição do carretel (zona-morta). A vazão de óleo Q pode ser representada como na Figura 2.2, onde z_{me} é o limite esquerdo de tensão para que a vazão de óleo seja produzida e direcionada para uma das câmaras e z_{md} é o limite direito de tensão para que a vazão seja produzida e direcionada para outra câmara do cilindro.

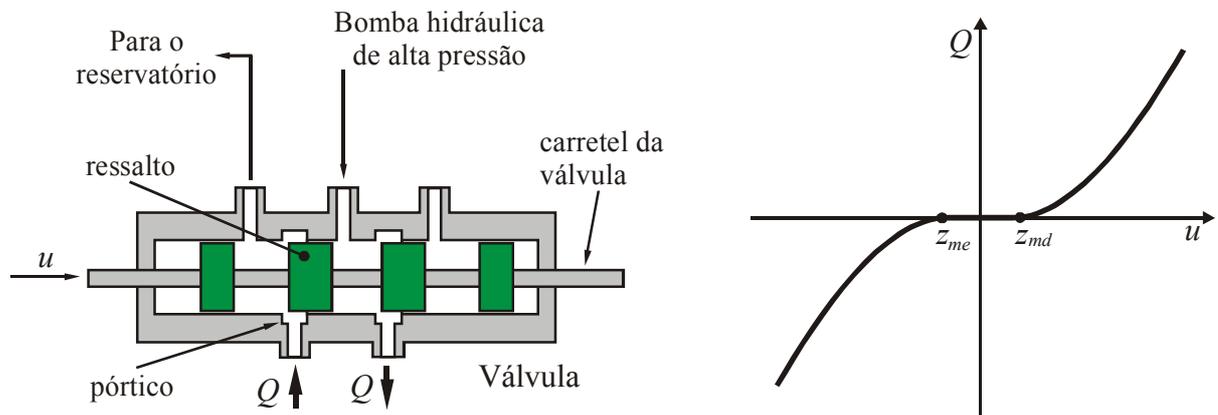


Figura 2.2 – Zona-morta

Para acrescentar o efeito da zona-morta ao modelo do atuador hidráulico, a expressão (2.2) pode ser reescrita como

$$\dot{p}_\Delta = -Af(y)\dot{y} + K_h f(y)g(u, p_\Delta)(u - z_m), \quad (2.10)$$

onde $z_m(u)$ é função do sinal de controle da válvula e pode assumir os seguintes valores em Volts (V)

$$z_m = \begin{cases} z_{me}, & u < z_{me} \\ u, & z_{me} \leq u \leq z_{md} \\ z_{md}, & u > z_{md} \end{cases} \quad (2.11)$$

onde $z_{me} < 0V$ é o limite esquerdo e $z_{md} > 0V$ é o limite direito da região onde existe zona-morta na válvula proporcional.

A estratégia de controle em cascata permite a aplicação de técnicas de controle para cancelar estas não-linearidades do modelo do atuador hidráulico.

Os modelos apresentados são utilizados na descrição da estratégia de controle em cascata.

2.2 Estratégia de Controle em Cascata

No atuador hidráulico, representado pela Figura 2.1, quando ocorre um deslocamento do carretel em uma direção, o fluido hidráulico escoar para uma das câmaras do cilindro aumentando a pressão. Simultaneamente, o movimento do carretel abre a passagem do óleo da segunda câmara do cilindro para o reservatório. A pressão desta segunda câmara decresce. A diferença de pressão entre as duas câmaras gera uma força sobre o pistão e provoca o movimento. Desta maneira pode-se assumir que o atuador hidráulico é composto por um subsistema hidráulico controlando um subsistema mecânico. Na Figura 2.3, o atuador hidráulico está sendo representado por dois subsistemas. Ao alimentar a válvula com um sinal de controle u , uma diferença de pressão é gerada, e o movimento do pistão ocorre. Os subsistemas estão interconectados porque a dinâmica da diferença de pressões das câmaras (no subsistema hidráulico) é afetada pelo movimento do pistão (no subsistema mecânico).

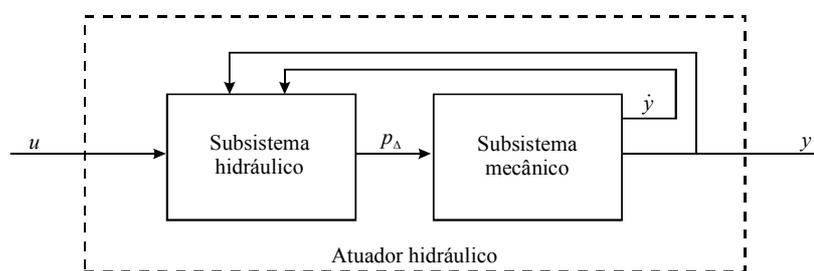


Figura 2.3 - Atuador hidráulico representado como dois subsistemas

Esta estratégia é aplicada por diversos autores para promover o controle do atuador hidráulico (SEPEHRI et al., 1990; HEINTZE et al., 1995; SOHL e BOBROW, 1997). O objetivo é realizar uma realimentação no subsistema hidráulico que permita gerar a força necessária para que o subsistema mecânico siga uma trajetória desejada. Em GUENTHER e

DE PIERI (1997) esta idéia foi formalizada levando em conta o erro da diferença de pressão no subsistema hidráulico e apresentando uma prova de estabilidade do sistema completo.

O objetivo do controle é minimizar o erro do deslocamento do pistão $y(t)$ em relação a uma trajetória desejada $y_d(t)$. Para alcançar esta meta foi definido o erro do seguimento da diferença de pressão como

$$\tilde{p}_\Delta = p_\Delta - p_{\Delta d}, \quad (2.12)$$

onde $p_{\Delta d}$ é a diferença de pressão desejada para que o atuador siga a trajetória desejada $y_d(t)$.

Substituindo a equação (2.12) na equação (2.1) resulta

$$M\ddot{y} = Ap_{\Delta d} + d(t), \quad (2.13)$$

onde $d(t) = A\tilde{p}_\Delta - F_L - F_A$ é uma perturbação na entrada.

A equação (2.13) pode ser interpretada como a equação do movimento do subsistema mecânico produzido pela força desejada $Ap_{\Delta d}$ e sujeito à perturbação $d(t)$. As equações (2.2) e (2.3) ou (2.8) representam a dinâmica das pressões do subsistema hidráulico.

O projeto do controle em cascata, para o modelo composto pelas equações (2.13) e (2.8), pode ser resumido como:

(i) Calcula-se a lei de controle $p_{\Delta d}$ para que a saída $y(t)$, do subsistema mecânico, representado pela equação (2.13), siga a trajetória desejada $y_d(t)$ na presença de uma perturbação $d(t)$;

(ii) Calcula-se a lei de controle u para o subsistema hidráulico representado pela equação (2.8) tal que p_Δ siga tão perto quanto possível a trajetória desejada $p_{\Delta d}$.

2.3 Controlador em Cascata Fixo

De acordo com a estratégia descrita anteriormente, e considerando os modelos (2.13) e (2.8) linearizados, GUENTHER e DE PIERI (1997) propuseram um controlador em cascata para o subsistema mecânico baseado em um esquema fixo de Slotine e Li (SLOTINE e LI, 1988) com uma lei de controle para o subsistema hidráulico.

A estabilidade exponencial do sistema completo foi demonstrada através do método direto de Lyapunov no caso em que os parâmetros são perfeitamente conhecidos. Quando há incerteza nos parâmetros, os erros de seguimento convergem para um conjunto residual e decrescem com o aumento dos ganhos (CUNHA et al., 1997).

No controlador cascata fixo, a diferença de pressão necessária para a posição do pistão y seguir y_d tão próximo quanto possível é calculada por uma lei de controle de Slotine e Li (SLOTINE e LI, 1988) dada por

$$p_{\Delta d} = \frac{I}{A_0} (M_0 \ddot{y}_r - K_D z), \quad (2.14)$$

com

$$\dot{y}_r = \dot{y}_d - \lambda \tilde{y}, \quad \tilde{y} = y - y_d, \quad z = \dot{y} - \dot{y}_r = \dot{\tilde{y}} + \lambda \tilde{y}, \quad (2.15)$$

onde \tilde{y} é o erro no seguimento de trajetória, \dot{y}_r é a velocidade de referência, z é uma medida do erro de velocidade no seguimento de trajetória, $K_D > 0$ e $\lambda > 0$ são os ganhos da lei de controle do subsistema mecânico.

A lei de controle do subsistema hidráulico contém a inversa das funções $f(y)$ e g_u , definidas na equação (2.5) e (2.9), respectivamente, que visam cancelar o comportamento não-linear do atuador. A lei de controle é dada por:

$$u = \frac{I}{K_{hu0} g_{u0}} \left[\frac{I}{f_0(y)} (\dot{p}_{\Delta d} - K_P \tilde{p}_{\Delta}) + A_0 \dot{y} \right], \quad (2.16)$$

onde o índice 0 representa parâmetros nominais, K_P é o ganho proporcional, e $\dot{p}_{\Delta d}$ é a derivada da diferença de pressão desejada em relação ao tempo definida na equação (2.12).

O cálculo de $\dot{p}_{\Delta d}$ envolve as relações $y_r^{(3)}$ e \dot{z} . Da equação (2.15), conclui-se que é necessário o conhecimento da aceleração do cilindro \ddot{y} . A necessidade em conhecer a aceleração implica na utilização de acelerômetros muito caros, ou a aplicação de algoritmo para derivação numérica da posição medida associado a utilização de filtros para minimizar o efeito de ruídos presentes na medição (ver seção 1.2) (CUNHA, 1997). Neste trabalho, a posição é medida, filtrada e derivada numericamente para obtenção da aceleração.

No caso ideal em que todos os parâmetros são conhecidos, não existir força externa ($F_L = 0$), e também, não for considerada a força de atrito ($F_A = 0$), \ddot{y} pode ser calculada pela equação (2.7).

Deve ser observado que se os parâmetros do subsistema mecânico possuem incertezas, e/ou, se há uma força externa ou a força de atrito, usando a equação (2.7) e parâmetros nominais do subsistema mecânico, serão obtidos somente valores nominais para a derivada da diferença de pressão desejada como função do tempo ($\dot{p}_{\Delta d}$). O erro na determinação da derivada da diferença de pressão origina um erro de seguimento no subsistema hidráulico que pode ser minimizado usando um termo de estrutura variável (CUNHA et al., 2002).

O controlador cascata é obtido pela combinação das equações (2.14) e (2.16), sendo necessário para implementação, somente, as variáveis de estado: a posição y , a velocidade \dot{y} e a diferença de pressão p_{Δ} . O diagrama de blocos mostra a estrutura do controlador em cascata (CC) na Figura 2.4 (CUNHA et al., 2002).

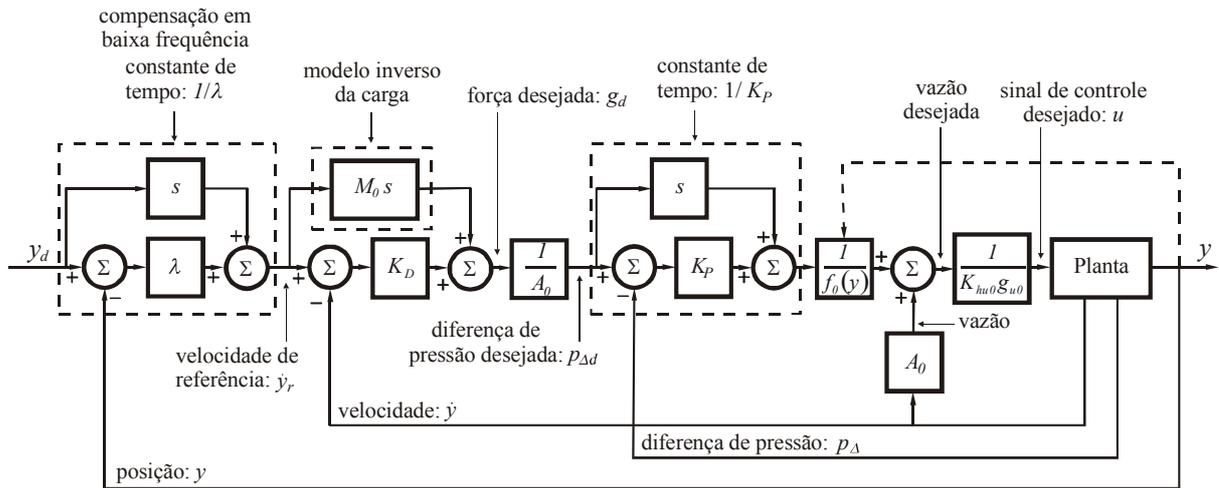


Figura 2.4 – Diagrama de blocos no controle em cascata fixo (CC)

2.4 Seguimento no Subistema Mecânico

De acordo com Slotine e Li (1988) a lei de controle para obter o seguimento do subsistema mecânico é dada por

$$p_{Ad} = \frac{I}{A_0} (M_0 \ddot{y}_r - K_D z), \quad (2.17)$$

onde K_D é uma constante positiva, \dot{y}_r é uma velocidade de referência e z é uma medida erro no seguimento da velocidade. A velocidade de referência \dot{y}_r pode ser obtida pela modificação da velocidade desejada conforme segue

$$\begin{aligned} \dot{y}_r &= \dot{y}_d - \lambda \tilde{y}, \\ \tilde{y} &= y - \dot{y}_d, \\ z &= \dot{y} - \dot{y}_r = \dot{\tilde{y}} + \lambda \tilde{y}, \end{aligned} \quad (2.18)$$

onde λ é uma constante positiva.

Substituindo a equação (2.14) em (2.7) e considerando os parâmetros do subsistema mecânico iguais aos nominais, a equação do erro referida ao subsistema mecânico torna-se:

$$M\dot{z} + K_D z = A\tilde{p}_\Delta - F_A - F_L. \quad (2.19)$$

Considere a função não negativa V_I

$$2V_I = Mz^2 + R\tilde{y}^2, \quad (2.20)$$

onde R é uma constante positiva dada por

$$R = 2\lambda K_D \quad (2.21)$$

A derivada de V_I em relação ao tempo é

$$\dot{V}_I = Mz\dot{z} + R\tilde{y}\dot{\tilde{y}}. \quad (2.22)$$

Substituindo (2.19) em (2.22):

$$\dot{V}_1 = -K_D z^2 + R\tilde{y}\dot{\tilde{y}} + A\tilde{p}_\Delta z - (F_A + F_L)z. \quad (2.23)$$

A expressão (2.20) será utilizada na prova de estabilidade.

2.5 Seguimento no Subsistema Hidráulico

A lei de controle

$$u = \frac{I}{K_{hu0}g_{u0}} \left[\frac{I}{f_0(y)} (\dot{p}_{Ad} - K_P \tilde{p}_\Delta) + A_0 \dot{y} \right] \quad (2.24)$$

tem como função alcançar o seguimento no subsistema hidráulico.

Considere a função não negativa

$$2V_2 = \tilde{p}_\Delta^2. \quad (2.25)$$

Derivando a equação (2.25) em relação ao tempo obtém-se

$$\dot{V}_2 = \tilde{p}_\Delta \dot{\tilde{p}}_\Delta. \quad (2.26)$$

Derivando a equação (2.12) ($\tilde{p}_\Delta = p_\Delta - p_{Ad}$) em relação ao tempo e substituindo (2.8) se obtém

$$\dot{\tilde{p}}_\Delta = -Af(y)\dot{y} + K_{hu}f(y)g_u(u, p_\Delta)u - \dot{p}_{Ad}. \quad (2.27)$$

Substituindo a lei de controle e assumindo que os parâmetros nominais são iguais aos do sistema,

$$\dot{\tilde{p}}_\Delta = -K_P \tilde{p}_\Delta, \quad (2.28)$$

e substituindo na equação (2.26), \dot{V}_2 resulta

$$\dot{V}_2 = -K_P \tilde{p}_\Delta^2. \quad (2.29)$$

A expressão (2.29) será utilizada na análise da estabilidade.

2.6 Análise de Estabilidade

Considerando o sistema em malha fechada dado pelas equações: $\Omega = \{(2.13), (2.8), (2.14), (2.16)\}$ obtém-se o controlador em cascata., ou seja, Ω é composto por:

$$\Omega = \begin{cases} M\ddot{y} = Ap_{\Delta d} + d(t) \\ \dot{p}_{\Delta} = -Af(y)\dot{y} + K_{hu}f(y)g_u(u, p_{\Delta})u \\ p_{\Delta d} = \frac{I}{A_0}(M_0\ddot{y}_r - K_D z) \\ u = \frac{I}{K_{hu0}g_{u0}} \left[\frac{I}{f_0(y)} (\dot{p}_{\Delta d} - K_P \tilde{p}_{\Delta}) + A_0 \dot{y} \right] \end{cases} \quad (2.30)$$

e o vetor de erros é definido como $\rho = [\tilde{y} \quad \dot{\tilde{y}} \quad \tilde{p}_{\Delta}]$.

Para o caso ideal, em que os parâmetros do sistema hidráulico são conhecidos e não há força externa e nem força de atrito, a convergência exponencial do vetor erro de seguimento é demonstrada baseando-se no lema de convergência apresentado em Slotine e Li (1998).

Lema 2.1 – Se a função real $V(t)$ satisfaz a desigualdade $\dot{V}(t) + \alpha V(t) \leq 0$ onde α é um número real, então $V(t) \leq V(0)e^{-\alpha t}$ (SLOTINE e LI, 1998).

Quando os parâmetros são conhecidos e não há força externa F_L e nem força de atrito F_A :

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

Prova: Considerando a função de Lyapunov:

$$2V = 2V_1 + 2V_2 = Mz^2 + R\tilde{y}^2 + \tilde{p}_{\Delta}^2 = \rho^T N_1 \rho, \quad (2.31)$$

onde V_1 é definida pela equação (2.20), V_2 pela equação (2.25) e a matriz N_1 é dada por

$$N_1 = \begin{bmatrix} \lambda^2 M + R & \lambda M & 0 \\ \lambda M & M & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (2.32)$$

Para o caso em que os parâmetros são conhecidos e não há força externa F_L e nem força de atrito F_A a derivada em relação ao tempo de $V(t)$ é

$$\dot{V} = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 = Mz\dot{z} + R\tilde{y}\dot{\tilde{y}} + \tilde{p}_{\Delta}\dot{\tilde{p}}_{\Delta}. \quad (2.33)$$

Substituindo as equações do sistema resulta

$$\dot{V} = -K_D z^2 + R\tilde{y}\dot{\tilde{y}} + A\tilde{p}_{\Delta}z - K_P \tilde{p}_{\Delta}^2. \quad (2.34)$$

Para que a função \dot{V} seja definida negativa,

$$\dot{V} = -\rho^T N_2 \rho \leq 0. \quad (2.35)$$

e com a matriz N_2 definida como

$$N_2 = \begin{bmatrix} \lambda^2 K_D & 0 & -\frac{I}{2}\lambda A \\ 0 & M & -\frac{I}{2}A \\ -\frac{I}{2}\lambda A & -\frac{I}{2}A & K_P \end{bmatrix}, \quad (2.36)$$

a função V_2 será definida positiva se for verificada a condição:

$$K_D K_P > \frac{I}{2} A^2. \quad (2.37)$$

Seja $\lambda_{\max}(N_1)$ o maior autovalor da matriz N_1 , e $\lambda_{\min}(N_2)$ o menor autovalor da matriz N_2 e γ a relação entre $\lambda_{\min}(N_2)$ e $\lambda_{\max}(N_1)$, como N_1 e N_2 são matrizes positivas definidas, pela teoria das matrizes (NOBLE e DANIELS, 1986):

$$N_1 \leq \lambda_{\max}(N_1)I \text{ e } \lambda_{\min}(N_2)I \leq N_2, \quad (2.38)$$

onde I é a matriz identidade.

Da mesma forma

$$\rho^T N_2 \rho \geq \frac{\lambda_{\min}(N_2)}{\lambda_{\max}(N_1)} \rho^T [\lambda_{\max}(N_1)I] \rho \geq \gamma V(t). \quad (2.39)$$

A expressão (2.39) combinada com (2.35) permite escrever $\dot{V}(t) \leq -\gamma V(t)$. De acordo com o lema de convergência, apresentado anteriormente, este resultado tem como consequência:

$$V(t) = \frac{I}{2} \rho^T N_1 \rho \leq V(0) e^{-\gamma t}. \quad (2.40)$$

Com (2.40) e usando a relação $\rho^T N_1 \rho \geq \lambda_{\min}(N_1) \|\rho(t)\|^2$, pode-se afirmar que a norma do vetor de erros de seguimento $\|\rho\|$ converge exponencialmente para zero com uma taxa maior que $\gamma / 2$.

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

2.7 Influência da Força de Atrito

Considerando que não há força externa e na presença de uma força de atrito a norma do vetor de erros converge para um conjunto residual que depende dos ganhos do controlador.

A derivada de $V(t)$ será

$$\dot{V} = -K_D z^2 + R\tilde{y}\dot{\tilde{y}} + A\tilde{p}_\Delta z - K_P \tilde{p}_\Delta^2 - F_A z. \quad (2.41)$$

e definindo o vetor de força $F = [-F_A \lambda \quad -F_A \quad 0]^T$,

$$\dot{V}(t) = -\rho^T N_2 \rho + \rho^T F. \quad (2.42)$$

Pode-se concluir pela equação (2.42) que $\dot{V}(t)$ não será negativa definida para todo $\rho \neq 0$, mesmo N_2 sendo positiva definida.

Utilizando o teorema de Rayleigh-Ritz (NOBLE e DANIELS, 1986), a partir de (2.42) pode-se escrever

$$\dot{V} \leq -\lambda_{\min}(N_2) \|\rho\|^2 + \|\rho\| \|F\|. \quad (2.43)$$

Da equação (2.43) verifica-se a influência da força de atrito sobre $\dot{V}(t)$. Considerando que existe um limite superior \bar{F} para a força de atrito, ou seja, a força de atrito é limitada, pode-se escrever:

$$\dot{V} \leq -\lambda_{\min}(N_2) \|\rho\|^2 + \bar{F} \|\rho\|. \quad (2.44)$$

Conclui-se que a função $\dot{V}(t)$ será negativa quando

$$\|\rho\| > \frac{\bar{F}}{\lambda_{\min}(N_2)}, \quad (2.45)$$

e positiva quando

$$\|\rho\| \leq \frac{\bar{F}}{\lambda_{\min}(N_2)}. \quad (2.46)$$

Quando $\dot{V}(t)$ é negativa $V(t)$ decresce, e conseqüentemente, pela equação (2.31), a norma do vetor de erros de seguimento $\|\rho\|$ decresce. No entanto, analisando a condição estabelecida pela equação (2.46), verifica-se que $\dot{V}(t)$ se tornará positiva com a redução de $\|\rho\|$, e com isso, $V(t)$ crescerá ocorrendo o aumento da norma do vetor dos erros de seguimento. Isso comprova que $\|\rho\|$ tende para um conjunto residual definido por (2.46), e que depende de \bar{F} , e do menor autovalor da matriz N_2 , definida pelos ganhos do controlador λ , K_D e K_P .

2.8 Conclusões do Capítulo

Neste capítulo, foram apresentados o modelo do atuador e suas não-linearidades, através da equação do movimento para o cilindro hidráulico, da equação da dinâmica das pressões e da equação do movimento do carretel da válvula.

Mostrou-se o equacionamento do controle em cascata fixo desenvolvido com base no modelo não-linear de 3^a ordem do atuador hidráulico, sem a dinâmica do movimento do carretel da válvula.

Foi analisada a influência do atrito sobre os erros do controlador cascata fixo. Se o atrito não for considerado e os parâmetros forem todos conhecidos, os erros do sistema convergem globalmente para zero e mostrou-se que o sistema é exponencialmente estável. Sob o efeito do atrito, os erros convergem para um conjunto residual e podem ser reduzidos pelo aumento dos ganhos do controlador em cascata.

3 MODELO DO COEFICIENTE DE ATRITO VISCOZO VARIÁVEL

3.1 Introdução

A força de atrito pode ser definida como a força de resistência ao movimento relativo gerada pelo contato entre os corpos (HUTCHINGS, 1992).

De acordo com estudos realizados por Leonardo da Vinci, redescobertos por Amontons (1699) cerca de 200 anos mais tarde, o atrito é regido por duas leis empíricas básicas:

1) A força de atrito é proporcional a força normal e pode ser dada por

$$F_A = \mu \cdot F_N, \quad (3.1)$$

onde F_N é a força normal à superfície μ é o coeficiente de atrito (Figura 3.1).

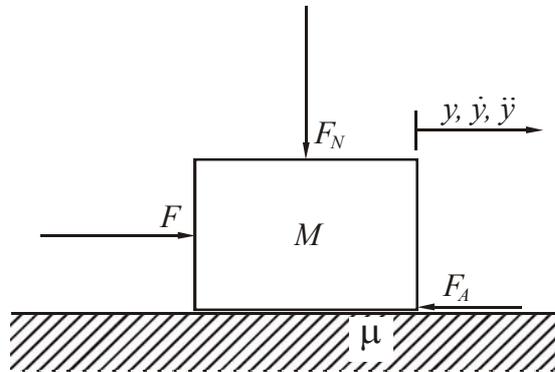


Figura 3.1 – Força de atrito em um bloco deslizando sobre uma superfície plana

2) A força de atrito é independente da área aparente de contato.

Em 1785, Coulomb acrescentou uma terceira lei:

3) A força de atrito é independente da velocidade de deslizamento.

