

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

**MODELAGEM E DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE
CONTROLE DE POSIÇÃO PNEUMÁTICO COM
ACIONAMENTO POR VÁLVULAS ON/OFF**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

CRISTIANO CARDOSO LOCATELI

Florianópolis, agosto de 2011

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

L811m Locateli, Cristiano Cardoso

Modelagem e desenvolvimento de um sistema de controle de
posição pneumático com acionamento por válvulas on/off
[dissertação] / Cristiano Cardoso Locateli ; orientador, Edson
Roberto De Pieri. - Florianópolis, SC 2011.
114 p.: il., grafs., tabs.

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

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Pneumática. 3. Válvulas.
4. Controladores PID. 5. Modos deslizantes. I. De Pieri, Edson
Roberto. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

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

**MODELAGEM E DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE
CONTROLE DE POSIÇÃO PNEUMÁTICO COM
ACIONAMENTO POR VÁLVULAS ON/OFF**

CRISTIANO CARDOSO LOCATELI

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Edson Roberto De Pieri, Dr. - Orientador

Prof Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. - Co-orientador

**Prof Júlio César Passos, Dr. Eng. – Coordenador do Curso
BANCA EXAMINADORA**

Prof. Henrique Simas, Dr. Eng.

Prof. Ubirajara Franco Moreno, Dr. Eng.

Prof. Eduardo André Perondi, Dr. Eng.

Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng.

*Aos meus pais,
João Neri e Vera*

AGRADECIMENTOS

A Deus por dar-me saúde, conhecimento, força de vontade e por me iluminar nos momentos difíceis

Aos meus pais João Neri e Vera por todo carinho, amor, suporte e confiança. Sem o apoio e incentivo de vocês este trabalho não teria sido realizado.

Aos meus avós Manoel José (*in memorian*), Celeste (*in memorian*), Romalino (*in memorian*) e Dorina (*in memorian*) pelo grande incentivo ao longo dos anos. Aos demais familiares pelo apoio.

A Marília, pelo companheirismo, paciência, carinho e amor dedicados na reta final da dissertação.

Aos meus orientadores, professor Edson e Victor, pela orientação, apoio, incentivo e, sobretudo pela amizade desenvolvida ao longo do trabalho.

Aos meus amigos que sempre demonstraram apoio, entenderam os momentos de afastamento e estiveram presentes, tanto nas horas boas quanto nas ruins, André, Daniel, Danilo, Diego (*in memorian*), Elizeu, Felipe, Leonardo, Mário, Gabriel, Roger, Sandro, Stéfano, Vanessa, Valdiero e todos os demais aqui não citados. As minhas amigas/familiares Elci e Clarissa (*pretinha*).

Aos meus amigos Lashipianos Facundo, Matheus, Brisot, Irving, Yesid, Victor, Galaz, Mauro, Luciano, Job, Flesch, Eduardo Sena, Paulo, Desyel por toda amizade, parceria, acolhimento e troca de idéias.

Ao CNPq pelo apoio econômico.

SUMÁRIO

Lista de figuras	xi
Lista de tabelas	xiv
Simbologia	xv
Resumo.....	xxi
Abstract	xxiii
1. Introdução	1
1.1 Contextualização.....	1
1.1.1 Sistema servopneumático.....	1
1.1.2 Sistema servopneumático com acionamento por válvula on/off	3
1.1.3 Aplicação de sistemas servopneumáticos com acionamento por válvula on/off.....	2
1.2 Objetivos e contribuições.....	6
1.3 Justificativas e metodologia	7
1.4 Estrutura do trabalho.....	7
2. Modelagem Matemática.....	9
2.1 Dimensionamento do sistema e requisitos básicos	10
2.2 Válvula direcional on/off	11
2.3 Válvula reguladora de vazão.....	18
2.4 Atuador pneumático.....	20
2.4.1 Equação da continuidade nas câmaras do atuador.....	21
2.4.2 Segunda Lei de Newton.....	22
2.4.3 Modelo do atrito	22
2.4.4 Frequência natural do atuador pneumático	24
2.5 Modelagem da tubulação	25
2.6 Conclusões	26
3. Métodos de controle empregados.....	27
3.1 Métodos de controle usado em sistemas servopneumáticos acionados por válvula on/off.....	27
3.2 Controle PID associado à técnica de PWM	30
3.2.1 Controlador PID	30
3.2.2 Compensação da zona de saturação.....	31
3.2.3 Algoritmo para conversão do sinal de controle	34
3.2.4 Técnica de PWM	35
3.3 Controle a estrutura variável por modos deslizantes.....	36
3.3.1 Formulação do controle por modos deslizantes.....	38
3.3.2 Aplicação do controle ao sistema servopneumático com acionamento por válvula direcional on/off	42

3.4 Considerações finais	45
4. Bancada de ensaios	47
4.1 Introdução	47
4.2 Válvula direcional on/off de rápida comutação	48
4.3 Demais componentes	49
4.4 Sistema de aquisição e condicionamento de dados.....	50
4.5 Filtros analógicos.....	51
5. Resultados teóricos e experimentais	53
5.1 Ensaios de pressão	53
5.2 Comparação dos resultados experimentais para diferentes frequências de PWM	61
5.2.1 Resultados comparativos para a resposta ao degrau.....	62
5.2.2 Resultados comparativos para o seguimento de trajetória senoidal.....	64
5.2.3 Discussões	66
5.3 Determinação dos parâmetros da zona de saturação e comparação dos resultados obtidos para o controle por PWM-PID	66
5.4 Resultados experimentais usando o controle por modos deslizantes	70
5.5 Comparação dos resultados experimentais entre os dois métodos de controle	75
5.6 Comparação dos resultados teórico-experimentais.....	77
5.7 Conclusões.....	81
6. Conclusões	83
Referências bibliográficas.....	87
Apêndice A. Dimensionamento do sistema	95
Apêndice B. Modelo de atrito.....	99
Apêndice C. Parâmetros usados nos ensaios teóricos.....	103
Apêndice D. Modelo em simulink usado nos ensaios experimentais	115

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Servoposicionador pneumático (modificado de ASAFF, 2006).	1
Figura 1.2 Bípede pneumático (VERRELST <i>et al.</i> , 2005).	3
Figura 1.3 Circuito pneumático adaptado de JOUPILA <i>et al.</i> (2010).	4
Figura 1.4 Circuito pneumático adaptado de AHN <i>et al.</i> (2005).	4
Figura 1.5 Circuito pneumático adaptado de THOMAS <i>et al.</i> (2005).	5
Figura 1.6 Circuito pneumático adaptado de TAGHIZADEH <i>et al.</i> (2009b).	5
Figura 2.1 Sistema servopneumático.	10
Figura 2.2 Vazão mássica através de uma válvula em função da razão de pressões (adaptada de DE NEGRI, 2001).	14
Figura 2.3 Desenho esquemático representativo das portas na válvula direcional on/off 3/2.	14
Figura 2.4 Desenho esquemático representativo das portas na válvula reguladora de vazão.	18
Figura 2.5 Trajetória do modelo de atrito (adaptado de MACHADO, 2003).	22
Figura 2.6 Mapa de atrito estático.	23
Figura 2.7 Frequência natural do atuador pneumático.	25
Figura 3.1 Métodos de pulso do PWM. a) método 1; b) método 2; c) método 3; d) método 4; (adaptada de VAN VARSEVELD e BONE, 1997).	28
Figura 3.2 Esquema do sinal de controle PWM – PID.	30
Figura 3.3 Representação gráfica da não-linearidade da zona de saturação da válvula (adaptada de TAO e KOKOTOVIC, 1996).	32
Figura 3.4 Representação gráfica da inversa da não-linearidade da zona de saturação (adaptada de TAO e KOKOTOVIC, 1996).	33
Figura 3.5 Diagrama de blocos da compensação da zona de saturação.	34
Figura 3.6 Sinal de PWM.	35
Figura 3.7 Implementação do PWM no Simulink.	35
Figura 3.8 Geração do sinal de PWM. a) gerador de pulsos; b) pulsos e ciclo de trabalho; c) sinal on ou off enviado para a válvula.	36
Figura 3.9 Efeito de <i>chattering</i> (MENDES <i>et al.</i> 2001).	41
Figura 3.10 Camada limite delimitando a superfície de deslizamento (MENDES <i>et al.</i> 2001).	42
Figura 4.1 Bancada de testes IBYTU.	47

Figura 4.2 Circuito pneumático usado nos ensaios de resposta ao degrau e seguimento de trajetória senoidal.....	48
Figura 4.3 Sistema de controle.....	51
Figura 5.1 Esquema das câmaras usadas nos ensaios de pressão.....	54
Figura 5.2 Variação da pressão na câmara pequena.	55
Figura 5.3 Variação da pressão e do sinal de controle para a câmara pequena para frequências de 10 Hz e 30 Hz de PWM.	56
Figura 5.4 Variação da pressão e do sinal de controle para a câmara pequena para frequências de 50 Hz e 75 Hz do PWM.	57
Figura 5.5 Variação da pressão na câmara grande.....	58
Figura 5.6 Variação da pressão para alteração do ciclo de trabalho de 0 a 100%.	59
Figura 5.7 Variação da pressão para uma alteração do ciclo de trabalho (detalhe no ciclo de trabalho de 25%).	60
Figura 5.8 Variação da pressão em função do ciclo de trabalho para a frequência de 10 Hz na câmara grande.....	61
Figura 5.9 Resposta ao degrau para frequência de PWM de 10 Hz.....	62
Figura 5.10 Resposta ao degrau para frequência de PWM de 30 Hz....	63
Figura 5.11 Resposta ao degrau para frequência de PWM de 50 Hz....	63
Figura 5.12 Seguimento de trajetória senoidal para frequência de PWM de 10 Hz.....	64
Figura 5.13 Seguimento de trajetória senoidal para frequência de PWM de 30 Hz.....	65
Figura 5.14 Seguimento de trajetória senoidal para frequência de PWM de 50 Hz.....	65
Figura 5.15 Variação da pressão e do ciclo de trabalho no tempo para a frequência de 10 Hz na câmara grande.....	67
Figura 5.16 Detalhamento da resposta ao degrau de 5 % do curso do atuador.	67
Figura 5.17 Resposta ao degrau para frequência de PWM de 10 Hz com compensação da zona de saturação.....	68
Figura 5.18 Seguimento de trajetória senoidal para frequência de PWM de 10 Hz com compensação da zona de saturação.	69
Figura 5.19 Sinal de controle para resposta ao degrau com frequência de PWM de 10 Hz.	69
Figura 5.20 Variação do ciclo de trabalho das válvulas em função do sinal de controle.....	70
Figura 5.21 Resposta ao degrau para o controle por modos deslizantes sem atenuação do <i>chattering</i>	71

Figura 5.22 Seguimento de trajetória senoidal para o controle por modos deslizantes sem atenuação do <i>chattering</i>	71
Figura 5.23 Superfície de deslizamento para a resposta ao degrau (à direita, detalhamento da superfície).	72
Figura 5.24 Resposta ao degrau para o controle por modos deslizantes com atenuação do <i>chattering</i>	73
Figura 5.25 Seguimento de trajetória senoidal para o controle por modos deslizantes com atenuação do <i>chattering</i>	73
Figura 5.26 Sinal de controle para a resposta ao degrau sem e com atenuação do <i>chattering</i>	74
Figura 5.27 Gráficos comparativos entre os métodos de controle para a resposta ao degrau.	75
Figura 5.28 Gráficos comparativos entre o sinal de controle para ambos os métodos de controle para a resposta ao degrau.	76
Figura 5.29 Gráficos comparativos entre os métodos de controle para o seguimento de trajetória senoidal.	77
Figura 5.30 Gráficos comparativos teórico-experimentais para a resposta ao degrau. Controle por PWM-PID.	78
Figura 5.31 Gráficos comparativos teórico-experimentais para o seguimento de trajetória. Controle por PWM-PID.	78
Figura 5.32 Gráficos comparativos teórico-experimentais para a resposta ao degrau. Controle por modos deslizantes.	79
Figura 5.33 Gráficos comparativos teórico-experimentais para o seguimento de trajetória. Controle por modos deslizantes.	80
Figura C.1 Diagrama de blocos geral da sistema servopneumático de controle de posição com acionamento por válvulas direcionais on/off	105
Figura C.2 Trajetória: resposta ao degrau e seguimento de senóide....	106
Figura C.3 Vista geral do controle por modos deslizantes.....	106
Figura C.4 Controlador por modos deslizantes.....	106
Figura C.5 Vista geral do método de controle pela técnica de PWM associado ao controlador PID	107
Figura C.6 Equação da continuidade na tubulação A.....	107
Figura C.7 Equação da continuidade na tubulação B.....	107
Figura C.8 Equação da continuidade na câmara A do cilindro.....	108
Figura C.9 Equação da continuidade na câmara B do cilindro.....	108
Figura C.10 Equação do movimento do atuador.....	108
Figura C.11 Modelo de atrito.....	109

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 Coeficientes C e b da válvula direcional on/off.	15
Tabela 2.2 Coeficientes C e b das válvulas reguladoras de vazão.	19
Tabela 4.1 Características da válvula direcional on/off.	49
Tabela 4.2 Valores das frequências de corte dos filtros passa-baixa. ...	52
Tabela 5.1 Média da pressão de suprimento para os ensaios com câmara pequena.	55
Tabela 5.2 Média da pressão de suprimento para os ensaios com câmara grande.	58
Tabela B 1 Valores do mapa de atrito estático.....	100
Tabela B.2 Equações do coeficiente de atrito viscoso variável.....	101
Tabela B.3 Parâmetros do modelo de atrito	102

SIMBOLOGIA

Alfabeto grego

Δx	curso do cilindro	[m]
γ	razão de calores específicos	
ρ	massa específica do fluído	[kg/m ³]
ρ_0	densidade nas STP	[kg/m ³]
w_{cil}	frequência natural do atuador pneumático	[rad/s]
$\tau_{máx}$	trabalho máximo de regulação	[N.m]

Alfabeto latino

A	área anular do atuador pneumático	[m ²]
A_A	área da câmara A do cilindro	[m ²]
A_B	área da câmara B do cilindro	[m ²]
A_{SM}	área útil do êmbolo do servomotor	[m ²]
b	razão de pressões crítica	
b_{oA_12}	razão de pressões crítica da válvula reguladora de vazão A, porta 1-2	
b_{oA_21}	razão de pressões crítica da válvula reguladora de vazão A, porta 2-1	
b_{oB_12}	razão de pressões crítica da válvula reguladora de vazão B, porta 1-2	
b_{oB_21}	razão de pressões crítica da válvula reguladora de vazão B, porta 2-1	
b_{vA_12}	razão de pressões crítica da válvula direcional on/off A, porta 1-2	
b_{vA_21}	razão de pressões crítica da válvula direcional on/off A, porta 2-1	
b_{vA_23}	razão de pressões crítica da válvula direcional on/off A, porta 2-3	
b_{vA_32}	razão de pressões crítica da válvula direcional on/off A, porta 3-2	
b_{vB_21}	razão de pressões crítica da válvula direcional on/off B, porta 2-1	
b_{vB_12}	razão de pressões crítica da válvula direcional on/off B, porta 1-2	
b_{vB_23}	razão de pressões crítica da válvula direcional on/off B, porta 2-3	

	B, porta 2-3	
b_{vB_32}	razão de pressões crítica da válvula direcional on/off B, porta 3-2	
C	condutância sônica	$[m^5/N.s]$
c_{cam}	rigidez da câmara do atuador	$[N/m]$
c_{camA}	rigidez da câmara A do atuador	$[N/m]$
c_{camB}	rigidez da câmara B do atuador	$[N/m]$
C_{oA_12}	condutância sônica da válvula reguladora de vazão A, porta 1-2	$[m^5/N.s]$
C_{oA_21}	condutância sônica da válvula reguladora de vazão A, porta 2-1	$[m^5/N.s]$
C_{oB_12}	condutância sônica da válvula reguladora de vazão B, porta 1-2	$[m^5/N.s]$
C_{oB_21}	condutância sônica da válvula reguladora de vazão B, porta 2-1	$[m^5/N.s]$
C_{n0}	coeficiente do polinômio de 2º ordem referentes ao sentido negativo do movimento	
C_{n1}	coeficiente do polinômio de 2º ordem referentes ao sentido negativo do movimento	
C_{n2}	coeficiente do polinômio de 2º ordem referentes ao sentido negativo do movimento	
C_{p0}	coeficiente do polinômio de 2º ordem referentes ao sentido positivo do movimento	
C_{p1}	coeficiente do polinômio de 2º ordem referentes ao sentido positivo do movimento	
C_{p2}	coeficiente do polinômio de 2º ordem referentes ao sentido positivo do movimento	
c_{total}	rigidez da câmara A e B do atuador	$[N/m]$
C_{vA_12}	condutância sônica da válvula direcional on/off A, porta 1-2	$[m^5/N.s]$
C_{vA_21}	condutância sônica da válvula direcional on/off A, porta 2-1	$[m^5/N.s]$
C_{vA_23}	condutância sônica da válvula direcional on/off A, porta 2-3	$[m^5/N.s]$
C_{vA_32}	condutância sônica da válvula direcional on/off A, porta 3-2	$[m^5/N.s]$
C_{vB_12}	condutância sônica da válvula direcional on/off B, porta 1-2	$[m^5/N.s]$

C_{vB_21}	condutância sônica da válvula direcional on/off B, porta 2-1	$[m^5/N.s]$
C_{vB_23}	condutância sônica da válvula direcional on/off B, porta 2-3	$[m^5/N.s]$
C_{vB_32}	condutância sônica da válvula direcional on/off B, porta 3-2	$[m^5/N.s]$
$e(t)$	erro de posicionamento do sistema	$[m]$
F_{at}	força de atrito	$[N]$
F_c	força de carga	$[N]$
$F_{máx}$	força máxima	$[N]$
F_{sn}	força de atrito estático no sentido positivo do movimento	$[N]$
F_{sp}	força de atrito estático no sentido positivo do movimento	$[N]$
F_p	forças devido a diferença de pressão nas câmaras do atuador	$[N]$
f_v	coeficiente de atrito viscoso variável	$[kg/s]$
H	altura de queda	$[m]$
k	constante de proporcionalidade	
k_D	ganho derivativo do controlador PID	
k_I	ganho integrativo do controlador PID	
k_P	ganho proporcional do controlador PID	
L	comprimento total do cilindro	$[m]$
M	massa deslocada	$[kg]$
m_{vA}	inclinação da zona de saturação da válvula direcional on/off da linha A	
m_{vB}	inclinação da zona de saturação da válvula direcional on/off da linha B	
n	índice politrópico	
p	pressão no volume de controle	$[Pa]$
p_1	pressão absoluta a montante	$[Pa]$
p_2	pressão absoluta a jusante	$[Pa]$
p_A	pressão na câmara A do atuador pneumático	$[Pa]$
p_{A1}	pressão na tubulação A	$[Pa]$
p_{ATM}	pressão atmosférica	$[Pa]$
p_B	pressão na câmara B do atuador pneumático	$[Pa]$

p_{B1}	pressão na tubulação B	[Pa]
$p_{c \max}$	pressão de carga máxima	[Pa]
$P_{m\acute{a}x}$	potência nominal da turbina	[W]
p_S	pressão de suprimento	[Pa]
q_m	vazão mássica através do orifício da válvula	[kg/s]
q_{m1}	vazão mássica na entrada do volume de controle	[kg/s]
q_{m2}	vazão mássica na saída do volume de controle	[kg/s]
q_{mA}	vazão mássica através da câmara A do atuador	[kg/s]
q_{mA1}	vazão mássica através da válvula direcional on/off da linha A	[kg/s]
q_{mB}	vazão mássica através da câmara B do atuador	[kg/s]
q_{mB1}	vazão mássica através da válvula direcional on/off da linha B	[kg/s]
Q_n	vazão nominal	[l/min]
q_v	vazão volumétrica da válvula	[m ³ /s]
q_{vp}	vazão volumétrica referente a pressão atmosférica	[m ³ /s]
R	constante dos gases	[kg.J/K]
sc	superfície de controle	
T	temperatura no volume de controle	[K]
T_0	temperatura do ar nas STP	[K]
T_1	temperatura do ar a motante	[K]
t_a	tempo de abertura do servomotor	[s]
T_A	temperatura na câmara A	[K]
T_B	temperatura na câmara B	[K]
t_f	tempo de fechamento do servomotor	[s]
u	Sinal de controle sem compensação da zona de saturação	
u_A	sinal de controle digital (0 ou 1) da válvula direcional on/off da linha A	
u_{A0}	sinal de controle usado na equação da vazão mássica da válvula direcional on/off da linha A	
u_B	sinal de controle digital (0 ou 1) da válvula direcional on/off da linha B	
u_{B0}	sinal de controle usado na equação da vazão mássica da válvula direcional on/off da linha B	

u_{comp}	sinal de controle com compensação da zona de saturação	
u_{ct_A}	ciclo de trabalho da válvula A	
u_{ct_B}	ciclo de trabalho da válvula B	
u_{zs}	sinal de controle de saída	
$\vec{v}$	velocidade do fluido	[m/s]
V	volume de controle	[m ³]
v_a	velocidades de abertura do servomotor	[m/s]
V_A	volume na câmara A	[m ³]
V_B	volume na câmara B	[m ³]
V_{A0}	volume morto da câmara A	[m ³]
V_{B0}	volume morto da câmara B	[m ³]
v_f	velocidades de fechamento do servomotor	[m/s]
V_{La}	volume de abertura total do servomotor	[m ³]
V_{manA}	volume da tubulação que conecta a válvula direcional on/off a válvula reguladora de vazão da linha A	[m ³]
V_{manB}	volume da tubulação que conecta a válvula direcional on/off a válvula reguladora de vazão da linha B	[m ³]
vc	volume de controle	
x	posição do cilindro	[m]
$\dot{x}$	velocidade do cilindro	[m/s]
$\ddot{x}$	aceleração do cilindro	[m/s ²]
$\dot{x}_{0n}$	velocidade “stick” no sentido negativo do movimento	[m/s]
$\dot{x}_{0p}$	velocidade “stick” no sentido positivo do movimento	[m/s]
$\dot{x}_{lim\ n}$	velocidade limite no sentido negativo do movimento	[m/s]
$\dot{x}_{lim\ p}$	velocidade limite no sentido positivo do movimento	[m/s]
zs_{vA}	limite da zona de saturação da válvula direcional on/off da linha A	
zs_{vB}	limite da zona de saturação da válvula direcional on/off da linha B	

RESUMO

Este trabalho apresenta o estudo teórico-experimental de um sistema servopneumático de controle de posição com acionamento por válvula direcional on/off de rápida comutação e a proposta de uma nova forma de implementação de duas metodologias de controle para o sistema. Devido aos custos que representam o uso de válvulas proporcionais em sistemas servopneumáticos de controle de posição, nota-se que há a possibilidade de redução de valores do sistema com o emprego de válvulas direcionais on/off de rápida comutação.

Inicialmente, é realizada uma breve introdução dos sistemas servopneumáticos e, na sequência, é apresentada a modelagem matemática do sistema tanto para auxiliar no projeto do controlador quanto para a implementação do modelo teórico para simulação do sistema. A modelagem matemática do sistema consiste em equacionar os principais componentes, como a válvula direcional on/off, a válvula reguladora de vazão, a tubulação que une as duas válvulas e o atuador pneumático.

São propostas duas metodologias de controle para o sistema. A primeira é um controlador PID associado à técnica de modulação por largura de pulso (PWM), onde é realizada uma compensação da zona de saturação da válvula. A segunda é um controle por estrutura variável por modos deslizantes.

Nos resultados são apresentados estudos sobre o comportamento dinâmico da válvula direcional on/off, um comparativo entre diferentes frequências de operação de PWM para a resposta ao degrau e seguimento de trajetória senoidal, o comportamento do método de controle por modos deslizantes com e sem atenuação do fenômeno de *chattering*, assim como um estudo comparativo entre os dois métodos de controle propostos e a comparação do modelo teórico com os resultados experimentais obtidos.

A partir dos resultados alcançados foi possível obter um maior conhecimento do comportamento das válvulas direcionais on/off de rápida comutação. O sistema servopneumático de controle de posição obteve baixos erros de posicionamento para ambos os métodos de controle. O modelo teórico apresentou um comportamento similar ao comportamento real do sistema. As válvulas direcionais on/off de rápida comutação mostraram-se como uma boa alternativa às válvulas de controle contínuo quanto observado seus custos e erros de posicionamento.

ABSTRACT

This work presents the theoretical and experimental study of a servo-pneumatic system for position control, driven by a directional fast switching on/off valve, and the proposal of a new way of implementing two control methodologies for the system. Due to the costs that the use of proportional valves of pneumatic systems for position control represents, it has been observed that the costs of the system can be reduced through the use of directional fast switching on/off valves.

Firstly, a brief introduction of servo-pneumatic systems driven by directional on/off valves is presented, followed by the mathematical modeling of the system, both to assist in the design of the controller and to implement the theoretical simulation model of the system. The mathematical modeling of the system consists of equating the main components such as the directional fast switching on/off valves, the flow control valve, the pipe that joins the two valves and the pneumatic actuator.

Two control methodologies for the system are proposed. The first one is a PID controller associated to the Pulse-width modulation technique (PWM), where a compensation of the saturation zone of the valve is done. The second control technique is based on a variable structure control by sliding modes.

In the results section, studies about the dynamic behavior of the directional on/off valve are presented, as well as comparisons between different frequencies for PWM operation for step response and sinusoidal trajectory tracking, the behavior of the sliding mode control with or without compensation of the chattering phenomenon and a comparative study between the two methodologies of control and the theoretical model with the experimental results.

From the results obtained it was possible to understand better the behavior of the directional fast switching on/off valve. The servo-pneumatic system for position control achieved low positioning errors for both methodologies of control. The theoretical model showed a similar behavior to the actual behavior of the system. Concluding, the directional fast switching on/off valves are shown to be a good alternative to proportional valves because of their low costs and low positioning errors.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

1.1.1 Sistema servopneumático

O sistema servopneumático de controle de posição é um sistema que possibilita o posicionamento de uma carga mecânica a partir do movimento de um atuador em função das diferenças de áreas e pressões em suas câmaras. O sistema geralmente é composto por um atuador pneumático, ao qual está ligada a carga que se deseja movimentar, uma válvula proporcional, um controlador e um transdutor de posição. O atuador pode ser de vários tipos, como cilindro sem haste, com haste, músculo pneumático, etc. A Figura 1.1 mostra a configuração básica de um sistema servopneumático de controle de posição com um cilindro simétrico.

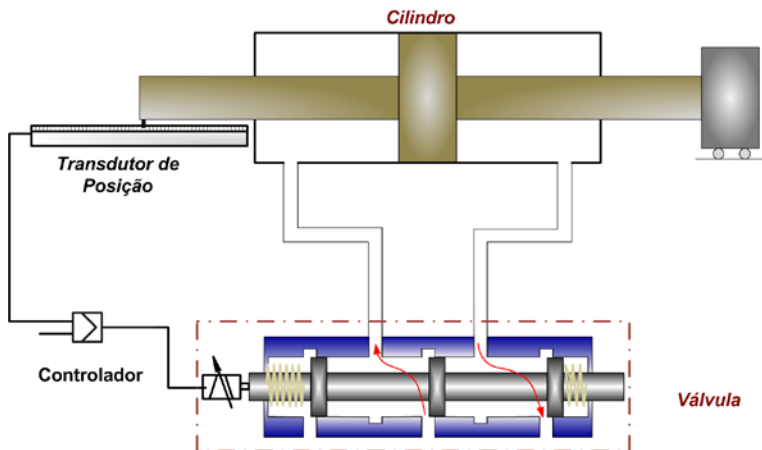


Figura 1.1 Servoposicionador pneumático (modificado de ASAFF, 2006).

Há diversos trabalhos que tratam de sistemas servopneumáticos e seus respectivos sistemas de controle de posição. Podem ser tanto estu-

dos do atuador (atrito, frequência natural), da válvula proporcional (sua dinâmica, atrito interno, vida útil, vazão mássica através do orifício da válvula) ou propriamente o controle e comportamento do sistema. Para tanto, podem ser citados diversos trabalhos como WIKANDER (1988), VIRVALO (1995), BAVARESCO (2007), SOBCZYK (2009), ENDLER (2009), RITTER (2010) e SUZUKI (2010), incluindo-se também os trabalhos desenvolvidos no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos da Universidade Federal de Santa Catarina, como BOLLMANN (1997), SANTOS (1996), VIEIRA (1998), PERONDI (2002), BARRETO (2003), ASAFF (2006), OLIVEIRA (2009) e HENE (2010).

1.1.2 Aplicação de sistemas servopneumáticos com acionamento por válvula on/off

Os sistemas servopneumáticos com acionamento por válvula direcional on/off são encontrados em diversos equipamentos. RIOS (2009) apresenta um robô pneumático com três graus de liberdade onde foram realizados testes de seguimento de trajetória e resposta ao degrau, usando o controle por modos deslizantes.

VERRELST *et al.* (2005) apresentam um bípode, designado como “Lucy”, com atuação por músculo pneumático, o qual é apresentado na Figura 1.2. CARDUCCI *et al.* (2004) apresentam o projeto e controle de um braço robótico para aplicação na colheita de alimentos.

No presente trabalho visa-se à aplicação do sistema servopneumático de controle de posição para a regulação de velocidades de pequenas centrais hidroelétricas. Apesar de ser um campo de aplicação onde normalmente são usados sistemas hidráulicos, a partir do trabalho de ASAFF (2006) foi observado que este é um campo de aplicação onde a pneumática também pode ser empregada. Como as pequenas centrais hidrelétricas são projetadas para serem de baixo custo, a utilização de sistemas servopneumáticos representa uma significativa redução de custos. Com o uso de válvulas do tipo on/off de alto desempenho, a redução de custos torna-se, ainda, mais atraente. Maiores informações sobre regulação de velocidade em centrais hidrelétricas podem ser vistos em ASAFF (2006).

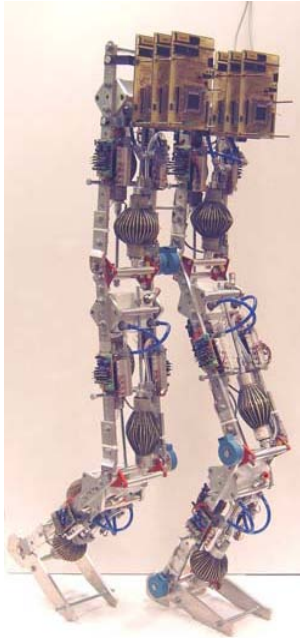


Figura 1.2 Bípede pneumático (VERRELST *et al.*, 2005)

1.1.3 Sistema servopneumático com acionamento por válvula on/off

Os sistemas servopneumáticos de controle de posição são, na sua grande parte, acionados por meio de válvulas proporcionais direcionais. Podem ser citadas diversas aplicações para estes sistemas, como na manipulação e movimentação de materiais, na robótica, nas linhas de montagem, dentre outros (VIRVALO, 1995).

Entretanto, devido ao fato das válvulas proporcionais direcionais contribuírem significativamente para o custo dos sistemas servopneumáticos de controle de posição, tem-se como alternativa as válvulas direcionais de rápida comutação on/off, as quais têm sido investigadas por diversos autores. O seu custo pode ser de até 10 % das válvulas proporcionais (valor obtido a partir de análise de orçamento do fabricante Festo), sendo esperado um erro de posicionamento pouco superior quando do uso da tecnologia proporcional sendo, assim, suficiente para a maioria das aplicações.

