

**Modelagem Matemática
e Controle de um
Atuador Pneumático**

Por

Delair Bavaresco

Dissertação de Mestrado

Ijuí, RS – Brasil
2007

UNIVERSIDADE REGIONAL DO NOROESTE DO ESTADO DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE FÍSICA, ESTATÍSTICA E MATEMÁTICA
DEPARTAMENTO DE TECNOLOGIA

**Modelagem Matemática
e Controle de um
Atuador Pneumático**

por

DELAIR BAVARESCO

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Matemática da Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul (UNIJUI), como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Modelagem Matemática.

Ijuí, RS – Brasil

2007

UNIVERSIDADE REGIONAL DO NOROESTE DO ESTADO DO RIO GRANDE DO SUL
DeFEM - DEPARTAMENTO DE FÍSICA, ESTATÍSTICA E MATEMÁTICA
DeTec - DEPARTAMENTO DE TECNOLOGIA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM MATEMÁTICA

**Modelagem Matemática e Controle
de um Atuador Pneumático**

Elaborada por

DELAIR BAVARESCO

Como requisito para obtenção do grau de Mestre em Modelagem Matemática

Comissão Examinadora

Prof. Dr. Antonio Carlos Valdiero – UNIJUI (Orientador)

Prof. Dr. Eduardo André Perondi - UFRGS

Prof. Dr. Wang Chong - UNIJUI

Prof. Dr. Marat Rafikov– UNIJUI (Co-Orientador)

Ijuí, RS, 16 de Março de 2007.

AGRADECIMENTOS

À minha família em especial aos meus pais Aquilino e Edi, pelo incentivo e incondicional apoio.

Ao meu orientador Prof. Dr. Antonio Carlos Valdiero, pela dedicação e seriedade em seus ensinamentos e pela amizade ao longo de todo o período de desenvolvimento deste trabalho.

Aos professores do mestrado em Modelagem Matemática da UNIJUI, em especial ao meu co-orientador Prof. Dr. Marat Rafikov, pelo conhecimento transmitido, ajuda nos momentos de necessidade e pelas amizades formadas. Também aos funcionários do DEFEM pelo carinho e atenção dedicados e pela amizade.

Aos professores e bolsistas do Laboratório de Automação do campus Panambí em especial ao Prof. Pedro Luis Andrighetto, pela receptividade e dedicação.

Aos amigos e colegas Fábio e Gustavo pela convivência, companheirismo e pelas idéias trocadas, estando sempre prontos para darem seu apoio e colaboração.

A todos os colegas do Mestrado em Modelagem Matemática, que juntamente vivemos tão intensamente este período que quase não percebemos o tempo passar. À turma do futebol, das incríveis festas, dos churrascos de finais de semana e também das conversas informais na tradicional esquina. Com vocês nunca faltou motivação perante os desafios enfrentados.

Ao casal Zaida e Artur pelo agradável convívio, amizade e dedicação.

A CAPES pelo apoio financeiro.

A todos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

*“Nada de esplêndido jamais foi realizado,
exceto por aqueles que ousaram acreditar que
algo dentro deles era superior às circunstâncias.”*

Bruce Barton

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	viii
LISTA DE TABELAS	xi
LISTA DE SÍMBOLOS	xii
RESUMO	xviii
ABSTRACT	xix
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Generalidades	1
1.2 Objetivos.....	4
1.3 Metodologia.....	5
1.4 Problema Proposto e Organização deste Trabalho	6
2 MODELAGEM MATEMÁTICA DO ATUADOR PNEUMÁTICO.....	8
2.1 Introdução.....	8
2.2 Modelo de 3ª Ordem por Virvalo	9
2.3 Modelo de 4ª Ordem por Bobrow.....	11
2.4 Modelo de 5ª Ordem por Karpenko e Sepehri.....	13
2.5 Modelo de 5ª Ordem por Perondi	14
2.6 Modelo Matemático Adotado.....	16
2.7 Discussões	17
3 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO	18
3.1 Introdução.....	18
3.2 Descrição do Atuador Pneumático e da Bancada de Testes.....	19
3.3 Determinação dos Parâmetros do Modelo de 3ª Ordem Adotado.....	24
3.4 Validação Experimental do Modelo Adotado	27

3.5	Descrição e Identificação da não Linearidade de Zona Morta em Servoválvulas.....	28
3.6	Discussões	35
4	CONTROLE DO ATUADOR PNEUMÁTICO	36
4.1	Introdução.....	36
4.2	Controle Proposto para Sistemas não Lineares	38
4.3	Análise de Estabilidade do Controle	40
4.4	Projeto de Controle do Atuador Pneumático.....	43
4.5	Simulação Numérica.....	45
4.5.1	Controle Ótimo Linear Direcionando o Sistema a um Ponto Fixo	46
4.5.2	Controle Ótimo Linear Direcionando o Sistema a uma Trajetória Desejada	50
4.6	Discussões	54
5	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	55
5.1	Introdução.....	55
5.2	Planejamento de Trajetórias	55
5.3	Controle Proporcional e a Compensação de Zona Morta.....	57
5.4	Controle Proposto para Sistemas Não Lineares	62
5.5	Aplicação em um Robô Cartesiano Acionado Pneumaticamente	69
5.6	Discussões	78
6	CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS.....	79
7	REFERÊNCIAS	81
	APÊNDICE A	85
	APÊNDICE B.....	86
	APÊNDICE C.....	87
	APÊNDICE D	88

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Diagrama da relação interdisciplinar que envolve o conceito de mecatrônica	3
Figura 2: Desenho esquemático de um atuador pneumático	4
Figura 3: Bancada de testes do laboratório de automação do Campus Panambi da Unijuí	6
Figura 4: Foto de um cilindro pneumático simétrico sem haste.....	19
Figura 5: Foto de uma servoválvula de controle direcional.	19
Figura 6: Abertura da válvula com sinal positivo e movimento de avanço do cilindro	20
Figura 7: Abertura da válvula com sinal negativo e movimento de recuo do cilindro.....	20
Figura 8: Foto do transdutor de posição	21
Figura 9: Foto do transdutor de pressão	21
Figura 10: Desenho esquemático da bancada experimental de testes	22
Figura 11: Tela da interface gráfica do software da <i>dSPACE</i>	23
Figura 12: Diagrama de blocos da programação do controle e do acoplamento com o software da <i>dSPACE</i>	23
Figura 13: Gráfico do comportamento da frequência natural em função da posição do êmbolo do cilindro.....	25
Figura 14: Gráfico comparativo entre o polinômio ajustado e a equação 2.5	26
Figura 15: Diagrama de blocos utilizados nas simulações numéricas	27
Figura 16: Gráfico comparativo do teste experimental com a simulação para o movimento de avanço.....	28
Figura 17: Gráfico comparativo do teste experimental com a simulação para o movimento de recuo	28
Figura 18: Representação gráfica do trecho de zona morta do sinal de entrada	30
Figura 19: Visão em corte de uma servoválvula proporcional direcional.....	30
Figura 20: Trecho do sinal de controle diminuindo para determinação do limite esquerdo da zona morta	31
Figura 21: Variação da pressão na câmara B do cilindro e indicação do limite esquerdo da zona morta	32
Figura 22: Trecho de sinal de controle aumentando para determinação do limite direito da zona morta	33
Figura 23: Variação da pressão na câmara A do cilindro e indicação do limite direito da zona morta.....	33

Figura 24: Dinâmica das pressões e marcação dos limites da zona morta	34
Figura 25: Diagrama de um sistema de controle em malha fechada	36
Figura 26: Diagrama de um sistema de controle em malha aberta.....	37
Figura 27: Sistema de controle ótimo.....	43
Figura 28: Diagrama de blocos do sistema controlado construído no Simulink.....	46
Figura 29: Diagrama de blocos do controlador construído no Simulink.....	46
Figura 30: Deslocamento do sistema direcionado a um ponto fixo desejado	47
Figura 31: Sinal de controle direcionando o sistema ao ponto fixo desejado	48
Figura 32: Sistema direcionado ao ponto fixo desejado 2º caso.	49
Figura 33: Sinal de controle direcionando o sistema ao ponto desejado 2º caso	49
Figura 34: Deslocamento do sistema direcionado a trajetória desejada.....	50
Figura 35: Velocidade do sistema direcionado a trajetória desejada.....	51
Figura 36: Aceleração do sistema direcionado a trajetória desejada.....	51
Figura 37: Sinal de controle direcionando o sistema a trajetória desejada.....	52
Figura 38: Valor de h para o sistema direcionado a um ponto fixo.	53
Figura 39: Valor de h para o sistema direcionado ao seguimento de uma trajetória desejada.	53
Figura 40: Representação gráfica da inversa da zona morta com trechos de suavização próximos a origem.....	58
Figura 41: Diagrama de blocos da programação da compensação da zona morta	59
Figura 42: Resultados experimentais de seguimento de trajetórias com controle proporcional sem e com compensação de zona morta.	60
Figura 43: Gráfico comparativo do erro de seguimento do controle proporcional com e sem compensação de zona morta para as trajetórias senoidal e polinomial, respectivamente	61
Figura 44: Gráfico comparativo do sinal de controle aplicado à servoválvula para seguimento das trajetórias senoidal e polinomial, respectivamente	61
Figura 45: Seguimento de trajetória com controle proporcional em comparação com o controle proposto	64
Figura 46: Erro de seguimento comparativo entre o controle proporcional e o controle proposto sem compensação da zona morta para as trajetórias senoidal e polinomial respectivamente.	65
Figura 47: Erro de seguimento comparativo entre o controle proporcional e o controle proposto com compensação da zona morta para as trajetórias senoidal e polinomial respectivamente.	66
Figura 48: Comparação dos erros de posicionamento entre o ajuste ideal e o ajuste não ideal	67

Figura 49: Comparação entre o sinal de controle entre o ajuste ideal e o ajuste não ideal	68
Figura 50: Comparação entre os erros de todas as metodologias de controle testadas para a trajetória senoidal	68
Figura 51: Comparação entre os erros de todas as metodologias de controle testadas para a trajetória polinomial	69
Figura 52: Visão explodida do esquema do manipulador robótico e seus principais componentes	70
Figura 53: Foto do manipulador robótico acionado pneumáticamente.	71
Figura 54: Trajetória desejada para movimentação na direção x	72
Figura 55: Sintonia de movimentação dos três cilindros do manipulador robótico	75
Figura 56: Seguimento de trajetória no movimento na direção x	76
Figura 57: Erro de posicionamento durante a movimentação na direção x	76
Figura 58: Erro de velocidade durante a movimentação na direção x	77
Figura 59: Comparação entre os corpos de prova antes e depois da escovação.....	77

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Vantagens e desvantagens de cada sistema atuador	2
Tabela 2: Principais componentes e parâmetros da bancada experimental de testes	24
Tabela 3: Parâmetros do atuador pneumático.....	25
Tabela 4: Parâmetros utilizados nos testes experimentais do manipulador robótico	73

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto Latino

A	Área da seção transversal da câmara do atuador	[m ²]
A	Coeficiente do polinômio de sétima ordem da trajetória polinomial dos testes experimentais	
A_1	Coeficiente do polinômio de 4 ^a ordem da frequência natural	
A_1	Coeficiente do polinômio de sétima ordem $P_1(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
A_2	Coeficiente do polinômio de sétima ordem $P_2(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
A_3	Coeficiente do polinômio de sétima ordem $P_3(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
$A \in R^{n \times n}$	Matriz constante formada pela parte linear do sistema dinâmico	
$A(p_a - p_b)$	Força resultante da diferença de pressões entre as câmaras do cilindro	[N]
$B \in R^{n \times n}$	Matriz constante	
B	Coeficiente do polinômio de sétima ordem da trajetória polinomial dos testes experimentais	
B_1	Coeficiente do polinômio de 4 ^a ordem da frequência natural	
B_1	Coeficiente do polinômio de sétima ordem $P_1(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
B_2	Coeficiente do polinômio de sétima ordem $P_2(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
B_3	Coeficiente do polinômio de sétima ordem $P_3(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	

C_p	Calor específico do ar a pressão constante	[cal/g·°C]
C_v	Calor específico do ar a volume constante.	[cal/g·°C]
C	Coeficiente do polinômio de sétima ordem da trajetória polinomial dos testes experimentais	
C_1	Coeficiente do polinômio de 4ª ordem da frequência natural	
C_1	Coeficiente do polinômio de sétima ordem $P_1(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
C_2	Coeficiente do polinômio de sétima ordem $P_2(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
C_3	Coeficiente do polinômio de sétima ordem $P_3(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
$Desl$	Distância de deslocamento sobre as equações polinomiais P_1 e P_2	[m]
$Dlix$	Distância programada para ocorrer a escovação	[m]
D	Coeficiente do polinômio de sétima ordem da trajetória polinomial dos testes experimentais	
D_1	Coeficiente do polinômio de 4ª ordem da frequência natural	
D_1	Coeficiente do polinômio de sétima ordem $P_1(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
D_2	Coeficiente do polinômio de sétima ordem $P_2(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
D_3	Coeficiente do polinômio de sétima ordem $P_3(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
E	Tempo de espera da movimentação na direção x do robô cartesiano, para deslocamento na direção y	[s]
E	Coeficiente do polinômio de sétima ordem da trajetória polinomial dos testes experimentais	
E_1	Coeficiente do polinômio de 4ª ordem da frequência natural	
E_1	Coeficiente do polinômio de sétima ordem $P_1(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
E_2	Coeficiente do polinômio de sétima ordem $P_2(t)$ da trajetória	

	Polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
E_3	Coefficiente do polinômio de sétima ordem $P_3(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
F_a	Força de atrito, equação (2.6)	[N]
F_c	Força de atrito seco	[N]
F_f	Força de atrito que inclui as características de atrito estático e de Coulomb, equação (2.11)	[N]
$F_f(y_s, y_2)$	Força de atrito, equação (2.15)	[N]
F_s	Força de atrito estático	[N]
F	Coefficiente do polinômio de sétima ordem da trajetória polinomial dos testes experimentais	
F_1	Coefficiente do polinômio de sétima ordem $P_1(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
F_2	Coefficiente do polinômio de sétima ordem $P_2(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
F_3	Coefficiente do polinômio de sétima ordem $P_3(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
$g(y)$	Vetor cujos elementos são funções contínuas	
$g(\dot{y})$	Função que representa parte das características de atrito em regime permanente	
$G(y, y_d)$	Matriz composta por funções de y e y_d	
$h(t)$	Função que caracteriza a soma dos desvios quadrados do sistema da trajetória desejada	
G	Coefficiente do polinômio de sétima ordem da trajetória polinomial dos testes experimentais	
G_1	Coefficiente do polinômio de sétima ordem $P_1(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
G_2	Coefficiente do polinômio de sétima ordem $P_2(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	
G_3	Coefficiente do polinômio de sétima ordem $P_3(t)$ da trajetória polinomial na aplicação ao robô cartesiano	

J	Funcional do índice de desempenho do controle	
K_p	Ganho proporcional ao erro de posicionamento	
K_q	Ganho de velocidade em malha aberta	
k_v	Ganho de posição do carretel da servoválvula em relação ao sinal de controle U_T ,	
lc	Largura de suavização utilizada na compensação	[V]
me	Inclinação que representa a proporcionalidade entre a entrada e a saída do sinal de controle negativo	
md	Inclinação que representa a proporcionalidade entre a entrada e a saída do sinal de controle positivo	
M	Massa total acoplada ao êmbolo do atuador	[Kg]
p_a	Pressão na câmara 1 do atuador	[bar]
p_b	Pressão na câmara 2 do atuador	[bar]
p_{atm}	Pressão atmosférica	[bar]
p_s	Pressão de suprimento	[bar]
$P \in R^{n \times n}$	Matriz simétrica e satisfaz a equação de Riccati	
Per	Período de deslocamento na direção x do robô cartesiano	[s]
P_i	Posição inicial	[m]
P_2	Equação polinomial de sétima ordem	
P_3	Equação polinomial de sétima ordem	
q_{ma}	Vazão mássica na câmara 1 do cilindro	[m ³ /s]
q_{mb}	Vazão mássica na câmara 2 do cilindro	[m ³ /s]
Q_n	Vazão volumétrica normal da válvula	[l/min]
$Q \in R^{n \times n}$	Matriz constante, simétrica, definida positiva que satisfaz a equação de Riccati	
R	Constante universal dos gases	
$R \in R^{n \times n}$	Matriz constante, definidas positiva	
t	Variável de tempo	[s]
T	Temperatura do ar de suprimento	[°C]
t_e	Tempo de deslocamento sobre as equações polinomiais P_1 e P_2	[s]
t_{lix}	Tempo para desenvolver a escovação	[s]
tr	Tempo de deslocamento sobre a equação polinomial P_3	[s]

u	Vetor de controle.	
u_d	Parcela <i>feedforward</i> do controle	
u_f	Parcela <i>feedback</i> do controle	
U_d	Entrada de sinal de controle desejável sem a existência da zona morta	
U_T	Sinal de controle em tensão aplicado a servoválvula	[V]
U_{Tmax}	Tensão máxima de entrada na válvula	[V]
U_{zm}	Sinal de entrada U em relação ao sinal de saída	[V]
V	Função de Lyapunov	
V_a	Volume da câmara 1 do atuador	[m ³]
V_b	Volume da câmara 2 do atuador	[m ³]
V_{A0}	Volume total da câmara 1 do atuador incluindo as tubulações	[m ³]
V_{B0}	Volume total da câmara 2 do atuador incluindo as tubulações	[m ³]
V_{a0}	Volume morto na câmara 1 do atuador	[m ³]
V_{b0}	Volume morto na câmara 2 do atuador	[m ³]
Vel	Velocidade de escovação	[m/s]
x_v	Posição do carretel da servoválvula	[m]
y	Vetor de estado	
\dot{y}_s	Velocidade de <i>Stribeck</i>	[m/s]
y_d	Vetor função da trajetória desejada do sistema	
z	Micro deformações médias das rugosidades entre as superfícies elásticas de contato	[m]
zmd	Limite direito da zona-morta	[V]
zme	Limite esquerdo da zona-morta	[V]

Alfabeto Grego

β	Fator de compressibilidade do ar	[Pa]
γ	Relação entre os calores específicos do ar	
σ_0	Coefficiente de rigidez da deformação microscópica de z	
σ_1	Coefficiente de amortecimento relacionado a \dot{y}_s	

σ_2	Coeficiente de atrito viscoso	
τ_v	Constante de tempo da servoválvula	
ω_n	Frequência natural	[rad/s]
ξ	Taxa de amortecimento do movimento do sistema	

Símbolos

(\sim)	Erro ou diferença
($\dot{\quad}$)	Derivada primeira
($\ddot{\quad}$)	Derivada segunda
($\dddot{\quad}$)	Derivada terceira

RESUMO

O presente trabalho trata da modelagem matemática e do controle de um atuador pneumático através de tratamentos teóricos, simulações numéricas e testes experimentais. Os atuadores pneumáticos são limpos, de baixo custo, manutenção fácil e de boa relação peso/potência. Entretanto, há muitas dificuldades no controle clássico linear de atuadores pneumáticos, causadas pela compressibilidade do ar, pela relação não linear da vazão nos orifícios da servoválvula de controle e pelo atrito nos atuadores. A modelagem matemática através da descrição das características do atuador pneumático é importante no projeto de algoritmos de controle e pode ser útil para fins de simulação e de análise do comportamento dinâmico. Neste trabalho é feito um levantamento dos modelos matemáticos utilizados em acionamentos pneumáticos disponíveis na literatura e, a partir disso, adota-se um modelo não linear de 3ª ordem com o objetivo de facilitar a síntese e a implementação de uma estratégia de controle de sistemas não lineares. Com base no modelo não linear adotado, formula-se o projeto do controlador através de uma metodologia testada com sucesso em sistemas caóticos, mas ainda não utilizada em atuadores pneumáticos. A não linearidade de zona morta da servoválvula mostrou-se prejudicial ao desempenho do controlador e foi compensada através da inversa de seu modelo parametrizado. Os parâmetros da zona morta são identificados a partir da análise da dinâmica das pressões nos orifícios de saída da válvula. Os resultados das simulações numéricas e dos testes experimentais ilustram a eficácia e a simplicidade de implementação desta estratégia de controle em atuadores pneumáticos. A estratégia de controle proposta foi também aplicada em um robô cartesiano acionado pneumaticamente na realização de tarefas de escovação de painéis metálicos na indústria. Para aplicações que exigem maior precisão de posicionamento, sugere-se a adoção de modelos matemáticos que representem com maior fidelidade algumas características não lineares tais como a dinâmica do atrito.

ABSTRACT

The present work deals with the mathematical modeling and control of a pneumatic actuator through theoretical treatments, numeric simulations and experimental tests. The pneumatic actuators are clean, have low cost, easy maintenance and good relation weight/power. However, there are a lot of difficulties in the linear classic control of pneumatic actuators, caused by the air compressibility, by the non-linear relation of the flow through the control servovalve gaps and by the friction in the actuators. The mathematical modeling by describing the pneumatic actuator characteristics is important to the design of control algorithms and can be useful in order to simulate and analyze the dynamic behavior. In this work a survey of the mathematical models used in pneumatic automation available in the literature is done and, starting from that, a third order non-linear model is adopted with the objective of facilitating the synthesis and the implementation of a control strategy of non-linear systems. Based on the non-linear model adopted, the design of the controller is formulated through a methodology successfully tested in chaotic systems, but it has not been used in pneumatic actuators yet. The dead band non-linearity of the servovalve has been harmful to the performance of the controller and it was compensated by the inverse form of its parametrical model. The parameters of the dead band are identified from the analysis of the dynamics of the pressures in the exit gaps of the valve. The results of the numeric simulations and the experimental tests illustrate the effectiveness and the simplicity of implementation of this control strategy in pneumatic actuators. The control strategy proposed was also applied in a cartesian robot which worked pneumatically in the accomplishment of tasks of metallic panels brushing in the industry. For applications that demand larger positioning precision the adoption of mathematical models that represent with larger fidelity some non-linear characteristics such as the dynamics of the friction is suggested.

1 INTRODUÇÃO

1.1 Generalidades

Este trabalho trata do problema de controle de servoposicionadores pneumáticos, utilizando-se a modelagem matemática como principal elemento de estudos. Esta dissertação está relacionada com o campo interdisciplinar da modelagem matemática de sistemas não-lineares e controle de sistemas dinâmicos, envolvendo estratégias de controle integrados com servoposicionadores pneumáticos para acionamentos de manipuladores robóticos na área da mecatrônica.

Nesta seção procura-se descrever alguns termos relacionados com servoposicionadores pneumáticos e suas aplicações em posicionamento preciso, justificando a importância de suas aplicações e a contribuição deste trabalho dentro do contexto geral da pesquisa nesta área.

A palavra pneumática deriva do termo grego *pneumatikos*, que significa “fôlego”, “Alma”. A pneumática é o uso do gás pressurizado na ciência e tecnologia. Nos últimos anos a pneumática vem ganhando espaço e se tornou uma das principais tecnologias de automação da indústria e sua aplicação se encontra em diversos setores.

O uso da pneumática em acionamentos na indústria tem como vantagens ser uma tecnologia limpa, de custo baixo, de manutenção fácil e de boa relação peso/potência. Entretanto, há muitas dificuldades no controle clássico linear de atuadores pneumáticos, causadas pela compressibilidade do ar, pela relação não linear da vazão nos orifícios de controle e pelo atrito nos atuadores (GUENTHER et al., 2006).

Uma comparação entre as vantagens e desvantagens do uso de acionamento pneumático é mostrada através da Tabela 1. Outras comparações podem ser obtidas em Martin (1995), Latino e Sandoval (1996) e Scheidl et al. (2000).

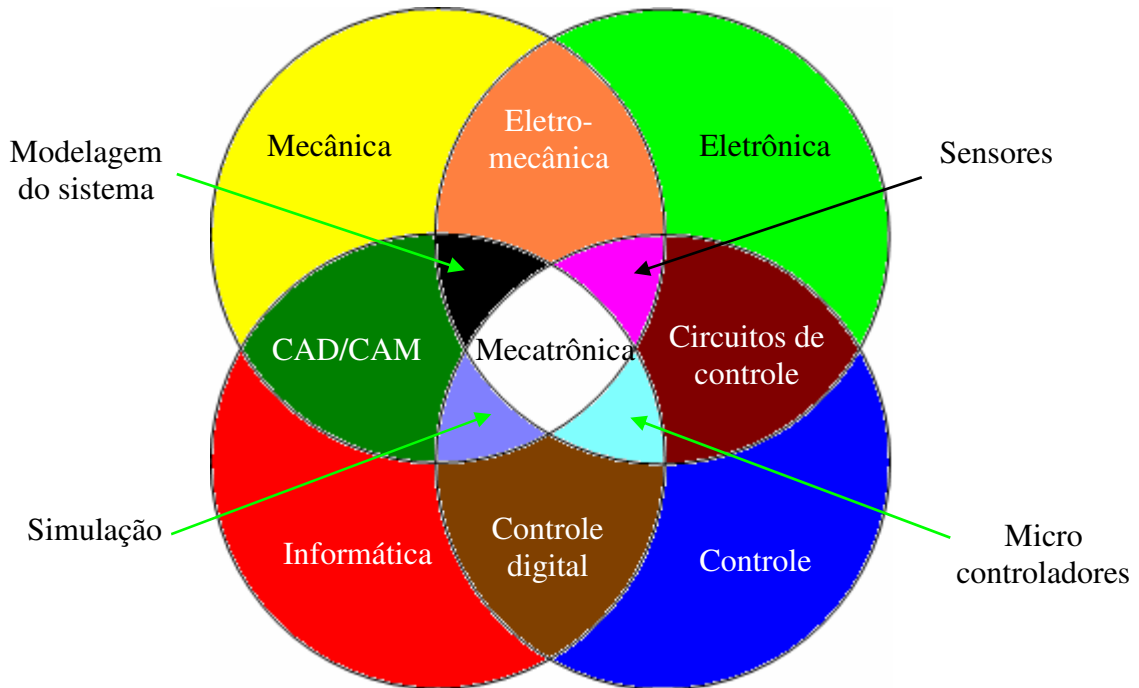
Este trabalho envolve conceitos e estudos relacionados com modelagem matemática, sistemas de controle, *software*, sistemas elétricos e sistemas mecânicos, incluindo-se dessa forma no contexto da mecatrônica.

Segundo o Comitê Assessor para Pesquisa e Desenvolvimento Industrial da Comunidade Européia (IRDAC) a "Mecatrônica é a integração sinérgica da engenharia mecânica com eletrônica e controle inteligente por computador no projeto e manufatura de

produtos e processos". O conceito de mecatrônica pode sintetizar-se graficamente pela Figura 1, que evidencia a natureza interdisciplinar e as relações de fronteira com as áreas envolvidas no contexto.

Tabela 1: Vantagens e desvantagens de cada sistema atuador

Sistema atuador	Vantagens	Desvantagens	Custo relativo
Sistemas pneumáticos	Fácil instalação Fácil “debugging” Controlabilidade média Alta confiabilidade	Pouca eficiência Suprimento de potência separada Baixa rigidez	Baixo
Sistemas óleo-hidráulicos	Alta densidade de força Acumuladores para picos de carga Boa controlabilidade Mantém forças altas Flexibilidade Rigidez Baixa velocidade Prova d’água Não gera faíscas	Difícil instalação do suprimento de potência Ruidoso Vazamento de óleo Risco de incêndio Eficiência aceitável	Alto
Sistemas hidro-hidráulicos	Alta densidade de força Acumuladores para picos de carga Limpo e flexível Boa controlabilidade Rigidez Não gera faíscas	Difícil instalação do suprimento de potência Ruidoso Eficiência aceitável	Mais alto
Atuadores elétricos rotativos (DC e DA)	Facilidade de instalação Flexibilidade Boa controlabilidade Limpo	Baixa densidade de força Remoção de calor Transmissão de engrenagens necessárias para conversão em movimento linear Problemas com água Faíscas Aceitável para boa Eficiência	Médio
Atuadores elétricos lineares	Facilidade de instalação Flexibilidade Boa controlabilidade Limpo	Baixa densidade de força Remoção de calor Problemas com água Faíscas Boa eficiência	Alto



Fonte: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Mecatr%C3%B4nica>

Figura 1: Diagrama da relação interdisciplinar que envolve o conceito de mecatrônica

Também conhecida como engenharia de controle e automação, é um campo relativamente novo no Brasil. É a área dentro da engenharia voltada ao controle de processos industriais utilizando-se para isso de elementos sensores, elementos atuadores, sistemas de controle, sistemas de supervisão e aquisição de dados (SCADA) e outros métodos que utilizem os recursos da eletrônica, da mecânica e da informática. Esta área se concentra, acima de tudo, na automação, que nada mais é do que fazer um processo manual se tornar um processo automático. A automação se dá por completa quando toda uma linha de produção funciona do começo ao fim sem a intervenção humana, agindo apenas pelo controle das próprias máquinas e controladores.

A engenharia de controle se baseia na modelagem matemática de sistemas de diversas naturezas, analisando o seu comportamento dinâmico, e usando a teoria de controle para calcular os parâmetros de um controlador que faça o sistema evoluir da forma desejada.

Na literatura científica encontram-se modelos matemáticos (GUENTHER et al., 2006; GYEVIKI et al., 2005; KARPENKO e SEPEHRI, 2004; VIEIRA, 1998; VALDIERO et al., 2005) que descrevem o comportamento dinâmico de atuadores pneumáticos e suas características não lineares. O atuador pneumático é o conjunto servoválvula de controle direcional e cilindro pneumático atuador. A Figura 2 mostra o desenho esquemático de um atuador pneumático.