Coulomb propôs um modelo em que a força de atrito é dada por:

$$F_C = \mu \cdot F_N \cdot \text{sgn}(\dot{y}), \quad (3.2)$$

onde a função sinal é definida como:

$$\text{sgn}(\dot{y}) = \begin{cases} +1, & \dot{y} > 0 \\ 0, & \dot{y} = 0 \\ -1, & \dot{y} < 0 \end{cases} \quad (3.3)$$

Observa-se que de acordo com (3.2), a força de atrito é descontínua quando a velocidade é nula, conforme está indicado na Figura 3.2a, que representa o modelo de Coulomb.

Também é conhecido que a força necessária para iniciar o deslocamento de um corpo é maior do que a força necessária para manter o movimento. Este fenômeno é formalizado através da utilização de um coeficiente de atrito estático μ_s , e de um coeficiente de atrito dinâmico μ_d , em que $\mu_s > \mu_d$.

A introdução da idéia de atrito estático é atribuída a Morin (1883) e, incorporada ao modelo de Coulomb, resulta na representação apresentada na Figura 3.2b.

Quando existe lubrificante entre as superfícies ocorre o atrito viscoso, proporcional a velocidade como é mostrado na Figura 3.2c e quando superposto ao atrito estático e de Coulomb pode ser representado como na Figura 3.2d.

Havendo lubrificante entre as superfícies, assim que o corpo parte do repouso, ocorre uma rápida redução da força de atrito conhecida como efeito Stribeck (veja Figura 3.2e).

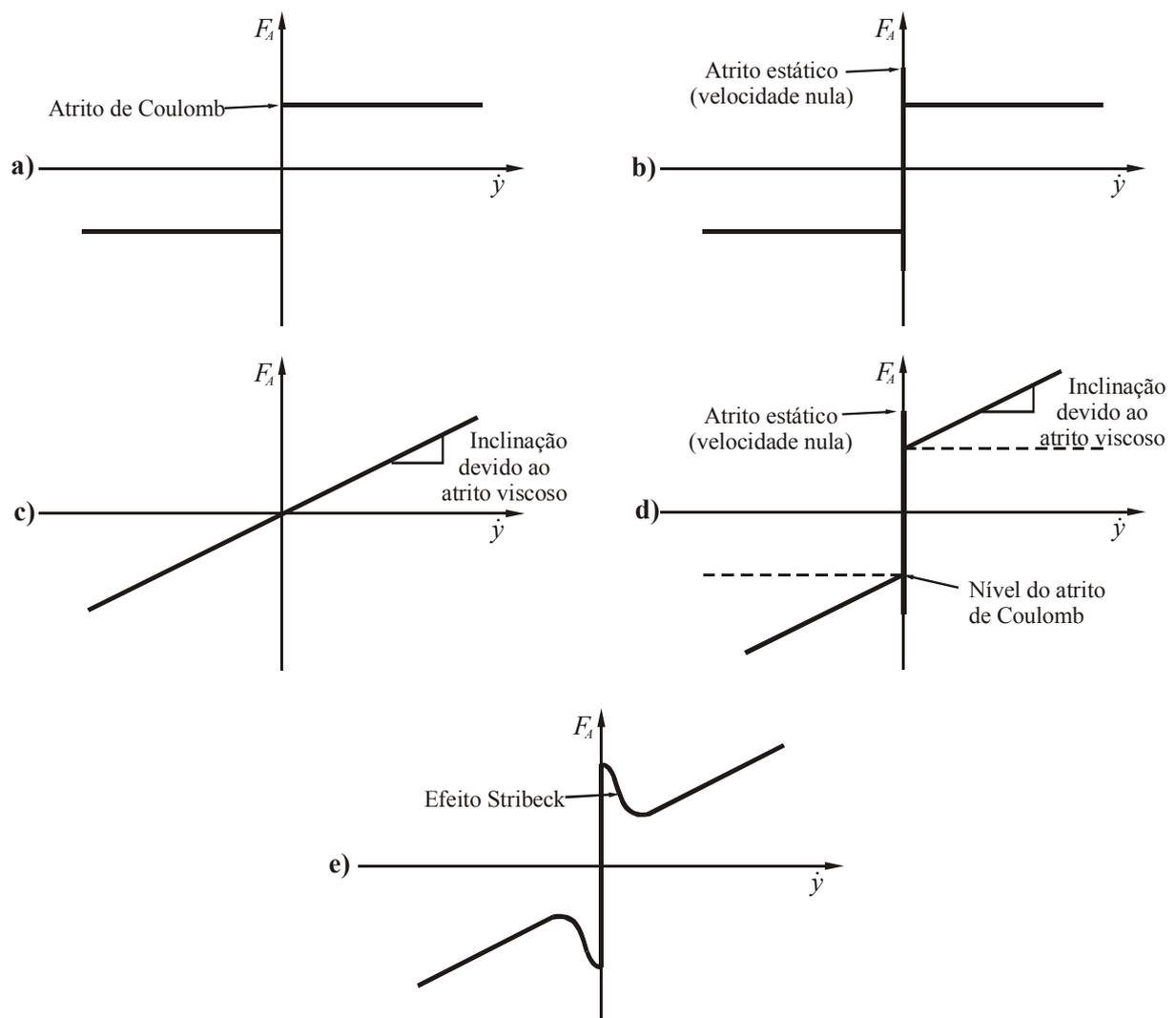


Figura 3.2 – Modelos de atrito

- a) atrito de Coulomb; b) atrito estático + Coulomb; c) atrito viscoso;
 d) atrito estático + Coulomb + viscoso;
 e) atrito estático + Stribeck + Coulomb + viscoso

Cabe observar que somente o modelo de atrito viscoso (Figura 3.2c) não possui uma descontinuidade quando o deslocamento parte do repouso ($\dot{y} = 0$). A descontinuidade dos outros modelos mostrados na Figura 3.2 dificultam a aplicação em simulações e na compensação do atrito, onde o cálculo numérico da força de atrito se faz necessário. Alguns autores resolvem isso através de uma curva de inclinação finita (ROONEY E DERAVID, 1982; HAESSIG E FRIEDLAND, 1991; GOMES, 1995).

Nos sistemas de posicionamento em que o objetivo é posicionar uma massa M em uma posição desejada y_d (Figura 3.3), os efeitos mais comuns do atrito são conhecidos por oscilações em torno da posição desejada (“*hunting*”), permanece parado (“*standstill*”) e “*stick-slip*” (ARMSTRONG e DE WIT, 1996).

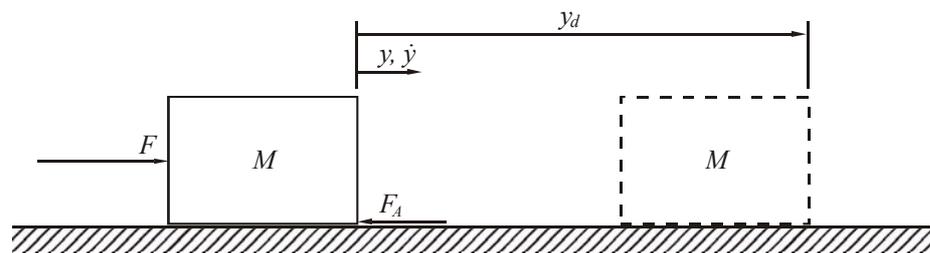


Figura 3.3 – Sistema de posicionamento

A oscilação em torno da posição desejada ocorre quando o sistema de posicionamento tem realimentação e está associada ao controle integral. É considerado um ciclo limite provocado pelo atrito.

O efeito “permanece parado” ocorre quando o sentido do movimento é invertido e o sistema passa pela velocidade nula. O atraso na retomada do movimento quando da inversão de velocidade caracteriza o efeito “permanece parado”.

O efeito “*stick-slip*” pode ser observado experimentalmente em um bloco sendo deslocado através de uma força aplicada por uma mola (Figura 3.4).

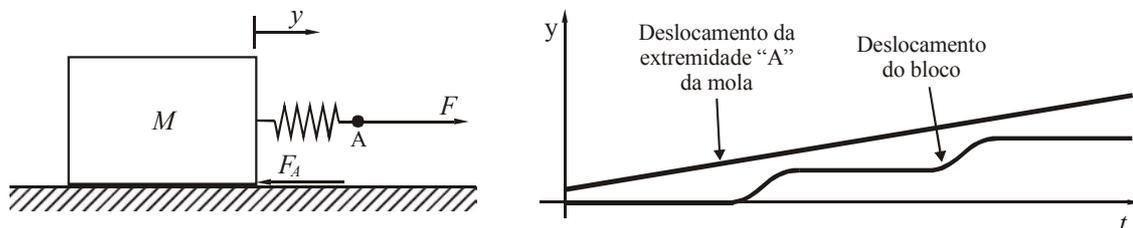


Figura 3.4 – Efeito “*stick-slip*”

O deslocamento do bloco é iniciado quando a deformação na mola é suficiente para originar uma força maior do que a força de atrito estático. Com o movimento a deformação da mola diminui, diminuindo também a força aplicada. Se essa força aplicada é menor do que a

força de atrito, o bloco pára. O resultado é um movimento intermitente com paradas (modo “*stick*”) e deslizamentos (modo “*slip*”).

Segundo GOMES (1995), os fenômenos de “*stick*” e “*slip*” ocorrem em uma faixa de velocidades próxima de zero que será identificada como região de “*stick-slip*”. No modo “*stick*” o movimento é interrompido e no modo “*slip*” ele é reiniciado.

Em ambos os modos a velocidade está dentro da região de “*stick-slip*” e:

- No modo “*stick*” a força aplicada é menor do que a força de atrito estático;
- No modo “*slip*” a força aplicada é maior do que a força de atrito estático.

Estas características apontam que o atrito depende da velocidade desenvolvida pela massa M e também da força que é aplicada para produzir o movimento.

3.2 O Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável

O modelo do coeficiente de atrito viscoso variável foi proposto com dois objetivos (GOMES, 1995):

- 1) Representar os modos “*stick-slip*” através de trajetórias diferentes na região de “*stick-slip*”;
- 2) Escrever a força de atrito como um efeito dinâmico interno do sistema.

Cabe ressaltar que, na prática, a região de “*stick-slip*” é definida por velocidades limites (\dot{y}_{Lim}), a partir da qual não é possível deslocar o corpo com velocidade constante.

No modelo do coeficiente de atrito viscoso variável, a força de atrito para velocidades acima da velocidade limite é obtida a partir do mapa estático que define a relação entre a força de atrito e a velocidade relativa das superfícies em contato (curva “A” da Figura 3.5).

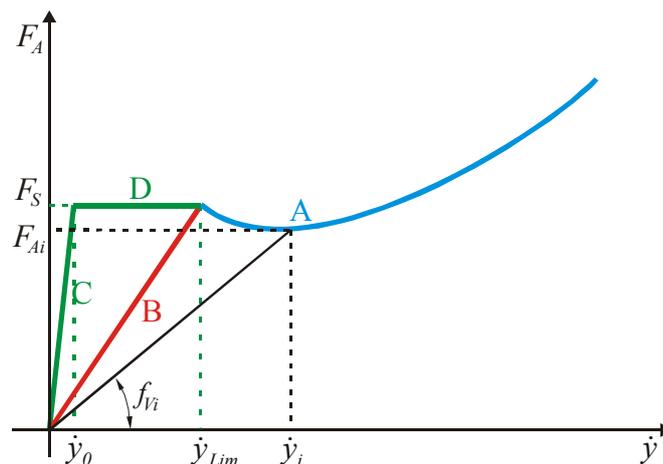


Figura 3.5 - Trajetórias do modelo de atrito

Para velocidades abaixo da velocidade limite, a força de atrito será representada pelas trajetórias “B”, “C” e “D”. No modo “*slip*” a força de atrito é representada pela trajetória “B” e no modo “*stick*” a força de atrito é representada pela trajetória “C” e “D”.

Neste modelo a força de atrito é descrita por

$$F_{Ai} = f_{Vi} \dot{y}_i, \quad (3.4)$$

onde \dot{y}_i é a velocidade de deslocamento no instante i e f_{Vi} é o coeficiente de atrito viscoso variável que é função da velocidade \dot{y}_i e da força aplicada F_i correspondente.

Fica claro que se a velocidade é maior do que a velocidade limite (\dot{y}_{Lim}), o coeficiente de atrito f_{Vi} variará de acordo com a curva “A”.

Se a velocidade é menor do que a velocidade limite e a força aplicada é maior do que a força de atrito estático F_S , o corpo está no modo “*slip*” e o coeficiente de atrito f_{Vi} é dado pela trajetória “B”.

Se o corpo está no modo “*stick*”, o coeficiente de atrito f_{Vi} variará de acordo com a trajetória “C” e “D”.

De forma genérica, a expressão (3.4) pode ser escrita como

$$F_A = f_V(\dot{y}, F) \dot{y}. \quad (3.5)$$

Com isso, pode-se escrever a força de atrito como um efeito dinâmico interno do sistema. Para tanto, seja o sistema composto pela massa M apresentada na Figura 3.1 com a força de atrito dada por (3.5) e definindo $x = [x_1 \ x_2]^T = [y \ \dot{y}]^T$ como o seu vetor de estados, a sua dinâmica pode ser descrita por

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ 0 & -\frac{f_V}{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{M} \end{bmatrix} (F) \quad (3.6)$$

Na expressão (3.6), o coeficiente de atrito viscoso variável f_V está na matriz que descreve a dinâmica do sistema.

3.3 Identificação dos Parâmetros do Modelo

A identificação dos parâmetros do modelo de atrito descrito na seção 3.2, é feito com base nos resultados de um mapa estático do atrito obtido experimentalmente. Esse mapa é construído medindo a força aplicada para a realização de um movimento em velocidade constante, e apresenta a relação entre a força de atrito e a velocidade relativa entre as superfícies em contato.

Na bancada de hidráulica descrita na seção 5.2, o levantamento do mapa estático de atrito é realizado alimentando a válvula proporcional com uma tensão constante. Com isso é criada uma diferença de pressões que provoca o movimento.

No atuador hidráulico, a força é determinada através da medição da diferença de pressões nas câmaras na condição de **movimento em regime permanente**. **Pela equação do movimento do atuador hidráulico, mostrada na expressão (2.1), verifica-se que com a força externa sendo nula e a velocidade do pistão sendo constante (regime permanente) a aceleração é nula, então a expressão (2.1) pode ser reescrita como**

$$F_{Ass} = (p_{1ss} - p_{2ss}) \cdot A, \quad (3.7)$$

onde F_{Ass} é a força de atrito calculada, p_{1ss} e p_{2ss} são as pressões medidas nas câmaras 1 e 2 do cilindro hidráulico, respectivamente, e o subíndice ss indica regime permanente.

Medindo as pressões quando o movimento do pistão apresenta velocidade constante obtém-se um ponto do mapa estático de atrito (velocidade e força de atrito). Repetindo este procedimento constroem-se o mapa mostrado na Figura 3.6 (VALDIERO, 2001).

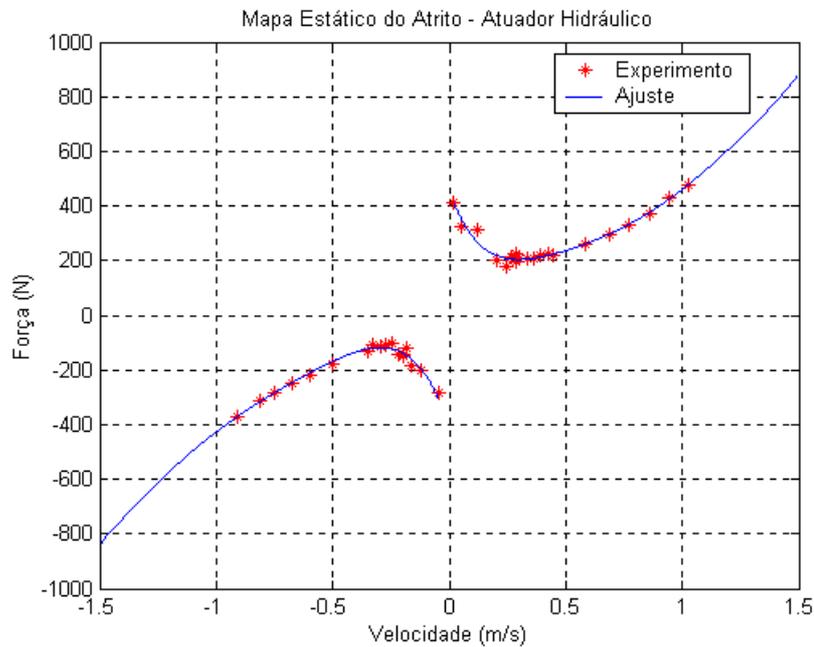


Figura 3.6 – Mapa estático do atrito para o atuador hidráulico

É importante salientar que em velocidades próximas de zero não é possível produzir movimentos com velocidade constante devido ao efeito “*stick-slip*”.

A partir do mapa estático podem ser definidas a curva “A” e as trajetórias “B” (“*slip*”) e “C-D” (“*stick*”) do modelo.

A curva “A” pode ser representada ajustando uma função ao mapa estático do atrito. Neste trabalho verificou-se que polinômios de sexta ordem podem representar o mapa estático de forma satisfatória. Os polinômios para o cilindro hidráulico utilizado são:

a) para $\dot{y} < 0$

$$f_{An}(\dot{y}) = c_{n0} + c_{n1} \cdot \dot{y} + c_{n2} \cdot \dot{y}^2 + c_{n3} \cdot \dot{y}^3 + c_{n4} \cdot \dot{y}^4 + c_{n5} \cdot \dot{y}^5 + c_{n6} \cdot \dot{y}^6 \quad (3.8)$$

onde os coeficientes são

$$c_{An} = [c_{n0} \ c_{n1} \ c_{n2} \ c_{n3} \ c_{n4} \ c_{n5} \ c_{n6}];$$

b) para $\dot{y} > 0$

$$f_{Ap}(\dot{y}) = c_{p0} + c_{p1} \cdot \dot{y} + c_{p2} \cdot \dot{y}^2 + c_{p3} \cdot \dot{y}^3 + c_{p4} \cdot \dot{y}^4 + c_{p5} \cdot \dot{y}^5 + c_{p6} \cdot \dot{y}^6 \quad (3.9)$$

onde os coeficientes são

$$c_{Ap} = [c_{p0} \ c_{p1} \ c_{p2} \ c_{p3} \ c_{p4} \ c_{p5} \ c_{p6}]$$

O ajuste destes polinômios ao mapa estático resultou nos coeficientes apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Coeficientes dos polinômios

c_{An}	Coeficientes do polinômio para velocidades negativas	$c_{An} = [416,041 \ 1042,304 \ -717,932 \ -4413,649 \ -5153,068 \ -2029,024 \ -372,785];$
c_{Ap}	Coeficientes do polinômio para velocidades positivas	$c_{Ap} = [643,721 \ -3800,907 \ 8871,119 \ -10352,360 \ 6749,223 \ -2087,790 \ 440,209];$

A velocidade limite é definida como a menor velocidade obtida no mapa estático de atrito, sendo que, a velocidade limite negativa será representada por \dot{y}_{Limn} e a velocidade limite positiva será representada por \dot{y}_{Limp} . A Tabela 3.2 mostra os valores de \dot{y}_{Limn} e \dot{y}_{Limp} obtidos no mapa estático de atrito.

Tabela 3.2 – Velocidade limite

\dot{y}_{Limn}	Velocidade limite negativa	$\dot{y}_{Limn} = -0,0475 \text{ m/s}$
\dot{y}_{Limp}	Velocidade limite positiva	$\dot{y}_{Limp} = 0,0180 \text{ m/s}$

Neste modelo, a força de atrito estático é definida como a força que ocorre quando a velocidade do sistema é a velocidade limite. A força de atrito estático negativa F_{Sn} é calculada através do polinômio (3.8) com a velocidade limite \dot{y}_{Limn} , e a força de atrito estático positiva F_{Sp} é calculada através do polinômio (3.9) com a velocidade limite \dot{y}_{Limp} . O cálculo pode ser representado como

$$F_{Sn} = f_{An}(\dot{y}_{Limn}) \text{ e } F_{Sp} = f_{Ap}(\dot{y}_{Limp}). \quad (3.10)$$

Os valores das forças de atrito estático são apresentados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Força de atrito estático

F_{Sn}	Nível máximo da força de atrito estático negativo	$F_{Sn} = f_{An}(\dot{y}_{Limn}) = -287,45 \text{ N}$
F_{Sp}	Nível máximo da força de atrito estático positivo	$F_{Sp} = f_{Ap}(\dot{y}_{Limp}) = 404,72 \text{ N}$

A trajetória “B” torna o modelo contínuo quando ocorre a inversão de velocidade e o sistema se apresenta no modo “*slip*”. A sua inclinação é definida pela relação entre a força de atrito estático definida no passo anterior e a velocidade limite, podendo ser representada por

$$f_v = f_{vd} = \frac{F_S}{\dot{y}_{Lim}}. \quad (3.11)$$

A força de atrito estático define a trajetória “D”, conforme pode ser visto na Figura 3.5. Quando o atrito do sistema é dado pela trajetória “D”, o coeficiente de atrito viscoso variável é determinado pela relação entre a força de atrito estático e a velocidade do sistema.

A velocidade de stick \dot{y}_0 determina a inclinação da trajetória “C” estabelecendo a continuidade do modelo na inversão de velocidade quando o sistema se apresenta no modo “*stick*”. A inclinação da trajetória “C” é dada pela relação entre a força de atrito estático e a velocidade de stick, podendo ser representada por

$$f_v = f_{vm} = \frac{F_S}{\dot{y}_0}, \quad (3.12)$$

onde f_{vm} é o coeficiente de atrito viscoso variável máximo.

A velocidade de stick \dot{y}_0 não pode ser identificada experimentalmente, embora se sabe que o seu valor pertence ao intervalo $0 < \dot{y}_0 < \dot{y}_{Lim}$. Fisicamente, \dot{y}_0 corresponde à menor velocidade de deslizamento possível, ou seja, velocidades inferiores a \dot{y}_0 correspondem a micro deslocamentos devidos à deformação elástica das superfícies em contato (GOMES e ROSA, 2003).

Pode-se ajustar o valor de \dot{y}_0 através de uma simulação. Para um sistema composto por uma massa M , como na Figura 3.1, e equação da dinâmica do movimento representada pela equação (3.6), aplica-se ao corpo em repouso, uma força F de módulo inferior ao módulo da força de atrito estático ($|F| < |F_{Sn}|$ e $|F| < |F_{Sp}|$). Sabe-se que no modo “*stick*” a força de atrito é igual a força aplicada F , e isto deve ser observado nos resultados de simulação quando um valor adequado de \dot{y}_0 é escolhido.

A definição do passo de integração utilizado no método numérico para solução da equação diferencial deve ser compatível com o comportamento dinâmico do sistema. Na

Figura 3.5, pode-se observar a variação do coeficiente f_v e analisando a expressão (3.6) se conclui que o comportamento dinâmico do sistema depende de f_v . Para este sistema de segunda ordem, os pólos são representados no plano-s conforme a Figura 3.7. Um dos dois pólos se localiza na origem e o outro se move sobre o eixo real em função do valor de f_v . Quando o sistema perde velocidade, o valor do coeficiente de atrito viscoso variável cresce, exigindo um passo de integração pequeno. Quando \dot{y}_0 é muito pequeno, o valor de f_{vm} é grande e o uso de um passo de integração adequado é necessário quando ocorre a inversão de velocidade.

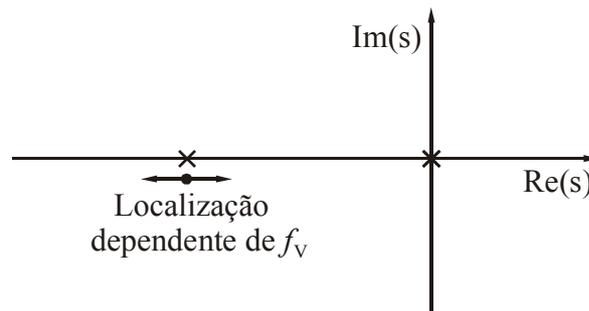


Figura 3.7 – Pólos de um sistema

Levando em conta estes fatores, foram estimados os valores apresentados Tabela 3.4.

Tabela 3.4 – Velocidade de stick

\dot{y}_{0n}	Velocidade de stick negativa	$\dot{y}_{0n} = -0,0095 \text{ m/s}$
\dot{y}_{0p}	Velocidade de stick positiva	$\dot{y}_{0p} = 0,009 \text{ m/s}$

Determinados todos os parâmetros, o modelo de atrito pode ser representado para velocidades positivas e negativas como na Figura 3.8.