O circuito de um sistema servopneumático com acionamento por válvulas on/off pode ser de diversas formas. JOUPILA *et al.* (2010) mostram um sistema com uma válvula on/off de 3/2¹ para o acionamento de um músculo pneumático (Figura 1.3). AHN *et al.* (2005) mostram um sistema com oito válvulas on/off de 2/2 para o acionamento de um cilindro sem haste, no qual 4 válvulas são para o recuo e 4 para o avanço do atuador (Figura 1.4).

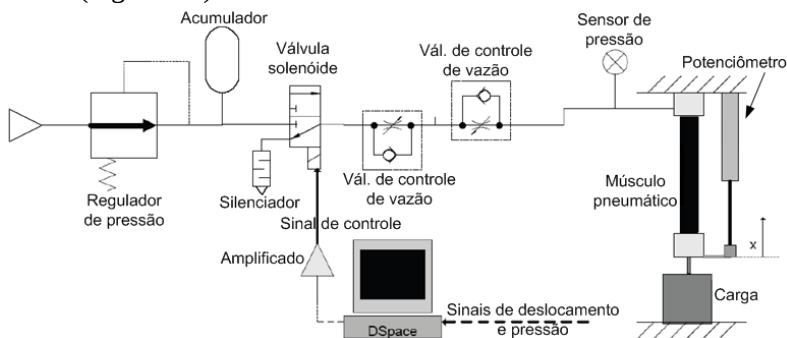


Figura 1.3 Circuito pneumático adaptado de JOUPILA *et al.* (2010).

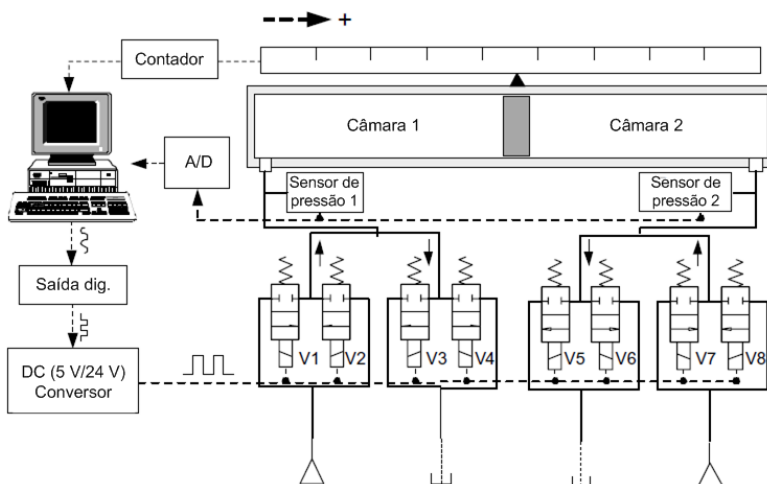


Figura 1.4 Circuito pneumático adaptado de AHN *et al.* (2005).

¹ O termo m/n é usado para indicar o número de portas (m) e posições (n) a qual é constituída a válvula.

THOMAS *et al.* (2005) usam um sistema com 2 válvulas on/off de 3/2 para pressurizar as câmaras do atuador de dupla ação e uma válvula on/off 2/2, controlada por meio de PWM, para despressurizar as câmaras (Figura 1.5). TAGHIZADEH *et al.* (2009b) usam um sistema com duas válvulas on/off para o acionamento de um atuador de dupla ação (Figura 1.6).

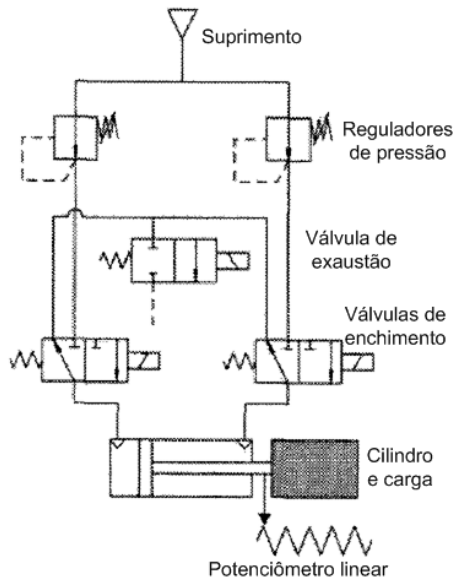


Figura 1.5 Circuito pneumático adaptado de THOMAS *et al.* (2005).

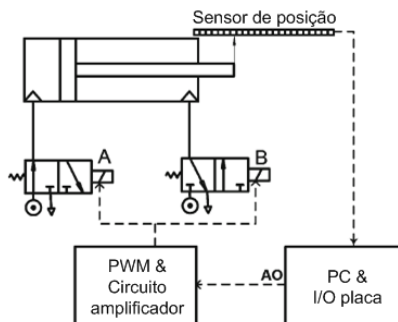


Figura 1.6 Circuito pneumático adaptado de TAGHIZADEH *et al.* (2009b).

1.2 Objetivos e contribuições

O presente trabalho tem como objetivo estudar o comportamento de sistemas servopneumáticos de controle de posição com acionamento por válvulas direcionais on/off, aprimorar a modelagem matemática e gerar soluções no âmbito de controle visando à aplicação para um sistema de regulação de velocidade para pequenas centrais hidroelétricas.

Para tanto, inicialmente é realizada uma revisão bibliográfica de trabalhos envolvendo válvulas direcionais on/off, tanto em função do estado da arte de circuitos pneumáticos, da tecnologia e conceitos envolvidos nas válvulas de rápida comutação e dos principais métodos de controle usados.

Após este estudo teórico, é realizada a modelagem matemática do sistema. Para tanto, são analisados modelos já validados por testes experimentais e realizadas modificações, tanto para adequar ao conceito de válvulas direcionais on/off, como para obter uma maior aproximação do comportamento real do sistema. Também são modelados alguns componentes que normalmente são desconsiderados, tais como as válvulas reguladoras de vazão.

A partir da modelagem do sistema, é proposta uma nova forma de implementação de dois métodos de controle. O primeiro método de controle é por meio do uso da técnica de PWM associado a um controlador proporcional-integral-derivativo (PID) com compensação da zona de saturação da válvula e, aplicando um algoritmo de controle, o qual visa a diminuir o consumo de ar comprimido do sistema, dotando-o de maior rigidez. O segundo é por meio de um controlador a estrutura variável por modos deslizantes o qual leva em conta a dinâmica das pressões nas câmaras do atuador, assim como o atrito (modelo do coeficiente de atrito viscoso variável)², além de fazer uma atenuação do efeito de *chattering*.

Então, é realizada a avaliação do modelo matemático proposto, por meio da comparação entre os resultados dos testes teóricos e experimentais com os dois modelos de controladores propostos. A partir dos testes teóricos e experimentais é realizado um estudo do comportamento do sistema servopneumático assim como uma comparação entre os resultados obtidos aplicando as duas metodologias de controle propostas.

² Modelo proposto por GOMES (1995).

1.3 Justificativas e metodologia

Este trabalho justifica-se pela necessidade de:

- Desenvolver alternativas de menor custo (válvula direcional on/off de rápida comutação) para o sistema servopneumático de controle de posição almejando novas possibilidades de aplicação para os servoposicionadores pneumáticos e, em particular, a aplicação destes dispositivos em reguladores de velocidade de pequenas centrais hidrelétricas.

Para aplicação, como em reguladores de velocidade de pequenas centrais hidrelétricas, dos sistemas servopneumáticos de controle de posição, busca-se:

- Modelar a planta de um sistema servopneumático de modo que ela possa representar da melhor maneira possível o sistema real.

- Apresentar soluções no âmbito de controle de posição de maneira a se obterem baixos erros de posicionamento.

- Estudar uma estratégia de controle que possa ser usada sem a necessidade do emprego da técnica de PWM.

- Desenvolver os estudos a respeito do comportamento real do sistema servopneumático com acionamento por válvula direcional on/off.

1.4 Estrutura do trabalho

O presente trabalho está estruturado da seguinte maneira:

No Capítulo 2 é apresentada a modelagem matemática do sistema, a qual irá ser usada nas simulações. Para tanto, é modelada a vazão mássica através da válvula direcional on/off e da válvula reguladora de vazão, a tubulação que une estas duas válvulas e o atuador pneumático.

No Capítulo 3 são apresentadas duas metodologias de controle empregadas para o controle do sistema. Uma delas por meio do uso da técnica de PWM associada ao controlador PID e a outra um controlador por estrutura variável por modos deslizantes.

No Capítulo 4 é descrita a bancada de ensaios usada nos testes experimentais assim como os seus componentes.

No Capítulo 5 são apresentados os resultados teóricos e experimentais, sendo analisado o comportamento do sistema e realizada uma comparação entre as duas metodologias de controle.

No Capítulo 6 são apresentadas as conclusões e sugestões de trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

MODELAGEM MATEMÁTICA

Este capítulo apresenta a modelagem matemática dos principais componentes envolvidos no sistema servopneumático de controle de posição, como a válvula direcional on/off de rápida comutação (Seção 2.2), a válvula reguladora de vazão (Seção 2.3), a tubulação entre estas válvulas (Seção 2.5) e o atuador pneumático (Seção 2.4), além do procedimento usado no dimensionamento do sistema e dos requisitos do sistema (Seção 2.1) para atender à regulação de velocidade em pequenas centrais hidrelétricas (PCH's). E por último, são apresentadas as conclusões do capítulo na Seção 2.6.

O equacionamento matemático de sistemas servopneumáticos pode ser visto em diversos trabalhos, como SANTOS (1996), VIEIRA (1998), PERONDI (2002), ASAFF (2006), OLIVEIRA (2009) e HENE (2010). Entretanto, o presente equacionamento traz algumas modificações na forma como são implementadas as equações da vazão através de um orifício, além de modelar a tubulação que une a válvula direcional on/off e a válvula reguladora de vazão.

O circuito do sistema servopneumático a ser modelado e usado nas simulações e nos testes experimentais é mostrado na Figura 2.1. O sistema servopneumático é composto por 2 válvulas direcionais de rápido acionamento on/off de 3 portas e 2 posições (3/2) com acionamento por solenóide e retorno por mola (1V1 e 1V2), um cilindro simétrico de dupla ação (1A1), um transdutor de posição (1S3), uma fonte de ar comprimido (1Z1), um reservatório de ar comprimido (1Z3) de $0,92\text{m}^3$, uma válvula reguladora de pressão do sistema (1Z2), filtro (1Z4), 2 transdutores de pressão (1S1 e 1S2) e 2 válvulas reguladoras de vazão (1V3 e 1V4).

A Figura 2.1 evidencia a convenção de sinal adotada para a vazão mássica que passa pelos componentes do sistema e permite visualizar as variáveis que serão apresentadas nas próximas seções. Adota-se com o sinal positivo a vazão mássica entrando na câmara A e saindo da câmara B do atuador, conforme é indicado pelo sentido das setas.

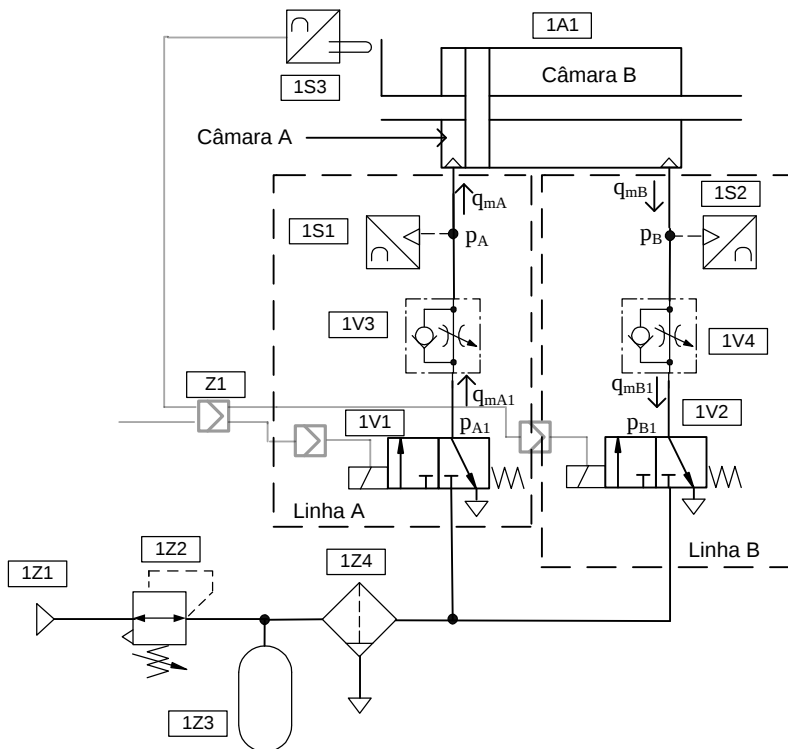


Figura 2.1 Sistema servopneumático.

2.1 Dimensionamento do sistema e requisitos básicos

Visando a futura aplicação do sistema servopneumático de controle de posição por acionamento com válvula direcional on/off, foi realizado o dimensionamento do sistema a partir dos requisitos de PCH's quanto ao comportamento estático e dinâmico. Os procedimentos para o dimensionamento do regulador de velocidade são fundamentados pelas Normas ANSI/IEEE 125 (IEEE,1988) e IEC 61362 (IEC, 1997), por dados de PCH's fornecidas pela empresa Reivax Automação e Controle e por resultados de projetos de pesquisa na área de reguladores de velocidade realizados no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos - LASHIP.

Como requisitos básicos do sistema tem-se os tempos de abertura e fechamento do servomotor, que evitam a sobrevelocidade e o golpe de

aríete na tubulação, e o erro máximo de posicionamento do servomotor, que não deve ser superior a 1% do curso total do atuador (IEC, 1997).

O sistema foi dimensionado para uma potência máxima de 90 kW. Sua altura de queda é de 10 m e a força máxima resultante é de aproximadamente 5,9 kN. O curso do cilindro é de 160 mm e o mesmo possui um diâmetro de êmbolo de 125 mm e um diâmetro de haste de 32 mm. O tempo de abertura e fechamento do servomotor é de 5 s. Como resultado do dimensionamento, tem-se o coeficiente de condutância sônica (C) da válvula estimado em $0,77 \times 10^{-8} \text{ m}^5/\text{N.s}$, a qual irá resultar em uma vazão nominal de 191 lpm, e razão de pressões crítica (b) estimada de 0,30. A metodologia usada no dimensionamento pode ser encontrada em ASAFF (2006) e as equações usadas para o dimensionamento são mostradas no APÊNDICE A.

2.2 Válvula direcional on/off

As válvulas direcionais on/off de rápida comutação são uma evolução das válvulas direcionais on/off convencionais. De acordo com SÍTUM *et al.* (2007), as válvulas direcionais convencionais on/off apresentam algumas desvantagens no seu uso devido ao seus efeitos térmicos e elétricos, além de suas forças inerciais e de atrito. Entretanto, devido aos avanços tecnológicos, tem sido possível o desenvolvimento das válvulas direcionais on/off de rápida comutação, as quais possuem menores problemas de aquecimento e atrito interno, além de serem mais rápidas e apresentarem uma maior vida útil.

De acordo com o fabricante de válvulas direcionais on/off de rápida comutação (*fast switching valves*) Festo, as válvulas do modelo MH tem uma vida útil de aproximadamente 500 milhões de ciclos (FESTO, 2011a) e as válvulas do modelo MHJ, de cerca de 2 bilhões de ciclos (FESTO, 2011b). O tempo de abertura e fechamento do carretel das válvulas de rápida comutação é de aproximadamente 3 ms, muito rápidas quando comparadas ao tempo de aproximadamente 20 ms das válvulas convencionais (FESTO, 2011c).

Em relação à modelagem da válvula de rápida comutação, podem ser citados os trabalhos de TAGHIZADEH *et al.* (2009a) e TOPÇU *et al.* (2006). Ambos dividem a modelagem da válvula em três subsistemas: eletromagnético, mecânico e fluido. O subsistema eletromagnético consiste em um circuito elétrico e magnético de um solenóide. O subsistema mecânico é composto pela massa do carretel, pelos coeficientes de

amortecimento e rigidez, além das forças magnéticas e de pressão. Este subsistema é modelado pela segunda lei de Newton. O subsistema do fluido modela a vazão mássica que escoar através de um orifício, ou seja, da válvula. JOUPILA *et al.* (2010) mostram dois métodos para a modelagem da vazão mássica. Inicialmente, é mostrada a modelagem por meio da norma ISO 6358 e então é apresentada uma equação bi-polinomial de segunda ordem, como um método alternativo à modelagem pela norma ISO 6358.

TAGHIZADEH *et al.* (2009a) mostram uma relação entre o ciclo de trabalho e a média do deslocamento do carretel, observando que o comportamento transiente de mudança de ciclos de trabalho pode ser negligenciado devido à rápida comutação da válvula.

MESSINA *et al.* (2005) apresentam um trabalho aliando ensaios teóricos e experimentais da dinâmica de um sistema servopneumático acionado por válvula de rápida comutação, onde são analisados diversos ciclos de trabalho e sua consequente resposta no sistema.

A modelagem da válvula direcional on/off de rápida comutação no presente trabalho é realizada pela equação da vazão mássica através de um orifício, dada pela norma ISO 6358 (ISO, 1989).

As equações (2.1) e (2.2) definem a vazão mássica através de um orifício. As equações são válidas tanto para as condições de regime sônico quanto subsônico. São elas:

$$q_m = Cp_1\rho_0\sqrt{\frac{T_0}{T_1}}w(a) \quad (2.1)$$

e

$$w(a) \left\{ \begin{array}{ll} = 1 & \text{se } a \leq b \\ = \sqrt{1 - \left(\frac{a-b}{1-b}\right)^2} & \text{se } a > b \end{array} \right\}, \quad (2.2)$$

onde, q_m é a vazão mássica através do orifício da válvula, C é a condutância sônica, p_1 é a pressão absoluta a montante (entrada da válvula), p_2 é a pressão absoluta a jusante (saída da válvula), T_0 é a temperatura do ar nas STP³, T_1 é a temperatura do ar a montante, ρ_0 é a

³ Condições padrões para temperatura e pressão adotadas pela norma ISO 6358.

densidade nas STP, b é a razão de pressões críticas e $a = p_2/p_1$. Os números 1 e 2 (de p_1 e p_2) são uma representação geral da entrada e saída da válvula, respectivamente.

A razão de pressões crítica (b) da válvula é a razão entre a pressão absoluta a jusante (p_2) e a pressão absoluta a montante (p_1) quando a velocidade do ar atinge a velocidade do som (HENE, 2010). Ela determina o tipo de escoamento que está ocorrendo na válvula, se sônico, sônico saturado ou subsônico. O tipo de escoamento é dado pelas seguintes equações:

$$\text{escoamento subsônico,} \quad \frac{p_2}{p_1} > b, \quad (2.3)$$

$$\text{escoamento sônico,} \quad \frac{p_2}{p_1} = b \quad (2.4)$$

e

$$\text{escoamento sônico saturado,} \quad \frac{p_2}{p_1} < b. \quad (2.5)$$

A Figura 2.2 apresenta o comportamento do escoamento em função das pressões a montante e a jusante. Quanto $p_2/p_1 < b$ há uma saturação da vazão mássica (q_{cr}).

Os coeficientes C e b são extraídos dos ensaios baseados na norma ISO 6358 (ISO 1989). As portas da válvula direcional on/off de rápida comutação são melhor exemplificadas por meio da Figura 2.3. Quando a válvula está desligada (*off*), a vazão de ar tende a ir da porta 2 (p_{A1} ou p_{B1}) para a porta 3 (p_{ATM}). Quando a válvula está acionada (*on*), há a tendência da vazão de ar ir no sentido da porta 1 (p_S) para a porta 2. Entretanto, há situações onde pode ocorrer a vazão de ar no sentido contrário a esta tendência, como em situações onde há grandes cargas ou altas velocidades de avanço ou recuo do atuador. Baseado neste raciocínio, é necessário modelar a vazão mássica de ar tanto no sentido da porta 2 para a porta 3, assim como da porta 3 para a porta 2, e

da porta 1 para a porta 2, assim como da 2 para a porta 1. Os números 1, 2 e 3 são indicações normalizadas para as portas do componente.

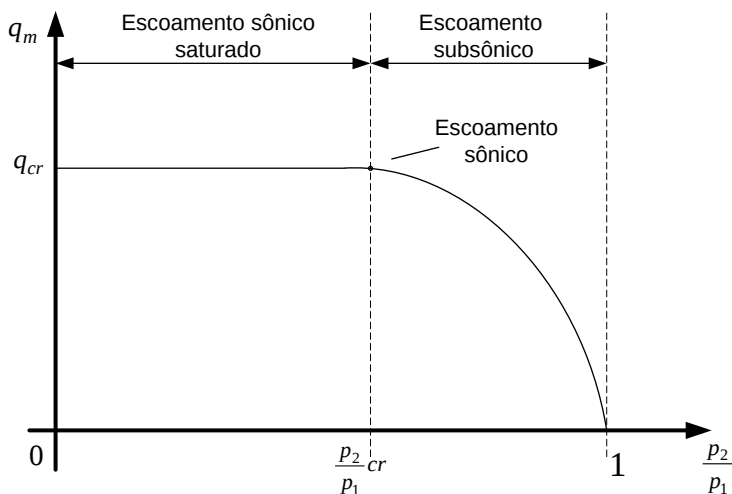


Figura 2.2 Vazão mássica através de uma válvula em função da razão de pressões (adaptada de DE NEGRI, 2001).

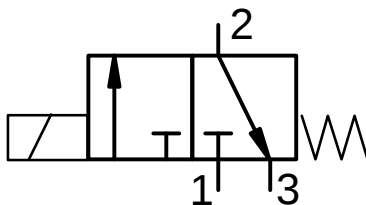


Figura 2.3 Desenho esquemático representativo das portas na válvula direcional on/off 3/2.

A Tabela 2.1 mostra os coeficientes C e b dos respectivos pares de portas da válvula direcional on/off extraídos a partir de ensaios experimentais, baseados na norma ISO 6358, realizados na bancada de testes, a qual será mostrada no Capítulo 4.

Tabela 2.1 Coeficientes C e b da válvula direcional on/off.

Válvula	Par de portas	C		b	
		Nomeclatura	Valor [m ⁵ /N.s]	Nomeclatura	Valor
1V1	1-2	C_{vA_12}	$6,90 \times 10^{-9}$	b_{vA_12}	0,33
	2-3	C_{vA_23}	$6,17 \times 10^{-9}$	b_{vA_23}	0,36
1V2	1-2	C_{vB_12}	$7,03 \times 10^{-9}$	b_{vB_12}	0,30
	2-3	C_{vB_23}	$6,16 \times 10^{-9}$	b_{vB_23}	0,33

Os coeficientes da porta 2 para a porta 1 foram considerados iguais aos coeficientes da porta 1 para a porta 2, assim como os coeficientes da porta 3 para a porta 2 foram considerados iguais aos coeficientes da porta 2 para a porta 3. Então, tem-se que: $C_{vA_12} = C_{vA_21}$; $C_{vA_23} = C_{vA_32}$; $C_{vB_12} = C_{vB_21}$; $C_{vB_23} = C_{vB_32}$. A mesma analogia pode ser realizada para a razão de pressões críticas (b). Logo, há 4 configurações possíveis para o equacionamento de cada uma das válvulas direcionais on/off. As possíveis configurações das variáveis p_1 , a , b e C para a válvula direcional on/off da linha A (1V1) são:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \text{Se } u_{A0} \geq 0 \text{ e } \frac{p_{A1}}{p_S} \leq 1 \text{ então} \left\{ \begin{array}{l} p_1 = p_S \\ a = \frac{p_{A1}}{p_S} \\ b = b_{vA_12} \\ C = C_{vA_12} \end{array} \right. \\
 \\
 \text{Se } u_{A0} \geq 0 \text{ e } \frac{p_{A1}}{p_S} > 1 \text{ então} \left\{ \begin{array}{l} p_1 = p_{A1} \\ a = \frac{p_S}{p_{A1}} \\ b = b_{vA_21} \\ C = -C_{vA_21} \end{array} \right. \\
 \\
 \text{Se } u_{A0} < 0 \text{ e } \frac{p_T}{p_{A1}} \leq 1 \text{ então} \left\{ \begin{array}{l} p_1 = p_{A1} \\ a = \frac{p_{ATM}}{p_{A1}} \\ b = b_{vA_23} \\ C = -C_{vA_23} \end{array} \right. \\
 \\
 \text{Se } u_{A0} < 0 \text{ e } \frac{p_T}{p_{A1}} > 1 \text{ então} \left\{ \begin{array}{l} p_1 = p_{ATM} \\ a = \frac{p_{A1}}{p_{ATM}} \\ b = b_{vA_32} \\ C = C_{vA_32} \end{array} \right. ,
 \end{array} \right. \quad (2.6)$$

onde p_{A1} é a pressão na tubulação A, p_S é a pressão de suprimento, p_{ATM} é a pressão atmosférica e u_{A0} é o sinal de controle que representa o sentido da vazão mássica (entrando ou saindo) da válvula direcional on/off da linha A e é expresso por:

$$u_{A0} = 2u_A - 1, \quad (2.7)$$

onde u_A é o sinal de controle digital (0 ou 1) enviado pelo controlador para o acionamento da válvula direcional on/off da linha A.

Então, a equação da vazão mássica para a válvula direcional on/off da linha A é dada por:

$$q_{mA1} = |u_{A0}| C p_1 \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} w(a), \quad (2.8)$$

onde q_{mA1} é a vazão mássica através da válvula direcional on/off da linha A. Esta equação difere da Equação (2.1) pela presença do termo u_{A0} . Este termo remete ao sentido da vazão mássica, se a mesma está entrando ou saindo da válvula (1 ou -1, respectivamente). As possíveis configurações das variáveis p_1 , a , b e C para a válvula direcional on/off da linha B (1V2) são:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Se } u_{B0} \leq 0 \text{ e } \frac{p_{B1}}{p_S} \leq 1 \text{ então } \left\{ \begin{array}{l} p_1 = p_S \\ a = \frac{p_{B1}}{p_S} \\ b = b_{vB_12} \\ C = -C_{vB_12} \end{array} \right. \\ \\ \text{Se } u_{B0} \leq 0 \text{ e } \frac{p_{B1}}{p_S} > 1 \text{ então } \left\{ \begin{array}{l} p_1 = p_{B1} \\ a = \frac{p_S}{p_{B1}} \\ b = b_{vB_21} \\ C = C_{vB_21} \end{array} \right. \\ \\ \text{Se } u_{B0} > 0 \text{ e } \frac{p_T}{p_{B1}} \leq 1 \text{ então } \left\{ \begin{array}{l} p_1 = p_{B1} \\ a = \frac{p_{ATm}}{p_{B1}} \\ b = b_{vB_23} \\ C = C_{vB_23} \end{array} \right. \\ \\ \text{Se } u_{B0} > 0 \text{ e } \frac{p_T}{p_{B1}} > 1 \text{ então } \left\{ \begin{array}{l} p_1 = p_{ATM} \\ a = \frac{p_{B1}}{p_{ATM}} \\ b = b_{vB_32} \\ C = -C_{vB_32} \end{array} \right. , \end{array} \right. \quad (2.9)$$

onde u_{B0} é o sinal de controle que representa o sentido da vazão mássica (entrando ou saindo) da válvula direcional on/off da linha B e é dado pela Equação (2.10), p_{B1} é a pressão na tubulação B. Então, a equação

da vazão mássica para a válvula direcional on/off da linha B é dada pela Equação (2.11). As equações citadas são:

$$u_{B0} = -2u_B + 1 \quad (2.10)$$

e

$$q_{mB1} = |u_{B0}| C p_1 \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} w(a), \quad (2.11)$$

onde q_{mB1} é a vazão mássica através da válvula direcional on/off da linha B e u_B é o sinal de controle digital (0 ou 1) enviado pelo controlador para o acionamento da válvula direcional on/off da linha B.

2.3 Válvula reguladora de vazão

A modelagem da válvula reguladora de vazão (ou válvula de orifício) também é realizada pela equação da vazão mássica através de um orifício dada pela norma ISO 6358 (ISO, 1989), equações (2.1) e (2.2). A válvula reguladora de vazão é responsável tanto por diminuir as vibrações no sistema devido ao envio de “pacotes” de ar da válvula direcional on/off de rápida comutação, como de regular o tempo de avanço e recuo do cilindro. A Figura 2.4 mostra o esquema das portas da válvula reguladora de vazão.

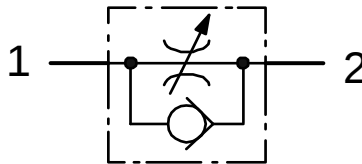


Figura 2.4 Desenho esquemático representativo das portas na válvula reguladora de vazão.

Conforme mostrado na Figura 2.4, quando a vazão mássica está entrando no atuador, sentido da porta 2 (p_{A1} ou p_{B1}) para a porta 1 (p_A ou p_B), não há regulação da vazão mássica, pois a vazão não passa pela restrição. Entretanto, quando o sentido da vazão mássica está da porta 1 para a porta 2, a vazão mássica passa pela restrição, pois a outra via fica

bloqueada pela esfera. Então, há a regulação da vazão e conseqüentemente, da velocidade de avanço, ou recuo, do atuador.

A Tabela 2.2 mostra os coeficientes C e b das mesmas, extraídos a partir de ensaios realizados na bancada experimental.

Tabela 2.2 Coeficientes C e b das válvulas reguladoras de vazão.

Válvula	Par de portas	C		b	
		Nomeclatura	Valor [m ⁵ /N.s]	Nomeclatura	Valor
1V3	1-2	C_{oA_12}	$2,80 \times 10^{-9}$	b_{oA_12}	0,56
	2-1	C_{oA_21}	$5,70 \times 10^{-9}$	b_{oA_21}	0,26
1V4	1-2	C_{oB_12}	$2,74 \times 10^{-9}$	b_{oB_12}	0,60
	2-1	C_{oB_21}	$4,91 \times 10^{-9}$	b_{oB_21}	0,23

Para a válvula reguladora de vazão, há 2 configurações possíveis para o equacionamento de cada uma das válvulas. As possíveis configurações das variáveis p_1 , a , b e C para a válvula reguladora de vazão da linha A (1V3) são:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Se } \frac{p_A}{p_{A1}} \leq 1 \text{ então } \left\{ \begin{array}{l} p_1 = p_{A1} \\ a = \frac{p_A}{p_{A1}} \\ b = b_{oA_21} \\ C = C_{oA_21} \end{array} \right. \\ \\ \text{Se } \frac{p_A}{p_{A1}} > 1 \text{ então } \left\{ \begin{array}{l} p_1 = p_A \\ a = \frac{p_{A1}}{p_A} \\ b = b_{oA_12} \\ C = -C_{oA_12} \end{array} \right. \end{array} \right. , \quad (2.12)$$

onde p_A é a pressão na câmara A do atuador pneumático. Então, a equação da vazão mássica através de um orifício para a válvula reguladora de vazão da linha A (q_{mA}) é dada por:

$$q_{mA} = Cp_1\rho_0\sqrt{\frac{T_0}{T_1}}w(a). \quad (2.13)$$

As possíveis configurações das variáveis p_1 , a , b e C para a válvula reguladora de vazão da linha B (1V4) são:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Se } p_{B1}/p_B \leq 1 \text{ então} \\ \text{Se } p_{B1}/p_B > 1 \text{ então} \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} p_1 = p_B \\ a = p_{B1}/p_B \\ b = b_{oA_12} \\ C = C_{oB_12} \\ p_1 = p_{B1} \\ a = p_B/p_{B1} \\ b = b_{oB_21} \\ C = -C_{oB_21} \end{array} \right. , \quad (2.14)$$

onde p_B é a pressão na câmara B do atuador pneumático. Então, a equação da vazão mássica através de um orifício para a válvula reguladora de vazão da linha B (q_{mB}) é:

$$q_{mB} = Cp_1\rho_0\sqrt{\frac{T_0}{T_1}}w(a). \quad (2.15)$$

2.4 Atuador pneumático

A modelagem do atuador pneumático é realizada por meio da equação da continuidade nas câmaras do atuador, da segunda lei de Newton, a qual descreve o movimento do atuador, além de ser modelado o atrito de acordo com o modelo Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável. Por último, será calculada a frequência natural do atuador pneumático em função da posição do êmbolo.