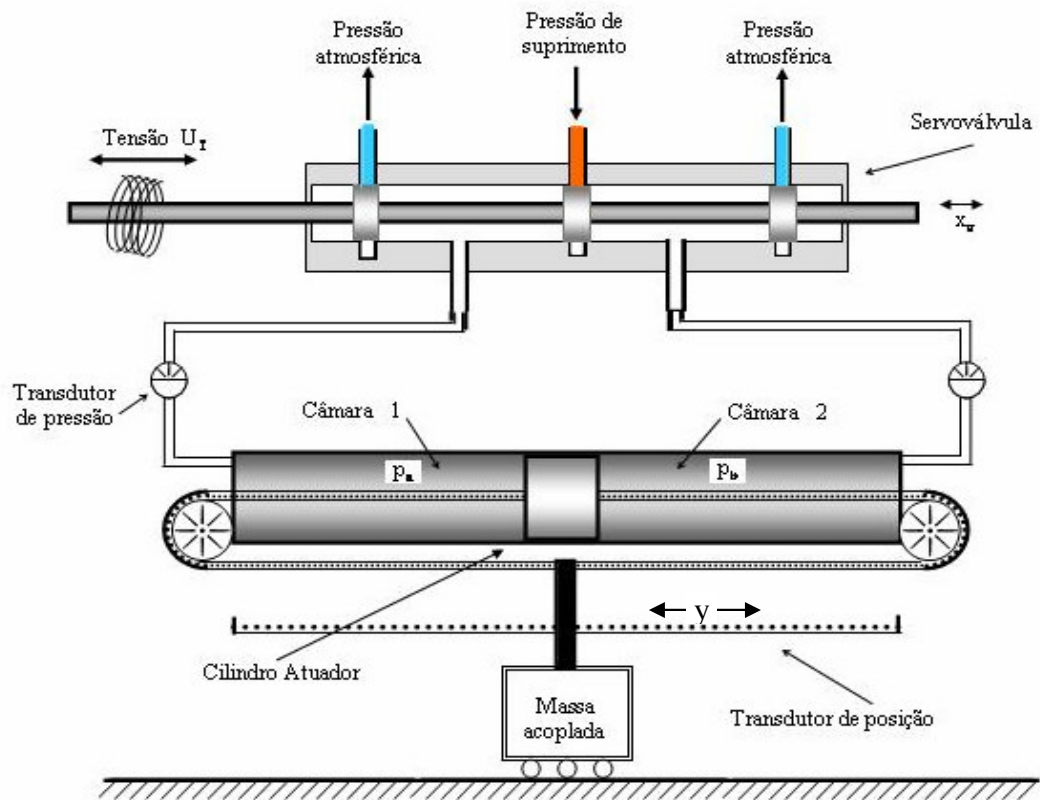


Figura 2: Desenho esquemático de um atuador pneumático

A modelagem matemática de atuadores pneumáticos é complexa quando comparada a outros tipos de acionamentos, pois o ar é bastante compressível, a vazão mássica nos orifícios de controle da servoválvula é uma relação não linear e o atrito entre as partes móveis e as vedações do atuador exibem características não lineares, tornando também difícil o controle desse sistema. Dispõe-se de modelos não lineares de 3ª ordem (VIEIRA 1998), de 4ª. ordem (GYEVIKI et al. 2005) e de modelos não lineares de 5ª ordem mais complexos que consideram a dinâmica elétrica da válvula (KARPENKO e SEPEHRI 2004) ou a dinâmica do atrito nos atuadores (GUENTHER et al. 2006 e VALDIERO et al. 2005).

O conhecimento da dinâmica de um sistema e suas propriedades permite desenvolver esquemas de controle com parcelas de realimentação linearizante, adaptativa e com *feedforward* baseadas no modelo nominal.

1.2 Objetivos

O objetivo desta dissertação de mestrado é pesquisar, desenvolver e validar a modelagem matemática de atuadores pneumáticos e testar a metodologia de controle proposta

por Rafikov e Balthazar (2005) em um atuador pneumático representado por um modelo não linear de 3ª ordem adaptado a partir do proposto por Virvalo *apud* Vieira (1998).

Pretende-se trabalhar no desenvolvimento de modelos matemáticos, de metodologias para controle, de simulações numéricas e de testes experimentais para validação em sistemas mecânicos acionados pneumaticamente, utilizando-se a infra-estrutura e os componentes disponíveis na UNIJUÍ. A metodologia de controle proposta por Rafikov e Balthazar (2005) é aplicada em tarefas de posicionamento preciso com acionamentos pneumáticos. Tal metodologia ainda não foi aplicada no controle de sistemas mecânicos. Nos trabalhos de Schmidt (2005), e Tusset (2004), a metodologia de Rafikov e Balthazar (2005) foi aplicada e testada através de simulações numéricas a sistemas populacionais biológicos, apresentando resultados satisfatórios.

Diversos trabalhos (VIRVALO, 1995; PERONDI, 2002; KARPENKO e SEPEHRI, 2004; GYEVIKI, 2005) desenvolvem a modelagem matemática do atuador pneumático e o controle do sistema. Dentre estes, busca-se a escolha de um modelo não linear mais simples que facilite o aprendizado da metodologia de controle proposta.

Durante a realização deste trabalho, pretende-se submeter os resultados e contribuições da pesquisa para publicações em revistas indexadas e congressos científicos, além disto buscam-se oportunidades de aplicações em inovações de mecatrônica para desafios da sociedade nos setores da indústria, da agricultura, da construção e da saúde.

1.3 Metodologia

No desenvolvimento da pesquisa, inicialmente faz-se uma ampla revisão bibliográfica sobre o estudo e a modelagem matemática de atuadores pneumáticos, comparando as relações e as simplificações consideradas por cada autor. Em seguida realiza-se o estudo de controladores utilizados para acionamento pneumático e também na área da engenharia de controle e automação, para posteriormente formular o projeto proposto para o controlador, testando-o inicialmente com um modelo bastante simplificado.

Nas simulações numéricas utiliza-se o software MatLab. Nos testes experimentais, dispõe-se de uma bancada com um servoposicionador pneumático e um sistema de instrumentação eletrônica dSPACE (1996), disponível no laboratório de automação do campus Panambi da Unijuí. A Figura 3 mostra a foto da bancada de testes do laboratório de automação.



Figura 3: Bancada de testes do laboratório de automação do Campus Panambi da Unijuí

O desenvolvimento desta dissertação se dá através da socialização dos recursos estruturais e intelectuais da linha de pesquisa desenvolvida no Mestrado em Modelagem Matemática da UNIJUÍ, que trata da modelagem matemática de sistemas não lineares e controle de sistemas dinâmicos e do grupo de pesquisa “Projeto em Sistemas Mecânicos, Mecatrônica e Robótica” do Departamento de Tecnologia desta universidade através do curso de Engenharia Mecânica, que desenvolve estudos relacionados à automação e mecatrônica incluindo controle de atuadores pneumáticos.

1.4 Problema Proposto e Organização deste Trabalho

Esta dissertação de mestrado propõe contribuir nos avanços para resolução do problema de controle de atuadores pneumáticos, através da implementação e validação experimental de uma metodologia de controle em atuadores pneumáticos.

A necessidade de implementação experimental da metodologia de controle proposta por Rafikov e Balthazar (2005), juntamente com a necessidade de avanços no estudo

de controle de atuadores pneumáticos sugerem a realização de um trabalho conjunto que venha a contemplar essas necessidades, utilizando dos recursos técnicos e científicos disponíveis na Unijuí.

A estrutura deste trabalho está organizada em 7 capítulos. O capítulo 2 trata da modelagem matemática do atuador pneumático, contemplando uma visão geral. São apresentados 4 modelos matemáticos para o atuador pneumático de uso freqüente na literatura recente, organizados por ordem crescente de complexidade.

No capítulo 3 é apresentada a descrição do atuador pneumático, e da bancada de testes, a discussão e a adaptação do modelo matemático de 3ª ordem adotado, a simulação computacional e a validação experimental do modelo, incluindo a identificação da não linearidade de zona morta na servoválvula através da análise da dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro.

A descrição teórica do controle do atuador pneumático é desenvolvida no capítulo 5, através da síntese de controle ótimo linear por realimentação para sistemas não lineares, a análise da estabilidade do sistema controlado e de simulações numéricas.

O capítulo 6 apresenta os resultados dos testes experimentais para validação dos resultados teóricos, desde o planejamento das trajetórias utilizadas nos testes até a aplicação em um da metodologia de controle proposta em um robô cartesiano acionado pneumaticamente.

As conclusões e perspectivas de continuidade da pesquisa em trabalhos futuros encontram-se no capítulo 7.

2 MODELAGEM MATEMÁTICA DO ATUADOR PNEUMÁTICO

2.1 Introdução

Neste capítulo são apresentados os modelos matemáticos pesquisados na literatura científica que descrevem o comportamento dinâmico de atuadores pneumáticos e suas características não lineares, bem como as considerações e simplificações que dão origem ao modelo matemático adotado para estudo neste trabalho.

A modelagem matemática é a arte de transformar fenômenos reais em problemas que levam a previsão de tendências envolvendo técnicas matemáticas. Consiste na obtenção de um conjunto de relações matemáticas que descrevem um fenômeno real.

Cada autor usa uma definição diferente para modelagem matemática. Segundo McLone (1976) um modelo matemático é um construto matemático abstrato simplificado que representa uma parte da realidade com algum objetivo particular. Ferreira Jr. (1993) apresenta uma definição generalizada de um modelo a partir de uma abordagem abstrata dos conceitos básicos de dimensão, unidade e medida.

As principais etapas da modelagem numérica podem ser descritas como:

- Formulação do problema em termos do fenômeno.
- Formulação do problema em termos matemáticos.
- Desenvolvimento de modelos matemáticos.
- Elaboração de algoritmos e aplicativos computacionais.
- Simulações computacionais.
- Obtenção de dados experimentais.
- Validação do modelo.
- Elaboração de recomendações técnicas.

A formulação do modelo matemático de um sistema não linear, além de ser importante no projeto dos algoritmos de controle, pode ser útil para fins de simulação e de análise do comportamento dinâmico. As simulações baseadas no modelo do sistema permitem testar estratégias de controle, prevendo problemas de projeto do controlador e/ou do sistema, sem o perigo de acidentes decorrentes de instabilidade ou de falhas no projeto. No projeto e construção de sistemas mecânicos, as simulações e a análise do sistema fornecem informações

e estimativas das variáveis de estado (como por exemplo: velocidades, acelerações, torques e forças), as quais são úteis na análise da estrutura mecânica e no projeto e especificações de seus componentes tais como mecanismos, acionamentos e controladores.

De acordo com, A modelagem matemática pode ser utilizada na implementação de técnicas e métodos para controle de sistemas mecânicos com acionamento pneumático (KAZEROONI, 2005), viabilizando potenciais aplicações de atuadores pneumáticos na indústria e na mecanização agrícola (MORAN et al., 1990).

O conhecimento da dinâmica de um sistema e suas propriedades permite desenvolver esquemas de controle com parcelas de realimentação linearizante, adaptativa e com *feedforward* baseadas no modelo nominal.

Para atuadores pneumáticos a modelagem matemática é complexa quando comparada a outros tipos de acionamentos, pois o ar é bastante compressível e a vazão mássica nos orifícios de controle da servoválvula é uma relação não linear da pressão e do sinal de controle. O atrito entre as partes móveis e as vedações do atuador também exibe características não lineares, tornando difícil o controle desse sistema. Nos modelos descritos nesta seção, considera-se que não há forças externas no atuador pneumático e que o sistema pode ser considerado adiabático.

Neste trabalho, o equacionamento dos modelos matemáticos é apresentado na forma de variáveis de estado, sendo que y_1 denota a posição do êmbolo do atuador, y_2 é a velocidade e y_3 representa a aceleração.

Na seção 2.2 apresenta-se um modelo simplificado de 3ª ordem. Nas seções 2.3, 2.4 e 2.5, são descritos de maneira resumida e em ordem crescente de complexidade outros modelos de uso freqüente na literatura recente, e que buscam representar de forma mais precisa as não linearidades típicas dos sistemas pneumáticos.

2.2 Modelo de 3ª Ordem por Virvalo

O modelo matemático apresentado nesta seção tem como referência os trabalhos de Virvalo *apud* Vieira (1998). Este é um modelo tradicionalmente utilizado no estudo de atuadores hidráulicos e que representa de maneira simplificada os atuadores pneumáticos, tendo em vista a compressibilidade do ar e o comportamento não linear das vazões mássicas nos orifícios da servoválvula. Este modelo consiste de um bom ponto de partida para o estudo

do comportamento dinâmico do atuador, facilita a aplicação de técnicas de controle e pode ser escrito na seguinte forma de representação em variáveis de estado:

$$\begin{aligned}\dot{y}_1 &= y_2 \\ \dot{y}_2 &= y_3 \\ \dot{y}_3 &= -\omega_n^2 y_2 - 2\xi\omega_n y_3 + K_q \omega_n^2 U_T\end{aligned}\tag{2.1}$$

onde $y_1 = y$ é a posição do êmbolo do atuador pneumático, $y_2 = \dot{y}$ é a velocidade, $y_3 = \ddot{y}$ é a aceleração, ω_n e ξ são respectivamente a frequência natural e a taxa de amortecimento do movimento do sistema, K_q é o de ganho de velocidade da malha aberta e U_T é o sinal de controle em tensão aplicado a servoválvula. Neste modelo, o ganho de velocidade em malha aberta pode ser calculado através da equação (2.2):

$$K_q = \frac{Q_n p_{atm}}{\frac{2}{3} p_s U_{Tmax}}\tag{2.2}$$

sendo Q_n a vazão volumétrica normal da válvula, p_{atm} a pressão atmosférica, p_s a pressão de suprimento e U_{Tmax} a tensão máxima de entrada na válvula.

A taxa de amortecimento do sistema é difícil de ser determinada sem comparação com dados experimentais. Vieira (1998), ao comparar resultados de simulações computacionais com testes experimentais, observa que o sistema físico apresenta um aspecto bastante amortecido e sugere o ajuste da taxa de amortecimento a partir destas comparações.

A expressão geral para determinação da frequência natural de atuadores lineares segundo Tonyan (1985) é dada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{A^2 \beta}{V_1 M} + \frac{A^2 \beta}{V_2 M}} = \sqrt{\frac{A^2 \beta}{M} \left(\frac{V_1 + V_2}{V_1 V_2} \right)}\tag{2.3}$$

onde M é a massa total acoplada ao êmbolo do atuador, A é a área da seção transversal da câmara do cilindro, V_1 e V_2 são respectivamente os volume das câmaras 1 e 2 e suas tubulações e β é o fator de compressibilidade do ar que segundo Vieira (1998) é dado por:

$$\beta = \frac{2}{3} \gamma p_s \quad (2.4)$$

onde γ é a relação entre os calores específicos do ar e p_s a pressão de suprimento.

O volume das câmaras depende da posição (variável de estado y_1) do êmbolo do atuador, dessa forma a expressão para representação da frequência natural em atuadores pneumáticos é calculada através da equação (2.5):

$$\omega_n = \sqrt{\frac{2 \gamma p_s}{3M} \left(\frac{A^2}{V_{A0} + A y_1} + \frac{A^2}{V_{B0} - A y_1} \right)}, \quad (2.5)$$

onde V_{A0} e V_{B0} são os volumes mortos nas câmaras 1 e 2 respectivamente, na posição $y_1 = 0$ do êmbolo do atuador, incluindo as tubulações.

2.3 Modelo de 4ª Ordem por Bobrow

O modelo proposto por Bobrow *apud* Gyeвики et al. (2005) baseia-se na equação do movimento e nas equações das dinâmicas das pressões nas câmaras dos cilindros para descrever o comportamento do atuador pneumático.

O equilíbrio de forças no êmbolo do atuador é obtido pela aplicação da segunda lei de Newton:

$$A(p_a - p_b) - F_a = M \ddot{y} \quad (2.6)$$

onde M é a massa deslocada, \ddot{y} é a aceleração do êmbolo, F_a é a força de atrito e $A(p_a - p_b)$ é a força resultante da diferença de pressões entre as câmaras, sendo A a área do êmbolo e p_a e p_b as pressões nas câmaras 1 e 2 respectivamente.

A dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro é determinada usando a conservação da energia, a qual é empregada para realizar o balanço energético entre a energia interna da massa que entra no volume de controle, a potência do movimento do pistão e a variação da energia interna no volume de controle.

Conforme Perondi (2002), a realização do balanço energético resulta em:

$$q_{ma}T - \frac{p_a}{C_p} \frac{dV_a}{dt} = \frac{1}{\gamma R} \frac{d}{dt} (p_a V_a) \quad (2.7)$$

onde $q_{ma} = dm_a / dt$ é a vazão mássica na câmara 1, T é a temperatura do ar de suprimento, p_a é a pressão na câmara 1 e V_a é o volume na câmara 1, C_p é o calor específico do ar a pressão constante, R a constante universal dos gases e $\gamma = C_p / C_v$, onde C_v é o calor específico do ar a volume constante.

O volume total na câmara 1 é dado por $V_a = V_{a0} + Ay$, onde V_{a0} é o volume morto na câmara 1 e y é o deslocamento do êmbolo. A taxa de variação desse volume é $\dot{V} = A\dot{y}$, onde $\dot{y} = dy/dt$ é a velocidade do êmbolo. Como a pressão de suprimento é mantida aproximadamente constante e a pressão de exaustão é a própria pressão atmosférica, assume-se que as vazões mássicas são funções não lineares das pressões no cilindro e da tensão U_T aplicada a servoválvula, ou seja $q_{ma} = q_{ma}(p_a, U_T)$ e $q_{mb} = q_{mb}(p_b, U_T)$ para as câmaras 1 e 2 respectivamente conforme descritas detalhadamente na literatura (ANDRIGHETTO et al., 2003; BOBROW e McDONELL, 1998) além de considerarem a saturação a partir da condição de velocidade sônica do ar.

Com isso, resolvendo a equação (2.7) para \dot{p}_a , utilizando a relação $C_p = \gamma R / (\gamma - 1)$ e derivando o termo da direita chega-se a:

$$\dot{p}_a = -\frac{A\gamma\dot{y}}{Ay + V_{a0}} p_a + \frac{R\gamma T}{Ay + V_{a0}} q_{ma}(p_a, U_T). \quad (2.8)$$

Para a câmara 2, obtém-se:

$$\dot{p}_b = -\frac{A\gamma\dot{y}}{V_{b0} - Ay} p_b + \frac{R\gamma T}{V_{b0} - Ay} q_{mb}(p_b, U_T). \quad (2.9)$$

Considerando as variáveis de estado $y_1 = y$ e $y_2 = \dot{y}$ para posição e velocidade do êmbolo do atuador pneumático e $y_3 = p_a$ e $y_4 = p_b$ para as pressões nas câmaras 1 e 2 do cilindro, podemos escrever o modelo de quarta ordem na forma de representação de variáveis de estado dado por:

$$\begin{aligned}
\dot{y}_1 &= y_2 \\
\dot{y}_2 &= -\frac{B}{M}y_2 + \frac{A}{M}y_3 - \frac{A}{M}y_4 \\
\dot{y}_3 &= -\frac{\gamma A}{V_{a0} + Ay_1}y_2y_3 + \frac{\gamma RT}{V_{a0} + Ay_1}q_{ma}(y_3, U_T) \\
\dot{y}_4 &= \frac{\gamma A}{V_{b0} - Ay_1}y_2y_4 - \frac{\gamma RT}{V_{b0} - Ay_1}q_{mb}(y_4, U_T)
\end{aligned} \tag{2.10}$$

onde B é o coeficiente de atrito viscoso. Neste modelo, o atrito no atuador é caracterizado como viscoso e a dinâmica das pressões é representada pelas variáveis de estado y_3 e y_4 .

2.4 Modelo de 5ª Ordem por Karpenko e Sepehri

Karpenko e Sepehri et al. (2004) propõe um modelo de 5ª ordem que inclui a dinâmica da servoválvula e também o atrito no atuador. Neste modelo a dinâmica do carretel da servoválvula é modelada com um atraso de primeira ordem em relação ao sinal de controle U_T . Uma não linearidade importante e presente na servoválvula é a zona morta, que na bancada experimental de testes utilizada por Karpenko e Sepehri et al. (2004), corresponde a aproximadamente 12% da região de deslocamento do carretel. A não linearidade de zona morta é tratada separadamente na seção 3.5 deste trabalho onde é detalhada a sua identificação através de testes experimentais.

A força de atrito, representada neste trabalho por F_f , que inclui as características de atrito estático e Coulomb, depende dos diferentes graus de polimento das superfícies e/ou dos diferentes graus de contaminação com substâncias estranhas. Esses fatores são quem realmente determinam os coeficientes de atrito e a dependência da força de atrito cinético com a velocidade relativa das superfícies em questão. Para entender a origem das forças de atrito deve-se considerar que, ao nível atômico, as superfícies têm pequenas irregularidades e que o contato ocorre num número relativamente pequeno de pontos, onde as irregularidades se interpenetram e se deformam, exercendo forças mútuas cujas intensidades dependem da intensidade da força que empurra as superfícies uma contra a outra. Nos pontos de contato existem ligações dos átomos de uma superfície com os átomos da outra, como soldas microscópicas.

O modelo de 5ª ordem proposto por Karpenko e Sepehri escrito em variáveis de estado tem a forma:

$$\begin{aligned}
 \dot{y}_1 &= y_2 \\
 \dot{y}_2 &= \frac{A}{M} y_3 - \frac{A}{M} y_4 - \frac{B}{M} y_2 - \frac{1}{M} F_f \\
 \dot{y}_3 &= -\frac{\gamma A}{V_{a0} + A y_1} y_2 y_3 + \frac{\gamma RT}{V_{a0} + A y_1} q_{ma}(y_3, y_5) \\
 \dot{y}_4 &= \frac{\gamma A}{V_{b0} - A y_1} y_2 y_4 - \frac{\gamma RT}{V_{b0} - A y_1} q_{mb}(y_4, y_5) \\
 \dot{y}_5 &= -\frac{1}{\tau_v} y_5 + \frac{k_v}{\tau_v} U_T
 \end{aligned} \tag{2.11}$$

onde $y_5 = x_v$ é a posição do carretel da servoválvula, τ_v é a constante de tempo da servoválvula, k_v é o ganho de posição do carretel da servoválvula em relação ao sinal de controle U_T , e os demais parâmetros e variáveis foram descritos na seção anterior.

2.5 Modelo de 5ª Ordem por Perondi

O modelo de 5ª ordem proposto por Perondi (2002) e Guenther et al. (2006) para o atuador pneumático considera a dinâmica do atrito e despreza a dinâmica do movimento do carretel da servoválvula.

O modelo do atrito considerado nos trabalhos de Perondi (2002) é conhecido como “Lugre”. Este modelo além de reproduzir a maioria dos comportamentos não lineares do atrito é adequado para ser utilizado em esquemas de compensação do atrito baseado em modelos.

O modelo Lugre baseia-se em estado interno não mensurável que representa as micro deformações médias das rugosidades entre as superfícies elásticas de contato, esta deformação z é dada por:

$$\frac{dz}{dt} = \dot{y} - \frac{|\dot{y}| \sigma_0}{g(\dot{y})} z \tag{2.12}$$

onde \dot{y} é a velocidade de deslizamento entre as duas superfícies σ_0 é o coeficiente de rigidez da deformação microscópica de z . $g(\dot{y})$ é uma função que representa parte das características

de atrito em regime permanente e depende das propriedades dos materiais, lubrificação e temperatura. Canudas et al (1995) propõe o uso de uma parametrização para a função $g(\dot{y})$ que considera o atrito seco e viscoso, bem como o efeito de *Stribeck*, dada pela equação (2.13)

$$g(\dot{y}) = F_c + (F_s - F_c)e^{-(\dot{y}/\dot{y}_s)^2} \quad (2.13)$$

onde F_c é a força de atrito seco, F_s é a força de atrito estático e \dot{y}_s é a velocidade de *Stribeck*. O atrito viscoso caracteriza-se como a força de resistência que aparece durante o movimento de um corpo em um fluido e depende da forma do corpo, da sua velocidade em relação ao fluido e da viscosidade do fluido. Este tipo de atrito, também ocorre entre duas superfícies em movimento relativo separadas por uma fina película contínua de fluido. Nos dois casos, o fluido se separa em camadas paralelas onde cada camada possui uma velocidade indo desde a velocidade da superfície que se movimenta até a velocidade nula da superfície em repouso. Segundo Moreira et al (2005) o efeito de *Stribeck* é a mudança entre o repouso estático e a fricção de Coulomb.

Considerando a variável de estado $y_5 = z$, o modelo proposto por Perondi (2002) e Guenther et al. (2006) para um atuador pneumático pode ser escrito na forma de variáveis de estado através da equação (2.14).

$$\begin{aligned} \dot{y}_1 &= y_2 \\ \dot{y}_2 &= \frac{A}{M} y_3 - \frac{A}{M} y_4 - \frac{B}{M} y_2 - \frac{1}{M} F_f(y_5, y_2) \\ \dot{y}_3 &= -\frac{\gamma A}{V_{a0} + A y_1} y_2 y_3 + \frac{\gamma RT}{V_{a0} + A y_1} q_{ma}(y_3, U_T) \\ \dot{y}_4 &= \frac{\gamma A}{V_{b0} - A y_1} y_2 y_4 - \frac{\gamma RT}{V_{b0} - A y_1} q_{mb}(y_4, U_T) \\ \dot{y}_5 &= y_2 - \frac{|y_2| \sigma_0}{g(y_2)} y_5 \end{aligned} \quad (2.14)$$

onde $F_f(y_5, y_2)$ é a força de atrito e é dada por:

$$F_f(y_5, y_2) = \sigma_0 y_5 + \sigma_1 \dot{y}_5 + \sigma_2 y_2 \quad (2.15)$$

onde σ_0 é o coeficiente de rigidez devido a deformação microscópica y_5 , σ_1 é o coeficiente de amortecimento relacionado a \dot{y}_5 , σ_2 é o coeficiente de atrito viscoso e os demais parâmetros e variáveis foram descritos na seção anterior. Uma descrição detalhada desta modelagem dinâmica de atrito para atuadores pneumáticos e da identificação de seus parâmetros encontra-se em Valdiero et al. (2005). Note que neste modelo aumenta-se o grau de complexidade e aparece uma não linearidade representada pela função módulo da velocidade ($|y_2|$).

2.6 Modelo Matemático Adotado

O modelo matemático (2.1) inicialmente desenvolvido para representar o comportamento dinâmico de atuadores hidráulicos pode não representar de forma tão precisa os atuadores pneumáticos, mas foi adaptado e adotado neste trabalho com a grande vantagem de facilitar o aprendizado e a implementação da estratégia de controle.

Este modelo de terceira ordem, escrito em variáveis de estado através de (2.16)

$$\begin{aligned}\dot{y}_1 &= y_2 \\ \dot{y}_2 &= y_3 \\ \dot{y}_3 &= -\omega_n^2 y_2 - 2\xi\omega_n y_3 + K_q \omega_n^2 U_T\end{aligned}\tag{2.16}$$

onde a frequência natural dada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{2\gamma P_s}{3M} \left(\frac{A^2}{V_{A0} + A y_1} + \frac{A^2}{V_{B0} - A y_1} \right)},\tag{2.17}$$

que apresenta dificuldades no isolamento da variável de estado y_1 para representação do sistema de equações diferenciais (2.16) na forma matricial (2.19).

Simulações computacionais da equação (2.17) mostram que o comportamento da frequência natural pode ser aproximado pela equação polinomial de quarto grau dada por (2.18)

$$\omega_n = A_1 y_1^4 + B_1 y_1^3 + C_1 y_1^2 + D_1 y_1 + E_1.\tag{2.18}$$

A equação (2.18) foi adotada neste trabalho para o cálculo da aproximação da frequência natural e seus parâmetros são detalhadamente determinados na seção 3.3.

Substituindo-se a equação (2.18) no sistema dado em (2.16), pode-se escrever o sistema de equações diferenciais na seguinte forma matricial:

$$\begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{y}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -E_1^2 & -2\xi E_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\omega_n^2 y_2 + E_1^2 y_2 - 2\xi \omega_n y_3 + 2\xi E_1 y_3 + K_q \omega_n^2 U_T \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

onde o primeiro termo do lado direito desta equação matricial representa a parte linear do sistema e o segundo termo a parte não linear. Esta representação facilitará na síntese do controlador proposto.

2.7 Discussões

Este capítulo sistematizou o estudo dos modelos matemáticos disponíveis na literatura recente que descrevem a dinâmica de atuadores pneumáticos. Os modelos foram apresentados em ordem crescente de complexidade com a descrição detalhada das características não lineares do sistema. Uma maior complexidade do modelo implica num maior grau de dificuldade na determinação de seus parâmetros para simulação numérica. As considerações das não linearidades dos sistemas pneumáticos nestes modelos podem dificultar a implementação de simulações numéricas e do projeto de controladores, requerendo maiores recursos computacionais e tempos de processamento.

O modelo apresentado na seção 2.2 e adaptado na seção 2.6 com a consideração da variação não linear da frequência natural representa um bom ponto de partida para modelagem de atuadores pneumáticos pela sua simplicidade de implementação das simulações e pela facilidade na síntese do controlador.

Os resultados desta seção foram publicados em Bavaresco et al. (2006a) e foram de grande valia para o estudo e aprendizado da modelagem matemática de atuadores pneumáticos.

3 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO

3.1 Introdução

Neste capítulo descreve-se o atuador pneumático utilizado na modelagem matemática e na validação experimental do modelo adotado. Define-se de forma geral o atuador pneumático e seu funcionamento apresentando-se as especificações dos componentes da bancada experimental utilizada nos testes. Este capítulo apresenta também a identificação da não linearidade de zona morta da servoválvula.

A área de modelagem matemática, assim como de mecânica computacional procura simular diversos fenômenos físicos utilizando uma sistemática que envolve engenharia, matemática e ciência da computação. O fenômeno físico em estudo é representado por um sistema de equações, que é aproximado por métodos numéricos. Finalmente os resultados da simulação são comparados com o fenômeno físico em estudo. Destaca-se aqui o método de Runge Kutta de quarta ordem para aproximar a solução de equações e de sistemas de equações diferenciais.

Os fenômenos físicos podem ser os mais variados, indos desde a simulação estrutural à simulação de fluídos e gases, ou até mesmo circuitos elétricos. Qualquer simulação numérica passa pelo desenvolvimento de um programa de computador que contemple as necessidades e os objetivos requeridos. Esses programas precisam ser eficientes e adaptados à arquitetura do computador e do problema em questão. Muitos processos podem ser simulados com softwares comerciais disponíveis, mas mesmo nas áreas na qual a simulação numérica é amplamente utilizada, existem tópicos de pesquisa ativos, tais como otimização, controle de qualidade de aproximação, otimização de tempo de execução.

Na seção 3.2 descreve-se o atuador pneumático utilizado nas simulações computacionais e nos testes experimentais de validação, na seção 3.3 é feita a determinação dos parâmetros do modelo matemático adotado e em seguida são mostrados os resultados das simulações numéricas e da validação experimental do modelo.

3.2 Descrição do Atuador Pneumático e da Bancada de Testes

Um servoposicionador pneumático composto por servoválvula de controle e cilindro atuador é um sistema que permite posicionar uma carga em um determinado ponto do curso do atuador ou seguir uma trajetória variável em função do tempo, ao contrário da pneumática convencional, que restringe o posicionamento do atuador linear a pontos discretos bem definidos (como, por exemplo, os fins de curso avançado e recuado). Esse sistema é formado pelo atuador pneumático e o sistema de controle.

O sistema de controle é composto por *hardware* e *software*, elementos necessários para implementação dos algoritmos da lei de controle proposta e também pelos sensores para auxílio na medição dos estados do sistema.

O Cilindro atuador que neste trabalho é simétrico e sem haste, possui seu êmbolo conectado a um cursor que movimenta a carga acoplada. O atuador é o elemento que aplica a força sobre a carga para levá-lo a posição desejada. A Figura 4 mostra a foto de um atuador pneumático simétrico sem haste.

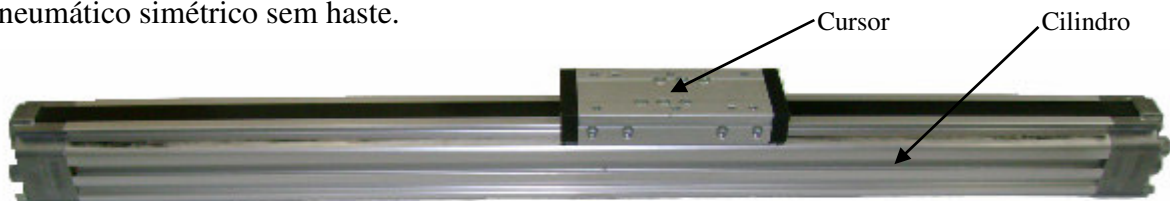


Figura 4: Foto de um cilindro pneumático simétrico sem haste

A servoválvula proporcional utilizada para controlar o escoamento de ar sob pressão é responsável por permitir a passagem proporcional do ar comprimido para o cilindro pneumático. O deslocamento do carretel da válvula é provocado por uma tensão elétrica aplicada no solenóide de forma que, deslocando o carretel da servoválvula em um determinado sentido uma das câmaras é conectada a pressão de suprimento e a outra a pressão atmosférica. A Figura 5 mostra a foto de uma servoválvula direcional utilizada na bancada de testes.



