

Luciano Endler

**UMA SOLUÇÃO PARA ECONOMIA DE AR COMPRIMIDO EM  
SISTEMAS DE CONTROLE DE POSIÇÃO PNEUMÁTICOS**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Doutor em Engenharia de Automação e Sistemas.

Orientador: Prof. Dr. Victor Juliano De Negri

Coorientador: Prof. Dr. Eugênio de Bona Castelan Neto

Florianópolis,  
2014.

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Endler, Luciano

Uma solução para economia de ar comprimido em sistemas de controle de posição pneumáticos / Luciano Endler ; orientador, Victor Juliano De Negri ; coorientador, Eugênio De Bona Castelan Neto. - Florianópolis, SC, 2014. 135 p.

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

Inclui referências

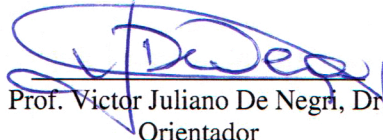
1. Engenharia de Automação e Sistemas. 2. Economia de ar comprimido. 3. Sistema de posicionamento pneumáticos. 4. Válvula on/off de rápida comutação. I. De Negri, Victor Juliano. II. Castelan Neto, Eugênio De Bona. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas. IV. Título.

Luciano Endler

**DESENVOLVIMENTO DE SOLUÇÃO PARA ECONOMIA DE  
AR COMPRIMIDO EM SISTEMAS DE CONTROLE DE  
POSIÇÃO PNEUMÁTICOS COM CARREGAMENTOS  
EXTERNOS**

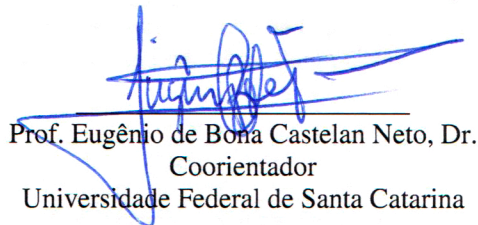
Esta Tese foi julgada adequada para obtenção do Título de “Doutor em Engenharia de Automação e Sistemas”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas.

Florianópolis, 16 de Outubro de 2014.



Prof. Victor Juliano De Negri, Dr.  
Orientador

Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Eugênio de Bona Castelan Neto, Dr.  
Coorientador

Universidade Federal de Santa Catarina




Prof. Rômulo Silva de Oliveira, Dr.  
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de  
Automação e Sistemas



**Banca Examinadora:**



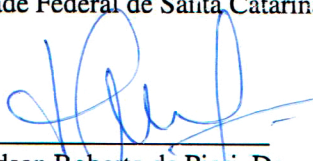
Prof. Eduardo André Perondi, Dr. Eng. - Relator  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul



Prof. Antônio Carlos Valdiero, Dr. Eng.  
Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul



Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.  
Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Edson Roberto de Pieri, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Henrique Simas, Dr. Eng.  
Universidade Federal de Santa Catarina



À Luciana, com amor e  
carinho.





## AGRADECIMENTOS

À UFSC.

Ao CNPq pelo apoio financeiro.

Ao PPGEAS – UFSC por oportunizar-me a realização desta tese.

Aos meus pais, base de minha vida e primeiras referências a mostrar os diversos caminhos.

À minha esposa Luciana, pelo amor incondicional e cumplicidade em todos os momentos.

Aos professores Victor e Eugênio, pela orientação, apoio, incentivo e, principalmente, por acreditarem no meu trabalho.

Aos colegas e integrantes do Laship Yesid, Cristiano, Facundo, Pacheco, Mauro, Brisot, Desyel, Lidiane, Flesch, Paulo, Carol, Rafael, Henri e Mário por toda amizade, parceria, acolhimento e troca de ideias.

Aos colegas do LTIC (DAS), que nos momentos iniciais foram importantíssimos para seguir em frente. Agradeço a Aline, Marina, Marcio, Paulo e Lie pelo acolhimento e companhia, nos intermináveis finais de semana de estudos.

Ao meu amigo Claudio Reichert do Nascimento, pelas “prosas e mates”, conselhos e mão sempre estendida.

Ao Job, que sempre estava presente diante de qualquer necessidade, e claro pela amizade construída.

À Denise, pelos momentos de confraternização e parceria durante todo o doutorado.

Um agradecimento especial ao Yesid, por oportunizar-me conhecer o outro lado do mundo.

Enfim, agradeço a todos, que de uma forma ou outra, participaram e apoiaram em algum momento dessa caminhada.



## RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo teórico e experimental de um esquema alternativo para a economia de ar comprimido em sistemas de posicionamento pneumáticos que necessitam mover cargas elevadas. Este novo esquema adiciona uma válvula *on/off* de rápida comutação em uma realimentação entre as câmaras do atuador pneumático. Primeiramente, a modelagem matemática foi desenvolvida, tanto para entender o comportamento do sistema com válvula auxiliar, quanto no desenvolvimento do algoritmo para a economia de ar comprimido. A modelagem consiste em equacionar o comportamento dinâmico e estático dos principais componentes, como a válvula auxiliar *on/off* de rápida comutação, válvula proporcional e sistema de atuação pneumático. O algoritmo para economia de ar comprimido leva em conta a diferença de pressões nas câmaras do atuador e o sinal de controle de referência para a tomada de decisão de acionamento das válvulas. O sistema usa dois controladores, sendo que o sinal de controle enviado à válvula proporcional provém de um controlador PI com compensação da não linearidade da zona morta a partir da sua inversa suavizada e para o sinal enviado a válvula *on/off* de rápida comutação, uma técnica de Modulação por Largura de Pulso associada com um controlador PI foi implementada. Os resultados teórico-experimentais foram obtidos por intermédio da modelagem não linear detalhada do sistema e da utilização de uma bancada de testes. O modelo teórico apresentou um comportamento próximo do comportamento real de forma que foi utilizado para a determinação da diferença de pressão necessária para conseguir uma realimentação entre as câmaras do atuador pneumático e atingir os requisitos de posicionamento do sistema. Essa diferença de pressão é um parâmetro importante para garantir o funcionamento do algoritmo para economia de ar comprimido. Os resultados experimentais mostraram que, com esta configuração, até 47 % de ar comprimido pode ser economizado levando em conta a resposta ao degrau e de até 54% para o seguimento de trajetória senoidal. O custo extra para o acréscimo da válvula auxiliar pode ser compensado pela economia de ar comprimido. O período para retorno do investimento é de aproximadamente 0,9 anos para a sequência de entrada em degrau e 0,72 anos para o seguimento de trajetória senoidal, caso transdutores de pressão estejam disponíveis no sistema.

**Palavras-chave:** Economia de ar comprimido. Sistema de posicionamento pneumático. Válvula *on/off* de rápida comutação.



# A SOLUTION TO COMPRESSED AIR SAVING IN PNEUMATIC POSITIONING SYSTEMS

## ABSTRACT

This work presents a theoretical and experimental study of an alternative scheme to compressed air saving in pneumatic positioning systems with need move high loads. This new scheme adds a fast switching on/off valve in a feedback between the chambers of the pneumatic actuator. Firstly, the mathematical modeling was developed to understand the behavior of the system with an auxiliary on/off valve and to developing of the algorithm to compressed air saving. The mathematical modeling consists in equating the static and dynamic behavior of the main components, like fast switching on/off valve, proportional valve and pneumatic actuator system. The algorithm to compressed air saving, takes into account the pressure difference in the actuator chambers and the control signal reference to make decision to activation of valves. The system use two controllers, being the proportional valve signal from a PI controller with compensation of nonlinearity dead zone from a smoothed inverse and in the signal sent to auxiliary fast switching on/off valve, a Pulse Width Modulation technique associated with a PI controller was implemented. The theoretical and experimental results were obtained, firstly with the simulation of the mathematical model and after from tests conducted on test bench. The theoretical model presents a behavior very close to the real behavior. Having the validated model, one can obtain the pressure difference required to achieve a feedback between the chambers of the pneumatic actuator and achieve the positioning requirements of the system. This difference in pressure is an important parameter for the algorithm for compressed air saving. The experimental results showed that, with this configuration, until 47 % of compressed air can be saved to step response and of up to 54% for the sinusoidal trajectory tracking. The extra cost for the addition of auxiliary valve can be offset by compressed air saving. The payback period is of approximately 0.9 years to steps inputs and of approximately 0.72 years to the sinusoidal trajectory tracking, if the pressure transducers are available in the system.

**Keywords:** Compressed air saving. Pneumatic positioning system. Fast switching on/off valve.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Elementos do trabalho acadêmico. ....	31
Figura 2 – Sistema de posicionamento pneumático com cinco válvulas direcionais <i>on/off</i> de 2 vias. ....	33
Figura 3 – Sistema de posicionamento pneumático com uma realimentação entre as câmaras do cilindro. ....	34
Figura 4 – Sistema de posicionamento pneumático com duas válvulas proporcionais. ....	35
Figura 5 – Força de carga acoplada a cilindros simétricos. ....	37
Figura 6 – Sistema de posicionamento pneumático sem realimentação entre as câmaras do cilindro. ....	43
Figura 7 – Sistema de posicionamento pneumático com realimentação entre as câmaras do cilindro. ....	44
Figura 8 – Trajetórias do modelo de atrito. ....	46
Figura 9 – Mapa de atrito. ....	47
Figura 10 – Vazão mássica através de uma válvula em função da razão de pressões. ....	50
Figura 11 – Representação gráfica da zona morta. ....	52
Figura 12 – Desenho esquemático referente à válvula proporcional. ....	53
Figura 13 – Desenho esquemático referente à válvula direcional <i>on/off</i> . ....	54
Figura 14 – Diagrama de blocos do sistema de controle. ....	62
Figura 15 – Representação gráfica do comportamento dinâmico das pressões em função do sinal de controle $U_p$ . ....	64
Figura 16 – Representação gráfica da compensação da zona morta. ....	66
Figura 17 – Sinal PWM. ....	67
Figura 18 – Implementação do PWM em Matlab/Simulink. ....	68
Figura 19 – Geração do sinal PWM. a) Gerador de pulsos. b) Pulso e ciclo de trabalho. c) Sinal enviado para válvula <i>on/off</i> . ....	69
Figura 20 – Bancada de testes. ....	71
Figura 21 – Detalhamento dos componentes da bancada de testes. ....	72
Figura 22 – Unidade Hidráulica. ....	75
Figura 23 – Sistema de aquisição e geração. ....	76
Figura 24 – Resposta para a sequência de entrada em degrau de 5 % e 10 %: a) posicionamento; b) erro de posicionamento; c) pressões nas câmaras do atuador. .....	81
Figura 25 – Resposta ao degrau de 5 % e 10 %: a) sinais de controle experimentais; b) sinais de controle teóricos. ....	82
Figura 26 – Seguimento de trajetória senoidal: a) deslocamento; b) erro de deslocamento; c) pressões nas câmaras do atuador. ....	83
Figura 27 – Seguimento de trajetória senoidal: a) sinais de controle experimentais; b) sinais de controle teóricos. ....	84
Figura 28 – Ajuste do parâmetro $\Delta p_{Ref}$ : a) ajuste positivo; b) ajuste negativo. .....	87

Figura 29 – Resposta experimental ao degrau para o sistema pneumático com e sem realimentação entre as câmaras: a) posição; b) erro de posição; c) pressão. ....	89
Figura 30 – Sinal de controle experimental da resposta ao degrau: a) com realimentação entre as câmaras; b) sem realimentação entre as câmaras. ....	90
Figura 31 – Consumo de ar comprimido da resposta ao degrau para o sistema com e sem válvula auxiliar: a) um ciclo; b) dez ciclos. ....	91
Figura 32 – Seguimento de trajetória senoidal com e sem realimentação entre as câmaras: a) deslocamento; b) erro de deslocamento; c) pressão.....	93
Figura 33 – Sinal de controle experimental para o seguimento de trajetória senoidal: a) com válvula auxiliar; b) sem válvula auxiliar. ....	94
Figura 34 – Consumo de ar comprimido para o seguimento de trajetória senoidal com e sem válvula auxiliar: a) dois ciclos; b) dez ciclos. ....	95
Figura 35 – Resposta ao degrau para o sistema pneumático com e sem realimentação entre as câmaras: a) posição; b) pressão. ....	99
Figura 36 – Sinal de controle da resposta ao degrau: a) com realimentação entre as câmaras; b) sem realimentação entre as câmaras. ....	100
Figura 37 – Fluxograma para análise do potencial de economia. ....	101
Figura C.1 – Diagrama de blocos completo do sistema de posicionamento pneumático. ....	127
Figura C.2 – Detalhamento da programação das trajetórias. ....	128
Figura C.3 – Algoritmo de tomada de decisão, compensação da zona morta e técnica PWM. ....	128
Figura C.4 – Detalhamento da compensação da zona morta. ....	129
Figura C.5 – Detalhamento do algoritmo de tomada de decisão. ....	129
Figura C.6 – Detalhamento do caso 1 do algoritmo de decisão. ....	130
Figura C.7 – Detalhamento da vazão mássica $q_{mA}$ . ....	130
Figura C.8 – Detalhamento da vazão mássica $q_{mB}$ . ....	130
Figura C.9 – Detalhamento da vazão mássica $q_{mF}$ . ....	131
Figura C.10 – Detalhamento da pressão na câmara A. ....	131
Figura C.11 – Detalhamento da pressão na câmara B. ....	132
Figura C.12 – Detalhamento do subsistema mecânico. ....	132
Figura C.13 – Detalhamento do modelo de atrito. ....	133
Figura C.14 – Consumo de ar comprimido. ....	133
Figura C.1 – Diagrama de blocos utilizado nos testes experimentais. ....	135



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Principais vantagens e desvantagens dos sistemas de posicionamento. ....	30
Tabela 2 – Características da válvula proporcional. ....	73
Tabela 3 – Características da válvula direcional <i>on/off</i> .....	73
Tabela 4 – RMS do erro de posição.....	85
Tabela 5 – Cálculo do número de ciclos por ano.....	96
Tabela 6 – Cálculo e custo da energia pneumática. ....	97
Tabela A.1 – Valores do mapa de atrito estático. ....	120
Tabela A.2 – Equações do coeficiente de atrito viscoso variável .....	122
Tabela A.3 – Parâmetros do mapa de atrito .....	123
Tabela B.1 – Parâmetros do sistema .....	125



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LASHIP	Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos
PWM	Modulação por Largura de Pulso ( <i>Pulse Width Modulation</i> )
PI	Proporcional-Integrativo ( <i>Proportional – Integral</i> )
PID	Proporcional-Integral-Derivativo ( <i>Proportional – Integral - Derivative</i> )
RMS	Valor médio quadrático ( <i>Root Mean Square</i> )
STP	Condições padrão para temperatura e pressão adotadas pela norma ISO 6358
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina



## LISTA DE SÍMBOLOS E UNIDADES

### Alfabeto grego

$\Delta p_{Ref}$	Tolerância da diferença de pressão do algoritmo de decisão.	[Pa]
$\gamma$	Relação dos calores específicos do gás.	[-]
$\rho_0$	Massa específica do ar nas condições de referência ambiente.	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_A$	Massa específica do ar na câmara A.	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_B$	Massa específica do ar na câmara B.	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\eta_{Pneu}$	Eficiência energética para a geração da potência pneumática.	[%]

### Alfabeto latino

$a$	Razão de pressão pneumática entre $p_2$ e $p_1$ .	[-]
$A$	Área anular do atuador pneumático.	[m <sup>2</sup> ]
$A_A$	Área da câmara A do atuador pneumático.	[m <sup>2</sup> ]
$A_B$	Área da câmara B do atuador pneumático.	[m <sup>2</sup> ]
$A_{re}$	Abertura relativa dos orifícios da válvula proporcional.	[m <sup>2</sup> ]
$A_A^{2A1}$	Área anular A do cilindro 2A1.	[m <sup>2</sup> ]
$A_B^{2A1}$	Área anular B do cilindro 2A1.	[m <sup>2</sup> ]
$A_B^{2A2}$	Área anular B do cilindro 2A2.	[m <sup>2</sup> ]
$A_A^{2A2}$	Área anular A do cilindro 2A2.	[m <sup>2</sup> ]
$b$	Razão de pressão crítica entre as pressões a jusante e a montante nos orifícios da válvula.	[-]
$b_P$	Razão de pressão crítica entre as pressões a jusante e a montante nos orifícios da válvula	[-]

proporcional.