2.4.1 Equação da continuidade nas câmaras do atuador

Em FOX e McDONALD (1995) é apresentado o princípio da conservação de massa em um volume de controle com fronteiras variáveis, onde ocorre a passagem do fluido. Considerando o ar como um gás ideal, um escoamento isentrópico (adiabático e reversível), tem-se a Equação (2.16) para um dado volume de controle:

$$q_{m1} - q_{m2} = \frac{p}{RT} \frac{dV}{dt} + \frac{V}{RT\gamma} \frac{dp}{dt}, \quad (2.16)$$

onde q_{m1} é vazão mássica na entrada do volume de controle, q_{m2} a vazão mássica na saída do volume de controle, V o volume de controle, p a pressão no volume de controle, R a constante dos gases, T a temperatura no volume de controle e γ é a razão de calores específicos.

Considerando a vazão mássica nas câmaras A e B de um atuador pneumático desprezando os possíveis vazamentos internos ou externos nas câmaras, tem-se:

$$\begin{aligned} q_{mA} &= \frac{p_A}{RT_A} \frac{dV_A}{dt} + \frac{V_A}{RT_A\gamma} \frac{dp_A}{dt} \\ q_{mB} &= \frac{p_B}{RT_B} \frac{dV_B}{dt} - \frac{V_B}{RT_B\gamma} \frac{dp_B}{dt}, \end{aligned} \quad (2.17)$$

onde p_A é a pressão na câmara A, V_A é o volume na câmara A, T_A é a temperatura na câmara A, p_B é a pressão na câmara B, V_B é o volume na câmara B e T_B é a temperatura na câmara B. A temperatura na câmara A é considerada igual à temperatura na câmara B, então, $T_A = T_B = T$. Isolando o termo das variações de pressões nas câmaras do cilindro, tem-se:

$$\begin{aligned} \frac{dp_A}{dt} &= -\frac{A_A\gamma\dot{x}}{A_Ax + V_{A0}} p_A + \frac{R\gamma T}{A_Ax + V_{A0}} q_{mA} \\ \frac{dp_B}{dt} &= \frac{A_B\gamma\dot{x}}{A_B(L-x) + V_{B0}} p_B - \frac{R\gamma T}{A_B(L-x) + V_{B0}} q_{mB} \end{aligned}, \quad (2.18)$$

onde A_A é a área da câmara A do cilindro, $\dot{x}$ é a velocidade do cilindro, x é a posição do cilindro, V_{A0} é o volume morto da câmara A, A_B é a

área da câmara B do cilindro, V_{B0} é o volume morto da câmara B e L é o comprimento total do cilindro. Como o cilindro usado é simétrico, $A_A = A_B = A$.

2.4.2 Segunda Lei de Newton

A Segunda Lei de Newton, ou equação do movimento, equaciona o equilíbrio de forças nos êmbolos do cilindro. Ela é dada por:

$$M \ddot{x} = (p_A - p_B)A - F_c - F_{at}, \quad (2.19)$$

onde M é a massa deslocada, $\ddot{x}$ é a aceleração do cilindro, F_c é a força de carga e F_{at} é a força de atrito, a seguir modelada.

2.4.3 Modelo do atrito

O atrito presente no cilindro é equacionado de acordo com o Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável, proposto por GOMES (1995), GOMES e ROSA (2003) e também usado por MACHADO (2003). A Figura 2.5 mostra a trajetória do modelo de atrito.

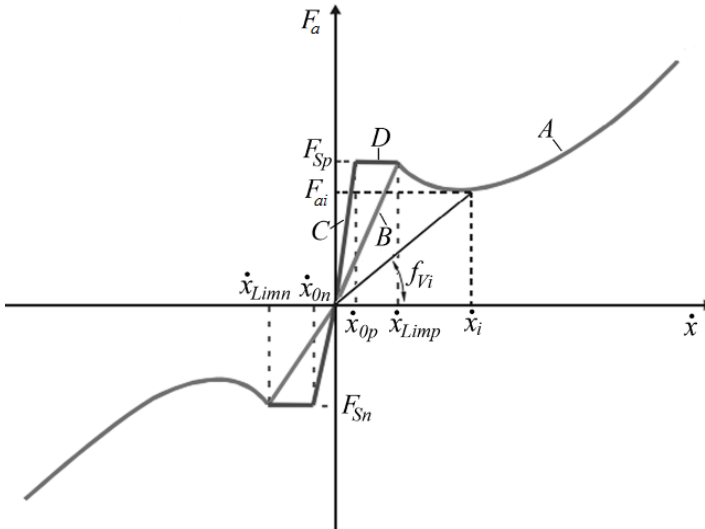


Figura 2.5 Trajetória do modelo de atrito (adaptado de MACHADO, 2003).

As trajetórias C e D (*stick*) e B (*slip*) representam as forças de atrito para velocidades abaixo da velocidade limite ($\dot{x}_{lim}$) e a curva A representa as forças de atrito para velocidades acima da velocidade limite. A velocidade limite é a menor velocidade para a qual o cilindro possui velocidade constante. Abaixo desta velocidade o cilindro possui um movimento intermitente de paradas (*stick*) e deslizamento (*slip*). No presente trabalho, a velocidade “*stick*” foi considerada como 5% da velocidade limite. A escolha de 5 % foi baseada nos resultados de simulação, onde foram escolhidos diferentes valores e o valor de 5 % apresentou maior coerência nos resultados.

A curva A é obtida experimentalmente por meio do mapa de atrito estático. O mapa de atrito para o cilindro usado neste trabalho é mostrado na Figura 2.6, para ambas as direções de movimento. A partir dele são extraídos o coeficiente de atrito viscoso, velocidade limite e atrito estático. Para se obter o mapa de atrito, foram realizados testes experimentais na bancada IBYTU, os quais são descritos com mais detalhes no APÊNDICE B.

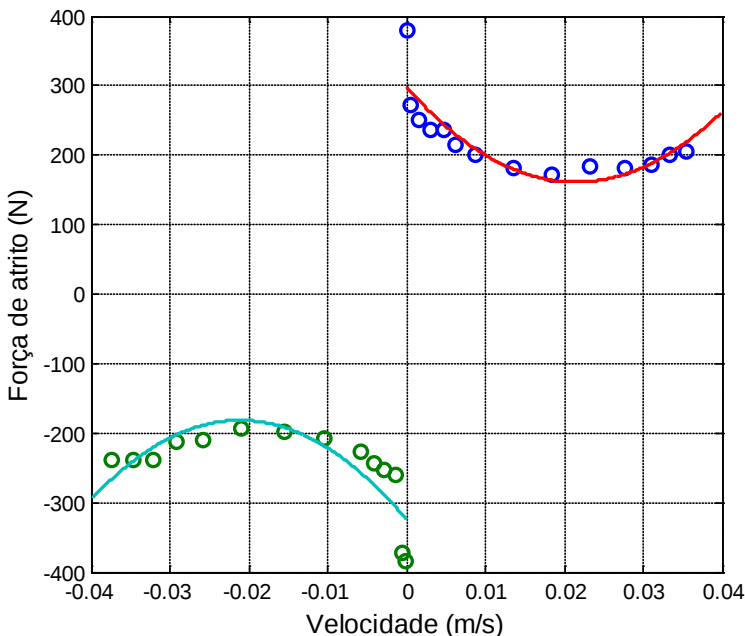


Figura 2.6 Mapa de atrito estático.

2.4.4 Frequência natural do atuador pneumático

A frequência natural do atuador pneumático é calculada a partir do método proposto por BEATER (2007). Entretanto, está é uma frequência natural aproximada do atuador, já que diversos trabalhos apresentam pequenas diferenças nas equações, principalmente no que se refere às pressões e a razão de calores específicos. Como exemplos de trabalho que calculam a frequência natural do atuador, podem ser citados VIEIRA (1998) e VIRVALO (1995). De acordo com o método proposto, inicialmente deve ser calculada a rigidez das câmaras do atuador (c_{cam}), a qual é dada por:

$$c_{cam} = A^2 \frac{n p}{V_{cam}}, \quad (2.20)$$

onde n é o índice politrópico, o qual é igual à razão de calores específicos quando se assume o processo como sendo isentrópico. As rigidezes das câmaras A e B (c_{camA} e c_{camB}) são dadas pelas equações (2.21) e (2.22), respectivamente. A pressão dentro das câmaras (p) é considerada igual à pressão de suprimento.

$$c_{camA} = A^2 \frac{\gamma p_s}{V_{A0} + Ax} \quad (2.21)$$

$$c_{camB} = A^2 \frac{\gamma p_s}{V_{B0} + A(L - x)} \quad (2.22)$$

Então, a frequência natural do atuador pneumático (w_{cil}) é expressa por:

$$w_{cil} = \sqrt{\frac{c_{total}}{M}}, \quad (2.23)$$

onde c_{total} é a rigidez das câmaras A e B. Logo, substituindo c_{total} pela rigidez nas câmaras, tem-se:

$$w_{cil} = \sqrt{\frac{\gamma}{M} \left(A^2 \frac{p_s}{V_{A0} + Ax} + A^2 \frac{p_s}{V_{B0} + A(L - x)} \right)}. \quad (2.24)$$

A Figura 2.7 mostra a frequência natural do atuador pneumático. Percebe-se que nas extremidades a frequência aumenta, e na região central do atuador há um valor de aproximadamente 370 rad/s.

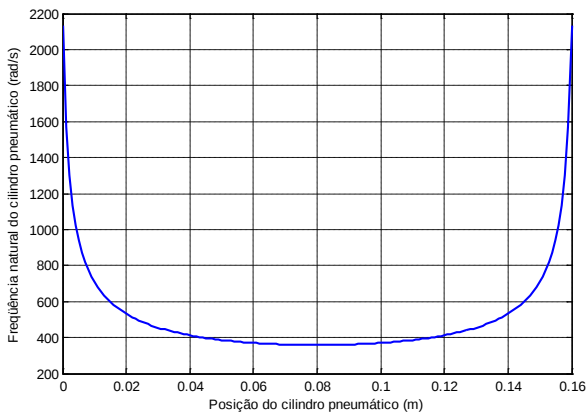


Figura 2.7 Frequência natural do atuador pneumático.

2.5 Modelagem da tubulação

Como são usados dois tipos de válvulas para o acionamento do cilindro (válvula direcional on/off de rápida comutação e válvula reguladora de vazão), há duas equações de vazão em orifício, é necessário modelar os efeitos das mangueiras de ar comprimido que ligam as duas válvulas para auxiliar (e simplificar) no processo de equacionamento para posterior simulação do sistema. Para tanto, é usada a Equação (2.16) (equação da continuidade). Como não há variação de volume, as vazões mássicas nas linhas A e B são mostradas nas equações (2.25) e (2.26), respectivamente:

$$q_{mA1} - q_{mA} = \frac{V_{manA}}{RT\gamma} \frac{dp_{A1}}{dt} \quad (2.25)$$

e

$$q_{mB} - q_{mB1} = \frac{V_{manB}}{RT\gamma} \frac{dp_{B1}}{dt}, \quad (2.26)$$

onde V_{manA} é o volume da tubulação que conecta a válvula direcional on/off à válvula reguladora de vazão da linha A e V_{manB} é o volume da tubulação que conecta a válvula direcional on/off à válvula reguladora de vazão da linha B. Isolando o termo das variações de pressões na tubulação das linhas A e B, respectivamente, têm-se as equações (2.27) e (2.28):

$$\frac{dp_{A1}}{dt} = \frac{RT\gamma}{V_{manA}}(q_{mA1} - q_{mA}) \quad (2.27)$$

e

$$\frac{dp_{B1}}{dt} = \frac{RT\gamma}{V_{manB}}(q_{mB} - q_{mB1}). \quad (2.28)$$

2.6 Conclusões

Neste capítulo foi tratado o problema da modelagem dos principais componentes do sistema servopneumático de controle de posição. Foi apresentada a modelagem matemática da válvula direcional on/off de rápida comutação, da válvula reguladora de vazão, da tubulação entre estas válvulas e do atuador pneumático, incluindo a modelagem do atrito.

A modelagem será usada para o projeto dos controladores, a serem apresentados no Capítulo 3, e para as simulações do comportamento do sistema a partir da ferramenta Simulink do Matlab. O modelo usado já foi validado em trabalhos anteriores, sendo neste trabalho realizado alguns acréscimos ao mesmo. O diagrama de blocos para a simulação do sistema encontra-se no APÊNDICE C e a comparação dos resultados teórico-experimentais, podem ser vistas na Seção 5.6

CAPÍTULO 3

MÉTODOS DE CONTROLE EMPREGADOS

No presente capítulo será apresentada uma breve introdução aos métodos de controle usados em sistemas servopneumáticos com acionamento por válvula on/off e, na sequência, são propostas duas novas formas de implementação de controle para o sistema servopneumático. Inicialmente, é proposto um método de controle pela técnica de PWM associado a um controlador PID com compensação da zona de saturação da válvula. A outra proposta é um controlador por estrutura variável por modos deslizantes, onde é levada em conta a dinâmica das pressões nas câmaras do atuador além das forças de atrito.

Na Seção 3.1 é mostrada uma introdução dos métodos de controle usados em sistemas servopneumáticos com acionamento por válvula on/off. Na Seção 3.2 é mostrado o método de controle PID associado à técnica de PWM e na Seção 3.3 é mostrado o método de controle por estrutura variável por modos deslizantes. Por último, Seção 3.4, são apresentadas as considerações finais do capítulo.

3.1 Métodos de controle usado em sistemas servopneumáticos acionados por válvula on/off

Há diversos trabalhos que apresentam métodos de controle empregados em sistemas servopneumáticos de controle de posição ou pressão, com acionamento por válvula direcional on/off. Conforme será discutido a seguir, a técnica de PWM (modulação por largura de pulso) associada a um controlador PID é um dos métodos mais empregados para o controle.

Um dos primeiros trabalhos a aplicar a técnica de PWM para um sistema servopneumático foi Noritsugu em 1987, o qual publicou dois artigos, um para o controle de velocidade (NORITSUGU, 1987a) e outro para o controle de posição (NORITSUGU, 1987b). Em ambos os trabalhos foi empregado um circuito pneumático composto de duas válvulas direcionais on/off 3/2 e uma válvula direcional on/off 2/2, a qual foi aplicada a técnica de PWM junto com um controlador proporcional. THOMAS *et al.* (2005), apresentam um trabalho com um circuito pneumático similar aos trabalhos de Noritsugu. É usada a técnica de

PWM associada a um controlador PD, conseguindo erros de posição à resposta ao degrau de aproximadamente 0,1 mm.

VAN VARSEVELD e BONE (1997) comparam 4 diferentes métodos para o controle do ciclo de trabalho aplicando a técnica PWM e usando um controlador PID. O primeiro método consiste em manter ambos os ciclos de trabalho em 0% e ir aumentando o ciclo de trabalho de uma das válvulas em função do sinal de controle. O segundo método consiste em manter ambos os ciclos de trabalho em 100% e ir diminuindo o ciclo de trabalho de uma das válvulas em função do sinal de controle. O terceiro método consiste em manter os ciclos de trabalho opostos em função do sinal de controle, enquanto uma válvula trabalha em 100%, a outra trabalha em 0%. Quando o sinal de controle é zero, ambas as válvulas trabalham em 50% do ciclo de trabalho. O quarto método consiste em atribuir ciclos de trabalhos mínimos e máximos. A Figura 3.1 mostra com mais detalhes os métodos apresentados.

TAGHIZADED *et al.* (2009b) mostram resultados experimentais de seguimento de trajetória senoidal para frequências acima de 5 Hz. Para tanto, foi usada a técnica de PWM associada a um controlador PD, realizando a compensação da “zona morta” da válvula. A principal diferença para os demais trabalhos reside na aplicação do mesmo sinal de controle para ambas as válvulas. Isso é possível devido ao uso de duas válvulas para o acionamento do atuador, sendo uma normalmente aberta e outra normalmente fechada.

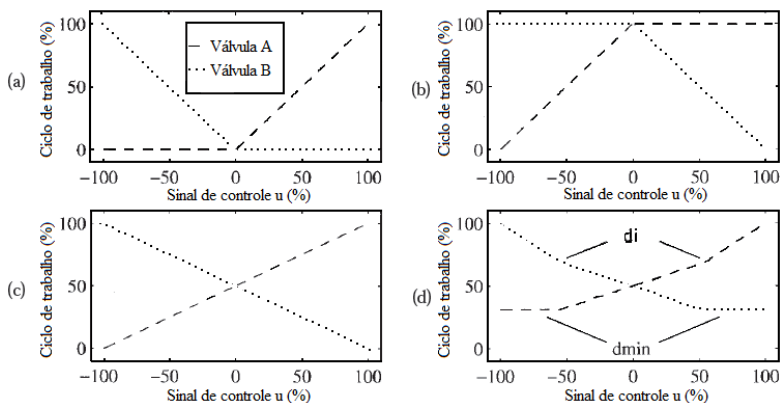


Figura 3.1 Métodos de pulso do PWM. a) método 1; b) método 2; c) método 3; d) método 4; (adaptada de VAN VARSEVELD e BONE, 1997).

GENTILE *et al.* (2002) mostram um algoritmo de controle das válvulas onde é restringido o máximo e mínimo ciclo de trabalho do PWM. A implementação do controlador é realizada a partir de um controle PI. GARDUCCI *et al.* (2004) mostram um braço robótico pneumático para automação de colheitas baseado em um sistema de visão com controle de posição por meio da técnica de PWM e um controlador proporcional. TAGHIZADEH *et al.* (2008) propõem três aproximações de linearização de um sistema servopneumático acionado por PWM e comentam que bons resultados foram encontrados usando um controlador proporcional clássico.

Além do controlador PID, há diversos trabalhos que utilizam a técnica de PWM. BARTH *et al.* (2002a), assim como SHEN *et al.* (2004) e SHEN *et al.* (2006) usam a técnica de PWM associado a um controlador não-linear por modos deslizantes (*sliding mode*). BARTH *et al.* (2002b) projetam um controlador a partir da descrição do modelo do sistema servopneumático no domínio da frequência, aplicando a técnica de PWM. É proposto por AHN *et al.* (2003) e AHN e YOKOTA (2005) um método de controle por MPWM (modulação por largura de pulso modificada) e um algoritmo de controle de comutação usando redes neurais artificiais para o controle do sistema servopneumático levando em conta as mudanças de cargas externas. YING *et al.* (2007) propõem um controle híbrido de força para um braço de um exoesqueleto usando um controlador bang-bang e fuzzy, aplicados por meio da técnica de PWM. Quando o erro é maior que um determinado valor, o sistema reage a partir do controle bang-bang. Quando o erro é menor de que um determinado valor, onde o controle torna-se mais complexo, então é usado o controle fuzzy.

Como alternativa ao uso da técnica de PWM, há diversos trabalhos usando técnicas não-lineares de controle, como controle a estrutura variável por modos deslizantes, *backstepping*, entre outros. SANDE *et al.* (2007) e LANGJORD e JOHANSEN (2010) mostram um controlador baseado em *backstepping* para fazer o controle de posição de uma embreagem pneumática. PAUL *et al.* (1994) mostram um controlador por modos deslizantes com redução de ordem somente com a realimentação da posição. NGUYEN *et al.* (2007) aplicam o controle por modos deslizantes em um sistema servopneumático de controle de posição por meio de 3 modos de operação, definidos pelo enchimento e exaustão das câmaras A e B do atuador. Também é realizada uma atenuação do *chattering* visando aumentar a vida útil das válvulas

3.2 Controle PID associado à técnica de PWM

A Figura 3.2 mostra o esquema do método de controle proposto por meio da técnica de PWM associada ao controlador PID. Nas seções seguintes serão descritas as funções de cada um dos blocos apresentados.

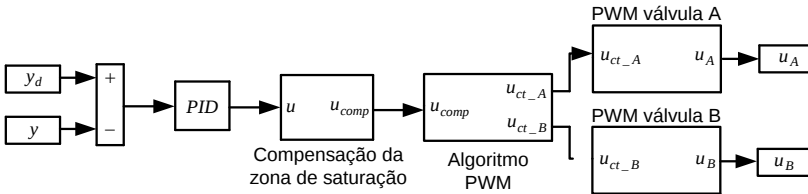


Figura 3.2 Esquema do sinal de controle PWM – PID.

Inicialmente, tem-se o erro de posicionamento do sistema (posição desejada subtraída da posição do pistão). Este erro é então enviado ao controlador PID. Então, é realizada uma compensação da zona de saturação da válvula onde é recalculado o sinal de controle u e, a partir de um algoritmo, para o sinal de controle u_{ct_A} e u_{ct_B} (ciclo de trabalho (*duty cycle*) para as válvulas A e B, respectivamente). Estes sinais passam para o domínio da técnica de PWM, onde serão convertidos no sinal de controle digital u_A e u_B (sinal de controle das válvulas A e B, respectivamente) e por fim são enviados para as válvulas.

3.2.1 Controlador PID

O controlador proporcional-integrativo-derivativo é um dos mais usados na indústria. Há diversos trabalhos que apresentam o controlador PID. Dentre eles podem ser citados OGATA (1993) e FRANKLIN *et al.* (1994). Matematicamente, o controle PID é dado por:

$$u(t) = k_p e(t) + k_I \int_{t_0}^t e(t) dt + k_D \frac{de(t)}{dt}, \quad (3.1)$$

onde $e(t)$ é o erro de posicionamento do sistema, dado pela diferença entre posição desejada e a posição simulada (ou experimental), k_p é o ganho proporcional ao erro do sistema, k_I é o ganho proporcional à

parcela integral do erro do sistema e k_D é o ganho associado à parcela derivativa do erro do sistema.

Há diversos métodos para definir os ganhos k_P , k_I e k_D . No presente trabalho, os ganhos foram determinados a partir de ensaios teórico-experimentais onde foram ajustados de forma que fossem alcançados pequenos erros de posicionamento para o sistema.

3.2.2 Compensação da zona de saturação

De acordo com TAO e KOKOTOVIC (1996), o termo zona morta (*dead-zone*) é uma não-linearidade estática a qual descreve uma insensibilidade do componente para pequenos sinais. O termo zona morta da válvula é bastante usado em válvulas direcionais proporcionais pneumáticas. Nestas válvulas, a zona morta representa a faixa do sinal de controle para o qual não há resposta na saída da válvula ou há um valor abaixo do mínimo desejado. Nas válvulas direcionais on/off com controle a partir da técnica de PWM, a zona morta refere-se a ciclos de trabalho relativamente pequenos (a quantificação de “pequenos” é função da frequência de operação de PWM) os quais não há deslocamento do carretel da válvula ou há um deslocamento pequeno o qual não causa variação da pressão na saída da válvula.

Assim, no presente trabalho é usada uma compensação da zona de saturação das válvulas. O termo zona de saturação da válvula (quando da aplicação da técnica de controle usando PWM) refere-se a um determinado valor de ciclo de trabalho no qual a válvula possui uma resposta baixa de pressão na sua saída. Em outras palavras, para uma determinada frequência de operação do PWM, há uma faixa de valores de ciclos de trabalho para os quais a variação de pressão é lenta e/ou está aquém do mínimo desejado, ou seja, a sua variação não é proporcional ao sinal de controle nesta faixa.

A modelagem da zona de saturação das válvulas foi realizada com base no trabalho de TAO e KOKOTOVIC (1996) e também apresentado em VALDIERO (2005) para a compensação de zona morta. Os ensaios realizados para definir os valores dos parâmetros da zona de saturação das válvulas estão descritos na Seção 5.3. A análise dos parâmetros é realizada em função da frequência de PWM, do ciclo de trabalho e da pressão.

Como será visto na Seção 3.2.3 as válvulas trabalham a partir de um ciclo de trabalho de 100% o qual varia com o sinal de controle. A

zona de saturação das válvulas é compensada na região de ciclo de trabalho próximo de 100 % (o que representa um sinal de controle u próximo de zero). A Figura 3.3 mostra a representação gráfica da não-linearidade da zona de saturação.

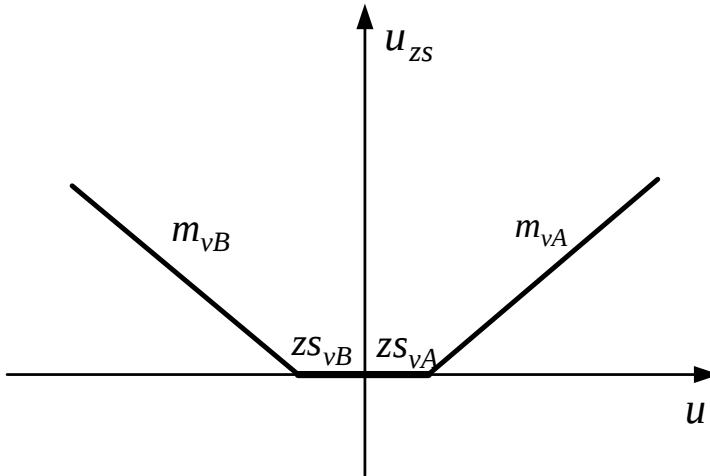


Figura 3.3 Representação gráfica da não-linearidade da zona de saturação da válvula (adaptada de TAO e KOKOTOVIC, 1996).

Na Figura 3.3 u_{zs} é o sinal de saída, zs_{vA} é o limite da zona de saturação da válvula direcional on/off da linha A, zs_{vB} é o limite da zona de saturação da válvula direcional on/off da linha B, m_{vA} é a inclinação da zona de saturação da válvula direcional on/off da linha A e m_{vB} é a inclinação da zona de saturação da válvula direcional on/off da linha B. O sinal de saída não é necessariamente zero, mas sim um valor próximo de zero e é dado pela subtração da pressão de suprimento (constante) pela pressão na câmara. A compensação da não-linearidade da zona de saturação da válvula é obtida por meio do desenvolvimento de sua inversa parametrizada, conforme descrito e adaptado de TAO e KOKOTOVIC (1996). A Figura 3.4 mostra a representação gráfica da inversa da não-linearidade da zona de saturação.

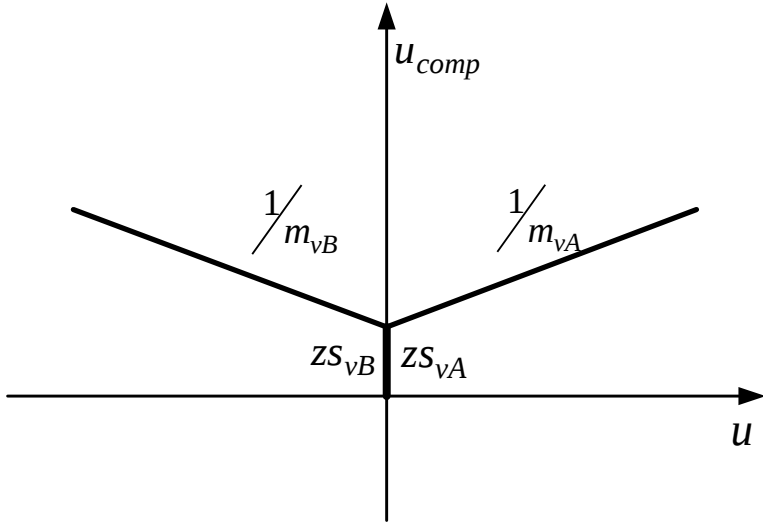


Figura 3.4 Representação gráfica da inversa da não-linearidade da zona de saturação (adaptada de TAO e KOKOTOVIC, 1996).

Na Figura 3.4 u_{comp} é o sinal de controle com compensação da zona de saturação. A formulação matemática usada para a compensação da zona de saturação é dada por:

$$u_{comp} \begin{cases} = \frac{u}{m_{vA}} + zS_{vA} & se \ u \geq 0 \\ = \frac{u}{m_{vB}} - |zS_{vB}| & se \ u < 0 \end{cases} . \quad (3.2)$$

Na Figura 3.5 pode ser visto o diagrama de blocos usado nos testes teórico-experimentais para a compensação da zona de saturação das válvulas direcionais on/off.

Por meio da Figura 3.5 observa-se que se o sinal de controle for maior ou igual a zero, é usada a compensação da zona de saturação para a válvula direcional on/off da linha A. Se o sinal de controle é menor do que zero, é usada a compensação da zona de saturação para a válvula direcional on/off da linha B.

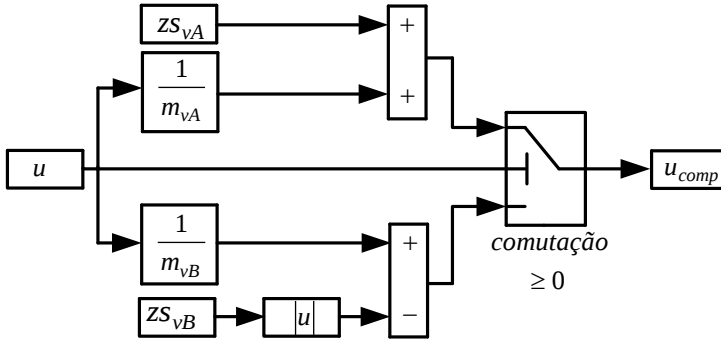


Figura 3.5 Diagrama de blocos da compensação da zona de saturação.

3.2.3 Algoritmo para conversão do sinal de controle

A conversão do sinal de controle u (sinal de controle sem compensação da zona de saturação) ou u_{comp} (sinal de controle com compensação da zona de saturação) para o sinal de controle u_{ct_A} e u_{ct_B} (ciclo de trabalho da válvula direcional on/off da linha A e linha B, respectivamente) é realizado por meio de:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \text{Se } u_{comp} \geq 0 \text{ então} & \begin{cases} u_{ct_A} = 1 \\ u_{ct_B} = 1 - |u_{comp}| \end{cases} \\ \text{Se } u_{comp} < 0 \text{ então} & \begin{cases} u_{ct_A} = 1 - |u_{comp}| \\ u_{ct_B} = 1 \end{cases} \end{array} \right. \quad (3.3)$$

Esta equação determina que, conforme o sinal de u_{comp} , uma das válvulas direcionais on/off estará completamente aberta (ciclo de trabalho de 100%) enquanto a outra tem seu ciclo de trabalho diminuído em função do sinal de controle. Isso faz com que as câmaras do atuador permaneçam pressurizadas por mais tempo (em decorrência disso, há um aumento da rigidez do sistema (NORITSUGO, 1987a)). A partir deste método de controle, obteve-se um menor consumo de ar para executar o movimento do atuador.