Figura 5: Foto de uma servoválvula de controle direcional.

Durante a operação, o ar comprimido é fornecido a servoválvula a uma dada pressão de suprimento regulada. Com o objetivo de seguir as referências e a partir dos sinais das malhas de realimentação, o controlador gera uma tensão de controle U_T , que energiza as bobinas dos solenóides da servoválvula e produz um deslocamento x_v do carretel. O carretel, ao ser deslocado, gera orifícios de passagem, fornecendo o ar comprimido para uma das câmaras do cilindro e permitindo que o ar da outra escoe para a atmosfera. A Figura 6a ilustra a aplicação de um sinal de controle com sinal positivo aplicado a servoválvula. Conseqüentemente, tem-se a variação das pressões nas câmaras, resultando uma força que movimenta o êmbolo do cilindro gerando um deslocamento y no sentido positivo conforme mostra a Figura 6b. A Figura 7 mostra o processo inverso, onde um sinal de controle em tensão U_T com sinal negativo é aplicado ao solenóide da válvula gerando assim um deslocamento no sentido negativo.

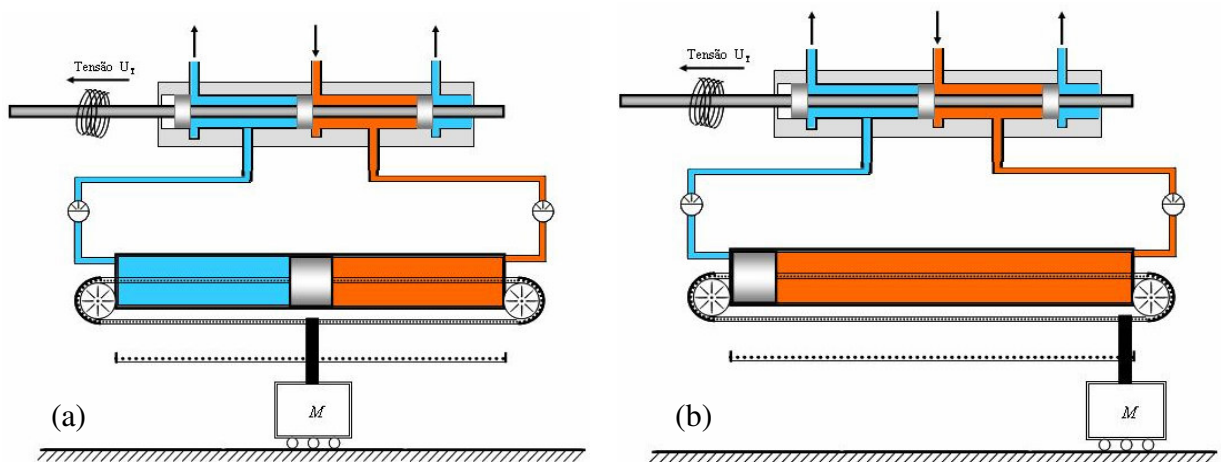


Figura 6: Abertura da válvula com sinal positivo e movimento de avanço do cilindro

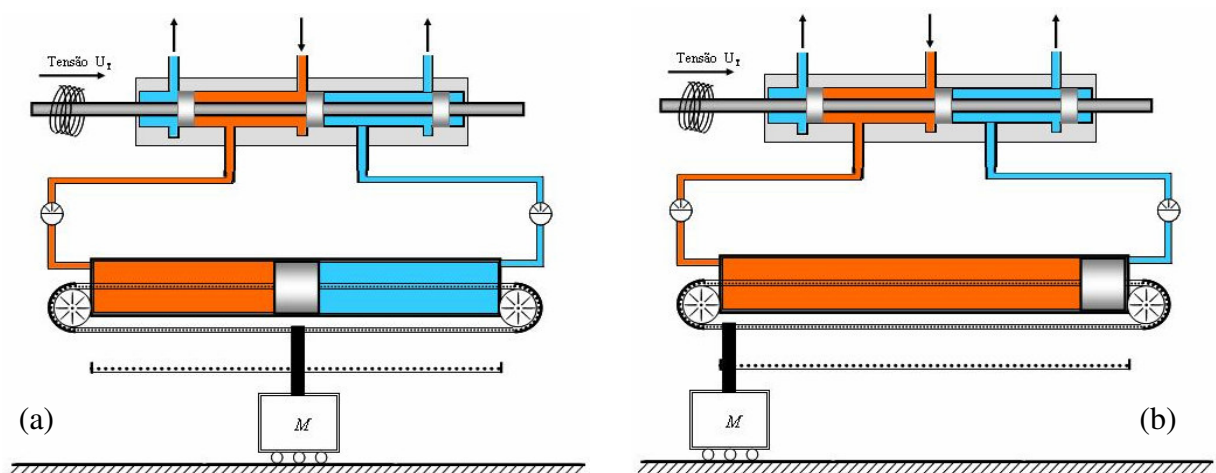


Figura 7: Abertura da válvula com sinal negativo e movimento de recuo do cilindro

O deslocamento do cilindro e as posições assumidas pelo mesmo são medidas por intermédio de um transdutor de posição. Conforme Cruz (2003), este transdutor é acoplado ao cursor do atuador, cada posição que o transdutor assume equivale a um sinal em tensão que é enviado ao controlador.



Figura 8: Foto do transdutor de posição

Outro elemento importante na aquisição de dados são os transdutores de pressão. Estes transdutores, permitem medir a pressão de suprimento e a pressão em cada uma das câmaras do cilindro atuador através de um elemento chamado diafragma. Este diafragma, em contato direto com a pressão das câmaras ou do suprimento, é pressionado com intensidade proporcional a essas pressões. Um sensor interno preso a este diafragma converte a variação de pressão em sinal elétrico que por sua vez é transmitido como informação através da placa eletrônica *dSPACE*. A Figura 9 mostra a foto de um transdutor de pressão utilizado na bancada experimental de testes.



Figura 9: Foto do transdutor de pressão

Um esquema da bancada experimental utilizada para testes do sistema de posicionamento servo-pneumático é mostrada na Figura 10, onde um sistema de controle e aquisição de dados é montado em um microcomputador PC. O sistema pneumático é composto por um cilindro pneumático sem haste e uma servoválvula pneumática de controle direcional. Os sensores permitem medir a pressão de suprimento, a posição do atuador e as pressões nas câmaras do cilindro (p_a e p_b).

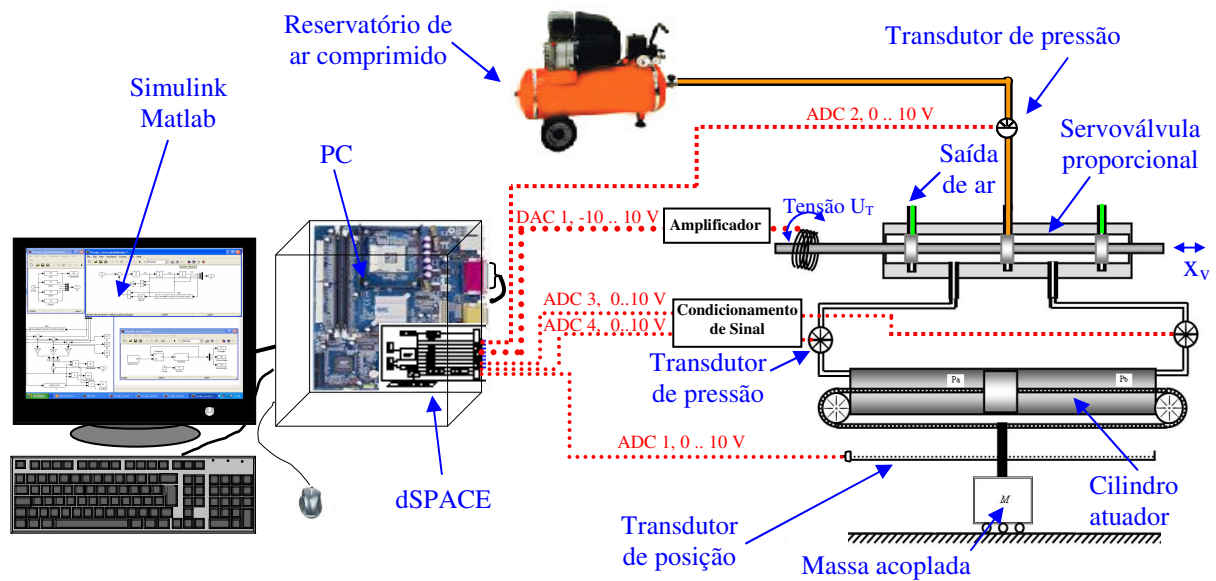


Figura 10: Desenho esquemático da bancada experimental de testes

O sistema de controle e aquisição utilizado é uma placa DS 1102 (DsPACE, 1996), especialmente projetada para facilitar o desenvolvimento e a implementação de controladores. Ela possui quatro conversores analógico-digital (entradas ADC) e quatro conversores digital-analógico (saídas DAC). Nas conversões ADC e DAC, a placa utilizada apresenta um software para gerenciamento e aquisição de dados e também, módulos de acoplamento para o MatLab/Simulink. Esse acoplamento permite a programação do sistema de controle diretamente no Simulink e ainda a captura dos dados das medições em tempo real como banco de dados do MatLab. Esses bancos de dados ao serem manipulados no MatLab, permitem a análise detalhada dos resultados obtidos. A Figura 11 mostra a interface gráfica de manipulação do software da *dSPACE*. O diagrama de blocos do simulink com o controle do atuador e os módulos de acoplamento com o software da *dSPACE* são mostrados na Figura 12. A Tabela 2 apresenta os principais componentes e parâmetros da bancada experimental de testes.

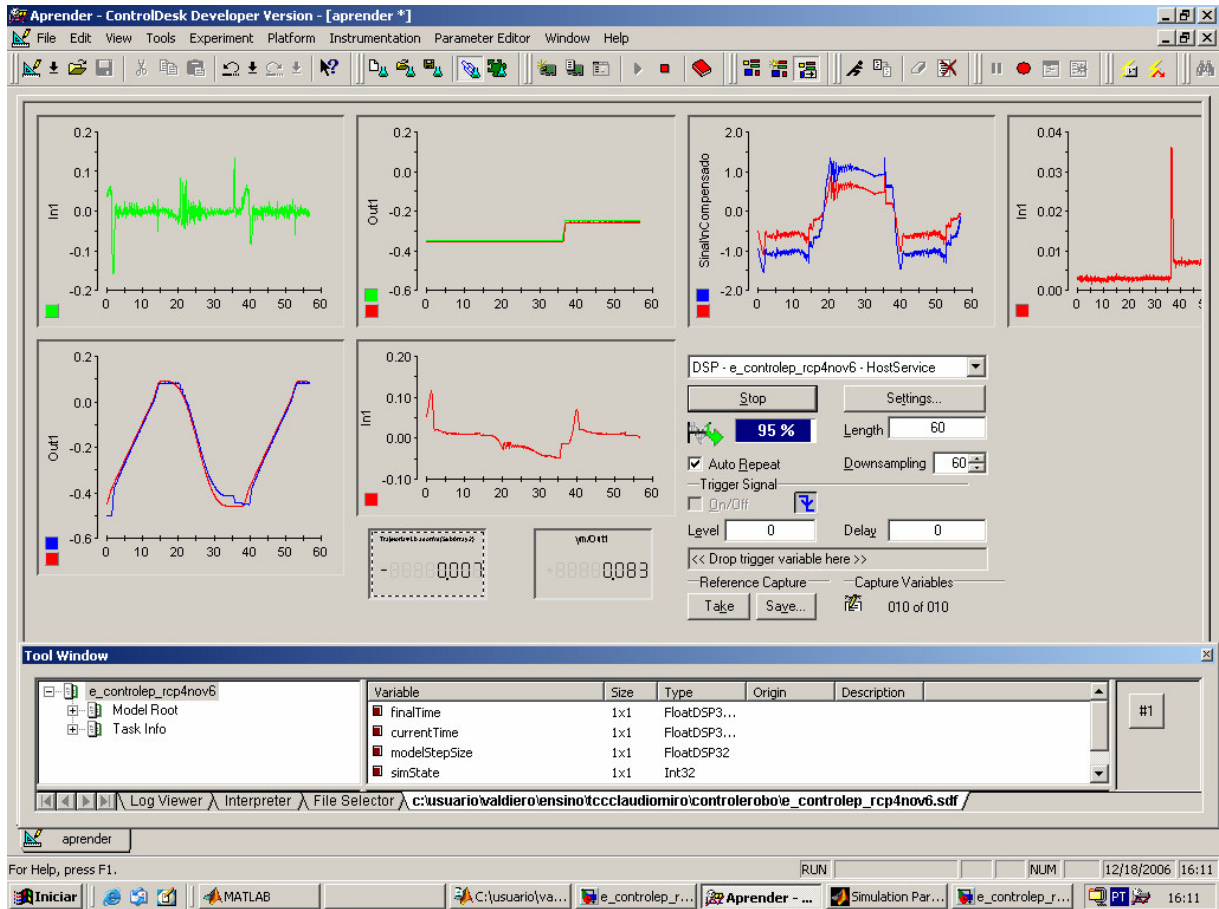


Figura 11: Tela da interface gráfica do software da *dspace*

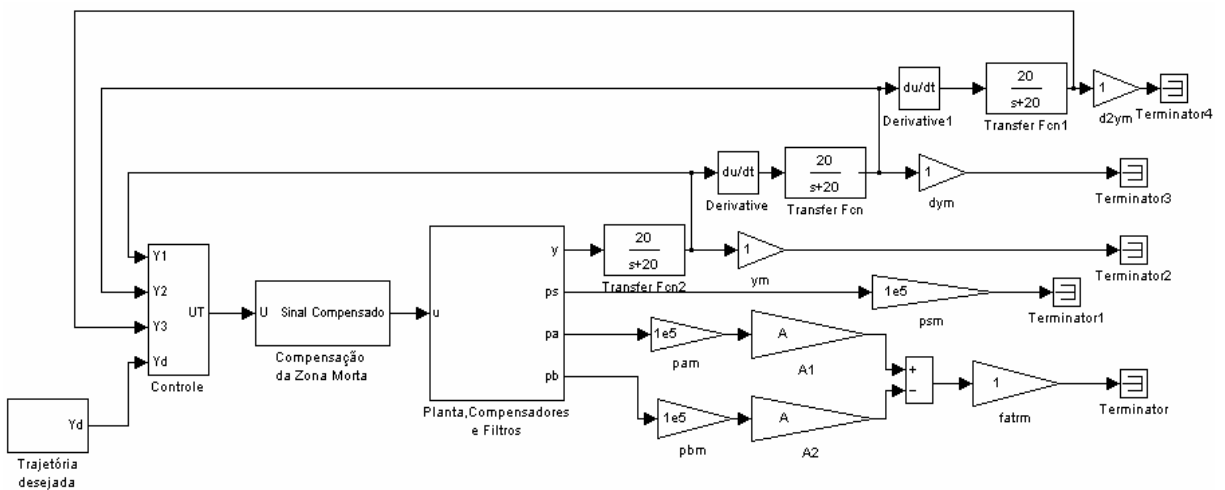


Figura 12: Diagrama de blocos da programação do controle e do acoplamento com o software da *dspace*

Tabela 2: Principais componentes e parâmetros da bancada experimental de testes

Componente	Fabricante	Código Catálogo	Especificações
Cilindro pneumático sem haste	Rexroth	502 602 020 0	Curso = 500 mm Diâmetro = 25 mm
Servoválvula de Controle Direcional	Festo	MPYE-5-1/8	5 vias e 3 posições vazão = 700 l/min.
Transdutores de Pressão	Gefran	TKG E 1 M 1DM	0-10 bar
Transdutor de Posição	Festo	MLO-POT-500-TLF	Curso = 514 mm
Reservatório de ar comprimido	Pró-Ar	RA 080.500.1	Volume = $2,51 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$

3.3 Determinação dos Parâmetros do Modelo de 3ª Ordem Adotado

O modelo matemático adotado neste trabalho foi o modelo de 3ª ordem proposto por Virvalo (1989; 1995), seção 2.2, com a adaptação proposta na seção 2.6. Este modelo descrito através de variáveis de estado conforme a equação (2.16) é validado experimentalmente nesta seção através da bancada de testes descrita na seção anterior. Os parâmetros utilizados nas simulações numéricas do atuador pneumático estão mostrados Tabela 3 e foram obtidos através de medições, de consulta nos catálogos técnicos dos fabricantes ou da literatura consultada.

Utilizando-se os dados da Tabela 3 e a equação (2.17) da frequência natural, foi gerado o gráfico da frequência natural em função da posição do êmbolo do atuador. Pode-se verificar que na região das extremidades do curso do cilindro, a frequência natural é significativamente maior do que na região central conforme mostra a Figura 13.

No atuador pneumático em estudo, existe um sistema de amortecimento de final de curso, medindo aproximadamente cinco centímetros, que não está modelado no equacionamento adotado. Este mecanismo tem como objetivo prevenir danos no equipamento nas situações onde o êmbolo do atuador atinja as posições extremas do curso, devido, por exemplo, a oscilação na resposta do sistema.

Na grande maioria dos sistemas mecânicos que utilizam esse tipo de atuador pneumático, principalmente em sistemas de automação, essas regiões extremas do cilindro não são utilizadas. Com o objetivo de simplificar o modelo matemático adotado e viabilizar a

aplicação das técnicas de controle proposta, foram desconsideradas essas regiões extremas do cilindro.

Tabela 3: Parâmetros do atuador pneumático

Parâmetro	Descrição	Obtenção
$\gamma = 1,4$	Relação entre os calores específicos do ar	Literatura
$A = 4,91 \times 10^{-4} m^2$	Área do êmbolo do atuador	Catálogo
$M = 0,5 kg$	Massa inercial do cilindro	Medido
$p_s = 6 \times 10^5 Pa$	Pressão de suprimento	Medido
$p_{atm} = 1 \times 10^5 Pa$	Pressão atmosférica	Literatura
$V_{A0} = 1,25 \times 10^{-4} m^3$	Volume morto na câmara 1 do cilindro	Medido
$V_{B0} = 1,25 \times 10^{-4} m^3$	Volume morto na câmara 2 do cilindro	Medido
$L = 0,5 m$	Comprimento do curso do atuador	Catálogo
$\xi = 0,4$	Taxa de amortecimento	Literatura
$Q_n = 0,012 m^3 / s$	Vazão volumétrica normal da válvula	Catálogo
$U_{Tmax} = 10V$	Tensão máxima de entrada na válvula	Catálogo

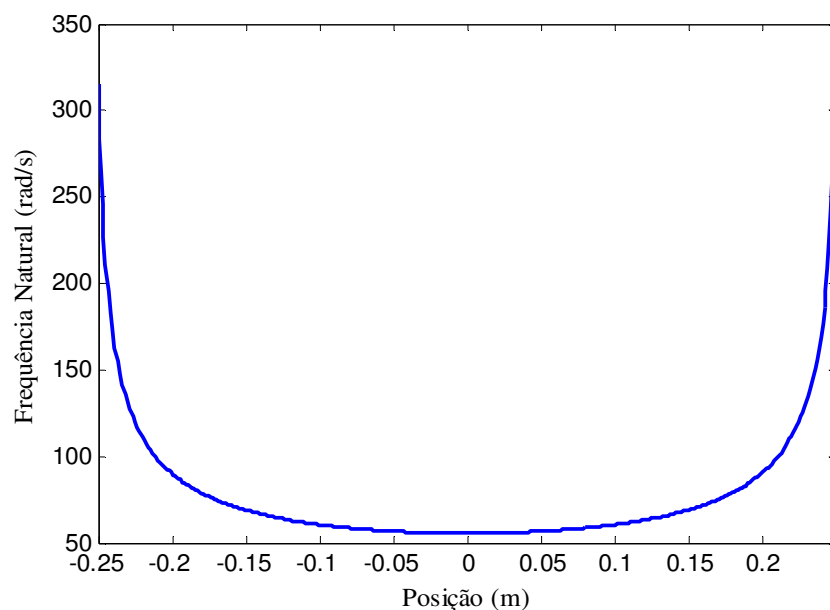


Figura 13: Gráfico do comportamento da frequência natural em função da posição do êmbolo do cilindro.

Observando o comportamento da frequência natural, pode-se verificar que esse comportamento permite a aproximação através de uma equação polinomial de quarto grau em relação à posição do êmbolo do atuador conforme a equação (3.1).

$$\omega_n = A_I y_I^4 + B_I y_I^3 + C_I y_I^2 + D_I y_I + E_I \quad (3.1)$$

onde A_I , B_I , C_I , D_I e E_I são os coeficientes constantes calculados através do ajuste do polinômio da equação (3.1) em relação a equação (2.5) elaborada para descrever o comportamento da frequência natural. Utilizando-se o método dos mínimos quadrados através da função POLYFIT do software MatLab foram obtidos os seguintes valores para os coeficientes: $A_I = 1,308 \times 10^4$; $B_I = 1,173 \times 10$; $C_I = 2,951 \times 10^2$; $D_I = -1,935 \times 10^{-1}$ e $E_I = 5,591 \times 10$. A Figura 14 mostra o gráfico do polinômio ajustado em comparação com a equação (2.5). A rotina do MatLab contendo os dados utilizados nas simulações numéricas do modelo matemático adotado pode ser consultada no apêndice A.

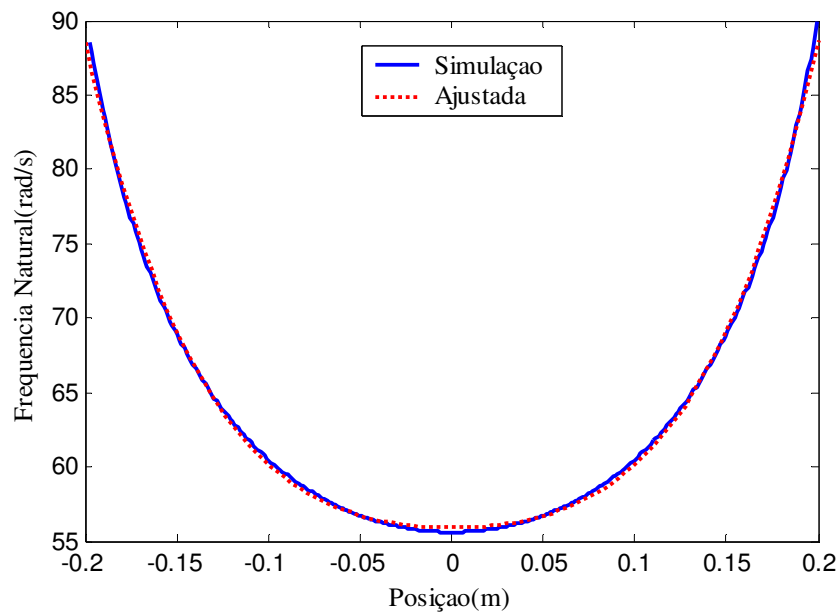


Figura 14: Gráfico comparativo entre o polinômio ajustado e a equação 2.5

3.4 Validação Experimental do Modelo Adotado

Para realização de simulações numéricas do modelo proposto foi utilizada a ferramenta computacional Matlab/Simulink.

Segundo o manual do usuário do MatLab, o simulink é uma extensão do MatLab, apropriada para simulação numérica de sistemas dinâmicos, no qual a representação do modelo matemático é realizada através de diagrama de blocos. No Simulink está disponível uma extensa biblioteca de blocos pré-definidos que possibilitam ao usuário a representação dos mais variados sistemas lineares e não lineares em forma de diagrama de blocos.

Para a resolução do sistema de equações diferenciais foi configurado o método de integração de Runge Kutta através da função ODE45 com passo de 0,001 segundos. A Figura 15 ilustra o diagrama de blocos utilizado nas simulações numéricas para validação do modelo, cujos resultados são apresentados na seqüência.

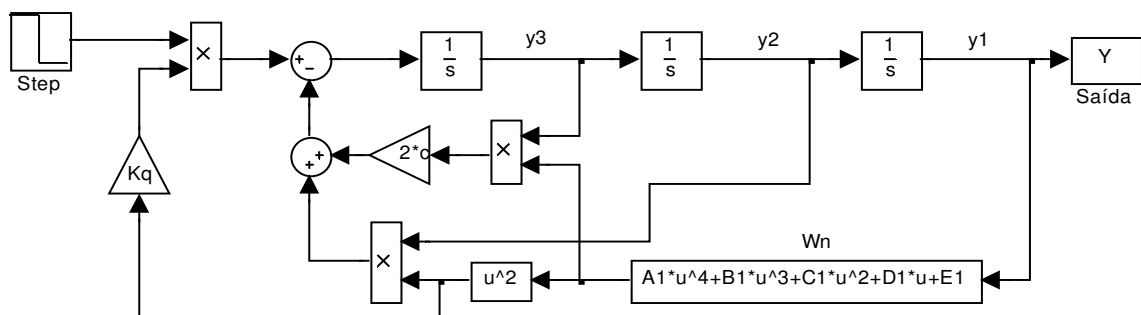


Figura 15: Diagrama de blocos utilizados nas simulações numéricas

A metodologia dos testes experimentais consistiu em posicionar o êmbolo do cilindro nas extremidades do curso (posição recuado $y = -0,25$ m e posição avançado $y = 0,25$ m), aplicar um sinal de controle em degrau de ± 10 volts em malha aberta e realizar a aquisição dos vetores tempo e posição.

A Figura 16 refere-se à comparação entre a simulação numérica e os resultados experimentais para o movimento de avanço, validando-se o modelo a partir dos parâmetros da Tabela 3. A comparação entre a simulação numérica o movimento de recuo é mostrado na Figura 17.

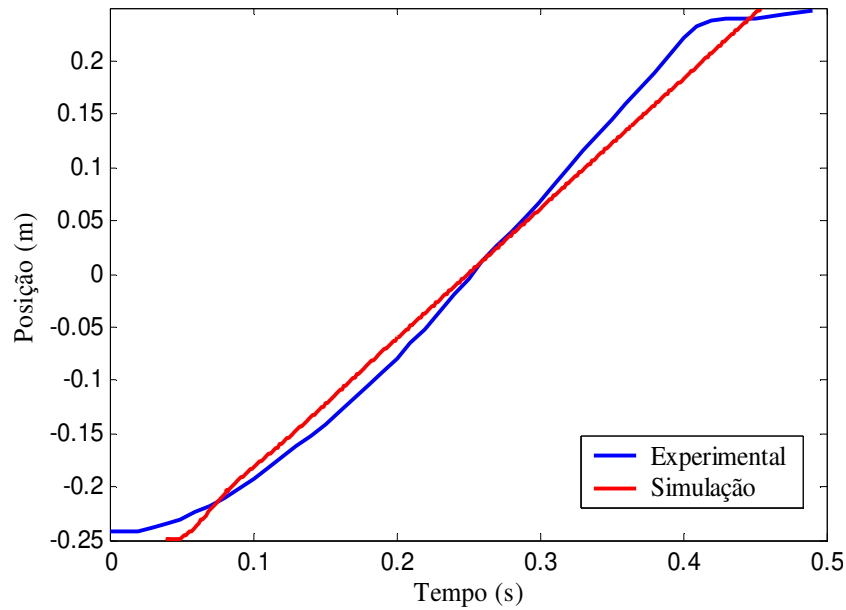


Figura 16: Gráfico comparativo do teste experimental com a simulação para o movimento de avanço.

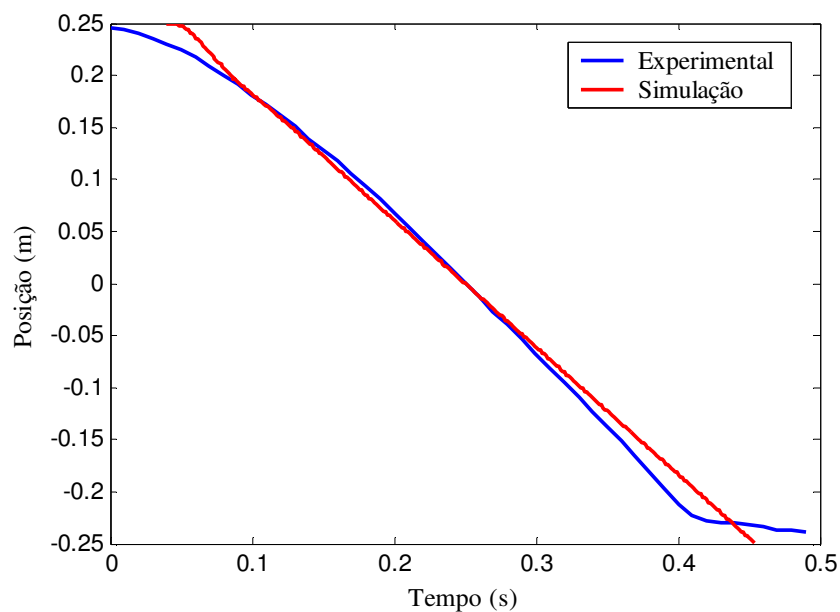


Figura 17: Gráfico comparativo do teste experimental com a simulação para o movimento de recuo

3.5 Descrição e Identificação da não Linearidade de Zona Morta em Servoválvulas

Esta seção trata da identificação da não linearidade da zona morta em servoválvulas proporcionais direcionais. Utiliza-se para tal a metodologia proposta por Valdiero et al (2005b), utilizada em servoválvulas hidráulicas proporcionais de controle

direcional, baseada na dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro. Como será apresentado nesta seção, esta metodologia pode ser facilmente aplicada a servoválvulas pneumáticas.

A não linearidade de zona morta é uma imperfeição causada pela sobreposição do ressalto do carretel da servoválvula em relação ao orifício de passagem do ar sob pressão, uma vez que a largura do ressalto do carretel é maior que a largura do orifício. Este tipo de imperfeição é bastante comum em sistemas mecânico principalmente em servoválvulas. Um exemplo bastante simples e de fácil compreensão da existência dessa não linearidade, trata-se dos terminais de água que possuímos em nossas casas, onde facilmente percebemos que para pequenas aberturas não ocorre escoamento, é necessário uma abertura mínima para que o escoamento de água inicie, trata-se do trecho de zona morta do terminal de água.

A presença da zona morta em servoválvulas gera limitações bastante significativas no desempenho de controladores por realimentação, principalmente no que diz respeito à minimização do erro de posicionamento e de seguimento de trajetórias, diante disso, se faz necessário a utilização de metodologias de identificação e compensação dessa não linearidade.