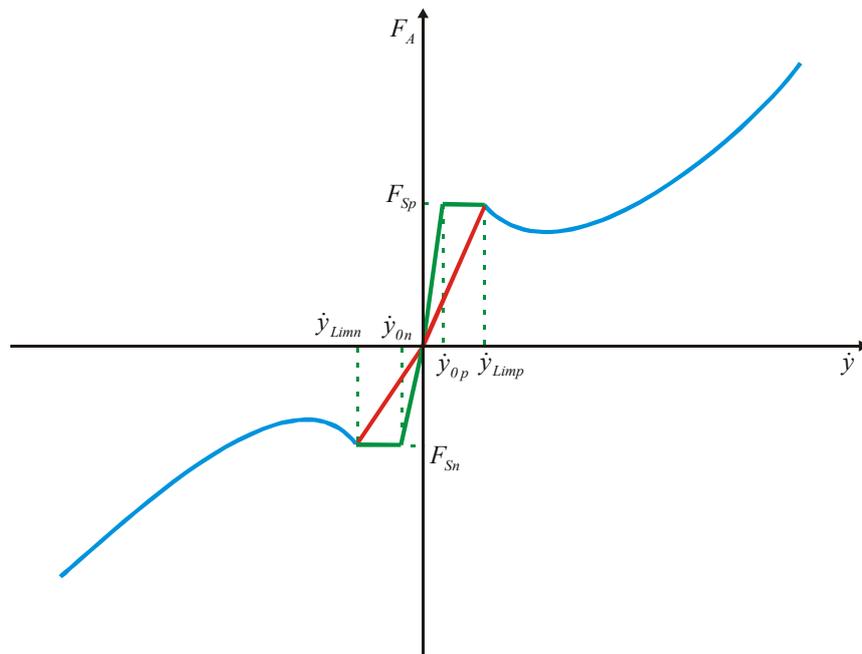


Figura 3.8 – Modelo do coeficiente de atrito viscoso variável

3.4 Efeito “*Stick-Slip*” no Atuador Hidráulico

Como já foi mencionado anteriormente, o modelo de atrito viscoso variável foi proposto por GOMES (1995) com objetivo de representar o efeito “*stick-slip*” e descrever a força de atrito como um efeito dinâmico interno do sistema.

Nesta seção é mostrado o efeito “*stick-slip*” no atuador hidráulico com atrito através de uma simulação. Para isto, a equação da dinâmica do movimento do atuador hidráulico apresenta uma parcela que é a força de atrito dada por $F_A = f_v \dot{y}$:

$$M\ddot{y} + f_v \dot{y} = Ap_A. \quad (3.13)$$

Uma força hidráulica dada por Ap_A é aplicada de forma a provocar o fenômeno “*stick-slip*”. A diferença de pressões é um sinal senoidal com uma amplitude 10% superior a maior força de atrito estático (identificada no modelo de atrito - F_{Sp}) com um período de 4s.

Os parâmetros do modelo do coeficiente de atrito viscoso variável mostrados na seção 3.3. O restante dos parâmetros estão no capítulo dos Resultados Experimentais (Tabela 5.2).

Os resultados obtidos na simulação são os seguintes:

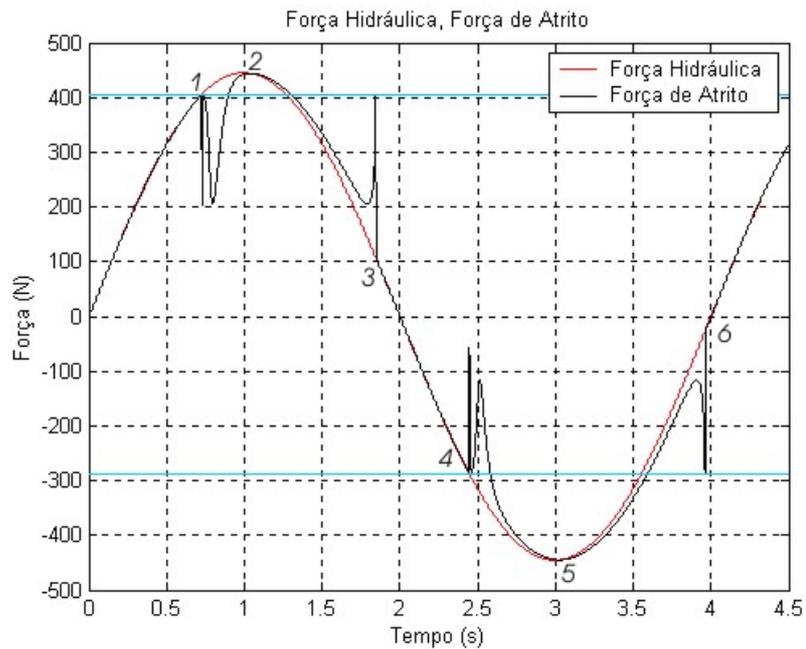


Figura 3.9 – Força de atrito do cilindro hidráulico

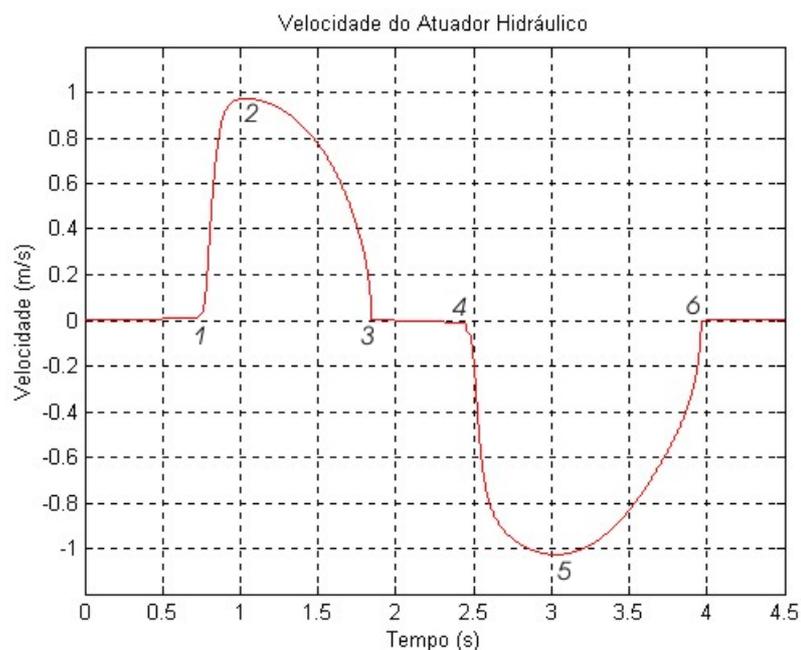


Figura 3.10 – Velocidade do atuador hidráulico

O comportamento da força de atrito é mostrado na Figura 3.9 e a velocidade do atuador é mostrada na Figura 3.10 onde pode-se verificar o fenômeno “*stick-slip*”. O modo “*stick*” ocorre quando o pistão está em repouso e o modo “*slip*” quando a velocidade é diferente de zero. Através da equação (3.13), pode-se concluir que o movimento é acelerado ($\ddot{y} > 0$) quando a força de atrito é menor que a força hidráulica aplicada, e é desacelerado ($\ddot{y} < 0$) quando a força de atrito é superior a força hidráulica aplicada.

O pistão do cilindro hidráulico está em repouso do instante inicial quando o tempo $t = 0$ até o ponto “1”. Neste intervalo (Figura 3.9), observa-se que a força de atrito é igual a força aplicada e que a velocidade é nula (pode ser considerada nula)(Figura 3.10). Como o atuador está em repouso, verifica-se o modo “*stick*”. O mesmo acontece quando a força aplicada é negativa no intervalo do ponto “3” até ao ponto “4”.

O movimento é iniciado quando a força aplicada ultrapassa o limite máximo da força de atrito estático. Este limite é mostrado na Figura 3.9 por uma reta de cor azul que é ultrapassada nos pontos “1” e “4” quando o pistão começa o movimento. Nestes pontos aparece o efeito da comutação do modo “*stick*” para o modo “*slip*” através de uma variação muito rápida da força de atrito. Em outras palavras, neste instante a força de atrito deixa de ser calculada através das trajetórias “C-D” e passa a ser calculada pela trajetória “B” (ver seção 3.2). GOMES (1995) observou que estas comutações são aproximações fisicamente admissíveis devido ao modo “*stick*” ser mais amortecido que o modo “*slip*” e também descreveu que a resistência ao início do movimento ocorre devido a rugosidade superficial das partes em contato provocar uma espécie de “encaixe” que é rompido quando a força aplicada supera a força de atrito estático.

O modo “*slip*” começa no ponto “1” e no ponto “4” onde observa-se que a força de atrito cai e que a velocidade aumenta.

Nos pontos “2” e “5” a força de atrito é igual a força aplicada. Isso se deve ao aumento da velocidade e da diminuição da força aplicada.

O pistão desacelera no intervalo do ponto “2” até o ponto “3” quando a força de atrito é superior a força aplicada. Neste intervalo a velocidade cai até o movimento ser interrompido. No intervalo do ponto “5” até o ponto “6”, em que a força aplicada é negativa, o movimento também está parando.

Na continuidade, a força de atrito e a força aplicada voltam a se igualar e o movimento pára nos pontos “3” e “6”.

Através desta simulação fica demonstrada que o modelo do coeficiente de atrito viscoso variável, com os parâmetros levantados e estimados, é capaz de reproduzir o efeito “*stick-slip*” no cilindro hidráulico.

3.5 Influência da Força de Atrito sobre o Deslocamento do Pistão

A influência da força de atrito sobre o deslocamento do atuador hidráulico pode ser analisada por comparação de resultados de simulações com um resultado experimental.

O experimento consiste em controlar o atuador hidráulico em malha aberta alimentando a válvula proporcional com uma tensão senoidal e medindo a posição do pistão

do cilindro a cada instante de tempo. Aplicou-se uma tensão de $2,6V$ com período de $3s$. O resultado do experimento pode ser visualizado na Figura 3.11. Neste, estão presentes, além do efeito do atrito, não-linearidades como a zona-morta e os vazamentos da válvula proporcional

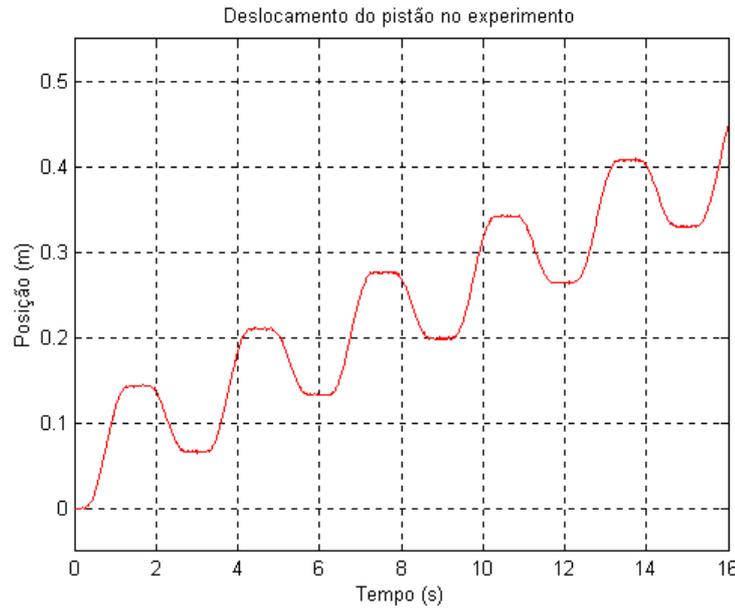


Figura 3.11 – Controle de atuador hidráulico em malha aberta

O modelo do atuador utilizado nas simulações é dado pelas equações (2.1), (2.2) e (2.3):

$$M\ddot{y} + F_A = Ap_{\Delta} - F_L, \quad (3.14)$$

$$\dot{p}_{\Delta} = -Af(y)\dot{y} + K_h f(y)g(x_v, p_{\Delta})x_v, \quad (3.15)$$

$$\dot{x}_v = -\omega_v x_v + K_{em} \omega_v u, \quad (3.16)$$

onde F_A é a força de atrito do atuador hidráulico.

As funções não-lineares $f(y)$ e $g(x_v, p_{\Delta})$ são dadas por

$$f = f(y) = \frac{\beta v}{(0,5v)^2 - (Ay)^2}, \quad (3.17)$$

$$g = g(x_v, p_{\Delta}) = \sqrt{p_S - \text{sgn}(x_v)p_{\Delta}}. \quad (3.18)$$

Os parâmetros utilizados neste modelo foram identificados experimentalmente e são apresentados na seção 5.3.

A simulação do atuador hidráulico é realizada em malha aberta para uma entrada de tensão u senoidal de $2,6V$ com um período de $3s$. São apresentados resultados com a força de atrito da equação (2.1) sendo nula e com $F_A = f_v \dot{y}$, onde a força de atrito é calculada através do modelo de atrito viscoso variável.

O deslocamento do pistão quando a força de atrito é nula é mostrado na Figura 3.12. Observa-se que o deslocamento é simétrico e isto ocorre devido a equação (3.14) apresentar somente o termo $M\ddot{y}$.

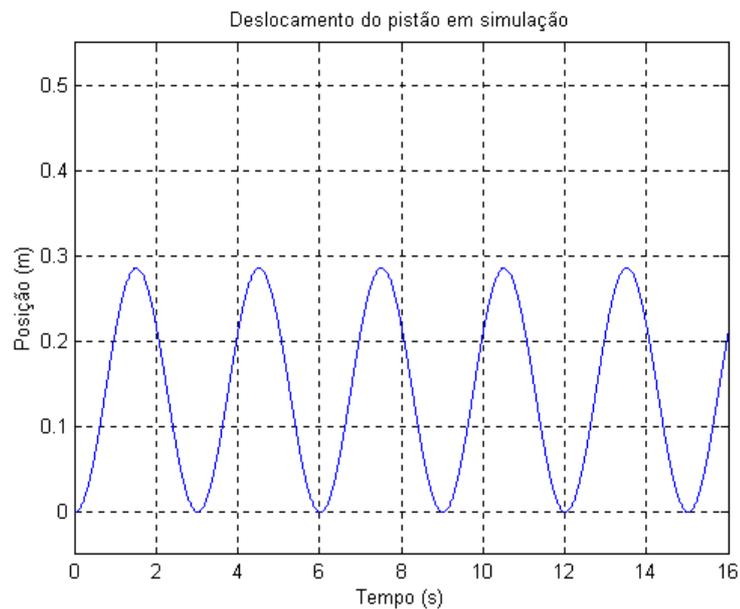


Figura 3.12 – Deslocamento do atuador com $F_A = 0$

Incluindo a força de atrito $F_A = f_V \dot{y}$ no modelo do atuador obtém-se o resultado mostrado na Figura 3.13. O deslocamento do pistão quando o atrito é representado através do modelo do coeficiente de atrito viscoso variável não é simétrico. Ocorre que a força de atrito é diferente quando o pistão se desloca para direita ou para a esquerda e desta maneira o deslizamento é maior em um sentido do deslocamento do que no outro.

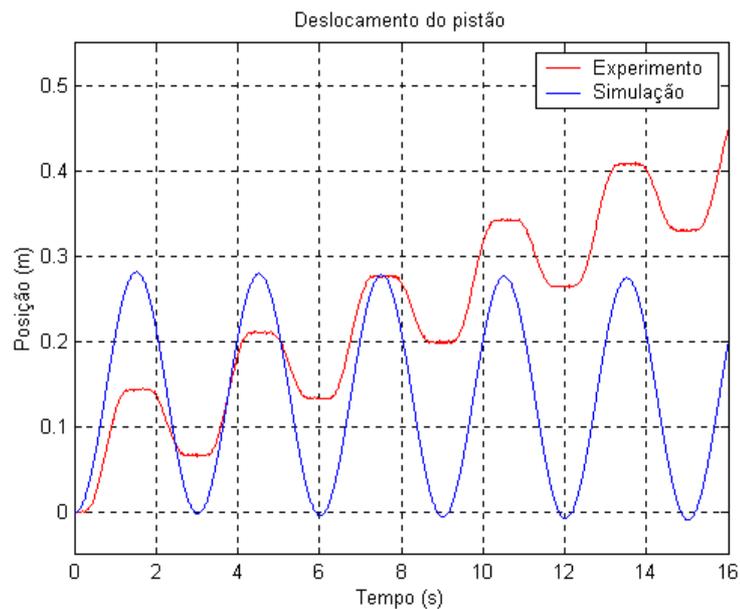


Figura 3.13 - Deslocamento do atuador com $F_A = f_V \dot{y}$

Na Figura 3.13 o resultado da simulação é confrontado com o resultado obtido no experimento. O erro ($e = y_s - y$) calculado pela diferença do deslocamento do pistão na simulação y_s e pelo deslocamento medido no experimento y é mostrado na Figura 3.14. Apesar do atrito ser considerado no modelo do atuador hidráulico, ocorre uma grande diferença entre os resultados devido, principalmente, ao efeito da zona-morta da válvula utilizada neste trabalho.

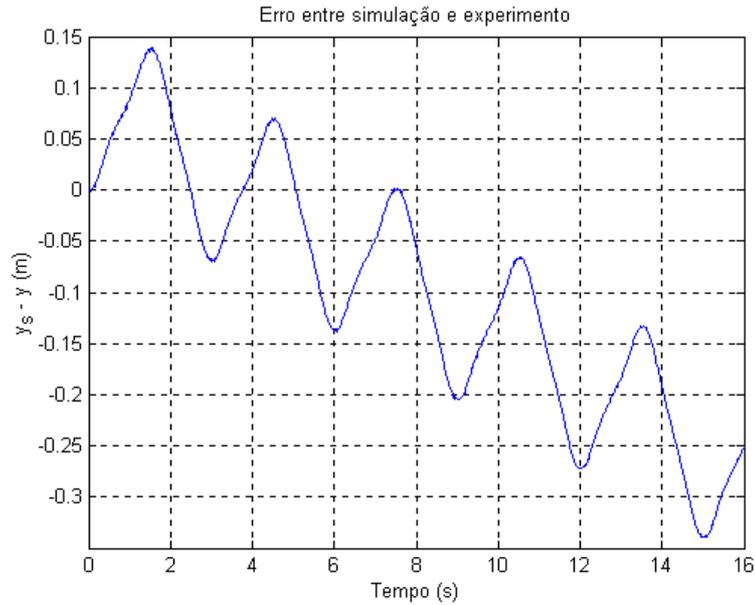


Figura 3.14 – Comparação entre experimento e a simulação com $F_A = f_v \dot{y}$

Para avaliar a influência da zona-morta sobre o deslocamento do pistão no atuador hidráulico, um outro resultado de simulação é apresentado utilizando a expressão (2.10). A equação (2.2) é substituída por

$$\dot{p}_\Delta = -Af(y)\dot{y} + K_h f(y)g(x_v, p_\Delta)(x_v - z_m), \quad (3.19)$$

onde $z_m(x_v)$ pode assumir os seguintes valores em Volts (V):

$$z_m = \begin{cases} z_{me}, & x_v < z_{me} \\ x_v, & z_{me} \leq x_v \leq z_{md} \\ z_{md}, & x_v > z_{md} \end{cases} \quad (3.20)$$

onde $z_{me} < 0V$ é o limite esquerdo e $z_{md} > 0V$ é o limite direito da região onde existe zona-morta na válvula proporcional.

O resultado obtido quando o modelo do atuador hidráulico do atuador é composto pelas expressões (2.1), (3.19) e (2.3), sendo que a força de atrito $F_A = f_v \dot{y}$ é considerada na expressão (2.1) é mostrado na Figura 3.15.

Na Figura 3.15 o resultado da simulação e do experimento são confrontados. Verifica-se o aparecimento de um intervalo de tempo em que o pistão se mantém parado quando ocorre a inversão do movimento na simulação. A inclusão da zona-morta ao modelo do atuador hidráulico provocou este comportamento. Na Figura 3.16 mostra-se que o erro entre os resultados oscila em torno de zero. Diante da aproximação dos resultados pode-se concluir que o comportamento do atuador hidráulico é afetado de forma significativa pela zona-morta da válvula.

A zona-morta não é simétrica, ou seja, o deslocamento do carretel da válvula para produzir vazão é maior para sinal de controle positivo do que para sinal negativo. Identificou-se experimentalmente que a zona-morta é $z_{mn} = -0,5V$ e $z_{mp} = 0,9V$.

Outra observação importante é que o erro entre os resultados ocorre durante o movimento e deve-se à dificuldade em modelar e determinar os parâmetros do sistema. Além de erros na estimativa da força de atrito, há incerteza dos parâmetros adotados na simulação, não-linearidades e dinâmicas não considerados no modelo. Estas dificuldades foram descritas em CUNHA (2001) e VALDIERO (2001) e é importante citar a dinâmica das tubulações, a incerteza no valor módulo de elasticidade volumétrica do fluido hidráulico β que depende da pressão e da temperatura do fluido, a constante hidráulica da válvula que varia bastante para pequenas aberturas, o comportamento dinâmico não-linear da válvula.

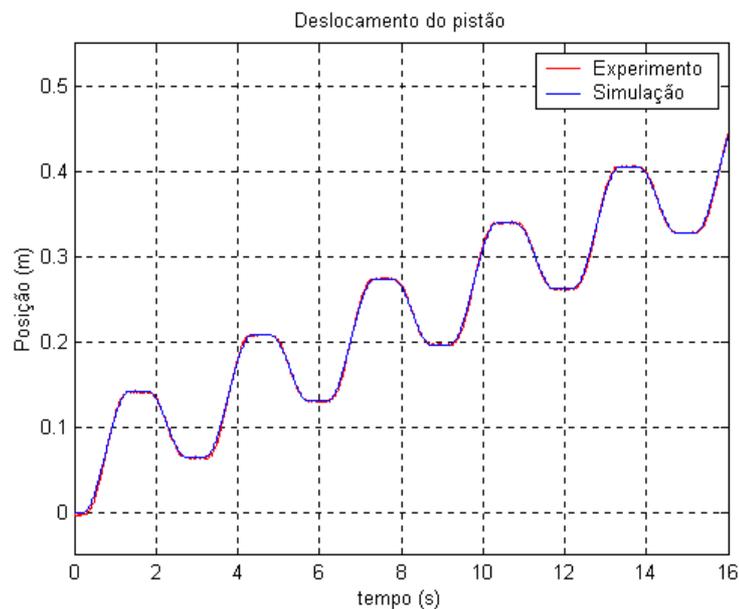


Figura 3.15 – Deslocamento do atuador - efeito da zona-morta e do atrito

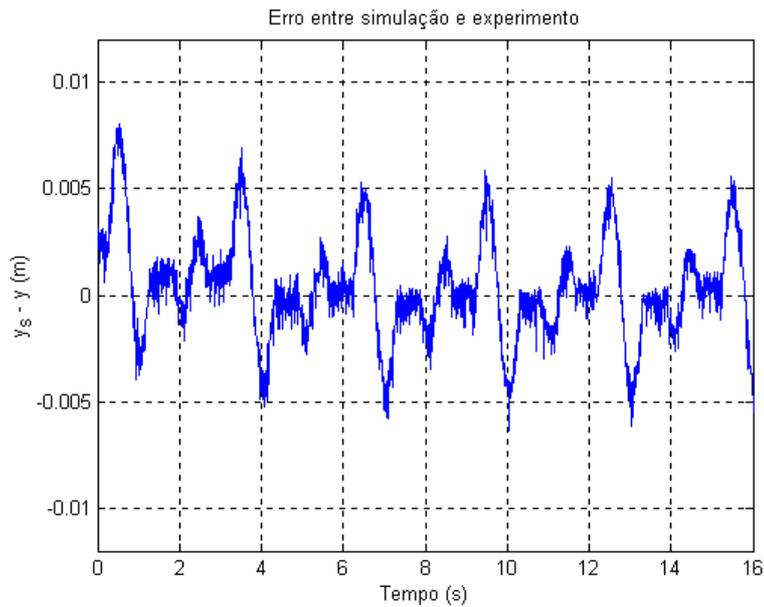


Figura 3.16 – Efeito da zona-morta e do atrito

Para concluir a análise, pode-se destacar o efeito do atrito sobre o deslocamento do atuador hidráulico realizando uma simulação considerando somente a zona-morta da válvula proporcional. Na Figura 3.17 mostra-se a simulação do modelo do atuador hidráulico composto pelas equações (2.1), (3.19) e (2.3) com a força de atrito sendo nula.

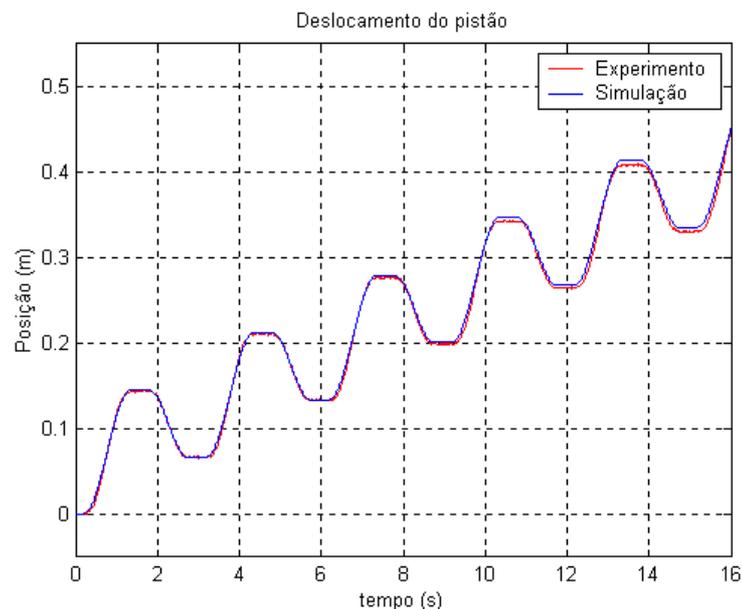


Figura 3.17 – Deslocamento sob efeito da zona-morta com força de atrito nula $F_A = 0$

Na Figura 3.17 pode-se observar os resultados da simulação e do experimento. O erro entre os resultados é mostrado na Figura 3.18. Na simulação anterior, o modelo apresentava atrito e o erro oscilou em torno de zero. Nesta, observa-se um erro crescente entre os resultados destacando o efeito do atrito sobre o deslocamento do atuador hidráulico. Na

simulação não há a força de atrito opondo-se ao movimento, e por este motivo, o pistão desliza mais na simulação do que no experimento. Portanto, pode-se concluir que o modelo do coeficiente de atrito viscoso variável com os parâmetros levantados satisfatoriamente é capaz de representar o comportamento do atrito.