3.2.4 Técnica de PWM

A técnica de PWM, aplicada ao sistema servopneumático de controle de posição acionado por válvula direcional on/off, consiste em atribuir uma determinada frequência de comutação às válvulas direcionais on/off e então controlar o ciclo de trabalho. O ciclo de trabalho é o tempo que o sinal de controle está “on” (acionado) em relação ao período total do ciclo. A Figura 3.6 descreve o ciclo de trabalho a partir de dois simples exemplos. Ao lado esquerdo tem um ciclo de trabalho de 50% e ao lado direito um ciclo de trabalho de 20%, ambos com um período de 10 s (frequência de operação do PWM de 0,1 Hz).

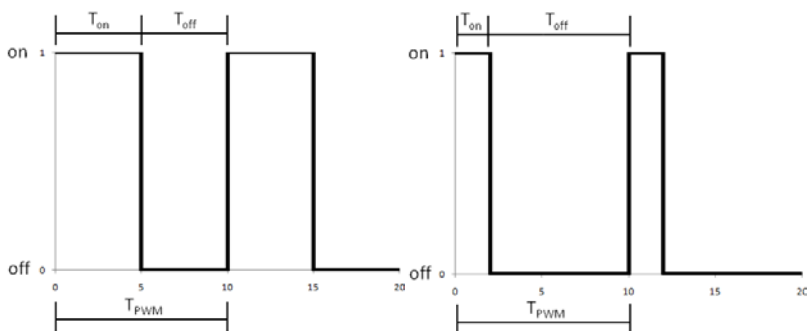


Figura 3.6 Sinal de PWM.

A implementação do bloco de PWM da Figura 3.2 na ferramenta de simulação Simulink do Matlab é mostrada na Figura 3.7.

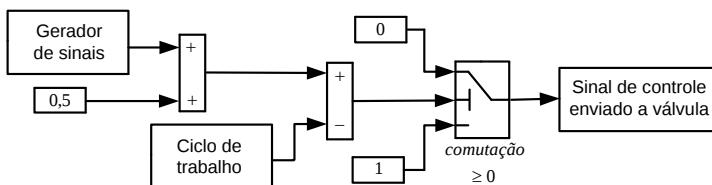


Figura 3.7 Implementação do PWM no Simulink.

Há um gerador de pulsos que fornece um sinal tipo dente de serra com amplitude de -0,5 a 0,5 em uma determinada frequência (frequência do PWM) (Figura 3.8 (a)). Esta onda é convertida para um valor de 0 a 1 a partir da somatória com uma constante de 0,5. Então, é subtraído o ciclo de trabalho da válvula (Figura 3.8 (b)). A partir do bloco comuta-

ção tem-se o sinal enviado para a válvula, visto na Figura 3.8 (c), onde 1 é válvula acionada (on) e 0 é válvula desacionada (off). Se o resultado da subtração for positivo, a válvula é desacionada (off), se o resultado for negativo, a válvula é acionada (on). O presente método de implementação permite fazer uma aproximação da média do ciclo de trabalho a ser usado nas válvulas direcionais on/off.

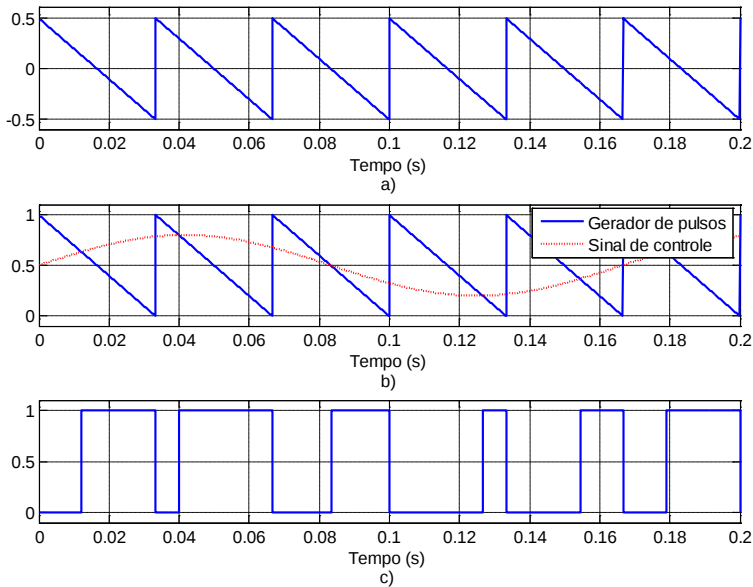


Figura 3.8 Geração do sinal de PWM. a) gerador de pulsos; b) pulsos e ciclo de trabalho; c) sinal on ou off enviado para a válvula.

Há um bloco de PWM para a válvula direcional on/off do circuito pneumático da linha A e outro bloco para válvula direcional on/off do circuito pneumático da linha B. Destes blocos saem o sinal de controle u_A e u_B para o controle das válvulas. A frequência de comutação das válvulas foi determinada a partir de testes experimentais, apresentados no Capítulo 4.

3.3 Controle a estrutura variável por modos deslizantes

Os controladores com estrutura variável são conhecidos pela sua propriedade de alta robustez (EDGE, 1997). Os sistemas com estrutura variável são os que têm a estrutura do controlador da planta intencio-

nalmente trocada de acordo com uma determinada regra pré-estabelecida. O método mais utilizado de controle a estrutura variável é o chamado controle por modos deslizantes (*slide mode control*). Este método baseia-se no chaveamento das leis de realimentação com o objetivo de conduzir a trajetória dos estados do sistema em direção a uma superfície arbitrária no espaço de estados definida em projeto (conhecida como superfície de deslizamento ou superfície de chaveamento) (PERONDI, 2002).

O controle por estrutura variável por modos deslizantes é reconhecido como uma ferramenta de controle para plantas de dinâmicas complexas de alta ordem operando sob condições incertas, isto é, sujeitas a variação de parâmetros e perturbações externas. O estudo de controle por estrutura variável teve início na União Soviética e fez sua aparição no ocidente na década de 60, tendo uma ampliação da sua aplicação na década de 80 em diversas áreas, como controle de processos, robótica e atuadores. A maior vantagem do controlador por modos deslizantes é a baixa sensibilidade às variações e perturbações de parâmetros da planta, o qual elimina a necessidade de um modelo exato (UTKIN *et. al.*, 2009).

A principal característica de controladores a estrutura variável é que, uma vez que o modo deslizante tenha sido alcançado, o desempenho do sistema torna-se insensível a incertezas paramétricas da planta e a algumas classes de perturbações externas. Esta característica é conhecida por propriedade da invariância, isto é, quando o regime deslizante é alcançado a dinâmica invariante é regida pela dinâmica correspondente à superfície de deslizamento, que é escolhida pelo projetista (OLIVEIRA, 2006). Esta reação imediata ao mínimo desvio da trajetória desejada pode provocar oscilações indesejadas de alta frequência no sistema. Este fenômeno é denominado de *chattering* e é um dos principais problemas deste controlador.

O projeto do controlador de estrutura variável usando modos deslizantes consiste em escolher uma superfície de deslizamento que garanta a convergência do erro de seguimento de saída para zero e em seguida obter uma lei de controle que garanta a atratividade da superfície considerada em um tempo finito.

3.3.1 Formulação do controle por modos deslizantes

Diversos autores apresentam a formulação teórica do controle por modos deslizantes, como UTIKIN *et al.* (2009) e HUNG *et al.* (1993). Nesta seção é apresentada a formulação teórica descrita por MARQUES (2001) e MENDES *et al.* (2001).

Seja o seguinte sistema não linear, multi-variável, dado por:

$$\begin{aligned}\dot{x} &= f(x) + G(x)u + \xi(x, t), \\ y &= h(x)\end{aligned}\tag{3.4}$$

onde $x \in \mathfrak{R}^n$ é o vetor de estados, $u \in \mathfrak{R}^m$ é o vetor das entradas de controle, $y \in \mathfrak{R}^m$ é o vetor das saídas a serem controladas e $f(x)$, $G(x)$ e $h(x)$ são funções vetoriais conhecidas e continuamente diferenciáveis. O vetor $\xi \in \mathfrak{R}^n$ representa uma perturbação limitada em norma e continuamente diferenciável em relação a todos os seus argumentos.

O problema aqui considerado pode ser formulado do seguinte modo: deseja-se realizar o projeto de um controlador robusto relativamente à perturbação ξ , baseado na abordagem de controle descontínuo em modos deslizantes de primeira ordem, que leve o sistema (Equação (3.4)) a realizar o seguimento das referências para as saídas a serem controladas.

O procedimento de projeto de um controlador descontínuo em modos deslizantes é dividido em duas etapas: a) projeto da superfície de deslizamento que atenda os objetivos estabelecidos para o projeto e b) projeto da lei de controle que leve o sistema ao deslizamento sobre a superfície considerada.

Considere-se uma superfície de deslizamento (σ) de acordo com:

$$\sigma(x, \xi, t) = [\sigma_1 \quad \sigma_2 \quad \dots \quad \sigma_m]^T \in \mathfrak{R}^m.\tag{3.5}$$

A superfície de deslizamento $\sigma(x, \xi, t)$ é definida como sendo uma hiper-superfície composta de uma superfície σ_j para cada entrada de controle $j = 1, 2, \dots, m$. Cada superfície de deslizamento é escolhida em termos do erro de seguimento ou do ponto de operação, se o objetivo for rastreamento de trajetória ou estabilização da superfície, respectivamente. No caso de seguimento de trajetória, cada superfície σ_j pode ser escrita de acordo com:

$$\sigma_j = S_{j1}e_1 + S_{j2}e_2 + \dots + S_{jn}e_n, \quad (3.6)$$

onde $e_i = x_{i0} - x_i$ e x_i é o componente de vetor de estados e x_{i0} é a referência para o estado x_i . No caso de estabilização de superfície, σ_j é descrita como:

$$\sigma_j = S_{j1}x_1 + S_{j2}x_2 + \dots + S_{jn}x_n. \quad (3.7)$$

Os coeficientes S_{ji} são escolhidos para impor a convergência do erro do sistema para zero (o qual é o desejado para o presente estudo), no caso da Equação (3.6), ou do estado do sistema para o ponto de operação, no caso do problema de estabilização, representado pela Equação (3.7).

A próxima etapa é o projeto do controle. Nesta etapa, é sintetizada uma lei de controle que torna a origem da superfície σ atrativa, levando-se, assim, o sistema, dado pela Equação (3.4), ao deslizamento sobre $\sigma = 0$.

Pode-se escrever a dinâmica da superfície $\sigma(x, \xi, t)$ de acordo com:

$$\begin{aligned} \dot{\sigma} &= \frac{\partial \sigma}{\partial \xi} \dot{\xi} + \frac{\partial \sigma}{\partial t} + \frac{\partial \sigma}{\partial x} \dot{x} \\ &= \frac{\partial \sigma}{\partial \xi} \dot{\xi} + \frac{\partial \sigma}{\partial t} + \frac{\partial \sigma}{\partial x} [f(x) + G(x)u + \xi(x, t)] \\ &= a(x, t) + \eta(x, t) + H(x)u(t), \end{aligned} \quad (3.8)$$

onde

$$a(x, t) = \frac{\partial \sigma}{\partial t} + \frac{\partial \sigma}{\partial x} f(x), \quad (3.9)$$

$$\eta(x, t) = \frac{\partial \sigma}{\partial \xi} \dot{\xi} + \frac{\partial \sigma}{\partial x} \xi, \quad (3.10)$$

$$H(x) = \frac{\partial \sigma}{\partial x} G(x). \quad (3.11)$$

Nas equações anteriores $a(x, t)$ é um termo independente do controle e pode ser determinado a partir do conhecimento das referências de saída e do modelo nominal do sistema, sendo expresso pela Equação

(3.9). Por sua vez, $\eta(x, t)$ é uma função da perturbação e de sua derivada sendo, portanto, um termo desconhecido e também independente do controle, dado pela Equação (3.10). Já, $H(x)$, Equação (3.11), é a matriz de acoplamento do controle que pode ser determinada a partir do conhecimento do modelo nominal do sistema.

A simplificação e o desacoplamento da Equação (3.8) com relação ao controle podem ser obtidos com o uso da lei de controle dada por:

$$u(t) = [H(x)]^{-1} [-a(x, t) + u_n], \quad (3.12)$$

onde é considerado que a matriz $H(x)$ é não singular para todo e qualquer tempo. A aplicação da Equação (3.12) na Equação (3.8) conduz a reescrita da dinâmica de σ por:

$$\dot{\sigma}(x, u, \xi, t) = u_n(t) + \eta(\xi), \quad (3.13)$$

que, com o intuito de facilitar a compreensão, é reescrita de acordo com:

$$\begin{bmatrix} \dot{\sigma}_1 \\ \vdots \\ \dot{\sigma}_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_{n1} \\ \vdots \\ u_{nm} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \eta_1 \\ \vdots \\ \eta_m \end{bmatrix}. \quad (3.14)$$

A partir deste ponto, como a Equação (3.13) é desacoplada do ponto de vista do controle, o problema da estabilização para a origem pode ser tratado separadamente para cada uma das m dinâmicas mono-variáveis. O projeto de cada elemento do vetor de controle $u_n \in \Re^m$ é feito com o uso da função de Lyapunov dada por:

$$V_j(\sigma_j) = \frac{1}{2} \sigma_j^2 \quad j = 1, \dots, m. \quad (3.15)$$

Sua derivada temporal ao longo da trajetória de σ_j é dada por:

$$\dot{V}_j(\sigma_j) = \sigma_j \dot{\sigma}_j = \sigma_j (u_{n_j} + n_j). \quad (3.16)$$

A negatividade de $\dot{V}_j(\sigma_j)$ é garantida com o uso da lei de controle descontínua:

$$u_{n_j} = -k_j \operatorname{sgn}(\sigma_j), \quad (3.17)$$

com $k_j > |n_j|$ e $\text{sgn}(\cdot)$ representando a função sinal do argumento.

Assim, mesmo com a existência da perturbação $\xi(t)$, garante-se a atratividade da origem da superfície $\sigma(x, \xi, t)$, fazendo-se que ocorra o deslizamento em direção ao zero do erro de seguimento de saída, que é o objetivo do controle. Contudo, deve-se ter em conta que o deslizamento sobre $\sigma(x, \xi, t) = 0$ só ocorre no caso ideal, admitindo-se uma frequência de chaveamento infinita. Na realidade, em função das limitações na frequência de chaveamento passível de realização, o sistema desliza numa vizinhança de $\sigma(x, \xi, t) = 0$ com oscilações de alta frequência em torno desta região. Este fenômeno, que é inerente ao controle descontínuo em modos deslizantes, é conhecido pela denominação de “*chattering*”, mostrado na Figura 3.9.

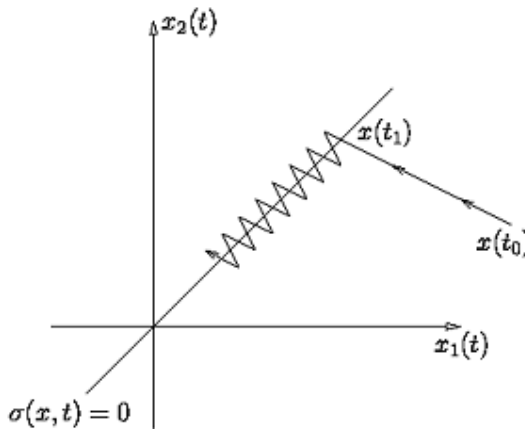


Figura 3.9 Efeito de *chattering* (MENDES *et al.* 2001).

Este fenômeno restringe a aplicação do controle descontínuo em modos deslizantes, podendo, inclusive, levar o sistema à instabilidade pela excitação de dinâmicas não modeladas. Tradicionalmente, a forma que tem sido utilizada para contornar este problema baseia-se na substituição do controle descontínuo, numa vizinhança da função de chaveamento, por um controle contínuo ou mesmo por uma “zona morta”. Isto introduz o conceito de camada limite, mostrado na Figura 3.10 e acarreta, via de regra, uma perda na robustez e na precisão do controle. Portanto, a delimitação da espessura da camada limite é, sempre, um compromisso entre a precisão e a redução do “*chattering*”.

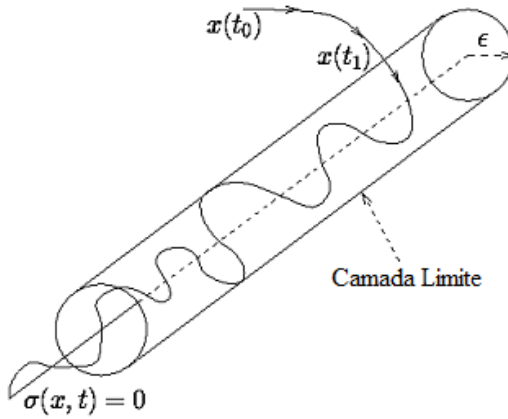


Figura 3.10 Camada limite delimitando a superfície de deslizamento (MENDES *et al.* 2001).

A implementação da camada limite para a redução do fenômeno do *chattering* é mostrada em MENDES *et al.* (2001) e dada por:

$$\text{sat}\left(\frac{\sigma}{\varepsilon}\right) \begin{cases} = \text{sign}(\sigma) & \text{se } |\sigma| \geq \varepsilon \\ = \frac{\sigma}{\varepsilon} & \text{se } |\sigma| < \varepsilon \end{cases} \quad (3.18)$$

3.3.2 Aplicação do controle ao sistema servopneumático com acionamento por válvula direcional on/off

Para o cálculo da lei de controle por estrutura variável por modos deslizantes, foi considerado um sistema servopneumático de 3º ordem, baseado em uma simplificação da modelagem matemática apresentada no Capítulo 2. A Equação (3.19) mostra a representação do sistema:

$$\begin{aligned} y &= x_1, \\ \dot{x}_1 &= x_2, \\ \dot{x}_2 &= -\frac{F_c}{M} - \frac{F_{at}}{M} + x_3 \frac{A}{M}, \\ \dot{x}_3 &= \frac{\gamma}{V_{A0} + Ax_1} \left(-x_2 p_A A + RTq_{mA}(u_A) \right) - \frac{\gamma}{V_{B0} + A(L - x_1)} \left(x_2 p_B A - RTq_{mB}(u_B) \right), \end{aligned} \quad (3.19)$$

onde x_1 é a posição (x), x_2 é a velocidade ($\dot{x}$) e x_3 é a diferença de pressões entre as câmaras do cilindro. É importante salientar que a vazão mássica na câmara A do atuador é função de u_A e a vazão mássica na câmara B do atuador é função de u_B . Esta é uma simplificação adotada, a qual não irá prejudicar a lei de controle, já que o termo da vazão mássica não entra na lei de controle e é analisado qualitativamente na análise de estabilidade pela função candidata de Lyapunov (a seguir descrita).

O projeto do controlador por modos deslizantes pode ser dividido em 3 fases. Inicialmente, é realizado o projeto da superfície de deslizamento, a qual deve garantir a convergência do erro de seguimento de trajetória para zero. Então parte-se para o projeto da lei de controle que garanta a atratividade da origem da superfície e então uma compensação do controlador para evitar o efeito de *chattering*.

Inicialmente, é definida a superfície de deslizamento (σ) em relação ao erro de seguimento, a partir de:

$$\sigma(e) = S_1 e_1 + S_2 e_2 + S_3 e_3, \quad (3.20)$$

onde os parâmetros S_1 , S_2 e S_3 serão escolhidos para assegurar a estabilidade do sistema baseado na função candidata de Lyapunov e e_1 , e_2 e e_3 são os erros do sistema, apresentados por meio da Equação (3.21), onde y_r é a posição desejada para o sistema:

$$\begin{aligned} e_1 &= y_r - x_1, \\ e_2 &= \dot{y}_r - x_2, \\ e_3 &= \ddot{y}_r - \frac{A}{M} x_3 + \frac{F_c}{M} + \frac{F_{at}}{M}. \end{aligned} \quad (3.21)$$

Então, σ é dado por:

$$\sigma = S_1 y_r - S_1 x_1 + S_2 \dot{y}_r - S_2 x_2 + S_3 \ddot{y}_r - S_3 \frac{A}{M} x_3 + S_3 \frac{F_c}{M} + S_3 \frac{F_{at}}{M}. \quad (3.22)$$

Para a análise de estabilidade é usada a função candidata de Lyapunov dada por:

$$V = \frac{1}{2} \sigma^2. \quad (3.23)$$

A derivada em relação ao tempo é dada pelas equações (3.24) e (3.25):

$$\dot{V} = \sigma \frac{\delta \sigma}{\delta x} \dot{x} \quad (3.24)$$

e

$$\dot{V} = \sigma \left[\begin{array}{l} -S_1 x_2 - S_2 \frac{A}{M} x_3 + S_2 \frac{F_c}{M} + S_2 \frac{F_{at}}{M} - \\ S_3 \frac{A}{M} \frac{\gamma}{V_{A0} + A x_1} (-x_2 p_A A + RT q_{mA}(u_A)) + \\ S_3 \frac{A}{M} \frac{\gamma}{V_{B0} + A(L - x_1)} (x_2 p_B A - RT q_{mB}(u_B)) \end{array} \right]. \quad (3.25)$$

Logo, é determinada uma lei de controle, dada pela Equação (3.26), de modo que o objetivo é garantir $\dot{V} \leq 0$ a partir da escolha de um controle chaveado:

$$\dot{V} \leq 0 \quad \left\{ \begin{array}{ll} \text{Se } \sigma \geq 0 & \text{então } u_A = 1 \quad u_B = 0 \\ \text{Se } \sigma < 0 & \text{então } u_A = 0 \quad u_B = 1 \end{array} \right\}, \quad (3.26)$$

onde $u_A = 1$ e $u_B = 0$ significa vazão entrando na câmara A e saindo na câmara B do cilindro (q_{mA} e q_{mB} positiva), respectivamente, e $u_A = 0$ e $u_B = 1$ significa vazão saindo na câmara A e entrando na câmara B do cilindro (q_{mA} e q_{mB} negativo). A lei de controle mostrada foi determinada a partir da análise qualitativa de $\dot{V}$. Quando $\sigma \geq 0$, é necessário que q_{mA} e q_{mB} sejam positivas para procurar fazer com que o termo dentro dos colchetes da Equação (3.25) seja negativo e então garanta $\dot{V} \leq 0$. Quando $\sigma < 0$, é necessário que q_{mA} e q_{mB} sejam negativas para procurar fazer com que o termo dentro dos colchetes da Equação (3.25) seja positivo e então garanta $\dot{V} \leq 0$.

Por fim, tem-se a atenuação do *chattering* onde o sistema só reage a partir da passagem de uma determinada camada limite a partir da

superfície de deslizamento σ , dada por ε , onde ε é igual a 0,015. Este valor de camada limite foi escolhido analisando-se os testes teórico-experimentais de modo que houvesse um aumento no período de abertura e fechamento da válvula e não houvesse um incremento significativo no erro de posicionamento do sistema. A nova lei de controle é dada por:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \text{Se } \sigma < -\varepsilon & \text{então } u_A = 0 \quad u_B = 1 \\ \text{Se } \sigma > \varepsilon & \text{então } u_A = 1 \quad u_B = 0 \\ \text{Se } -\varepsilon < \sigma < \varepsilon & \text{então } u_A = 1 \quad u_B = 1 \end{array} \right\}. \quad (3.27)$$

A partir desta nova lei, quando a superfície de deslizamento está dentro da camada limite, são mantidas ambas as válvulas abertas. O sinal de controle só muda a partir da passagem da fronteira da camada limite.

3.4 Considerações finais

No presente capítulo foram apresentados os dois métodos de controle empregados no sistema servopneumático de controle de posição com acionamento por válvulas on/off de rápida comutação. Enquanto o método de controle PID associado à técnica de modulação por largura de pulso possui uma frequência de comutação fixa da válvula, alterando somente o seu ciclo de trabalho, o método de controle por modos deslizantes possui uma frequência de comutação que varia consideravelmente (não sendo determinada pelo projetista), de acordo com os requisitos do sistema (a alteração da camada limite influencia neste quesito).

Um detalhe importante reside nas variáveis necessárias ao funcionamento do método de controle. Enquanto o método de controle por PID-PWM necessita somente da realimentação da posição, o método de controle por modos deslizantes precisa da realimentação da posição, da força de carga, das pressões nas câmaras e do modelo de atrito do atuador.

CAPÍTULO 4

BANCADA DE ENSAIOS

Neste capítulo é apresentada a bancada de ensaios usada nos experimentos. Na Seção 4.1 é mostrada uma breve introdução sobre a bancada e os ensaios realizados na mesma e na Seção 4.2 é mostrada uma descrição das principais características das válvulas direcionais on/off de rápida comutação empregadas no trabalho. Na Seção 4.3 são apresentadas informações sobre os demais componentes presentes no sistema, como os atuadores, os sensores de pressão, etc. A Seção 4.4 mostra o sistema de aquisição e condicionamento de dados. Por último, na Seção 4.5 são descritos os filtros analógicos usados na filtragem dos sinais.

4.1 Introdução

Os ensaios experimentais foram realizados no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC). Para tanto, foi usada a bancada de ensaios denominada IBYTU, a qual é mostrada na Figura 4.1.



Figura 4.1 Bancada de testes IBYTU.

Nesta bancada, a partir de diferentes configurações do sistema pneumático, foram realizados 4 diferentes ensaios experimentais. Inicialmente, foram realizados os ensaios para a modelagem do atrito, e os ensaios de caracterização da vazão mássica (coeficientes C e b) das

válvulas direcionais on/off e das válvulas reguladoras de vazão. Por fim, foram realizados os ensaios da dinâmica das pressões nas válvulas on/off, resposta ao degrau e seguimento de trajetória senoidal (circuito pneumático mostrado na Figura 4.2).

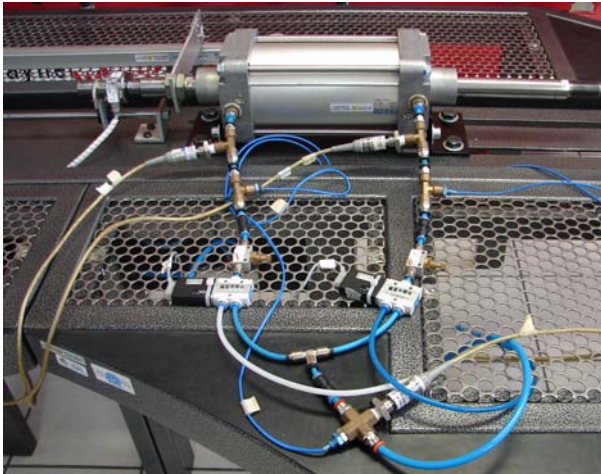


Figura 4.2 Circuito pneumático usado nos ensaios de resposta ao degrau e seguimento de trajetória senoidal

Maiores detalhes sobre a bancada de testes IBYTU podem ser vistos em HENÉ (2009).

4.2 Válvula direcional on/off de rápida comutação

O uso da válvula direcional on/off de rápida comutação é o principal foco deste trabalho. A válvula apresenta uma resposta rápida à entrada de sinal de controle e pode comutar em uma velocidade muito alta. De acordo com o catálogo do fabricante, sua vida útil é de aproximadamente 500 milhões de ciclos (FESTO 2011a).

Para o acionamento desta válvula foi necessário o uso de um amplificador desenvolvido pela empresa REIVAX, em função da válvula trabalhar com uma tensão de 0 e 24 V e uma potência máxima de 6,5 W. O amplificador é alimentado por uma tensão de 24 V, oriunda de uma fonte, e recebe o sinal de 0 a 10 V da placa de aquisição e geração de sinais (dSPACE) e então transforma em um sinal amplificado de 0 a 24V.

Tabela 4.1 Características da válvula direcional on/off.

Fabricante	Festo
Modelo	MHE3-MS1H-3/2G-QS-6
Tipo	3 portas / 2 posições
Pressão de trabalho	-0,9 a 8 bar
Vazão nominal teórica	200 l/min
Temp. fluido de trabalho	-5 a 60 °C
Temp. ambiente	-5 a 60 °C
Tensão teórica de trabalho	24 V $\pm$ 10 %
Tempo de abertura da válvula	3 ms
Tempo de fechamento da válvula	2,3 ms
Frequência máxima de comutação	280 Hz
Potência absorvida	6,5 W

4.3 Demais componentes

Para o movimento do sistema pneumático é usado um cilindro simétrico de dupla ação, designado como Festo-DNG-125-160-PPV-A-S2. O cilindro possui um curso de 160 mm e diâmetro de êmbolo de 125 mm. Possui um amortecimento pneumático regulável nas posições finais do seu curso, o qual não foi usado nos testes experimentais. A pressão de trabalho é de 0,6 a 10 bar e pode ser usado para temperaturas ambientes de -20 a 80 °C. Maiores informações sobre o atuador podem ser vistas em FESTO (2011d).

A medição da posição do atuador pneumático é realizada por meio de um sensor Balluff - BLT5-A11-M0500-P-S32. O sensor possui um curso de 500 mm e envia um sinal de 0 a 10 V para o sistema de aquisição de dados. O tempo de amostragem é de 1 kHz. Maiores informações sobre o sensor podem ser vistas em BALLUFF (2011).

Para a medição das pressões absolutas são usados transdutores de pressão HBM - HDM P8AP. Estes possuem uma faixa de medição de 0 a 10 bar e uma sensibilidade nominal de $2 \pm 2\%$ mV/V com uma classe de precisão de 0,3. Maiores informações podem ser vistas em HBM (2011).

Para controlar a velocidade de avanço e recuo do atuador, assim como diminuir a vibração do sistema devido ao envio de “pacotes de ar” das válvulas direcionais on/off de rápida comutação, são usadas válvulas

reguladoras de vazão Camozzi - RFU 483-1/8. Estas válvulas podem trabalhar em uma pressão de 0 a 10 bar em uma temperatura ambiente de 0 a 80 °C. Maiores informações podem ser vistas em CAMOZZI (2011).

O ar comprimido para o funcionamento do sistema é fornecido pela rede de ar comprimido do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. Este ar é armazenado em dois reservatórios, de 460 litros cada, para depois ir para o sistema. Os reservatórios têm a finalidade de manter aproximadamente constante a pressão do ar para o sistema e são alimentados por uma pressão média de 10 bar. Para garantir uma mesma pressão para os ensaios, há uma válvula antiretorno (para evitar que o ar do reservatório volte para a rede de ar comprimido) e um filtro regulador de pressão na entrada de ar do reservatório. Após o ar sair do reservatório, ele passa por uma série de filtros até chegar no sistema a ser testado. Esses filtros são de 20, 4 e 0,01 μm , respectivamente.

4.4 Sistema de aquisição e condicionamento de dados

O sistema de aquisição, condicionamento e geração de dados e controle é mostrado na Figura 4.3. O sistema é composto por uma placa de aquisição de dados dSPACE DS 1103, uma CPU e um condicionador de sinais MGCplus da HBM.