$b_{Aux}$	Razão de pressão crítica entre as pressões a jusante e a montante nos orifícios da válvula <i>on/off</i> .	[-]
$C$	Condutância sônica nos orifícios da válvula.	[m <sup>3</sup> /(s.Pa)]
$C_P$	Condutância sônica nos orifícios da válvula proporcional.	[m <sup>3</sup> /(s.Pa)]
$C_{Aux}$	Condutância sônica nos orifícios da válvula <i>on/off</i> .	[m <sup>3</sup> /(s.Pa)]
$C_{EP}$ (R\$)	Custo para geração de energia pneumática.	[R\$]
$C_{kWh}$ (R\$)	Custo da energia elétrica consumida.	[R\$]
$C_{n0}$	Coefficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao sentido negativo do movimento.	[-]
$C_{n1}$	Coefficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao sentido negativo do movimento.	[-]
$C_{n2}$	Coefficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao sentido negativo do movimento.	[-]
$C_{n3}$	Coefficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao sentido negativo do movimento.	[-]
$C_{p0}$	Coefficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao sentido positivo do movimento.	[-]
$C_{p1}$	Coefficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao sentido positivo do movimento.	[-]
$C_{p2}$	Coefficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao sentido positivo do movimento.	[-]
$C_{p3}$	Coefficiente do polinômio de 3ª ordem referente ao sentido positivo do movimento.	[-]
$E_{Pneu}$	Energia pneumática consumida.	[kWh]
$e(t)$	Erro de posicionamento do sistema.	[m]
$F_{at}$	Força de atrito.	[N]
$F_c$	Força de carga.	[N]

$F_p$	Força pneumática.	[N]
$F_{sn}$	Força de atrito estático no sentido negativo do movimento.	[N]
$F_{sp}$	Força de atrito estático no sentido positivo do movimento.	[N]
$f_v$	Coefficiente de atrito viscoso variável.	[kg/s]
$K_U$	Constante de proporcionalidade.	[-]
$k_I$	Ganho integrativo do controlador PI.	[-]
$k_P$	Ganho proporcional do controlador PI.	[-]
$L$	Curso total do atuador pneumático.	[m]
$lc$	Largura do chaveamento da compensação da zona-morta.	[V]
$M$	Massa deslocada.	[kg]
$M_{Pneu}$	Massa de ar comprimido consumida.	[kg]
$md$	Inclinação direita da zona morta.	[-]
$me$	Inclinação esquerda da zona morta.	[-]
$P_{Pneu}$	Potência pneumática consumida.	[J]
$p_1$	Pressão a montante.	[Pa]
$p_2$	Pressão a jusante.	[Pa]
$p_A$	Pressão na câmara A do atuador pneumático.	[Pa]
$p_B$	Pressão na câmara B do atuador pneumático.	[Pa]
$p_S$	Pressão de suprimento.	[Pa]
$p_T$	Pressão atmosférica.	[Pa]
$\dot{Q}$	Taxa variação de calor no volume de controle.	[J/s]
$q_m$	Vazão mássica através do orifício da válvula.	[kg/s]
$q_{m1}$	Vazão mássica na entrada do volume de controle.	[kg/s]
$q_{m2}$	Vazão mássica na saída do volume de	[kg/s]

controle.

$q_{mA}$	Vazão mássica através do orifício ligado a linha A da válvula proporcional.	[kg/s]
$q_{mA_t}$	Vazão mássica através da câmara A do atuador.	[kg/s]
$q_{mB}$	Vazão mássica através do orifício ligado a linha B da válvula proporcional.	[kg/s]
$q_{mB_t}$	Vazão mássica através da câmara B do atuador.	[kg/s]
$q_{mcr}$	Vazão mássica crítica.	[kg/s]
$q_{mF}$	Vazão mássica através dos orifícios da válvula auxiliar <i>on/off</i> .	[kg/s]
$R$	Constante dos gases.	[J/(kg.K)]
$T$	Temperatura no volume de controle.	[K]
$T_0$	Temperatura do ar nas condições padrão para temperatura e pressão adotadas pela norma ISO 6358.	[K]
$T_I$	Temperatura do ar a montante.	[K]
$T_A$	Temperatura do ar na câmara A.	[K]
$T_B$	Temperatura do ar na câmara B.	[K]
$t$	Constante de tempo.	[s]
$t_f$	Tempo final.	[s]
$t_i$	Tempo inicial.	[s]
$U$	Sinal de controle em tensão.	[V]
$U_{Aux}$	Sinal de controle digital da válvula <i>on/off</i> .	[V]
$U_{on/off}$	Módulo do sinal de controle da válvula <i>on/off</i> .	[-]
$U_P$	Sinal de controle antes da compensação da zona morta da válvula proporcional.	[-]
$U_{V2}$	Sinal de controle do controlador PI da válvula <i>on/off</i> de rápida comutação.	[-]



$U_{zm}$	Sinal de controle com zona morta.	[-]
$U_{czm}$	Sinal de controle depois da compensação da zona morta.	[-]
$V_A$	Volume da câmara A do atuador pneumático.	[m <sup>3</sup> ]
$V_{A0}$	Volume morto da câmara A do atuador pneumático.	[m <sup>3</sup> ]
$V_B$	Volume da câmara B do atuador pneumático.	[m <sup>3</sup> ]
$V_{B0}$	Volume morto da câmara B do atuador pneumático.	[m <sup>3</sup> ]
$zmd$	Limite direito da zona morta.	[-]
$zme$	Limite esquerdo da zona morta.	[-]
$x$	Posição do atuador pneumático.	[m]
$\dot{x}$	Velocidade do atuador pneumático.	[m/s]
$\ddot{x}$	Aceleração do atuador pneumático.	[m/s <sup>2</sup> ]
$\dot{x}_{0n}$	Velocidade <i>stick</i> no sentido negativo do movimento.	[m/s]
$\dot{x}_{0p}$	Velocidade <i>slip</i> no sentido positivo do movimento.	[m/s]
$\dot{x}_{lim n}$	Velocidade limite no sentido negativo do movimento.	[m/s]
$\dot{x}_{lim p}$	Velocidade limite no sentido positivo do movimento.	[m/s]



## SUMÁRIO

<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>29</b>
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO.....	29
1.2 SISTEMA DE POSICIONAMENTO PNEUMÁTICO.....	31
1.3 ECONOMIA DE AR COMPRIMIDO EM SISTEMAS DE POSICIONAMENTO PNEUMÁTICOS .....	32
1.4 OBJETIVOS .....	38
1.5 ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO .....	38
<b>2. MODELAGEM</b> .....	<b>41</b>
2.1 INTRODUÇÃO .....	41
2.2 SISTEMA DE POSICIONAMENTO PROPOSTO.....	42
2.3 MODELO MATEMÁTICO NÃO LINEAR .....	45
<b>2.3.1 Equilíbrio das Forças no Pistão</b> .....	<b>45</b>
<b>2.3.2 Modelo de atrito</b> .....	<b>45</b>
<b>2.3.3 Dinâmica das pressões nas câmaras</b> .....	<b>47</b>
<b>2.3.4 Equação da vazão mássica</b> .....	<b>49</b>
2.3.4.1 Válvula proporcional .....	50
2.3.4.2 Válvula direcional <i>on/off</i> .....	54
<b>2.3.5 Consumo de ar comprimido</b> .....	<b>56</b>
2.4 DISCUSSÕES.....	57
<b>3. TÉCNICA DE CONTROLE</b> .....	<b>59</b>
3.1 ALGORITMO PARA ECONOMIA DE AR COMPRIMIDO	59
3.2 CONTROLADOR PI.....	61
<b>3.2.1 Identificação e compensação da zona morta</b> .....	<b>63</b>
<b>3.2.2 Técnica PWM associada com o controlador PI</b> .....	<b>67</b>
3.3 DISCUSSÕES.....	69
<b>4. DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL</b> .....	<b>71</b>
4.1 INTRODUÇÃO .....	71

4.2	COMPONENTES DO SISTEMA PNEUMÁTICO .....	72
4.3	SISTEMA DE MEDIÇÃO .....	74
4.4	SISTEMA HIDRÁULICO DE CARREGAMENTO .....	75
4.5	AQUISIÇÃO DE DADOS .....	76
<b>5.</b>	<b>RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>79</b>
5.1	COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS TEÓRICO- EXPERIMENTAIS .....	79
5.2	ESTIMATIVA DO PARÂMETRO $\Delta p_{Ref}$ .....	85
5.3	COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA O SISTEMA COM E SEM VÁLVULA AUXILIAR.....	88
<b>5.3.1</b>	<b>Resposta ao degrau.....</b>	<b>88</b>
<b>5.3.2</b>	<b>Resposta ao seguimento de trajetória senoidal .....</b>	<b>92</b>
5.4	CUSTOS DE OPERAÇÃO E RETORNO DE INVESTIMENTO .....	95
5.5	TESTES COM CILINDROS ASSIMÉTRICOS .....	98
5.6	MÉTODO DE ANÁLISE DA VIABILIDADE DA REDUÇÃO DE CONSUMO DE AR .....	101
5.7	DISCUSSÕES .....	102
<b>6.</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>105</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>109</b>
	<b>APÊNDICE A – MODELO DO COEFICIENTE DE ATRITO VISCOSO VARIÁVEL.....</b>	<b>119</b>
	<b>APÊNDICE B – PARÂMETROS USADOS NOS ESTUDOS TEÓRICOS.....</b>	<b>125</b>
	<b>APÊNDICE C – DIAGRAMA EM SIMULINK/MATLAB.....</b>	<b>127</b>
	<b>APÊNDICE E – DIAGRAMA DE BLOCOS DO EXPERIMENTO .....</b>	<b>135</b>

## INTRODUÇÃO

### 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Neste capítulo são descritos os principais aspectos relacionados aos sistemas de posicionamento pneumáticos, procurando situar o presente trabalho dentro do contexto geral de pesquisa nesta área. Apresenta-se também, as principais vantagens, desvantagens, campos de aplicação, uma descrição de sistemas de posicionamento tradicional, estado da arte em relação à economia de ar comprimido em sistemas de posicionamento pneumáticos, objetivos deste estudo e organização do documento.

A utilização da pneumática como fonte de trabalho mecânico está consolidada no meio industrial e vem progressivamente conquistando mais espaço para aplicações especiais, como no caso de posicionadores. A pneumática destaca-se em aplicações que demandam elevado desempenho, em ambientes que exijam condições de higiene e para atividades com grande repetitividade e velocidade (SCHNEIDER; HITCHCOX, 1998).

Sistemas pneumáticos possuem um vasto campo de aplicação, por exemplo, podem ser usados: no controle de pás de reguladores de velocidade de turbinas hidráulicas (ASAFF, 2006; LOCATELI, 2011; ENDLER; DE NEGRI; CASTELAN, 2013; ASAFF; DE NEGRI; SOARES, 2014); na indústria metal mecânica (BAVARESCO, 2007); na área automotiva (BU; TAN, 2007); na área médica (YU et al., 2007; YU et al., 2008); na robótica (BOBROW; MCDONELL, 1998; CAMBRON; NORTHUP; PETERS, 2005; JEONG et al., 2005); entre outras. Em Perondi (2002), pode ser encontrado vários relatos sobre aplicações específicas para sistemas de posicionamento pneumáticos.

Sistemas de posicionamento pneumáticos são atrativos para aplicações industriais por terem uma boa relação peso/potência e serem de fácil manutenção, quando comparados com sistemas de posicionamento elétrico, e por possuírem baixo custo, quando comparados aos sistemas de posicionamento hidráulicos. Entretanto, além de dificuldades de controle devido a diversas características não lineares (ANDRIGHETTO; VALDIERO; CARLOTTO, 2006; GUENTHER et al., 2006; VALDIERO; BAVARESCO; ANDRIGHETTO, 2008), não só os sistemas de posicionamento, mas os sistemas pneumáticos em geral tem baixa eficiência energética (KRICHEL et al., 2012).

A Tabela 1 apresenta as principais vantagens e desvantagens entre os sistemas de posicionamento elétrico, hidráulico e pneumático.

Mais discussões sobre características e aplicações de cada um desses sistemas podem ser encontradas em Bollmann (1997), Linsingen (2013) e também em Scavarda e Sesmat (1998).

Tabela 1 – Principais vantagens e desvantagens dos sistemas de posicionamento.

<b>Posicionador</b>	<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
Pneumáticos	Fácil instalação, limpos, alta confiabilidade, não geram centelhas, baixo custo.	Baixa eficiência energética, dificuldades de controle, baixa rigidez.
Hidráulicos	Alta densidade de força, acumuladores para picos de carga, fácil controle, mantém altas forças, rigidez, não geram centelhas.	Difícil instalação de suprimento de potência, ruidosos, vazamento de óleo, risco de incêndio, custo relativo alto.
Elétricos	Facilidades de instalação, flexibilidade, fáceis de controlar, limpos.	Baixa densidade de força, problemas com água, faíscas, custo relativo alto.

Fonte: Elaborada pelo autor.

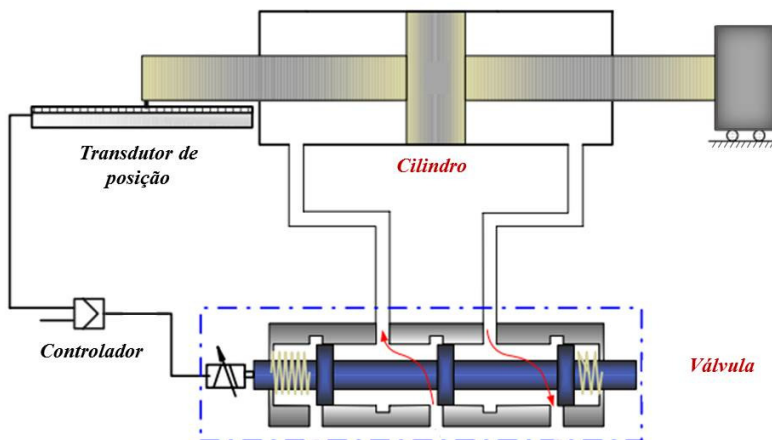
Os sistemas pneumáticos têm baixa eficiência energética devido a perdas no processo de compressão e aplicação (KRICHEL et al., 2012). Segundo o Manual Prático elaborado pela Eletrobrás (ELETROBRAS/PROCEL, 2004), o ar comprimido é uma das formas de energia mais caras em uma planta industrial. A eficiência global de um sistema típico de ar comprimido pode ser tão baixa quanto 10% a 15%. Por exemplo, um compressor consome aproximadamente 7 a 8 kW para produzir 1 kW de ar comprimido. (ELETROBRAS/PROCEL, 2004).

Diante deste fato, estudos relacionados ao consumo de ar comprimido, no intuito de aumentar a eficiência energética vêm crescendo significativamente. Na Seção 1.3 é apresentada uma revisão sobre os principais trabalhos relacionados com economia no consumo de ar comprimido.

## 1.2 SISTEMA DE POSICIONAMENTO PNEUMÁTICO

Os principais componentes do sistema de posicionamento pneumático são uma válvula proporcional, um cilindro pneumático, um transdutor de posição e um controlador. Ao contrário do sistema pneumático convencional que restringe o posicionamento a pontos discretos e bem definidos, como, por exemplo, os fins de curso avançado e recuado, o sistema de posicionamento pneumático com válvula proporcional permite posicionar uma carga em um determinado ponto do curso ou seguir uma trajetória variável em função do tempo. A Figura 1 mostra uma configuração básica de um sistema de posicionamento pneumático com válvula proporcional.

Figura 1 – Elementos do trabalho acadêmico.



Fonte: Adaptado de Asaff (2006).

A fonte de energia dos sistemas de posicionamento pneumáticos é o ar comprimido produzido por um compressor de ar. O ar comprimido é fornecido à válvula proporcional a uma pressão de suprimento regulada. Com objetivo de seguir as referências, e a partir dos sinais das malhas de realimentação, o controlador gera uma tensão de controle que energiza as bobinas do solenoide e gera um deslocamento do carterel da válvula. O carterel, ao ser deslocado, abre os orifícios de passagem da válvula, fornecendo ar comprimido para uma das câmaras do cilindro e permitindo que o ar da outra escoe para a atmosfera. Como resultado,

tem-se a variação das pressões nas câmaras do cilindro que ocasiona uma força resultante que movimenta a haste.

Pode-se citar vários trabalhos que tratam da modelagem matemática de sistemas de posicionamento pneumáticos acionados por uma válvula proporcional e seus respectivos controles de força ou de posição, sendo eles, Virvalo (1995), Bobrow e Mcdonell (1998), Brun et al. (1999), Karpenko e Sepehri (2004), Sobczyk (2005), Karpenko e Sepehri (2006), Bavaresco (2007), Al-Dakkan; Eric e Goldfarb (2006), Endler (2009), Sobczyk (2009), Suzuki (2010), Ritter (2010), Richter (2013), incluindo-se também os trabalhos realizados no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (Laship) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), como Santos (1996), Vieira (1998), Perondi (2002), Barreto (2003), Guenther e Perondi (2004), Guenther et al. (2006), Asaff (2006), Oliveira (2009) e Hené (2010).