A zona morta é uma relação entre valores de entrada e respostas de saída, na qual para uma faixa do domínio a resposta de saída é nula. Tao e Kakotovic (1996) apresentam um modelo genérico para a zona morta em servoválvulas de controle direcional, descrito pela equação (3.2):

$$U_{zm}(t) = \begin{cases} md(U(t) - zmd) & \text{se } U(t) \geq zmd \\ 0 & \text{se } zme < U(t) < zmd \\ me(U(t) - zme) & \text{se } U(t) \leq zme \end{cases} \quad (3.2)$$

onde zmd é o limite direito da zona morta a partir da origem de deslocamento do carretel e zme é o limite esquerdo da zona morta a partir da origem do deslocamento do carretel e md e me são as inclinações dos valores de resposta. A Figura 18 mostra a representação gráfica do trecho de zona morta do sinal de entrada U em relação ao sinal de saída U_{zm} .

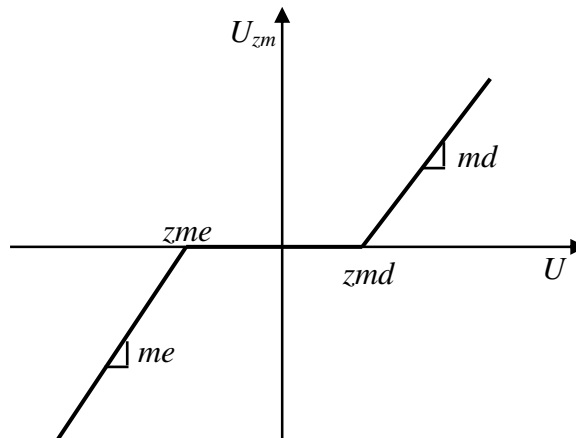


Figura 18: Representação gráfica do trecho de zona morta do sinal de entrada

O desenho esquemático do corte de uma servoválvula proporcional direcional com seus principais elementos é mostrado na Figura 19. Nesse esquema é possível visualizar a diferença entre a largura do sobressalto do carretel é maior que a largura do orifício de passagem do ar sob pressão.

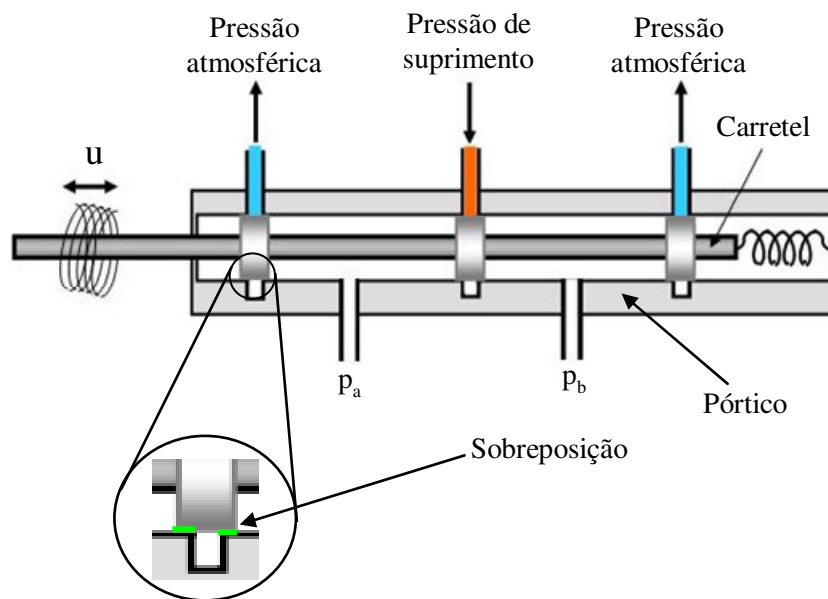


Figura 19: Visão em corte de uma servoválvula proporcional direcional

Para se obter um sistema de controle eficaz em atuadores pneumáticos é importante que a abertura dos orifícios da servoválvula seja proporcional ao sinal de controle aplicado. A presença da zona morta acaba prejudicando essa proporcionalidade desejada e necessita de compensação.

A identificação convencional da zona morta em servoválvulas direcionais é feita através de testes experimentais utilizando-se transdutores de vazão, estes transdutores são de

custo bastante elevado e podem inviabilizar a aplicação pretendida. A metodologia proposta por Valdiero et al (2005b) utiliza apenas transdutores de pressão, sendo que estes são mais acessíveis e muitas vezes já estão disponíveis no equipamento.

Para a identificação da região de zona morta é proposto um ensaio em malha aberta com um sinal de controle senoidal com amplitude de 10 volts e período 100 segundos dado pela equação

$$U(t) = -10 \cos\left(\frac{2\pi}{100}t\right). \quad (3.3)$$

Este sinal de controle resulta em dois trechos. No primeiro trecho, conforme mostra a Figura 20, o sinal de controle varia de 10 a -10 volts, onde é analisada dinâmica da pressão na câmara B do cilindro possibilitando a identificação do limite esquerdo da zona morta conforme mostra a Figura 21 a partir da compreensão da dinâmica das pressões em cada trecho.

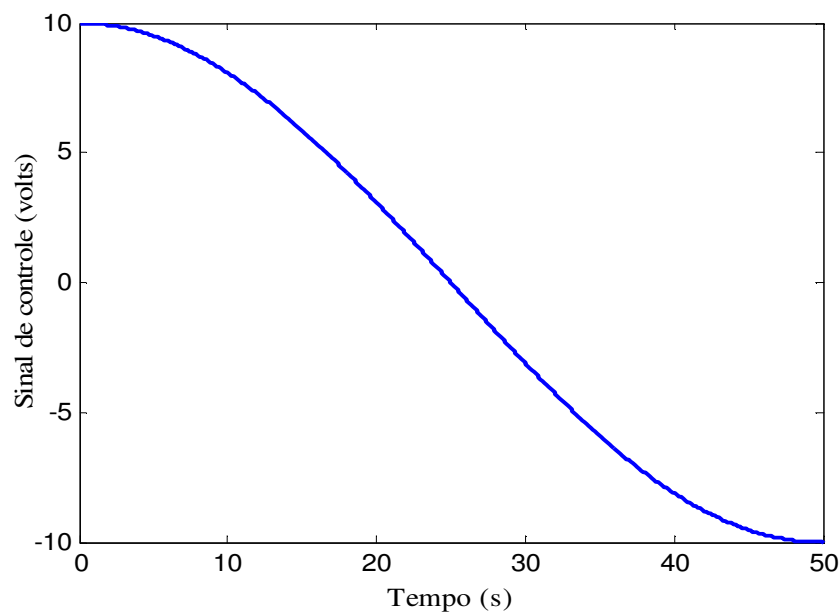


Figura 20: Trecho do sinal de controle diminuindo para determinação do limite esquerdo da zona morta

No trecho compreendido entre 10 até aproximadamente 1,5 volts, a válvula está posicionada de modo que a câmara B do cilindro esteja ligada com a pressão atmosférica e a câmara A com a pressão de suprimento, não permitindo significativas variações nas pressões e conseqüentemente não ocorrendo movimento do êmbolo do cilindro. No trecho

compreendido entre 1,5 a -1 volts, aproximadamente, a variação da pressão é causada pelos vazamentos internos da válvula, uma vez que o carretel está próximo a origem do seu deslocamento e este fecha os orifícios de passagem do ar sob pressão. Quando o sinal de controle ultrapassa o limite esquerdo da zona morta, observa-se uma variação brusca na pressão da câmara conforme indicação na Figura 21, em seguida, temos um trecho de diminuição da pressão causada pela movimentação do êmbolo do cilindro.

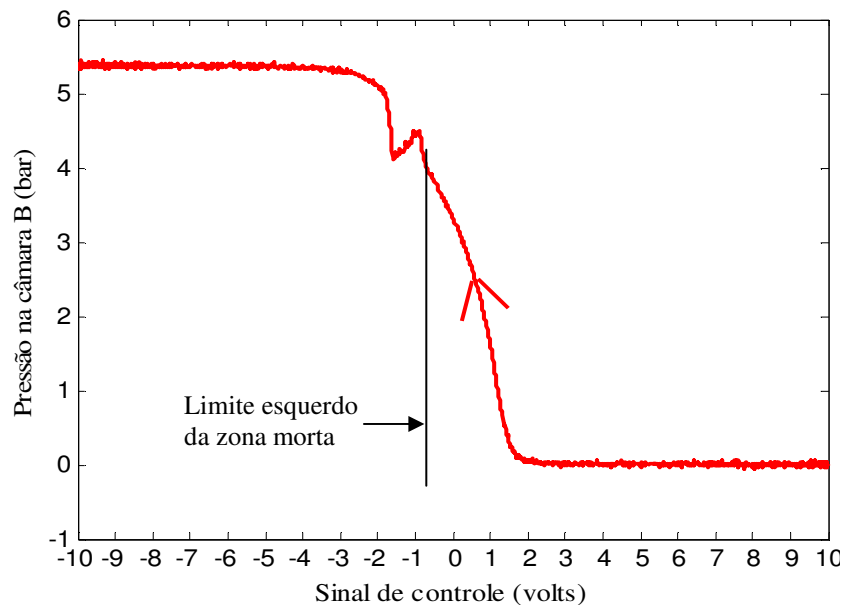


Figura 21: Variação da pressão na câmara B do cilindro e indicação do limite esquerdo da zona morta

Utilizando-se do mesmo raciocínio apresentado para identificação do limite direito da zona morta, foi analisado o segundo trecho da senóide do sinal de controle onde ocorre a variação uma variação de -10 a 10 volts, conforme mostra a Figura 22.

A dinâmica da pressão na câmara A do cilindro, causada pela variação do segundo trecho do sinal de controle mostrada na Figura 23 permite a identificação do limite direito da zona morta da servoválvula.

No trecho compreendido entre -1 volts até pouco mais de 1 volt aproximadamente a variação da pressão na câmara A do cilindro, ocorre devido aos vazamentos internos do carretel da servoválvula. Em seguida, o sinal de controle vence o limite direito da zona morta gerando uma variação brusca na pressão e em seguida temos o trecho de movimentação do êmbolo do cilindro.

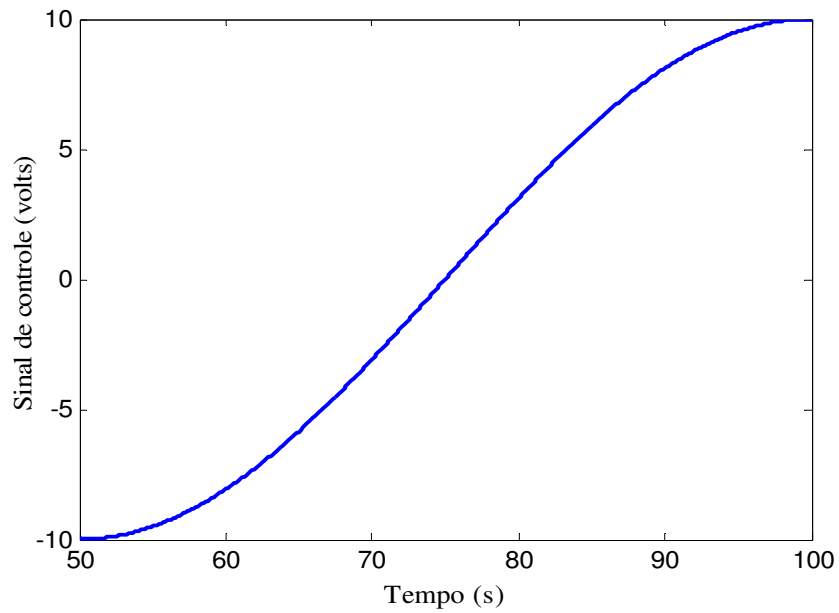


Figura 22: Trecho de sinal de controle aumentando para determinação do limite direito da zona morta

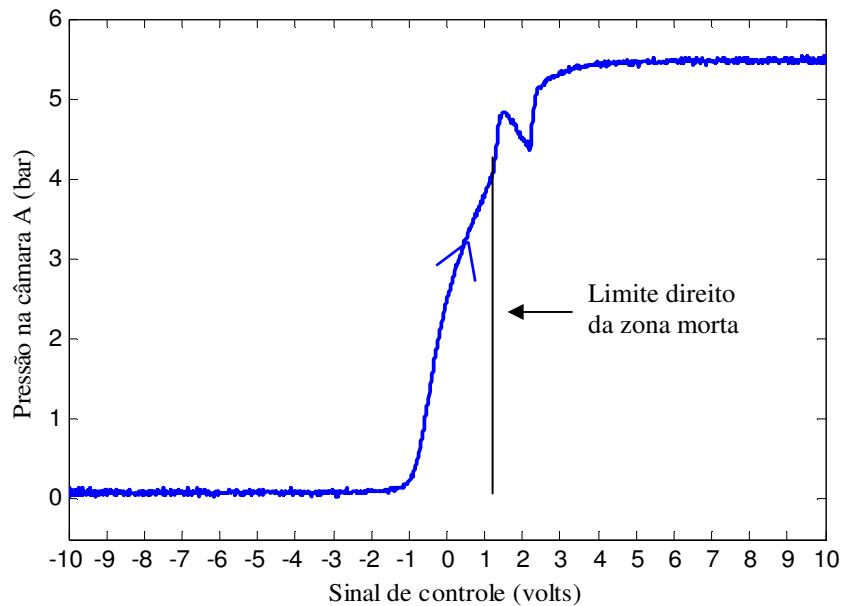


Figura 23: Variação da pressão na câmara A do cilindro e indicação do limite direito da zona morta

Os trechos onde ocorre variação da pressão devido aos vazamentos internos da servoválvula, acontecem a partir do momento em que o carretel começa a bloquear os orifícios de passagem do ar, neste trecho, o sinal de controle está próximo a sua origem e assim, estes vazamentos se tornam significativos. Observando-se toda a dinâmica das pressões em ambas as câmaras, pode-se perceber que estes trechos não são simétricos em relação à origem do sinal de controle. Pode se concluir com isso, que o centro (*zero*) da servoválvula

não está na origem do sinal do sinal de controle. A identificação do centro da servoválvula se dá através da determinação do ponto médio desses trechos de variação das pressões causadas pelos vazamentos internos. A Figura 24, mostra toda a dinâmica das pressões, em ambas as câmaras, gerada pelo sinal de controle senoidal aplicado a servoválvula em todo o seu período bem como as marcações do ponto central da servoválvula e dos limites da zona morta.

A determinação dos valores dos limites da zona morta bem como da posição central da servoválvula em relação à origem do sinal de controle, foi feita a partir da ampliação do gráfico da Figura 24 em software gráfico com sistemas de medidas. Os valores encontrados foram os seguintes: $zero = 0.1$ Volts, e a partir deste zero tem-se $zmd = zme = 0,88$ Volts. Os parâmetros md e me são ajustados para o valor unitário através da curva de compensação da válvula que ajusta o sinal de controle de 10 a -10 Volts para os limites de saturação da abertura.

No Capítulo 5 é apresentado o algoritmo para compensação da não linearidade de zona morta da servoválvula, na aplicação da metodologia de controle proposta nos testes experimentais.

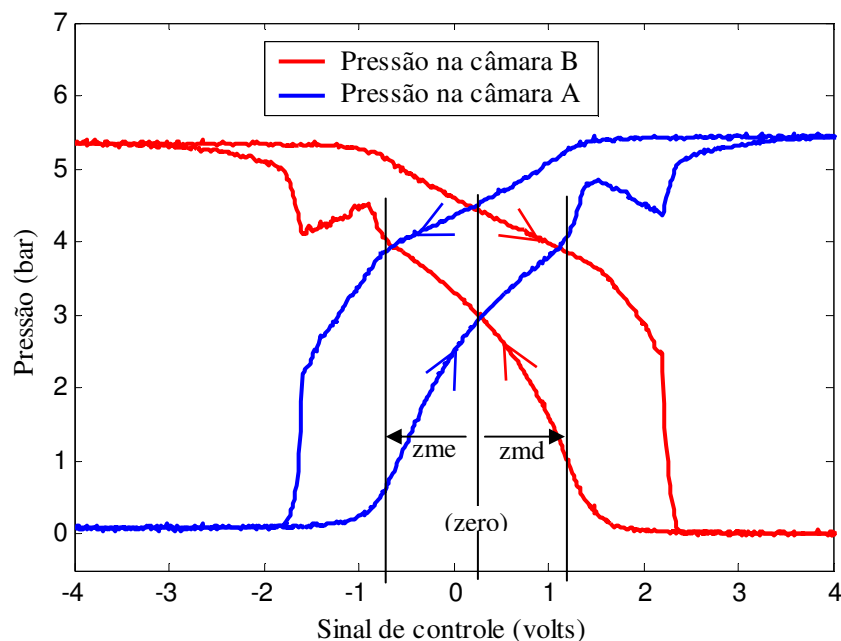


Figura 24: Dinâmica das pressões e marcação dos limites da zona morta

3.6 Discussões

Este capítulo descreveu a bancada experimental do atuador pneumático utilizada na validação do modelo proposto na seção 3.4. Foi realizada a determinação dos parâmetros do modelo na seção 3.3, verificou-se a existência da zona morta e realizou-se a identificação de seus parâmetros na seção 3.5.

A frequência natural do sistema ao ser aproximada por uma equação de quarto grau em relação à posição do atuador, ajusta-se com bastante precisão facilitando a aplicação da metodologia de controle proposta.

A simulação numérica do modelo matemático aproxima-se dos resultados experimentais na região de -0,2 m a 0,2 m da posição do atuador, possibilitando assim a reprodução do comportamento físico do sistema. Para a reprodução mais precisa desse comportamento se faz necessário a modelagem matemática de outras não linearidades existentes. A não linearidade de zona morta da servoválvula gera limitações no controle de posição e seguimento de trajetória. A metodologia de identificação da zona morta utilizada possibilitou tal identificação e é importante na elaboração de algoritmos de compensação dessa não linearidade. Tal metodologia foi submetida para publicação em Andrighetto et al. (2007).

O modelo matemático de terceira ordem adotado envolve simplificações e não descreve com precisão a dinâmica do sistema, mas possibilita a aplicação da metodologia de controle proposta, sendo assim de grande importância para os objetivos deste trabalho.

4 CONTROLE DO ATUADOR PNEUMÁTICO

4.1 Introdução

Neste capítulo é descrita a estratégia de controle de sistemas não lineares utilizada (RAFIKOV e BALTHAZAR, 2005) e a análise de estabilidade do sistema controlado. Em seguida apresenta-se o projeto do controlador do atuador pneumático e os resultados das simulações numéricas.

Sistemas de automação e controle são de extrema importância para o mundo atual. Em praticamente todas as atividades humanas encontram-se exemplos de sistemas de controle. Estes sistemas apresentam-se de maneira mais notável em processos industriais e de fabricação automatizados.

Na engenharia de controle dois estudos de casos são desenvolvidos, o controle em malha fechada e o controle em malha aberta. No controle em malha fechada, o sinal de controle é determinado a partir da avaliação dos desvios (erros) entre o sinal de saída e o sinal de referência com o objetivo de corrigir estes desvios. O diagrama básico de um sistema de controle em malha-fechada é mostrado na Figura 25.

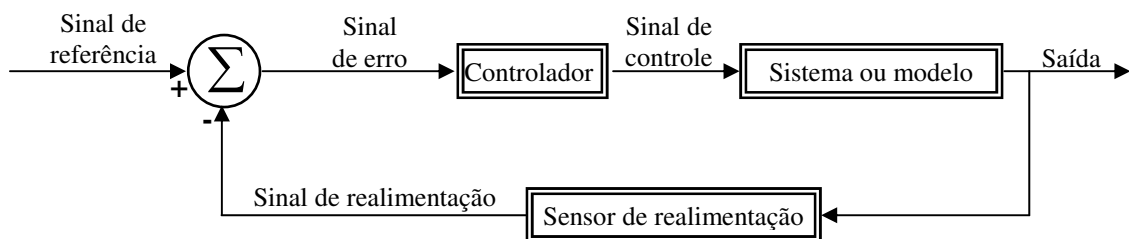


Figura 25: Diagrama de um sistema de controle em malha fechada

O controle em malha aberta consiste em aplicar um sinal de controle pré-determinado, esperando-se que ao final de um determinado tempo a variável controlada atinja um determinado valor ou apresente um determinado comportamento. Neste tipo de sistema de controle não são utilizadas informações sobre evolução do processo para determinar o sinal de controle a ser aplicado em um determinado instante, ou seja, o sinal de controle não é calculado a partir de uma medição do sinal de saída. A Figura 26 mostra o diagrama de um sistema de controle em malha aberta.

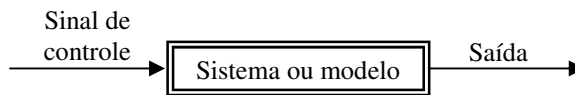


Figura 26: Diagrama de um sistema de controle em malha aberta

Ogata (1995), ao comparar os dois sistemas de controle, destaca vantagens do controle em malha fechada pelo fato de que o uso da realimentação torna a resposta do sistema relativamente insensível a perturbações externas e a variações internas dos parâmetros do sistema sendo assim um controle robusto. Pelo ponto de vista da estabilidade, o sistema em malha aberta é menos problemático, ao contrário do sistema em malha fechada, que ao tentar corrigir erros pode ocasionar oscilações de amplitude constantes ou crescentes em relação ao tempo.

Alguns trabalhos (BOBROW e McDONELL 1998, GUENTHER et al 2006, GYEVIKI et al 2005 e KARPENKO e SEPEHRI 2004) apresentam propostas de estratégias de controladores baseados no modelo matemático do atuador pneumático e mostram resultados mais precisos quando comparados com os controladores lineares clássicos (P, PI, PID) não baseados em modelo. Kawamura et al. (1989) apresenta um controlador clássico PI (Proporcional-Integral) aplicado a um atuador pneumático que tem a vantagem de ser de fácil implementação, mas possui limitações no controle preciso.

Andrighetto et al. (2003) apresenta os resultados experimentais e a comparação do controle PID (Proporcional-Integral-Derivativo) com um controlador comercial Festo adaptativo, realizando os testes de posicionamento com um atuador pneumático. Guenther et al. (2006) propôs um controlador cascata não linear com compensação de atrito baseada no modelo Lugre e mostra que a convergência dos erros de seguimento depende da regulação dos ganhos do controlador e do conhecimento dos parâmetros do sistema. Gyeviki et al. (2005) e Karpenko e Sepehri (2004) desenvolveram o controle não linear de modos deslizantes para tratar das dificuldades de controle do sistema.

Ambos os controladores não lineares baseados em modelos matemáticos obtiveram resultados satisfatórios, mas são de difícil implementação em aplicações industriais porque são baseados em modelos complexos e que exigem maior esforço computacional no cálculo das leis de controle. Neste contexto, surge a necessidade do desenvolvimento de estratégias de controle eficientes para atuadores pneumáticos, mas também de simples implementação.

O sistema mecânico em estudo neste trabalho apresenta uma dinâmica com características não lineares, conforme mostrado na seção 2.6, que dificultam a implementação de técnicas de controle linear clássico em aplicações na indústria que requerem precisão. Para superar tais dificuldades foi utilizada a metodologia de controle proposta por Rafikov e Balthazar (2005). O objetivo é projetar uma lei de controle U que permita o sistema atuador pneumático seguir um regime de trajetórias de estado desejadas, seja em testes de posicionamento ou em seguimento de trajetórias.

4.2 Controle Proposto para Sistemas não Lineares

Rafikov e Balthazar (2005) propõem uma metodologia de controle ótimo linear por realimentação para sistemas não lineares na forma de representação em variáveis de estado, tal como:

$$\dot{y} = Ay + g(y) \quad (4.1)$$

onde $y \in R^n$ é o vetor das variáveis de estado, $A \in R^{n \times n}$ é matriz constante formada pela parte linear do sistema e $g(y)$ o vetor cujos elementos são funções contínuas. Nesse contexto, o interesse é controlar o sistema e dessa forma posicioná-lo em um determinado ponto do curso do cilindro ou seguir uma trajetória desejada. Seja y_d o vetor função da trajetória desejada do sistema, então o sistema controlado tem a seguinte forma:

$$\dot{y} = Ay + g(y) + U \quad (4.2)$$

onde U é o vetor de controle que consiste de duas parcelas:

$$U = u_d + u_t \quad (4.3)$$

onde a parcela *feedforward* u_d mantém o sistema controlado na trajetória desejada e pode ser escrita da seguinte como:

$$u_d = \dot{y}_d - Ay_d - g(y_d). \quad (4.4)$$

A parcela *feedback* u_t estabiliza o sistema em torno da trajetória desejada, sendo:

$$u_t = Bu \quad (4.5)$$

onde B é uma matriz constante e u é o vetor de controle.

Definindo o desvio da trajetória do sistema (4.2) em relação à trajetória desejada, temos:

$$\tilde{y} = y - y_d \quad (4.6)$$

e usando (4.3) e (4.5) chega-se a equação da dinâmica do sistema em desvios:

$$\begin{aligned} \dot{y} &= Ay + g(y) + \dot{y}_d - Ay_d - g(y_d) + Bu \\ \dot{y} - \dot{y}_d &= A(y - y_d) + g(y) - g(y_d) + Bu \\ \dot{\tilde{y}} &= A\tilde{y} + g(y) - g(y_d) + Bu. \end{aligned} \quad (4.7)$$

A parte não linear do sistema (4.7) pode ser escrita como:

$$g(y) - g(y_d) = G(y, y_d)(y - y_d) \quad (4.8)$$

onde a matriz $G(y, y_d)$ é limitada e seus elementos são funções de y e y_d . Admitindo (4.8) o sistema (4.7) tem a forma:

$$\dot{\tilde{y}} = A\tilde{y} + G(y, y_d)\tilde{y} + Bu \quad (4.9)$$

onde o controle linear por realimentação de estados u é calculado por

$$u = -R^{-1}B^T P \tilde{y} \quad (4.10)$$

sendo que $P \in R^{n \times n}$ é matriz simétrica e satisfaz a equação de Riccati

$$PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (4.11)$$

na qual $Q \in R^{n \times n}$ e $R \in R^{n \times n}$ são matrizes constantes, definidas positivas, sendo Q simétrica, tais que a matriz:

$$\tilde{Q} = Q - G^T(y, y_d)P - PG(y, y_d) \quad (4.12)$$

seja definida positiva para a matriz G limitada.

Em Rafikov e Balthazar (2005) é feita a prova de estabilidade global a partir da análise de uma função de Lyapunov utilizando-se a dinâmica do sistema escrita em desvios (4.7), neste trabalho a prova de estabilidade do projeto de controle do atuador pneumático é detalhada na seção 4.3.

O vetor de controle u depende da escolha adequada das matrizes Q e R . Schmid (2004) propõe as seguintes etapas:

1. Escolher as matrizes Q e R e resolver a equação algébrica não-linear de Riccati (4.11), encontrando a matriz P .
2. Calcular a função de controle (4.10).
3. Calcular as trajetórias integrando o sistema (4.9).
4. Verificar se a condição (4.12) é satisfeita. Caso contrário, escolher outra matriz Q e repetir o processo a partir do item 1.

4.3 Análise de Estabilidade do Controle

Ao se projetar um sistema de controle, a característica mais importante do comportamento dinâmico desse sistema é a estabilidade global a partir do conhecimento de seus componentes.

Bewley (1999) e Chen (1997), assim como em vários outros trabalhos, a solução do problema de controle ótimo não-linear (4.9) é procurada em forma de controle linear por realimentação (4.10), porém em muitos casos o uso desse controle nem sempre é bem justificada. Rafikov e Balthazar (2005) determinam quais as condições que permitem a

utilização do controle ótimo linear por realimentação para sistemas não lineares e em que sentido esse controle é ótimo, formulando o seguinte teorema:

Se existem as matrizes Q e R definidas positivas, sendo Q simétrica tais que

$$\tilde{Q} = Q - G^T(y, y_d)P - PG(y, y_d) \quad (4.13)$$

seja definida positiva para a matriz G limitada, então o controle linear por realimentação

$$u = -R^{-1}B^T P \tilde{y} \quad (4.14)$$

é ótimo para transferir o sistema não linear (4.7) do estado inicial ao estado final

$$\tilde{y}(\infty) = 0 \quad (4.15)$$

minimizando o funcional (4.16):

$$\tilde{J} = \int_0^{\infty} (\tilde{y}^T \tilde{Q} \tilde{y} + u^T R u) dt, \quad (4.16)$$

Para sistemas lineares a função $g(x) \equiv 0$ e o controle ótimo é encontrado na forma (4.14) onde a matriz $P \in R^{n \times n}$ é simétrica e satisfaz a seguinte equação não linear algébrica de Riccati:

$$PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + Q = 0. \quad (4.17)$$

onde as matrizes $Q \in R^{n \times n}$ e $R \in R^{m \times m}$ são constantes, definidas positivas, cujos elementos são coeficientes de ponderabilidade do funcional

$$J = \int_0^{\infty} (\tilde{y}^T Q \tilde{y} + u^T R u) dt. \quad (4.18)$$

Este teorema foi formulado com base no segundo método de Lyapunov para minimizar o índice de desempenho quadrático do controle. A equação não linear algébrica de

Riccati tem solução única em P positiva e simétrica para quaisquer $R > 0$ e $Q \geq 0$ dadas. O sistema controlado (4.9) tem estabilidade global, pois existe a função de Lyapunov

$$V = \tilde{y}^T P \tilde{y} \quad (4.19)$$

positiva definida, cuja derivada, calculada nas trajetórias ótimas do sistema (4.9) é definida negativa pois,

$$\dot{V} = -\tilde{y}^T \tilde{Q} \tilde{y} - u^T R u \quad (4.20)$$

onde \tilde{Q} e R são definidas positivas.

A garantia de aplicabilidade do controle ótimo linear por realimentação para sistemas não lineares é dada pela positividade da matriz \tilde{Q} . A dificuldade de calcular a matriz \tilde{Q} analiticamente nos leva a formulação de uma função $h(t)$, dada por:

$$h(t) = \tilde{y}^T \tilde{Q} \tilde{y}. \quad (4.21)$$

que caracteriza a soma dos desvios quadrados do sistema da trajetória desejada. Se $h(t)$ é definida positiva, então \tilde{Q} também é definida positiva e dessa forma o controle é ótimo. Através de simulações numéricas (seção 4.5) é possível mostrar a positividade da função $h(t)$.

De acordo com Ogata (1997) o índice de desempenho dado pelo funcional (4.18) pode ser calculado através da equação:

$$\tilde{J} = \tilde{y}^T(0) P \tilde{y}(0) \quad (4.22)$$

e assim o índice de desempenho \tilde{J} pode ser obtido em termos do estado inicial $\tilde{y}(0)$ do sistema e da matriz P .

Como consequência da lei de controle ótimo (4.14), os elementos da matriz $K = R^{-1} B^T P$ são determinados de forma a minimizar o índice de desempenho (4.16), então $u(t) = -K \tilde{y}(t)$ é ótimo para qualquer estado inicial $\tilde{y}(0)$. A Figura 27 mostra o diagrama de blocos do sistema controlado.

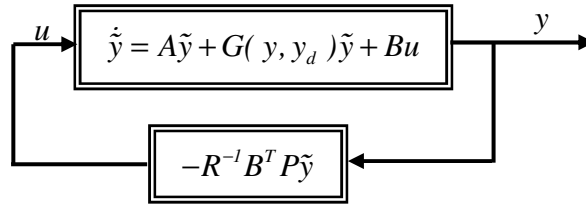


Figura 27: Sistema de controle ótimo

4.4 Projeto de Controle do Atuador Pneumático

Nesta seção aplica-se a metodologia de controle ótimo linear por realimentação ao modelo matemático do atuador pneumático, dado em (2.16) e escrito na forma vetorial (2.19).