A placa dSPACE DS 1103 é composta com um pacote de software para aquisição e processamento de dados. O hardware é constituído por uma caixa de expansão que possui vinte entradas A/D e oito saídas D/A além das entradas para encoders. Ela trabalha integrada ao software Matlab e sua programação pode ser realizada a partir de diagrama de blocos pela ferramenta Simulink do Matlab. Também é usado o software ControlDesk, através do qual são monitoradas e modificadas as variáveis do sistema em tempo real, além da aquisição de dados provenientes dos ensaios. Este software trabalha em paralelo com o software Matlab. A interface entre a placa dSPACE e a CPU é realizada por meio de fibra ótica.

O condicionador de sinais Marca MGCplus da HBM, faz o condicionamento dos sinais (como, por exemplo, pressão e temperatura) provenientes dos respectivos componentes antes de serem enviados à caixa de expansão da dSPACE.

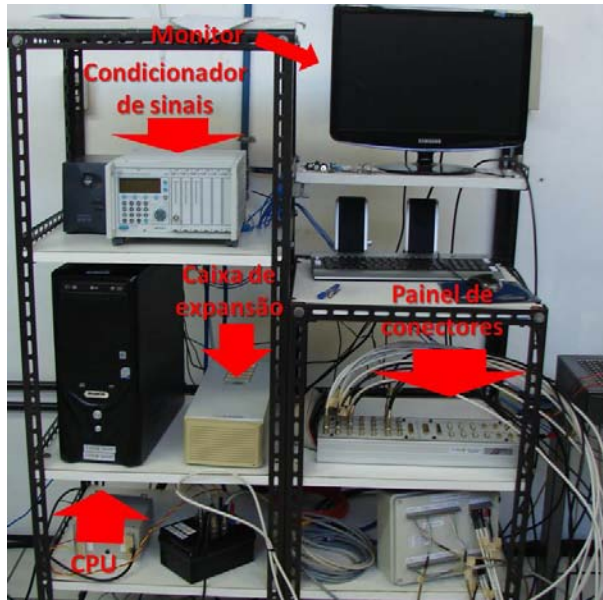


Figura 4.3 Sistema de controle.

4.5 Filtros analógicos

Devido aos problemas de ruídos decorrentes da derivação numérica e da interferência do meio ambiente nos sinais analógicos, são usados filtros do tipo passa-baixa de primeira (Equação (4.1)) e segunda (Equação (4.2)) ordens nos experimentos. Os valores das frequências de corte (w_f) usadas nos ensaios experimentais são mostrados na Tabela 4.2. Os valores foram escolhidos experimentalmente a partir de ensaios com diferentes frequências de corte de uma maneira que a filtragem não afetasse significativamente os resultados e não causasse atrasos importantes para o controlador, atenuando suficientemente o ruído. O item pressões engloba a pressão de suprimento e as pressões nas câmaras do atuador. Para os ensaios de dinâmica das pressões nas válvulas, não foram usados filtros na medição das pressões.

Tabela 4.2 Valores das frequências de corte dos filtros passa-baixa.

Ensaio de posicionamento				
Sinais	Posição	Velocida- de	Pressões	Vazão
Frequência de corte (Hz)	80	10	250	-
Tipo	2º ordem	1º ordem	1º ordem	-
Ensaio do modelo de atrito				
Sinais	Posição	Velocida- de	Pressões	Vazão
Frequência de corte (Hz)	8	-	16	-
Tipo	1º ordem	-	1º ordem	-
Ensaio de vazão mássica pela norma ISO 6358				
Sinais	Posição	Velocida- de	Pressões	Vazão
Frequência de corte (Hz)	-	-	16	3,2
Tipo	-	-	1º ordem	1º ordem

$$F_{1o}(s) = \frac{w_f}{s + w_f}$$

(4.1)

$$F_{2o}(s) = \frac{w_f^2}{s^2 + 2w_f s + w_f^2}$$

(4.2)

CAPÍTULO 5

RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS

O presente capítulo está dividido em 7 seções. Inicialmente, será apresentada uma análise experimental do comportamento das pressões para diferentes volumes de câmaras e diferentes frequências de operação de PWM assim como para diferentes ciclos de trabalho. Então, parte-se para ensaios experimentais de resposta ao degrau e seguimento de trajetória senoidal para avaliar o comportamento do sistema servopneumático para diferentes frequências de operação do PWM. Após ter sido escolhida uma determinada frequência, é realizada a compensação da zona de saturação da válvula, comparando os resultados sem e com compensação. Posteriormente, são apresentados os resultados de resposta ao degrau e seguimento de trajetória senoidal para o controle a estrutura variável por modos deslizantes e é realizada uma análise dos métodos de controle com e sem atenuação do efeito de *chattering*. De posse dos resultados experimentais dos dois métodos de controle propostos, é realizada uma análise comparativa a respeito das suas características. Por fim, realiza-se a comparação dos resultados teórico-experimentais e as conclusões do capítulo.

5.1 Ensaios de pressão

Como forma de melhor compreender o comportamento das válvulas direcionais on/off de rápida comutação operadas segundo a técnica de PWM, foram realizados ensaios analisando o comportamento da pressão em dois diferentes tamanhos (volumes) de câmaras. O volume designado como “volume pequeno” consiste em uma pequena tubulação na qual está inserida o transdutor de pressão e é acoplada à válvula direcional on/off, conforme a Figura 5.1a. O volume designado como “volume grande” consiste em uma tubulação cerca de 350 vezes maior, a qual está acoplado o transdutor de pressão e a câmara do atuador em uma das extremidades, e, na outra, a válvula direcional on/off, conforme a Figura 5.1b. O volume pequeno é de $5,9 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ e o volume grande é de $2,1 \times 10^{-3} \text{ m}^3$. É importante salientar que não foram usados filtros analógicos para a aquisição do sinal de pressão nestes ensaios.

A partir de ensaios com diferentes volumes, observar-se as flutuações da pressão em diferentes volumes para diferentes modos de opera-

ção da válvula. Este estudo possibilitará uma melhor escolha dos parâmetros a serem usados nos ensaios de resposta ao degrau e seguimento de trajetória senoidal.

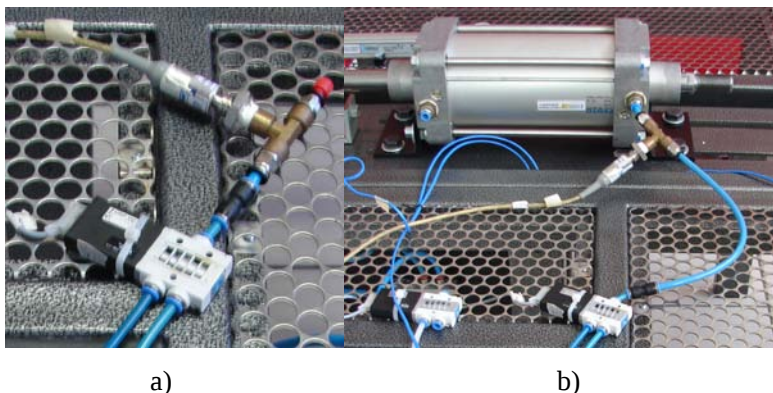


Figura 5.1 Esquema das câmaras usadas nos ensaios de pressão.

O primeiro ensaio consiste em analisar o comportamento da pressão em ambos os volumes a partir de diferentes frequências de PWM (10 Hz, 30 Hz, 50 Hz e 75 Hz) e com diferentes ciclos de trabalho (25 %, 50 % e 75 %). A Figura 5.2 mostra o comportamento das pressões em cada frequência de PWM para diferentes ciclos de trabalho na câmara pequena.

A partir da Figura 5.2 pode-se perceber que, conforme se aumenta a frequência de comutação da válvula, há menores flutuações da pressão. Para a frequência de 10 Hz há muita oscilação da pressão. Já com 30 Hz, há oscilações bem menores e se pode inferir um valor em que a pressão estabiliza. Para as frequências de 50 Hz e 75 Hz há baixas oscilações. Vale salientar que há pouca variação na pressão de suprimento em todos os ensaios realizados. A Tabela 5.1 mostra a média da pressão de suprimento nos ensaios com a câmara pequena. As figuras 5.3 e 5.4 mostram com mais detalhes o resultado dos ensaios para a câmara pequena, mostrando separadamente a resposta de pressão na câmara para um dado ciclo de trabalho e uma dada frequência de PWM.

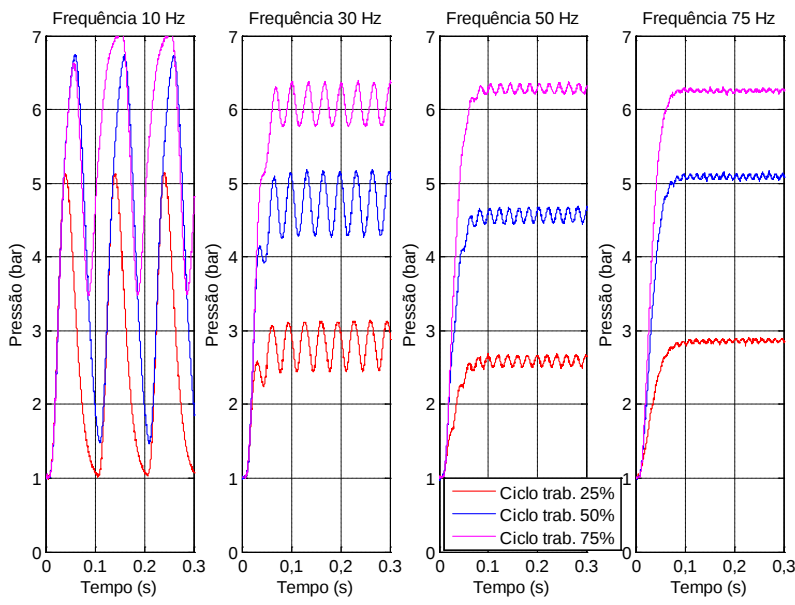


Figura 5.2 Variação da pressão na câmara pequena.

Tabela 5.1 Média da pressão de suprimento para os ensaios com câmara pequena.

Frequência (Hz)/ ciclo de trabalho (%)	10	30	50	75
25	7,07	7,02	6,97	6,96
50	7,06	7,00	6,95	6,93
75	7,06	7,02	6,98	6,98

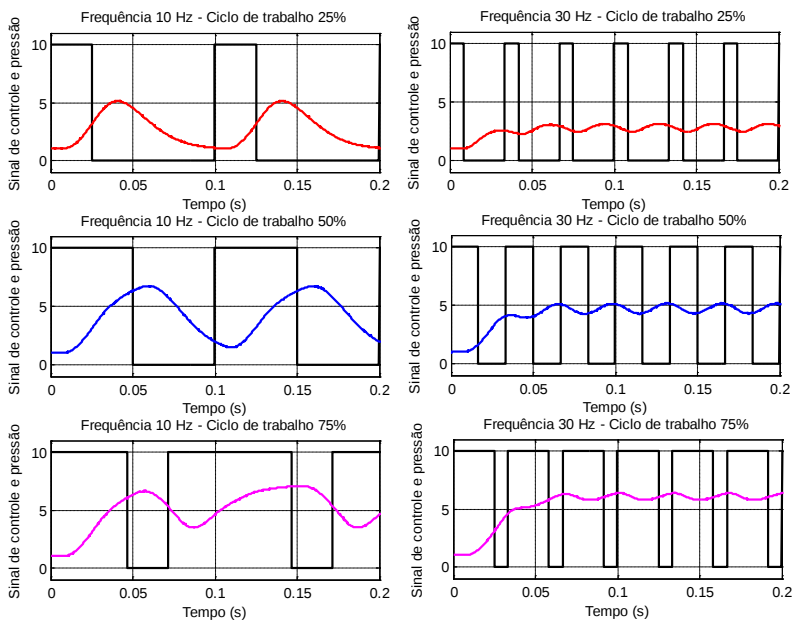


Figura 5.3 Variação da pressão e do sinal de controle para a câmara pequena para frequências de 10 Hz e 30 Hz de PWM.

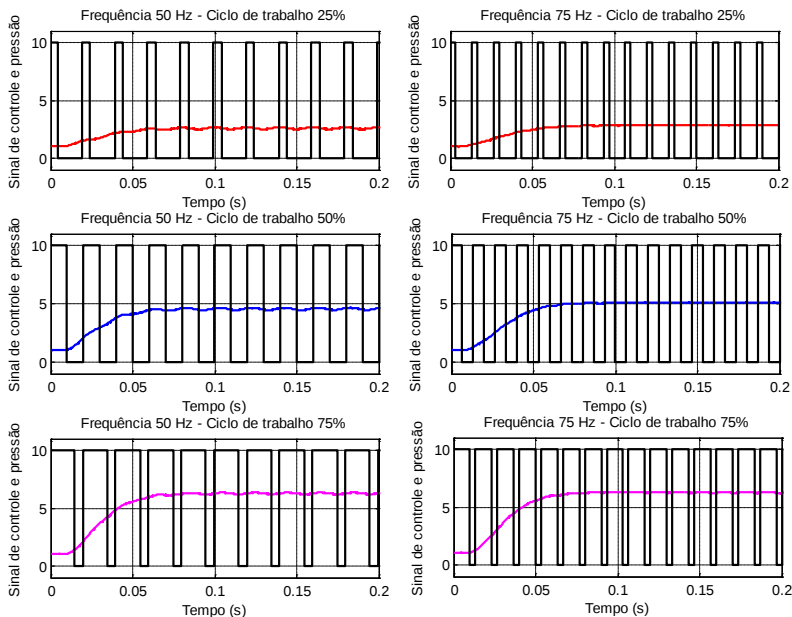


Figura 5.4 Variação da pressão e do sinal de controle para a câmara pequena para frequências de 50 Hz e 75 Hz do PWM.

Pode-se verificar que depois de dado o sinal de abertura da válvula, há um certo tempo de atraso até surgir efeito na variação da pressão na câmara pequena. Este tempo é na ordem de 10 ms e pode ser visualizado nos gráficos mostrados. Também é verificado que a pressão estabiliza rapidamente no seu valor de regime (não pode ser verificado na frequência de 10 Hz devido às oscilações da pressão). Para poder se ter uma idéia mais clara do comportamento da pressão para as frequências mais baixas, os ensaios foram realizados com a câmara maior (Figura 5.1b). A Figura 5.5 mostra o comportamento das pressões em cada frequência para diferentes ciclos de trabalho para a câmara grande e a Tabela 5.2 mostra a média da pressão de suprimento nos ensaios com a câmara grande.

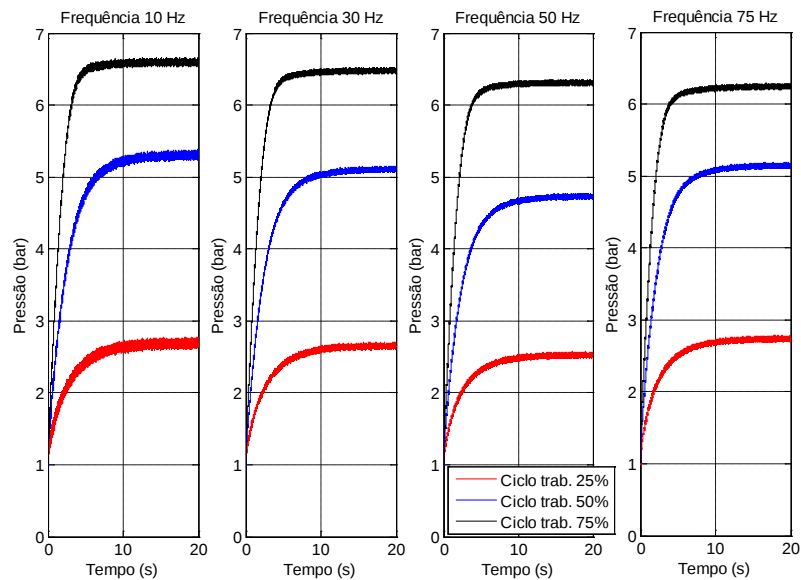


Figura 5.5 Variação da pressão na câmara grande.

Tabela 5.2 Média da pressão de suprimento para os ensaios com câmara grande.

Frequência (Hz)/ ciclo de trabalho (%)	10	30	50	75
25	6,90	6,90	6,92	6,86
50	6,83	6,82	6,83	6,77
75	6,87	6,91	6,84	6,80

Neste ensaio com a câmara grande, pode-se observar o comportamento das pressões para as frequências mais baixas (10 Hz e 30 Hz). Apesar de haver uma pequena diferença nas pressões de suprimento entre os ensaios com a câmara grande e a câmara pequena, pode-se observar que em ambos os ensaios as pressões se estabilizam no mesmo patamar para as condições dadas (frequências de 50 Hz e 75 Hz). Em função do maior volume da “câmara grande”, a pressão demorou mais para estabilizar-se.

Nota-se que, na frequência de 10 Hz, as pressões estabilizam-se em um patamar um pouco superior às demais. Isso pode ser explicado pelo tempo de abertura e fechamento do carretel da válvula não influenciar

tanto quanto nas outras frequências (para a frequência de 10 Hz, o tempo de abertura da válvula significa 3 % do período do PWM, já, para a frequência de 30 Hz, o tempo de abertura da válvula corresponde a 9 % do período de PWM). As pressões na frequência de 30 Hz estabilizam-se praticamente no mesmo patamar das pressões na frequência de 75 Hz, com exceção do ciclo de trabalho de 75%. Isto pode ser explicado devido à diferença na pressão de suprimento entre os ensaios com ciclo de trabalho de 75 % e frequência de 30 Hz e 75 Hz, que é de 0,11 bar. Descontando essa diferença, o resultado da comparação é bem similar. Entretanto, os ensaios com uma frequência de 50 Hz foram os que apresentaram as menores pressões.

Após estes ensaios de variação da pressão com ciclos de trabalho de 25 %, 50 % e 75%, foram realizados ensaios variando o ciclo de trabalho de 0 a 100 % na câmara pequena. A Figura 5.6 mostra o resultado destes ensaios. Para tanto, foi usado o tempo de 1 segundo em cada 1 % de ciclo de trabalho, ou seja, tem-se uma taxa de variação de 1% do ciclo de trabalho a cada 1 segundo.

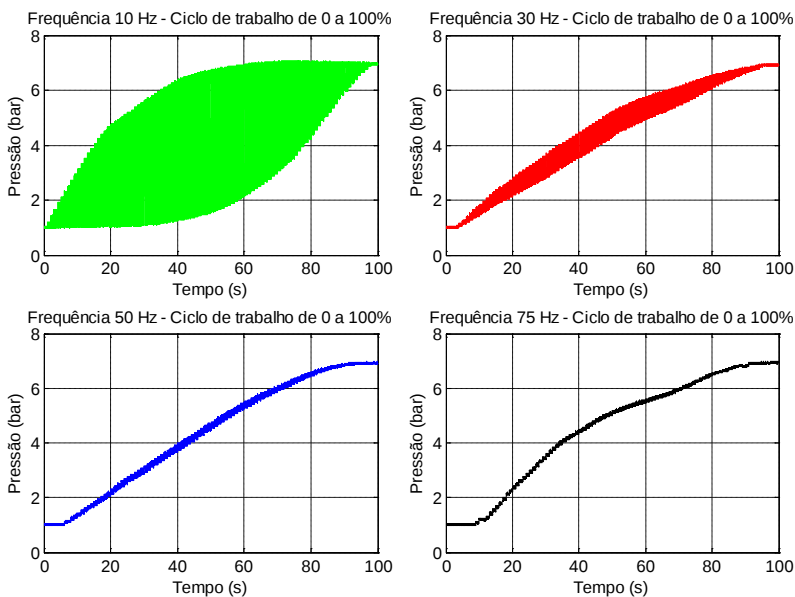


Figura 5.6 Variação da pressão para alteração do ciclo de trabalho de 0 a 100%.

Novamente, não se podem tirar conclusões a respeito da variação da pressão para a frequência de 10 Hz em função da grande oscilação da pressão. Entretanto, percebe-se uma faixa de zona de saturação nas proximidades de ciclo de trabalho de 0 % e 100% havendo uma boa linearidade da variação da pressão com o ciclo de trabalho para as frequências de 30 Hz e 50 Hz. A faixa da zona de saturação aumenta conforme aumenta a frequência de PWM devido a influência dos tempos de abertura e fechamento das válvulas nos resultados. A frequência de 75 Hz não apresentou uma boa linearidade. Isso pode ser explicado em função da placa estar próxima ao seu limite de processamento. Como uma frequência de 75 Hz representa um período de aproximadamente 13 ms, 1 % deste tempo representa 0,13 ms e o tempo de amostragem da placa é de 0,05 ms. Logo, em alguns ciclos pode haver problemas. A fim de comparar as pressões para o mesmo ciclo de trabalho dos testes anteriores, apresenta-se a Figura 5.7.

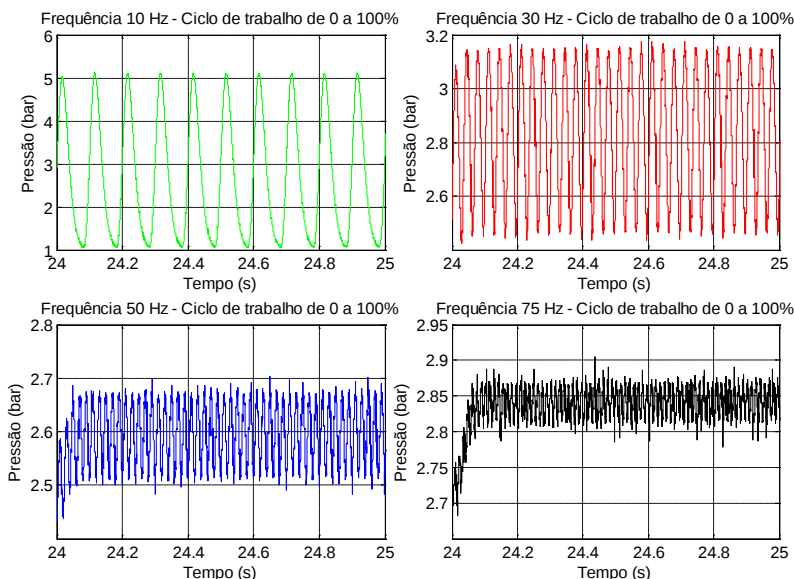


Figura 5.7 Variação da pressão para uma alteração do ciclo de trabalho (detalhe no ciclo de trabalho de 25%).

A partir da comparação da Figura 5.2 com a Figura 5.7, nota-se que a pressão está no mesmo valor para ambos os ensaios no que diz respeito ao mesmo ciclo de trabalho para uma dada frequência. Como não foi

possível observar com nitidez o comportamento da pressão para o ensaio com a câmara pequena na frequência de 10 Hz, o mesmo foi realizado na câmara grande. Entretanto, foi mudada a taxa de variação do ciclo de trabalho em função do tempo. Neste ensaio, está sendo variado o ciclo de trabalho em 1 % a cada 10 s. A Figura 5.8 apresenta o resultado deste ensaio.

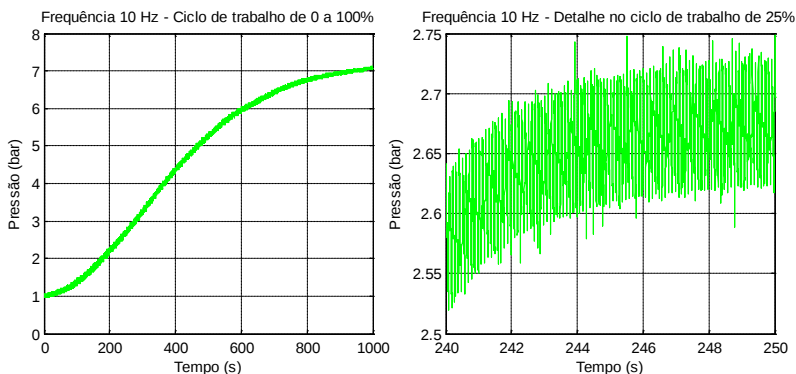


Figura 5.8 Variação da pressão em função do ciclo de trabalho para a frequência de 10 Hz na câmara grande.

A frequência de 10 Hz apresenta uma menor zona de saturação em comparação aos outros testes. Isto é devido à menor influência nos resultados do tempo de abertura e fechamento da válvula. Entretanto, não apresenta uma boa linearidade na variação da pressão. A partir do detalhe apresentado, pode-se observar que a pressão estabilizada é igual à pressão mostrada no ensaio da Figura 5.5.

Estes resultados apresentados são importantes para entender o comportamento das válvulas direcionais on/off de rápida comutação e serão de grande valia para a determinação dos parâmetros de compensação da zona de saturação da válvula, que será apresentada na Seção 5.3 .

5.2 Comparação dos resultados experimentais para diferentes frequências de PWM

Foram realizados experimentos considerando a resposta ao degrau de 2 % e 5 % do comprimento total do atuador além da resposta ao seguimento de uma trajetória senoidal. Estas escolhas foram feitas para atender aos requisitos básicos de reguladores de velocidade para peque-

nas centrais hidroelétricas, conforme descrito em ASAFF (2006). A partir destes testes e de simulações realizadas, será escolhida uma determinada frequência de PWM para o prosseguimento dos estudos por meio dos testes teórico-experimentais. Os testes foram realizados com os seguintes ganhos do controlador: $k_p=1500$; $k_I=250$; $k_D=0$. Os ganhos foram escolhidos primeiramente a partir de simulações com o modelo teórico e então refinados a partir do desempenho experimental do sistema. Foram usadas as frequências de PWM de 10 Hz, 30 Hz e 50 Hz. A frequência de 75 Hz não foi usada devido aos problemas (falhas nas válvulas) apresentados no desempenho do comportamento do sistema.

5.2.1 Resultados comparativos para a resposta ao degrau

As figuras 5.9, 5.10 e 5.11 mostram os resultados para a resposta ao degrau de 5 % e 2% do curso total do cilindro para uma frequência de 10 Hz, 30 Hz e 50 Hz, respectivamente. São mostrados os gráficos de resposta ao degrau, de erro, do detalhamento do erro e o comportamento das pressões nas câmaras dos atuadores.

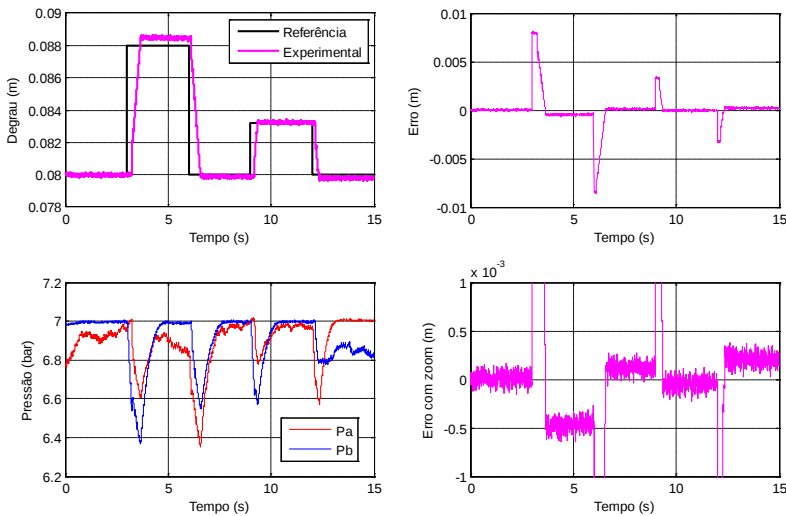


Figura 5.9 Resposta ao degrau para frequência de PWM de 10 Hz.

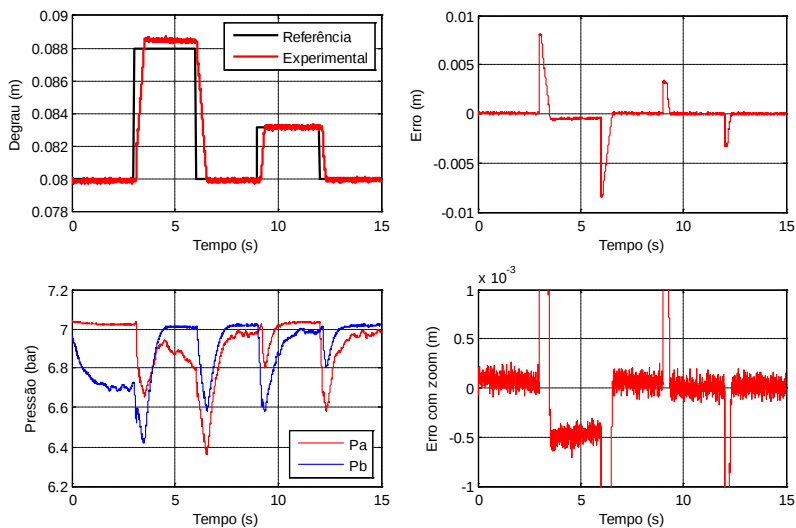


Figura 5.10 Resposta ao degrau para frequência de PWM de 30 Hz.

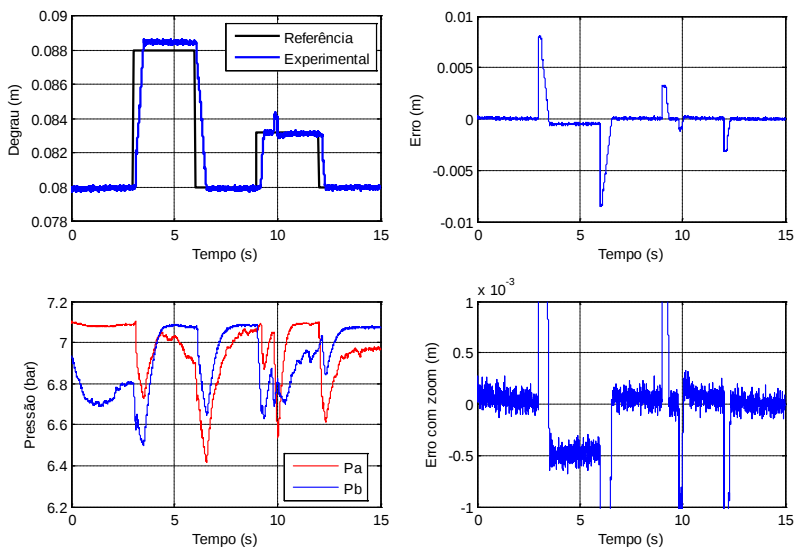


Figura 5.11 Resposta ao degrau para frequência de PWM de 50 Hz.

Nos 3 ensaios (frequência de PWM de 10 Hz, 30 Hz e 50 Hz) há uma boa resposta ao degrau, apresentando baixos erros. Os erros de

regime são de no máximo 0,5 mm. Nota-se no ensaio de frequência de 50 Hz uma pequena falha na comutação da válvula no instante de tempo de aproximadamente 9,5 s. Em todas as frequências há um comportamento similar do sistema pneumático. As oscilações do erro em regime permanente estão relacionadas com o ruído presente no sensor de posição. Estas oscilações estão presentes nos demais resultados apresentados, sendo mais nítida nos resultados para a resposta ao degrau.

5.2.2 Resultados comparativos para o seguimento de trajetória senoidal

As figuras 5.12, 5.13 e 5.14 mostram os resultados para o seguimento de trajetória senoidal para uma frequência de 0,05 Hz e amplitude de 8 mm para uma frequência de PWM de 10 Hz, 30 Hz e 50 Hz, respectivamente. São mostrados os gráficos de seguimento de trajetória, erro e o comportamento das pressões nas câmaras do atuador.