### 1.3 ECONOMIA DE AR COMPRIMIDO EM SISTEMAS DE POSICIONAMENTO PNEUMÁTICOS

Devido à baixa eficiência energética em sistemas pneumáticos, estudos relacionados à economia de ar comprimido ou de energia vêm ganhado visibilidade nos últimos anos. O aumento da eficiência energética é necessário, pois a redução do custo de produção é um fator determinante para a sobrevivência das empresas em um mercado competitivo.

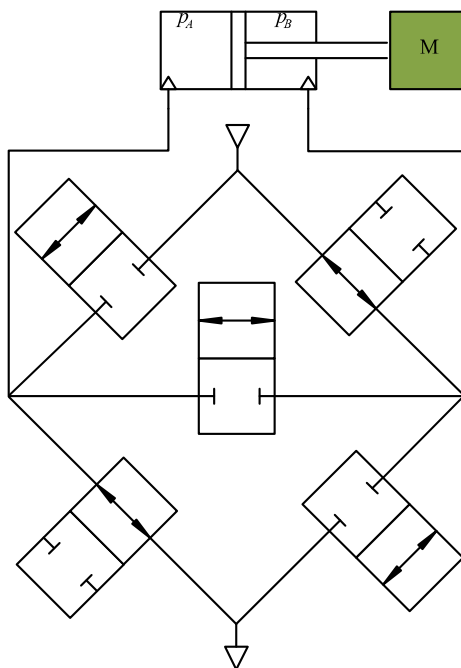
Um dos motivos da baixa eficiência energética em sistemas de posicionamento pneumáticos é que o ar comprimido é liberado para a exaustão depois do seu uso. Na literatura podem-se encontrar vários autores que tratam da economia de ar comprimido em sistemas de posicionamento pneumáticos. Podem ser citados trabalhos como Doll e Sawodny (2010), Doll; Neumann e Sawodny (2011), Doll; Oliver e Neumann (2012), Yang et al. (2009), Shen e Goldfarb (2007), Brun et al. (2002), Al-Dakkan et al. (2003), Al-Dakkan; Eric e Goldfarb (2006), Hepke e Weber (2012).

Os trabalhos de Doll e Sawodny (2010), Doll; Neumann e Sawodny (2011), Doll; Oliver e Neumann (2012) apresentam uma configuração com 5 válvulas *on/off* de duas vias e duas posições (2/2) no lugar de uma válvula de controle direcional 4 vias e 2 posições (4/2), conforme mostra a Figura 2. A válvula que está no centro tem a função de realimentar as câmaras do cilindro, reutilizando o ar comprimido que seria jogado para atmosfera pela exaustão. Uma estratégia de controle ótimo em malha aberta é desenvolvida, com o intuito de aumentar a



eficiência energética em comparação com a configuração padrão. A otimização é feita com um algoritmo genérico incluindo várias condições e funções custo. Segundo Doll; Neumann e Sawodny (2011), quando o sistema apresentado na Figura 2 é comparado com o sistema pneumático com uma válvula de controle direcional 4/2, o consumo de ar comprimido pode ser reduzido em até 35 %, levando em conta o fato que a economia varia de acordo com a aplicação.

Figura 2 – Sistema de posicionamento pneumático com cinco válvulas direcionais *on/off* de 2 vias.



Fonte: Adaptado de Doll e Sawodny (2010).

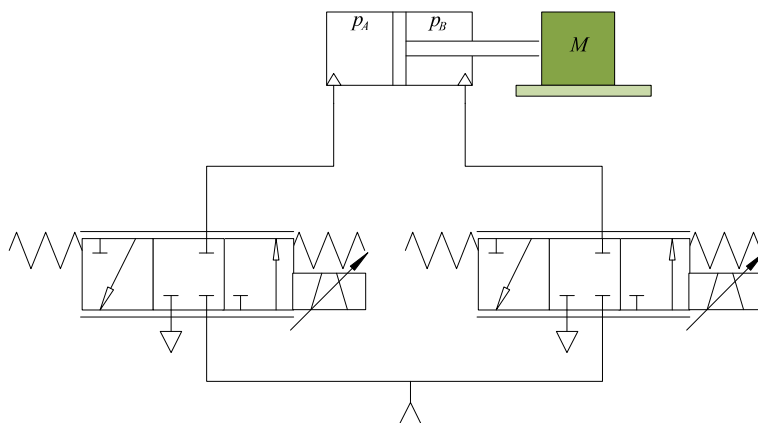
Em Yang et al. (2009) foi utilizada uma válvula auxiliar *on/off* convencional em uma realimentação entre as câmaras de um cilindro assimétrico. Um esquema do sistema pode ser visto na Figura 3. Quando o pistão está se movendo da direita para a esquerda, com uma velocidade constante, a pressão na câmara B do cilindro ( $p_B$ ) é maior que a pressão na câmara A do cilindro ( $p_A$ ). Supondo uma resposta em



que a pressão na câmara a ser pressurizada, a vazão mássica requerida pode ser complementada pela realimentação com a válvula proporcional auxiliar. O controlador foi desenvolvido calculando primeiramente o esforço de controle requerido para a trajetória, e em segundo lugar o grau que a realimentação pode contribuir para o diferencial de vazão mássica. Resultados experimentais mostraram uma economia que varia entre 25 % e 52 % para diferentes frequências para trajetórias senoidais e também para sinais de entrada em onda quadrada.

Brun; Thomasset e Bideaux (2002) propõem uma configuração para o sistema de posicionamento pneumático que consiste na substituição da válvula proporcional 5/3 por duas válvulas proporcionais 3/3, de modo que, a passagem de ar comprimido para as câmaras do cilindro possa ser controlada separadamente. A Figura 4 apresenta o esquema acima citado. Uma lei de controle não linear multivariável foi desenvolvida para controle de trajetórias com economia de energia. Essa configuração permite o controle de duas diferentes trajetórias, neste caso, posição e pressão. Esta estratégia de controle se refere ao acompanhamento da posição desejada com o mínimo de consumo de energia. Assim, para reduzir o consumo de energia é possível diminuir a vazão mássica entregue por cada servo-válvula às câmaras do cilindro. Os resultados apresentados mostram uma melhoria de 29 % em termos de energia fornecida ao cilindro com o controle não linear multivariável.

Figura 4 – Sistema de posicionamento pneumático com duas válvulas proporcionais.



Fonte: Adaptado de Brun; Thomasset e Bideaux (2002).

Da mesma forma, Al-Dakkan; Goldfarb e Barth (2003) e Al-Dakkan; Eric e Goldfarb (2006) utilizam um sistema com duas válvulas proporcionais e assim conseguem controle independente da vazão mássica. A ideia foi desenvolver dois modos de controle para o sistema modificado: um modo ativo que usa ar comprimido proveniente do reservatório de suprimento, e um modo passivo, que controla a vazão mássica pela exaustão das câmaras do cilindro. Os resultados mostram uma economia de energia variando entre 10 % e 46 % dependendo da trajetória senoidal aplicada.

Mais recentemente, Hepke e Weber (2012) apresentam uma análise detalhada não baseada apenas no consumo de ar comprimido do sistema pneumático, mas também no balanço de energia do sistema como um todo. Essa estratégia permite o balanço contínuo de todas as frações de energia e perdas de energia no sistema. Assim, os resultados desse balanço podem ser utilizados para identificar potenciais para economia de energia. Com base nos pontos em potenciais identificados, medidas adequadas de economia de energia podem ser selecionadas. Naquele trabalho, baseado nos potenciais, a escolha foi pela implementação de um sistema de recuperação do ar comprimido de escape, que acrescenta um circuito de armazenamento para a configuração original do sistema. Em Hepke e Weber (2013) é apresentada uma análise detalhada sobre o custo para a modificação do sistema, onde é constatado que o tempo para haver a recuperação do custo de investimento aproxima-se de dois anos.

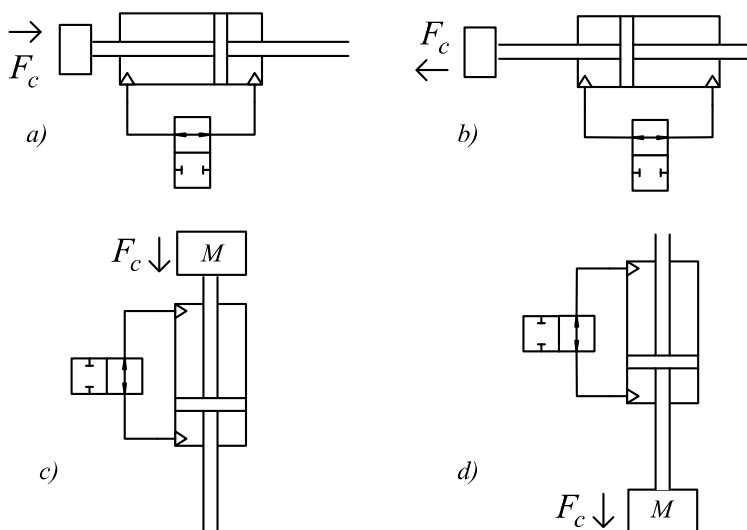
Em geral, nas pesquisas relacionadas ao tema analisam-se sempre os casos em que o cilindro é assimétrico e acoplado a uma carga inercial. Nesses casos, onde o cilindro é assimétrico, uma diferença de pressão entre as câmaras do cilindro é característica devido às diferenças entre as áreas do êmbolo. O que se pode observar é que sistemas de posicionamento pneumáticos simétricos, na presença de carregamento, também tem uma diferença de pressão com potencial para economia de ar comprimido, como por exemplo, com uma realimentação entre as câmaras. Outro fato relevante é o alto valor agregado para a modificação dos sistemas de posicionamento que incluem válvulas proporcionais ao circuito pneumático. A inclusão de uma válvula proporcional ao sistema, por exemplo, pode aumentar significativamente o custo do sistema tornando inviável sua aplicação.

A principal motivação para a realização deste trabalho é a busca por melhorias na questão energética de sistemas de posicionamento que necessitam mover altas forças de carregamento. Os trabalhos encontrados na literatura não tratam a questão de economia de ar

comprimido em sistemas com força de carga acoplada e cilindros simétricos. A proposta apresentada nesse trabalho é a inclusão de uma válvula *on/off* de rápida comutação em uma realimentação entre as câmaras do cilindro.

A força de carga pode estar acoplada ao atuador pneumático de diversas formas. A Figura 5 mostra quatro formas de como se pode encontrar presença de força de carga. O esquema apresentado nas figuras 5a) e 5b) mostra a presença de força de carga acoplada a um cilindro pneumático disposto na horizontal. Essa força de carga pode estar em ambos os sentidos, dependendo da aplicação. Já as figuras 5c) e 5d) apresentam um cilindro pneumático disposto na vertical e com uma massa acoplada, configurando, assim também a presença de força de carga.

Figura 5 – Força de carga acoplada a cilindros simétricos



Fonte: Elaborado pelo autor.

A escolha de uma válvula *on/off* de rápida comutação se deve ao fato de custarem em torno de 10% do preço de uma válvula proporcional, mas conseguirem o mesmo desempenho em questões de posicionamento e/ou seguimento de trajetória. Dessa forma, além de

economizar ar comprimido não estaria aumentando de forma significativa o custo do sistema.

## 1.4 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo geral desenvolver uma solução para sistemas de posicionamento pneumáticos com maior eficiência energética e aplicável para cilindros simétricos e assimétricos na presença de força externa ou assimétricos sem presença de força externa.

Como objetivos específicos do presente trabalho, lista-se:

- construir os modelos matemáticos necessários para realizar a simulação do sistema de posicionamento pneumático padrão e modificado;
- desenvolver um algoritmo de operação para o sistema modificado, baseado em algumas características potenciais para economia de ar comprimido;
- implementação da malha de controle para ambas as válvulas;
- realização de ensaios experimentais e de simulação baseados nas concepções adotadas neste trabalho;
- análise dos resultados, principalmente com relação a economia de ar comprimido e retorno do investimento para modificação o sistema.

## 1.5 ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO

O documento de tese está organizado em 6 capítulos. No Capítulo 2 descreve-se o sistema de posicionamento pneumático proposto neste estudo, bem como a modelagem dos principais componentes. O equacionamento é baseado na dinâmica do movimento do pistão, na dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro e na equação da vazão mássica através dos orifícios de passagem do ar da válvula proporcional e válvula *on/off*. Ainda no Capítulo 2 será apresentada a equação que determina o consumo de massa de ar comprimido do sistema.

O algoritmo utilizado para determinar o acionamento da válvula proporcional e válvula *on/off* é obtido a partir do sinal de controle e da diferença de pressão nas câmaras. O controlador da válvula proporcional é do tipo Proporcional Integral (PI) com compensação da zona morta e o da válvula *on/off* é um PI associado a uma técnica PWM. O algoritmo e as técnicas de controle estão apresentados no Capítulo 3.

No Capítulo 4 é feita descrição dos componentes da bancada de ensaios, do aparato experimental e do sistema de medição e controle utilizados para os testes.

O Capítulo 5 mostra, primeiramente, a comparação entre os resultados experimentais e de simulação para o sistema com válvula auxiliar. Logo após, é apresentada a comparação entre os resultados experimentais para o sistema com e sem válvula auxiliar. Na sequência, resultados sobre o retorno do investimento para a modificação do sistema estão apresentados. Por último, apresentam-se resultados teóricos para o sistema com cilindros assimétricos sem força externa.

Finalmente, no Capítulo 6 apresentam-se as conclusões e perspectivas para o desenvolvimento de trabalhos futuros.





## 2. MODELAGEM

Neste capítulo são apresentados os procedimentos para obtenção do modelo matemático a ser utilizado nas simulações do sistema de posicionamento pneumático.

### 2.1 INTRODUÇÃO

A modelagem matemática é uma ferramenta importante, pois retrata o mais próximo possível, através de equações, um fenômeno real, sendo ele físico, social ou cultural. Segundo Bassanezi (2002), a modelagem matemática consiste em transformar problemas da realidade em problemas matemáticos e resolvê-los interpretando suas soluções em linguagem do mundo real.

O equacionamento matemático de sistemas de posicionamento pneumáticos pode ser visto em diversos trabalhos, tais como, Santos (1996), Bobrow e Mcdonell (1998), Vieira (1998), Tressler et al. (2002), Perondi (2002), Karpenko e Sepehri (2004), Guenther et al. (2006), Rao e Bone (2008), Endler et al. (2008), Oliveira (2009), Hené (2010), Locateli (2011). Entretanto, o presente trabalho apresenta a modelagem da vazão mássica pelos orifícios da válvula *on/off* que interliga as câmaras A e B do atuador pneumático.

Na modelagem do sistema de posicionamento, consideram-se algumas suposições:

- a energia cinética do gás é desprezada;
- não existem vazamentos internos na válvula e entre as câmaras dos cilindros pneumáticos;
- o comportamento do gás é ideal, permitindo a equação geral de estado dos gases ideais;
- os processos termodinâmicos nas câmaras são considerados isentrópicos;
- as temperaturas nas câmaras do atuador e da válvula proporcional e *on/off* assumem valores médios homogêneos iguais à temperatura de suprimento que é considerada constante;

- os calores específicos à pressão e volume constante não se alteram ao longo dos processos;
- a dinâmica do carretel da válvula proporcional e da válvula *on/off* é desprezada;

O sistema de posicionamento proposto será apresentado na Seção 2.2, enquanto que na Seção 2.3, o modelo matemático completo será determinado. Esta seção está dividida em: análise do equilíbrio das forças no pistão, modelo de atrito do cilindro, dinâmica das pressões, equação da vazão mássica nos orifícios da válvula e equação que determina o consumo de massa de ar comprimido. Discussões sobre o capítulo são relatadas na Seção 2.4.

## 2.2 SISTEMA DE POSICIONAMENTO PROPOSTO

Na Seção 1.3 foram apresentados estudos relacionados com a economia de ar comprimido em sistemas de posicionamento pneumáticos. No entanto, nenhuma das pesquisas faz um estudo detalhado sobre sistemas de posicionamento pneumáticos na presença de força de carga. Baseado nos esquemas descritos observou-se a necessidade de uma pesquisa relacionada com a economia de ar comprimido em sistemas de posicionamento que possuem carregamento externo. O carregamento externo é uma fonte de energia que pode ser utilizada para a movimentação do sistema sem o uso de energia proveniente do suprimento.