Para o modelo adotado, a lei de controle U do sistema controlado (4.2) é escrita como:

$$U = K_q \omega_n^2 U_T \tag{4.23}$$

onde U_T é o sinal de controle em volts aplicado a servoválvula. Dessa forma, a parcela de controle *feedforward* u_d é dada por:

$$u_d = \dot{y}_{3d} + (\omega_n(y_1))^2 y_{2d} + 2\xi\omega_n(y_1)y_{3d} \tag{4.24}$$

Definindo os desvios da trajetória do sistema como:

$$\tilde{y} = \begin{bmatrix} y_1 - y_{1d} \\ y_2 - y_{2d} \\ y_3 - y_{3d} \end{bmatrix} \tag{4.25}$$

e admitindo (4.24) chegamos ao sistema em desvios:

$$\dot{\tilde{y}} = A\tilde{y} + g(y) - g(y_d) + Bu \tag{4.26}$$

sendo

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -E_t^2 & -2\xi E_t \end{bmatrix} \quad (4.27)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (4.28)$$

Conforme mencionado na seção anterior, a escolha adequada das matrizes Q e R , influenciam diretamente na estabilidade do controle. Com o intuito de facilitar a determinação dos parâmetros da matriz Q geralmente é feita a opção por uma matriz diagonal, uma vez que a escolha da matriz ideal se dá através de tentativas e erros. Os elementos da diagonal da matriz Q irão determinar os ganhos relativos aos desvios das variáveis do espaço de estado. Segundo Ogata (1997), para se ter uma resposta rápida para o controle, o elemento Q_{11} deve ser suficientemente grande em relação aos demais elementos da diagonal e também em relação aos elementos de R . Escolhendo

$$Q = \begin{bmatrix} 3,55 \times 10^{10} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

$$R = [1] \quad (4.30)$$

obtem-se

$$P = \begin{bmatrix} 1,28 \times 10^9 & 1,82 \times 10^7 & 1,88 \times 10^5 \\ 1,82 \times 10^7 & 3,29 \times 10^5 & 3,67 \times 10^3 \\ 1,88 \times 10^5 & 3,67 \times 10^3 & 5,19 \times 10 \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

resolvendo a equação algébrica de Riccati através da função LQR do software MATLAB.

A função de controle ótimo (4.10) resulta em:

$$u = -[1,88 \times 10^5 \quad 3,67 \times 10^3 \quad 5,19 \times 10] \tilde{y} \quad (4.32)$$

onde o primeiro elemento é relativo aos desvios de deslocamento (variável de estado y_1), o segundo é relativo aos desvios de velocidade (variável de estado y_2) e o terceiro elemento é relativo aos desvios de aceleração (variável de estado y_3), da trajetória desejada.

A escolha das matrizes Q e R se deram através da simulação numérica do controle direcionando o sistema a um ponto fixo. Estas matrizes resultam na convergência mais rápida para o ponto desejado, sem que o sistema ultrapasse esse ponto. Tomando valores maiores para a matriz Q , pode-se alcançar uma convergência ainda mais rápida nas simulações numéricas, mas esse fato implica em uma oscilação do sistema em torno do ponto desejado, fato este que na aplicação pode diminuir a vida útil do equipamento. Outro fator limitante que deve ser analisado é a saturação do sinal de controle da servoválvula, que está na faixa de ± 10 volts, a escolha de valores maiores para a matriz Q implicará na geração de um sinal de controle que ultrapassa essa capacidade, sendo dessa forma incompatível com a aplicação aos testes experimentais. Na próxima seção é mostrada a simulação numérica dos dois estudos de caso.

4.5 Simulação Numérica

Nesta seção apresentam-se os resultados das simulações numéricas do controle ótimo linear por realimentação aplicado no atuador pneumático em dois estudos de caso, controle direcionando o sistema a um ponto fixo (posicionamento) e seguimento de trajetória desejada. Conforme já mencionado anteriormente, para realização de simulações numéricas do controle proposto foi utilizada a ferramenta computacional MatLab/Simulink. Foi configurado o método de integração ODE45 com passo de 0.001 segundos. A Figura 28 ilustra o diagrama de blocos do sistema controlado utilizado nas simulações numéricas do controle. Os detalhes da programação do controlador são mostrados na Figura 29. A rotina do MatLab contendo os dados utilizados nas simulações numéricas do controle proposto podem ser verificados no apêndice B.

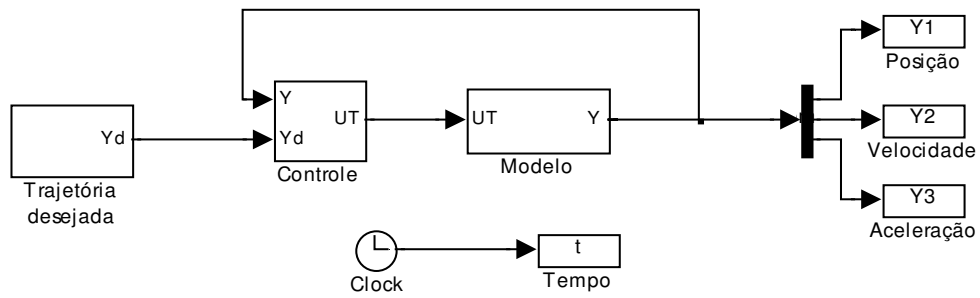


Figura 28: Diagrama de blocos do sistema controlado construído no Simulink

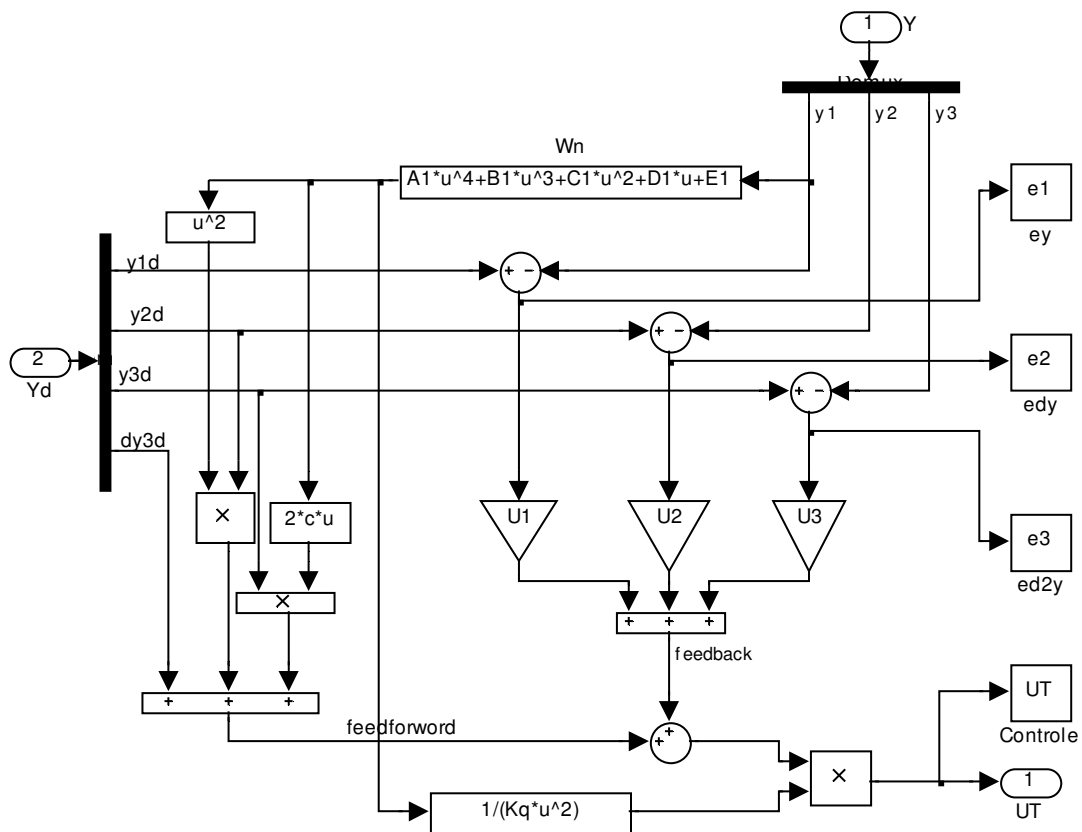


Figura 29: Diagrama de blocos do controlador construído no Simulink

4.5.1 Controle Ótimo Linear Direcionando o Sistema a um Ponto Fixo

Seja $y_1 = 0,25$, $y_2 = 0$ e $y_3 = 0$ a condição inicial do sistema (2.16) de forma que o atuador pneumático esteja parado em sua extremidade positiva. Seja

$$y_d = \begin{bmatrix} -0,15 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.33)$$

o ponto escolhido para o qual deve ser direcionado o sistema. Dessa forma

$$\tilde{y} = \begin{bmatrix} y_1 - y_{d1} \\ y_2 - y_{d2} \\ y_3 - y_{d3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_1 + 0,15 \\ y_2 \\ y_3 \end{bmatrix}, \quad (4.34)$$

com a escolha das matrizes (4.29) e (4.30) e admitindo (4.9) e (4.4), chegamos ao sistema descrito direcionado ao ponto fixo desejado. A Figura 30 mostra o resultado do deslocamento do sistema direcionado a um ponto fixo.

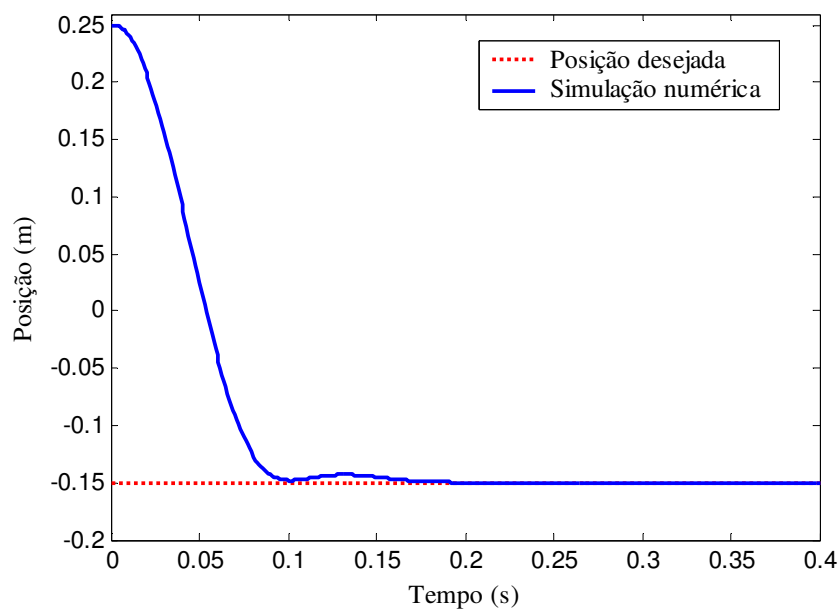


Figura 30: Deslocamento do sistema direcionado a um ponto fixo desejado

Para direcionar o sistema (2.16) a um ponto fixo, o controle U é gerado apenas pela parcela *feedback*, pois a parcela *feedforward* é nula neste caso. A Figura 31 ilustra o sinal de controle U_T aplicado a servoválvula que resulta deste controle.

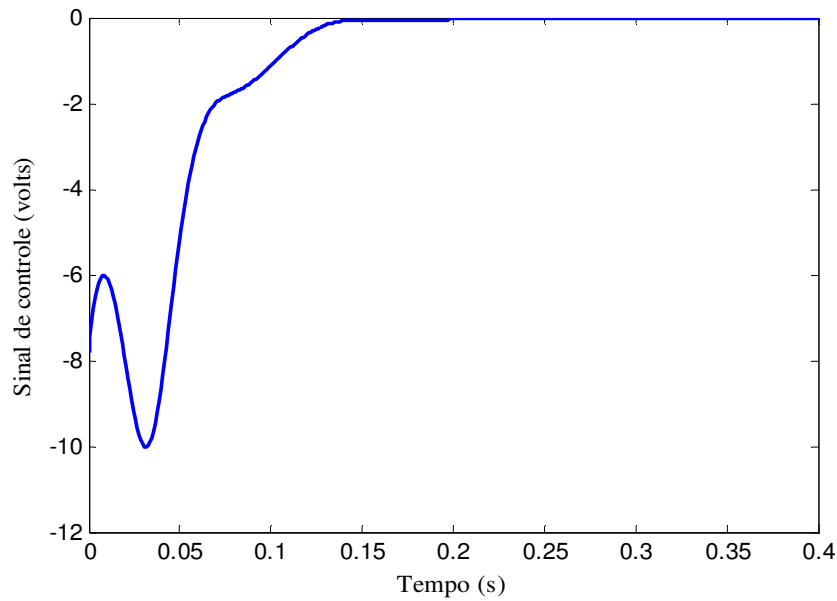


Figura 31: Sinal de controle direcionando o sistema ao ponto fixo desejado

Conforme mencionado na seção anterior, é possível obter através de simulações numéricas uma convergência mais rápida para o ponto fixo desejado, porém este caso ultrapassa as limitações e pode ser prejudicial ao mecanismo. Com o intuito de demonstrar esse caso, foi escolhida uma matriz Q dada por:

$$Q = \begin{bmatrix} 1 \times 10^{12} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.35)$$

que resulta em uma função de controle

$$u = - \left[1 \times 10^6 \quad 1,65 \times 10^4 \quad 1,42 \times 10^2 \right] \tilde{y}. \quad (4.36)$$

A Figura 32 mostra o sistema direcionado ao ponto fixo desejado para a matriz (4.35) escolhida. Podemos observar que o sistema oscila antes de se estabilizar em torno da posição desejada.

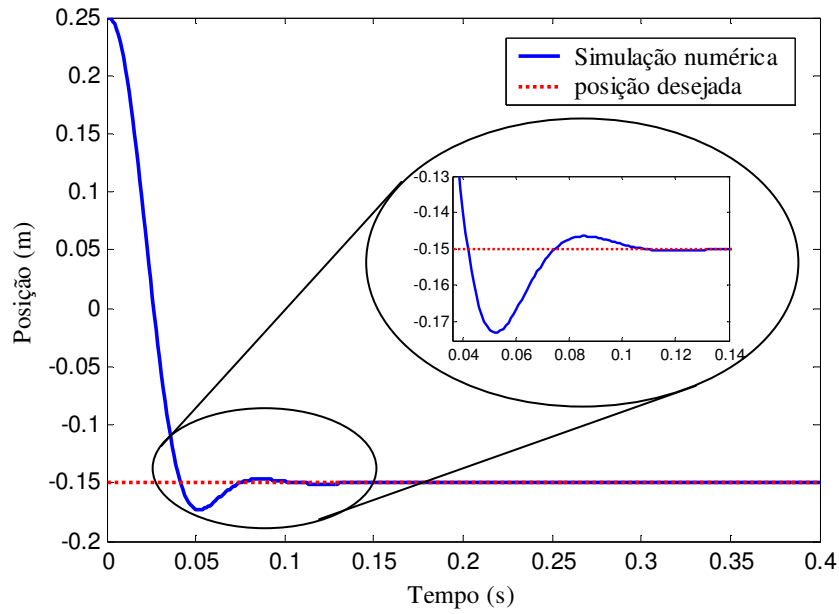


Figura 32: Sistema direcionado ao ponto fixo desejado 2º caso.

O sinal de controle gerado nessa simulação e mostrado na Figura 33 ultrapassa os limites de saturação do sinal de entrada da servoválvula de forma bastante significativa, fato que inviabiliza na prática o uso da matriz (4.35) na aplicação do controle.

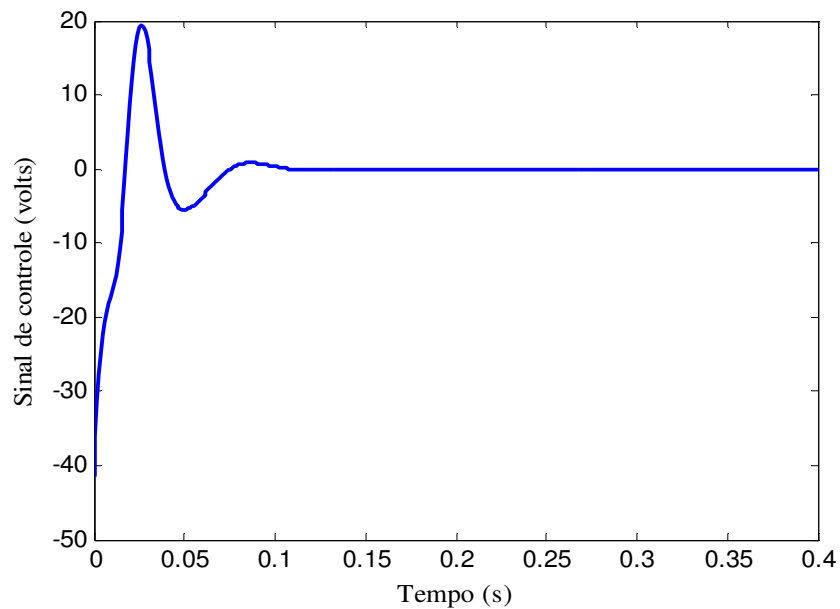


Figura 33: Sinal de controle direcionando o sistema ao ponto desejado 2º caso

4.5.2 Controle Ótimo Linear Direcionando o Sistema a uma Trajetória Desejada

Nesta seção é apresentado o estudo de caso do controle direcionando a dinâmica do sistema a uma trajetória desejada. A trajetória escolhida foi a função harmônica:

$$x(t) = 0,2 \cos(2t) \quad (4.37)$$

A trajetória periódica escolhida, escrita nas três variáveis de estado tem a forma:

$$y_d = \begin{bmatrix} y_{d1} \\ y_{d2} \\ y_{d3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,2 \cos(2t) \\ -0,4 \sin(2t) \\ -0,8 \cos(2t) \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

e conseqüentemente

$$\tilde{y} = \begin{bmatrix} y_1 - y_{d1} \\ y_2 - y_{d2} \\ y_3 - y_{d3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_1 - 0,2 \cos(2t) \\ y_2 + 0,4 \sin(2t) \\ y_3 + 0,8 \cos(2t) \end{bmatrix} \quad (4.39)$$

A Figura 34, Figura 35 e Figura 36 ilustram os três estados da dinâmica do sistema atuador pneumático direcionado ao seguimento da trajetória escolhida.

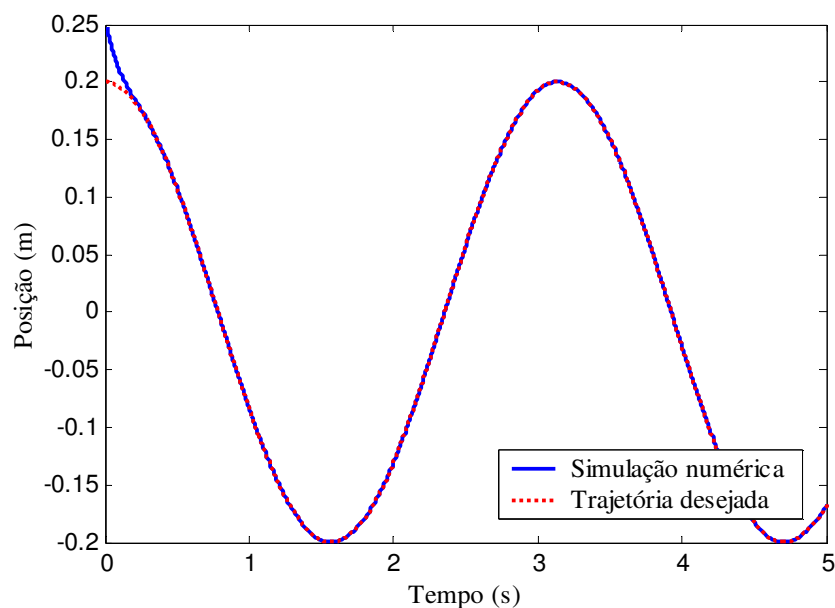


Figura 34: Deslocamento do sistema direcionado a trajetória desejada

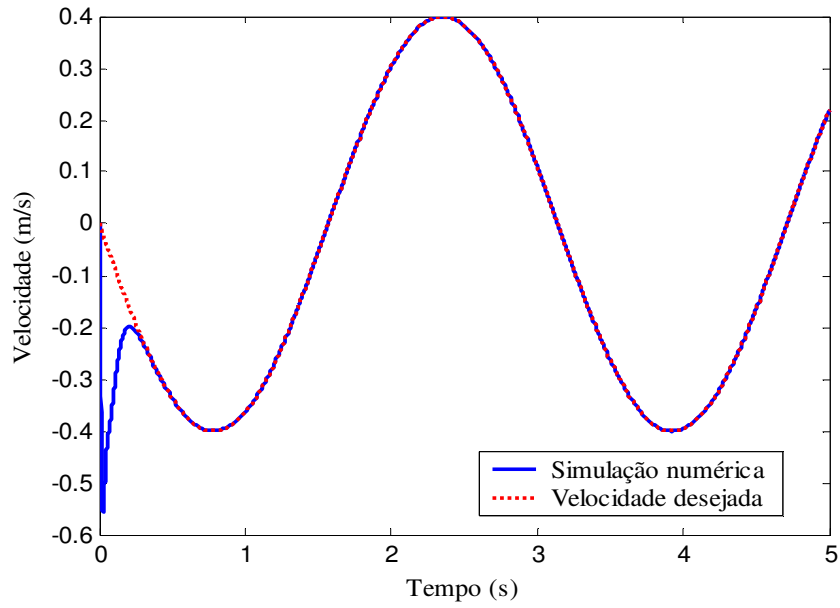


Figura 35: Velocidade do sistema direcionado a trajetória desejada

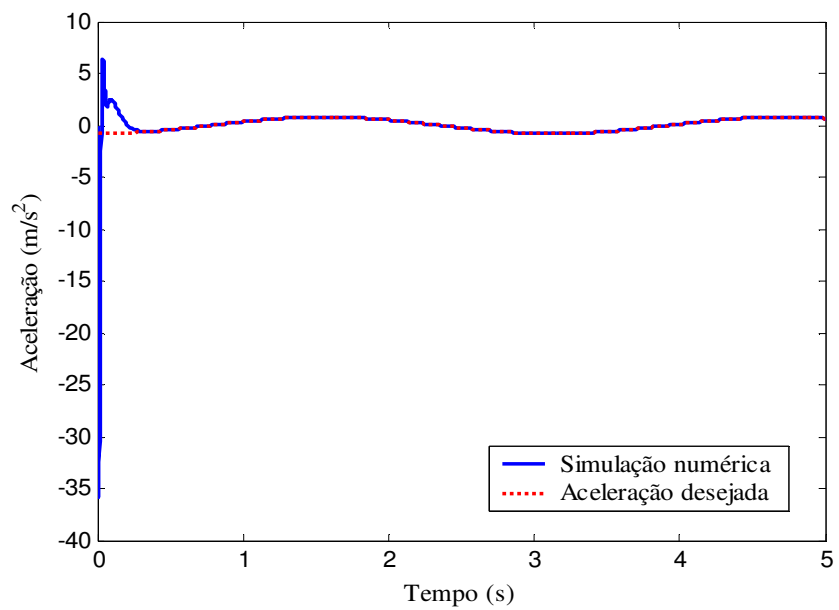


Figura 36: Aceleração do sistema direcionado a trajetória desejada

O sinal de controle U_T mostrado na Figura 37 resulta da soma das parcelas *feedback* e *feedforward* para direcionar o sistema dinâmico à trajetória desejada.

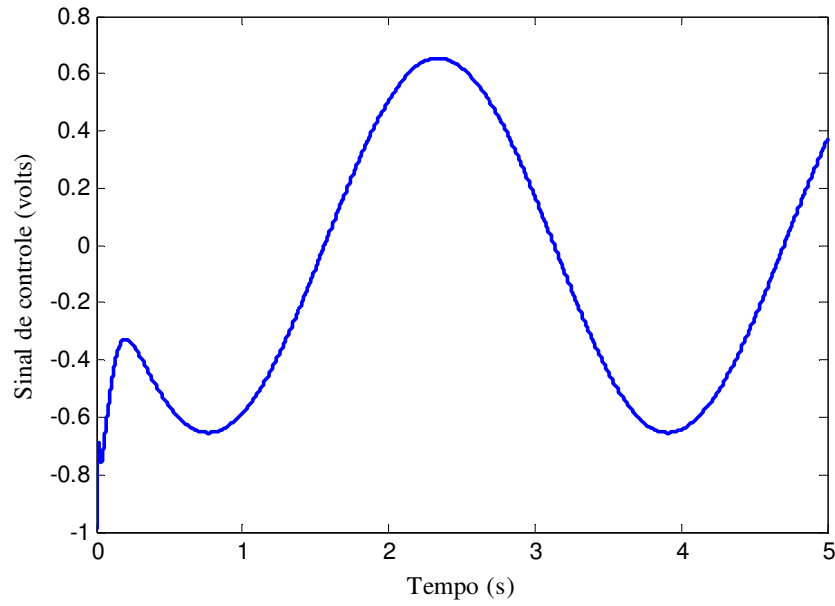


Figura 37: Sinal de controle direcionando o sistema a trajetória desejada

Conforme mencionado na seção 4.4 para garantir a estabilidade do sistema é necessário avaliar a positividade da matriz \tilde{Q} (4.13) através da função $h(t)$ (4.21) a partir de seu estado inicial $\tilde{y}(0)$. Para a determinação da matriz \tilde{Q} é necessário conhecer a matriz G . A partir do desenvolvimento teórico apresentado através das equações (4.7) e (4.8), o sistema em desvios tem a forma:

$$\dot{\tilde{y}} = A\tilde{y} + G(y, y_d)\tilde{y} + Bu \quad (4.40)$$

onde A é matriz constante obtida da parte linear do sistema e G da parte não linear dada por

$$G = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & -f_1 & -2cf_2 \end{bmatrix} \quad (4.41)$$

onde

$$\begin{aligned} f_1 = & A_l (\tilde{y}_l(0))^8 + 2A_l B_l (\tilde{y}_l(0))^7 + (2A^l C_l + B_l) (\tilde{y}_l(0))^6 + \\ & + (2B^l C_l + 2A_l D_l) (\tilde{y}_l(0))^5 + (2A^l E_l + 2B_l D_l + C_l^2) (\tilde{y}_l(0))^4 \\ & + (2B^l E_l + 2C_l D_l) (\tilde{y}_l(0))^3 + 2C_l E_l (\tilde{y}_l(0))^2 + 2D_l E_l (\tilde{y}_l(0)) \end{aligned} \quad (4.42)$$

$$f_2 = A_l (\tilde{y}_l(0))^4 + B_l (\tilde{y}_l(0))^3 + C_l (\tilde{y}_l(0))^2 + D_l \tilde{y}_l(0) \quad (4.43)$$

O desenvolvimento algébrico para obtenção da matriz G pode ser verificado no Apêndice C.

A Figura 38 ilustra o comportamento da matriz h para o caso do controle direcionando o sistema a um ponto fixo. O segundo caso analisado a partir da simulação numérica, trata-se do controle direcionando o sistema a uma trajetória desejada, em ambos os casos, podemos observar que os valores de h , são sempre positivos e tendem a zero satisfazendo a condição de estabilidade do controle.

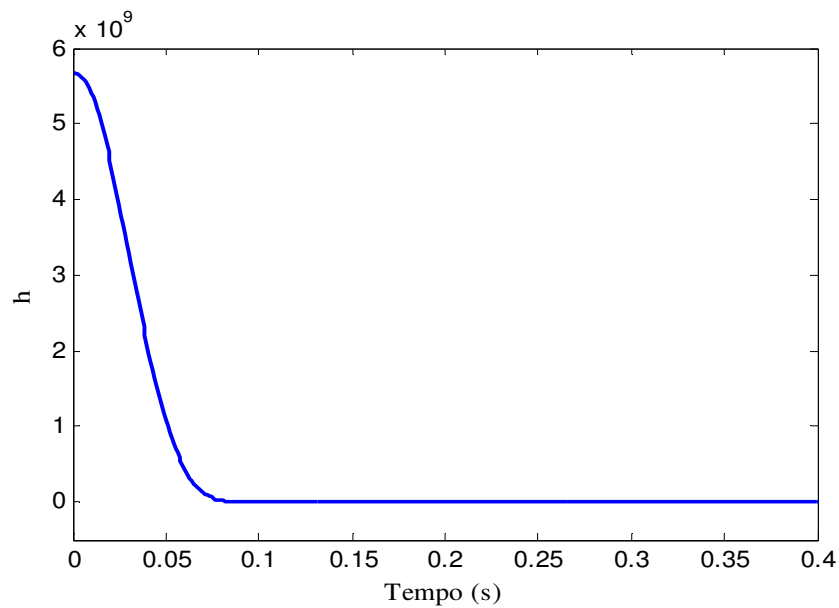


Figura 38: Valor de h para o sistema direcionado a um ponto fixo.

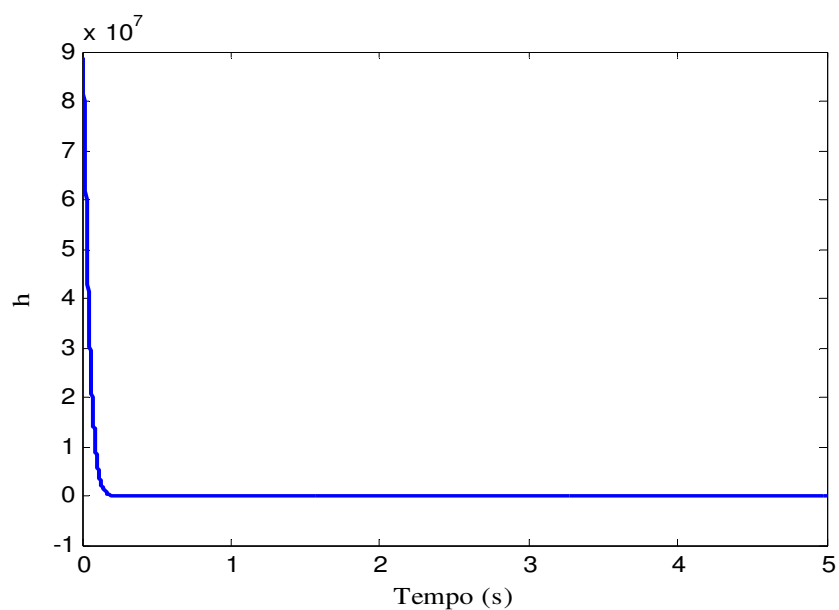


Figura 39: Valor de h para o sistema direcionado ao seguimento de uma trajetória desejada

Os resultados da formulação do problema de controle do atuador pneumático e da simulação numérica do controle direcionando o sistema a um ponto fixo e ao seguimento de uma trajetória desejada encontram-se em Bavaresco et al. (2006b).

4.6 Discussões

Este capítulo apresentou inicialmente uma breve reflexão sobre sistemas de automação e metodologias de controle. Apresenta a formulação da síntese de controle proposto para sistemas não lineares utilizada neste trabalho. A prova de estabilidade é feita com base na teoria de Lyapunov com a determinação das condições necessária que permitem a utilização do controle proposto para sistemas não lineares, estipuladas por Rafikov e Balthazar (2005).