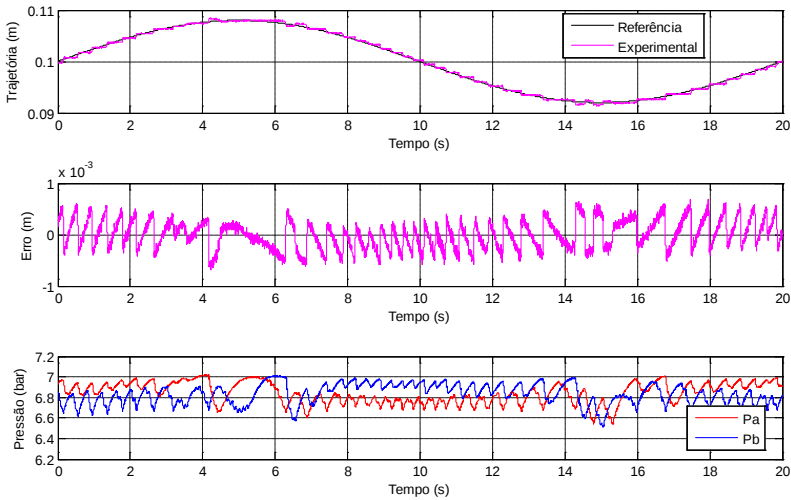


Figura 5.12 Seguimento de trajetória senoidal para frequência de PWM de 10 Hz.

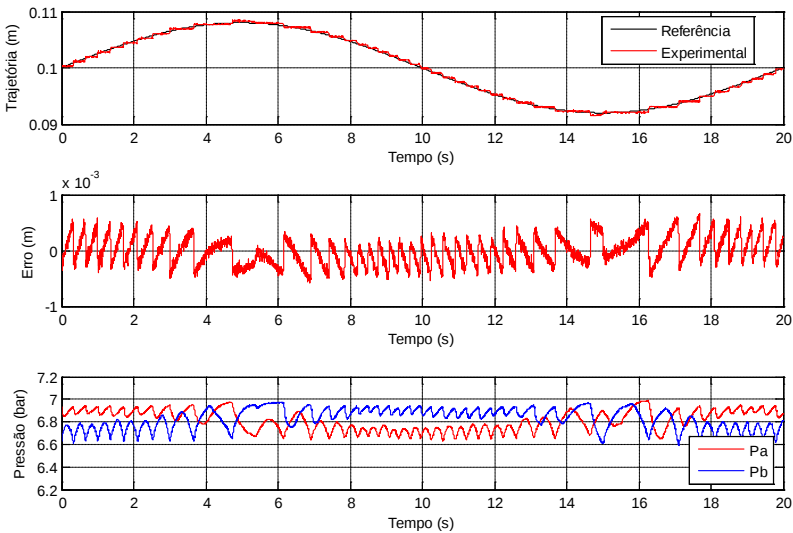


Figura 5.13 Seguimento de trajetória senoidal para frequência de PWM de 30 Hz.

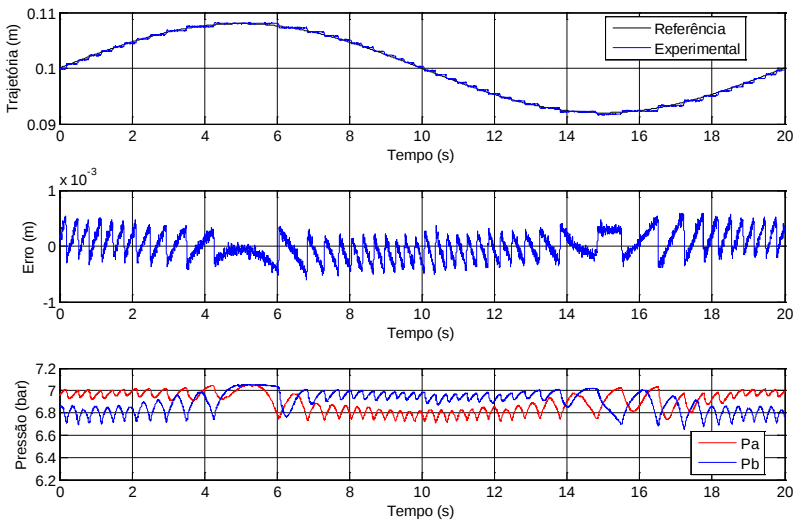


Figura 5.14 Seguimento de trajetória senoidal para frequência de PWM de 50 Hz.

Nos 3 ensaios (frequência de PWM de 10 Hz, 30 Hz e 50 Hz) o sistema consegue rastrear a trajetória senoidal, apresentando baixos erros de seguimento. Estes erros são de, no máximo 0,7 mm. O comportamento do sistema pneumático em ambos os ensaios é similar.

5.2.3 Discussões

Em ambos os ensaios, de resposta ao degrau e seguimento de trajetória, o sistema apresentou um comportamento similar, com as mesmas margens de erro.

Quando foram realizados os ensaios com a frequência de PWM de 75 Hz, para o seguimento de trajetória e resposta ao degrau, foram notadas falhas no funcionamento de uma das válvulas, o que não possibilitou o prosseguimento dos testes com frequências mais altas.

A frequência de PWM de 10 Hz será empregada no sistema servopneumático nos próximos estudos teórico-experimentais a serem apresentados e para a comparação com o controlador por modos deslizantes. A escolha desta frequência deu-se em função da semelhança dos resultados obtidos em comparação com as demais frequências e em função desta possibilitar um menor desgaste e, conseqüentemente, maior vida útil das válvulas.

5.3 Determinação dos parâmetros da zona de saturação e comparação dos resultados obtidos para o controle por PWM-PID

A Figura 5.15 mostra o comportamento médio da pressão para a variação do ciclo de trabalho da válvula direcional on/off na câmara grande ao longo do tempo.

A Figura 5.16 mostra com detalhe a resposta ao degrau de 5 % do curso do atuador e as pressões nas câmaras. A determinação do valor da pressão para delimitar a zona de saturação da válvula é realizada tanto com base nos gráficos da Figura 5.15 como nos da Figura 5.16. Com base nestes gráficos, é possível verificar a diferença de pressão nas câmaras do atuador para o início (rompimento do atrito estático) e prosseguimento do movimento do atuador (Figura 5.16) e a respectiva pressão em regime permanente para um determinado ciclo de trabalho (Figura 5.15). A diferença de pressão é de 0,5 bar para o início do movimento e de 0,23 bar para a continuidade do movimento. Então, é determinado um valor de compensação de zona de saturação que cause uma diferença

de pressão de aproximadamente 0,2 bar, ou seja, irá resultar num ciclo de trabalho de 86% e então em uma compensação da zona de saturação de 0,14 (compensação no sinal de controle u).

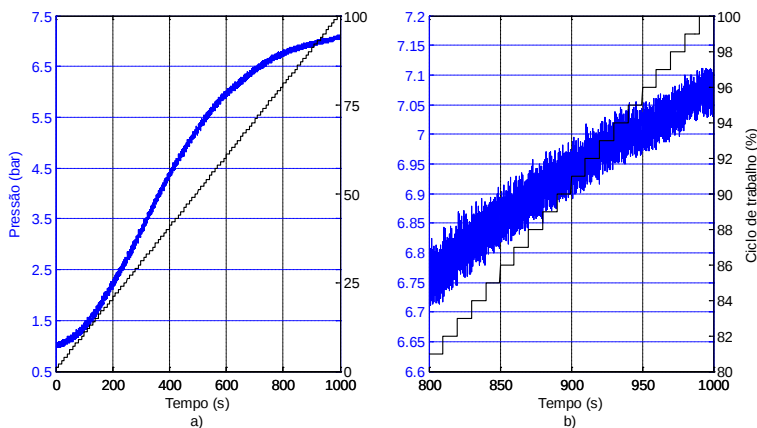


Figura 5.15 Variação da pressão e do ciclo de trabalho no tempo para a frequência de 10 Hz na câmara grande.

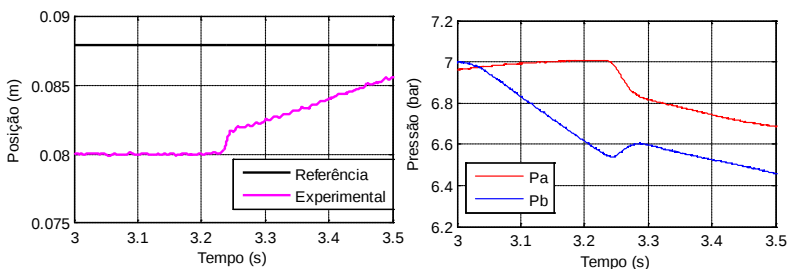


Figura 5.16 Detalhamento da resposta ao degrau de 5 % do curso do atuador.

Como os resultados dos ensaios para as duas válvulas foram similares, foi adotado o mesmo valor para ambas. Apesar dos resultados de variação do ciclo de trabalho mostrarem a variação da pressão considerando um tempo relativamente longo de estabilização da mesma (tempo suficientemente longo para a pressão entrar em regime permanente), esta análise tem por objetivo aproximar um valor de compensação de zona de saturação que melhore o desempenho do sistema. Vale salientar que a

compensação da zona de saturação é baseada tanto no atraso do tempo de abertura e fechamento da válvula quanto na resposta de variação de pressão do atuador para o rompimento do atrito estático na condição de ausência de carregamento. Para cada frequência de PWM, há diferentes valores de compensação de zona de saturação.

A Figura 5.17 mostra os gráficos dos ensaios para a resposta ao degrau com compensação da zona de saturação. A Figura 5.18 mostra os gráficos dos ensaios para o seguimento de trajetória senoidal com compensação da zona de saturação.

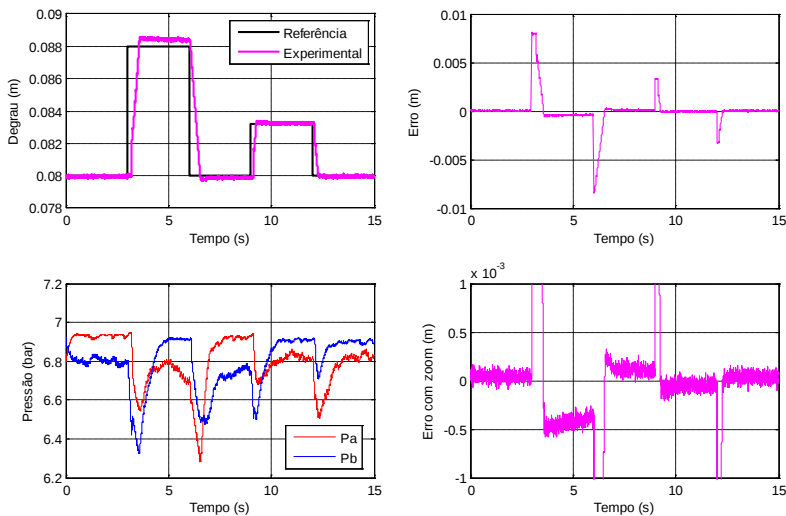


Figura 5.17 Resposta ao degrau para frequência de PWM de 10 Hz com compensação da zona de saturação.

Quando comparados os ensaios com e sem compensação da zona de saturação para a mesma frequência de PWM percebe-se uma pequena diminuição dos erros à resposta ao degrau quando se observa a região depois do degrau (figuras 5.9 e 5.17). Em relação aos erros de seguimento de trajetória, não se percebe diferenças relevantes (figuras 5.12 e 5.18).

A Figura 5.19 mostra o sinal de controle com e sem compensação da zona de saturação para a resposta ao degrau com frequência de PWM de 10 Hz no instante de tempo de 7,4 s até 8,7 s. A partir deste gráfico é possível verificar que o controle está chaveando em torno do zero em

função da compensação da zona de saturação. Este chaveamento possibilitará uma resposta mais rápida do sistema.

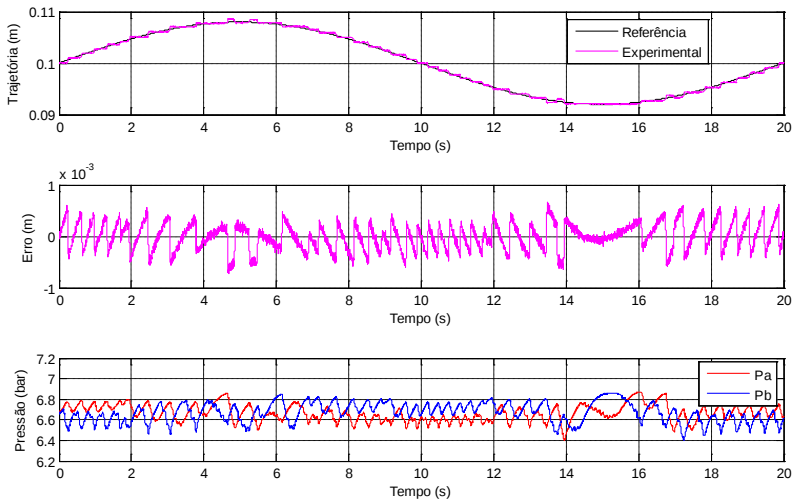


Figura 5.18 Seguimento de trajetória senoidal para frequência de PWM de 10 Hz com compensação da zona de saturação.

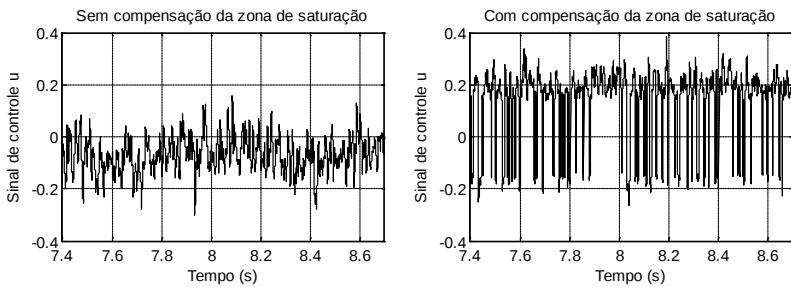


Figura 5.19 Sinal de controle para resposta ao degrau com frequência de PWM de 10 Hz.

Para finalizar esta seção, tem-se a Figura 5.20 que apresenta o comportamento do sinal de controle enviado para cada válvula (a qual irá resultar em um ciclo de trabalho para a técnica de PWM) em função do sinal de controle u . Este gráfico mostra o resultado das equações

(3.2) e (3.3) apresentadas na Seção 3.2 e dos parâmetros apresentados nesta seção.

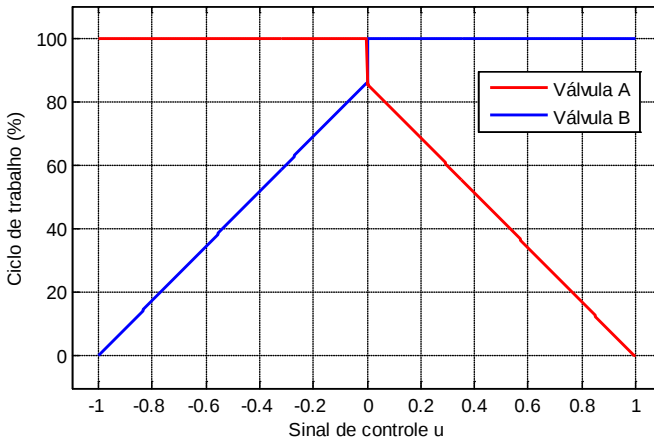


Figura 5.20 Variação do ciclo de trabalho das válvulas em função do sinal de controle.

5.4 Resultados experimentais usando o controle por modos deslizantes

Os ganhos usados no controle por estrutura variável por modos deslizantes foram de: $S_1 = 400$; $S_2 = 35$; $S_3 = 0,001$. Estes parâmetros da superfície de deslizamento foram escolhidos inicialmente baseados nos resultados de simulação com o modelo teórico e refinados a partir dos ensaios experimentais. Inicialmente, foram realizados ensaios sem a atenuação do *chattering*, usando a lei de controle descrita na Equação (3.26). A Figura 5.21 mostra os resultados para os ensaios de resposta ao degrau de 5% e 2% do curso total do atuador.

Nota-se que o erro para a resposta ao degrau foi baixo em regime permanente, na ordem de 0,05 mm. A resposta ao degrau apresentou um pequeno sobresinal. A Figura 5.22 mostra os resultados para o seguimento de trajetória senoidal.

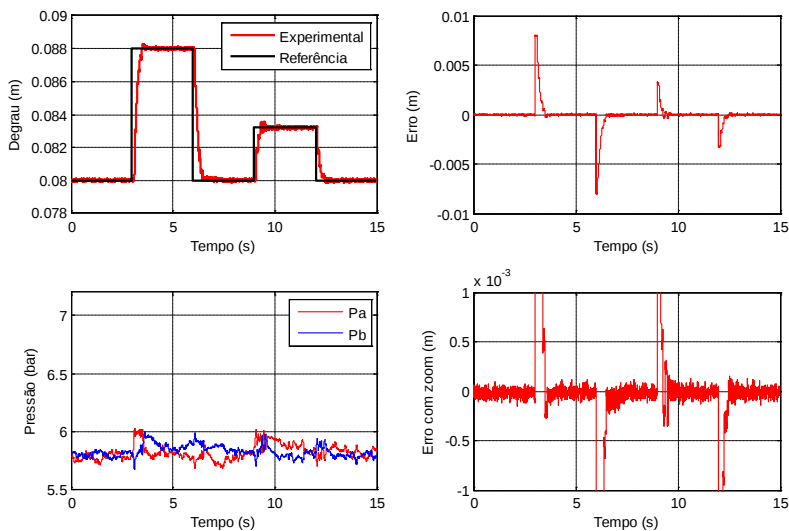


Figura 5.21 Resposta ao degrau para o controle por modos deslizantes sem atenuação do *chattering*.

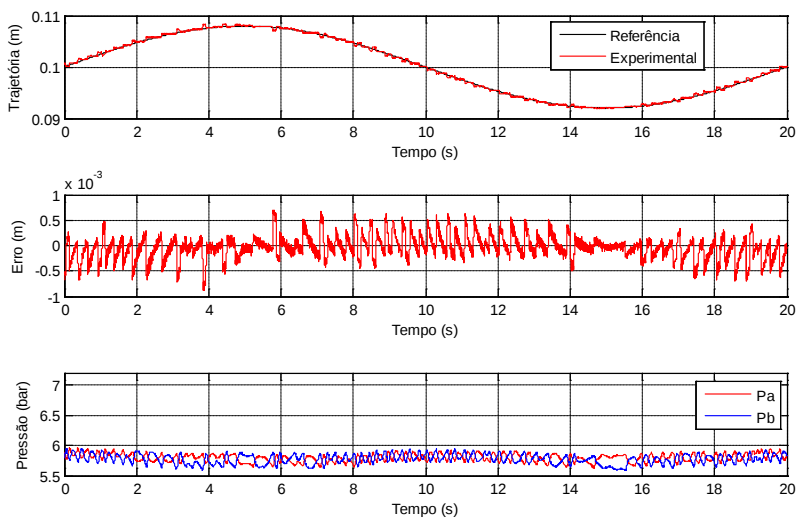


Figura 5.22 Seguimento de trajetória senoidal para o controle por modos deslizantes sem atenuação do *chattering*.

Os erros para o seguimento de trajetória senoidal ficaram dentro da margem de mais ou menos 0,6 mm. Há pouca variação das pressões. Baseados nestes ensaios e em simulações realizadas, tanto de resposta ao degrau quanto de seguimento de trajetória senoidal, foi observado o comportamento da superfície de deslizamento e os seus valores para então ser determinado o valor da largura da camada limite para a atenuação do *chattering*. A Figura 5.23 mostra os valores da superfície de deslizamento (σ) para um dado instante de tempo para a resposta ao degrau experimental.

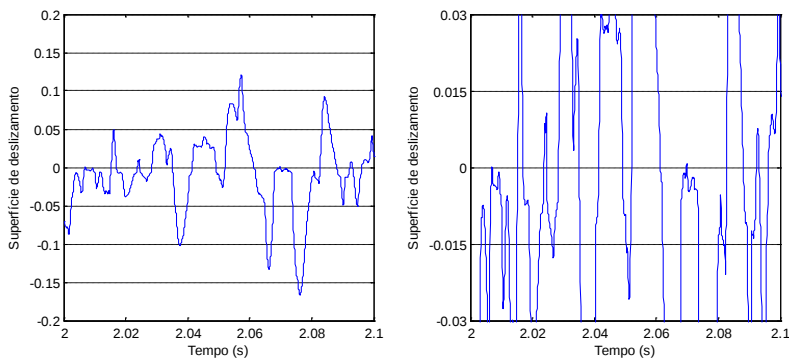


Figura 5.23 Superfície de deslizamento para a resposta ao degrau (à direita, detalhamento da superfície).

O valor da camada limite escolhido foi de 0,015. Por meio do gráfico anteriormente mostrado, percebe-se que há vários pontos da superfície de deslizamento que estão dentro deste valor. Tendo então definido o valor da camada limite, foram realizados novos ensaios com a atenuação do *chattering*. A Figura 5.24 mostra os resultados para os ensaios de resposta ao degrau de 5% e 2% do curso total do atuador com a atenuação do *chattering* e a Figura 5.25 mostra os resultados para o seguimento de trajetória senoidal.

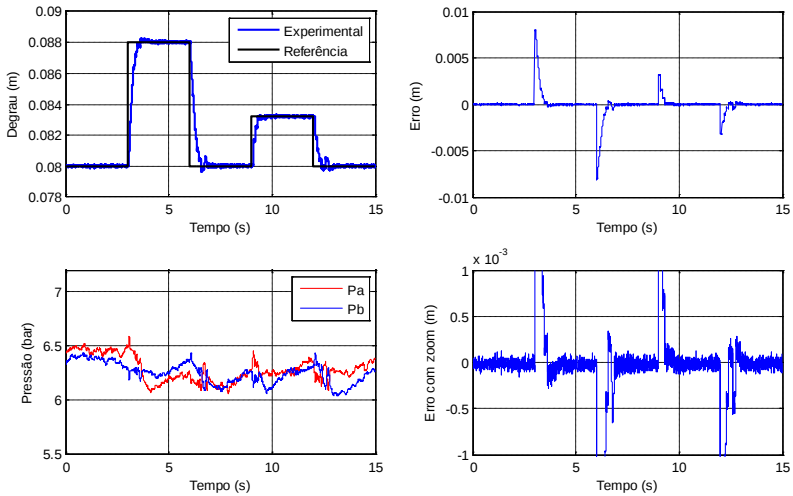


Figura 5.24 Resposta ao degrau para o controle por modos deslizantes com atenuação do *chattering*.

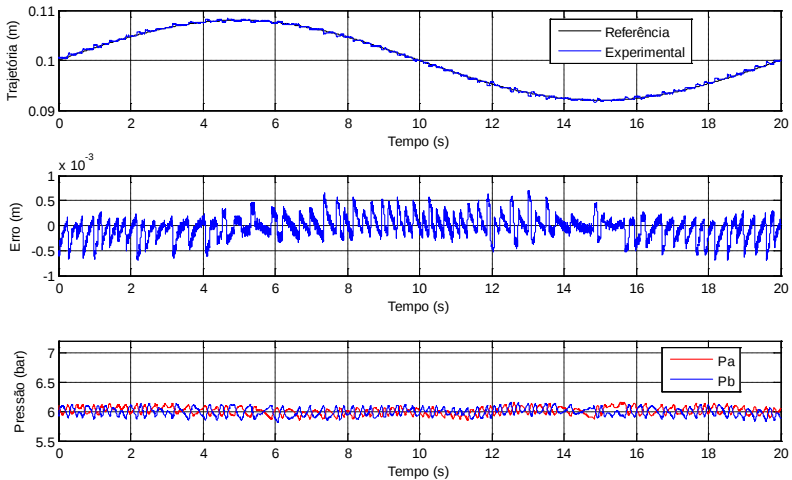


Figura 5.25 Seguimento de trajetória senoidal para o controle por modos deslizantes com atenuação do *chattering*.

Para ambos os ensaios, os valores de erro, sejam de resposta ao degrau ou de seguimento de trajetória senoidal, foram similares. Também é notado um pequeno sobresinal na resposta ao degrau. Houve uma

pequena diferença nos valores das pressões nas câmaras para ambos os ensaios, sendo maior a diferença para o ensaio de resposta ao degrau. A pressão é maior com o controlador com atenuação, pois há uma tendência em pequenos intervalos de tempo (quando a superfície de deslizamento está dentro da camada limite) de ambas as válvulas estarem abertas e consequentemente pressurizando as câmaras do atuador. A diferença é maior nos ensaios de resposta ao degrau em função do mesmo apresentar mais pontos onde a superfície de deslizamento encontra-se dentro da camada limite. Para verificar estes fenômenos em termos do sinal de controle nas válvulas, tem-se a Figura 5.26 que apresenta o sinal de controle (em um dado instante de tempo) para ambas as válvulas com e sem a atenuação do *chattering* do controlador para o ensaio de resposta ao degrau (valor 1, válvula acionada, valor 0, válvula desacionada).

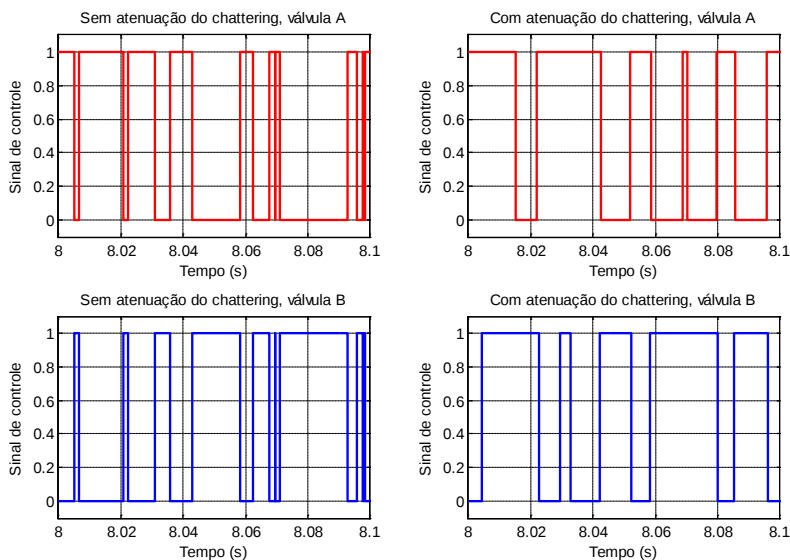


Figura 5.26 Sinal de controle para a resposta ao degrau sem e com atenuação do *chattering*.

A partir destes gráficos podem ser analisados dois pontos principais. Os dois gráficos da esquerda (válvula A e válvula B), os quais são do controle sem atenuação do *chattering*, apresentam maior comutação em relação aos gráficos da direita (com atenuação do *chattering*). Isso significa que a atenuação do *chattering* está aumentando a vida útil das válvulas, sem afetar a precisão do controle de posição, como apresenta-

do anteriormente. Em segundo lugar, pode-se notar que nos gráficos da direita ocorre, em alguns instantes de tempo, a situação de ambas as válvulas estarem acionadas (decorrente da estratégia de controle adotada para a atenuação do efeito de *chattering*), o que não ocorre nos gráficos da esquerda. Isso comprova o fenômeno anteriormente descrito, da tendência de aumento da pressão nas câmaras do atuador, o que é vantajoso, pois aumenta a rigidez do sistema.

5.5 Comparação dos resultados experimentais entre os dois métodos de controle

O estudo comparativo entre os dois métodos de controle será realizado com a configuração que demonstrou melhor desempenho em cada técnica, como anteriormente mostrado. Para o controle por PID associado à técnica de PWM será usada uma frequência de PWM de 10 Hz com a compensação da zona de saturação. Para o controle por modos deslizantes, será usada a atenuação do *chattering*. A Figura 5.27 mostra a comparação entre as duas propostas de controle para a resposta ao degrau.

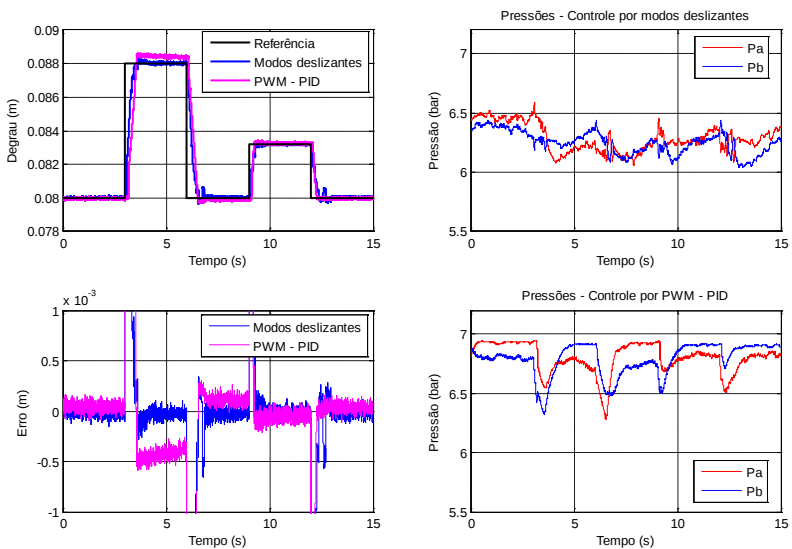


Figura 5.27 Gráficos comparativos entre os métodos de controle para a resposta ao degrau.

O controle por modos deslizantes apresenta um tempo de resposta mais rápido para o sistema e menores erros em regime para a resposta ao degrau. Entretanto, há um pequeno sobressinal. Em relação à pressão nas câmaras o controle por PWM-PID trabalha em patamares maiores de pressão. Isso é devido à tendência de permanecer por mais tempo com as válvulas abertas em relação ao controle por modos deslizantes. A Figura 5.28 mostra o sinal de controle em um dado instante de tempo para ambos os métodos de controle para a resposta ao degrau.

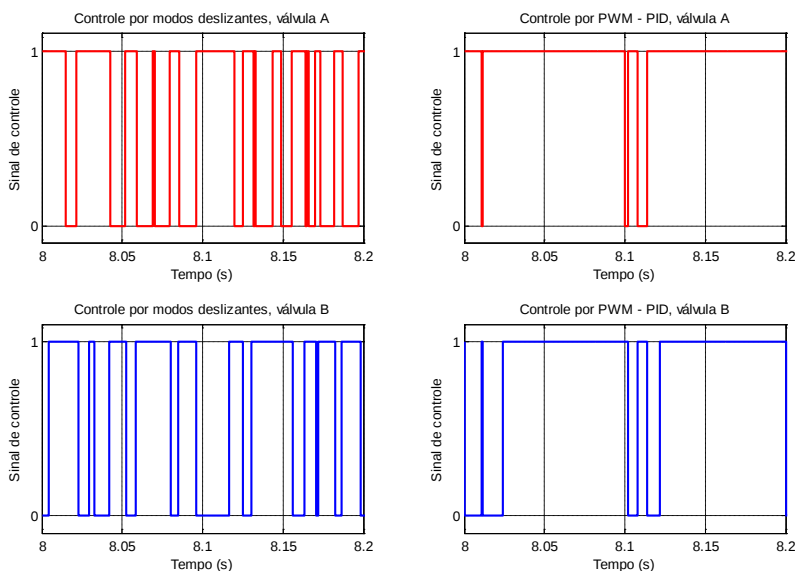


Figura 5.28 Gráficos comparativos entre o sinal de controle para ambos os métodos de controle para a resposta ao degrau.