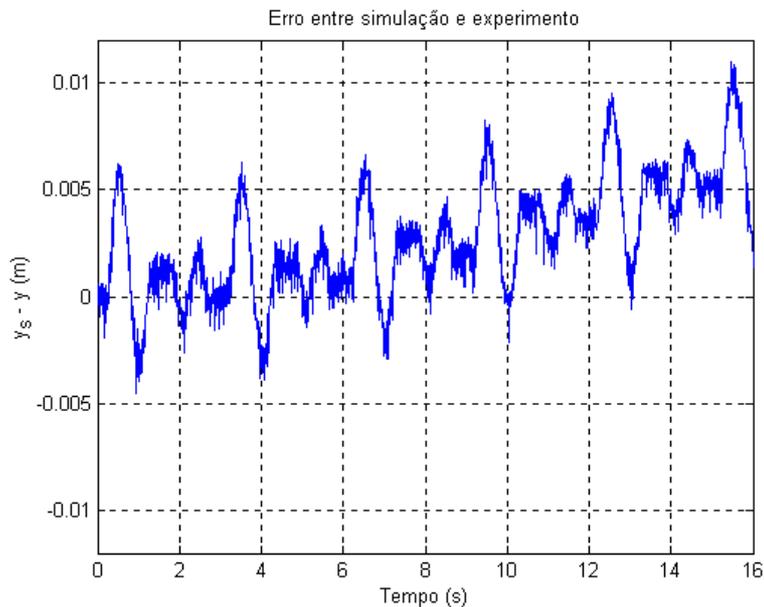


Figura 3.18 - Efeito da força de atrito

Diante destes resultados, conclui-se também que, neste caso, a zona-morta da válvula afeta o deslocamento do pistão do cilindro hidráulico de forma mais significativa que o atrito.

Os erros provocados pela zona-morta e pelo atrito se somam e uma compensação da zona-morta associada a uma compensação de atrito pode ser necessária quando se pretende minimizar os erros no controle em malha fechada.

3.6 Conclusões do Capítulo

Neste capítulo, o modelo do coeficiente de atrito viscoso variável foi descrito com objetivo de representar em simulação o atrito do atuador hidráulico.

O modelo calcula a força do atrito como uma função da velocidade e da força aplicada. Essa característica permite que os modos “*stick*” e “*slip*” sejam representados de forma satisfatória e que a força de atrito seja contínua na inversão de velocidade.

O modelo calcula a força do atrito como uma função da velocidade e da força aplicada. Essa característica permite que os modos “*stick*” e “*slip*” sejam representados de forma satisfatória e que a força de atrito seja contínua na inversão de velocidade.

Mostrou-se como identificar os parâmetros do modelo através do mapa estático do atrito obtido experimentalmente. Com os parâmetros identificados, mostrou-se em simulação o efeito “*stick-slip*” e a influência da força de atrito sobre o movimento do atuador hidráulico. Conclui-se, então, que este modelo é capaz de representar o comportamento do atrito no atuador hidráulico.

4 COMPENSAÇÃO DO ATRITO

4.1 Introdução

De acordo com a discussão apresentada no capítulo 3, o atrito é um fenômeno complexo, não-linear e difícil de modelar. Os modelos de atrito descritos anteriormente não reproduzem o comportamento dinâmico do atrito. O modelo LuGre apresentado por CANUDAS DE WIT (1995) é mais completo, sendo capaz de reproduzir comportamentos dinâmicos, a histerese do atrito e o efeito “*stick-slip*”, por exemplo. No entanto, este modelo apresenta estados que não podem ser medidos e parâmetros difíceis de serem identificados. Daí o atrativo de representar o atrito através de uma rede neural artificial (RNA) convenientemente treinada para substituir o modelo na sua compensação. Apresentando esta mesma justificativa, GE et al. (2000) utiliza uma rede neural para estimar os parâmetros desconhecidos do modelo LuGre, propondo um esquema adaptativo de controle de um servomecanismo com compensação de atrito. Em GAO et al. (1999), uma rede neural é utilizada em um esquema de controle adaptativo de um servomotor para identificar e compensar o atrito sem utilização de um modelo.

Neste trabalho, uma RNA é utilizada para identificar e compensar o atrito do atuador hidráulico. No entanto, a sua arquitetura é mais simples que das redes neurais de GE et al. (2000) e GAO et al. (1999), apresentando poucas camadas e poucos neurônios, possibilitando que o cálculo seja realizado de forma simples e rápida que são condições importantes para uma aplicação em tempo real.

Antes de apresentar a compensação do atrito, neste capítulo é apresentada uma breve descrição dos neurônios biológicos e artificiais, a rede utilizada e o treinamento “*off-line*” empregado.

A compensação do atrito proposta neste trabalho consiste na rejeição direta do atrito identificado por uma RNA.

4.2 Neurônio Biológico

O cérebro exerce controle sobre todas as funções e movimentos do corpo. As células especializadas do cérebro chamadas neurônios recebem, processam e enviam informações para executar este complexo controle. Os sistemas sensoriais são a sua fonte de estímulos e, para o movimento e o equilíbrio, por exemplo, o cérebro exerce o comando sobre a musculatura do corpo.

Pode-se encontrar uma descrição do neurônio biológico em RUSSEL e NORVIG (1995), por exemplo. Estima-se que o cérebro humano é composto por cerca de 10^{11} neurônios e que existem centenas de tipos, cada um com sua forma, funções e localização própria. Entretanto, a estrutura básica é sempre a mesma. Os principais constituintes do neurônio são as fibras chamadas de dendritos, o corpo chamado de soma, e a fibra tubular chamada de axônio que pode alcançar até alguns metros (Figura 4.1). O soma contém o núcleo que é responsável pelo processo metabólico do neurônio. Os dendritos de um neurônio ligam-se aos axônios de muitos outros neurônios. Essas ligações são chamadas de sinapses. Estima-se que existam aproximadamente 10^{14} sinapses.

As informações geradas pelos sistemas sensoriais são captadas pelo cérebro que produz uma ação de controle devido ao fluxo e processamento destas informações nos neurônios. Os neurônios coletam e combinam as informações através dos dendritos. Em seguida, processam e enviam para outros neurônios através do axônio. As informações são transmitidas através de impulsos eletroquímicos, conhecidos como impulsos nervosos ou potenciais de ação, propagados através das sinapses.

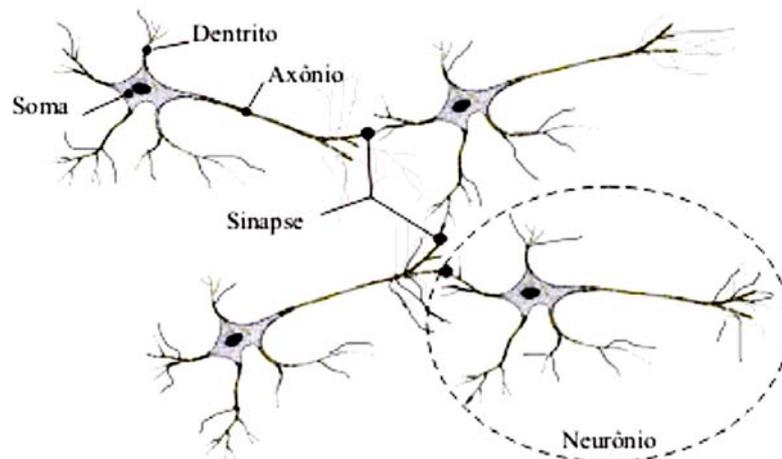


Figura 4.1 – Neurônios biológicos

As regiões das sinapses são eletroquimicamente ativas. O impulso nervoso que chega à conexão sináptica é transmitido ao dendrito do próximo neurônio através de substâncias conhecidas como neurotransmissores. A conexão sináptica pode ser excitatória ou inibitória dependendo do tipo de neurotransmissor. Uma conexão excitatória provoca o aumento do potencial elétrico da membrana do dendrito que contribui para a formação de um impulso nervoso de saída no axônio. O impulso ocorre quando o potencial elétrico alcança um certo limiar (KOVÁCS, 1996).

Uma importante descoberta é que as conexões sinápticas exibem plasticidade, ou seja, em longo prazo, a intensidade das ligações entre os neurônios sofre variações como consequência do padrão de estímulos. Também podem ocorrer novas ligações, e algumas

vezes um conjunto de neurônios pode migrar de um lugar para outro. Estes mecanismos são a base do aprendizado (RUSSELL e NORVIG, 1995).

As RNA's foram criadas tendo como inspiração a estrutura neural biológica. O neurônio artificial é obtido através do modelamento matemático do neurônio biológico e a rede neural artificial é constituída por neurônios artificiais interligados de forma adequada.

4.3 Neurônio Artificial

O modelo de neurônio utilizado neste trabalho é esquematizado na Figura 4.2. O neurônio calcula a saída v para as entradas e_i originadas externamente à rede ou pelas saídas de outros neurônios. Associado a cada entrada há um peso w_i e, há um bias θ para cada neurônio. O calculo é dividido em duas partes. A primeira é uma componente linear chamada de função de entrada, dada por

$$x = \sum_{i=1}^n e_i \cdot w_i + \theta, \quad (4.1)$$

que é resultado da soma do produto de cada entrada por seu peso correspondente adicionado ao bias θ . O índice n é o número de entradas do neurônio.

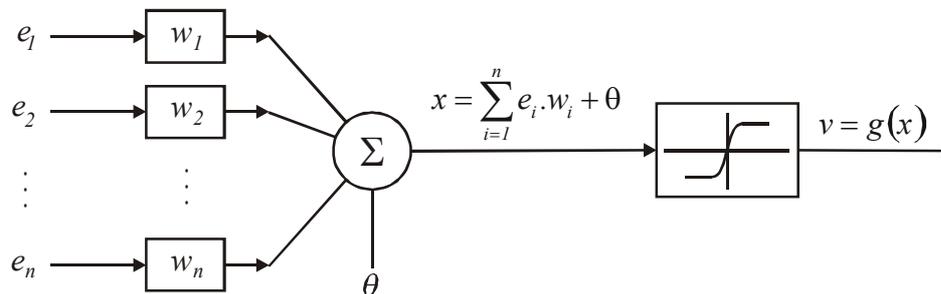


Figura 4.2 – Neurônio Artificial

A segunda parte é o cálculo da função de ativação (em geral não-linear). A função de ativação é aplicada ao resultado da função de entrada, equação (4.1), e é representada por:

$$v = g(x) = g\left(\sum_{i=1}^n e_i \cdot w_i + \theta\right), \quad (4.2)$$

Diferentes funções matemáticas podem ser utilizadas como função de ativação. Com isso, pode-se projetar diferentes redes neurais. As funções mais comuns são a função degrau, sinal, e a função sigmoide. Entre as funções sigmoideais, são muito utilizadas a função logística, a função tangente hiperbólica (Figura 4.3) e a função arcotangente. A principal diferença na curva de resposta entre a função logística e a função tangente hiperbólica é que a primeira apresenta resposta variando entre 0 e 1 e a segunda variando entre -1 e 1 . Neste trabalho foi usada a função tangente hiperbólica.

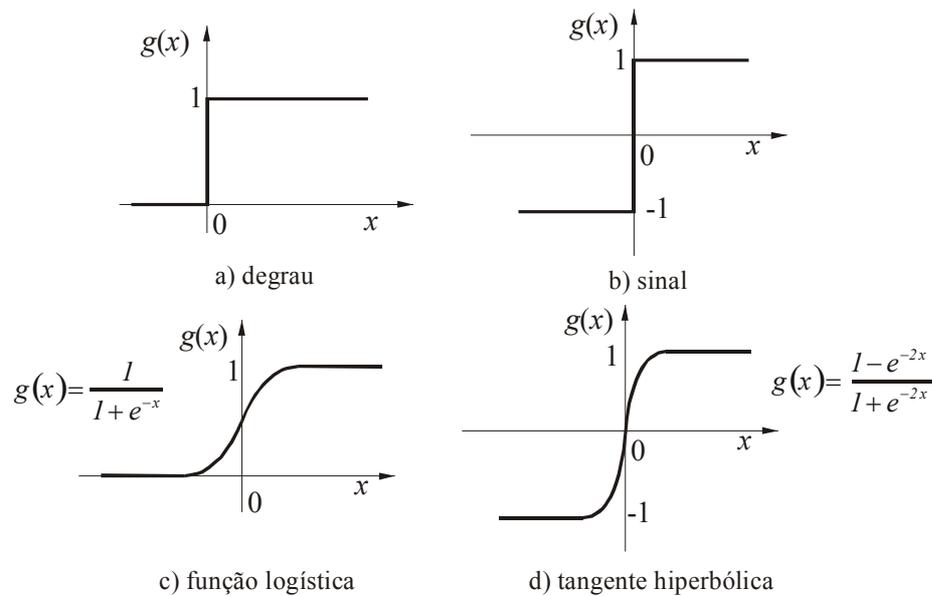


Figura 4.3 – Funções de ativação

A função de ativação utilizada influencia muito pouco a saída da rede, no entanto, altera significativamente não só a velocidade de treinamento, como também, a capacidade de aprendizado da rede (BATTISTELLA, 1996).

4.4 Rede Neural Artificial

Uma rede neural artificial é definida pela sua arquitetura e pelo tipo de neurônio empregado.

Neste trabalho utiliza-se a mesma rede neural apresentada em GERVINI et al. (2001), empregada para a compensação do atrito de um manipulador SCARA acionado eletricamente por um motoredutor, possibilitando uma melhora substancial do desempenho do controle de posição.

A hipótese implícita na utilização desta mesma rede é que os fenômenos do atrito têm natureza semelhante no motoredutor e no atuador hidráulico.

A escolha da arquitetura determina fortemente a capacidade da rede representar um determinado fenômeno ou função não-linear como no caso do atrito. Como em GERVINI et al. (2001), a arquitetura da rede adotada para a identificação do torque de atrito foi uma rede *feedforward* tipo MLP (*Multi-layer perceptron*) com treinamento baseado no algoritmo *backpropagation*.

A camada de entrada é composta de dois neurônios (força hidráulica e velocidade do cilindro) e a camada de saída por um neurônio (força de atrito). Esta configuração de entradas e saída tem como inspiração o modelo do coeficiente de atrito viscoso variável que calcula a

força de atrito como uma função da velocidade e da força aplicada. Na camada intermediária são usados 4 neurônios. A arquitetura da RNA resultante é muito pequena (veja Figura 4.4), tornando-se rápida, eficiente e permitindo uma compensação *online* da força de atrito.

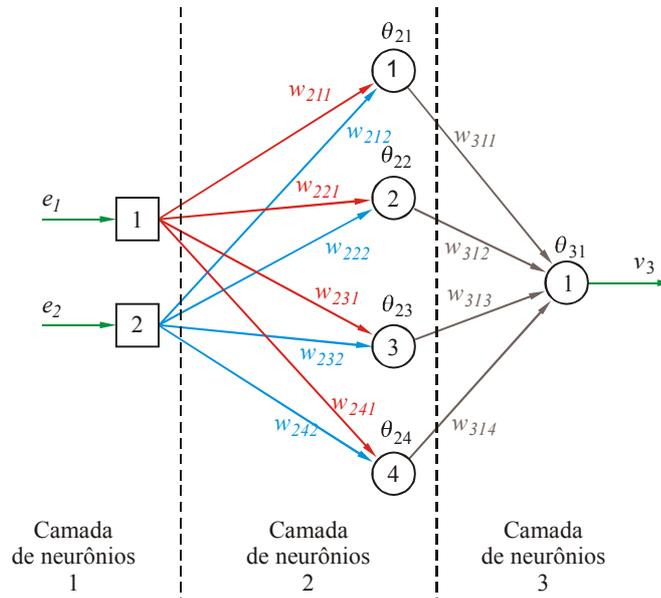


Figura 4.4 – Arquitetura da RNA

4.5 Treinamento

O treinamento consiste em ajustar os valores dos pesos das conexões, utilizando um método ou algoritmo apropriado.

Os métodos de treinamento são classificados em supervisionado e não supervisionado. No treinamento supervisionado, um agente externo fornece a saída desejada quando um conjunto de padrões é aplicado na entrada. O algoritmo do *backpropagation* é o método de treinamento supervisionado mais conhecido. O método de treinamento não supervisionado se caracteriza pela ausência de um agente externo (BATTISTELLA, 1996).

Como já foi mencionado anteriormente, neste trabalho o treinamento foi realizado através do método do *backpropagation* com *momentum* (FASSETT, 1994) em um programa em linguagem “C”.

Neste caso, partindo de um conjunto de pesos inicial e um conjunto de padrões apresentados na entrada da rede (força hidráulica e velocidade), a força de atrito na saída F_{Ar} é supervisionada pela força de atrito calculada pela expressão (2.1) com força externa nula que pode ser escrita como

$$F_{Ac} = p_{\Delta} A - \dot{y}M, \quad (4.3)$$

onde a força de atrito F_{Ac} é calculada utilizando a medição da diferença de pressões p_{Δ} e a aceleração \dot{y} . O erro entre a força de atrito na saída da rede F_{Ar} e a força de atrito calculada

F_{Ac} alimenta o algoritmo de treinamento na definição de novos pesos até que esse erro fique dentro de uma tolerância definida.

Estes padrões utilizados na entrada da rede e que supervisionam a saída formam o chamado conjunto de treinamento. Para este caso, o conjunto de treinamento é formado por dados da força hidráulica, da velocidade e da força de atrito calculada.

Neste trabalho, o conjunto de treinamento é obtido experimentalmente. O atuador hidráulico é acionado e mede-se a velocidade, a aceleração e a diferença de pressões nas câmaras do cilindro em intervalos regulares de tempo. A velocidade e a aceleração são obtidas através da derivação e filtragem da posição medida.

Os padrões foram gerados controlando o atuador hidráulico em malha aberta através de uma seqüência de tensões senoidais com amplitudes variadas aplicadas à válvula hidráulica, e em malha fechada com um controlador proporcional e com o controlador cascata fixo, e novamente em malha aberta através de degraus de tensão. Na Figura 4.5 é mostrada a velocidade medida do cilindro e na Figura 4.6 é mostrada a força hidráulica calculada para utilização como sinais de entrada para treinamento da rede.

A força de atrito calculada F_{Ac} pela equação (4.3) e a resposta da rede F_{Ar} correspondente aos sinais de entrada são mostradas na Figura 4.7.

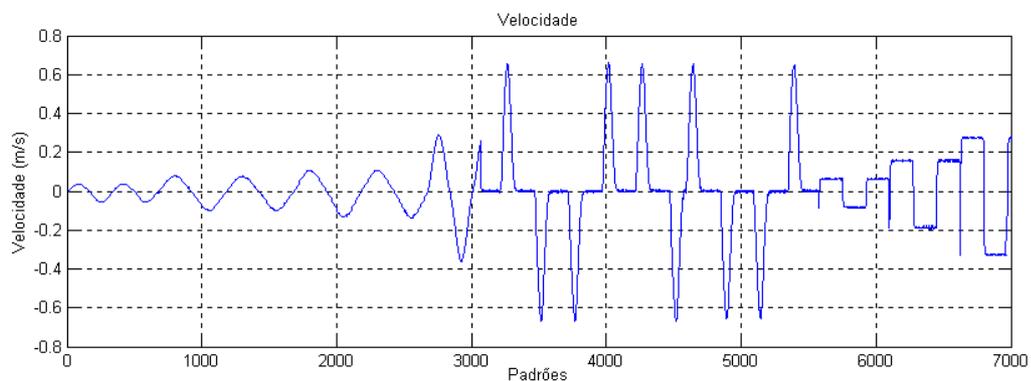


Figura 4.5 – Velocidade do pistão obtida experimentalmente

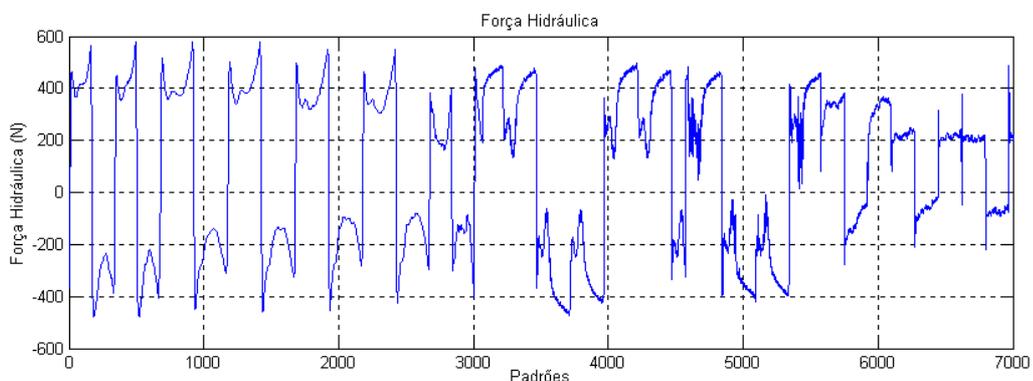


Figura 4.6 – Força hidráulica obtida experimentalmente

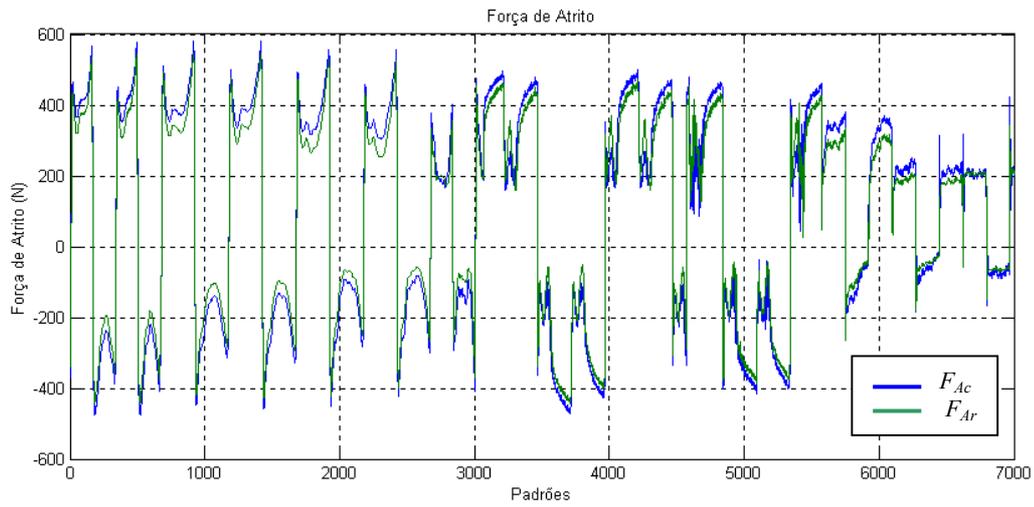


Figura 4.7 – Força de atrito calculada e força de atrito estimada

Os resultados do treinamento serão apresentados da seguinte forma

$$w_{kn} = [w_{km1} \quad w_{km2} \quad \dots \quad w_{kmn} \quad \theta_{kn}]^T, \quad (4.4)$$

onde w_{kn} é o vetor que contém os pesos w_{kmn} e o bias θ_{kn} do neurônio n pertencente a camada k , sendo que m identifica o neurônio da camada anterior (ver Figura 4.4).

Os resultados do treinamento com os padrões obtidos experimentalmente são os seguintes:

$$w_{21} = [2.09088 \quad 0.55337 \quad 2.32689]^T$$

$$w_{22} = [-0.03858 \quad 3.71205 \quad -0.06725]^T$$

$$w_{23} = [-3.08516 \quad -0.94240 \quad 3.56135]^T$$

$$w_{24} = [0.67526 \quad 3.04860 \quad -0.19884]^T$$

$$w_{31} = [1.09335 \quad -0.87244 \quad -1.81274 \quad 1.09994 \quad 0.87269]^T$$

O treinamento é interrompido quando o erro total da resposta da rede (soma dos erros / número de amostras) é inferior a 1%. Para este critério de parada do treinamento, foi necessário 10.000 iterações para obter os pesos mostrados anteriormente.

A RNA possui uma função linear que é utilizada para calcular as entradas e outra para calcular a saída da rede. As entradas da RNA são calculadas por

$$e_1 = \frac{F_H}{F_{Hmax}}, \quad (4.5)$$

$$e_2 = \frac{\dot{y}}{\dot{y}_{max}},$$

onde F_{Hmax} é a força hidráulica máxima e \dot{y}_{max} é a velocidade máxima do conjunto de treinamento e a saída é calculada por

$$F_{Ar} = F_{Hmax} \cdot v_3, \quad (4.6)$$

onde v_3 é a saída da rede e F_{Ar} é a força de atrito calculada pela RNA.

A resposta da rede treinada é mostrada na Figura 4.7. Pode-se comparar nesta figura a força de atrito calculada pela rede F_{Ar} com a força de atrito calculada F_{Ac} .

4.6 Compensação do Atrito

A compensação do atrito consiste na rejeição direta da força de atrito utilizando o controlador cascata fixo e o atrito identificado pela RNA. A compensação pode ser realizada como na Figura 4.8.