O projeto de controle do atuador pneumático a partir do modelo adotado permitiu a simulação numérica do sistema controlado direcionado a um ponto fixo e ao segmento de uma trajetória desejada. A garantia de estabilidade do sistema controlado, baseada nos desvios de seu estado inicial é mostrada como resultados das simulações numéricas onde é comprovada a positividade da matriz Q , satisfazendo a condição de estabilidade do controle.

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1 Introdução

Neste capítulo são apresentados os resultados dos testes experimentais realizados na bancada de testes descrita na seção 3.2. Estes resultados têm como objetivo validar experimentalmente os desenvolvimentos teóricos do capítulo 4, com o intuito de contribuir para a solução do problema de controle de atuadores pneumáticos.

Os testes foram realizados com o ar comprimido fornecido ao atuador à temperatura de 26 °C e à pressão de suprimento de $5,2 \pm 0,1$ bar. A placa dSPACE DS1102 foi configurada com uma taxa de amostragem de 1ms e taxa de aquisição de 25 ms.

Nas seções seguintes, apresentam-se o planejamento das trajetórias desejadas utilizadas nos testes experimentais, o esquema de compensação da zona morta da servoválvula, a aplicação do controle proporcional ao atuador pneumático e os resultados da aplicação do controle proposto neste trabalho, detalhando-se o ajuste dos fatores de ganho e as condições adequadas para executar as tarefas de seguimento de trajetória e posicionamento.

Este capítulo apresenta também a aplicação do controle proposto a um robô cartesiano acionado pneumaticamente, projetado para desenvolver tarefas de acabamento superficial de painéis metálicos, incluindo descrição do robô, planejamento das trajetórias, testes experimentais e apresentação de corpos de prova em chapas metálicas, resultantes da escovação.

5.2 Planejamento de Trajetórias

Os testes experimentais realizados têm como objetivos validar o controle apresentado na seção 4 para fins de seguimento de trajetória e posicionamento preciso. Foram testadas duas trajetórias contínuas, uma senoidal e outra polinomial com trechos de paradas em posições próximas às extremidades.

A trajetória senoidal escolhida com período 10 s e amplitude 0,2 m pode ser descrita por (5.1).

$$y_d(t) = -0,2 \cos\left(\frac{2\pi}{10}t\right) \quad (5.1)$$

Na segunda trajetória foi utilizada uma curva com polinômios de sétima ordem com trechos de parada próximos às extremidades. Esta trajetória apresenta uma característica fundamental que é a existência da primeira, segunda e terceira derivadas, correspondentes à velocidade, aceleração e derivada da aceleração utilizadas na lei de controle. Para que a trajetória escolhida apresente suavidade é necessário a compatibilização de condições iniciais e finais para a trajetória e suas três derivadas. Estas condições iniciais e finais da função polinomial são determinadas a partir das posições de parada da trajetória, ou seja, para a equação polinomial de sétima ordem (5.2),

$$y(t) = At^7 + Bt^6 + Ct^5 + Dt^4 + Et^3 + Ft^2 + Gt + H \quad (5.2)$$

$$y(0) = Pi, \quad y'(0) = y''(0) = y'''(0) = 0$$

e

$$y(t_e) = Desl, \quad y'(t_e) = y''(t_e) = y'''(t_e) = 0$$

onde t_e é o tempo de deslocamento da trajetória polinomial, $Desl$ é o distância percorrida sobre a trajetória polinomial e Pi é a posição inicial do atuador.

A programação adequada da trajetória polinomial deve permitir o ajuste da posição inicial e final da trajetória polinomial, bem como o tempo de deslocamento através desta equação e o tempo de espera nos testes de parada.

Para os testes realizados, foram escolhidos trechos y_p de parada de 5 s e trechos de deslocamento através da trajetória polinomial y_d também de 5 s. O início da trajetória se dá com um trecho de parada na posição -0,2 m do cilindro seguido de um trecho de deslocamento até a posição 0,2 m. Após o período de parada, retorna a posição inicial através da função $-y_d$. A trajetória desejada com duas repetições desse deslocamento pode ser descrita pela equação (5.3).

$$Y(t) = \begin{cases} -0,2, & t \leq 5; \\ y_d(t-5) - 0,2, & 5 < t < 10; \\ 0,2, & 10 \leq t \leq 15; \\ -y_d(t-15) + 0,2, & 15 < t < 20; \\ -0,2, & 20 \leq t \leq 25; \\ y_d(t-20) - 0,2, & 25 < t < 30; \\ 0,2, & 30 \leq t \leq 35; \\ -y_d(t-35) + 0,2, & 35 < t < 40; \\ -0,2, & t \geq 40; \end{cases} \quad (5.3)$$

onde

$$y_d(t) = -5,12 \times 10^{-5} t^7 + 8,96 \times 10^{-4} t^6 - 5,376 \times 10^{-3} t^5 + 1,12 \times 10^{-2} t^4 \quad (5.4)$$

Os testes experimentais através da trajetória senoidal têm como objetivo avaliar o desempenho do controlador nos trechos de inversão do movimento, enquanto a trajetória polinomial busca avaliar o posicionamento nos trechos de parada.

5.3 Controle Proporcional e a Compensação de Zona Morta

Nesta seção são mostrados os resultados experimentais do controle clássico linear proporcional sem e com a compensação de zona morta. Os resultados do controle proporcional servem de base comparativa para a análise da importância da compensação da não linearidade de zona morta e também como testemunha frente à estratégia de controle proposta para sistemas não lineares.

Conforme descrito na seção 3.5, a não linearidade de zona morta em servoválvulas gera limitações significativas no desempenho de controladores, diante disso, faz-se necessário a construção de sua inversa para compensação dessa imperfeição, minimizando assim os efeitos limitantes ao controlador.

Segundo Valdiero (2005b), os parâmetros da zona morta são de difícil determinação exata, prejudicando o cancelamento perfeito dessa não linearidade. Além disso, faz-se necessário a suavização da zona morta em trechos próximos a origem, para evitar a descontinuidade e as oscilações em torno da origem do sinal. O conhecimento dos parâmetros

da zona morta e a sua compensação através da inversa suavizada permite a minimização dos efeitos de degradação do desempenho de forma bastante significativa.

A representação matemática da compensação da zona morta (inversa) é dada pela equação (5.5),

$$U_{czm}(t) = \begin{cases} \frac{U_d(t)}{m_d} + zmd & \text{se } U_d(t) \geq lc \\ \frac{U_d(t)}{m_e} - zmd & \text{se } U_d(t) \leq -lc \\ \left(\frac{zmd + lc/m_d}{lc}\right)U_d(t) & \text{se } 0 \leq U_d(t) \leq lc \\ \left(\frac{zme + lc/m_e}{lc}\right)U_d(t) & \text{se } -lc \leq U_d(t) \leq 0 \end{cases} \quad (5.5)$$

onde U_d é a entrada de sinal de controle desejável sem a existência da zona morta, lc é a largura de suavização utilizada na compensação, U_{czm} é a saída de sinal compensado, m_e e m_d são as inclinações que representam a proporcionalidade entre a entrada e a saída. A Figura 40 mostra a representação gráfica da inversa da zona morta suavizada.

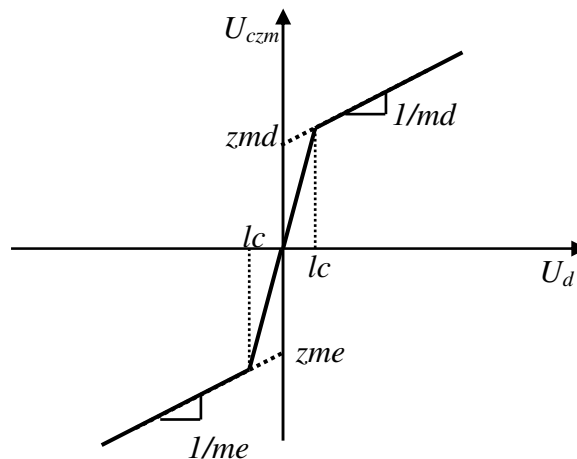


Figura 40: Representação gráfica da inversa da zona morta com trechos de suavização próximos a origem

Para implementação da compensação da zona morta foi desenvolvida a rotina de programação mostrada no diagrama de blocos através da Figura 41, foram utilizados valores iguais e unitário para as inclinações ($m_d = m_e = 1$) e 0,05 para a largura de suavização da compensação ($lc = 0,05$). O valor da largura lc é ajustado através de uma solução de compromisso entre a qualidade do sinal de controle e a efetiva compensação da zona morta.

Ou seja, se lc é muito grande há uma subcompensação da zona morta e se é muito pequeno podem ocorrer oscilações do sinal de controle devido ao chaveamento perto da origem.

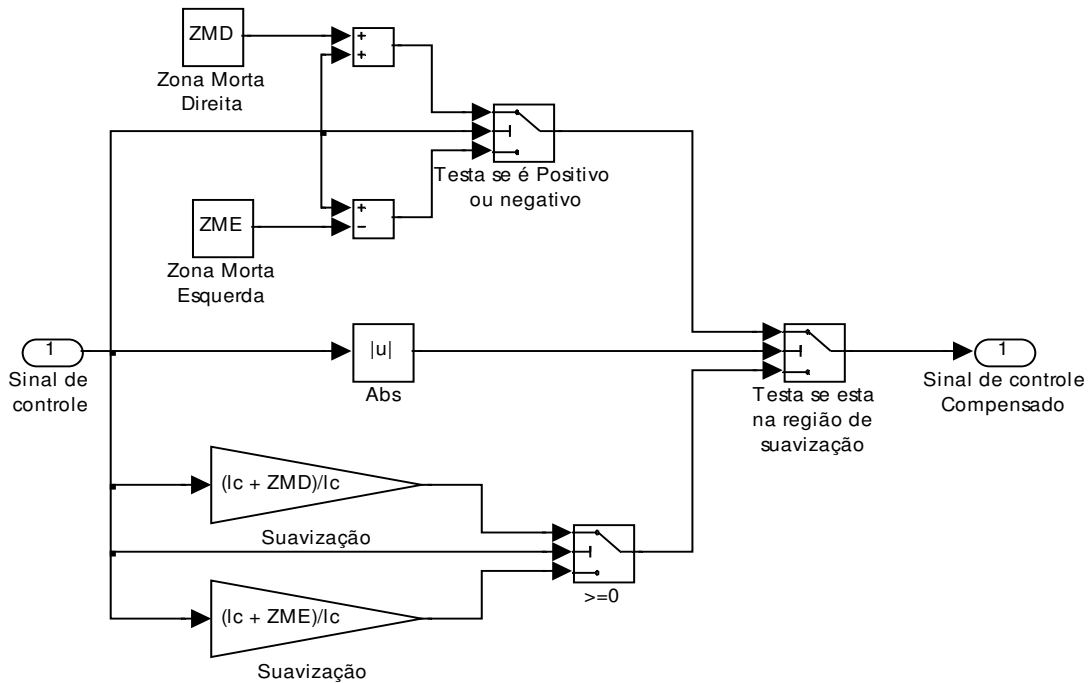


Figura 41: Diagrama de blocos da programação da compensação da zona morta

Para demonstrar as limitações do controle sem a compensação da zona morta da servoválvula, foi implementado o controle proporcional e o esquema de compensação da zona morta em testes experimentais para as trajetórias senoidal e polinomial definidas pelas equações (5.1) e (5.3), respectivamente.

O sinal de controle gerado pelo controlador proporcional aplicado a servoválvula é dado pela equação (5.6):

$$U_T(t) = K_p (y_i(t) - y_{ld}(t)) \quad (5.6)$$

onde K_p é o ganho proporcional ao erro de posicionamento. A compensação da zona morta através do sinal de controle, baseada na inversa fixa é feita na saída do controlador, pois esta é uma não linearidade de entrada da planta.

Foi ajustado um ganho proporcional $K_p = 20$ de forma que se obtenham os menores erros de posicionamento sem que haja oscilações no deslocamento do êmbolo do

atuador e conseqüentemente no sinal de controle gerado. A Figura 42 mostra uma visão geral do seguimento de trajetória com o controlador sem e com a compensação da zona morta.

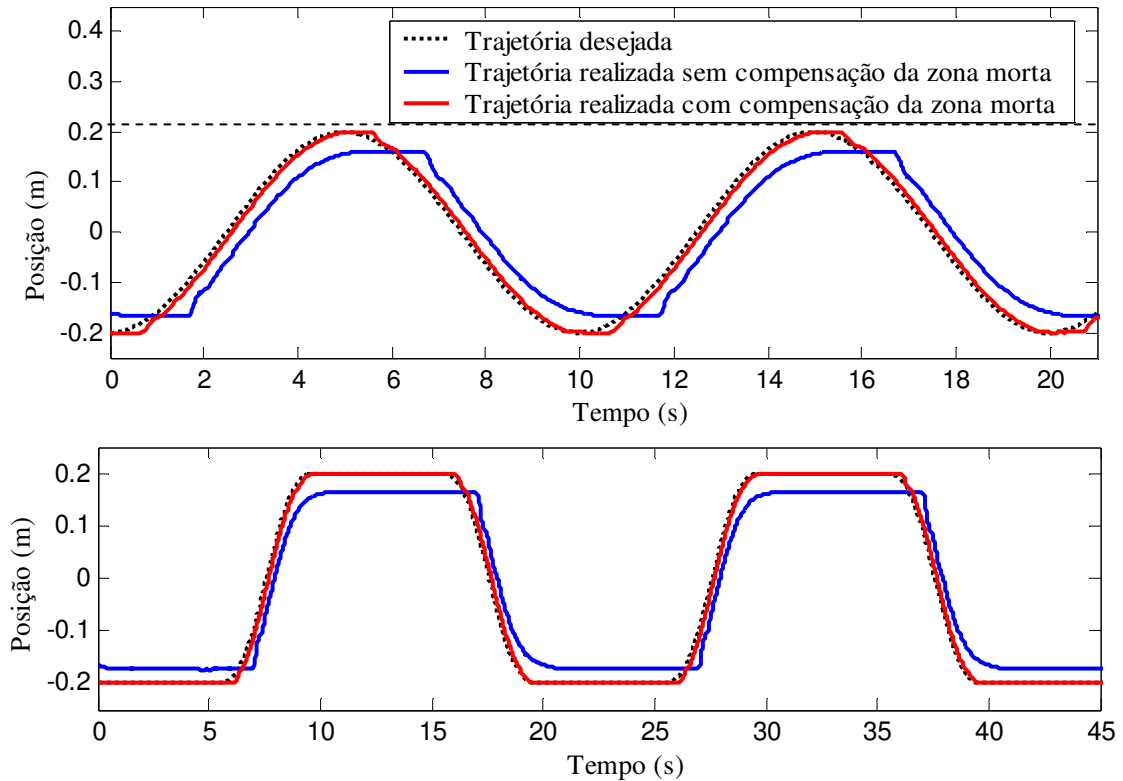


Figura 42: Resultados experimentais de seguimento de trajetórias com controle proporcional sem e com compensação de zona morta.

A Figura 43 mostra a comparação do erro de seguimento para as duas trajetórias testadas, senoidal e polinomial respectivamente. Nota-se que nos trechos de baixa velocidade, o ajuste ainda é baixo para o seguimento de trajetória e o posicionamento preciso, mas é suficiente nos trechos de maior velocidade, onde já ocorrem algumas oscilações no deslocamento. Nas duas trajetórias testadas, obteve-se um erro máximo em torno de 70 mm para o controle sem compensação da zona morta e 20 mm para o controle com compensação da zona morta da servoválvula. Nos testes de parada da trajetória polinomial obteve-se erros menores que 1,5 mm.

A implementação da compensação da zona morta da servoválvula com o esquema de suavização próxima à origem permite diminuir de forma satisfatória os erros de seguimento de trajetória e de posicionamento preciso sem gerar oscilações no deslocamento do êmbolo do atuador e no sinal de controle gerado. A Figura 44 mostra o sinal de controle gerado com e sem a compensação da zona morta para as duas trajetórias testadas, senoidal e polinomial respectivamente.

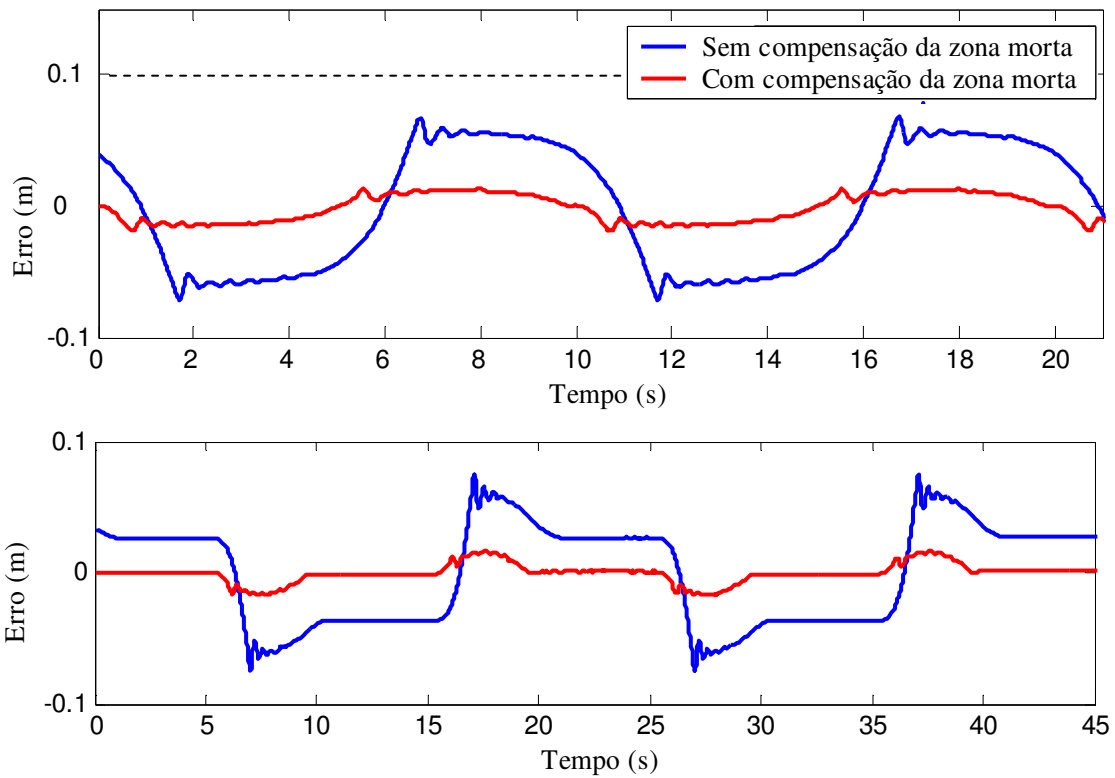


Figura 43: Gráfico comparativo do erro de seguimento do controle proporcional com e sem compensação de zona morta para as trajetórias senoidal e polinomial, respectivamente

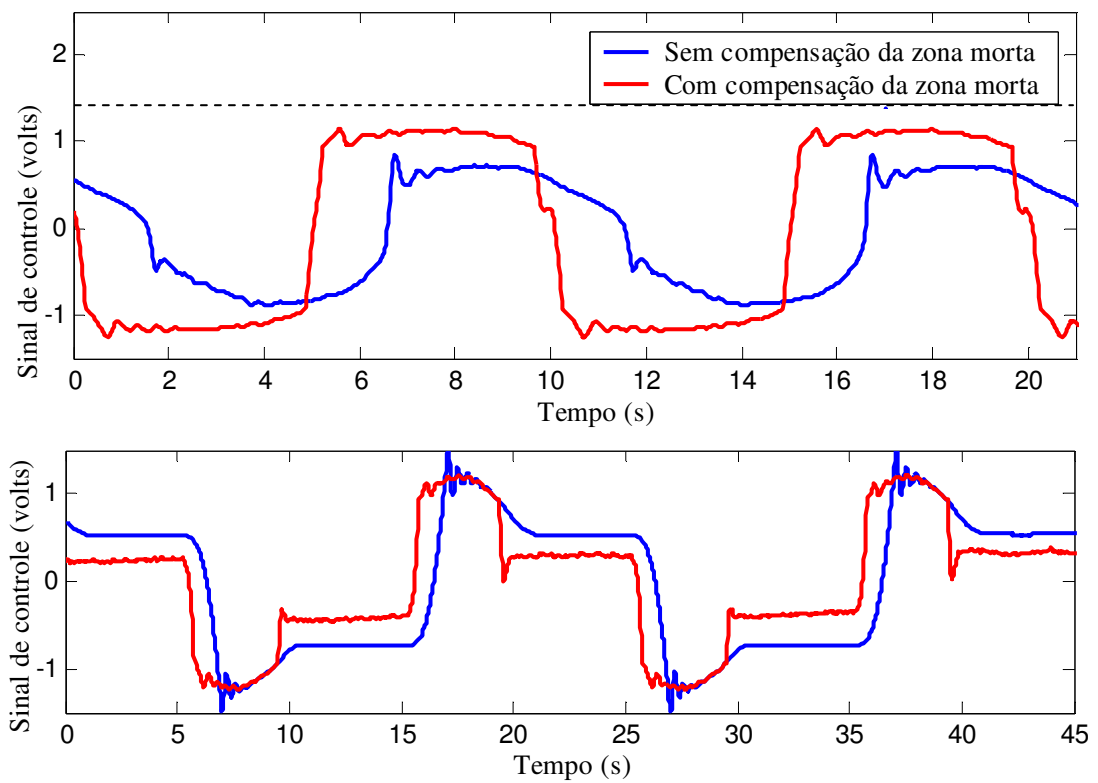


Figura 44: Gráfico comparativo do sinal de controle aplicado à servoválvula para seguimento das trajetórias senoidal e polinomial, respectivamente

Através da análise do sinal de controle, pode-se concluir que o grande mérito da compensação da zona morta se dá pelo fato de que mesmo com erros relativamente baixos, o controlador gera sinais com amplitudes capazes de manter o deslocamento do cilindro sem aumento significativo do erro. Sem essa compensação o controlador gera um sinal de controle com amplitudes semelhantes devido ao erro relativamente grande, ou seja é necessário um erro maior para que o sinal de controle seja grande suficiente para superar a zona morta da válvula. Além disso, nota-se uma melhoria do sinal de controle com compensação de zona morta, ocorrendo menos oscilações deste sinal.

Os resultados apresentados comprovam na prática as limitações do controle clássico de servoposicionadores pneumáticos e a necessidade de compensação da não linearidade de zona morta existente na servoválvula.

5.4 Controle Proposto para Sistemas Não Lineares

Nesta seção são apresentados os resultados do controle proposto no capítulo 4 aplicado a sistemas não lineares. Este controlador é chamado de controle ótimo linear *feedback* por Rafikov e Balthazar (2005). São mostrados os resultados sem e com a compensação da zona morta da servoválvula.

Para o controle ótimo linear por realimentação, o ajuste de ganhos se dá através da escolha adequada das matrizes Q e R conforme a equação (4.11). Assim como nas simulações numéricas, a matriz R escolhida é unitária e de ordem 1. Para a matriz Q , foi utilizada uma matriz diagonal para fins de facilitar a determinação de seus parâmetros, onde o elemento Q_{11} deve ser suficientemente grande em relação aos demais elementos da diagonal principal. O elemento Q_{11} é o principal fator de ajuste de ganhos do controlador.

Da equação (4.23), temos que o sinal de controle é dado por:

$$U = K_q (\omega_n (y_1))^2 U_T \quad (5.7)$$

onde U_T é o sinal de controle aplicado a servoválvula e U é gerado através da soma de duas parcelas, a parcela *feedforward* dada por:

$$u_d = \dot{y}_{3d} + (\omega_n(y_1))^2 y_{2d} + 2\xi\omega_n(y_1)y_{3d} \quad (5.8)$$

e a parcela *feedback* dada por:

$$u_t = Bu \quad (5.9)$$

sendo

$$u = -R^{-1}B^T P \tilde{y}. \quad (5.10)$$

onde a matriz P é obtida através da solução da equação de Riccati (4.17). Para a solução da equação de Riccati, são utilizadas as matrizes A , B , Q e R , sendo que A e B são obtidas a partir do modelo e Q e R são escolhidas.

Dessa forma o sinal de controle aplicado a servoválvula é dado pela equação (5.11)

$$U_T = \frac{u_d + u_t}{K_q (\omega_n(y_1))^2} \quad (5.11)$$

Para os testes experimentais foram ajustadas as seguintes matrizes de ganhos do controlador:

$$Q = \begin{bmatrix} 4 \times 10^9 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad e \quad R = [1]. \quad (5.12)$$

A rotina do MatLab utilizada para geração dos gráficos dos resultados experimentais pode ser verificada no apêndice D.

A Figura 45 mostra o seguimento de trajetória realizado pelo controle proporcional e pelo controle proposto, ambos sem a compensação da zona morta nos dois casos descritos pelas equações (5.1) e (5.3) respectivamente. Com esta comparação pode-se obter uma visão geral do desempenho do controle proposto em comparação com o controle proporcional.

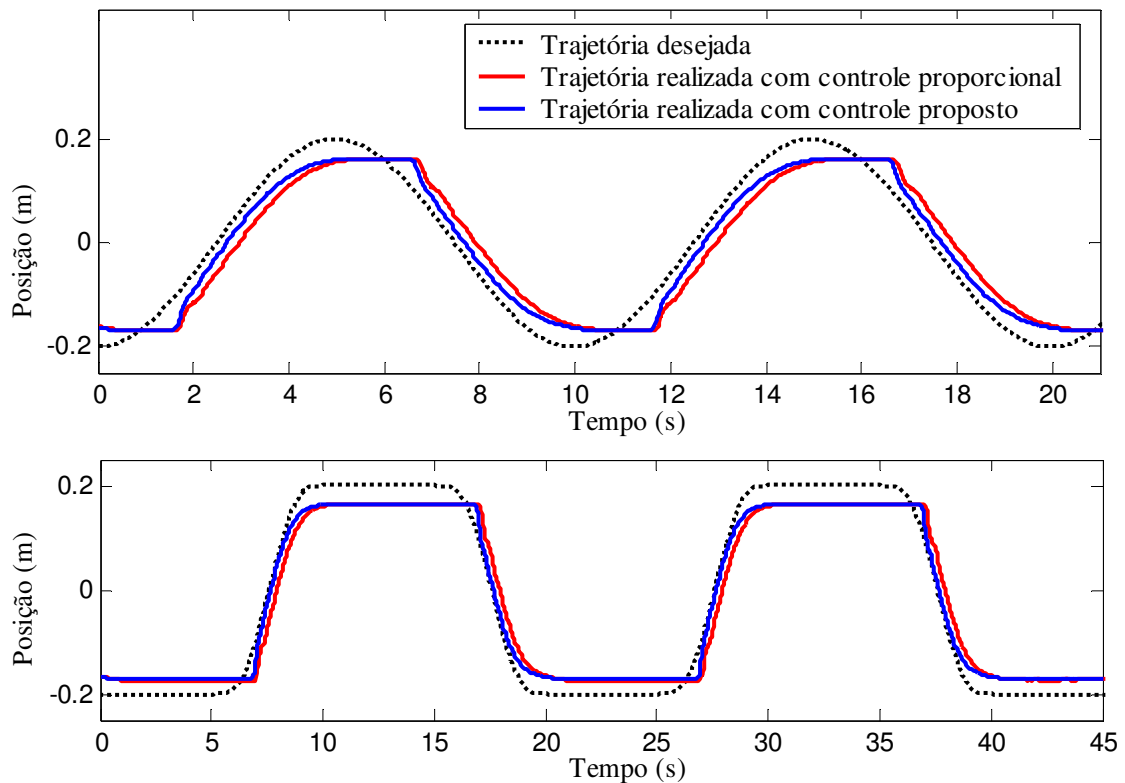


Figura 45: Seguimento de trajetória com controle proporcional em comparação com o controle proposto

Na Figura 46 são mostrados os erros de seguimento de trajetória resultantes da aplicação do controle proposto em comparação com os resultados do controle proporcional, ambos sem a compensação da zona morta, para as trajetórias senoidal e polinomial respectivamente. Pode-se observar que no controle proporcional o erro permanece dentro de uma faixa de 60 mm, exceto nos trechos de baixa velocidade onde chega próximo a 70 mm. Para o caso do controlador proposto, o erro mantém-se dentro de um limite de 40 mm, exceto nos trechos de baixa velocidade onde chega a 60 mm.

O controlador proposto, baseado no modelo não linear, apresenta vantagens em relação ao controle proporcional principalmente nos trechos de maior velocidade. A primeira marcação (1) no gráfico de erros da trajetória senoidal indica o ponto de maior velocidade do deslocamento do êmbolo do atuador, nesse ponto o erro resultante do controle proposto é de aproximadamente 30 mm enquanto no controle proporcional é de aproximadamente 60 mm. A segunda marcação indica o ponto de inversão de movimento próximo à extremidade do cilindro, nesse ponto a ação *feedforward* do controle proposto é nula e os resultados se aproximam do controle proporcional. Em seguida, pode-se observar um pico de erros causado principalmente pela ação do atrito estático que não é considerado no modelo adotado.

Na trajetória polinomial podem ser analisados os resultados dos testes de parada, nos quais, obteve-se um erro de posicionamento de 30 mm para o controle proporcional e 25 mm para o controle proposto. As marcações no gráfico de erros da trajetória polinomial indicam os trechos de deslocamento e os testes de parada.

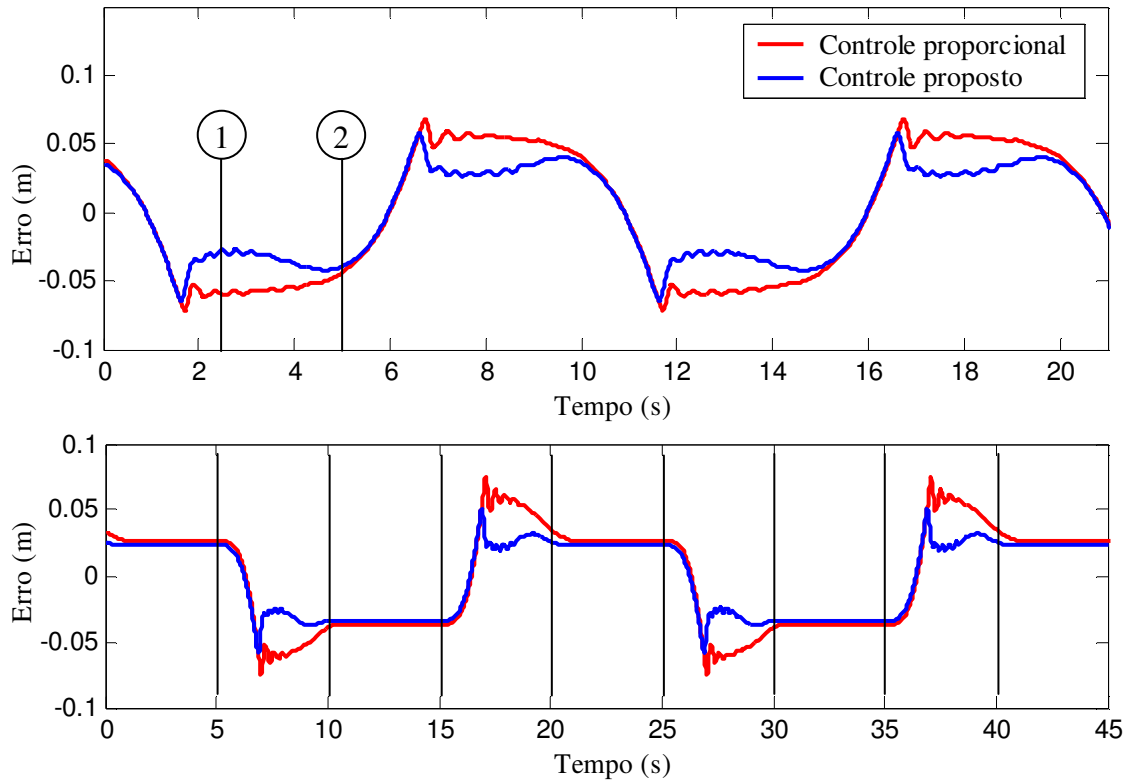


Figura 46: Erro de seguimento comparativo entre o controle proporcional e o controle proposto sem compensação da zona morta para as trajetórias senoidal e polinomial respectivamente.