Nota-se que o controle por modos deslizantes faz com que haja maior comutação da válvula quando comparado ao controle por PWM-PID. Isso poderá ocasionar um maior desgaste da válvula. A partir da observação do gráfico do sinal de controle percebe-se a tendência do controle por PWM-PID manter as válvulas por mais tempo acionadas em relação ao controle por modos deslizantes, o que comprova o fato das maiores pressões nas câmaras do atuador, como anteriormente relatado. A Figura 5.29 mostra as respostas das duas propostas de controle para o seguimento de trajetória senoidal.

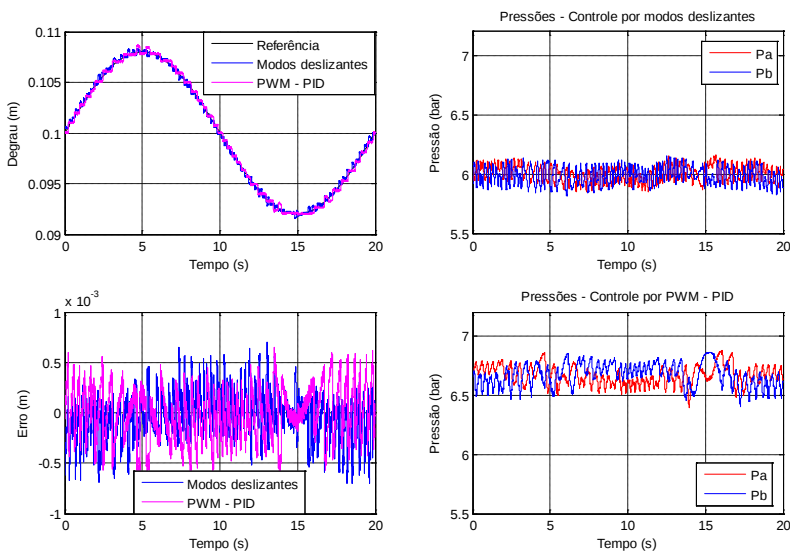


Figura 5.29 Gráficos comparativos entre os métodos de controle para o seguimento de trajetória senoidal.

Para o seguimento de trajetória senoidal, ambos os métodos de controle apresentaram os mesmos patamares de erro, em torno de 0,5 mm. Novamente, é comprovada a tendência do controle por modos deslizantes trabalhar em menores níveis de pressão quando comparado ao controle por PWM-PID.

5.6 Comparação dos resultados teórico-experimentais

A comparação entre os resultados dos ensaios teórico-experimentais é realizada usando os mesmos parâmetros dos controladores implementados experimentalmente. As figuras 5.30 e 5.31 mostram a comparação entre os resultados teórico-experimentais para o controlador PWM-PID para a resposta ao degrau e para o seguimento de trajetória senoidal, respectivamente.

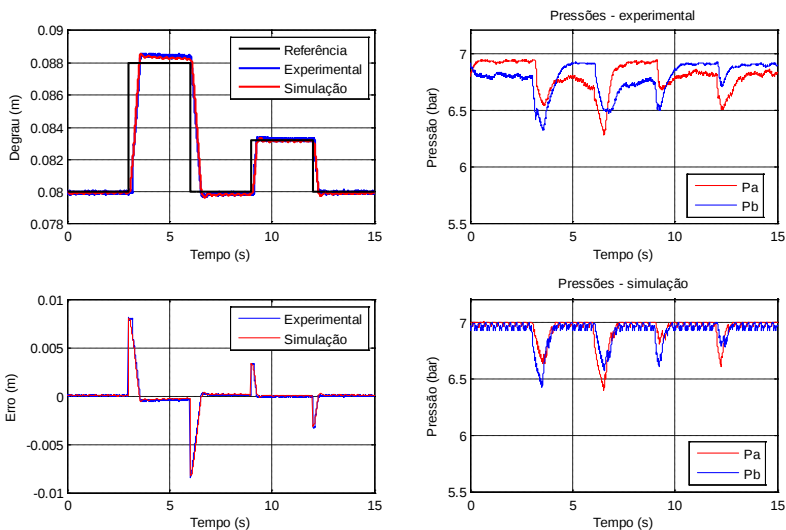


Figura 5.30 Gráficos comparativos teórico-experimentais para a resposta ao degrau. Controle por PWM-PID.

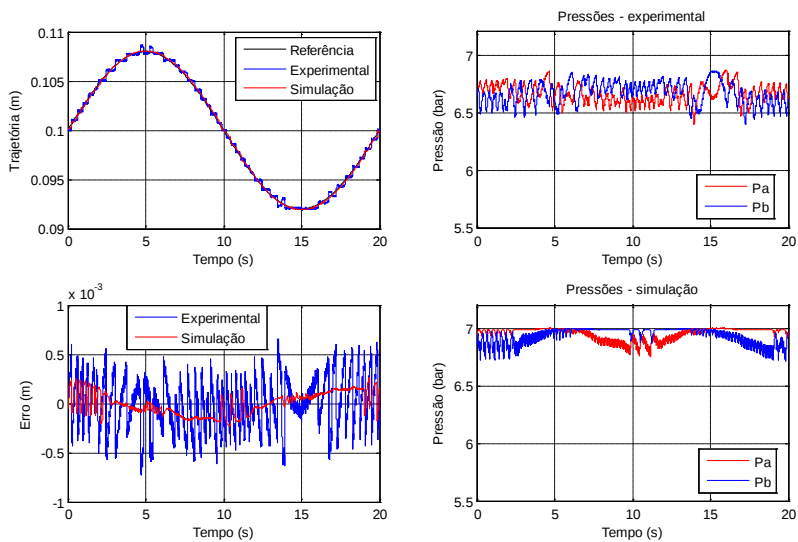


Figura 5.31 Gráficos comparativos teórico-experimentais para o seguimento de trajetória. Controle por PWM-PID.

Os resultados das simulações com o método de controle PWM-PID são similares aos resultados experimentais, tanto na análise de resposta ao degrau e seguimento de trajetória senoidal, quanto de erros do sistema. A dinâmica das pressões apresenta uma pequena diferença que pode ser causada pela não-modelagem do tempo de abertura e fechamento da válvula. A semelhança entre os resultados permite dizer que a modelagem matemática da planta do sistema assim como a sua implementação no Simulink reproduzem com boa fidelidade a planta física do sistema. É importante salientar que a base do modelo matemático usado já foi validado em trabalhos anteriores e no presente trabalho foram agregados a modelagem de alguns componentes, assim como aprimorada a modelagem de outros.

As figuras 5.32 e 5.33 mostram a comparação entre os resultados teórico-experimentais para o controlador por modos deslizantes para a resposta ao degrau e para o seguimento de trajetória senoidal, respectivamente.

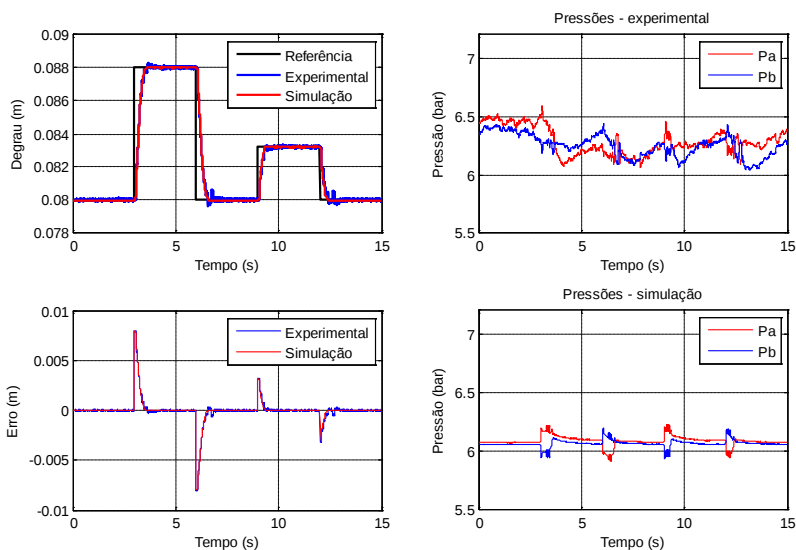


Figura 5.32 Gráficos comparativos teórico-experimentais para a resposta ao degrau. Controle por modos deslizantes.

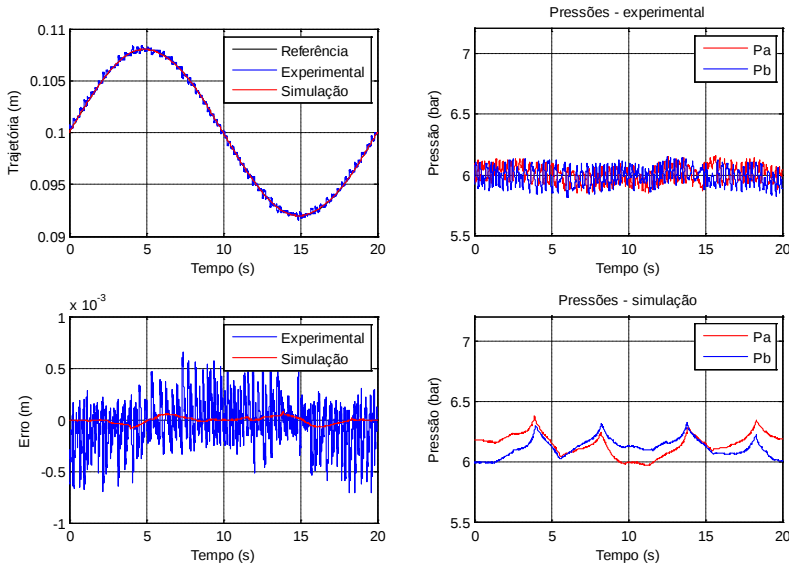


Figura 5.33 Gráficos comparativos teórico-experimentais para o seguimento de trajetória. Controle por modos deslizantes.

Os resultados da simulação com o método de controle por modos deslizantes são similares aos resultados experimentais em relação à resposta ao degrau e seguimento de trajetória senoidal, assim como para os erros do sistema. Entretanto, em relação à dinâmica das pressões há uma pequena diferença (máximo de 0,2 bar), a qual também pode ser explicada pela não modelagem dos tempos de abertura e fechamento da válvula, sendo que no caso do controle por modos deslizantes, esta falta de modelagem é mais agravante devido ao fato de haver uma maior comutação das válvulas. Os valores de pressão do ensaio teórico apresentam valores levemente inferiores em relação aos ensaios experimentais.

Apesar de a comparação dos resultados teórico-experimentais serem apresentados somente nesta última seção, o modelo teórico foi de grande uso ao longo do presente trabalho. Inicialmente, o modelo teórico comprovou a possibilidade de emprego das válvulas direcionais on/off de rápida comutação para o acionamento do sistema servopneumático de controle de posição, o que possibilitou a compra das válvulas para a realização dos experimentos. Depois, já com os parâmetros C e b das válvulas, o modelo auxiliou tanto no emprego (e projeto) do método de controle por PWM-PID quanto no controle por modos deslizantes.

tes. A partir dos ensaios teóricos foi possível se ter uma idéia do comportamento do sistema para diferentes frequências de operação de PWM e ganhos do controlador PID, assim como do emprego dos diferentes ganhos da superfície de deslizamento e largura da camada limite no controle por modos deslizantes. Ao longo dos experimentos foram realizadas pequenas modificações no modelo até se chegar ao modelo atual. O modelo teórico é de grande importância para o estudo do comportamento do sistema servopneumático de controle de posição, pois possibilita verificar qual a influência de modificações nos seus parâmetros e/ou componentes no desempenho do sistema.

5.7 Conclusões

A partir dos ensaios de pressão, foi possível analisar o comportamento das válvulas direcionais on/off de rápida comutação e ver as faixas da zona de saturação da válvula. Então, a partir da extração dos valores da zona de saturação, foi possível realizar ensaios comparando os resultados de testes com e sem compensação da zona de saturação para o método de controle por PWM-PID, sendo que foram verificados melhores resultados com tal compensação.

Em relação aos ensaios com diferentes frequências de operação do PWM, foi verificado que quando se trabalha com frequências muito altas (acima de 75 Hz) as válvulas não respondem como desejado. Para frequências abaixo deste valor (até 10 Hz), não há diferenças significativas entre os resultados, o que possibilita escolher a menor frequência ensaiada em função de uma tendência a maior vida útil das válvulas.

Para o controle por modos deslizantes, foi verificado que a atenuação do efeito de *chattering* diminui consideravelmente as comutações da válvula, aumentando sua vida útil. Dependendo dos valores escolhidos para a largura da camada limite, não há incrementos importantes nos erros de posicionamento do sistema.

Quando comparados os resultados entre os dois métodos de controle propostos, percebem-se melhores resultados do ponto de vista de precisão (menor erro de posicionamento) para o controle por modos deslizantes. Entretanto, o mesmo apresenta uma maior comutação das válvulas, o que poderia significar uma menor vida útil das mesmas.

Ao comparar os resultados teórico-experimentais, nota-se uma boa aproximação entre o modelo teórico e o comportamento real do sistema, para ambos os métodos de controle. Esta comparação é realizada sob o

ponto de visto do posicionamento, erro de posicionamento e dinâmica das pressões. O modelo teórico foi sendo aprimorado ao longo do trabalho e auxiliou em diversas situações, como na comprovação da possibilidade de emprego das válvulas direcionais on/off de rápida comutação para o sistema servopneumático de controle de posição e no estudo do comportamento do sistema para diferentes parâmetros dos métodos de controle apresentados

Ao analisar os requisitos do sistema para a aplicação do sistema servopneumático de controle de posição com acionamento por válvula on/off em reguladores de velocidades para pequenas centrais hidroelétricas, mostrado na Seção 2.1 percebe-se que o sistema atende aos requisitos necessários para a sua aplicação neste campo.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou um estudo teórico-experimental de um sistema servopneumático com acionamento por válvula direcional on/off de rápida comutação para o controle de posição, visando a uma futura aplicação em reguladores de velocidade de pequenas centrais hidrelétricas.

Inicialmente, foi mostrada uma breve revisão bibliográfica de sistemas servopneumáticos a partir do acionamento por válvulas on/off. Foi possível perceber os tipos de configurações de circuitos pneumáticos adotados, métodos de controle empregados e aplicações práticas dos presentes sistemas. Com base nisto, foi possível analisar quais pontos dos sistemas servopneumáticos com acionamento por válvula on/off poderiam ser melhor estudados e desenvolvidos a fim de obter um melhor desempenho para o sistema e entender melhor seu comportamento.

A modelagem matemática usada vem sendo desenvolvida ao longo dos anos por meio de vários trabalhos no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP). O presente trabalho mostrou uma adequação dos modelos usados em válvulas proporcionais para o âmbito das válvulas direcionais on/off, assim como acréscimos na modelagem da vazão mássica através da válvula no sentido de possibilitar a inversão do sentido da vazão quando há a necessidade. Também foram modeladas as válvulas reguladoras de vazão, que estão presentes no sistema tanto para regular as máximas velocidades de avanço e recuo do atuador, como para diminuir as vibrações do sistema relativos aos “pacotes” de ar provenientes das válvulas direcionais on/off de rápida comutação.

Foi proposta uma nova maneira de implementação de duas metodologias de controle. O método de controle por PID associado à técnica de PWM possui um emprego mais simples, envolvendo somente a realimentação da variável da posição do atuador. É realizada uma compensação da zona de saturação da válvula levando em conta o comportamento do sistema. O método de controle por estrutura variável por modos deslizantes é relativamente mais complexo e leva em conta o modelo de atrito, as forças de carga envolvidas, a posição e as pressões nas câmaras do atuador.

A partir dos ensaios experimentais em malha aberta do sistema, foi possível entender um pouco mais do comportamento das válvulas dire-

cionais on/off de rápida comutação a partir do uso da técnica de PWM para o acionamento das mesmas. Pode-se perceber que ao aplicar baixas frequências de operação do PWM em volumes de câmaras parecidos aos de operação dos atuadores não há flutuações significativas das pressões, o que permite o empregos destas válvulas direcionais on/off em sistemas servopneumáticos de controle de posição sem causar oscilações indesejáveis ao posicionamento do sistema.

Ao analisar as diferentes frequências de operação de PWM (10 Hz 30 Hz e 50 Hz) para a resposta ao degrau e seguimento de trajetória senoidal nota-se pouca diferença entre os resultados, tanto no âmbito de erro de posicionamento quanto da dinâmica das pressões. Logo, é possível trabalhar com frequências mais baixas visando ao aumento da vida útil das válvulas. Em relação à compensação da zona de saturação da válvula direcional on/off, foi possível melhorar o desempenho com o uso desta técnica.

Em relação ao emprego do controle por estrutura variável por modos deslizantes, foi possível obter resultados adequados em termos de erros de posicionamento do sistema. Ao empregar uma técnica de atenuação do efeito de *chattering*, foi possível notar uma menor comutação da válvula, ou seja, um possível aumento da vida útil da mesma, sem aumentar significativamente os erros de posicionamento para a largura da camada limite escolhida.

Quando comparados ambos os métodos de controle para a resposta ao degrau, nota-se um melhor desempenho do controle por modos deslizantes em relação ao controle por PWM-PID no que diz respeito aos erros de posicionamento do sistema. Em relação ao seguimento de trajetória senoidal, não houve diferenças relevantes entre os métodos de controle propostos. Entretanto, nota-se uma maior comutação da válvula no controle por modos deslizantes, o que pode gerar problemas futuros relacionados à vida útil das válvulas. Porém, há a possibilidade de aumentar a largura da camada limite e, conseqüentemente, aumentar levemente os erros de posicionamento do sistema. A partir disto, podem ser reduzidas significativamente as comutações da válvula, aumentando, teoricamente, sua vida útil. Isto pode ser feito de acordo com os requisitos de erros de posicionamento do sistema.

O modelo teórico (de simulação) foi amplamente usado ao longo do desenvolvimento do trabalho. Inicialmente, o modelo auxiliou a comprovar a eficácia das válvulas direcionais on/off de rápida comutação para o acionamento de um sistema servopneumático de controle de po-

sição. Depois, permitiu o desenvolvimento e aprimoramento do ambos os métodos de controle aplicados. Ao longo dos experimentos, os parâmetros do modelo foram sendo ajustados até se chegar ao estágio atual. Os comparativos apresentados entre os resultados teórico-experimentais foram satisfatórios. Há uma grande semelhança entre o comportamento de posicionamento do sistema, erros de posição e pressões nas câmaras do atuador entre o modelo usado nas simulações e o sistema real. A partir do modelo teórico é possível estudar o comportamento de outros métodos de controle ou modificar parâmetros do sistema e observar o seu comportamento teórico antes do emprego físico no sistema. Também é possível analisar o comportamento do sistema ao empregar determinadas cargas.

Em relação ao emprego deste sistema servopneumático com acionamento por válvulas on/off em reguladores de velocidades de pequenas centrais hidrelétricas, onde os requisitos básicos do sistema são os tempos de abertura e fechamento do servomotor e o erro máximo de posicionamento, que não deve ser superior a 1% do curso total do atuador, notou-se que o sistema atende a estes requisitos básicos. Entretanto, são necessários mais estudos em relação à vida útil das válvulas direcionais on/off de rápida comutação para garantir com segurança a viabilidade do seu emprego.

Por último, conclui-se que o emprego de válvulas direcionais on/off de rápida comutação para o acionamento de sistemas servopneumáticos de controle de posição pode substituir as tradicionais válvulas proporcionais em determinadas aplicações. Isso acarreta em uma relativa diminuição de custos do sistema pneumático sem aumentar significativamente os erros de posicionamento.

Como sugestões de trabalhos futuros, tem-se os seguintes pontos:

- Estudos em relação à vida útil das válvulas;
- Modelagem do atraso nos tempos de abertura e fechamento da válvula;
- Estudo de viabilidade de emprego em campo do sistema servopneumático com acionamento por válvulas on/off de rápida comutação para regulação de velocidade em pequenas centrais hidrelétricas;
- Emprego do sistema servopneumático de controle de posição com acionamento por válvula on/off de rápida comutação em outros sistemas, como para a regulação do ângulo de passo de pequenas centrais eólicas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHN, K. K., PYO, S. M., YANG, S. Y. and LEE, B.R., **Intelligent control of pneumatic actuator using LVQNN**. Proceedings of the 2003 KORUS Symposium on Science and Technology, 2003. p. 260–6.

AHN, K. AND YOKOTA, S., **Intelligent Switching Control of Pneumatic Actuator Using On/Off Solenoid Valves**. *Mechatronics* 15:683-702. 2005.

ASAFF, Y. E. **Desenvolvimento de um Sistema Servopneumático para Regulação de Velocidade de Turbinas em Pequenas Centrais Hidroelétricas**. Dissertação Mestrado - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal De Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

BALLUFF – Catálogo Transdutor de posição, Série BLT., disponível em: <http://www.balluff.com/Balluff/us/HomeChannel/> Acesso em: Maio de 2011.

BARRETO, F. **Projeto de um posicionador servo-pneumático industrial aplicando controle em cascata**. 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2003.

BARTH, E. J., ZHANG, J. and GOLDFARB, M. **Sliding mode approach to PWM-controlled pneumatic systems**. Proceedings of the American Control Conference, Anchorage, 2002. p. 2362–7.

BARTH, E. J., ZHANG, J. and GOLDFARB, M. **Control design for relative stability in a PWM-controlled pneumatic system**. *Trans. ASME, J. Dyn. Syst. Meas. Control*, vol. 125, no. 3, pp. 504–508, 2003.

BAVARESCO, D. **Modelagem matemática e controle de um atuador pneumático**. 2007. 107f. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2007.

BEATER, P. **Pneumatic Drives: System Design, Modelling and Control**. Soest, Germany: Springer - Verlag Berlin Heidelberg, 2007.

BOLLMANN, A. **Fundamentos da Automação Industrial Pneutrônica: Projetos de Comandos Binários Eletropneumáticos**. São Paulo: Abhp - Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática, 1997. 278 p.

CAMOZZI – Catálogo Válvula reguladora de vazão, Série RFU., disponível em: http://www.bibus.co.uk/fileadmin/product_data/camozzi/documents/cce serie_rfu_datasheet_en_v81.pdf Acesso em: Maio de 2011.

CARDUCCI, G., FOGLIA, M., GENTILE, A., GIANNOCARO, N. and MESSINA, A., **Pneumatic robotic arm controlled by on-off valves for automatic harvesting based on vision localization**. Proc. IEEE International Conference on Industrial Technology IEEE ICIT '04, vol. 2, 8–10 Dec. 2004, pp. 1017–1022.

EDGE, K. A. **The Control of Fluid Power Systems – Responding to the Challenges**. United Kingdom Automatic Council Lecture, Proc. Inst. Mechanical Engineering, Vol. 211, Part 1, pp.91-110. 1997.

ENDLER, L. **Modelagem da vazão mássica de uma servoválvula e sua aplicação no controle ótimo de um atuador pneumático**. 2009. 119f. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2009.

FESTO – Catálogo Válvula de rápida comutação MH, disponível em: http://www.festo.com/cat/en-us_us/data/doc_enus/PDF/US/MH2TO4_ENUS.PDF Acesso em: Abril de 2011. (FESTO 2011a).

FESTO – Catálogo Válvula de rápida comutação modelo MHJ, disponível em: http://xdki.festo.com/xdki/data/doc_ENUS/PDF/US/MHJ_ENUS.PDF Acesso em: Abril de 2011. (FESTO 2011b).

FESTO – Catálogo Válvula de direcional Série VB, disponível em: http://xdki.festo.com/xdki/data/doc_PTBR/PDF/PT/TYP24_PT.PDF
Acesso em: Abril de 2011. (FESTO 2011c).

FESTO – Catálogo do Cilindro pneumático Série DNG, disponível em http://xdki.festo.com/xdki/data/doc_PTBR/PDF/PT/DNG_PT.PDF
Acessado em: Maio de 2011. (FESTO 2011d).

FOX, R.; McDONALD, A. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 4a. Ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan S.^a, 1995. 662 p.

FRANKLIN, G. F., POWELL, J. D. e EMANI-NAEINI, A. **Feedback Control of Dynamic Systems**. Addison Wesley Publishing Company, 1994.

GENTILE, A., GIANNINCEARO, N., and REINA, G., **Experimental tests on position control of a pneumatic actuator using on/off solenoid valves**. *IEEE ICIT'02, Bangkok, THAILAND*. 2002.

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

GOMES, S. C. P. and ROSA, V. S. **A new approach to compensate friction in robotic actuators**. INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 2003, Taipei, Taiwan. **Proceedings...** [S.l]: IEEE, 2003.

HBM – Catálogo do transdutor de pressão Série HDM, disponível em: <http://www.hbm.com.pl/pdf/b0521.pdf> Acessado em: Maio de 2011.

HENÉ, M. D.; NASCIMENTO, A. S. B. de S.; DE NEGRI, V. J. **Relatório Bancada IBYTU, LASHIP – UFSC**. Florianópolis, Dezembro 2009.

HENÉ, M. D. **Estudo teórico – experimental do ponto de operação e proposição de um método de dimensionamento para sistemas pneumáticos**. Dissertação Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina: Florianópolis. 2010.

HUNG, J. Y., GAO, W., e HUNG, J. C. **Variable structure control: A survey**. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 40(1):2–22. 1993.

IEC, 1997. **IEC 61362 - Guide for Specification of Hydroturbine Control Systems**, Switzerland, 105p.

IEEE, 1988. **ANSI/IEEE Std. 125 - Recommended Practice for Preparation of Equipment Specifications for Speed-Governing of Hydraulic Turbines Intended to Drive Electric Generators**, USA, 28p.

ISO International Organization for Standardization, Pneumatic Fluid Power. Components Using Compressible Fluids. **ISO 6358**. Determination of flow rate characteristics, 1989.

JOUPPILA, V., GADSDEN, A., and ELLMAN, A., **Modeling and Identification of a Pneumatic Muscle Actuator System Controlled by an On/Off Solenoid Valve**. 7th International Fluid Power Conference. Aachen. 2010.

LANGJORD, H. and JOHANSEN, T. A., **Dual-mode switched control of an electropneumatic clutch actuator**. IEEE/ASME Transaction on Mechatronics, DOI:10.1109/TMECH.2009.2036172. 2010.

MACHADO, C. **Compensação de atrito em atuadores hidráulicos utilizando redes neurais**. 2003. 86 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2003.

MARQUES L. C. S. **Estudo do Controle Avançado do Motor de Indução: Teoria e Experimentação**. 2001. 179 f. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2001.

MENDES, M. F., KRAUS Jr., W., PIERI, E. R. **Variable Structure Position Control of an Industrial Robotic Manipulator**. Revista Brasileira de Ciências Mecânicas, v. XXIV, n. 169, p. 169-176, 2002.

MESSINA, A., GIANNOCCARO, N. I., GENTILE, A., **Experimenting and modelling the dynamics of pneumatic actuators controlled by the pulse width modulation (PWM) technique.** Mechatronics, 15(7): 859-881. 2005.

NGUYEN, T., LEAVITT, J., JABBARI, F. and BOBROW, J. E **Accurate sliding-mode control of pneumatic systems using low-cost solenoid valves.** IEEE/ASME Trans. Mechatronics 12 , pp. 216–219. 2007.

NORITSUGU, T., **Development of PWM mode electro-pneumatic servomechanism, Part I: Speed control of a pneumatic system.** J Fluid Control 17(1):65–79. 1987. (1987a).

NORITSUGU, T., **Development of PWM mode electro-pneumatic servomechanism, Part II: Position control of a pneumatic system.** J Fluid Control 17(2):7–28. 1987. (1987b).

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno.** Rio de Janeiro: Prentice – Hall do Brasil Ltd., 1993.

OLIVEIRA, T. R. **Controle por modos deslizantes de sistemas incertos com direção de controle desconhecida,** Dissertação, (Mestrado em Ciências em Engenharia Elétrica), Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro. 2006.

OLIVEIRA, L. G. **Determinação de Pontos de Operação para Conjuntos Válvula-Cilindro Pneumáticos.** Dissertação Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina: Florianópolis. 2009.

PAUL, A. K., MISHRA, J. K., and RADKE, M. G., **Reduced Order Sliding Mode Control for Pneumatic Actuator.** IEEE Trans. Control Syst. Technol., 230, pp. 271–276. 1994.

PERONDI, E. A. **Controle Não-linear em Cascata de um Servoposicionador Pneumático com Compensação do Atrito.** Tese Doutorado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina: Florianópolis. 2002.

RIOS, C., F. **Projeto e construção de um robô cartesiano com acionamento pneumático**. Dissertação (Mestrado) - UFRGS - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2009.

RITTER, C., S. **Modelagem matemática das características não lineares de atuadores pneumáticos**. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2009.

SANDE, H., JOHANSEN, T. A., KAASA, G. O., SNARE, S. R. and BRATLI, C., **Switched backstepping control of an electropneumatic clutch actuator using on/off valves**. American Control Conference, New York. 2007.

SANTOS, E. A. P. **Análise Teórico Experimental de um Posicionador Pneumático**. Dissertação Mestrado - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal De Santa Catarina, Florianópolis, 1996.

SHEN, X., ZHANG, J., BARTH, E. J. and GOLDFARB, M. **Nonlinear model-based control of pulse width modulated pneumatic servo systems**. *ASME J. Dyn. Syst. Meas. Control* 128, pp. 663–669. 2006.

SHEN, X.; ZHANG, J.; BARTH, E.J.and GOLDFARB, M., **Nonlinear averaging applied to the control of pulse width modulated (PWM) pneumatic systems**. Proceeding of the 2004 American Control Conference Boston, vol. 5, 2004. 4444-4448.

ŠITUM, Ž., ŽILIĆ, T. and ESSERT, M., **High speed solenoid valves in pneumatic servo applications**. Mediterranean Conf on Control and Automation, 2007.pp. 1-6.

SOBCZYK, S., M. R. **Controle em cascata e a estrutura variável com adaptação de parametros e compensação de atrito de um servoposicionador pneumático**. Tese (Doutorado) - UFRGS - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2009.

SUZUKI, R., M. **Controle baseado em linearização por realimentação dos estados aplicados a um servoposicionador pneumático**. Dis-

sertação (Mestrado) - UFRGS - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2005.

TAGHIZADEH, M., GHAFARI, A., NAJAFI, F., **A linearization approach in control of PWM-driven servo-pneumatic systems**. *Proc. 40th IEEE/SSST Sym., New Orleans, LA, USA*. pp. 395–399. 2008.

TAGHIZADEH, M., GHAFARI, A., and NAJAFI, F., **Modeling and identification of a solenoid valve for PWM control applications**. *C R Mecanique*. 337:131–140. 2009. (2009a).

TAGHIZADEH, M., NAJAFI, F., GHAFARI, **A Increased tracking ability of pulse width modulation-driven pneumatic servo systems via a modified pneumatic circuit**. *Electr Eng* 91:79–87. 2009. (2009b).

TAO, G., KOKOTOVIC, P. V. **Adaptive control of systems with actuator and sensor nonlinearities**. New York: John Wiley & Sons, 1996.

THOMAS M. B., MAUL G. P., JAYAWIYANTO E., **A novel, low-cost pneumatic positioning system**. [J]. *Journal of Manufacturing Systems*, 24(4): 377-387. 2005.

TOPÇU, E. E., YUKSE I, I., and KAMIS, Z., **Development of electro-pneumatic fast switching valve and investigation of its characteristics**. *Mechatronics*. 2006.16, pp. 365–378.