Considere a equação (2.11) do subsistema mecânico fazendo a força externa nula

$$M\ddot{y} = Ap_{\Delta d} + A\tilde{p}_{\Delta} - F_A. \quad (4.7)$$

A lei de controle para obter o seguimento do subsistema mecânico dada pela equação (2.14) é modificada para

$$p_{\Delta d} = \frac{I}{A_0} (M_0 \ddot{y}_r + \hat{F}_A - K_D z), \quad (4.8)$$

onde \hat{F}_A é a força de atrito estimada.

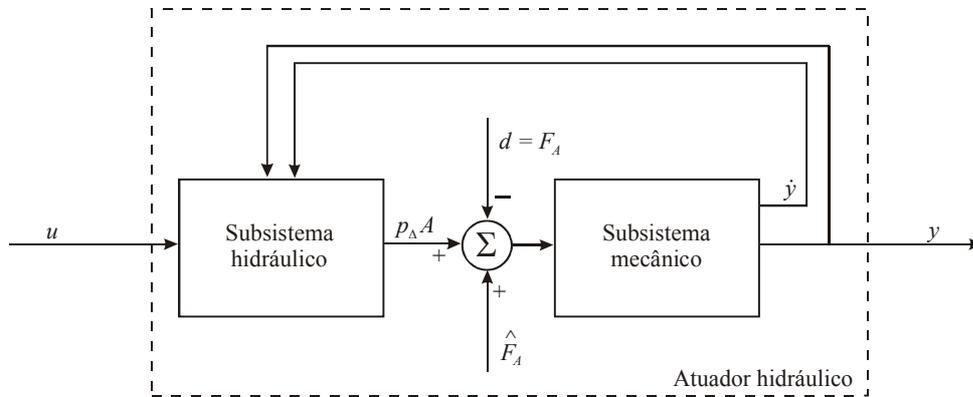


Figura 4.8 – Compensação do atrito

Substituindo a equação (4.8) em (2.13), usando a definição de velocidade de referência \dot{y}_r dada pela equação (2.16), considerando os parâmetros do subsistema mecânico iguais aos nominais, a equação do erro do subsistema mecânico torna-se:

$$M\dot{z} + K_D z = A\tilde{p}_{\Delta d} + A\tilde{p}_{\Delta} - \tilde{F}_A, \quad (4.9)$$

onde

$$\tilde{F}_A = F_A - \hat{F}_A \quad (4.10)$$

é o erro da estimativa da força de atrito.

Conforme realizado na seção 2.7, a derivada de $V(t)$ será

$$\dot{V} = -K_D z^2 + R\tilde{y}\tilde{y} + A\tilde{p}_\Delta s - K_P \tilde{p}_\Delta^2 - \tilde{F}_A z. \quad (4.11)$$

e definindo o vetor de força $\tilde{F} = [-\tilde{F}_A \lambda \quad -\tilde{F}_A \quad 0]^T$,

$$\dot{V}(t) = -\rho^T N_2 \rho + \rho^T \tilde{F}, \quad (4.12)$$

onde a matriz N_2 é mostrada em (2.33).

Pode-se concluir pela equação (2.42) que $\dot{V}(t)$ não será negativa definida para todo $\rho \neq 0$, mesmo N_2 sendo positiva definida.

Utilizando o teorema de Rayleigh-Ritz (NOBLE e DANIELS, 1986), a partir de (2.42) pode-se escrever

$$\dot{V} \leq -\lambda_{\min}(N_2) \|\rho\|^2 + \|\rho\| \|\tilde{F}\|. \quad (4.13)$$

Da equação (2.43) verifica-se que o termo $\|\rho\| \|\tilde{F}\|$ fica reduzido ao termo $\|\rho\| \|\tilde{F}\|$ da equação (4.13) onde pode-se mostrar a influência do erro da estimativa da força de atrito sobre $\dot{V}(t)$.

Considerando que há um limite superior $\tilde{\bar{F}}$ para o erro de estimativa da força de atrito pode-se escrever:

$$\dot{V} \leq -\lambda_{\min}(N_2) \|\rho\|^2 + \tilde{\bar{F}} \|\rho\|. \quad (4.14)$$

Conclui-se que a função $\dot{V}(t)$ será negativa quando

$$\|\rho\| > \frac{\tilde{\bar{F}}}{\lambda_{\min}(N_2)}, \quad (4.15)$$

e positiva quando

$$\|\rho\| \leq \frac{\tilde{\bar{F}}}{\lambda_{\min}(N_2)}. \quad (4.16)$$

Pela análise realizada na seção 2.7 é mostrado que com o controlador cascata fixo sem a compensação de atrito, o vetor de erros $\|\rho\|$ tende para um conjunto residual. Observa-se nas equações (2.45) e (2.46) que o vetor de erros depende do limite superior da força de atrito \bar{F} e do menor autovalor da matriz N_2 , definida pelos ganhos do controlador λ , K_D e K_P .

Com a compensação do atrito no subsistema mecânico através da lei de controle definida pela equação (4.8), ocorre a compensação da força de atrito permanecendo o resíduo $\tilde{\bar{F}}$. Comparando as equações (4.15) e (4.16) com as equações (2.45) e (2.46), pode-se

concluir que o vetor de erros $\|\rho\|$ é menor quando $\tilde{F} < \bar{F}$. Portanto, para que a compensação de atrito seja satisfatória é necessário que o erro \tilde{F} entre o atrito do atuador hidráulico e a estimativa da força de atrito realizada pela rede neural seja o menor possível.

4.7 Conclusões do Capítulo

Neste capítulo foi mostrado que uma rede backpropagation é capaz de identificar de forma satisfatória o fenômeno do atrito em um atuador hidráulico.

A arquitetura da rede neural apresenta duas entradas (força hidráulico e velocidade do atuador) e uma saída (força de atrito estimada). Esta configuração é definida tendo como inspiração o modelo do coeficiente de atrito viscoso variável que calcula a força de atrito como função da velocidade e da força aplicada. A camada intermediária possui apenas quatro neurônios e é capaz de estimar com precisão a força de atrito do atuador hidráulico, e ao mesmo tempo, o cálculo é realizado em um tempo muito pequeno. Essas características tornam esta RNA adequada para aplicações em tempo real.

Foi mostrado que o controle em cascata com compensação de atrito reduz os erros de seguimento de trajetória. Quando maior for a precisão da estimativa da força de atrito, menores são os erros.

No próximo capítulo são apresentados os resultados experimentais do controlador em cascata fixo com compensação de atrito para o atuador hidráulico.

5 DESCRIÇÃO DO SISTEMA E APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1 Introdução

Neste capítulo serão apresentados os resultados experimentais da compensação do atrito do atuador hidráulico realizada no controle em cascata fixo.

Estes experimentos foram realizados na bancada de ensaios do Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP), do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Neste trabalho utilizou-se um atuador hidráulico composto por uma válvula direcional proporcional e um cilindro de dupla ação e dupla haste, instrumentação, condicionadores de sinais, um sistema de aquisição de dados e controle e uma unidade de potência e condicionamento hidráulica (UPCH). A bancada é mostrada na Figura 5.1.



Figura 5.1 – Bancada de testes

Após apresentar uma descrição da bancada, dos parâmetros nominais utilizados no controle e da trajetória desejada para o seguimento em malha fechada, os resultados experimentais serão apresentados e analisados.

5.2 Descrição Geral do Sistema

Uma descrição do equipamento utilizado neste trabalho foi apresentada em VALDIERO (2001) e em CUNHA (2001).

Um diagrama esquemático da bancada de hidráulica apresentado por VALDIERO (2001) é mostrado na Figura 5.2. No diagrama está representada a válvula direcional proporcional (1), o cilindro de dupla ação e dupla haste (2), o transdutor de deslocamento (3) que mede a posição do pistão do cilindro, os transdutores de pressão TP3 (4) e TP5 (5) que medem a pressão em cada câmara do cilindro e o filtro de óleo (6). A Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico é composta pelo conjunto de moto-bombas (7), pelo bloco proporcional de controle de vazão e pressão BPVP (8), pelo reservatório (9) e por um trocador de calor (não mostrado). Os transdutores estão conectados aos condicionadores de sinais e estes estão conectados ao sistema de aquisição de dados. A aquisição dos dados e a geração do sinal de controle são realizadas por uma placa dSPACE que está instalada dentro do gabinete de um computador. Esta placa é produzida pela empresa dSPACE, (VALDIERO, 2001; CUNHA, 2001).

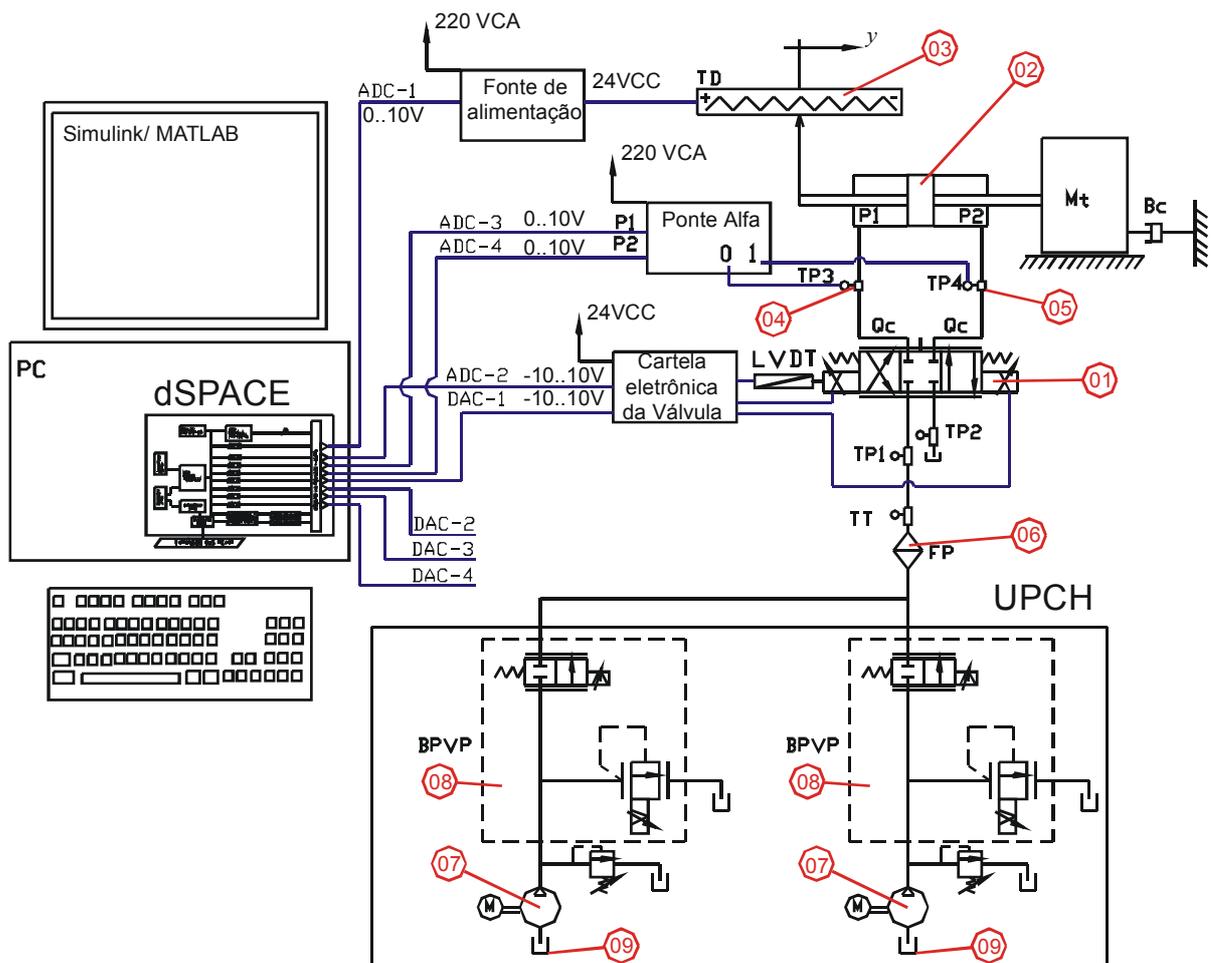


Figura 5.2 – Diagrama esquemático da bancada de hidráulica

5.2.1 Válvula Direcional Proporcional

A Figura 5.3 mostra uma válvula proporcional NG6 BOSCH com controle de posição e com vazão nominal de 35 l/min para uma queda de pressão de 8 bar por orifício.

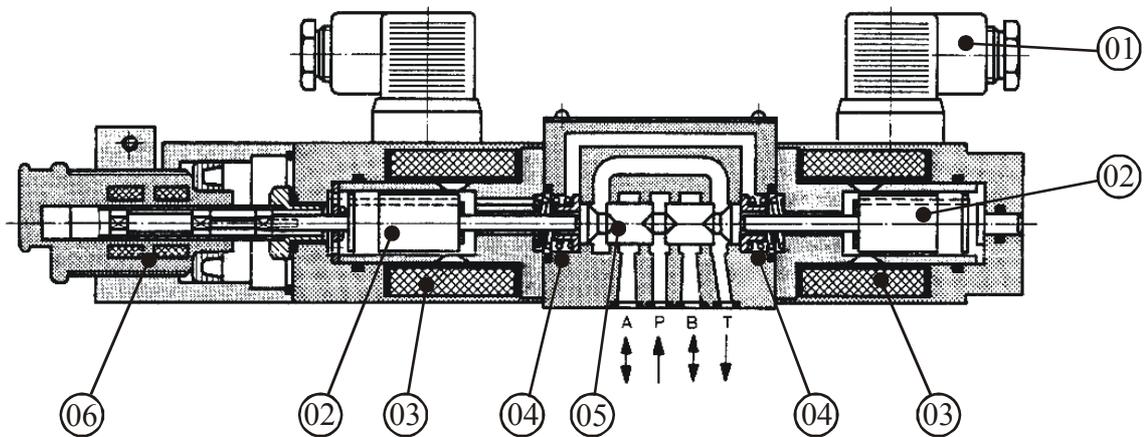


Figura 5.3 – Válvula direcional proporcional

BOSCH NG6 com controle de posição do carretel (ROBERT BOSCH GMBH, 1989)

As partes principais que compõe a válvula proporcional são: os terminais de ligação (01), as armaduras (02), os solenóides (03), as molas (04), o carretel (05) e o transdutor de posição do carretel (06).

A válvula possui uma cartela eletrônica que tem a função de amplificar o sinal de controle e gerar a tensão correspondente para cada solenóide, compensar a zona-morta da válvula, permitir o ajuste dos ganhos de vazão e gerar rampas para evitar os movimentos rápidos do carretel.

5.2.2 Cilindro Hidráulico

O cilindro hidráulico utilizado é o cilindro CG210F REXROTH, com fixação por pés, êmbolo com diâmetro de 40 mm, dupla-haste com diâmetro de 25 mm e curso de 1000 mm.

5.2.3 Transdutor de Deslocamento

Para medição da posição do pistão do cilindro é utilizado um transdutor de deslocamento com curso total de 1000mm. O transdutor é fabricado pela empresa BALLUFF e é especificado como BTL5 – A11 – M1000 – P – S32.

5.2.4 Transdutores de Pressão

As pressões das câmaras do cilindro são medidas por transdutores de pressão manométrica da marca SERVUS. O transdutor que mede a pressão da câmara 1 do cilindro possui a faixa de medição de 0 a 35MPa e o transdutor que mede a pressão da câmara 2 possui a faixa de medição de 0 a 20MPa.

O sinal de saída do transdutor passa por condicionador que converte a pressão medida em tensão que varia entre 0V (para 0Mpa) a até 10V (para o limite superior da faixa de medição: 20Mpa ou 35Mpa). Para que o controlador utilize este sinal de tensão é necessário convertê-lo em um sinal com unidade de pressão no Sistema Internacional (Pa). Para isso, utilizam-se curvas inversas que são obtidas através das calibrações dos transdutores e são dadas por

$$P_1 = k_1 \cdot p_{p1}, \quad (5.1)$$

$$P_2 = k_2 \cdot p_{p2}, \quad (5.2)$$

onde $k_1 = 35 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot \text{V}^{-1}$ e $k_2 = 20 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot \text{V}^{-1}$, p_{p1} e p_{p2} são os sinais de saída dos transdutores correspondentes às tensões medidas em Volts.

5.2.5 Sistema de Aquisição

Uma descrição do sistema de aquisição de dados utilizada neste trabalho foi apresentada por CUNHA (2001), PERONDI (2002) e VALDIERO (2001).

O processo de aquisição de dados e controle da planta é realizado por uma placa instalada em um microcomputador. Essa placa realiza a digitalização dos dados analógicos das medições na planta por um conversor A/D (analógico/digital), faz o processamento em um processador de sinais digitais (DSP) e gera a saída transformando o sinal de controle digital em analógico por um conversor D/A (digital/analógico). O esquema do sistema de aquisição de dados é mostrado na Figura 5.4.

O processo de aquisição e controle de dados é realizado pela placa dS1102, fabricada pela empresa alemã dSPACE. O seu módulo de processamento opera com o microcontrolador TMS 320C31 da Texas Instruments. Esta placa foi especialmente projetada para desenvolvimento de controladores digitais multivariáveis de alta velocidade e para controle em tempo real em aplicações tais como robótica, atuadores elétricos, pneumáticos e hidráulicos, controle veicular, controle ativo de vibração, isolamento ativo de vibração, e é também adequada para o processamento de sinais digitais (VALDIERO, 2001).

A programação do algoritmo para controlar um sistema pode ser feita utilizando o programa MATLAB em conjunto com os pacotes SIMULINK e RTW (*Real Time Workshop*).

Programas que acompanham o equipamento convertem o diagrama de blocos do controle feito no MATLAB para um programa equivalente na linguagem “C” e logo após, este programa é compilado e carregado na placa dS1102.

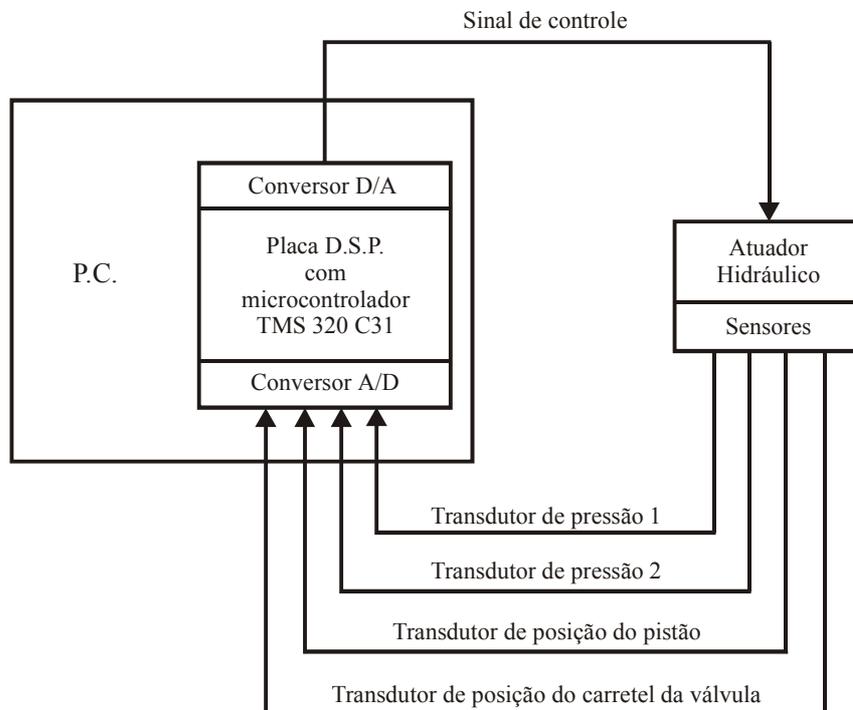


Figura 5.4 – Esquema do sistema de aquisição e controle de dados

A utilização deste sistema facilita a implementação experimental de controladores. Isso se deve aos programas instalados para trabalhar com esta placa e as bibliotecas do SIMULINK que permitem a utilização de blocos de conversores A/D e D/A. Essas bibliotecas são fornecidas pelo fabricante da placa dS1102.

O esquema de controle da planta é feito no SIMULINK e é carregado na placa de aquisição. A *interface* entre o esquema de controle e a planta se dá através dos conversores D/A e A/D (Figura 5.5). O Conversor A/D converte os sinais analógicos produzidos pelos sensores na planta em sinais digitais e alimenta o esquema de controle. O Conversor D/A converte os sinais digitais produzidos pelo controle em sinais analógicos e alimenta o atuador.

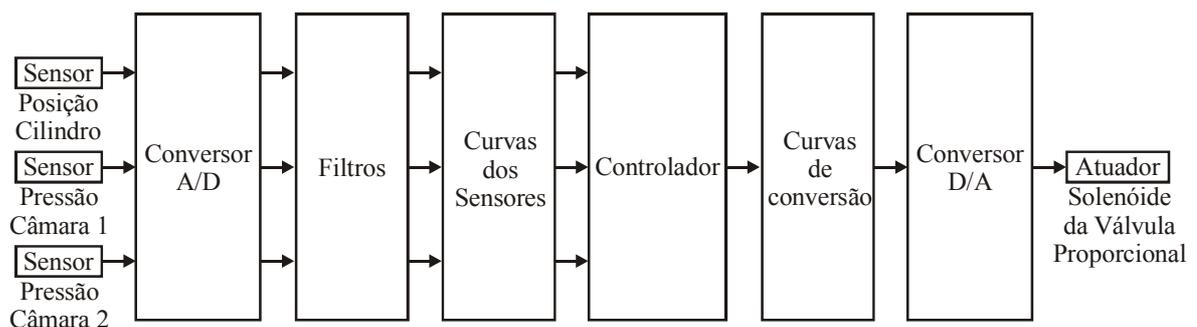


Figura 5.5 – Esquema de controle

Os filtros e tratamento dos sinais medidos são programados nos blocos Filtros e Curvas dos Sensores mostrado na Figura 5.5. O bloco Filtros tem como função reduzir os ruídos presentes nos sinais medidos e o bloco Curvas dos Sensores tem como função realizar conversões de unidades e ajuste dos sinais medidos, por exemplo. No bloco Curvas de Conversão é compensada a amplificação do sinal de entrada na placa de aquisição.

Os dados adquiridos dos transdutores e/ou de variáveis importantes para analisar o desempenho de malha fechada são capturados em um programa chamado TRACE. Neste programa é possível selecionar as variáveis de interesse através dos seus nomes no diagrama do SIMULINK e gravar todos dados adquiridos em um arquivo.

5.2.6 Filtros e Curvas dos Sensores

Os sinais medidos na planta devem ser filtrados com objetivo de minimizar o efeito do ruído. Para isso foram utilizados filtros de primeira ordem. A filtragem dos sinais é mostrada na Figura 5.6.

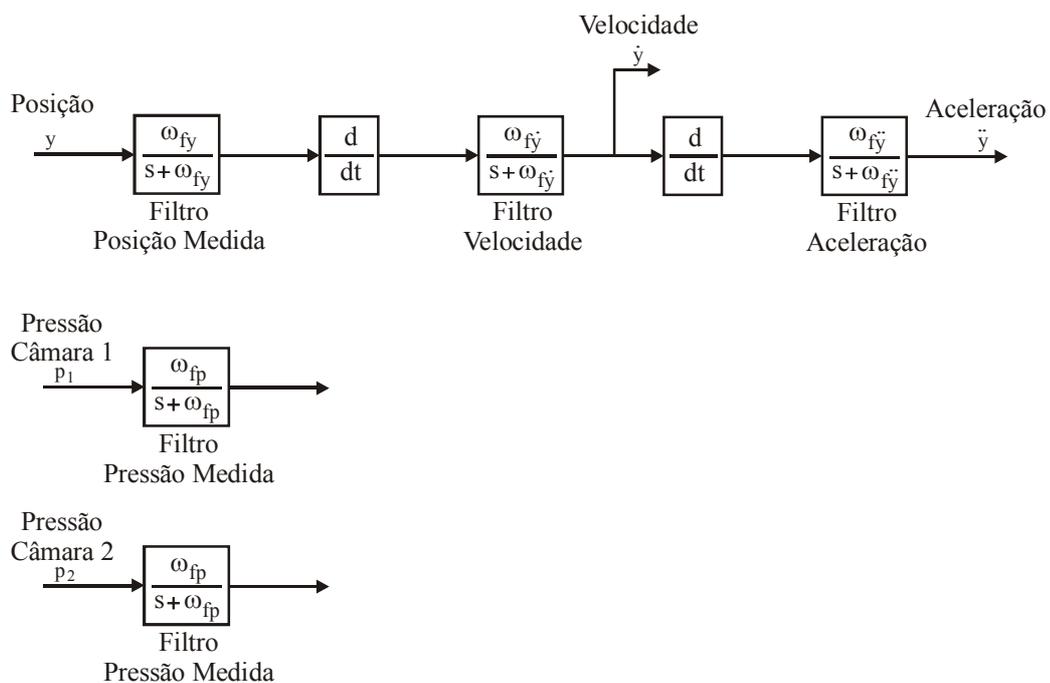


Figura 5.6 –Filtragem dos sinais

O sinal da posição medida deve ser filtrado porque é utilizado para obtenção da velocidade e da aceleração através de derivação numérica. Isso também é mostrado na Figura 5.6. Os valores da frequência de corte dos filtros são os mesmos utilizados em CUNHA (2001). Os valores são mostrados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Filtros

Símbolo	Descrição	Frequência de corte
ω_{fy}	Posição medida	80 rad/s
$\omega_{f\dot{y}}$	Velocidade	30 rad/s
$\omega_{f\ddot{y}}$	Aceleração	30 rad/s
ω_{fp}	Pressão	100 rad/s

Na Figura 5.5, mostra-se que os sinais são transferidos do bloco de Filtros para o bloco Curvas dos Sensores. Neste bloco é feita a conversão dos sinais de pressão para unidade adequada através da curva inversa obtida na calibração do transdutor. Outro ajuste realizado é o deslocamento da origem de medição da extremidade do transdutor de posição para a posição correspondente a metade do curso do cilindro hidráulico.