A seguir são apresentados os resultados dos testes experimentais com compensação da zona morta da servoválvula.

Figura 47 mostra a comparação dos erros resultantes da aplicação do controle proposto em comparação com o controle proporcional, sob o ponto de vista de uma escala reduzida para facilitar a visualização da ação dos dois controladores, com indicação dos trechos de maior velocidade (1) e de inversão de movimento (2).

Na trajetória senoidal, a ação do controle proporcional para o seguimento de trajetória resulta em erros de aproximadamente 15 mm (1), com picos de até 20 mm nos pontos de inversão de movimento (2), enquanto o controle proposto permanece dentro de uma faixa de 5 mm (1) exceto nos pontos de inversão de movimento que chega a 20 mm (2).

Para os testes de parada da trajetória polinomial foram obtidos posicionamentos com aproximadamente 10 mm de erro para o controle proporcional e de 5 mm para o controle proposto.

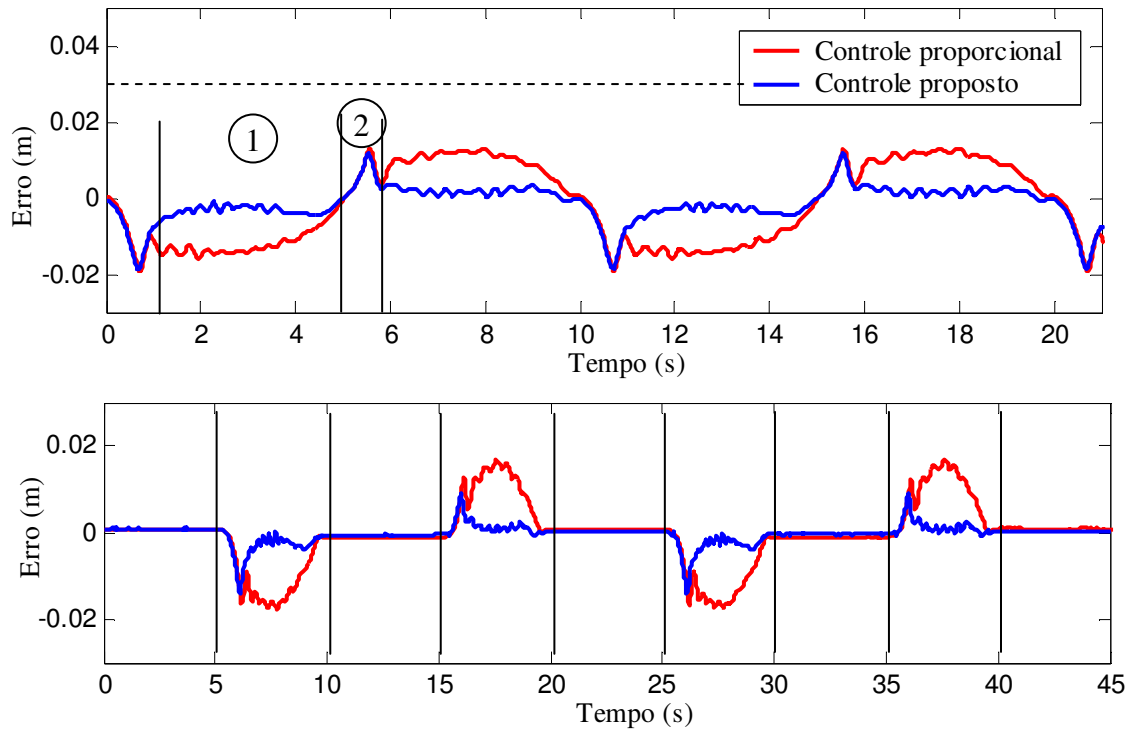


Figura 47: Erro de seguimento comparativo entre o controle proporcional e o controle proposto com compensação da zona morta para as trajetórias senoidal e polinomial respectivamente.

Os resultados apresentados através da Figura 46 e Figura 47 foram considerados adequados após diversos testes com ganhos diferentes para o controlador proposto, sendo que as matrizes dadas por (5.12) resultaram na obtenção dos menores erros de seguimento de trajetória sem gerar oscilações no deslocamento do êmbolo do atuador.

Com o intuito de minimizar os erros de seguimento de trajetória, nas inversões de movimento da trajetória senoidal e nos testes de parada da trajetória polinomial, foram testadas diversas matrizes com valores maiores em relação aos testes anteriores. A seguir são mostrados os resultados para um destes ajustes com as matrizes de ganho dadas por:

$$Q = \begin{bmatrix} 8 \times 10^9 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad e \quad R = [1] \quad (5.13)$$

A Figura 48 mostra a comparação entre os erros resultantes do ajuste adequado e do ajuste não adequado para as trajetórias senoidal e polinomial respectivamente. Estes resultados mostram que é possível diminuir ainda mais os erros nos testes de parada e nos trechos de inversão de movimento, mas por outro lado, estes ganhos tornam-se inadequados para os trechos de maior velocidade onde ocorrem oscilações significativas no deslocamento do atuador e, conseqüentemente, no sinal de controle podendo causar danos ao equipamento. Nos trechos de velocidade maior que 0,1 m/s tem-se uma maior influência da ação do atrito viscoso.

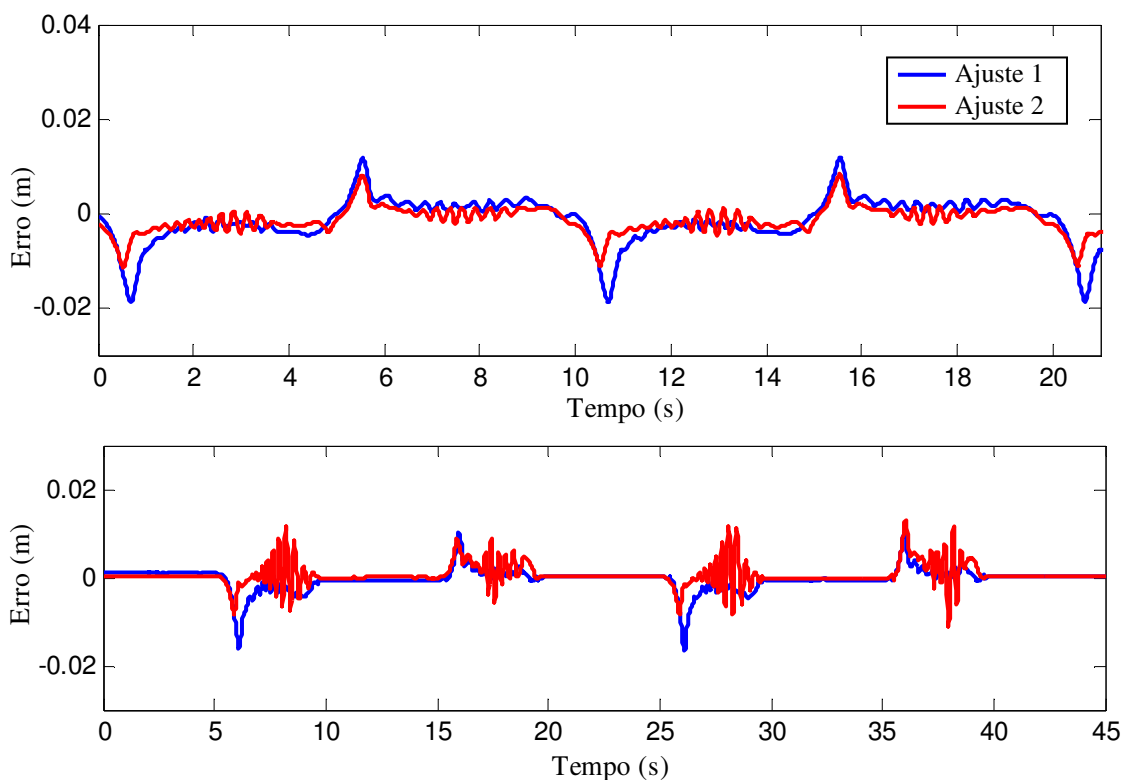


Figura 48: Comparação dos erros de posicionamento entre o ajuste ideal e o ajuste não ideal

A Figura 49 mostra o sinal de controle gerado pelo ajuste não adequado em comparação com o ajuste adequado para as trajetórias senoidal e polinomial respectivamente. Nos testes de parada e nos trechos de inversão de movimento, ou seja onde ocorrem menores velocidades, estes ajustes são possíveis de serem utilizados, já nos trechos maior velocidade na trajetória senoidal e nos trechos de deslocamento da trajetória polinomial, o sinal de controle apresenta um comportamento bastante oscilatório, tornando-se inadequado para utilização em aplicações pois pode causar danos ao equipamento.

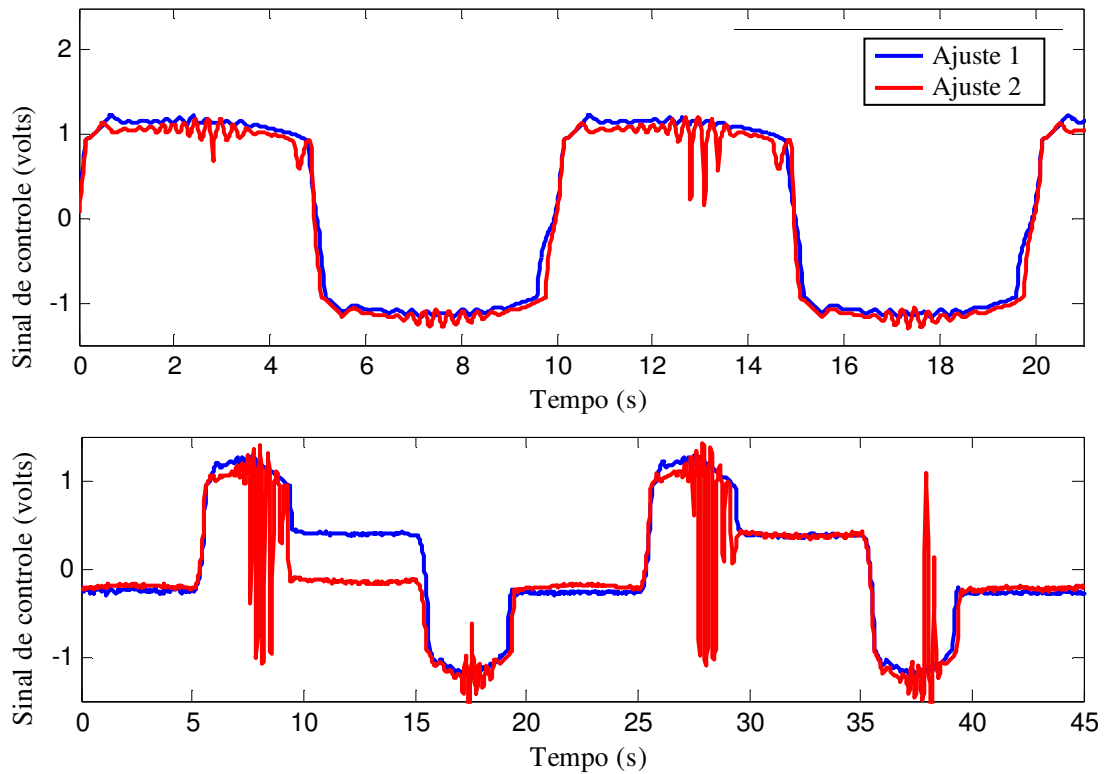


Figura 49: Comparação entre o sinal de controle entre o ajuste ideal e o ajuste não ideal

A comparação dos erros de seguimento resultantes da aplicação do controle proporcional e do controle proposto para sistemas não lineares, ambos com e sem compensação da zona morta da servoválvula, para as trajetórias senoidal e polinomial, são mostrados na Figura 50 e na Figura 51 respectivamente. Nesta perspectiva é possível analisar o desempenho de cada controlador e a contribuição da compensação da zona morta através da sua inversa fixa na saída do controlador.

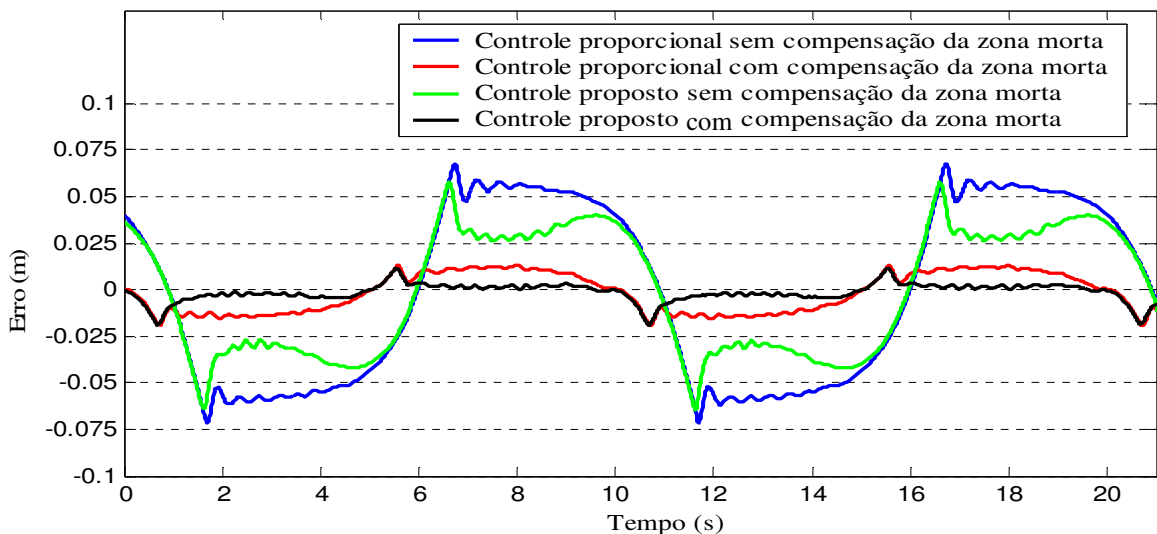


Figura 50: Comparação entre os erros de todas as metodologias de controle testadas para a trajetória senoidal

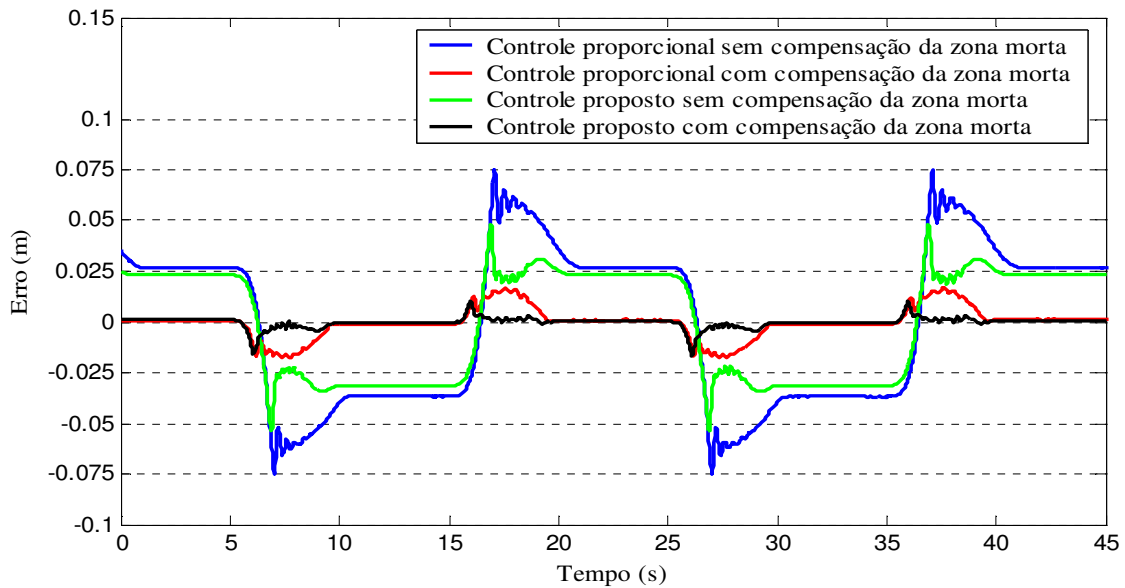


Figura 51: Comparação entre os erros de todas as metodologias de controle testadas para a trajetória polinomial

5.5 Aplicação em um Robô Cartesiano Acionado Pneumaticamente

Esta seção apresenta uma descrição simplificada do desenvolvimento de um manipulador robótico proposto por Schneider (2006), planejado para desenvolver o processo de escovar e polir painéis metálicos, juntamente com os principais resultados obtidos a partir da aplicação do controle para fins de seguimento de trajetória e controle de velocidade.

O manipulador é constituído de uma estrutura metálica com dispositivo de fixação do painel a ser lixado, um atuador pneumático sem haste para o avanço na direção x , (longitudinal) um atuador pneumático com haste para o avanço na direção y (transversal) e um cilindro pneumático com haste para deslocamento na direção z (vertical), no qual é montada a ferramenta de escovação.

O painel é fixado através de suportes construídos em chapa de aço carbono com regulagem de posição. No processo de escovação, o sistema de controle implementado controla os movimentos da ferramenta.

A Figura 52 mostra o esquema detalhado numa visão explodida do manipulador robótico acionado pneumaticamente com a indicação dos principais componentes que compõe o manipulador robótico. Na Figura 53 pode-se observar os itens fabricados e montados no protótipo.

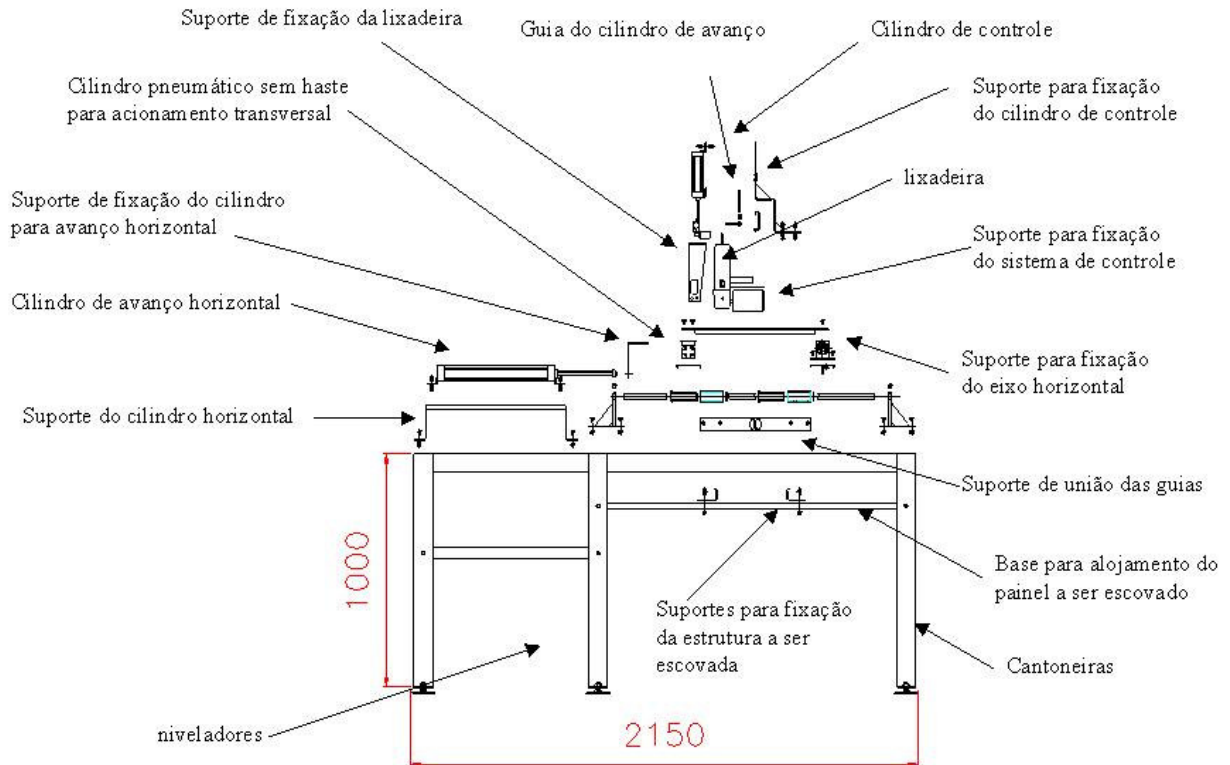


Figura 52: Visão explodida do esquema do manipulador robótico e seus principais componentes

O sistema de controle projetado compõe diferentes estratégias de controle, uma para cada cilindro utilizado. O principal elemento a ser controlado é o cilindro sem haste para deslocamento na direção x , no qual é aplicada a metodologia de controle ótimo linear por realimentação para atuadores pneumáticos desenvolvida neste trabalho. O controle de posicionamento e consequentemente de velocidade implicam diretamente na qualidade do acabamento dos painéis a serem lixados.

A ferramenta de escovação abrange uma faixa de aproximadamente 15cm. O cilindro com haste para deslocamento na direção y é responsável pelo posicionamento de troca de faixa de escovação até abranger a largura total do painel. Esta troca de faixa não exige posicionamento com grande precisão pois é possível projetar uma pequena faixa de sobreposição entre as faixas de escovação. Diante dessas condições foi implementado o sistema de controle proporcional ao cilindro com haste para deslocamento transversal.

O cilindro com haste para deslocamento na direção z , tem como função baixar a ferramenta no início do trecho de escovação e levantar essa ferramenta no final desse trecho, possibilitando o uso da pneumática convencional de final de curso sem controle de posicionamento. Nesse tipo de acionamento basta planejar os instantes de abertura e fechamento da válvula.

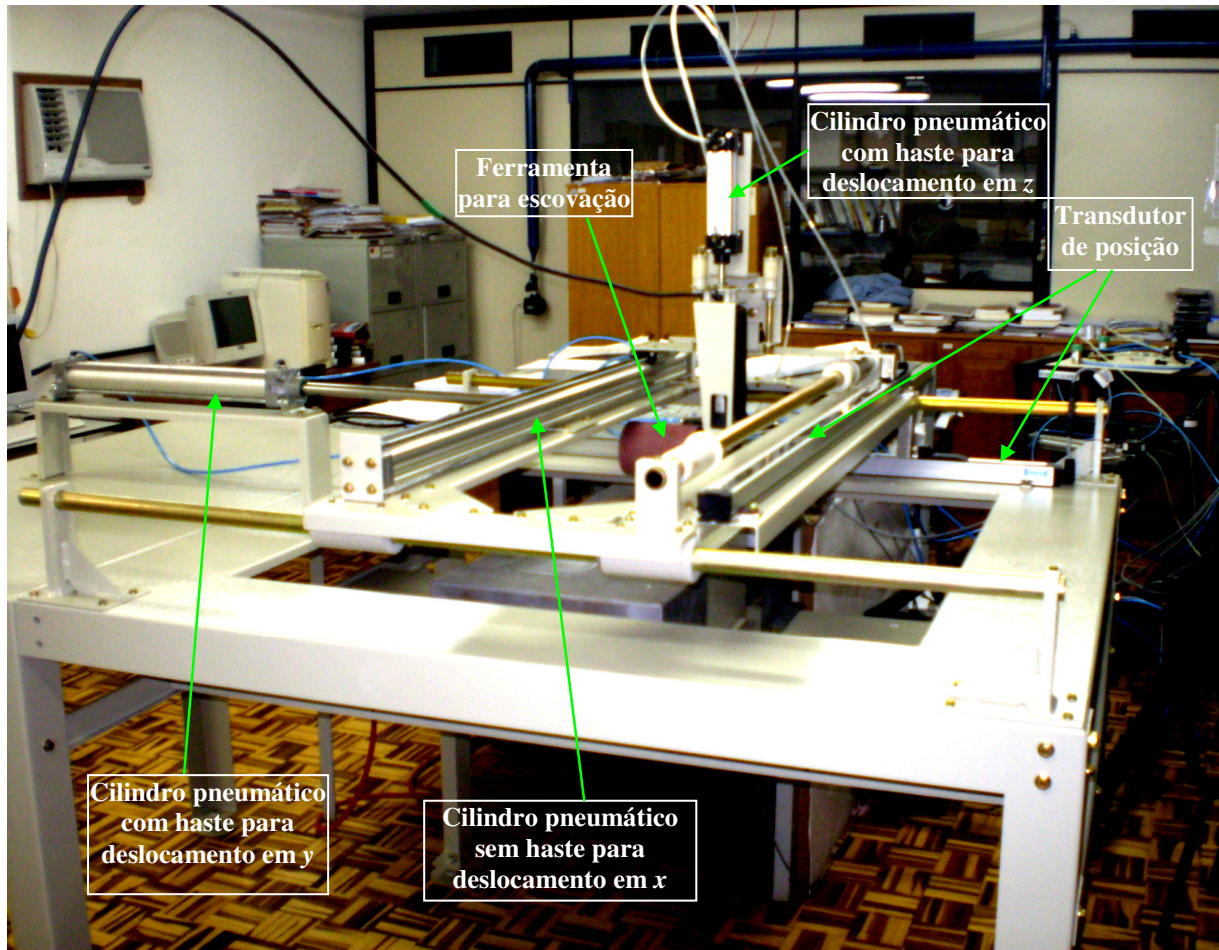


Figura 53: Foto do manipulador robótico acionado pneumáticamente.

O desempenho do manipulador robótico depende do planejamento e da programação adequada das trajetórias dos três cilindros pneumáticos que compõem sua movimentação. Estas trajetórias devem estar em sintonia de forma que cada atuador tenha sua ação sem prejudicar o desempenho do manipulador.

A trajetória do cilindro sem haste $Y_d(t)$ para deslocamento na direção x foi desenvolvida a partir da posição inicial P_i , seguida de um trecho de deslocamento $Desl$ através de uma equação polinomial de sétima ordem P_1 , durante o intervalo de tempo t_e . O próximo trecho com deslocamento $Dlix$ e velocidade constante Vel durante o intervalo de tempo T_{lix} foi projetado para realizar a escovação, seguida de outro trecho de deslocamento $Desl$ através da equação polinomial de sétima ordem P_2 até o repouso. Para retornar a posição de origem foi projetada uma trajetória rápida durante o intervalo de tempo tr através da equação polinomial de sétima ordem P_3 , seguida de um intervalo de espera E para ocorrer o deslocamento transversal. A equação (5.14) descreve a trajetória planejada para um período Per de escovação.

$$Y_d(t) = \begin{cases} P_1(t) & 0 < t < t_e \\ Vel(t-t_e) + Desl & t_e \leq t \leq t_e + t_{lix} \\ P_2(t-t_e - t_{lix}) & t_e + t_{lix} < t < 2t_e + t_{lix} \\ P_3(t-2t_e - t_{lix}) & 2t_e + t_{lix} \leq t \leq 2t_e + t_{lix} + t_r \\ P_l & 2t_e + t_{lix} + t_r \leq Per \end{cases} \quad (5.14)$$

onde

$$P_1(t) = A_1t^7 + B_1t^6 + C_1t^5 + D_1t^4 + E_1t^3 + F_1t^2 + G_1t + H_1 \quad (5.15)$$

$$P_2(t) = A_2t^7 + B_2t^6 + C_2t^5 + D_2t^4 + E_2t^3 + F_2t^2 + G_2t + H_2 \quad (5.16)$$

$$P_3(t) = A_3t^7 + B_3t^6 + C_3t^5 + D_3t^4 + E_3t^3 + F_3t^2 + G_3t + H_3 \quad (5.17)$$

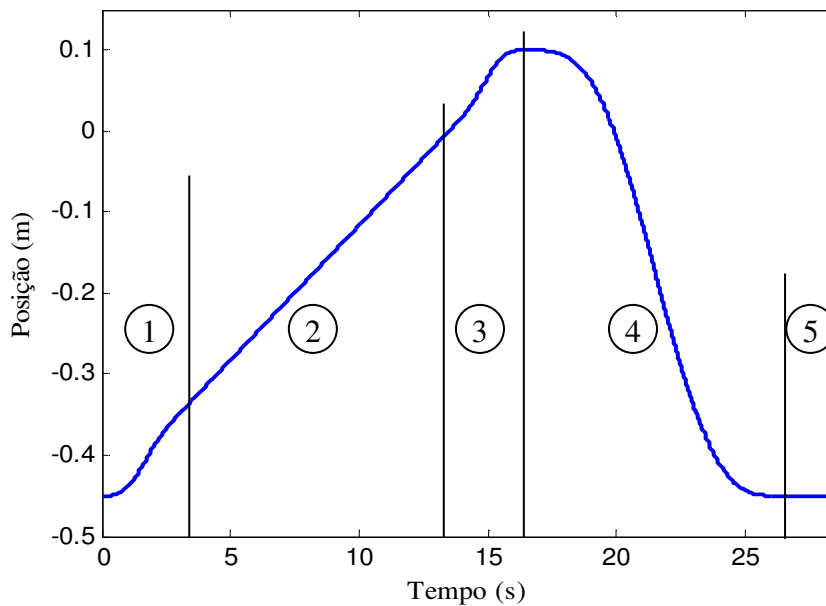


Figura 54: Trajetória desejada para movimentação na direção x

A Figura 54 mostra a trajetória planejada para os parâmetros da Tabela 4 utilizados nos testes experimentais, com indicação dos trechos planejados. O trecho 1 através da equação polinomial P_1 inicia o movimento a partir do repouso e termina com velocidade igual à velocidade de escovação. Em seguida, o trecho 2 com velocidade constante é o intervalo onde ocorre a escovação, seguido do trecho três que inicia com a velocidade de escovação e leva até o repouso. O trecho quatro de retorno, ocorre sobre a equação polinomial

P_3 , seguido do trecho 5, no qual ocorre um intervalo de espera para o deslocamento transversal.