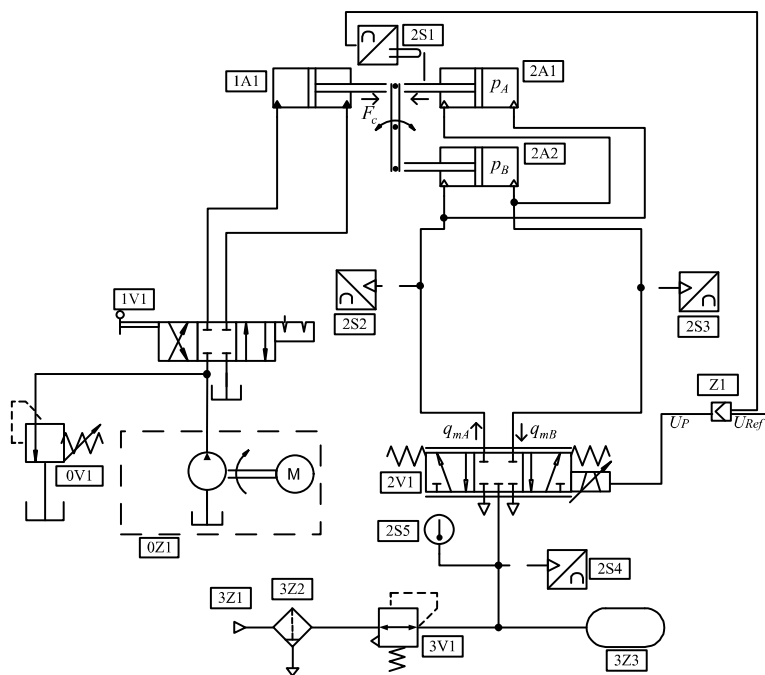
Conforme já comentado, a proposta apresentada nesse trabalho é a inclusão de uma válvula *on/off* de rápida comutação em uma realimentação entre as câmaras do atuador com intuito de utilizar a diferença de pressão, causada pela força de carga. A escolha de uma válvula *on/off* de rápida comutação se dá pelo fato de custarem em torno de 10% do preço de uma válvula proporcional, mas conseguirem o mesmo desempenho em questões de posicionamento e/ou seguimento de trajetória. Dessa forma, além de economizar ar comprimido não aumenta de forma significativa o custo do sistema.

O esquema proposto foi implementado em uma bancada de testes para verificar a economia de ar comprimido. Esse aparato foi desenvolvido para reproduzir o controle de posição das pás de turbinas de reguladores de velocidades de pequenas centrais hidrelétricas (ASAFF, 2006; ASAFF; DE NEGRI, 2007; ASAFF; OLIVEIRA; DE NEGRI, 2008). A

Figura 6 mostra o circuito da bancada de testes sem o uso da válvula auxiliar.

Os componentes do sistema de posicionamento pneumático clássico consistem de 1 válvula proporcional de 5 vias e 3 posições (2V1) para o controle da vazão mássica, 2 cilindros assimétricos (2A1 e 2A2) em uma configuração simétrica, 3 transdutores de pressão (2S2, 2S3 e 2S4), termopar (2S5), filtro de ar (3Z2), fonte de ar comprimido (3Z1), reservatório de ar (3Z3), e de uma válvula reguladora de pressão (3V1). O sistema de carregamento é composto de 1 cilindro hidráulico assimétrico (1A1), uma válvula direcional hidráulica de 4 portas e 3 posições (1V1), uma unidade de potência hidráulica (0Z1) e 1 válvula reguladora de pressão (0V1). Mais detalhes sobre o sistema de posicionamento pneumático apresentado nesta seção podem ser encontrados em Asaff (2006).

Figura 6 – Sistema de posicionamento pneumático sem realimentação entre as câmaras do cilindro.



Fonte: Adaptado de Asaff (2006).



## 2.3 MODELO MATEMÁTICO NÃO LINEAR

Os sistemas de posicionamento pneumáticos geralmente são modelados pelas equações que definem a dinâmica do pistão, a dinâmica das câmaras do atuador e pela equação da vazão mássica através dos orifícios de controle das válvulas.

O equilíbrio das forças no atuador pneumático é dado pela equação do movimento. A dinâmica das pressões nas câmaras do atuador é dada pela equação da continuidade para um escoamento compressível. A vazão mássica através dos orifícios de passagem de ar de ambas as válvulas é modelada de acordo com equação da vazão mássica baseada na Norma ISO 6358 (Iso, 1989).

### 2.3.1 Equilíbrio das Forças no Pistão

A equação do movimento do atuador é modelada por meio 2ª Lei de Newton. Observa-se que as câmaras de ambos os cilindros estão interconectadas de forma a trabalhar como um cilindro simétrico. A equação do movimento pode ser expressa por meio da Equação 1:

$$M\ddot{x} + F_{at} + F_c = (A_A^{2A1} + A_B^{2A2})p_A - (A_B^{2A1} + A_A^{2A2})p_B \quad (1)$$

onde,  $\dot{x}$  é a velocidade do atuador,  $M$  é a massa deslocada,  $F_c$  é a força externa,  $A_A^{2A1}$  é a área anular A do cilindro 2A1,  $A_B^{2A2}$  é a área anular B do cilindro 2A2,  $A_B^{2A1}$  é a área anular B do cilindro 2A1,  $A_A^{2A2}$  é a área anular A do cilindro 2A2 e  $F_{at}$  é a força de atrito no cilindro.

Considerando uma configuração para cilindro simétrico, tem-se que  $(A_A^{2A1} + A_B^{2A2}) = A_A = (A_B^{2A1} + A_A^{2A2}) = A_B = A$  e, dessa forma, a Equação 1 pode ser reescrita como:

$$M\ddot{x} + F_{at} + F_c = A(p_A - p_B) \quad (2)$$

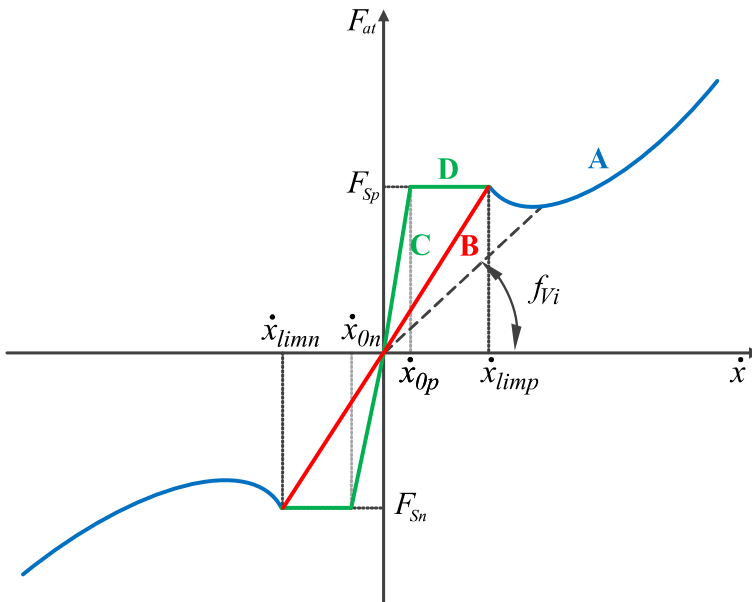
### 2.3.2 Modelo de atrito

Para representar as forças de atrito será utilizado o Modelo do Coeficiente de atrito viscoso variável proposto por Gomes (1995), Gomes e Rosa (2003) e também utilizado por Machado (2003). As curvas que representam as trajetórias do modelo de atrito estão

apresentadas na Figura 8 e sua representação matemática apresentada em Asaff; De Negri e Soares (2014).

Para velocidades abaixo da velocidade limite ( $\dot{x}_{lim}$ ), o cilindro tem movimentos intermitentes de parada (*stick*) e deslizamentos (*slip*). A velocidade limite é a menor velocidade para qual o cilindro possui velocidade constante. No modo *slip* a força de atrito é representada pela curva B e no modo *stick* é dada pelas curvas C e D. A partir da velocidade limite a força de atrito é representada pela curva A.

Figura 8 – Trajetórias do modelo de atrito



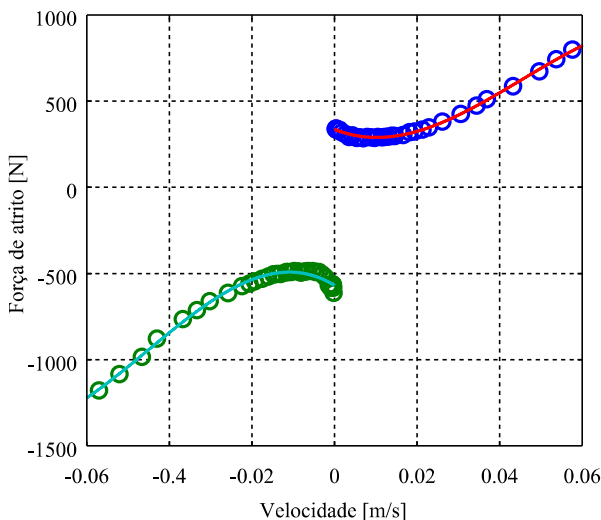
Fonte: Adaptado de Machado (2003).

A Figura 9 mostra o mapa de atrito estático do sistema de posicionamento em estudo e sua aproximação através de duas curvas polinomiais de terceira ordem, uma para cada sentido de movimento, que correspondem à curva “A” para na Figura 8. A partir do mapa de atrito são extraídos o coeficiente de atrito viscoso, velocidade limite e atrito estático. O ponto de menor velocidade obtido experimentalmente para ambas as direções define as velocidades limites e as forças de atrito

estático. A escolha do valor da velocidade *stick* em Machado (2003) foi de 20% da velocidade limite.

No presente trabalho também se optou pela escolha de 20% da velocidade limite, baseado nos resultados de Machado (2003) e em resultados de simulação, onde foram escolhidos diferentes valores e o valor de 20 % apresentou maior aproximação dos resultados.

Figura 9 – Mapa de atrito.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Os parâmetros para compor o mapa de atrito foram estimados a partir do bancada de teste usada neste trabalho e estão apresentados no APÊNDICE A. Os ensaios foram realizados sem a presença de carga, mas com o cilindro hidráulico acoplado. Mais detalhes do procedimento para a obtenção das curvas de atrito pode ser encontrado em Machado (2003).

### 2.3.3 Dinâmica das pressões nas câmaras

O princípio da conservação da massa para um volume de controle onde ocorre a passagem do fluido é apresentado em Fox e McDonald (1995). Considerando o ar como um gás ideal e o escoamento como isentrópico, tem-se a Equação 3 para um dado volume de controle:

$$q_{m1} - q_{m2} = \frac{p}{RT} \frac{dV}{dt} + \frac{V}{RT\gamma} \frac{dp}{dt}, \quad (3)$$

onde  $q_{m1}$  é a vazão mássica na entrada do volume de controle,  $q_{m2}$  é a vazão mássica na saída do volume de controle,  $V$  é o volume de controle,  $T$  é a temperatura do volume de controle,  $\gamma$  é a relação entre os calores específicos do gás e  $R$  é a constante universal dos gases.

Desprezando os possíveis vazamentos e considerando somente a vazão mássica da câmara A, obtém-se:

$$q_{mA} = \frac{p_A}{RT_A} \frac{dV_A}{dt} + \frac{V_A}{RT_A\gamma} \frac{dp_A}{dt}, \quad (4)$$

onde  $V_A$  é o volume na câmara A,  $T_A$  é a temperatura na câmara A e  $q_{mA}$  é a vazão mássica na entrada da câmara A.

Da mesma forma, considerando a vazão mássica da câmara B, obtém-se:

$$q_{mB} = -\frac{p_B}{RT_B} \frac{dV_B}{dt} - \frac{V_B}{RT_B\gamma} \frac{dp_B}{dt} \quad (5)$$

onde  $V_B$  é o volume na câmara B,  $T_B$  é a temperatura na câmara B e  $q_{mB}$  é a vazão mássica na entrada da câmara B.

O volume total nas câmaras A e B do atuador são dados por  $V_A = V_{A0} + A_A x$  e  $V_B = V_{B0} + A_B(L - x)$ , onde  $V_{A0}$  e  $V_{B0}$  são os volumes mortos de ar na tubulação e nas extremidades das câmaras A e B,  $x$  é a posição do sistema de atuação e  $L$  é o curso total do sistema de atuação. A taxa de variação desses volumes é  $\dot{V}_A = A_A \dot{x}$  e  $\dot{V}_B = -A_B \dot{x}$ , onde  $\dot{x}$  é a velocidade do atuador. A temperatura do gás nas câmaras A e B do atuador foram consideradas iguais, assim  $T_A = T_B = T$ . Substituindo os termos acima citados e isolando o termo das variações das pressões, nas equações 4 e 5, tem-se:

$$\dot{p}_A = -\frac{A_A \dot{x} \gamma}{V_{A0} + A_A x} p_A + \frac{RT\gamma}{V_{A0} + A_A x} q_{mA} \quad (6)$$



$$\dot{P}_B = \frac{A_B \dot{x} \gamma}{V_{B0} + A_B (L - x)} P_B - \frac{RT \gamma}{V_{B0} + A_B (L - x)} q_{mBt} \quad (7)$$

### 2.3.4 Equação da vazão mássica

A fundamentação matemática para o modelo da vazão mássica proposto pode ser encontrada em Andersen (1967). Em Sanville (1971) é proposto o seguinte modelo de equações válidas, tanto para o regime sônico quanto subsônico, para definir a vazão mássica através de um orifício de passagem da válvula:

$$q_m = C p_1 \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} w(a) \quad (8)$$

com:

$$w(a) = \begin{cases} \sqrt{1 - \frac{(a-b)^2}{(1-b)^2}}, & \text{para } a > b \\ 1 & \text{para } a \leq b \end{cases} \quad (9)$$

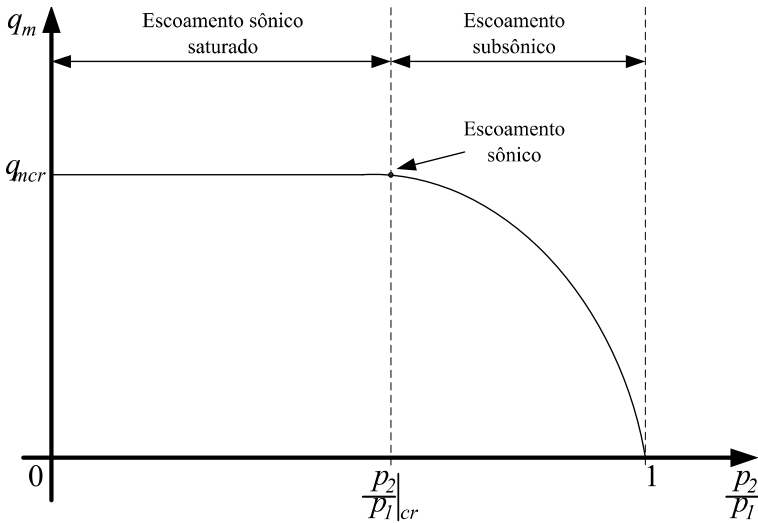
tal que,

$$a = \frac{p_2}{p_1} \quad e \quad b = \frac{p_2}{p_1} \Big|_{cr}$$

onde  $\rho_0$  é a massa específica (densidade) do ar nas STP (condições padrão para temperatura e pressão adotadas pela norma ISO 6358),  $T_0$  é a temperatura do ar nas STP,  $T_1$  é a temperatura do ar a montante,  $p_1$  e  $p_2$  são as pressões absoluta a montante e a jusante,  $C$  é a condutância sônica da válvula,  $b$  é a relação crítica entre as pressões a montante e a jusante, quando a velocidade do ar é igual a velocidade sônica.

A Figura 10 apresenta o comportamento do escoamento sônico e subsônico em função da relação de pressões a montante e a jusante. Quando  $p_2 / p_1 \leq b$  ocorre uma saturação da vazão mássica.

Figura 10 – Vazão mássica através de uma válvula em função da razão de pressões.



Fonte: Adaptado de De Negri (2001).

### 2.3.4.1 Válvula proporcional

A Equação 8 somente é válida quando os orifícios de passagem de ar da válvula estão totalmente abertos. Dessa forma, para permitir a determinação da vazão mássica através dos orifícios da válvula proporcional nas situações de abertura parcial, ou seja, para tensões de referências inferiores à tensão de referência máxima, a variável “abertura relativa” deve ser adequadamente incluída na Equação 8 (VIEIRA, 1998). A abertura relativa será representada nas seguintes equações como  $A_{re}$ .

Incluindo o efeito que produz a abertura relativa  $A_{re}$  na vazão mássica e considerando  $T_0 = T_1$ , a Equação 8 pode ser reescrita como:

$$q_m = A_{re} C p_1 \rho_0 w(a) \quad (10)$$

A relação entre a abertura relativa  $A_{re}$  e a tensão aplicada pode ser obtida experimentalmente ou encontrada também em catálogos de fabricantes. Com o intuito de simplificar a relação entre a área relativa e

tensão de referência aplicada utiliza-se uma constante de proporcionalidade entre ambas  $K_U$  ( $A_{re} = K_U U_{zm}$ ) e inclui-se o efeito da zona morta.

A zona morta em válvulas proporcionais é uma importante não linearidade que acontece quando a largura do ressalto do carretel é maior que a largura do orifício de passagem de ar da válvula proporcional ou também pode ser causada pelo atrito estático no carretel.