5.3 Parâmetros do Sistema

A massa, o módulo de elasticidade volumétrica e a área do pistão foram identificados experimentalmente para este atuador hidráulico por ANDRIGUETTO (1996).

O volume de óleo, as características dinâmicas da válvula, e a constante hidráulica da válvula são apresentados em VALDIERO (2001) e ESPINDOLA (2001).

O volume de óleo pode ser obtido através de cálculo considerando o volume interno das câmaras do cilindro e das tubulações ocupado pelo óleo hidráulico.

As características dinâmicas da válvula são obtidas através de um teste de resposta em frequência e neste se obtém a frequência natural da válvula e o fator de amortecimento (ESPINDOLA, 2001).

O valor da constante hidráulica k_{hu0} foi identificado experimentalmente por VALDIERO (2001). Na Figura 5.7, pode-se observar o comportamento desta constante em relação ao sinal de controle. A curva foi construída utilizando a seguinte equação

$$k_{hu0} = \frac{Q}{u\sqrt{p_s - \text{sgn}(u)p_\Delta}}, \quad (5.3)$$

onde Q é a vazão medida quando a válvula é alimentada com uma tensão u , p_s é a pressão de suprimento e p_Δ é a diferença das pressões das câmaras.

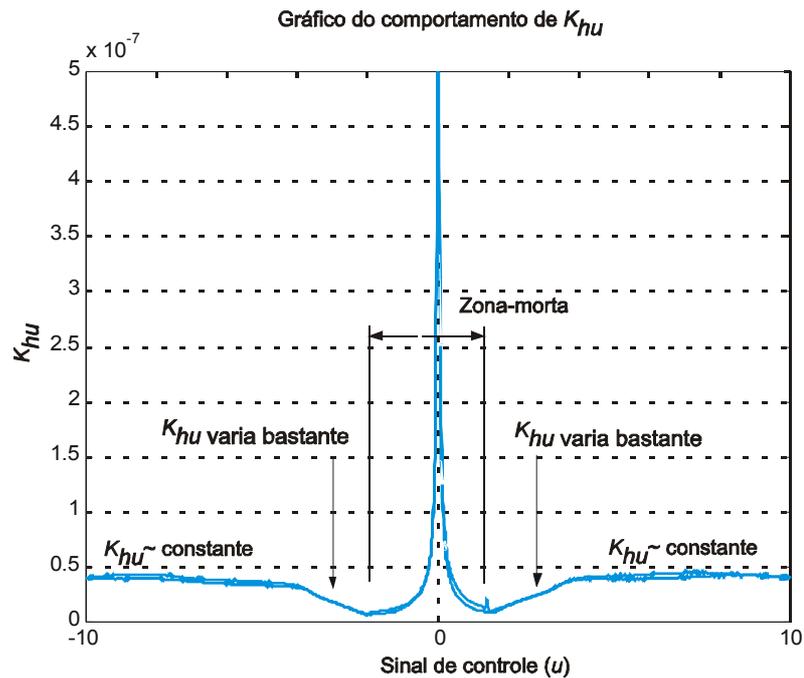


Figura 5.7 – Comportamento da constante da válvula em relação ao sinal de controle

O valor escolhido para k_{hu} fica na faixa de valores maiores que 40% da abertura total da válvula proporcional onde seu valor é aproximadamente constante. É importante observar que k_{hu0} varia bastante entre 20 a 40% de abertura (VALDIERO, 2001).

Segundo o fabricante da válvula, deslocamentos do carretel inferiores a aproximadamente 20% da abertura total da válvula proporcional ficam dentro da zona-morta (ROBERT BOSCH GMBH, 1992).

Uma descrição da zona-morta da válvula proporcional e de um método para sua compensação são apresentados em CUNHA (2001).

As cartelas eletrônicas apresentam uma zona-morta elétrica que impede que a força eletromagnética para deslocamento do carretel seja produzida quando se alimenta o solenóide com um determinado nível de tensão diferente de zero.

Para compensar a zona-morta, as cartelas usam circuitos que têm uma relação entrada/saída dada pela inversa da zona-morta.

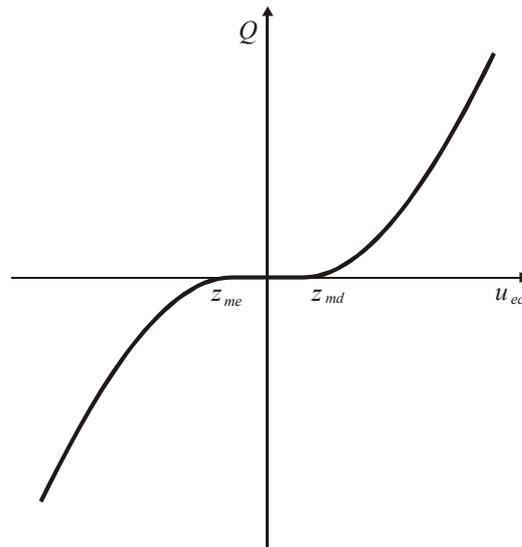


Figura 5.8 – Zona-morta

Adicionalmente a compensação da cartela pode-se realizar uma compensação da zona-morta conforme o esquema apresentado em CUNHA (2001) mostrado na Figura 5.9. Este esquema pode ser programado no bloco Curvas Inversas que recebe sinal (u) do Controlador e envia sinal (u_{ec}) para o Conversor D/A.

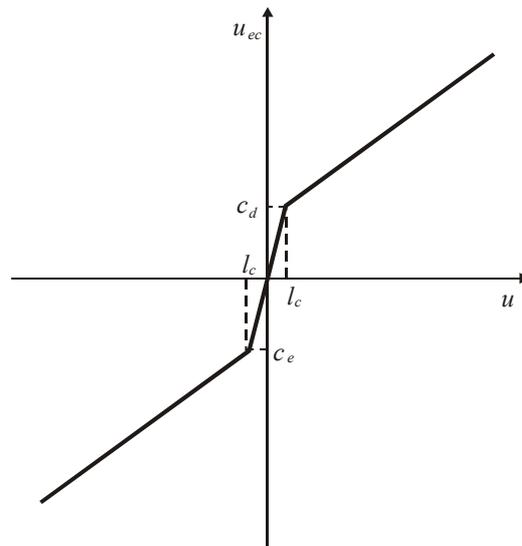


Figura 5.9 – Compensação de zona-morta

A função u_{ec} é dada por

$$u_{ec} = \begin{cases} u + c_e, & u < -l_c \\ \left(\frac{-c_e + l_c}{l_c} \right) u & -l_c \leq u < 0 \\ \left(\frac{c_d + l_c}{l_c} \right) u & 0 \leq u \leq l_c \\ u + c_d, & u > l_c \end{cases}, \quad (5.4)$$

onde c_d e l_c são constantes positivas e c_e é uma constante negativa.

A compensação da zona-morta é feita somando os valores c_d e c_e ao sinal de controle quando ele ultrapassa um determinado nível dado pela constante l_c . Como esta compensação é feita antes da cartela eletrônica a zona-morta elétrica pode ser compensada também. Para isso, os valores c_d e c_e devem ser maiores e l_c deve ser bem menor do que a zona morta elétrica.

Para minimizar as oscilações do carretel, o sinal de controle só é somado aos valores c_d e c_e quando for superior a l_c . Desta maneira, se o sinal u está na faixa $-l_c \leq u \leq l_c$, o sinal de entrada na cartela varia segundo a taxa $(-c_e + l_c)/l_c$ e $(c_d + l_c)/l_c$ evitando o deslocamento rápido do carretel quando o sinal de controle torna-se maior do que l_c .

Os parâmetros nominais utilizados no controlador em cascata são apresentados na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Parâmetros nominais do controle em cascata fixo

Parâmetro	Descrição	Valor
M_0	Massa total do sistema	$M_0 = 20,66 \text{ kg}$
A_0	Área do pistão	$A_0 = 7.657.10^{-4} \text{ m}^2$
V_0	Volume total	$v_0 = 9,764.10^{-4} \text{ m}^3$
B_0	Coefficiente de atrito viscoso	$B_0 = 316,2 \text{ N.s.m}^{-1}$
β_0	Módulo de elasticidade volumétrica	$\beta_0 = 10^9 \text{ Nm}^{-2}$
K_{h0}	Constante hidráulica da válvula	$K_{h0} = 5,224.10^{-8} \text{ m}^4 \text{ s}^{-1} \text{ V}^{-1} \text{ N}^{-\frac{1}{2}}$
K_{em0}	Ganho estático entre a tensão de entrada e a posição do carretel	$K_{em0} = 0,76$
K_{hu0}	Constante hidráulica da válvula	$K_{hu0} = K_{em0} \cdot K_{h0} = 3,97.10^{-8} \text{ m}^4 \text{ s}^{-1} \text{ V}^{-1} \text{ N}^{-\frac{1}{2}}$
ω_{v0}	Constante da válvula	$\omega_{v0} = 62,8 \text{ rad.s}^{-1}$
p_{s0}	Pressão de suprimento	$p_{s0} = 1.10^7 \text{ Pa}$
c_e	Constante negativa para compensar a zona-morta	$c_e = -0,5 \text{ V}$
c_d	Constante positiva para compensar a zona-morta	$c_d = 0,9 \text{ V}$
l_c	Largura do chaveamento da compensação da zona-morta	$l_c = 0,05 \text{ V}$

5.4 Trajetória Desejada

O sinal de referência para o controle do atuador hidráulico é estabelecido pela função do tempo $y_d(t)$ que calcula a trajetória de posição desejada. Essa trajetória tem como origem o centro do cilindro, a posição desejada varia no tempo entre $-0,3m \leq y_d \leq 0,3m$ e apresenta períodos de repouso.

Uma característica fundamental da função y_d para a sua aplicação no algoritmo do controlador em cascata fixo, é que a função y_d apresente a primeira, segunda e terceira derivadas. Essas derivadas correspondem a velocidade, a aceleração e a derivada da aceleração desejadas.

A função y_d é a seguinte:

$$y_d = \begin{cases} y_{d1}; & t < 1 \\ 0,3; & 1 \leq t \leq 2 \\ -y_{d1}(t-2)+0,3; & 2 < t < 3 \\ 0; & 3 \leq t \leq 4 \\ -y_{d1}(t-4); & 4 < t < 5 \\ -0,3; & 5 \leq t \leq 6 \\ y_{d1}(t-6)-0,3; & 6 < t < 7 \\ 0; & 7 \leq t \leq 8 \end{cases} \quad (5.5)$$

onde y_{d1} é um polinômio de 7^a ordem que descreve a posição desejada pelo período de 1s. O polinômio y_{d1} é dado por

$$y_{d1}(t) = -2t^7 + 7t^6 - 8,4t^5 + 3,5t^4. \quad (5.6)$$

A trajetória desejada é mostrada na Figura 5.10.

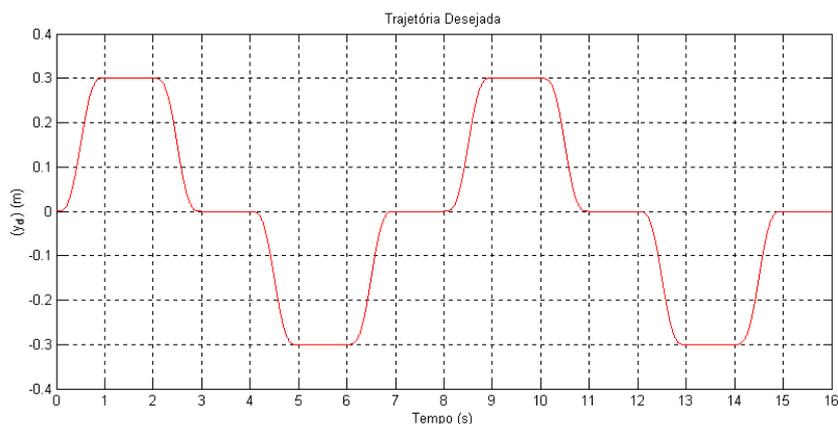


Figura 5.10 – Trajetória desejada

5.5 Resultados Experimentais

Nesta seção são apresentados os resultados experimentais obtidos com o controlador em cascata fixo com compensação de atrito utilizando a rede neural artificial. Este esquema de controle será referido no texto como CCRN.

Serão também apresentados resultados experimentais utilizando o controlador em cascata fixo apresentado em CUNHA (2001). O projeto deste controlador considera a força de atrito como $F_A = B\dot{y}$, onde B é o coeficiente de atrito viscoso. Este esquema de controle será referido no texto como CC e os resultados de sua implementação experimental no controle do atuador hidráulico servirão como referência para avaliação da compensação de atrito.

O esquema do controlador em cascata realizando a compensação do atrito viscoso (CC) é mostrado na Figura 5.11, onde pode-se observar que o bloco modelo inverso da carga contém uma parcela com o coeficiente de atrito viscoso nominal B_0 . Neste caso, a força de atrito é dada pelo produto do coeficiente de atrito viscoso pela velocidade do atuador. As leis de controle são as seguintes:

$$\tilde{p}_\Delta = p_\Delta - p_{\Delta d}, \dot{y}_r = \dot{y}_d - \lambda \tilde{y}, \tilde{y} = y - y_d, z = \dot{y} - \dot{y}_r = \dot{\tilde{y}} + \lambda \tilde{y}, \quad (5.7)$$

$$p_{\Delta d} = \frac{I}{A_0} (M_0 \ddot{y}_r + B_0 \dot{y}_r - K_D z), \quad (5.8)$$

$$u = \frac{I}{K_{hu0} g_{u0}} \left[\frac{I}{f_0(y)} (\dot{p}_{\Delta d} - K_P \tilde{p}_\Delta) + A_0 \dot{y} \right]. \quad (5.9)$$

Neste caso, o termo $\dot{p}_{\Delta d}$ que é obtido por derivação da equação (5.8) em relação ao tempo, é dado por

$$\dot{p}_{\Delta d} = \frac{I}{A_0} (M_0 \ddot{y}_r + B_0 \ddot{y}_r - K_D \dot{z}), \quad (5.10)$$

onde se pode observar que $\dot{p}_{\Delta d}$ apresenta uma parcela da derivada da força de atrito $B_0 \ddot{y}_r$.

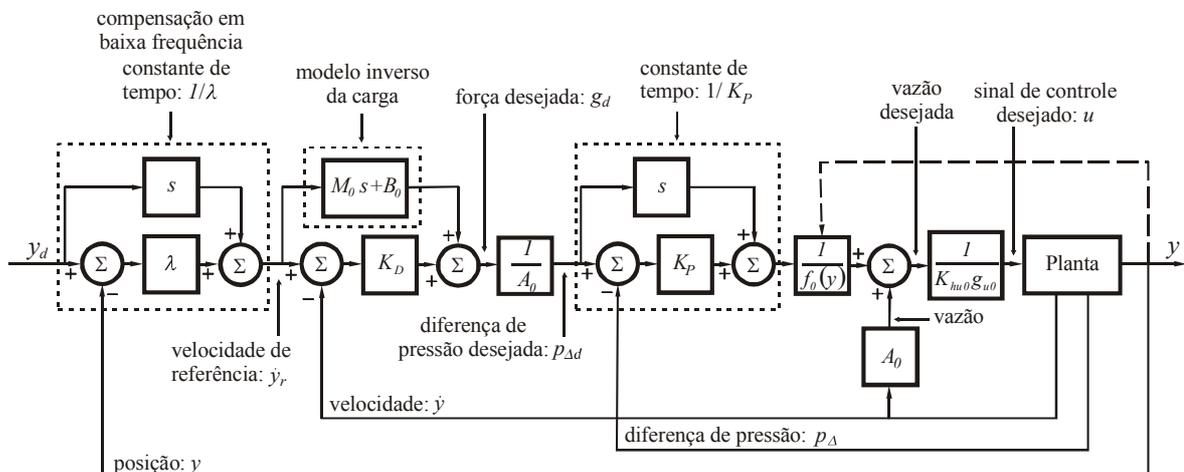


Figura 5.11 – Controlador em cascata fixo compensando atrito viscoso (CC)

Para estimar a força de atrito não-linear é utilizada a rede neural descrita na seção 4.4 com seus pesos ajustados com padrões obtidos experimentalmente. O esquema do controlador em cascata realizando a compensação do atrito com a rede neural (CCRN) é mostrado na Figura 5.12. As leis de controle são as seguintes:

$$\tilde{p}_\Delta = p_\Delta - p_{\Delta d}, \dot{y}_r = \dot{y}_d - \lambda \tilde{y}, \tilde{y} = y - y_d, z = \dot{y} - \dot{y}_r = \dot{\tilde{y}} + \lambda \tilde{y}, \quad (5.11)$$

$$p_{\Delta d} = \frac{I}{A_0} (M_0 \ddot{y}_r + \hat{F}_{Ar} - K_D z), \quad (5.12)$$

$$u = \frac{I}{K_{hu0} g_{u0}} \left[\frac{I}{f_0(y)} (\dot{p}_{\Delta d} - K_P \tilde{p}_\Delta) + A_0 \dot{y} \right]. \quad (5.13)$$

Neste caso, o termo $\dot{p}_{\Delta d}$ que é obtido por derivação da equação (5.12) em relação ao tempo, é dado por

$$\dot{p}_{\Delta d} = \frac{I}{A_0} (M_0 \ddot{y}_r + \dot{\hat{F}}_{Ar} - K_D \dot{z}), \quad (5.14)$$

onde se pode observar que $\dot{p}_{\Delta d}$ deve apresentar uma parcela da derivada da força de atrito $\dot{\hat{F}}_{Ar}$. No entanto, a rede neural foi treinada para estimar a força de atrito e não a variação da força de atrito no tempo. Por este motivo, o termo da derivada da força de atrito não pode ser mantido na lei de controle e a equação (5.14) que é reescrita como

$$\dot{p}_{\Delta d} = \frac{I}{A_0} (M_0 \ddot{y}_r - K_D \dot{z}). \quad (5.15)$$

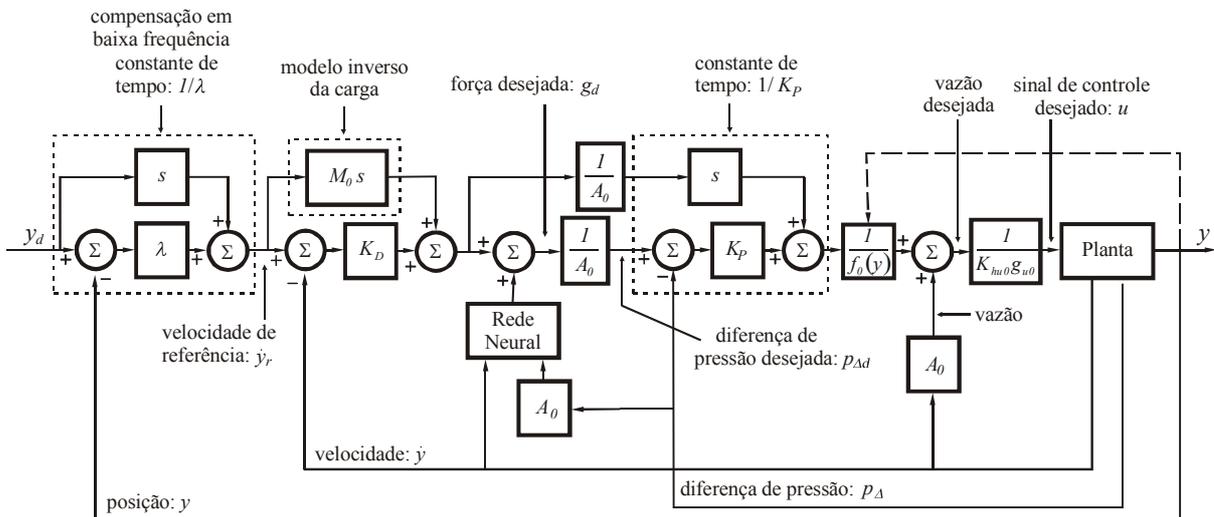


Figura 5.12 - Controlador em cascata fixo compensando atrito com a rede neural (CCRN)

Os ganhos do controlador em cascata são os mesmos para os esquemas CC e CCRN e são mostrados na Tabela 5.3 (CUNHA, 2001).

Tabela 5.3 – Ganhos do Controlador em Cascata Fixo

$K_P = 500 \text{ s}^{-1}$
$\lambda = 25 \text{ s}^{-1}$
$K_D = 11000 \text{ N.s.m}^{-1}$

Os experimentos foram realizados com objetivo de comprovar que a compensação do atrito utilizando o esquema apresentado ocorre. Para isso, o desempenho do controlador em cascata fixo com a rede neural artificial (CCRN) é comparado com o desempenho do esquema de controle em cascata fixo (CC). O desempenho é avaliado através do erro no seguimento de uma trajetória desejada que é apresentado em malha fechada. Chama-se de erro de seguimento da trajetória desejada (ou simplesmente erro de seguimento) quando o erro ocorrer durante o movimento, e erro de posicionamento quando a trajetória desejada não variar no tempo. Assim, o critério para a seqüência de apresentação dos resultados é o erro obtido com o controlador, sendo que, os controladores com os menores erros serão apresentados por último.

Um outro resultado que é apresentado tem como objetivo mostrar o efeito da zona-morta da válvula e sua compensação sobre o desempenho do sistema. Para isto, foi implementado o controlador em cascata fixo com a compensação da zona-morta mostrada no esquema da Figura 5.9. Este esquema de controle com compensação de zona-morta será referido no texto como: CC-ZM para o controlador em cascata fixo com compensação do atrito viscoso e CCRN-ZM para o controlador em cascata fixo com compensação do atrito não-linear (que utiliza a rede neural).

Um cuidado importante tomado na realização dos experimentos se refere a temperatura do óleo hidráulico. Quando a temperatura varia, alguns valores nominais definidos para os parâmetros do controlador, como por exemplo o coeficiente de elasticidade volumétrica e a constante hidráulica da válvula, tornam-se diferentes dos parâmetros do sistema, e por este motivo, os experimentos são realizados na temperatura de $(40 \pm 1)^\circ \text{C}$.

5.5.1 Experimentos com Compensação do Atrito

Na Figura 5.13, mostra-se o resultado experimental do controlador CC que apresenta o termo do coeficiente de atrito viscoso na lei de controle e na Figura 5.14 é mostrado o resultado experimental do CCRN que utiliza a rede neural para compensação de atrito não-linear.

Analisando a Figura 5.13, nota-se que os erros de seguimento de trajetória e de posicionamento são diferentes quando o atuador se movimenta para direita ou para a esquerda. Isso ocorre devido as não-linearidades do sistema serem diferentes para cada sentido de movimento. Entre elas estão a zona-morta da válvula e ao atrito não-linear. Na Figura 5.14, estas diferenças também se verificam, porém o atrito foi compensado mas a zona-morta não.

Na Figura 5.15, mostra-se a força de atrito estimada pela rede neural e a força de atrito calculada pela equação:

$$F_{Ac} = p_{\Delta} A_0 - M_0 \ddot{y}, \quad (5.16)$$

onde F_{Ac} é a força de atrito calculada e p_{Δ} e \ddot{y} , são a diferença de pressões nas câmaras e a aceleração medidas durante o experimento, respectivamente. Nesta figura verifica-se uma boa aproximação entre as duas forças. Isto ocorre devido ao treinamento da rede ser realizado com padrões obtidos de forma experimental. Assim, a força de atrito calculada pela rede neural aproxima-se bastante do atrito existente no atuador hidráulico.