UTKIN, V. I., GULDNER, J., e SHI, J. **Sliding Mode Control in Electro-Mechanical Systems**. CRC Press, second edição. 2009.

VALDIERO, A. **Controle de robôs hidráulicos com compensação de atrito**. 2005. 188 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2005.

VAN VARSEVELD, R. B., and BONE, G. M., **Accurate position control of a pneumatic actuator using on/off solenoid valves**, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 2 3, pp. 195–204. 1997.

VERRELST, B., VAN HAM, R., VANDERBORGHT, B., DAERDEN F., LEFEBER, D. and VERMEULEN, J. **The pneumatic biped “Lucy” actuated with pleated pneumatic artificial muscles.** *Autonomous Robots*, Vol. 18, No. 2, pp. 201–213, 2005.

VIEIRA, A. D. **Análise Teórico Experimental de Servoposicionadores Lineares.** 1998. 202 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal De Santa Catarina, Florianópolis, 1998.

VIRVALO, T. **Modelling and Design of a Pneumatic Position Servo System Realizes with Commercial Components.** 1995. 191 f.. PhD Thesis – Tampere University of Technology, Tampere, 1995.

WIKANDER, J. **Adaptive Control of Pneumatic Cylinders.** PhD Thesis – Department of Machine Elements. The Royal Institute of Technology, Sweden, 1988.

YING, C., JIA-FAN, Z., CAN-JUN Y. and BIN, N., **Design and Hybrid Control of the Pneumatic Force-Feedback Systems for Arm-Exoskeleton by Using On/Off Valve,** *Mechatronics* 2007;17:325-335.

APÊNDICE A.

DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA

O dimensionamento do sistema pneumático visando a um possível emprego em reguladores de velocidade de pequenas centrais hidrelétricas foi realizado com base no trabalho de ASAFF (2006). A seguir é apresentado os principais parâmetros envolvidos no dimensionamento do sistema.

Inicialmente é determinado o trabalho máximo de regulação ($\tau_{máx}$), dado por:

$$\tau_{máx} = \frac{k}{75} \frac{P_{máx}}{\sqrt{H}}, \quad (A.1)$$

onde, $P_{máx}$ é a potência nominal da turbina, H é a altura de queda e k a constante de proporcionalidade. Para tanto, foi determinada uma potência de 90 kW, altura de queda de 10 m e uma constante de proporcionalidade de 2,5, logo, $\tau_{máx} = 948,68 \text{ N.m}$. Para o deslocamento do servomotor, foi determinado o mesmo valor do curso do cilindro, ou seja, $\Delta x = 0,160 \text{ m}$. A partir disso, podem ser calculadas as velocidades de abertura (v_a) e fechamento (v_f) do servomotor, dadas pelas equações (A.2) e (A.3) onde o tempo de abertura (t_a) e fechamento (t_f) é de 5 s:

$$v_a = \frac{\Delta x}{t_a} \quad (A.2)$$

e

$$v_f = \frac{\Delta x}{t_f}. \quad (A.3)$$

O cálculo da força máxima é realizado assumindo que o trabalho máximo ocorre ao longo de todo o curso do servomotor. Para tanto, tem-se:

$$F_{m\acute{a}x} = \frac{\tau_{m\acute{a}x}}{\Delta x}, \quad (\text{A.4})$$

onde a força máxima irá resultar em 5,9 kN. Então, tem-se a Equação (A.5) que determina o volume de abertura total do servomotor (V_{La}):

$$\tau_{m\acute{a}x} = p_{c\max} V_{La}. \quad (\text{A.5})$$

Assumindo uma pressão de carga máxima ($p_{c\max}$) de aproximadamente 5 bar, tem-se $V_{La} = 0,0019\text{ m}^3$. A área útil do embolo do servomotor no sentido de abertura do distribuidor (A_{SM}) é dada por:

$$A_{SM} = \frac{V_{La}}{\Delta x}. \quad (\text{A.6})$$

Logo, tem-se uma área $A_{SM} = 0,0118\text{ m}^2$. Consequentemente, foi adotado um cilindro de diâmetro de 125 mm e diâmetro de haste de 32 mm. Recalculando a área útil do embolo e o volume de abertura, tem-se $A_{SM} = 0,0115\text{ m}^2$ e $V_{La} = 0,0018\text{ m}^3$.

Então, parte-se para o dimensionamento da válvula. A vazão volumétrica (q_v) é dada por:

$$q_v = A_{SM} v_a, \quad (\text{A.7})$$

onde $q_v = 3,67 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$ ou $q_v = 22,02 \text{ l} / \text{min}$. Logo, é calculada a vazão volumétrica referente à pressão atmosférica (q_{vp}):

$$q_{vp} = q_v \left(\frac{p_A + 1,013 \times 10^5}{1,013 \times 10^5} \right). \quad (\text{A.8})$$

O resultado obtido é $q_{vp} = 141,56 \text{ l} / \text{min}$. Logo, tem-se a vazão nominal (Q_n), dada por:

$$Q_n = \frac{q_{vp}}{0,4082 \times 10^5 \sqrt{(p_A + p_0) \Delta p}}, \quad (\text{A.9})$$

onde é considerado $p_A = 5,5 \text{ bar}$, $p_0 = 1,013 \text{ bar}$ e $\Delta p = 0,5 \text{ bar}$. Logo, tem-se $Q_n = 191,87 \text{ l} / \text{min}$. A partir dos valores de vazão nominal, pode-se recalculer os valores e obter o coeficiente de condutância sônica C

baseados na norma ISO 6358 a partir de uma aproximação da razão de pressões críticas (b). Logo, tem-se $C = 0,77 \times 10^{-8} \text{ m}^5 / \text{N.s}$.

APÊNDICE B.

MODELO DE ATRITO

A força de atrito presente no atuador pneumático usado no presente trabalho é modelada a partir do modelo do coeficiente de atrito viscoso variável proposto por GOMES (1995).

A obtenção dos dados experimentais foi realizada com o uso de uma válvula proporcional MPYE-5-M5-010-B da fabricante Festo para o acionamento do atuador pneumático. Os testes foram realizados na Bancada de Ensaios IBYTU do Laboratório de sistemas hidráulicos e pneumáticos, LASHIP.

O ensaio para a obtenção dos parâmetros de atrito consiste em aplicar diferentes tensões na válvula proporcional e verificar o comportamento do atuador (os ensaios foram realizados sem presença de carregamento). Quando a tensão se aproxima da zona morta da válvula, é necessário ir diminuindo o intervalo entre as tensões aplicadas para se conseguir obter mais pontos para o ensaio.

Ao aplicar uma tensão na válvula há um movimento do atuador (se a tensão não se encontra dentro da zona morta da válvula), espera-se até o atuador atingir uma velocidade constante (quando não há variação entre as diferenças de pressões nas câmaras do atuador) e a partir deste valor de velocidade, tem-se um respectivo valor de força, dado por:

$$F_{at} = p_A A_A - p_B A_B . \quad (B.1)$$

Ou seja, a partir do conhecimento do valor das pressões nas câmaras do atuador, tem-se a respectiva força de atrito para uma determinada velocidade. Então, têm-se os pontos mostrados na Figura 2.6 e descritos na Tabela B.1.

A partir dos pontos mostrados na Tabela B1, é traçada uma curva para a representação das trajetórias de avanço e recuo do atuador, ou seja, da curva A da Figura 2.5, assim como determinados os principais parâmetros do modelo de atrito. Para a obtenção da curva é usado o comando “polyfit” do software Matlab. No presente mapa, foi usado um polinômio de segunda ordem.

Tabela B 1 Valores do mapa de atrito estático.

Avanço		Recuo	
Velocidade [m/s]	Força de atrito [N]	Velocidade [m/s]	Força de atrito [N]
0,0001	379,38	-0,0373	-239,15
0,0006	271,79	-0,0347	-238,75
0,0017	250,46	-0,0320	-238,64
0,0031	235,93	-0,0293	-212,05
0,0047	235,64	-0,0257	-209,09
0,0062	215,96	-0,0208	-192,99
0,0088	200,11	-0,0155	-197,12
0,0136	181,02	-0,0104	-208,25
0,0184	171,55	-0,0058	-227,06
0,0232	183,29	-0,0042	-244,38
0,0276	182,17	-0,0028	-253,59
0,0310	185,67	-0,0013	-259,20
0,0333	200,09	-0,0004	-373,25
0,0354	205,60	-0,0001	-384,13

A Equação (B.2) mostra como é determinada a força de atrito (F_{at}) em função do coeficiente de atrito viscoso variável e da velocidade do atuador:

$$F_{at} = f_v(\dot{x}, F_p)\dot{x}, \quad (B.2)$$

onde f_v é o coeficiente de atrito viscoso variável e é função da velocidade do atuador e das forças devido a diferença de pressão nas câmaras do atuador (F_p). F_p é dado por:

$$F_p = (p_A - p_B)A. \quad (B.3)$$

A Tabela B.2 mostra as equações usadas para a determinação do coeficiente de atrito viscoso variável em função das diferentes velocidades e forças presentes no atuador.

Tabela B.2 Equações do coeficiente de atrito viscoso variável.

Velocidade maior que zero ($\dot{x} > 0$)		
Condições	f_v	Representação no gráfico da Figura 2.5
$\dot{x} > \dot{x}_{lim p}$	$(C_{p0} + C_{p1}\dot{x} + C_{p2}\dot{x}^2) / \dot{x}$	Curva A
$0 < \dot{x} < \dot{x}_{lim p}$ e $F_p > F_{sp}$	$F_{sp} / \dot{x}_{lim p}$	Curva B
$0 < \dot{x} < \dot{x}_{0p}$ e $F_p < F_{sp}$	$F_{sp} / \dot{x}_{0p}$	Curva C
$\dot{x}_{0p} < \dot{x} < \dot{x}_{lim p}$ e $F_p < F_{sp}$	$F_{sp} / \dot{x}$	Curva D
Velocidade menor que zero ($\dot{x} < 0$)		
$\dot{x} < \dot{x}_{lim n}$	$(C_{n0} + C_{n1}\dot{x} + C_{n2}\dot{x}^2) / \dot{x}$	Curva A
$\dot{x}_{lim p} < \dot{x} < 0$ e $F_p > F_{sn}$	$F_{sn} / \dot{x}_{lim n}$	Curva B
$\dot{x}_{0p} < \dot{x} < 0$ e $F_p < F_{sn}$	$F_{sn} / \dot{x}_{0n}$	Curva C
$\dot{x}_{lim p} < \dot{x} < \dot{x}_{0p}$ e $F_p < F_{sn}$	$F_{sn} / \dot{x}$	Curva D

Na Tabela B.2 $\dot{x}_{lim p}$ é a velocidade limite no sentido positivo do movimento, C_{p0} , C_{p1} e C_{p2} são os coeficientes do polinômio de 2º ordem referentes ao sentido positivo do movimento, F_{sp} é a força de atrito estático no sentido positivo do movimento, $\dot{x}_{0p}$ é a velocidade “stick” no sentido positivo do movimento, $\dot{x}_{lim n}$ é a velocidade limite no sentido negativo do movimento, C_{n0} , C_{n1} e C_{n2} são os coeficientes do polinômio de 2º ordem referentes ao sentido negativo do movimento, F_{sn} é a força de atrito estático no sentido negativo do movimento e $\dot{x}_{0n}$ é a velocidade “stick” no sentido negativo do movimento. As velocidades “stick” são determinadas como 5% do valor das velocidades limites.

A Tabela B.3 mostra os parâmetros do modelo de atrito extraído do mapa de atrito e a Figura B.1 mostra de onde são retirados os parâmetros F_{sp} , F_{sn} , $\dot{x}_{lim\,p}$ e $\dot{x}_{lim\,n}$ do mapa de atrito.

Tabela B.3 Parâmetros do modelo de atrito.

$\dot{x}_{lim\,p}$	$6,0 \times 10^{-5}$ [m/s]
F_{sp}	298 N
$\dot{x}_{0\,p}$	$3,0 \times 10^{-6}$ [m/s]
C_{p0}	$4,06 \times 10^5$ [kg/s]
C_{p1}	$-0,17 \times 10^5$ [kg/s]
C_{p2}	$0,0039 \times 10^5$ [kg/s]
$\dot{x}_{lim\,n}$	-7×10^{-5} [m/s]
F_{sn}	-323 N
$\dot{x}_{0\,n}$	$3,50 \times 10^{-6}$ [m/s]
C_{n0}	$-3,21 \times 10^5$ [kg/s]
C_{n1}	$-0,1350 \times 10^5$ [kg/s]
C_{n2}	$-0,0032 \times 10^5$ [kg/s]

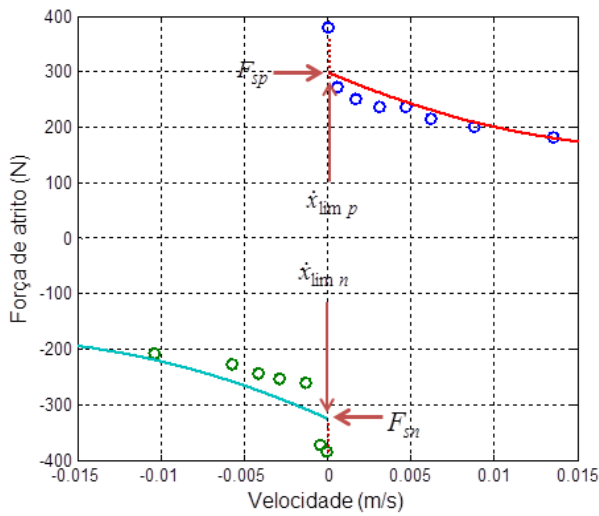


Figura B.1 Indicação de parâmetros no mapa de atrito

APÊNDICE C.

PARÂMETROS USADOS NOS ENSAIOS TEÓRICOS

Os parâmetros, mostrados na Tabela C.1, foram os usados nas simulações realizadas por meio do *software* Matlab/Simulink.

Tabela C.1 Parâmetros usados nas simulações.

Símbolo	Valor	Designação	Unidade
G	1,4	Relação de calores específicos	
R	288	Constante universal dos gases	[J/kgK]
Po	$1,013 \times 10^5$	Pressão normal	[Pa]
Pt	$1,013 \times 10^5$	Pressão atmosférica	[Pa]
Te	293,15	Temperatura do ensaio	[K]
To	293,15	Temperatura CNTP	[K]
Ps	7×10^5	Pressão de suprimento	[N/m ²]
Fc	0	Força de carga	[N]
Válvula direcional on/off da linha A			
C_v1_12	$7,3 \times 10^9$	C da porta 1-2	[m ⁵ /N.s]
C_v1_23	$6,1 \times 10^9$	C da porta 2-3	[m ⁵ /N.s]
b_v1_12	0,29	b da porta 1-2	
b_v1_23	0,33	b da porta 2-3	
C_v1_21	$7,3 \times 10^9$	C da porta 2-1	[m ⁵ /N.s]
b_v1_21	0,29	b da porta 2-1	
C_v1_32	$6,1 \times 10^9$	C da porta 3-2	[m ⁵ /N.s]
b_v1_32	0,33	b da porta 3-2	
Válvula direcional on/off da linha B			
C_v2_12	$6,7 \times 10^9$	C da porta 1-2	[m ⁵ /N.s]
C_v2_23	$5,6 \times 10^9$	C da porta 2-3	[m ⁵ /N.s]
b_v2_12	0,30	b da porta 1-2	
b_v2_23	0,36	b da porta 2-3	
C_v2_21	$6,7 \times 10^9$	C da porta 2-1	[m ⁵ /N.s]
b_v2_21	0,30	b da porta 2-1	
C_v2_32	$5,6 \times 10^9$	C da porta 3-2	[m ⁵ /N.s]
b_v2_32	0,36	b da porta 3-2	

Símbolo	Valor	Designação	Unidade
Válvula reguladora de vazão da linha A			
C_o1_12	$2,8 \times 10^9$	C da porta 1-2	$[m^5/N.s]$
C_o1_21	$6,0 \times 10^9$	C da porta 2-1	$[m^5/N.s]$
b_o1_12	0,54	b da porta 1-2	
b_o1_21	0,21	b da porta 2-1	
Válvula reguladora de vazão da linha B			
C_o2_12	$2,7 \times 10^9$	C da porta 1-2	$[m^5/N.s]$
C_o2_21	$4,8 \times 10^9$	C da porta 2-1	$[m^5/N.s]$
b_o2_12	0,6	b da porta 1-2	
b_o2_21	0,21	b da porta 2-1	
Volume de tubulações			
VmanA	$1,13 \times 10^{-6}$	da vál. dir. A até vál. reg vaz A	$[m^3]$
VmanB	$1,13 \times 10^{-6}$	da vál. dir. B até vál. reg vaz B	$[m^3]$
VAo	$1,33 \times 10^{-5}$	da vál. reg vaz A até a cam. A do cilindro	$[m^3]$
VBo	$1,33 \times 10^{-5}$	da vál. reg vaz B até a cam. B do cilindro	$[m^3]$
Dados dos cilindros			
Dc	0,125	Diâmetro do Cilindro	$[m]$
Dh	0,032	Diâmetro da Haste	$[m]$
L	0,16	Curso do cilindro	$[m]$
Me	2,16	Massa dos êmbolos	$[kg]$
Ac	0,0123	Área maior do Cilindro	$[m^2]$
Ah	$8,04 \times 10^{-4}$	Área da Haste	$[m^2]$
Ach	0,0115	Área anular do cilindro	$[m^2]$
Parâmetros da zona de saturação			
mvA	1,16	Inclinação da zona de saturação da vál. direcional on/off A	
mvB	1,16	Inclinação da zona de saturação da vál. direcional on/off B	
zmVA	0,14	Limite da zona de saturação da vál. direcional on/off A	
zmVB	0,14	Limite da zona de saturação da vál. direcional on/off B	

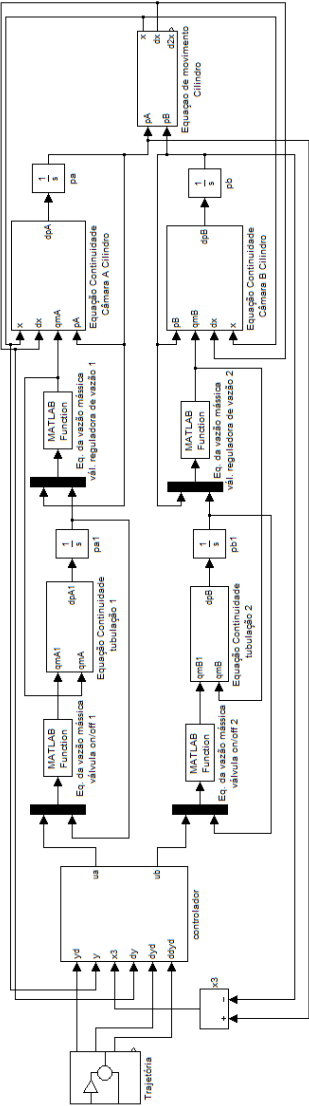


Figura C.1 Diagrama de blocos geral da sistema servopneumático de controle de posição com acionamento por válvulas direcionais on/off.

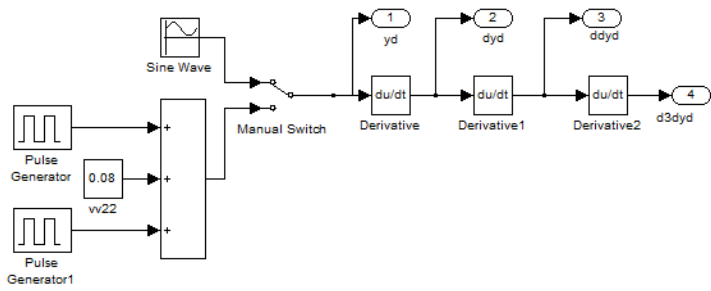


Figura C.2 Trajetória: resposta ao degrau e seguimento de referência senoidal.

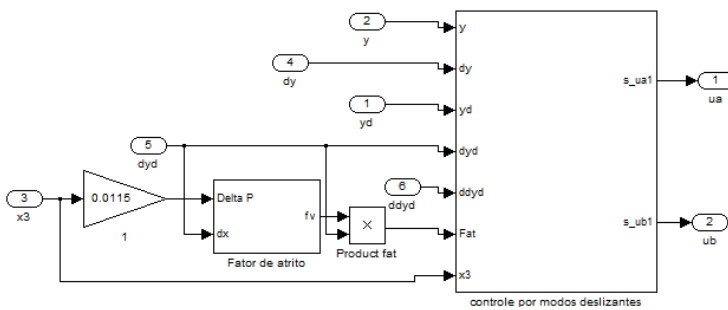


Figura C.3 Vista geral do controle por modos deslizantes.

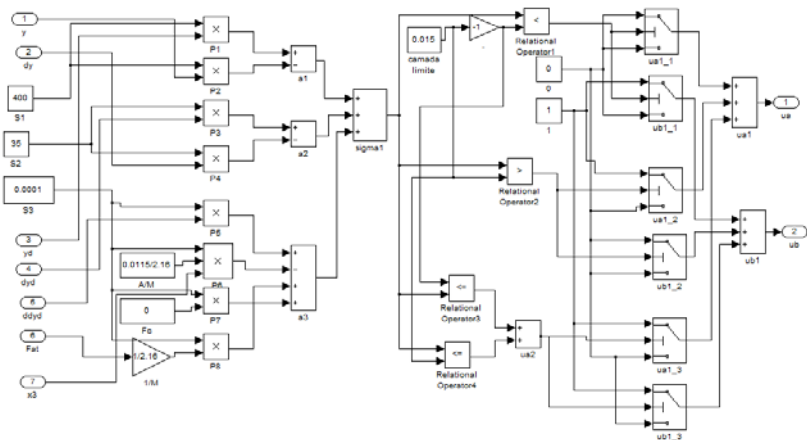


Figura C.4 Controlador por modos deslizantes.

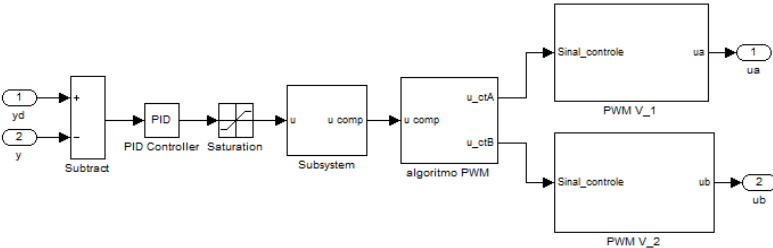


Figura C.5 Vista geral do método de controle pela técnica de PWM associado ao controlador PID.

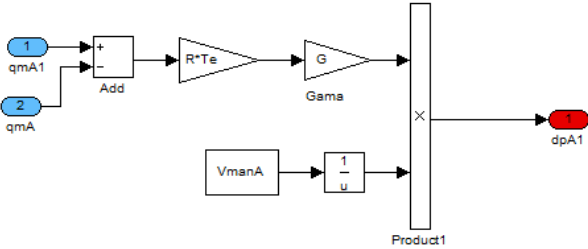


Figura C.6 Equação da continuidade na tubulação A.

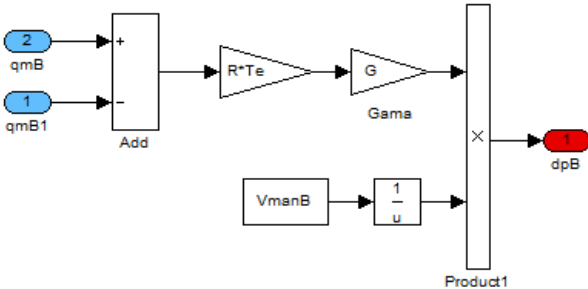


Figura C.7 Equação da continuidade na tubulação B.

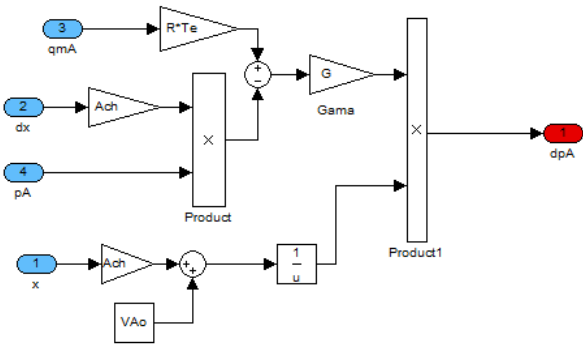


Figura C.8 Equação da continuidade na câmara A do cilindro.

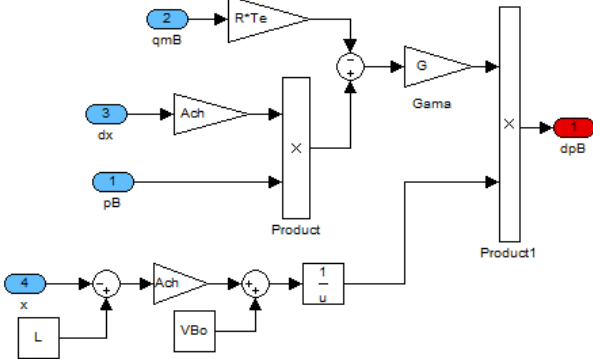


Figura C.9 Equação da continuidade na câmara B do cilindro.

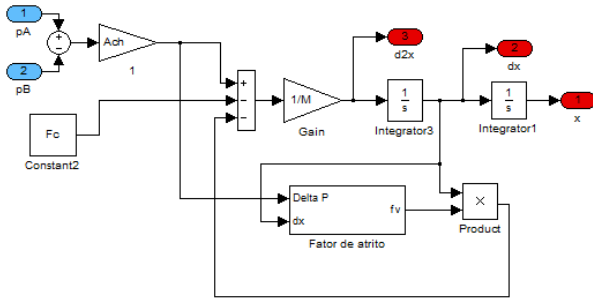


Figura C.10 Equação do movimento do atuador.

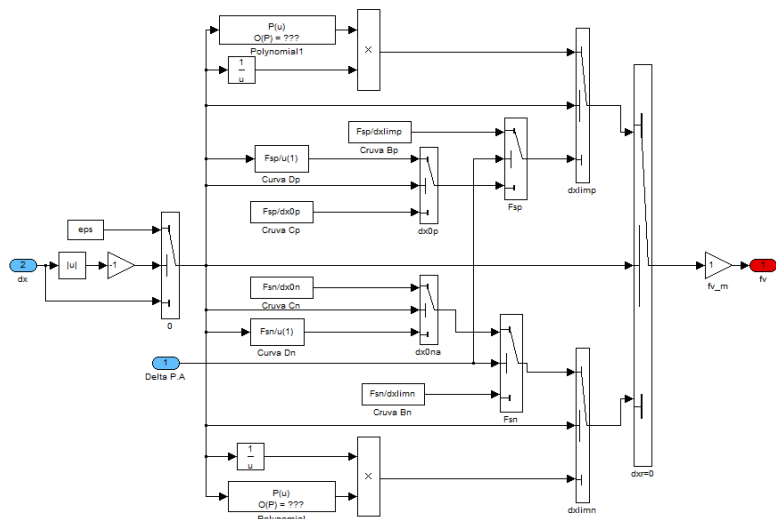


Figura C.11 Modelo de atrito.

```

% Válvula direcional on/off de rápida comutação A
function saida=entrada(v)
global C_v1_12 b_v1_12 C_v1_23 b_v1_23 Po R To Te
global C_v1_21 b_v1_21 C_v1_32 b_v1_32 Ps Pt
persistent p1 a C b wa U1 u1 pA1 qmA1
U1 = v(1);
pA1 = v(2);
u1=U1*2-1;
% Vazão mássica entrando na tubulação A
if u1>=eps;
    p1=Ps;
    a=pA1/Ps;
    C=C_v1_12;
    b=b_v1_12;
    if a>1;
        p1=pA1;
        a=Ps/pA1;
        C=-C_v1_21;
        b=b_v1_21;
    end
end
% Vazão mássica saindo da tubulação A
if u1<eps;
    p1=pA1;
    a=Pt/pA1;
    C=-C_v1_23;
    b=b_v1_23;
    if a>1;
        p1=Pt;
        a=pA1/Pt;
        C=-C_v1_32;
        b=b_v1_32;
    end
end
% Definição de w(a)
if a<b
    wa=1;
end
if a>=b
    wa= sqrt(1-(((a-b)/(1-b))^2));
end
% Definição de qmA1
qmA1=abs(u1)*C*wa*p1*(Po/(R*To))*(sqrt(To/Te));
saida =[qmA1];
end

```

```

% Válvula direcional on/off de rápida comutação B
function saida=entrada(v)
global C_v2_12 C_v2_23 b_v2_12 b_v2_23 Po R To Te
global C_v2_21 C_v2_32 b_v2_21 b_v2_32 Ps Pt
persistent p1 a C b wa u2 U2 pB1 qmB1
U2 = v(1);
pB1 = v(2);
u2=-2*U2+1;
% % Vazão mássica entrando na tubulação B
if u2<=eps;
    p1=Ps;
    a=pB1/Ps;
    C=-C_v2_12;
    b=b_v2_12;
    if a>1;
        p1=pB1;
        a=Ps/pB1;
        C=C_v2_21;
        b=b_v2_21;
    end
end
% Vazão mássica saindo da tubulação B
if u2>eps;
    p1=pB1;
    a=Pt/pB1;
    C=C_v2_23;
    b=b_v2_23;
    if a>1;
        p1=Pt;
        a=pB1/Pt;
        C=-C_v2_32;
        b=b_v2_32;
    end
end
% Definição de w(a)
if a<b
    wa=1;
end
if a>=b
    wa= sqrt(1-(((a-b)/(1-b))^2));
end
% Definição de qmB1
qmB1=abs(u2)*C*wa*p1*(Po/(R*To))*(sqrt(To/Te));
saida =[qmB1];
end

```

```

% Válvula de controle de vazão A
function saida=entrada(v)
persistent p1 a C b wa pA pA1 qmA
global C_o1_21 b_o1_21 C_o1_12 b_o1_12 Po R To Te
pA = v(1);
pA1 = v(2);
if pA/pA1<=1;
    p1=pA1;
    a=pA/pA1;
    C=C_o1_21;
    b=b_o1_21;
end
if pA/pA1>1;
    p1=pA;
    a=pA1/pA;
    C=-C_o1_12;
    b=b_o1_12;
end
% Definição de w(a)
if a<=b;
    wa=1;
end
if a>b;
    wa= sqrt(1-(((a-b)/(1-b))^2));
end
% Definição de qmA
qmA=C*wa*p1*(Po/(R*To))*(sqrt(To/Te));
saida =[qmA];
end

```

```

% Válvula de controle de vazão B
function saida=entrada(v)
persistent p1 a C b wa pB pB1 qmB
global C_o2_21 b_o2_21 C_o2_12 b_o2_12 Po R To Te
pB = v(1);
pB1 = v(2);
if pB1/pB<=1;
    p1=pB;
    a=pB1/pB;
    C=C_o2_12;
    b=b_o2_12;
end
if pB1/pB>1;
    p1=pB1;
    a=pB/pB1;
    C=-C_o2_21;
    b=b_o2_21;
end
% Definição de w(a)
if a<b
    wa=1;
end
if a>=b
    wa= sqrt(1-(((a-b)/(1-b))^2));
end
% Definição de qmB
qmB=C*wa*p1*(Po/(R*To))*(sqrt(To/Te));
saida =[qmB];
end

```


APÊNDICE D.

MODELO EM SIMULINK USADO NOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS