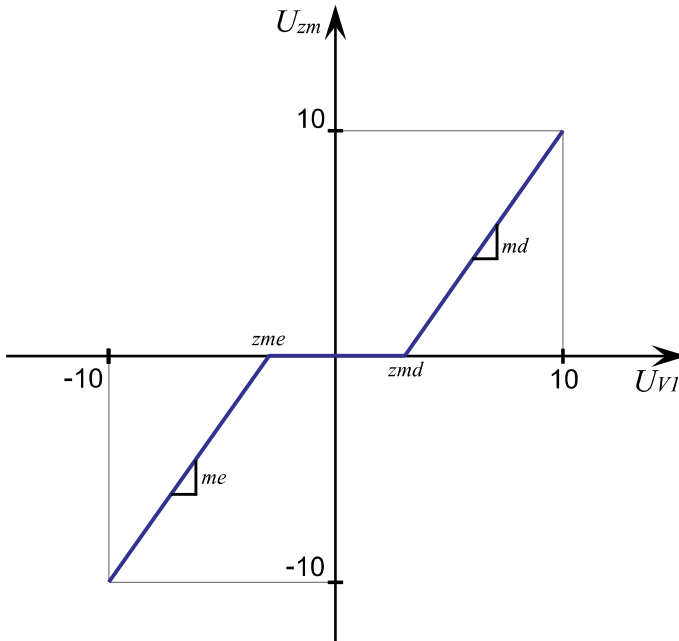
A zona morta pode ser definida como sendo uma relação estática entre valores de entrada e saída, na qual para uma faixa do domínio a resposta de saída é nula. Slotine e Li (1991) apresenta um modelo genérico para a zona morta em válvulas proporcionais, descrito pela Equação 11.

$$U_{zm}(t) = \begin{cases} md(U_{v1}(t) - zmd) & \text{if } U_{v1}(t) \geq zmd \\ 0 & \text{if } zme < U_{v1}(t) < zmd \\ me(U_{v1}(t) - zme) & \text{if } U_{v1}(t) \leq zme \end{cases} \quad (11)$$

onde  $U_{v1}$  é o sinal de entrada,  $zme$  é o limite esquerdo da zona morta a partir da origem de deslocamento do carretel e  $zmd$  é o limite direito da zona morta a partir da origem do deslocamento do carretel e  $me$  e  $md$  são as inclinações esquerda e direita dos valores de resposta. A Figura 11 mostra a representação gráfica do trecho de zona morta do sinal de entrada  $U_{v1}$  em relação ao sinal de saída  $U_{zm}$ .

Na prática, a tensão de controle aplicada à válvula proporcional usada varia de 0 a 10 V, mas, no presente trabalho, essa escala é reajustada a uma escala simétrica de -10 a 10 V que é mais conveniente para análises posteriores. A zona morta será identificada e também compensada a partir da sua inversa no Capítulo 3.

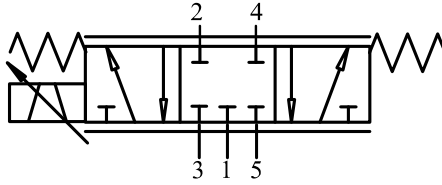
Figura 11 – Representação gráfica da zona morta.



Fonte: Adaptada de Slotine e Li (1991).

As portas da válvula proporcional são mostradas na Figura 12. Quando a válvula é acionada por meio de uma tensão positiva, a vazão a partir do suprimento tende a ir da porta 1 para a porta 4, alimentando a câmara A e tende a liberar a exaustão da câmara B para atmosfera onde a vazão tende a ir da porta 2 para a porta 3. No sentido contrário, quando a válvula é acionada por meio de uma tensão negativa, a vazão a partir do suprimento tende a ir da porta 1 para a porta 2 alimentando a câmara B e tende a liberar a câmara A para a atmosfera, onde a vazão tende a ir da porta 4 para a porta 5. Entretanto, como mostrado em Locateli (2011), há situações em que a vazão pode ter o sentido oposto a essa tendência como, por exemplo, no caso de ter que movimentar altas cargas ou ter altas velocidades de avanço e recuo do atuador. Baseado neste raciocínio, é necessário modelar a vazão mássica de ar tanto no sentido da porta 4 para a porta 1, porta 3 para porta 2, porta 2 para porta 1, assim como da porta 5 para a porta 4, conforme a Figura 12.

Figura 12 – Desenho esquemático referente à válvula proporcional



Fonte: Elaborada pelo autor.

Dessa forma, aplicando a Equação 10 para calcular as vazões mássicas  $q_{mA}$  (vazão mássica através da câmara A do cilindro) e  $q_{mB}$  (vazão mássica através da câmara B do cilindro) pelos orifícios da válvula proporcional, obtêm-se dois conjunto de 4 equações:

$$q_{mA} = \begin{cases} U_{zm} K_U C p_A \rho_o w \left( \frac{p_T}{p_A} \right) & \text{se } U_{zm} < 0 \text{ e } \frac{p_T}{p_A} \leq 1 \\ U_{zm} K_U C p_T \rho_o w \left( \frac{p_A}{p_T} \right) & \text{se } U_{zm} < 0 \text{ e } \frac{p_T}{p_A} > 1 \\ U_{zm} K_U C p_S \rho_o w \left( \frac{p_A}{p_S} \right) & \text{se } U_{zm} \geq 0 \text{ e } \frac{p_A}{p_S} \leq 1 \\ U_{zm} K_U C p_A \rho_o w \left( \frac{p_S}{p_A} \right) & \text{se } U_{zm} \geq 0 \text{ e } \frac{p_A}{p_S} > 1 \end{cases} \quad (12)$$

e

$$q_{mB} = \begin{cases} U_{zm} K_U C p_S \rho_o w \left( \frac{p_B}{p_S} \right) & \text{se } U_{zm} < 0 \text{ e } \frac{p_B}{p_S} \leq 1 \\ U_{zm} K_U C p_B \rho_o w \left( \frac{p_S}{p_B} \right) & \text{se } U_{zm} < 0 \text{ e } \frac{p_B}{p_S} > 1 \\ U_{zm} K_U C p_B \rho_o w \left( \frac{p_T}{p_B} \right) & \text{se } U_{zm} \geq 0 \text{ e } \frac{p_T}{p_B} \leq 1 \\ U_{zm} K_U C p_T \rho_o w \left( \frac{p_B}{p_T} \right) & \text{se } U_{zm} \geq 0 \text{ e } \frac{p_T}{p_B} > 1 \end{cases} \quad (13)$$

onde  $p_s$  é a pressão de suprimento e  $p_T$  é a pressão atmosférica.

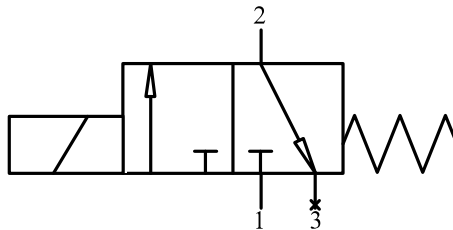
### 2.3.4.2 Válvula direcional *on/off*

As válvulas *on/off* de rápida comutação são uma evolução das válvulas *on/off* convencionais. Na literatura pode-se encontrar vários trabalhos que utilizam válvulas *on/off* de rápida comutação em sistemas de posicionamento pneumáticos, dentre eles pode-se citar: Messina; Giannoccaro e Gentile (2005), Ahn e Yokota (2005), Jouppila; Gadsden e Ellman (2010) e Taghizadeh; Najafi e Ghaffari (2009b).

Com relação à modelagem da vazão mássica em válvulas pneumáticas *on/off*, podem ser citados os trabalhos de Taghizadeh; Ghaffari e Najafi (2009a) e Topçu; Yüksel e Kamış (2006). Ambos dividem a modelagem da válvula em três subsistemas: eletromagnético, mecânico e fluido. O subsistema eletromagnético consiste de um solenoide e circuitos associados. O subsistema mecânico é composto pelo carretel, o qual é sujeito à forças de amortecimento resistiva elástica, além das forças magnéticas e de pressão. Este subsistema é modelado por meio da segunda lei de Newton. O subsistema do fluido é modelado através da vazão mássica que escoo através de um orifício da válvula. Em Jouppila; Gadsden e Ellman (2010) a modelagem da vazão é feita de duas formas: através da norma ISO 6358; e através de uma equação bipolinomial de segunda ordem, como método alternativo à equação dada pela norma ISO 6358.

As portas da válvula direcional *on/off* de rápida comutação são descritas por meio da Figura 13. A válvula direcional *on/off* é uma válvula de 3 portas e 2 posições. No entanto, a porta 3 é bloqueada para obter uma configuração com 2 portas e 2 posições.

Figura 13 – Desenho esquemático referente à válvula direcional *on/off*.



Fonte: Elaborada pelo autor.

O funcionamento é similar ao da válvula proporcional. No entanto, a válvula *on/off* está interligando as câmaras do cilindro. A câmara A está conectada à porta 2 e a câmara B está conectada à porta 1. Quando a válvula está desligada (*off*), não ocorre vazão, já que o pórtico 3 está bloqueado quando a válvula está ligada (*on*) e a pressão na câmara A é superior a da câmara B, a vazão tende a ir da porta 2 para a porta 1. Quando a pressão na câmara B for maior que a da câmara A, a vazão tende a ir da porta 1 para a porta 2.

Seguindo o mesmo procedimento utilizado em Locateli (2011) e Locateli; De Negri e De Pieri (2011), a modelagem da válvula direcional *on/off* de rápida comutação é realizada por meio da equação da vazão mássica através de um orifício conforme norma ISO 6358.

Para compor a vazão mássica através dos pórticos da válvula direcional *on/off* (Equação 8), a abertura do orifício será dada pela entrada em tensão  $U_{Aux}$  que será 1 (totalmente aberto) e 0 (totalmente fechado). Dessa forma, a Equação 8 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$q_{mF} = \begin{cases} -U_{Aux} C_{Aux} P_A \rho_o W \left( \frac{P_B}{P_A} \right) & \text{if } \Delta p > 0 \\ U_{Aux} C_{Aux} P_B \rho_o W \left( \frac{P_A}{P_B} \right) & \text{if } \Delta p \leq 0 \end{cases} \quad (14)$$

onde  $q_{mF}$  é a vazão mássica pelos pórticos da válvula *on/off* e  $C_{Aux}$  é a condutância sônica da válvula direcional *on/off*.

A vazão mássica entrando e saindo das câmaras do cilindro é a combinação da vazão mássica através da válvula proporcional e através da válvula direcional *on/off*. Essa relação pode ser expressa matematicamente como segue nas equações 15 e 16.

$$q_{mA_t} = q_{mA} + q_{mF} \quad (15)$$

e,

$$q_{mB_t} = q_{mB} + q_{mF} \quad (16)$$

### 2.3.5 Consumo de ar comprimido

A massa de ar comprimido consumida pode ser calculada pela integral da vazão mássica através dos orifícios da válvula proporcional a partir do início até o final do movimento do pistão do cilindro (YANG et al., 2009), como mostrado na seguinte equação:

$$M_{Pneu} = \int_{t_i}^{t_f} q_m dt \quad (17)$$

No entanto, só haverá consumo de ar comprimido quando ocorrer alimentação do sistema a partir do suprimento de ar comprimido. Isso ocorre quando se tem alimentação de  $p_S$  para  $p_A$ , que se dá quando  $U_{zm} \geq 0$  e quando se tem alimentação de  $p_S$  para  $p_B$ , que se dá quando  $U_{zm} < 0$ . Dessa forma, a massa de ar consumida é dada pela Equação 18.

$$M_{Pneu} = \begin{cases} \int_{t_i}^{t_f} q_{mA} dt & se \quad U_{zm} \geq 0 \\ -\int_{t_i}^{t_f} q_{mB} dt & se \quad U_{zm} < 0 \end{cases} \quad (18)$$

Na Equação 18,  $q_{mA}$  representa a vazão mássica de alimentação de  $p_S$  para  $p_A$  e  $q_{mB}$  representa a vazão de alimentação de  $p_S$  para  $p_B$ . Dessa forma,  $q_{mA}$  e  $q_{mB}$  são obtidos a partir das equações 12 e 13, conforme apresentados abaixo:

$$M_{Pneu} = \begin{cases} \int_{t_i}^{t_f} U_{zm} K_U C p_S \rho_o w\left(\frac{P_A}{p_S}\right) dt & se \quad U_{zm} \geq 0 \\ \int_{t_i}^{t_f} |U_{zm}| K_U C p_S \rho_o w\left(\frac{P_B}{p_S}\right) dt & se \quad U_{zm} < 0 \end{cases} \quad (19)$$

A Equação 19 será utilizada para calcular a massa de ar consumida pelo sistema com e sem válvula auxiliar.



## 2.4 DISCUSSÕES

Este capítulo apresentou o equacionamento do modelo matemático dos principais componentes do sistema de posicionamento pneumático adotado neste trabalho. Apresentou-se a modelagem matemática do cilindro, da válvula proporcional e da válvula *on/off* de rápida comutação.

Na Subseção 2.3.5 determinou-se a equação para o cálculo do consumo de massa de ar comprimido, tanto para o sistema com válvula auxiliar, quanto para o sistema sem válvula auxiliar. O cálculo da massa de ar consumida é importante, pois permite comparação de consumo entre os sistemas com e sem válvula auxiliar. Essa comparação será apresentada no Capítulo 5.

A modelagem será utilizada para as simulações do comportamento do sistema a partir da ferramenta de simulação Simulink do Matlab. O modelo utilizado já foi validado em trabalhos anteriores, no entanto apresenta alguns acréscimos com relação à modelagem da vazão mássica através dos orifícios da válvula *on/off* de rápida comutação. Os diagramas de blocos usados na simulação podem ser vistos no APÊNDICE C.



### 3. TÉCNICA DE CONTROLE

Há diversos trabalhos que apresentam técnicas e métodos de controle para aplicação em sistemas de posicionamento pneumáticos, seja para controle de posição ou de força. Neste trabalho é necessário o controle de posição em malha fechada para o sistema de atuação pneumático que está sujeito a altas forças de carga.

Como já citado, usando uma válvula em uma realimentação entre as câmaras do cilindro, o consumo de ar comprimido pode ser reduzido. Para garantir que o sistema atinja os requisitos de posicionamento e também proporcione as condições de funcionamento, um algoritmo para tomada de decisão foi desenvolvido. Esse algoritmo é baseado na diferença de pressões nas câmaras do cilindro pneumático e no sinal de controle proveniente do controlador PI (*Proporcional - Integrativo*).

A estratégia de controle adotada neste trabalho é baseada na aplicação de dois controladores diferentes. O controle da válvula proporcional será composto de um controlador PI e o controle da válvula *on/off* de rápida comutação será através de um esquema de controle com uma técnica PWM (*Pulse – width – modulation*) associada ao controlador PI (LOCATELI, 2011).

Primeiramente, na Seção 3.1, é apresentado o algoritmo de decisão desenvolvido para economia de ar comprimido. Na Seção 3.2 descreve-se a técnica de controle adotada para cada uma das válvulas, e, finalizando, na última seção são feitas as discussões sobre os temas abordados no presente capítulo.

#### 3.1 ALGORITMO PARA ECONOMIA DE AR COMPRIMIDO

Nesta seção será descrito o algoritmo de decisão que determina os períodos de operação de cada uma das válvulas. Esse algoritmo é elaborado de forma a economizar ar comprimido a partir da realimentação entre as câmaras do atuador pneumático, que é composto por dois cilindros pneumáticos, configurados de modo a atuarem como um cilindro simétrico. A tomada de decisão leva em conta a diferença de pressões nas câmaras do sistema de atuação e o sinal de controle proveniente do controlador PI.

A diferença de pressão é imposta pelo sistema de carregamento hidráulico, tornando possível uma realimentação entre as câmaras sem prejudicar os requisitos de posicionamento do sistema. Essa realimentação é controlada pela válvula auxiliar *on/off* de rápida comutação. Para funcionamento da válvula proporcional e da válvula

auxiliar, três casos de operação foram considerados, conforme detalhado abaixo.

Caso 1:

*Se  $\Delta p > \Delta p_{Ref}$*

*Quando  $U_p > 0$  2V1 operando e 2V2 fechada*

*Quando  $U_p \leq 0$  2V1 fechada e 2V2 operando*

Caso 2:

*Se  $-\Delta p_{Ref} \leq \Delta p \leq \Delta p_{Ref}$*

*2V1 operando e 2V2 fechada*

Caso 3:

*Se  $\Delta p < -\Delta p_{Ref}$*

*Quando  $U_p > 0$  2V1 fechada e 2V2 operando*

*Quando  $U_p \leq 0$  2V1 operando e 2V2 fechada*

onde  $U_p$  é o sinal de controle, 2V1 é a válvula proporcional, 2V2 é a válvula auxiliar *on/off*,  $\Delta p$  é a diferença entre as pressões nas câmaras do cilindro e  $\Delta p_{Ref}$  é o fator de tolerância da diferença de pressão, o qual é requerido para garantir a realimentação do ar comprimido entre as câmaras e, ao mesmo tempo, alcançar os requisitos de desempenho. Os requisitos de desempenho estão detalhados na próxima seção.