Tabela 4: Parâmetros utilizados nos testes experimentais do manipulador robótico

Parâmetro	Descrição
$A_1 = -4,6 \times 10^{-4}$; $B_1 = 5 \times 10^{-3}$; $C_1 = -1,8 \times 10^{-2}$; $D_1 = 1,8 \times 10^{-2}$ $E_1 = F_1 = G_1 = H_1 = 0$	Coefficiente do polinômio P_1
$A_1 = -4,6 \times 10^{-4}$; $B_1 = 4,7 \times 10^{-3}$; $C_1 = -1,6 \times 10^{-2}$; $D_1 = 2,5 \times 10^{-2}$ $E_1 = F_1 = H_1 = 0$; $G_1 = 3,3 \times 10^{-2}$	Coefficiente do polinômio P_2
$A_1 = -6,4 \times 10^{-1}$; $B_1 = 3,38$; $C_1 = -6,1$; $D_1 = 3,8$ $E_1 = F_1 = G_1 = H_1 = 0$	Coefficiente do polinômio P_3
$P_i = -0,45 \text{ m}$	Posição inicial
$Desl = 0,1 \text{ m}$	Deslocamento sobre as equações polinomiais P_1 e P_2
$te = 3 \text{ s}$	Tempo de deslocamento sobre as equações polinomiais P_1 e P_2
$Vel = 1/30 \text{ m/s}$	Velocidade de escovação
$Dlix = 0,35 \text{ m}$	Distância de escovação
$tr = 10 \text{ s}$	Tempo de deslocamento sobre a equação polinomial P_3
$E = 2 \text{ s}$	Tempo de espera ao final do período
$Per = 28,5 \text{ s}$	Período de deslocamento sobre toda a trajetória

O planejamento da trajetória para o atuador de movimentação na direção y se torna bem mais simples se comparada com a trajetória atuador de movimentação na direção x descrita acima, pois basta efetuar o deslocamento sem muita preocupação com controle de velocidade e posicionamento preciso. A maior preocupação, se deve ao fato de que este deslocamento ocorra nos intervalos de tempo em que o atuador de deslocamento na direção x esteja parado. A equação (5.18) descreve a trajetória de deslocamento na direção y .

$$Y_d(t) = \begin{cases} P_{i2} & t \leq Per - 2E/5 \\ 0,05(t - (Per - 2E/5)) & Per - 2E/5 < t < Per + 2E/5 \\ P_{i2} + 0,1 & Per + 2E/5 \leq t \leq 2Per - 2E/5 \\ 0,05(t - 2Per - 2E/5) + P_{i2} + 0,1 & 2Per - 2E/5 < t < 3Per + 2E/5 \\ -0,1(t - (3Per - 4E/5)) + P_{i2} + 0,2 & 3Per - 4E/5 \leq t \leq 3Per \end{cases} \quad (5.18)$$

onde $P_{i2} = -0,35m$ é a posição inicial do cilindro com haste para deslocamento transversal.

A ação do cilindro de movimentação na direção z , foi planejada para baixar a ferramenta de escovação durante o trecho 1 do deslocamento na direção x , pouco antes de iniciar o trecho de escovação e levantar a ferramenta durante o trecho 3, logo após o final do trecho de escovação.

A válvula de controle do cilindro vertical é de simples ação, do tipo *on/off*, dessa forma, quando é aplicado uma determinada corrente elétrica positiva, ocorre a abertura no sentido de levar o cilindro até o seu final de curso, baixando a ferramenta de escovação. Por outro lado, quando a corrente elétrica é nula, ocorre a abertura no sentido de levar o cilindro até o início de seu curso de movimentação levantando a ferramenta. A equação (5.19) descreve a variação da tensão u aplicada à válvula de controle do cilindro de movimentação na direção z .

$$u = \begin{cases} 0 & t \leq te/2 \\ 1 & te/2 < t < E/2 + 3te/2 + TLix \\ 0 & E/2 + 3te/2 + TLix \leq t \leq E/2 + 3te/2 + TLix \\ 1 & E/2 + 3t/2e + TLix < t < Per \end{cases} \quad (5.19)$$

É importante destacar que as trajetórias dos cilindros de movimentação na direção x e na direção z se repetem dentro de cada período Per , enquanto a trajetória de movimentação na direção y se repete a cada 3 períodos indefinidamente até que o sistema de controle da *dSPACE* seja parado.

A Figura 55 mostra a sintonia da dinâmica dos três cilindros de ação do manipulador robótico. A linha vermelha de movimentação na direção x e a azul de movimentação na direção y mostram a posição em função do tempo, enquanto a linha preta tracejada é uma representação do sinal de controle aplicado à válvula, e consequentemente da posição do cilindro de movimentação na direção y .

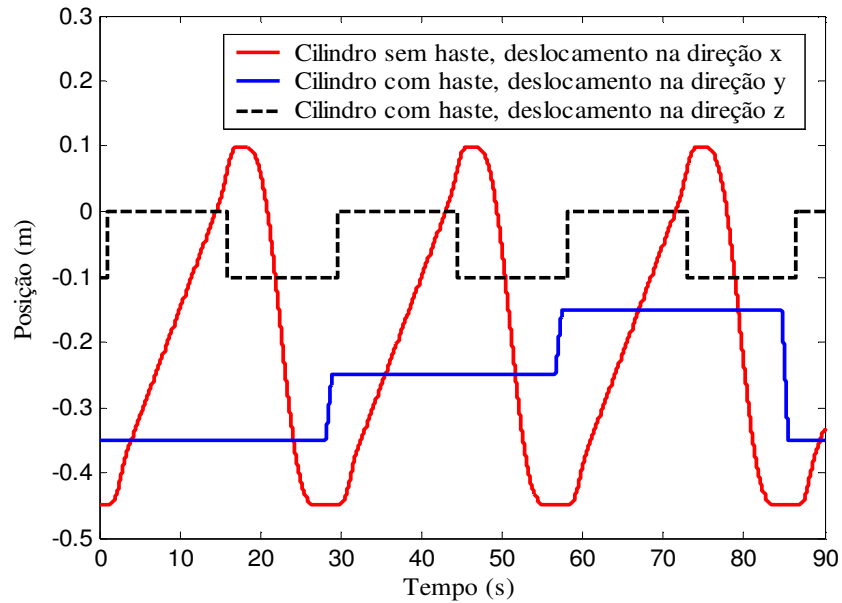


Figura 55: Sintonia de movimentação dos três cilindros do manipulador robótico

É importante destacar que a programação adequada destas trajetórias deve permitir a alteração dos parâmetros para se adaptar a diferentes peças a serem escovadas, sem prejudicar o desempenho do manipulador e a qualidade do acabamento.

Para os testes experimentais realizados, foram utilizadas as seguintes matrizes de ganho do controle ótimo linear por realimentação aplicado ao atuador sem haste para deslocamento em y:

$$Q = \begin{bmatrix} 4 \times 10^9 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \text{e} \quad R = [1],$$

enquanto para o controle proporcional aplicado ao atuador de movimentação transversal, foi utilizado o ganho $K_p = 100$.

A Figura 56 mostra uma visão geral do seguimento de trajetória do atuador sem haste de movimentação na direção x nos testes experimentais, enquanto a Figura 57 mostra o erro de seguimento dessa trajetória. Pode-se observar que nos trechos de início da movimentação e também durante os trechos de retorno, ocorre um erro significativamente grande devido a não linearidades, tais como o atrito, que não estão modeladas, no entanto nos trechos planejados para ocorrer a escovação esse erro é suficientemente pequeno e sem grandes variações. Estes resultados também podem ser verificados através da Figura 58, a qual mostra o erro de velocidade durante a movimentação longitudinal, onde nos trechos

planejados para ocorrer a escovação, esse erro é suficientemente pequeno e apresenta pequenas variações.

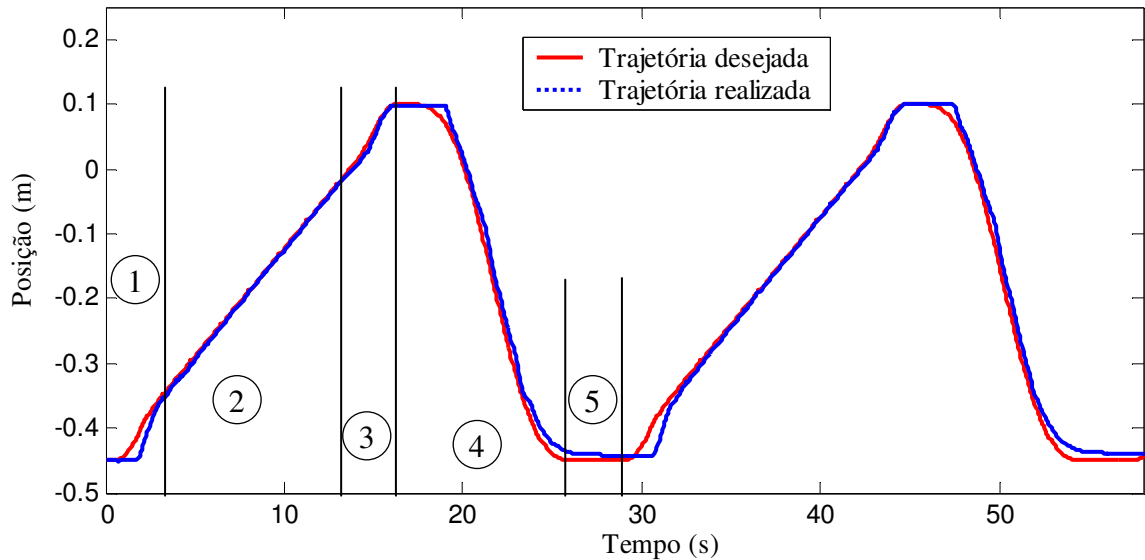


Figura 56: Seguimento de trajetória no movimento na direção x

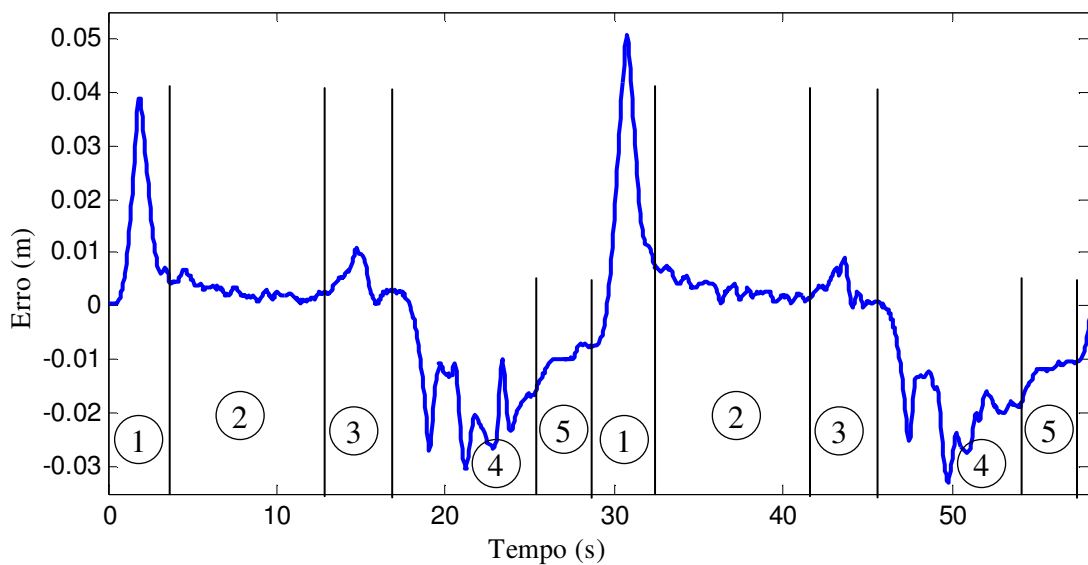


Figura 57: Erro de posicionamento durante a movimentação na direção x

O tipo de acabamento dos painéis metálicos testados pode ser alterado através do ajuste de rotação da ferramenta de escovação. A Figura 59 mostra a comparação entre os corpos de prova antes e depois da escovação, este ensaio foi realizado com a rotação número 5, numa gama de possibilidades de 1 a 7 oferecidas pela ferramenta de escovação.

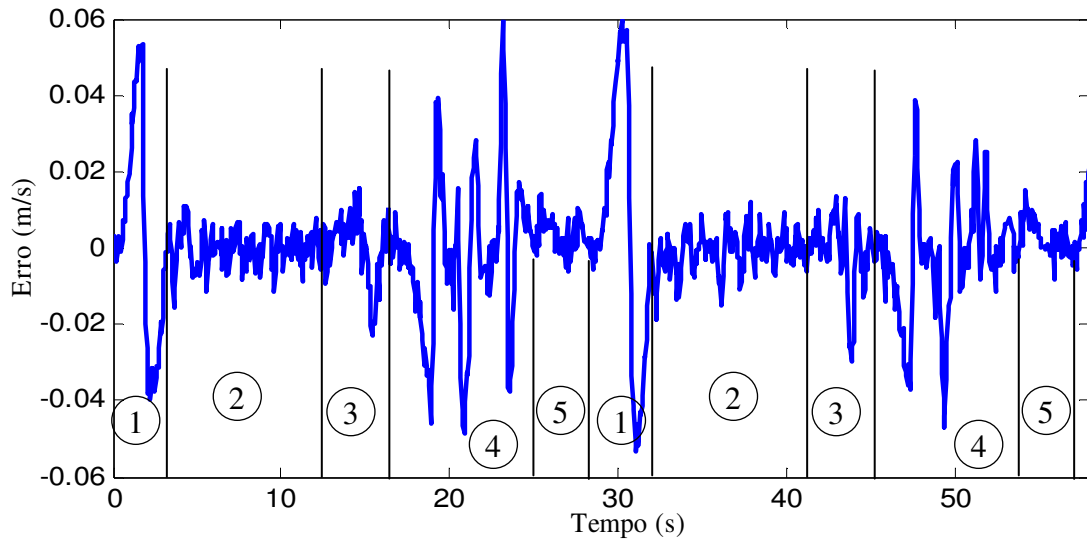


Figura 58: Erro de velocidade durante a movimentação na direção x

Segundo Schneider (2006), foram comparados os corpos de prova ensaiados com o catálogo técnico da Acesita, é possível afirmarmos que conseguimos chegar aos tipos de acabamento ofertados pelo fabricante da chapa de aço inoxidável.



Figura 59: Comparação entre os corpos de prova antes e depois da escovação

5.6 Discussões

Neste capítulo foram apresentados os resultados dos testes de bancada realizados para validar experimentalmente o desenvolvimento teórico apresentado no capítulo 4. Nestes testes foram utilizadas as trajetórias senoidal e polinomial para testar o desempenho do controle proposto em tarefas de seguimento de trajetória e testes de posicionamento.

A aplicação do controle clássico linear proporcional serviu como base comparativa para a estratégia de controle proposta e também para demonstrar as limitações causadas pela não linearidade de zona morta da servoválvula e a necessidade de sua compensação e também.

Os resultados mostram a importância da compensação da zona morta da servoválvula de controle direcional pois os erros e atrasos causados por esta não linearidade são significativos. O esquema de compensação da zona morta, apresentado, foi testado e possibilitou melhor desempenho do controlador.

O controle proposto mostrou-se eficiente para objetivos estabelecidos. Pode se verificar a dificuldade de compatibilizar o ajustar os ganhos nos trechos de baixa velocidade e testes de parada, com os trechos de maior velocidade. Os erros de seguimento restantes ocorrem devido a algumas não linearidades ainda não modeladas tais como o atrito e a vazão mássica de ar através da servoválvula.

A aplicação da metodologia de controle proposta ao robô cartesiano acionado pneumáticamente, mostrou-se eficiente para as tarefas propostas viabilizando a obtenção de resultados importantes, no que se refere à qualidade do acabamento dos painéis escovados. Esta aplicação obteve bons resultados pois, juntamente com o planejamento adequado das trajetórias, o controle proposto apresenta melhores resultados nos trechos de deslocamento e possibilita o controle de velocidade, principal fator para se obter o acabamento desejado através da escovação dos painéis metálicos.

6 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

Esta dissertação de mestrado trata da modelagem matemática e controle de um atuador pneumático.

Desenvolveu-se a sistematização dos modelos matemáticos encontrados na literatura nacional e internacional que descrevem a dinâmica do atuador pneumático. Adaptou-se um modelo não linear de 3ª ordem que facilitou o entendimento da estratégia de controle aplicada na síntese e na análise da estabilidade.

O projeto do controlador foi desenvolvido através da teoria de Lyapunov e sua prova de estabilidade foi demonstrada para as condições estabelecidas por Rafikov e Balthazar (2005).

A identificação dos parâmetros da não linearidade de zona morta da servoválvula através da análise das pressões nos orifícios de saída, juntamente com a aplicação do esquema de compensação através da inversa fixa de seu modelo parametrizado, mostrou-se bastante eficiente. A partir da análise dos resultados, conclui-se a compensação da zona morta é muito importante e deve ser feita para minimizar os erros de seguimento de trajetória e para que não haja degradação no desempenho do controlador.

O controlador proposto mostrou-se robusto, pois mesmo baseado em um modelo muito simples forneceu resultados satisfatórios nas trajetórias senoidal e polinomial. Nota-se uma perda do desempenho deste controlador nas inversões de movimento, nas partidas e em velocidades maiores que 0,1 m/s, o que leva a conclusão de que esta dificuldade é decorrente do modelo adotado que captura parte da dinâmica do atrito, embutido no fator de amortecimento ξ .

Foi testada uma aplicação da pesquisa no controle de um grau de liberdade do robô cartesiano acionado pneumaticamente obtendo-se resultados satisfatórios para os objetivos propostos, uma vez que para esta aplicação não é exigido desempenho de grande precisão do controlador.

Sugere-se como continuidade deste trabalho, a adoção de um modelo matemático que inclua a dinâmica do atrito e o desenvolvimento da estratégia de controle proposta a partir deste modelo.

Nota-se que a aplicação de controle híbrido com a mudança das matrizes de ganhos nos trechos de partidas e nos testes de parada, onde ocorre baixa velocidade, para um

trecho com maior velocidade, poderia otimizar os resultados no desempenho do controlador. Porém não houve oportunidade de testar esta estratégia e incluí-la na prova de estabilidade.

Prevê-se a continuação desta pesquisa em futuros trabalhos aplicados no desenvolvimento de inovações na mecanização agrícola e em tarefas industriais insalubres. Na mecanização agrícola houve o interesse de desenvolvimento de um servoposicionador pneumático para nivelamento do sistema de limpeza de colheitadeiras de grãos, onde busca-se minimizar as perdas causadas pelo sistema de limpeza utilizado.

Na indústria tem-se o desafio de aplicação em robôs pneumáticos para tarefas de soldagem de corte a plasma, o que requer o controle preciso e provavelmente o desenvolvimento da estratégia de controle proposta a partir de modelos matemáticos mais elaborados que incluam a dinâmica do atrito.

7 REFERÊNCIAS

Andrighetto, P. L.; Valdiero, A.C.; Vincensy, C. N., “Experimental Comparisons of the Control Solutions for Pneumatic Servo Actuators”, Proceedings of the 17th Brazilian Congress of Mechanical Engineering (COBEM), 2003.

Andrighetto, P. L.; Valdiero, A.C.; Bavaresco, D., “Dead Zone Compensation in Pneumatic Servo Systems”. In: 19th International Congress of Mechanical Engineering (COBEM) 2007. Brasília, Brasil. (Submetido para publicação).

Bavaresco, D.; Valdiero, A.C.; Rafaikov, M.; Andrighetto, P. L., “Estudo do Comportamento Dinâmico de um Atuador Pneumático”, In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM), 2006.

Bavaresco, D.; Valdiero, A.C.; Rafikov, M; and Andrighetto, P.L.; 2006, “Controle Ótimo Linear Feedback de um Atuador Pneumático”, Proceedings of the Brazilian Conference on Dynamics, Control and Their Applications (DINCON 2006), Guaratinguetá/SP, Brazil.

Bewley T.R., “Linear Control and Estimation of Nonlinear Chaotic Convection”: Harnessing the butterfly effect, *Physics of Fluids*, 11 (5) (1999) 1169-1186.

Bobrow, J. E.; McDonell, B. W. “Modeling, Identification, and Control of a Pneumatically Actuated, Force Controllable Robot”, in IEEE Trans. on Robotics and Automation, Vol. 14, No. 5, October 1998, pp. 732-742.

Canudas de Wit, C.; Olsson, H.; Astom, K. J.; Lischinski, P., “A New Model for Control Systems with Friction”. IEEE Trans. On Automatic Control, Vol. 40, N° 3, pp.419-425, março 1995.

Chen, G. “On some controllability conditions for chaotic dynamics control”, *Chaos Solit. Fract.* 8 (1997) 1461-1470.

Cruz, F. B. C., “Modelagem e Controle Não-Lineares de um Posicionador Servopneumático Industrial”. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Brazil, 2003.

Dspace, 1996, “Floating-point controller board – DS 1102 user’s guide”, Germany, 1996.

Ferreira, Jr., W. C. Modelos Matemáticos para Dinâmica de Populações Distribuídas em Espaços de Aspecto com Interações não Locais: Paradigmas de Complexidade – (Tese de Doutorado), IMECC – UNICAMP, Campinas. (1993).

Guenther,R.; Perondi, E. C.; DePieri, E. R.; Valdiero, A. C. “Cascade Controlled Pneumatic Positioning System with LuGre Model Based Friction Compensation”, *Jornal of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.*, Vol. 28, No. 1, January-March 2006, pp. 48-57.

Gyeviki, J.; Csiszar, A. and Rozsahegyi, K., 2005, “Sliding Modes Application in Pneumatic Positioning”, *IEEE International Conference on Mechatronics*, Taipei, Taiwan, pp. 964-969.

Karpenko, M.; Sepehri, N. “Design and experimental evaluation of a nonlinear position controller for a pneumatic actuator with friction”, in *Proceedings of the American Control Conference*, Vol. 6, July 2004, pp. 5078-5083.

Kawamura, S.; Miyata, Hanafusa, K. H.; Isida, K. "PI type hierarchical feed-back control scheme for pneumatic robots *Robotics and Automation*", *IEEE International Conference*, Vol. 3, May 1989, pp. 1853-1858.

Kazerooni, H., 2005, "Design and Analysis of Pneumatic Force Generators for Mobile Robotic Systems", *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 10, No. 4, pp. 411-418.

Latino, F.; Sandoval, D., “Quite Overspending for Servomotion Systems”. *Machine Design*, pp.93-96, abril 1996

Martin, H., “The Design of Hydraulic Components and Systems”. Ellis Horwood Limited, Great Britain, 1995.

MathWorks, “Dynamic system simulation software”, User’s Guide, 1993.

McLONE, R.R. Can Mathematical modelling – The art of applying mathematics, in Match. Modelling, Berry, J.S. eds, N. York, pp.476-483, (1984).

Moran, A.; Nakadai, S. and Nagai, M., 1990, “Analysis of Computer-Controlled Pneumatic Servo System for Robotic Applications”, Proceedings of the IEEE International Workshop on Intelligent Robots and Systems, pp. 897- 902.

Moreira, M. L. M.; Lopes, R. V. F.; Kuga, H. K., “Estimação do Torque de Atrito em uma Roda de Reação com Modelo de Cerdas para a superfície de Fricção” In: Congresso Temático de Dinâmica, Controle e Aplicações (DINCON 2005), Bauru/SP, Brasil.

Ogata, K., “Engenharia de Controle Moderno”. Prentice Hall do Brasil LTDA., Rio de Janeiro, RJ, 1998.

Perondi, E.A., 2002, “Controle Não-Linear em Cascata de um Servoposicionador Pneumático com Compensação de Atrito”, Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil.

Rafikov, M.; Balthazar, J. M., “Optimal Linear and Nonlinear Control Design for Chaotic Systems” Proceedings of International Design Engineering Technical Conferences IDETC’05 2005 and Computers and Information in Engineering Conference Long Beach, California, USA, September 24–28, 2005

Scheidl, R.; Garstenauer, M.; Manhartsgruber, B.; Riha, G. “” Present State and future Development in Mechatronics and its Effect on Fluid Power System”. Development and Fluid Power Control of Machinery and Manipulators, Garbacik, A. and Stecki, J.S. editors, pp.155-180, published by Fluid Power Net Publications, Cracóvia, Polônia, 2000.

Schmid, A. B., “Controle ótimo de sistemas populacionais que exibem caos”. 2004. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) UNIJUI, Ijuí.

Schneider, C. “Desenvolvimento e Construção do Protótipo de um Manipulador Robótico para Acabamento de Painéis” Trabalho de conclusão de curso, Departamento de Tecnologia, UNIJUI Brazil, 2006.

Tao, G., Kakotovic. Adaptive Control of Systems with Actuators and Sensors Nonlinearities. New York: John Wiley & Sons, 1996.

Tonyan, M. J. “Electronically controlled proportional valves”. 1.ed. New York: Marcel Dekker, 1985.

Tusset, A.M. Aplicação da teoria de controle ótimo no controle biológico de pragas para modelos linearizados minimizando o funcional quadrático. 2004. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) UNIJUI, Ijuí.

Valdiero, A. C.; Andrighetto, P. L.; Carlotto, L. “Dynamic modeling and friction parameters estimation to pneumatic actuators,” Proceedings of the International Symposium on Multibody Systems and Mechatronics (MUSME), March 2005.

Valdiero, A. C., “New Methodology for Identification of the Dead Zone in Proportional Directional Hydraulic Valves”. Proceedings of the 18th International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2005). November, 2005.

Vieira, A. D. “Análise Teórico Experimental de um Servoposicionador Pneumático”, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Brazil, 1998.

APÊNDICE A

Segue a baixo a rotina do MatLab contendo os dados utilizados nas simulações numéricas do modelo matemático adotado.

```
%Dados para Simulação do Modelo Matematico Adotado

clc
gama=1;      %Relação entre os calores específicos do gás
A=4.91e-4;   %Área do êmbolo do atuador
m=0.5;      %Massa inercial do cilindro
Pe=6e5;     %Pressao na entrada
VA0=1.96e-6; + A*0.25; %Volume morto na câmara A do cilindro
VB0=1.96e-6; + A*0.25; %Volume morto na câmara B do cilindro
L=0.5;      %Comprimento do cilindro

c=0.4;%Taxa de amortecimento

QN=0.012;   %Vazão volumétrica normal da válvula
Patm=1e5; %Pressao atmosferica
Umax=10;   %Tensão maxima de entrada na válvula

Kq=QN*Patm/(2/3*Pe*Umax*A); %Ganho de vazão da servoválvula

% Coeficientes do polinomio de quarta ordem Wn
A1 = 13086.5786381717;
B1 = 11.7331748400;
C1 = 295.0929501104;
D1 = -0.1934913316;
E1 = 55.9066228816;
```


APÊNDICE B

Segue a baixo a rotina do MatLab contendo os dados utilizados nas simulações numéricas do controle proposto.

```
%Dados para Simulação do Modelo proposto por VIRVALO

clc
c=0.4;           %Taxa de amortecimento
%Ganho de vazão da servoválvula
Kq=QN*Patm/(2/3*Pe*Umax*A);

% Coeficientes polinomio de 4º grau
%Wn (Fregencia Natural)
A1 = 13086.5786381717;
B1 = 11.7331748400;
C1 = 295.0929501104;
D1 = -0.1934913316;
E1 = 55.9066228816;

Pi = -0.25; % Posição inicial do atuador
Pf = -0.15; %Posição final do atuador

%Matriz linear do sistema (Parte linear do modelo)
AS = [0 1 0;0 0 1;0 -E1^2 -2*c*E1];

%Matriz constante do controle
B = [0;0;1];

%Q e R geram a matriz de controle
Q = [3.55e10 0 0;0 1 0;0 0 1];

R = [1];

[U,P,E] = lqr(AS,B,Q,R);

U1 = U(1); %Ganho do erro de posição
U2 = U(2); %Ganho do erro de Velocidade
U3 = U(3); %Ganho do erro de aceleração
```

APÊNDICE C

Para obtenção da Matriz G da equação (4.40)

$$\dot{\tilde{y}} = A\tilde{y} + G(y, y_d)\tilde{y} + Bu, \quad (*)$$

parte-se das equações (2.16)

$$\begin{aligned} \dot{y}_1 &= y_2 \\ \dot{y}_2 &= y_3 \\ \dot{y}_3 &= -\omega_n^2 y_2 - 2\xi\omega_n y_3 + K_q \omega_n^2 U_T \end{aligned}$$

e (2.19)

$$\omega_n = A_1 y_1^4 + B_1 y_1^3 + C_1 y_1^2 + D_1 y_1 + E_1.$$

Em seguida escreve-se na forma de desvios:

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{y}}_1 &= \tilde{y}_2 \\ \dot{\tilde{y}}_2 &= \tilde{y}_3 \\ \dot{\tilde{y}}_3 &= -\omega_n^2 \tilde{y}_2 - 2\xi\omega_n \tilde{y}_3 + U \end{aligned} \quad (**)$$

Para separar a parte linear da parte não-linear do sistema, do desenvolvimento de $-\omega_n^2 \tilde{y}_2$ observa-se que o único termo linear é $-E_1^2 y_2$ e do desenvolvimento de $-2\xi\omega_n \tilde{y}_3$ o único termo linear é $-2\xi E_1 \tilde{y}_3$.

Em seguida escreve-se a equação (**) na forma (*) separando-se a parte linear da parte não linear.

$$\begin{bmatrix} \dot{\tilde{y}}_1 \\ \dot{\tilde{y}}_2 \\ \dot{\tilde{y}}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -E_1^2 & -2\xi E_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{y}_1 \\ \tilde{y}_2 \\ \tilde{y}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & -f_1 & -2c f_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{y}_1 \\ \tilde{y}_2 \\ \tilde{y}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \end{bmatrix} U$$

onde

$$\begin{aligned} f_1 &= A_1 \tilde{y}_1^8 + 2A_1 B_1 \tilde{y}_1^7 + (2A_1^2 C_1 + B_1) \tilde{y}_1^6 + (2B_1^2 C_1 + 2A_1 D_1) \tilde{y}_1^5 + (2A_1^2 E_1 + 2B_1 D_1 + C_1^2) \tilde{y}_1^4 + \\ &+ (2B_1^2 E_1 + 2C_1 D_1) \tilde{y}_1^3 + 2C_1 E_1 \tilde{y}_1^2 + 2D_1 E_1 \tilde{y}_1 \end{aligned}$$

e

$$f_2 = A_1 y_1^4 + B_1 y_1^3 + C_1 y_1^2 + D_1 \tilde{y}_1$$

APÊNDICE D

Segue a baixo a rotina do MatLab utilizada para geração dos gráficos dos resultados experimentais.

```
%Rotina utilizada para geracao dos graficos  
%dos testes experimentais
```

```
% Carega o banco de dados  
load polq4e9.mat;
```

```
%Determina cada variavel  
t = polq4e9.X.Data;  
Uc = polq4e9.Y(1).Data';  
U = polq4e9.Y(2).Data';  
Yd = polq4e9.Y(7).Data';  
ey = polq4e9.Y(4).Data';  
Ym = polq4e9.Y(12).Data';  
Pa = polq4e9.Y(3).Data';  
Pb = polq4e9.Y(2).Data';
```

```
%Carega o banco de dados  
load polq4e91c05.mat;
```

```
Uc1 = polq4e91c05.Y(1).Data';  
U1 = polq4e91c05.Y(2).Data';  
Yd1 = polq4e91c05.Y(7).Data';  
ey1 = polq4e91c05.Y(4).Data';  
Ym1 = polq4e91c05.Y(12).Data';  
Pa1 = polq4e91c05.Y(3).Data';  
Pb1 = polq4e91c05.Y(2).Data';
```

```
%plot(t,Yd,'k',t,Ym,'b',t,Ym1,'r')
```

```
plot(t,ey,'b',t,ey1,'r')
```

```
%plot(t,U,'b',t,Uc1,'r')
```