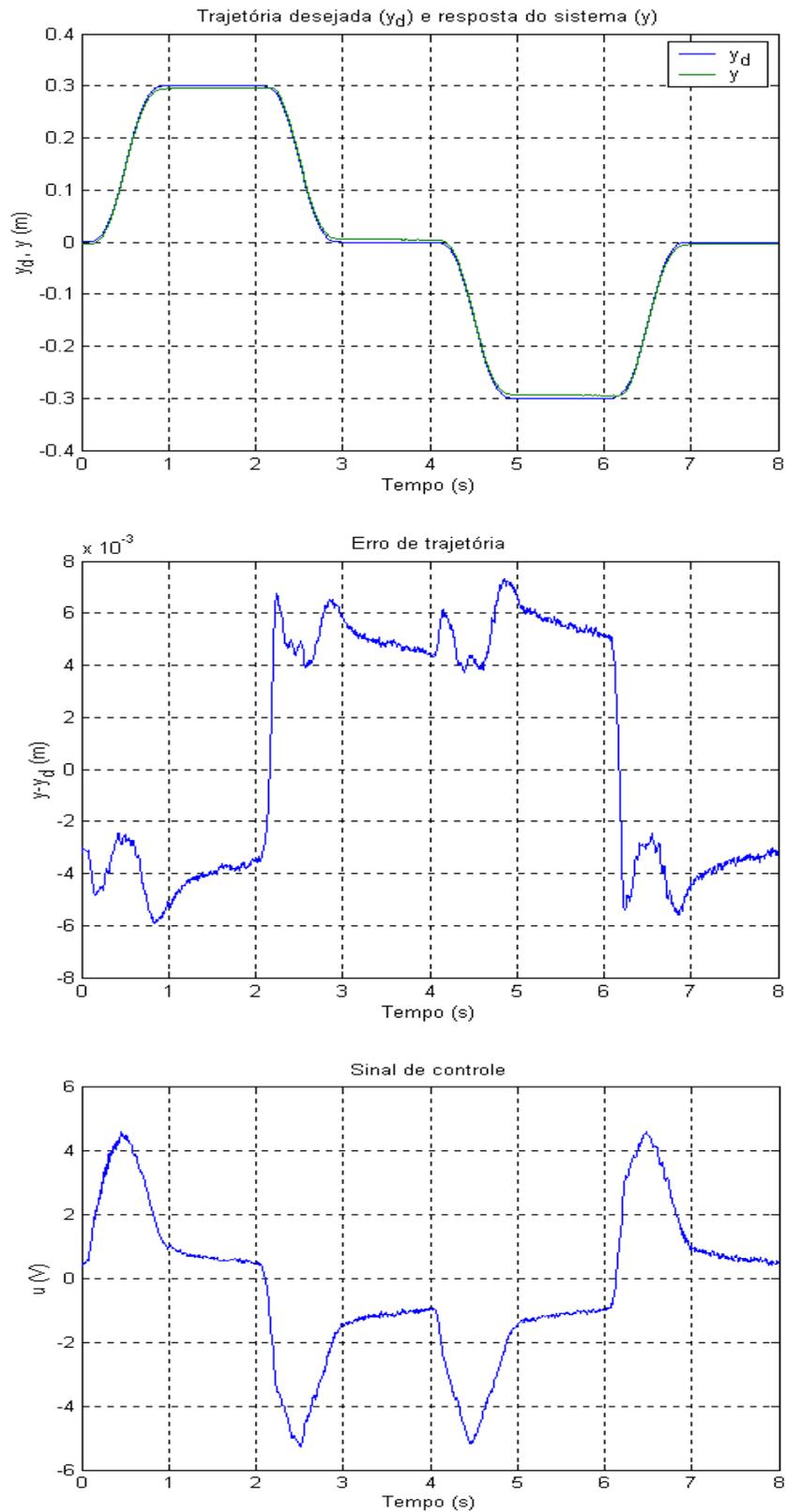
Na Figura 5.16 pode-se comparar os resultados obtidos com os dois esquemas de controle. Em baixa velocidade o CCRN apresentou erros menores que o controlador CC. Observa-se a melhora no desempenho quando a trajetória desejada não varia no tempo nos intervalos de 1s-2s, 3s-4s, 5s-6s e 7s-8s.

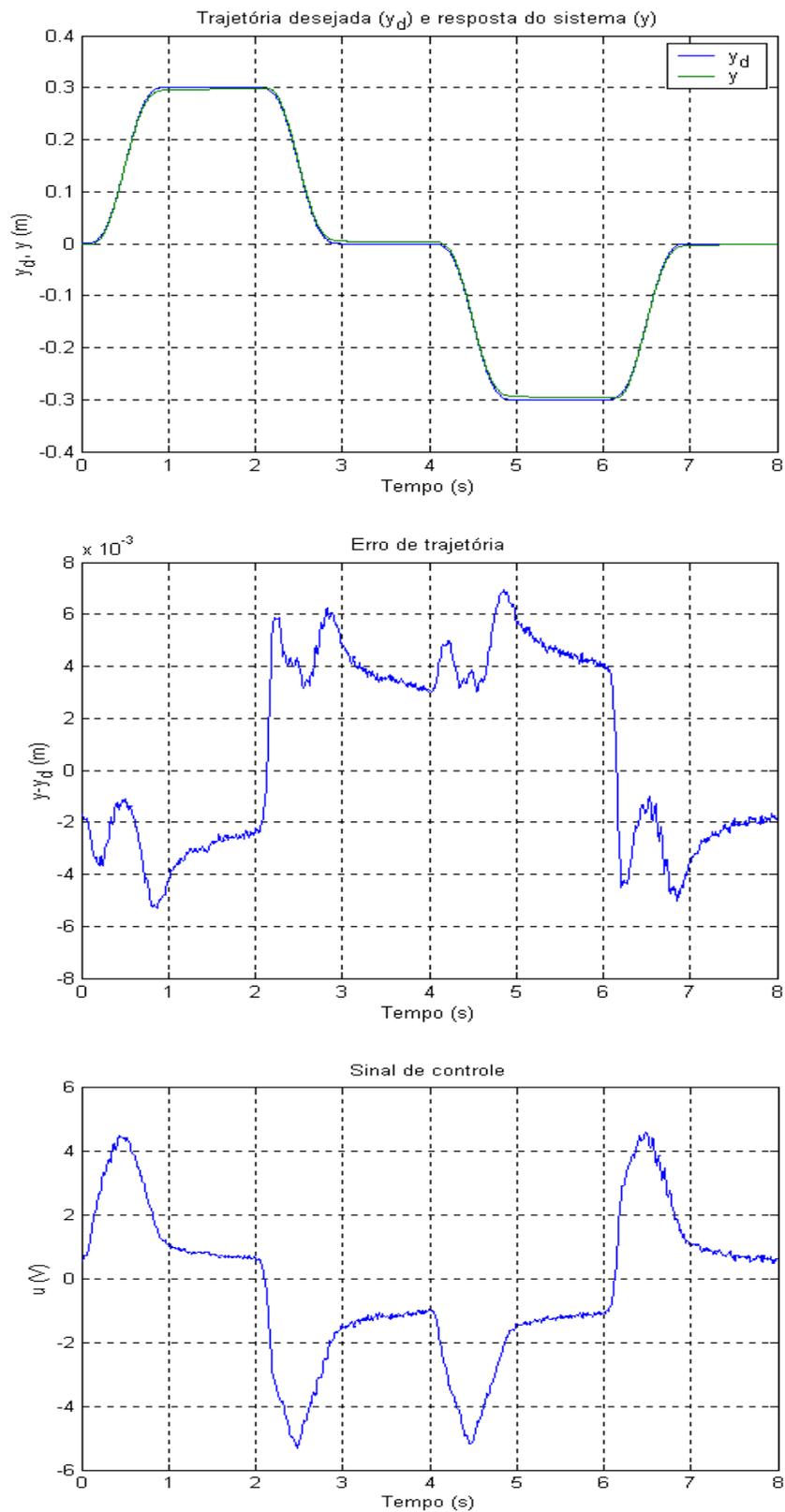
No caso do controlador CC, a força de atrito é calculada pelo produto $B_0 \dot{y}$ e diminui com a redução da velocidade. O valor do atrito calculado pela rede aumenta com a redução da velocidade (esta característica do atrito pode ser observada no mapa estático do atrito, Figura 3.6). A resposta da rede neural melhora a compensação do atrito.

Deve ser considerado que o controlador CC apresenta o termo da derivada da força de atrito no cálculo de $\dot{p}_{\Delta d}$ melhorando o seguimento da pressão desejada. Já no controlador CCRN, não há a parcela da derivada da força de atrito na equação (5.15), ou seja, a força de atrito estimada é incluída somente na lei de controle do subsistema mecânico que calcula a força desejada. No entanto, em baixas velocidades quando a força de atrito apresenta variações bruscas, os erros de posicionamento são menores com o controlador CCRN pelo fato da rede neural estimar o atrito não-linear.

O período de amostragem ajustado na placa de aquisição de dados e utilizado nos experimentos é $T_s = 1.10^{-3}s$. Neste intervalo de tempo, o processador da placa de aquisição dS1102 deve obter os valores das variáveis controladas (posição do atuador e pressões das câmaras) e calcular um novo valor para o sinal de controle. O emprego da rede neural estimando a força de atrito no controlador faz com que mais cálculos sejam realizados para

determinação do sinal de controle. No entanto, a força de atrito é calculada sem que se realizem integrações numéricas que tornariam o processo de cálculo mais lento. Diante dos resultados encontrados pode-se concluir que esta arquitetura de rede neural foi compatível com a velocidade de processamento do sistema de aquisição.

**Figura 5.13 – Controlador CC****(Controlador em cascata fixo com compensação do atrito viscoso)**

**Figura 5.14 – Controlador CCRN**

(Controlador em cascata fixo utilizando a rede neural para compensação do atrito)

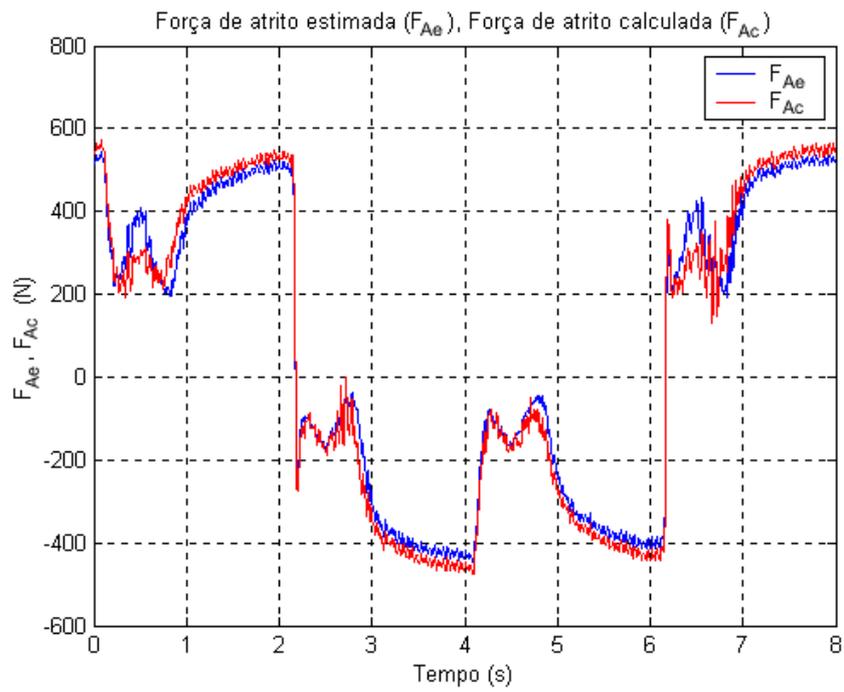


Figura 5.15 – Força de atrito estimada, Força de atrito calculada

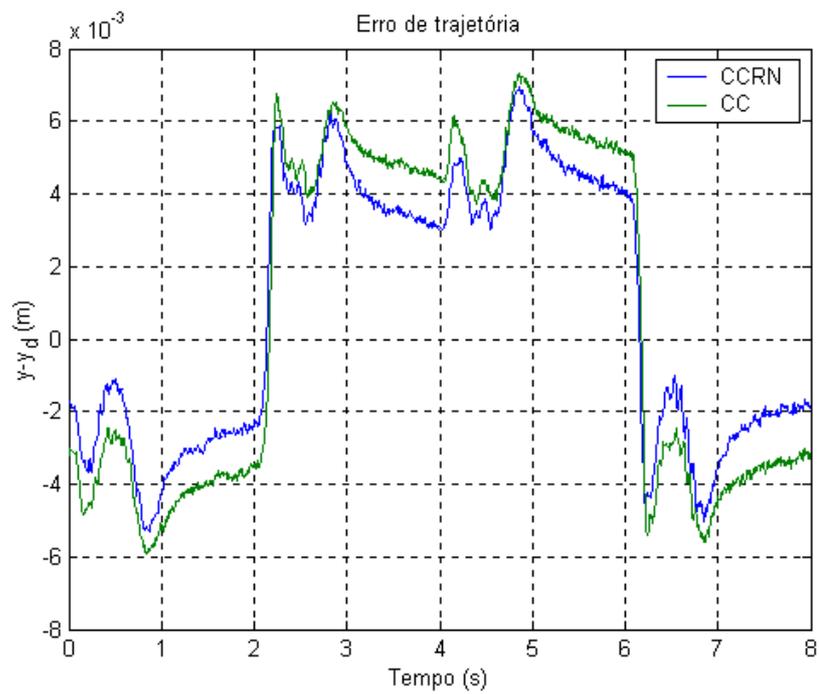


Figura 5.16 – Comparação entre CCRN e CC

5.5.2 Experimentos com Compensação de Zona-Morta

A compensação de zona morta é realizada através do esquema apresentado na seção 5.3. O valor da zona morta da válvula pode ser identificado experimentalmente aplicando uma tensão senoidal de baixa frequência no solenóide da válvula proporcional e a medindo a vazão de óleo produzida (VALDIERO, 2001).

O limite esquerdo e direito da zona-morta da válvula foram identificados e utilizados como parâmetros do esquema de compensação, onde: $c_e = -0,5V$ e $c_d = 0,9V$. A largura do chaveamento para compensação da zona-morta é $l_c = 0,05V$.

Os parâmetros identificados para o esquema de compensação são considerados como parâmetros máximos. Quando se aplica na compensação parâmetros maiores que os identificados, pode-se compensar não só a zona-morta, mas também o atrito. Foi descrito em CUNHA (2001) que quando a compensação da zona-morta é sobreestimada ocorre também uma compensação do atrito. Quando o sinal de controle é maior do que l_c o seu valor é acrescido de c_d ou c_e e provoca uma variação na pressão da câmara que aumenta a diferença de pressão. A força adicional gerada sobre o pistão se opõe a força de atrito estático e ao atrito de Coulomb. E por este motivo a compensação de zona morta também pode compensar o atrito.

No entanto, observa-se na prática, que quando é feita uma compensação superior à zona-morta da válvula ocorre uma vibração no carretel provocada por uma oscilação do sinal de controle. Esse comportamento é indesejável porque a vida útil da válvula pode ser reduzida. Portanto, determina-se valores para c_d e c_e que não provoquem oscilação no sinal de controle.

Na Figura 5.17 é mostrado o resultado do controlador CC-ZM conforme foi realizado em CUNHA (2001). Este resultado é comparado com o resultado do controlador CC. Na Figura 5.18 mostra-se que o erro pode ser reduzido significativamente com a compensação da zona-morta e também que a redução foi maior para os valores de erros positivos, já que a zona-morta é diferente para sinais de controle positivos e negativos.

Os resultados dos controladores CC-ZM e CCRN podem ser comparados. Observa-se Figura 5.19 que para os valores de erros negativos houve uma equivalência dos dois controladores. Para erros positivos a redução do erro com a compensação de zona-morta foi maior do que a compensação do atrito. Pode-se concluir, então, que a zona-morta deteriora bastante o desempenho do sistema.

Na Figura 5.20, mostra-se os resultados quando se utiliza o controlador em cascata combinando a compensação de atrito através da rede neural com a compensação de zona-morta (CCRN-ZM). Este resultado pode ser comparado com os resultados do controlador CC-ZM na Figura 5.21, onde se pode constatar que a compensação de atrito através da rede neural associada a compensação da zona-morta (CCRN-ZM) melhora o desempenho do sistema em relação ao controlador CC-ZM.

Na Figura 5.20, pode-se observar que o sinal de controle não está oscilatório. Esse comportamento comprova que os parâmetros utilizados para compensação da zona-morta são adequados. Os parâmetros da compensação da zona-morta possuem uma limitação de valores máximos que é estabelecida pela vibração do carretel da válvula. Portanto, a redução do erro com a compensação da zona-morta é limitada. Associando a compensação do atrito através da rede neural consegue-se ultrapassar este limite sem tornar o sinal de controle oscilatório. O CCRN-ZM apresenta desempenho melhor que todos os outros esquemas de controle testados. O erro foi reduzido no seguimento de trajetória e no posicionamento (Figura 5.21).

Uma estratégia que pode reduzir mais os erros de seguimento e de posicionamento é apresentada em CUNHA (2001). Pode-se alterar o período de amostragem na placa de aquisição de dados para $T_s = 0,5 \cdot 10^{-3}$ e aumentar o ganho $\lambda = 30$. Estes resultados são mostrados na Figura 5.22 e identificados pela sigla CCRN-ZM-T, e na Figura 5.23 pode-se comparar com o controlador CCRN-ZM. Pelos resultados obtidos no último experimento, pode-se concluir que, mesmo com a redução do período de amostragem, a placa de aquisição foi capaz de processar e calcular o sinal de controle quando a rede neural é utilizada na compensação do atrito.

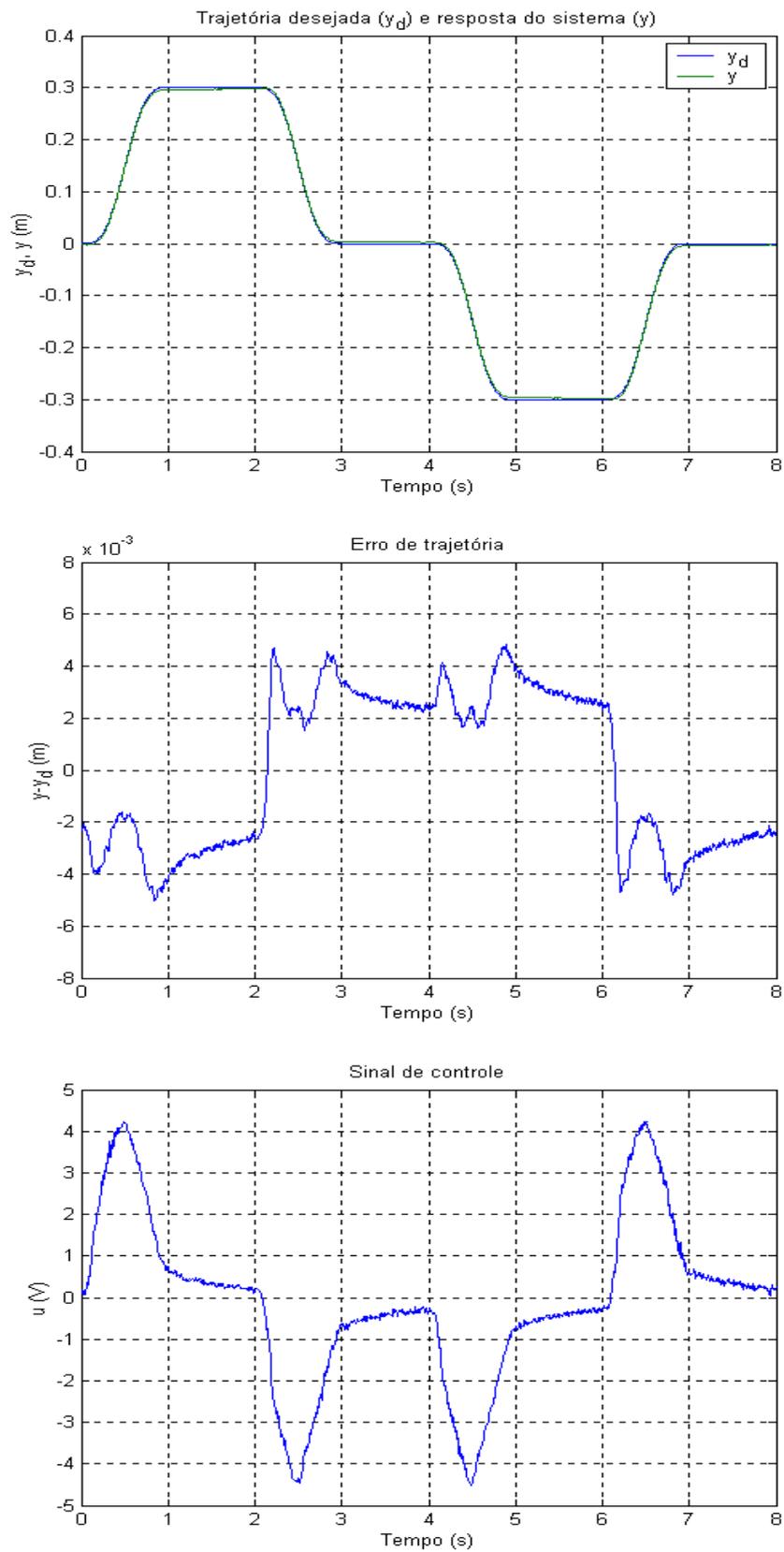
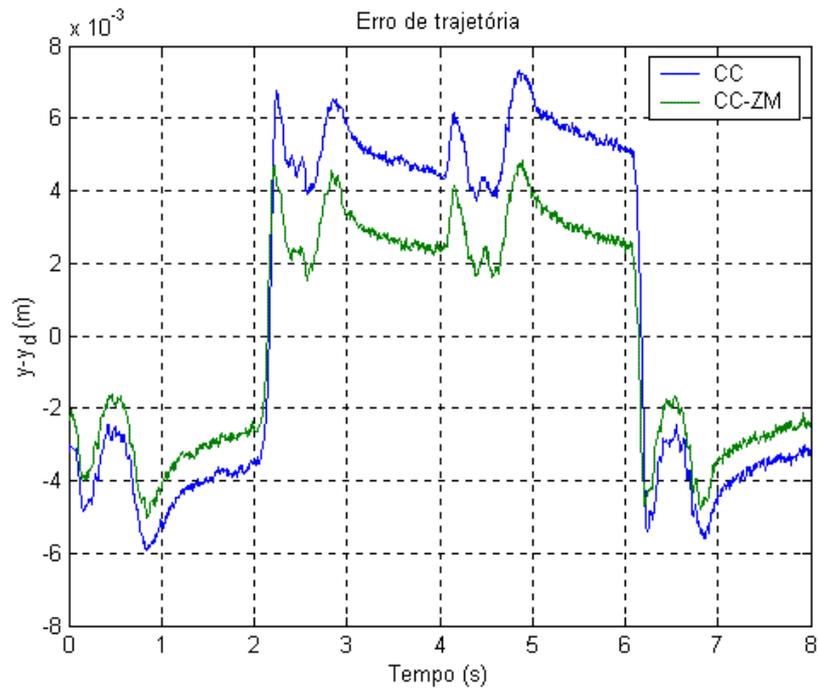
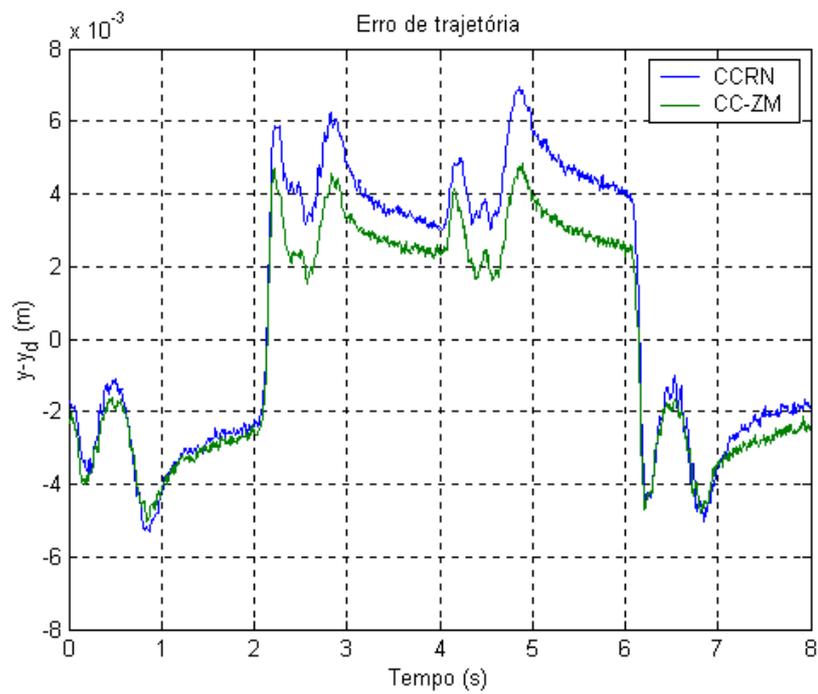


Figura 5.17 – Controlador CC-ZM
(Controlador CC com compensação de zona-morta)

**Figura 5.18 – Comparação entre CC e CC-ZM****Figura 5.19 – Comparação entre CCRN e CC-ZM**

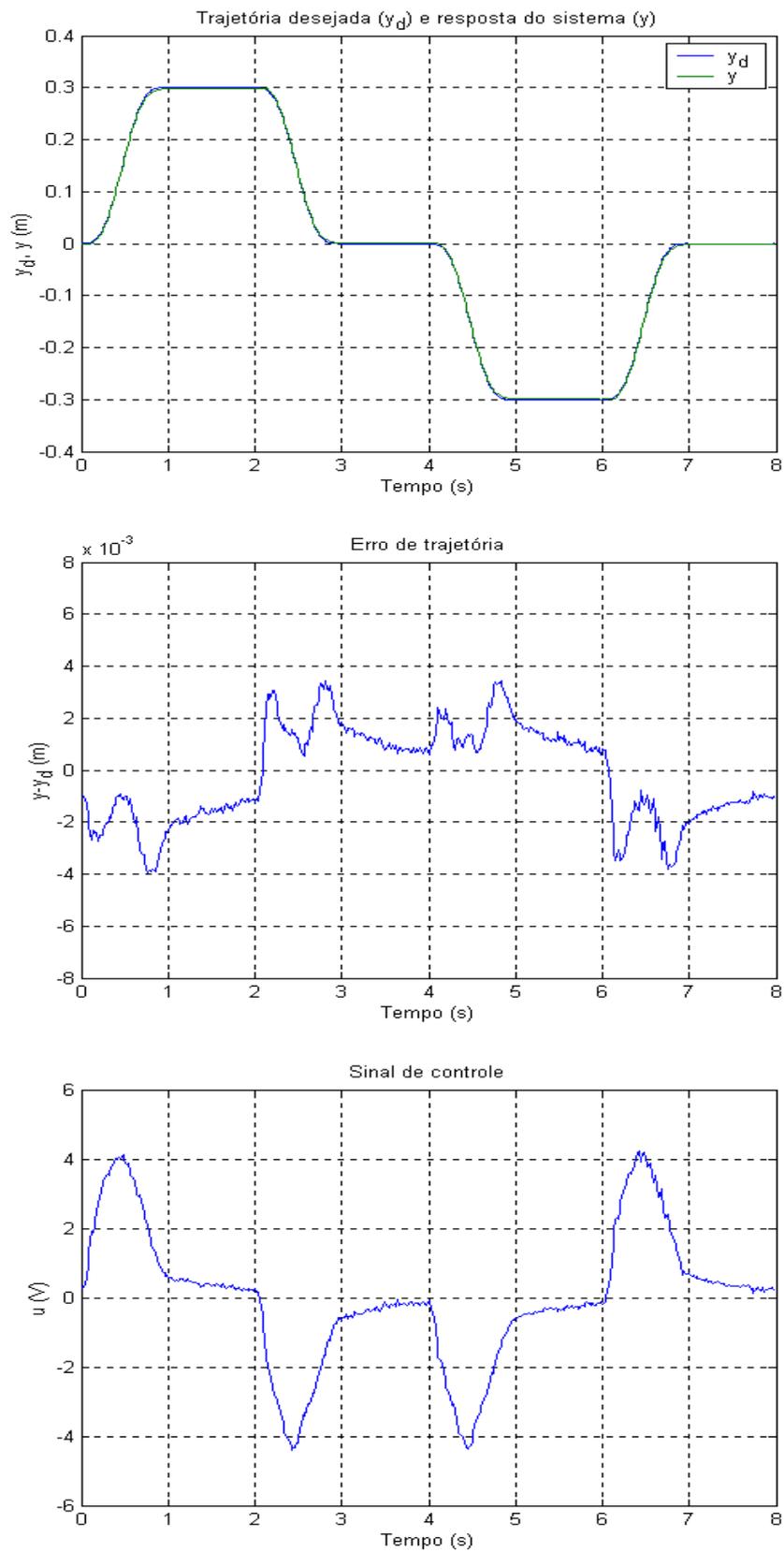


Figura 5.20– Controlador CCRN-ZM
(Controlador CCRN com compensação de zona-morta)

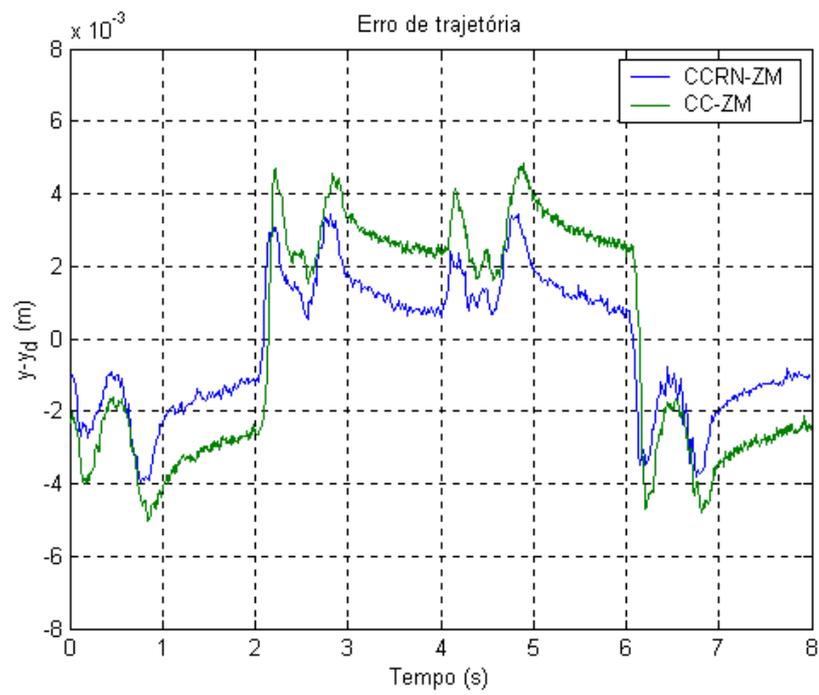


Figura 5.21 – Comparação entre CCRN-ZM e CC-ZM

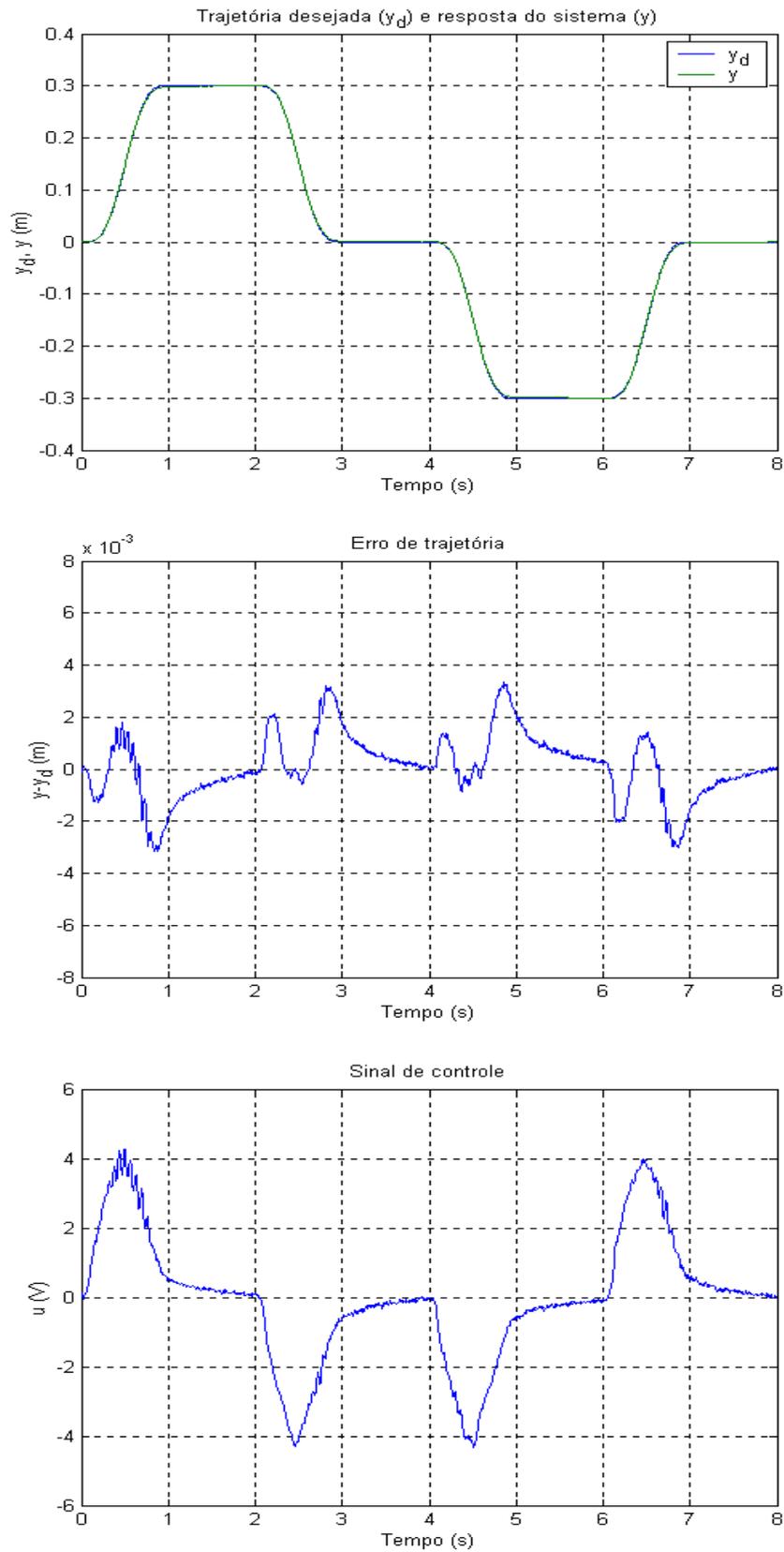


Figura 5.22 – Controlador CCRN-ZM-T

Ganhos e período de amostragem alterados para:

Ganhos do controlador: $K_P = 500$, $\lambda = 30$, $K_D = 11000$

Taxa de amostragem: $T_s = 0,5 \cdot 10^{-3}$ s

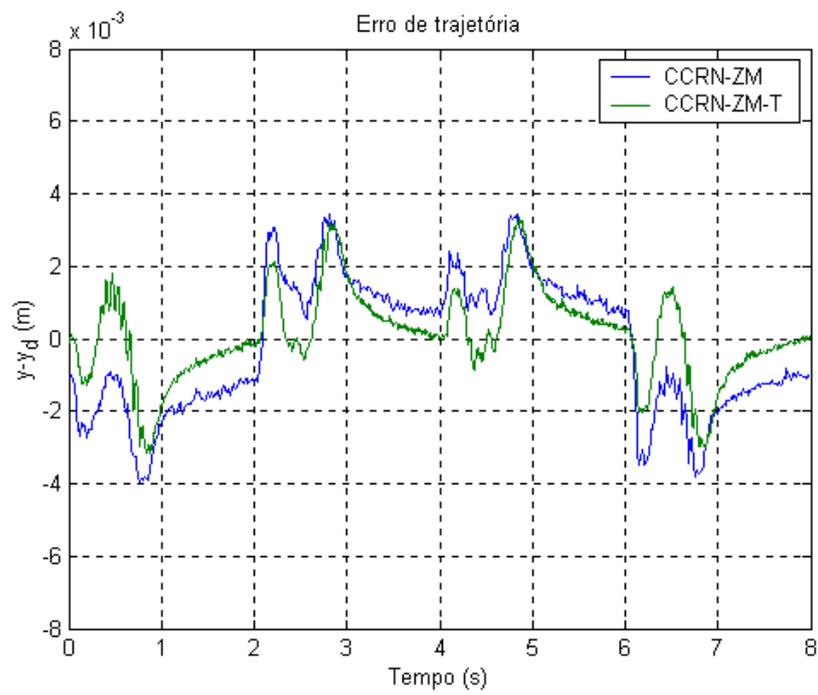


Figura 5.23 – Comparação entre CCRN-ZM e CCRN-ZM-T
Ganhos do controlador: $K_p = 500, \lambda = 30, K_D = 11000$
Taxa de amostragem: $T_s = 0,5 \cdot 10^{-3} s$

5.6 Conclusões do Capítulo

Neste capítulo foi mostrado que a rede neural artificial treinada para identificar o atrito não-linear do atuador hidráulico pode, associada com a estratégia de controle em cascata, compensar o efeito do atrito no atuador hidráulico.

Mostrou-se que os erros de posicionamento obtidos com o controlador em cascata CCRN são menores que os obtidos com o controlador CC. Concluiu-se que isto se deve ao fato da rede neural estimar de forma satisfatória o atrito não-linear do atuador hidráulico.

No seguimento de trajetória, os controladores em cascata CCRN e CC apresentaram resultados aproximados.

A compensação da zona-morta da válvula reduz significativamente o erro do atuador hidráulico, no entanto pode provocar oscilações no sinal de controle e causar vibrações no carretel reduzindo a vida útil da válvula hidráulica. Por este motivo a redução do erro de seguimento e posicionamento através da compensação da zona-morta é limitada.

Associando a compensação do atrito não-linear através da rede neural artificial com a compensação da zona-morta ao controlador cascata fixo, consegue-se o melhor desempenho.

Com a redução do período de amostragem na placa de aquisição de dados, o ganho do controlador λ pode ser aumentado para $\lambda = 30$ e os erros são reduzidos no seguimento de trajetória e se aproximam de zero no posicionamento.

6 CONCLUSÕES

Neste trabalho apresentou-se o modelo não-linear do atuador hidráulico e o controlador em cascata fixo baseado no modelo não-linear do atuador hidráulico proposto por CUNHA (1997). Mostrou-se o efeito da força de atrito sobre o atuador hidráulico em malha fechada com o controlador cascata fixo. Para uma condição ideal, em que o atuador hidráulico não apresenta atrito e todos os parâmetros do sistema são conhecidos, o erro de seguimento de trajetória com o controlador em cascata fixo converge exponencialmente para zero. E devido ao efeito do atrito, concluiu-se que o erro no seguimento de trajetória converge para valores residuais.

O modelo do atrito no atuador hidráulico foi representado através do modelo do coeficiente de atrito viscoso variável. Este modelo foi proposto por GOMES (1995) com objetivo de representar o efeito “*stick-slip*” e escrever o atrito como uma dinâmica interna do sistema. Os parâmetros do modelo são definidos e identificados através do mapa estático de atrito levantado experimentalmente na bancada de hidráulica. Com isso pode-se mostrar através de uma simulação o efeito “*stick-slip*” no atuador hidráulico. Analisou-se a influência da força de atrito sobre o atuador através de uma comparação do deslocamento do pistão do cilindro hidráulico realizado experimentalmente com o deslocamento do pistão realizado através de simulações. Com estes resultados concluiu-se que os erros apresentados entre a simulação e o experimento quando se utiliza em simulação o modelo do atuador hidráulico com zona-morta e com atrito, devem-se a dificuldade em modelar e determinar os parâmetros do sistema, como a dificuldade da representação do atrito não-linear, a incerteza dos parâmetros, as não-linearidades e as dinâmicas não consideradas no modelo do atuador hidráulico. No caso estudado, mostrou-se que a zona morta da válvula direcional proporcional exerce maior influência sobre o deslocamento do que o atrito. No entanto, pode-se observar que os efeitos do atrito e da zona-morta são somados.

A compensação de atrito proposta neste trabalho consistiu na rejeição direta do atrito do atuador hidráulico quando controlado em malha fechada. A força de atrito foi estimada através de uma rede neural artificial chamada de rede MLP (Multi-Layer Perceptron) com treinamento utilizando o algoritmo *backpropagation* e foi empregado o controlador em cascata fixo para controlar o atuador hidráulico em malha fechada. A arquitetura da rede apresenta três camadas de neurônios. A camada de entrada possui dois neurônios (os sinais de entrada são força aplicada e velocidade) e a camada de saída possui um neurônio (o sinal de saída é a força de atrito). Esta definição de entradas e saída foi adotada tomando como base o

modelo do coeficiente de atrito viscoso variável. Com quatro neurônios na camada intermediária a rede neural pode identificar o comportamento não-linear do atrito. Esta mesma arquitetura de rede é utilizada em GERVINI et al (2001) e realiza a tarefa de compensar o atrito em um manipulador SCARA acionado eletricamente. O treinamento da rede neural foi realizado com padrões gerados experimentalmente, concluindo-se que a rede neural artificial pode substituir o modelo matemático do atrito.

Mostrou-se que a estratégia de controle em cascata permite que a compensação de atrito seja realizada através da alteração da lei de controle do subsistema mecânico e concluiu-se, através de uma análise teórica, que com a compensação do atrito consegue-se reduzir o efeito do atrito sobre os erros de seguimento em malha fechada.

Os testes foram realizados na bancada de hidráulica do LASHIP com objetivo de implementar o controlador em cascata fixo (CCRN) com compensação do atrito não-linear através de uma rede neural. A compensação foi verificada através de comparação com os resultados obtidos com o controlador em cascata fixo (CC) de CUNHA (1997).

Mostra-se que a rede neural estima de forma satisfatória o atrito não-linear do atuador hidráulico e verificou-se que a compensação de atrito reduz mais os erros de posicionamento do que os erros de seguimento de trajetória quando são comparados os resultados dos controladores CC e CCRN. Concluiu-se que isto ocorre devido a rede neural estimar o atrito não-linear em velocidade baixas. No caso de velocidades altas os dois esquemas são equivalentes.

Mostrou-se, que neste caso, a zona-morta da válvula direcional proporcional contribui significativamente para o erro de seguimento de trajetória e a compensação de zona-morta torna-se fundamental. Com o controlador CC-ZM a compensação de zona-morta é realizada e os erros são reduzidos com o aumento dos parâmetros do esquema de compensação, mas isto pode tornar o sinal de controle oscilatório. Com o controlador CCRN-ZM associa-se a compensação de atrito com a rede neural e a compensação de zona-morta. Assim, consegue-se ao mesmo tempo evitar o sinal oscilatório e reduzir os erros de seguimento de trajetória.

Com a redução do tempo de amostragem para $T_S = 0,5.10^{-3}$ s pode-se reduzir ainda mais o erro através do aumento do ganho λ do controlador em cascata. Estes resultados foram obtidos com o controlador CCRN-ZM-T. A compensação do atrito foi realizada e mesmo nesta condição de operação com tempo de amostragem reduzido, a rede mostrou-se capaz de estimar corretamente a força de atrito no atuador hidráulico.

Pode-se ressaltar as seguintes contribuições deste trabalho:

- utilização do modelo do coeficiente de atrito viscoso variável para representar o atrito não-linear do atuador hidráulico em simulação;
- demonstração teórica da redução dos erros de seguimento de trajetória quando é utilizado o controlador em cascata fixo com compensação de atrito;
- utilização de uma rede neural artificial para identificar o atrito em um atuador hidráulico;
- implementação experimental do controlador em cascata fixo com compensação de atrito utilizando uma rede neural artificial para estimar a força de atrito no atuador hidráulico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANDRIGHETTO, P. L. *Posicionador Eletro-hidráulico Controlado por Válvula Proporcional Direcional*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 1996.
- ARMSTRONG, B. S. R. *Dynamics for Robot Control: friction modeling and ensuring excitation during parameter identification*. Phd Thesis. Stanford University, 1988.
- ARMSTRONG, B; DE WIT, C.C. *Friction Modeling and Compensation*. The Control Handbook. CRC Press. Cap. 77. p. 1369-1382. 1996.
- BATTISTELLA, S. *Controle de força e posição de robôs manipuladores utilizando redes neurais artificiais*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 1999.
- BOLLMANN, A.; GUENTHER, R. *Posicionadores Hidráulicos e Pneumáticos: características e técnicas de controle*. SEMINÁRIO NACIONAL DE HIDRÁULICA E PNEUMÁTICA, 5., 1997, Florianópolis. Anais... Florianópolis: SENAI/CTAI. p. 57-78. 1997.
- CANUDAS DE WIT, C.; OLSSON, H.; ASTRÖM; LISCHINSKY, P. *A New Model for Control of Systems with Friction*. IEEE Trans. on Automatic Control, V. 40, n. 3, p. 419-425, 1995.
- CUNHA, M.A.B. *Controle em Cascata com Adaptação de Parâmetros Aplicado a um Atuador Hidráulico*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 1997.
- CUNHA, M.A.B. *Controle em Cascata de um Atuador Hidráulico: Contribuições Teóricas e Experimentais*. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2001.
- CUNHA, M.A.B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R. *O Controle de Força em Atuadores Hidráulicos*. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA (ago. 2000 Natal, Rio Grande do Norte). Anais. Rio Grande do Norte, 2000a.

CUNHA, M.A.B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R. *Robustness Analysis of Cascade Controller Applied to a Hydraulic Actuator*. In: CONGRESSO DE INGENIERIA ELECTRICA (12.: Nov. 1997: Temuco). Temuco, 1997. v. 2, p. 479 - 484.

CUNHA, M.A.B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R.; 1998. *Controle em Cascata com Adaptação de Parâmetros Aplicado a um Atuador Hidráulico*. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE AUTOMÁTICA (12.: set, 1998: Uberlândia, Minas Gerais). Minas Gerais, 1998. p. 211-216.

CUNHA, M.A.B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R.; DE NEGRI, V.J. *A Cascade Strategy Using Nonlinear Control Techniques Applied to a Hydraulic Actuator*. In: FLUID POWER NET INTERNATIONAL - PHD SYMPOSIUM (1.: June, 2000: Hamburgo). Proceedings. Hamburgo, 2000d. p.57-70.

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*. In: Power Transmission and Motion Control. Ed C.R. Burrows; K.A. Edge (University of Bath). Suffolk: Professional Engineering Publishing, 2000c. p. 59-72.

CUNHA, M.A.B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R.; DE NEGRI, V.J. *Controle de um Atuador Hidráulico Usando Linearização por Realimentação e a Técnica do Backstepping*. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE AUTOMATICA (13. set. 2000: Florianópolis, Santa Catarina). Santa Catarina, 2000b. p. 1060-1065.

CUNHA, M.A.B.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R.; DE NEGRI, V.J. *Design of Cascade Controllers for a Hydraulic Actuator*. In: International Journal of Fluid Power 3 n. 2. 2002. p.35-46.

DE NEGRI, V. J. *Estudo do Comportamento Dinâmico de Sistemas Hidráulicos*. Relatório de Pesquisa. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 1988.

FAUSETT, L. *Fundamentals of Neural Networks*. Prentice Hall, New Jersey. 1994.

FRANKLIN, G. F.; POWELL, J. D.; EMAMI-NAEINI, A. *Feedback Control of Dynamic Systems*. 3 ed. USA: Addison-Wesley Publishing Company, Inc. 1994.

GAO, Z. X.; OVASKA, S. J. *Friction Compensation in Servo Motor Systems Using Neural Networks*. IEEE Midnight-Sun Workshop on Soft Computing Methods in Industrial Applications. Kuusamo, Finland. 1999. p. 146-151.

GE, S. S.; LEE, T. H.; WANG, J. *Adaptive NN Control of Dynamic Systems with Unknown Dynamic Friction*. Proceedings of the 39th IEEE Conference on Decision and Control. Sydney, Australia. 2000. p. 1760-1765.

GERVINI, V. I., GOMES, S. C. P., GERVINI, A. I., SILVA, L. A. P.; ROSA, V. S. *Controle de um robô manipulador SCARA utilizando compensação neural de atritos*. Anais do SIMPÓSIO BRASILEIRO DE INTELIGÊNCIA ARTIFICIAL, SBIA, Canela, RS, 2001.

GOMES, S.C.P. *Modelagem de Atritos Internos às Articulações de Robôs Manipuladores*. In: XIII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA. CD-ROM. Belo Horizonte, MG. 1995.

GOMES, S. C. P.; ROSA, V. S. *A new approach to compensate friction in robotic actuators*. In proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation, Taipei, Taiwan, 2003.

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 (June 2000: Chicago, Illinois). Proceedings. Illinois, 2000. p. 4124-4128.

GUENTHER, R.; CUNHA, MAB.; DE PIERI, E.R. *Experimental Implementation of the Variable Structure Adaptive Cascade Control for Hydraulic Actuators*. In: Power Transmission and Motion Control. Ed. C.R. Burrows; K.A. Edge (University of Bath). Suffolk: Professional Engineering Publishing, 1998. p. 349-361.

GUENTHER, R.; DE PIERI, E.R. *Cascade Control of the Hydraulic Actuators*. Revista Brasileira de Ciências Mecânicas, v. 19, n. 2 (jun.), 1997. p. 108-120.

HAESSIG, D.A.; FRIEDLAND, B. *On the modeling and simulation of friction*. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. n. 113, p. 354-362. 1991.

HEINTZE, J.; PETERS, R.M.; WEIDEN. *Cascade Δp and sliding mode for hydraulic actuators*. Proceedings of the 3rd European Control Conference. Rome, Italy, p. 1471-1477. 2000.

- HUTCHINGS, I.M. *Tribology – friction and Wear of Engineering Materials*. Department of Materials Science and Metallurgy University of Cambridge. 1992.
- KOVÁCS, Zsolt L. *Redes neurais artificiais: fundamentos e aplicações - um texto básico*. Ed. Collegium Cognitio-SP 2^a ed. 1996.
- LOPES, L.G.O. *Controle a Estrutura Variável Aplicado a um Atuador Hidráulico*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 1997.
- NOBLE, B.; DANIEL, J.W. *Álgebra Linear Aplicada*. Prentice Hall do Brasil LTDA. Rio de Janeiro, RJ, 1986.
- MERRIT, H. E. *Hydraulic Control System*. John Wiley & Sons, Inc. New York, 1967.
- PERONDI, E.A. *Controle Não-Linear em Cascata de um servoposicionador Pneumático com Compensação do Atrito*. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2002.
- ROBERT BOSCH GMBH *Electrohydraulic Proportional Valves and Closed Loop Control Valves – Theory and Applications*. Stuttgart, 1989.
- ROBERT BOSCH GMBH *Proportional Control Valves Without / With Integrated Amplifier—NG6, 10*. Stuttgart, 1992.
- ROONEY, G.T., DERAVIDI, P. *Coulomb Friction in Mechanisms Sliding Joints*. Mechanism and Machine Theory. n. 17. p. 207-211. 1982.
- RUSSELL, S. AND NORVIG, P. *Artificial Intelligence - a modern approach*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ. 1995.
- SEPEHRI, N.; DUMONT, G.A.M.; LAWRENCE, P.D.; SASSANI, F. *Cascade Control of Hydraulically Actuated Manipulators*. Robotica, v. 8 (Jul./Sep.). p. 207-216. 1990.
- SLOTINE, J.J.E.; LI, W. *Applied Nonlinear Control*. Prentice-Hall Inc, 1991.
- SLOTINE, J.J.E.; LI, W. *Adaptive Manipulator Control: a case study*. IEEE Transactions on Automatic Control, 33-44, 1988.

SOHL, G.A.; BOBROW, J.E. *Experiments and Simulations on the Nonlinear Control of Hydraulic Servosystem*. Proceedings of the American Control Conference. Albuquerque, Novo Mexico, 1997.

VALDIERO, A.C. *Projeto e Implementação de Controladores para Atuadores Hidráulicos*. Relatório Interno do Laboratório de Robótica. Universidade Federal de Santa Catarina. 2001.