Quando se tem uma diferença de pressão positiva maior que o  $\Delta p_{Ref}$ , o sistema estará no Caso 1. Assim é possível economizar ar comprimido de forma que, se  $U_p$  for menor ou igual a zero e a válvula 2V1 estiver fechada, pode-se ligar a realimentação entre as câmaras A e B do cilindro a partir da válvula 2V2. O Caso 3 ocorre quando se tem uma diferença de pressão negativa menor que  $\Delta p_{Ref}$ , dessa forma, se  $U_p$  for maior que zero, pode-se economizar ar comprimido também a partir do fechamento da válvula 2V1, e pondo em operação a válvula 2V2. Finalmente no Caso 2, se a diferença de pressão estiver na faixa

entre  $-\Delta p_{Ref}$  e  $\Delta p_{Ref}$  a válvula 2V1 estará em operação e a válvula 2V2 estará fechada, não sendo possível a economia de ar comprimido neste caso.

Optou-se por usar a diferença de pressão como condição de funcionamento, pois transdutores que medem as pressões nas câmaras de atuação já estão disponíveis no equipamento. No caso dos transdutores não estarem disponíveis poderia, como solução alternativa, projetar e implementar observadores para a diferença de pressão. A definição do valor do parâmetro  $\Delta p_{Ref}$  foi feita teoricamente por simulação e será detalhada na Seção 5.2.

### 3.2 CONTROLADOR PI

Devido ao seu método simples de aplicação, o controlador PID (OGATA, 1982; FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI, 2002) é um dos principais controladores usado nas indústrias. Na configuração com funções somente proporcional e integral é dado por

$$U_p(t) = k_p e(t) + k_I \int_{t_i}^{t_f} e(t) dt \quad (20)$$

onde  $e(t)$  é a diferença entre a entrada desejada e a saída atual, que é o erro do sistema,  $k_p$  é o ganho proporcional aplicado ao erro,  $k_I$  é o ganho proporcional à integral do erro e os termos  $t_i$  e  $t_f$  correspondem, respectivamente, aos instantes inicial e final de aplicação. Em técnicas de ajuste empíricas, o termo proporcional é comumente usado para melhorar o tempo de resposta e o termo integrativo é responsável por reduzir o erro em regime permanente.

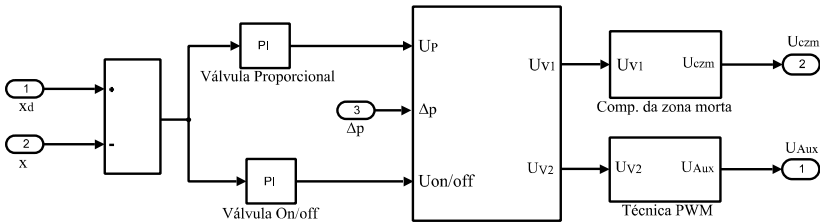
Como requisitos estáticos e dinâmicos básicos do sistema de posicionamento pneumático utilizados na regulação de velocidades de turbinas hidráulicas, tem-se o tempo de acomodação entre 0,3 e 0,75 s, erro de posicionamento máximo de 1 % do curso total do atuador e sobrepasso máximo de 5 % do degrau (IEC, 1997). Estas especificações deverão ser acrescidas durante o processo de ajuste do controlador.

Conforme mostrado na Seção 3.1, o sinal de controle proveniente do controlador PI é o sinal utilizado pelo algoritmo para economia de ar comprimido.

O sinal de controle da válvula proporcional será composto pelo mesmo sinal de controle usado no algoritmo para economia de ar

comprimido, mas a zona morta da válvula será identificada e compensada. O sinal  $U_p$  juntamente com o parâmetro  $\Delta p_{Ref}$  também são condições que indicam quando a válvula auxiliar *on/off* de rápida comutação estará em funcionamento. No entanto, o sinal de controle da válvula direcional *on/off* de rápida comutação será composto por um novo controlador PI associado à técnica PWM (LOCATELI, 2011). A Figura 14 indica o esquema de controle utilizado.

Figura 14 – Diagrama de blocos do sistema de controle.



Fonte: Elaborada pelo autor.

O algoritmo apresentado na Figura 14 seleciona qual das válvulas estará operando e qual estará fechada, como descrito no algoritmo apresentado na seção anterior. Portanto, o sinal de saída relacionado com a válvula proporcional é determinado como

$$U_{V1} = \begin{cases} U_p, & \text{se } \Delta p > \Delta p_{Ref} \text{ e } U_p > 0 \\ U_p, & \text{se } \Delta p < -\Delta p_{Ref} \text{ e } U_p \leq 0 \\ U_p, & \text{se } -\Delta p_{Ref} \leq \Delta p \leq \Delta p_{Ref} \end{cases} \quad (21)$$

e o sinal de saída para a válvula *on/off* será

$$U_{V2} = \begin{cases} |U_{on/off}|, & \text{se } \Delta p > \Delta p_{Ref} \text{ e } U_p \leq 0 \\ |U_{on/off}|, & \text{se } \Delta p < -\Delta p_{Ref} \text{ e } U_p > 0 \\ 0, & \text{se } -\Delta p_{Ref} \leq \Delta p \leq \Delta p_{Ref} \end{cases} \quad (22)$$

Na Subseção 3.2.1 será mostrado o método de identificação e a compensação da zona morta a partir de sua inversa suavizada. A Subseção 3.2.2 apresenta a técnica de controle PWM associada ao controlador PI, utilizado para o controle da válvula *on/off* de rápida comutação.

### 3.2.1 Identificação e compensação da zona morta

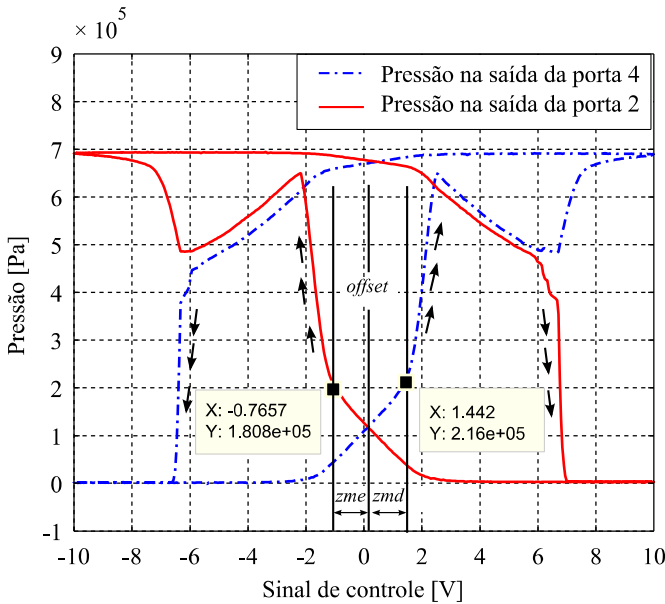
A presença da zona morta em válvulas proporcionais gera limitações bastante significativas no desempenho de controladores por realimentação, principalmente no que diz respeito à minimização do erro de posicionamento e de seguimento de trajetórias. Diante disso, faz-se necessária a utilização de metodologias de identificação e compensação dessa não linearidade. Vários trabalhos que tratam da identificação e compensação da zona morta em válvulas proporcionais podem ser citados Tao e Kokotovic (1994), Tao e Kokotovic (1996), Valdiero (2005), Bavaresco (2007), Andrighetto; Valdiero e Bavaresco (2008) e Valdiero; Bavaresco e Andrighetto (2008).

A identificação da zona morta será feita de acordo com metodologia proposta por Valdiero; Bavaresco e Andrighetto (2008). Esta metodologia consiste de ensaios em malha aberta do sistema de atuação (válvula proporcional e cilindros) com um sinal de controle senoidal lento (amplitude de 20 V e período de 100 segundos), como, por exemplo, a Equação 23. Logo após, faz-se a medição das pressões e análise de seu comportamento em função do sinal de controle.

$$U_p(t) = -10 \cos\left(\frac{2\pi}{100}t\right) \quad (23)$$

A Figura 15 apresenta o comportamento dinâmico das pressões para uma variação do sinal de controle  $U_p$  entre -10 e 10 V. O primeiro passo é observar a curva de pressão na saída da porta 4 em função do sinal de tensão  $U_p$  variando de -10 a 10 V (a seta indica o sentido da variação), onde é possível estimar a limite direito da zona morta da válvula ( $zmd$ ) com o entendimento do comportamento dinâmico da pressão. Em seguida, analisa-se o gráfico da pressão na saída da porta 2 no orifício da válvula para o trecho do sinal de controle  $U_p$  variando de 10 a -10 V.

Figura 15 – Representação gráfica do comportamento dinâmico das pressões em função do sinal de controle  $U_p$ .



Fonte: Elaborada pelo autor.

De acordo com a Figura 15, no trecho que compreende um sinal de controle de  $-10$  até pouco menos de  $-2$  V, a haste do cilindro está toda recuada e não ocorre variação da pressão porque a válvula está aberta no sentido de alimentar a câmara B do cilindro com pressão de suprimento proveniente do reservatório de ar. Dessa forma, a pressão na câmara B iguala-se a do reservatório e como a haste do cilindro já está recuada não há movimento do êmbolo do cilindro. No sinal compreendido entre  $-2$  a  $1,4$  V, aproximadamente, a variação da pressão é causada pelos vazamentos internos da válvula, uma vez que o carretel está próximo à origem do seu deslocamento e este fecha os orifícios de passagem do ar sob pressão. No entanto, no momento em que o sinal de controle ultrapassa o limite direito da zona morta ( $zmd$ ), ocorre uma variação brusca da pressão e a câmara A é alimentada enquanto a B liberada para exaustão, ocorrendo o movimento de avanço do cilindro. Para encontrar o valor de  $md$  basta calcular a inclinação levando em consideração o  $zmd$  encontrado.



Utilizando o mesmo raciocínio apresentado para identificação do limite direito da zona morta, observa-se que no trecho compreendido entre 2 a -0,7 V, aproximadamente, a variação da pressão na câmara A do cilindro ocorre devido aos vazamentos internos do carretel da válvula. Em seguida, o sinal de controle vence o limite esquerdo da zona morta ( $zme$ ) gerando uma variação brusca na pressão e em seguida tem-se o trecho de movimentação do êmbolo do cilindro. Para encontrar o valor de  $me$  basta calcular a inclinação levando em consideração o  $zme$  encontrado.

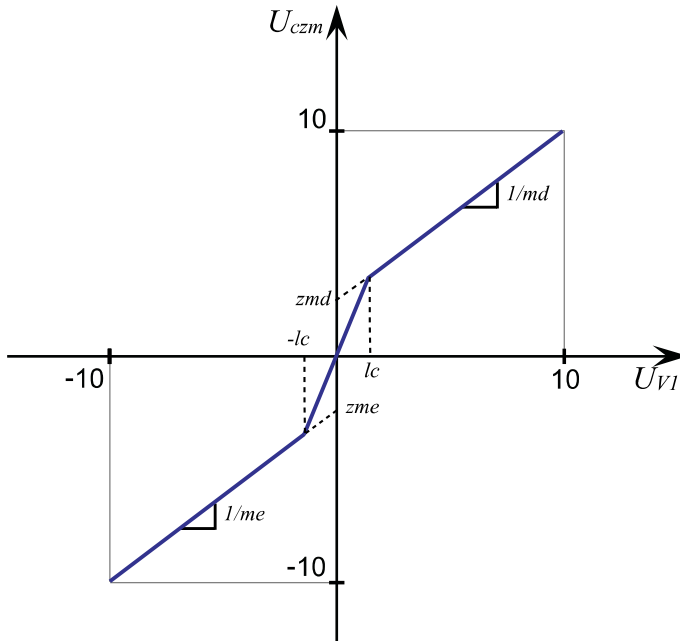
Observando-se a dinâmica das pressões em ambas as câmaras, pode-se perceber que estes trechos não são simétricos em relação à origem do sinal de controle. Pode se concluir com isso, que o centro da válvula não está na origem do sinal de controle. A determinação do centro da válvula proporcional (*offset*) é obtido através da determinação do ponto médio da variação devido aos vazamentos internos. Os parâmetros obtidos após a análise foram os seguintes:  $offset=0,2$  V,  $zmd=1,2$  V,  $zme=0,9$  V,  $md=1,12$  e  $me=1,09$ .

A compensação da não linearidade de zona morta é obtida através do desenvolvimento de sua inversa parametrizada, conforme descrito em Tao e Kokotovic (1996). De acordo com Tao e Kokotovic (1996), a perfeita compensação da zona morta é difícil, mas seus efeitos podem ser minimizados através da utilização da inversa fixa ou ainda através de controle adaptativo. No entanto, 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 de controle. Será adotado um esquema de compensação baseada na inversa fixa e suavizada linearmente próxima da origem, sem abordar a inversa adaptativa (VALDIERO, 2005), conforme descrita pela Equação 24.

$$U_{czm}(t) = \begin{cases} \frac{U_{v1}(t)}{md} + zmd & \text{se } U_{v1}(t) \geq lc \\ \frac{U_{v1}(t)}{me} - |zme| & \text{se } U_{v1}(t) \leq -|lc| \\ \left( \frac{zmd + lc / md}{lc} \right) & \text{se } 0 \leq U_{v1}(t) < lc \\ \left( \frac{zme + lc / me}{lc} \right) & \text{se } -|lc| \leq U_{v1}(t) < 0 \end{cases} \quad (24)$$

onde,  $U_{V1}$  é a entrada de controle desejada sem a presença da zona morta,  $lc$  é a largura de suavização utilizada na compensação e  $U_{czm}$  é a saída do sinal de controle compensado. A Figura 16 mostra a representação gráfica da inversa da zona morta suavizada.

Figura 16 – Representação gráfica da compensação da zona morta.



Fonte: Adaptada de Tao e Kokotovic (1994).

O valor  $lc$  regula uma região em torno da origem do sinal de controle na qual é feita uma suavização linear da compensação. Segundo Valdiero (2005), o valor de  $lc$  deve ser ajustado de acordo com uma solução de compromisso entre a qualidade do sinal de controle e a efetiva compensação da zona morta. Ou seja, se o  $lc$  for muito pequeno podem ocorrer oscilações do sinal de controle devido ao chaveamento perto da origem e se for muito elevado há uma subcompensação da zona morta. O valor utilizado para largura de compensação da suavização foi de  $lc = 0,4$  e foi obtido a partir de resultados de simulação, onde foram

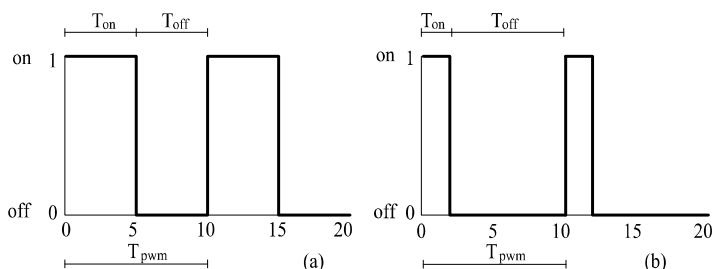
escolhidos diferentes valores e 0,4 possibilitou compensar adequadamente sem comprometer o sinal de controle.

### 3.2.2 Técnica PWM associada com o controlador PI

Na literatura pode-se encontrar diversos trabalhos que tratam do controle de sistemas de posicionamento pneumáticos acionados por válvulas direcionais *on/off*. Observa-se que a técnica PWM associada a um controlador linear é uma das mais aplicadas para o controle de posição nesse tipo de sistemas. Dentre os trabalhos que utilizam a técnica PWM associada a um controlador linear pode-se citar Noritsugo (1986), Van Varseveld e Bone (1997), Gentile; Giannoccaro e Reina (2002), Thomas; Maul e Jayawiyanto (2005), Taghizadeh; Ghaffari e Najafi (2009a) e Carducci et al. (2004). Um detalhamento completo dos trabalhos citados acima está apresentado em Locateli (2011).

No presente trabalho, a técnica de PWM associada ao controlador PI será adotada para o controle da válvula direcional *on/off*. Essa metodologia para o controle de válvulas *on/off* de rápida comutação já foi utilizada em Locateli (2011), trabalho desenvolvido no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos da Universidade Federal de Santa Catarina. Esta técnica consiste em usar uma frequência particular de comutação e então controlar o ciclo de trabalho da válvula. O ciclo de trabalho é o tempo que o sinal de controle está “on” (acionado) em relação ao período total do ciclo (LOCATELI, 2011). A Figura 17 descreve o ciclo de trabalho através de dois exemplos: um sistema com um ciclo de trabalho de 50% (Figura 17 (a)) e com 20% (Figura 17 (b)), ambas com período de 10 segundos.

Figura 17 – Sinal PWM.

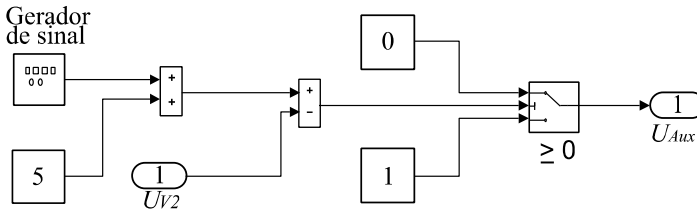


Fonte: Adaptada de Locateli (2011).

O sinal de controle  $U_{V2}$  proveniente do controlador PI da válvula direcional *on/off* é substituído pelo módulo desse sinal de acordo com a Equação 22.

A Figura 18 mostra a implementação da técnica PWM em Matlab/Simulink.

Figura 18 – Implementação do PWM em Matlab/Simulink.

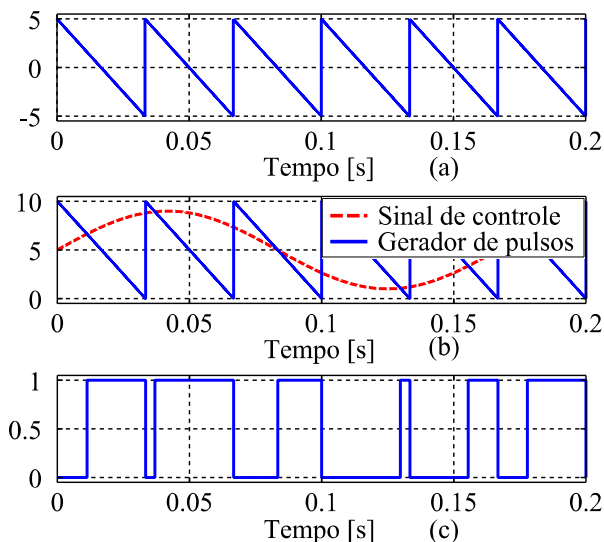


Fonte: Elaborada pelo autor.

Um bloco gerador de pulsos gera um sinal tipo dente de serra com amplitude de -5 a 5 em uma frequência específica (Figura 19 (a)). Esse sinal é somado com 5 resultando em um sinal variando de 0 a 10 que é então subtraído do sinal de controle ( $U_{on/off}$ ) (Figura 19 (b)). A partir do bloco de comutação, tem-se o sinal enviado para a válvula direcional *on/off*, conforme mostra a Figura 19 (c), onde 1 é a válvula acionada (*on*) e 0 é a válvula desacionada (*off*). Caso o resultado da subtração for negativo a válvula é acionada e se for positivo é desacionada. O presente método de implementação permite fazer uma média do ciclo de trabalho a ser usado na válvula direcional *on/off* de rápida comutação.

A estimativa de uma frequência de comutação adequada para válvulas *on/off* foi obtida a partir de testes experimentais em estudo desenvolvido em Locateli (2011). No presente trabalho utilizou-se uma frequência de PWM de 30 Hz.

Figura 19 – Geração do sinal PWM. a) Gerador de pulsos. b) Pulso e ciclo de trabalho. c) Sinal enviado para válvula *on/off*.



Fonte: Adaptado de Locateli (2011).

### 3.3 DISCUSSÕES

Neste capítulo apresentou-se a metodologia de controle empregada no sistema de posicionamento em estudo. Um algoritmo para economia de ar comprimido do sistema pneumático com realimentação entre as câmaras foi desenvolvido. Esse algoritmo toma como variáveis de decisão a diferença de pressões nas câmaras e o sinal de controle proveniente do controlador PI.

Para o controle do posicionamento do sistema utilizou-se um controlador PI com compensação da zona morta para controle da alimentação a partir da válvula proporcional e um controlador PI associado à técnica PWM para controle da válvula auxiliar *on/off* de rápida comutação.

A zona morta da válvula proporcional foi identificada a partir das curvas de tensão versus pressão a fim de ser compensada pela sua inversa suavizada. Faz-se importante a compensação, pois a zona morta

causa limitações no sistema, principalmente no que diz respeito à minimização do erro de posicionamento e de seguimento de trajetórias.

## 4. DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

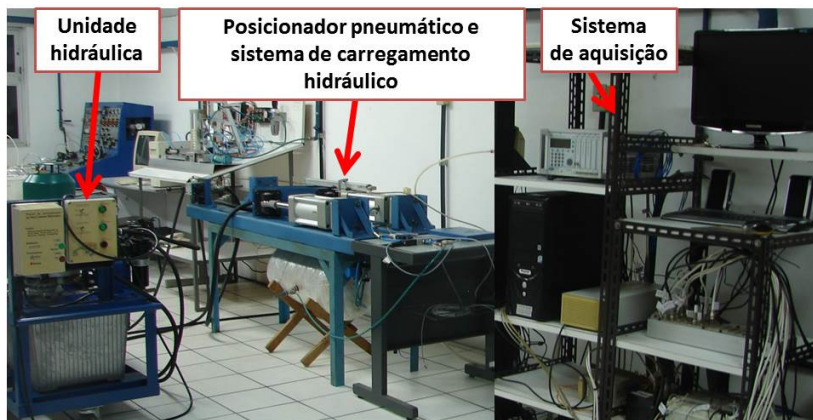
Neste capítulo é apresentada a bancada de testes usada para realização dos experimentos, incluindo a descrição detalhada dos componentes.

A Seção 4.1 apresenta uma breve introdução sobre a bancada de testes. Os componentes do sistema de atuação pneumático estão descritos na Seção 4.2. O sistema de medição, utilizado para medir pressão e posição estão descritos na Seção 4.3. Por último, na Seção 4.4 é mostrado o sistema de aquisição e condicionamento de dados.

### 4.1 INTRODUÇÃO

Os ensaios experimentais foram realizados no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC). A bancada, apresentada na Figura 20, está dividida em sistema de aquisição, unidade hidráulica, sistema de atuação pneumático e sistema de carregamento hidráulico.

Figura 20 – Bancada de testes.

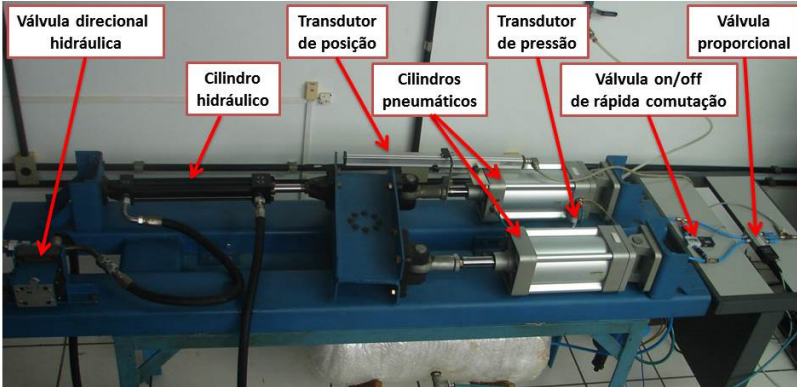


Fonte: Elaborado pelo autor.

A bancada de testes foi utilizada para o levantamento das curvas de atrito dos cilindros pneumáticos, mapeamento dos limites da zona morta da válvula proporcional, resposta ao degrau e seguimento de

trajetória senoidal. Um detalhamento dos componentes do sistema de posicionamento acoplado ao sistema de carregamento hidráulico pode ser visto na Figura 21.

Figura 21 – Detalhamento dos componentes da bancada de testes.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Maiores detalhes sobre a bancada de testes acima descrita podem ser vistos em Asaff (2006).

#### 4.2 COMPONENTES DO SISTEMA PNEUMÁTICO

Para realizar o movimento do sistema utilizam-se dois cilindros pneumáticos assimétricos de dupla ação designados por CNGPS125D-B160 DOVER, com 160 mm de curso, êmbolo com 125 mm de diâmetro e haste com 42 mm de diâmetro. Os cilindros podem atuar na faixa de temperaturas entre  $-20^{\circ}\text{C}$  a  $80^{\circ}\text{C}$  e podem trabalhar a uma pressão de 0 até 10 bar. As câmaras dos cilindros pneumáticos estão conectadas de forma a constituir uma configuração de um único cilindro pneumático (ver Figura 7, Seção 2.2).

O posicionamento ou o seguimento de trajetória é controlado por uma válvula direcional proporcional e por uma válvula *on/off* de rápida comutação em uma realimentação entre as câmaras do cilindro. Os dados técnicos da válvula proporcional estão detalhados na Tabela 2 (FESTO, 2013b).



Tabela 2 – Características da válvula proporcional.

Fabricante	Festo
Modelo	MPYE-5-1/8-LF-010-B
Tipo	5 portas e 3 posições
Pressão de trabalho	0 a 10 bar
Vazão nominal teórica	350 l/min
Temp. fluido de trabalho	5 a 40°C
Temperatura ambiente	0 a 60°C
Tensão de trabalho	0 ... 10 V DC
Tensão de alimentação	24 V DC $\pm 15\%$

Fonte: Elaborada pelo autor.

A escolha de uma válvula *on/off* para a realimentação entre as câmaras foi devido à válvula apresentar uma resposta rápida à entrada de sinal de controle e poder comutar em uma velocidade muito alta. De acordo com o catálogo do fabricante, sua vida útil é de aproximadamente 500 milhões de ciclos (FESTO, 2013a). Outro fator determinante para escolha é que uma válvula *on/off* de rápida comutação custa aproximadamente 10 % do valor de uma válvula proporcional. As características da válvula direcional *on/off* estão descritas na Tabela 3.

Tabela 3 – Características da válvula direcional *on/off*.

Fabricante	Festo
Modelo	MHE4-MS1H-3/2G-1/4
Tipo	3 portas e 2 posições
Pressão de trabalho	-0,9 a 8 bar
Vazão nominal teórica	400 l/min
Temp. fluido de trabalho	-5 a 60°C
Temperatura ambiente	-5 a 60°C
Tensão de trabalho	24 V $\pm 10\%$

Tempo de abertura	3,5 ms
Tempo de fechamento	3,5 ms
Frequência máxima de comutação	210 Hz
Potência absorvida	8,5 W

Fonte: Elaborada pelo autor.

Em função de a válvula *on/off* trabalhar com uma tensão de 0 e 24 V e uma potência máxima de 8,5 W, foi necessário o uso de um amplificador desenvolvido pela empresa REIVAX. O amplificador é alimentado por uma tensão de 24 V, oriunda de uma fonte, e recebe o sinal de 0 a 10 V da placa de aquisição e geração de sinais (dSPACE) e então transforma em um sinal amplificado de 0 a 24V.

O ar comprimido é fornecido pela rede de ar comprimido do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC e possui uma pressão média de  $10 \times 10^5$  Pa. O tratamento do ar comprimido é composto pela unidade de filtragem, por uma válvula proporcional reguladora de pressão e pelo reservatório. A unidade de filtragem (filtros) é responsável pelas tarefas de purificar e desumidificar o ar na entrada do sistema. A válvula reguladora de pressão serve para ajustar a pressão de suprimento no valor de trabalho. O reservatório serve para diminuir as flutuação na pressão de trabalho e garantir que o sistema consiga operar pelo menos por 3 ciclos no caso de que a rede fique desconectada.

#### 4.3 SISTEMA DE MEDIÇÃO

O sistema de medição é composto por um transdutor de posição e três transdutores de pressão. O transdutor de posição é responsável pela leitura da posição do sistema pneumático em tempo real, sinal esse que é utilizado para compor o desvio entre o sinal de posição desejada e sinal de posição real. Já, os transdutores de pressão são responsáveis pela leitura da pressão de suprimento e das pressões nas câmaras dos cilindros. Os transdutores de pressão também são indispensáveis, pois os sinais de pressão na câmara A e câmara B são utilizados para compor o algoritmo de controle apresentado na Seção 3.1.

O transdutor de posição é um sensor Balluff - BTL5-A11-M0400-P-S32. O sensor possui um curso de 400 mm e envia um sinal de 0 a 10 V para o sistema de aquisição de dados. O tempo de amostragem é de 1 kHz. Mais detalhes podem ser encontrados em Balluff (2013).

Os transdutores de pressão são da HBM - HBM P8AP. Estes possuem uma faixa de medição de 0 a 10 bar e uma sensibilidade nominal de  $\pm 2\%$  mV/V com uma classe de precisão de 0,3. Maiores informações podem ser vistas em Hbm (2013).

#### 4.4 SISTEMA HIDRÁULICO DE CARREGAMENTO

O sistema hidráulico é responsável pelo fornecimento de carga ao sistema. O sistema é composto de uma válvula direcional hidráulica, um cilindro hidráulico assimétrico com haste e unidade hidráulica.

A válvula direcional hidráulica, designada por 4WMM10 E 10/F Rexroth, é operada manualmente e possui 4 portas e 3 posições. Mais detalhes sobre a válvula direcional hidráulica podem ser encontradas em Rexroth (2013b).

A Unidade Hidráulica possui um reservatório com uma capacidade de 60 L e pode funcionar a uma pressão de trabalho de 0 a  $240 \times 10^5$  Pa, gerando uma vazão de 9.8 L/min (REXROTH, 2013a). Para limitar a pressão de trabalho, uma válvula reguladora de pressão foi incorporada para, além disso, permitir pressurizar e despressurizar o sistema e ajustar o carregamento utilizado. A Figura 22 mostra uma fotografia da Unidade Hidráulica acima descrita.

Figura 22 – Unidade Hidráulica.



Fonte: Elaborado pelo autor.

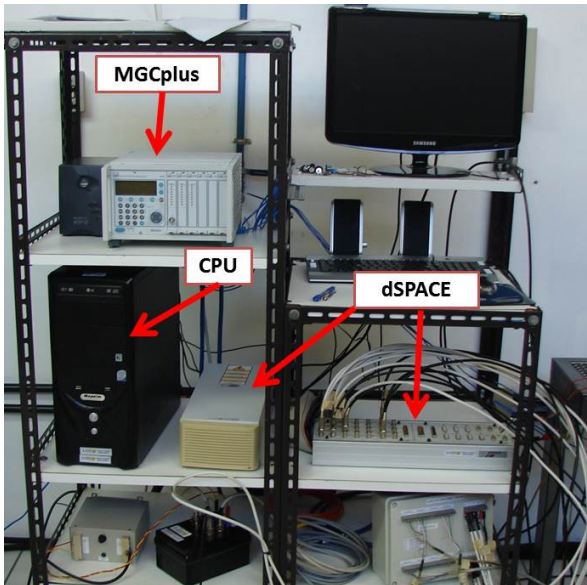
O cilindro hidráulico é designado como 38.1CBB2HLU29AC-0300 - Parker e possui um curso efetivo de 300 mm. A haste possui um diâmetro de 25,4 mm e o êmbolo possui um diâmetro 38,1 mm.

#### 4.5 AQUISIÇÃO DE DADOS

A Figura 23 apresenta o sistema responsável pela aquisição de dados e pelo controle dos ensaios realizados na bancada de testes. Os componentes são uma dSPACE DS 1103, uma CPU e um condicionador de sinais MGCplus da HBM.

O sistema dSPACE (DSPACE, 1996) é composto de um pacote de software para aquisição e processamento de dados. Ele trabalha integrado ao software Matlab utilizando a ferramenta Simulink. Esse acoplamento permite a programação do sistema de controle diretamente no Simulink. Também é usado o software ControlDesk, através do qual são monitoradas e modificadas as variáveis do sistema em tempo real, além da aquisição de dados provenientes dos ensaios. A interface entre a placa dSPACE e a CPU é realizada por meio de fibra ótica.

Figura 23 – Sistema de aquisição e geração.



Fonte: Elaborado pelo autor.

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



## 5. RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS

Este capítulo está dividido em 7 seções. Primeiramente, a comparação entre os resultados teóricos obtidos a partir de simulação e os testes experimentais para o sistema com válvula auxiliar é apresentada. Logo após, utiliza-se o modelo teórico para, através de simulação, determinar a diferença de pressão ideal a ser usada como a condição do parâmetro  $\Delta p_{Ref}$ . Na sequência é mostrada a comparação dos experimentos para o sistema com e sem válvula auxiliar. Posteriormente, os custos de operação e retorno de investimento para implementação do sistema com válvula auxiliar serão descritos. Resultados com relação a sistemas com cilindros assimétricos sem carregamento são apresentados na Seção 5.5. Na Seção 5.6 tem-se um método de análise sistemática para aplicação da solução proposta a circuitos pneumáticos. Por fim, realizam-se as discussões sobre os temas abordados no decorrer deste capítulo.

### 5.1 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS TEÓRICO-EXPERIMENTAIS

Esta seção apresenta a comparação entre os resultados obtidos a partir da simulação utilizando do modelo com os obtidos a partir de experimentos realizados em bancada de testes. A comparação é importante para validação do modelo e também, posteriormente, para obtenção do parâmetro  $\Delta p_{Ref}$ . O valor do parâmetro adotado foi de  $\Delta p_{Ref} = 1 \times 10^5$  Pa e foi obtido a partir do modelo matemático utilizado para a simulação, conforme será apresentado na Seção 5.2.

Foram realizados testes para a resposta ao degrau de 5 % e 10 % do curso total do atuador pneumático e também para resposta ao seguimento de trajetória senoidal para uma frequência de 0,05 Hz e amplitude de 8 mm. A escolha das trajetórias foi feita de forma a atender aos requisitos básicos de reguladores de velocidade para pequenas centrais hidroelétricas, conforme descrito em Asaff (2006).

Baseado em estudo feito em (Locateli (2011)), a frequência de PWM escolhida foi de 10 Hz. Os testes foram realizados com os seguintes ganhos para os controladores PI:  $k_p = 930$  e  $k_I = 40$  para a válvula proporcional;  $k_p = 1430$  e  $k_I = 40$  para a válvula auxiliar. A escolha dos ganhos foi feita utilizando métodos heurísticos, a partir de

simulação, e refinado a partir do desempenho experimental. Os experimentos e simulações foram realizados com uma carga de aproximadamente de 5000 N. Essa força de carga foi aplicada pelo sistema de carregamento hidráulico, utilizando uma pressão de suprimento constante e acionando a válvula direcional hidráulica. Os parâmetros adotados nas simulações computacionais podem ser vistos no APÊNDICE B.

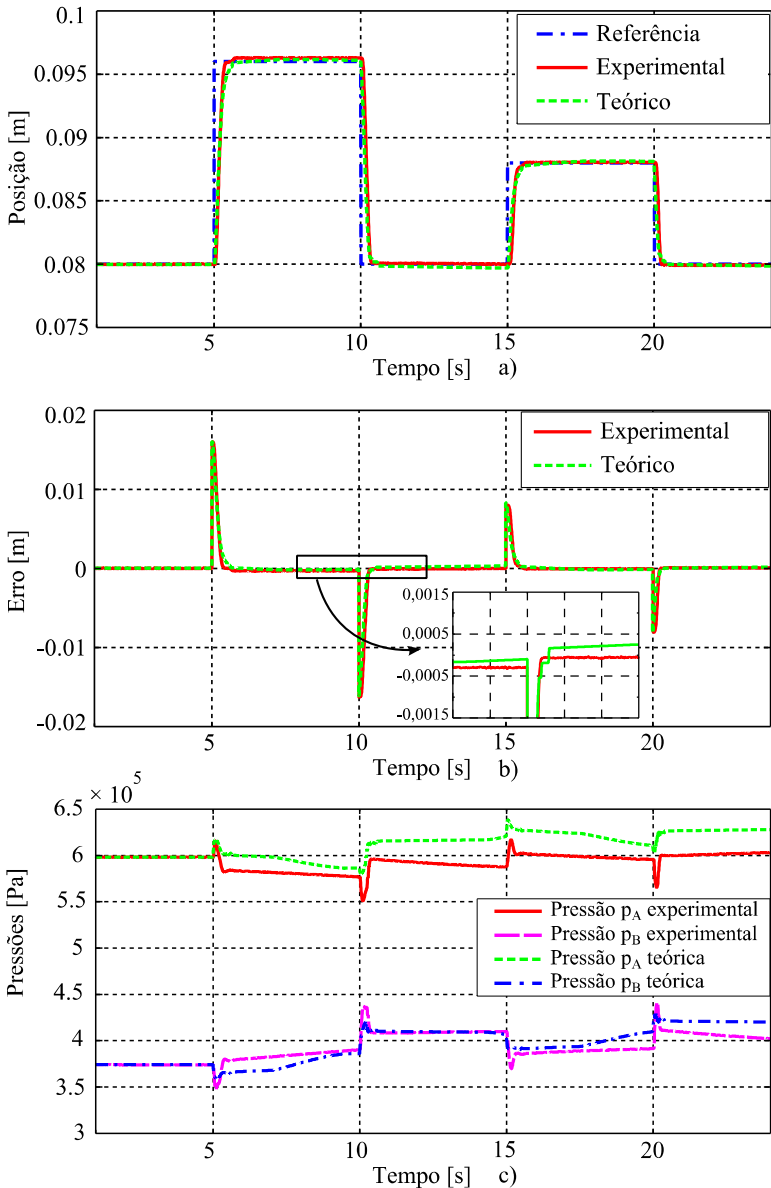
Devido a ruídos eletromagnéticos nos sinais de posição e pressão, filtros analógicos de primeira ordem foram usados. Para o sinal de posição foi usada uma frequência de corte de 50 Hz e nos sinais de pressão uma frequência de corte de 250 Hz.

As figuras 24 e 25 apresentam os resultados teórico-experimentais para uma sequência de entrada em degrau que simula mudança de referência do sistema de posicionamento pneumático com válvula auxiliar.

Os resultados teórico-experimentais apresentaram um bom resultado para a sequência de entrada em degrau. Os erros de posição foram inferiores a 0,4 mm para o regime permanente, tanto para os resultados experimentais como também para a simulação. Uma das possíveis razões para a pequena diferença entre as pressões experimentais e simuladas é o erro na estimativa das velocidades limites e atrito estático no modelo de atrito. Outra razão pode estar associada à consideração de uma força de carga constante nas simulações, o que não ocorre nos experimentos.

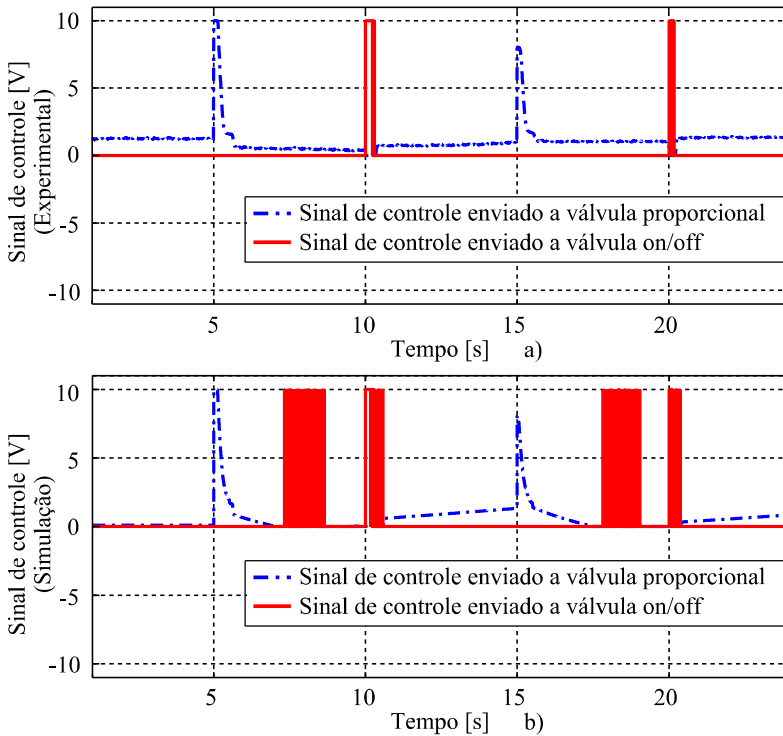


Figura 24 – Resposta para a sequência de entrada em degrau de 5 % e 10 %: a) posicionamento; b) erro de posicionamento; c) pressões nas câmaras do atuador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 25 – Resposta ao degrau de 5 % e 10 %: a) sinais de controle experimentais; b) sinais de controle teóricos.

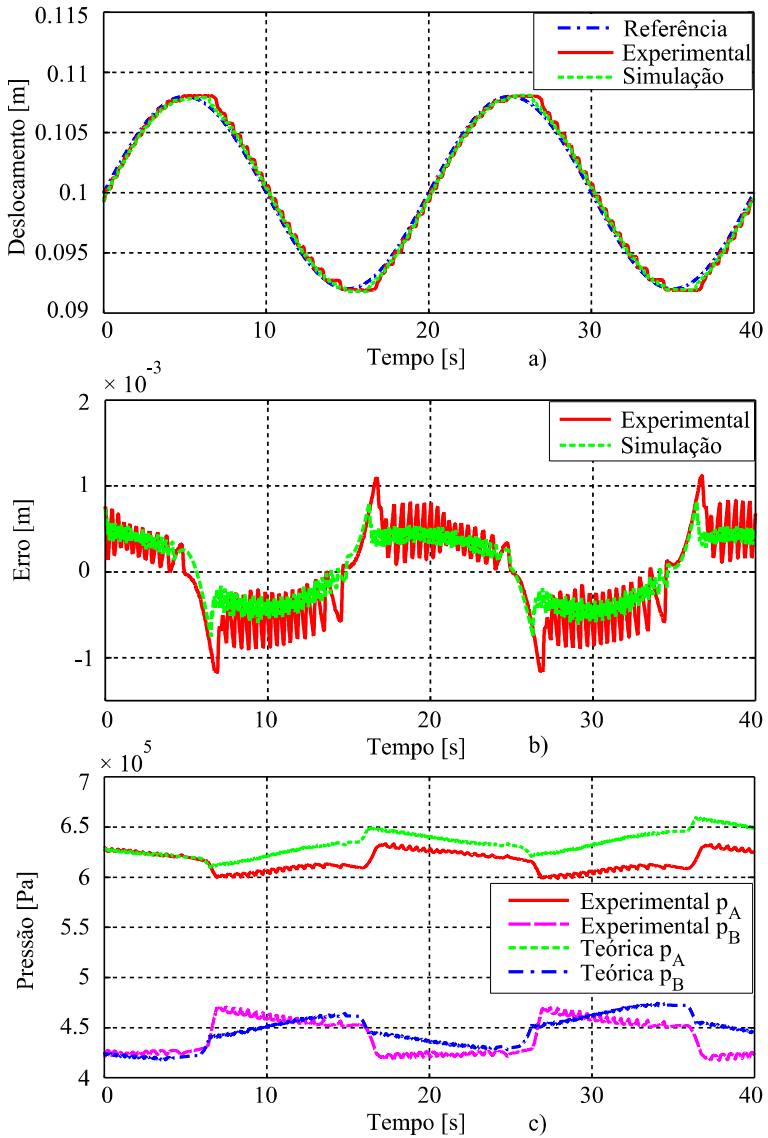


Fonte: Elaborado pelo autor.

No resultado teórico referente ao sinal de controle apresentado na Figura 25b observa-se maior número de comutações da válvula *on/off*. Isso ocorre por que o sistema teórico está corrigindo o erro em regime permanente que está no mesmo sentido da força de carga.

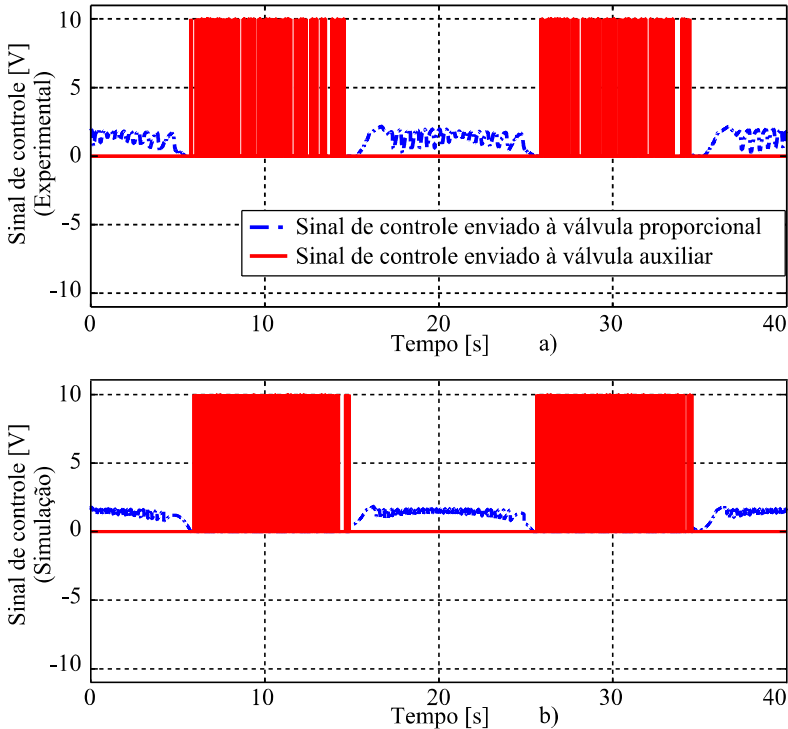
Na sequência, as figuras 26 e 27 apresentam a comparação dos resultados teórico-experimentais para a trajetória senoidal do sistema com válvula auxiliar.

Figura 26 – Seguimento de trajetória senoidal: a) deslocamento; b) erro de deslocamento; c) pressões nas câmaras do atuador.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 27 – Seguimento de trajetória senoidal: a) sinais de controle experimentais; b) sinais de controle teóricos.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Da mesma forma que na resposta a sequência de entrada em degrau apresentado na Figura 24, os resultados teóricos e experimentais para o seguimento de trajetória apresentaram um comportamento bastante similar. O erro de seguimento de trajetória máximo foi maior no resultado experimental (entre  $\pm 1$  mm). Isso ocorre devido ao erro de modelagem do mapa de atrito. As diferenças nos resultados teórico-experimentais das pressões são recorrentes do mesmo fato que ocorreu na resposta ao degrau.

Em geral, para ter uma medida quantitativa para a avaliação da precisão dos resultados, o valor quadrático médio (RMS) do erro experimental e simulado foi usado. Além disso, testes com cargas negativas também foram realizados e um bom desempenho foi

conseguido. Na Tabela 4 valores RMS do erro de posição para os resultados experimentais e simulados são apresentados.

Tabela 4 – RMS do erro de posição.

CARGA	POSITIVA (5000 N)		NEGATIVA (-5000 N)	
	DEGRAU	SENO	DEGRAU	SENO
<b>TRAJETÓRIA (m)</b>				
<b>EXPERIMENTO</b>	$2.09 \times 10^{-3}$	$5.09 \times 10^{-4}$	$2.42 \times 10^{-3}$	$5.02 \times 10^{-4}$
<b>SIMULAÇÃO</b>	$1.83 \times 10^{-3}$	$3.77 \times 10^{-4}$	$1.89 \times 10^{-3}$	$3.37 \times 10^{-4}$

Fonte: Elaborado pelo autor.

O modelo matemático é importante para o estudo do comportamento de sistemas de posicionamento pneumáticos de controle de posição, pois possibilita determinar quais as influências que podem ocorrer quando da modificação de parâmetros e/ou componentes no sistema.

O modelo foi utilizado durante todo o desenvolvimento da pesquisa. Inicialmente, foi usado para comprovar a viabilidade da aplicação de válvulas *on/off* de rápida comutação em uma realimentação entre as câmaras do atuador, a fim de economizar ar comprimido. A partir dos estudos teóricos, foi possível ter ideia do comportamento do sistema para diferentes ganhos dos controladores de ambas as válvulas. Outro parâmetro que foi determinado através de simulações do modelo foi a diferença de pressão de referência ( $\Delta p_{Ref}$ ). A estratégia utilizada para determinação deste parâmetro será apresentada na próxima seção.

## 5.2 ESTIMATIVA DO PARÂMETRO $\Delta p_{Ref}$

Conforme apresentado na Seção 3.1, o algoritmo para a economia de ar comprimido depende da escolha de um parâmetro  $\Delta p_{Ref}$  fixo, a fim de garantir que os requisitos estáticos e dinâmicos de posicionamento sejam atingidos. Lembrando que os requisitos do sistema em estudo são: tempo de acomodação entre 0,3 e 0,75 segundos; erro de posicionamento máximo de 1 % do curso total do atuador e sobrepasso máximo de 5 % do degrau.

Para a estimativa do valor de  $\Delta p_{Ref}$  primeiramente deve-se levar em conta a dependência da diferença de pressão nas câmaras do atuador pneumático com relação à força de carga exercida pelo sistema de carregamento hidráulico, ou seja, quanto maior o carregamento maior a diferença de pressão e vice e versa. Quando a válvula proporcional está fechada, devido às condições do algoritmo, pode-se afirmar que é a força de carga que está movimentando o sistema, ou seja, a diferença de pressão nas câmaras do atuador pneumático é imposta pelo carregamento do sistema e é possível uma realimentação entre as câmaras do cilindro. Assim, considerando o sistema em regime permanente e que a parcela referente ao atrito estático é pequena ao ponto de poder ser desprezada, o valor do parâmetro  $\Delta p_{Ref}$  pode ser estimado a partir da seguinte aproximação:

$$F_c \approx A\Delta p \quad (25)$$

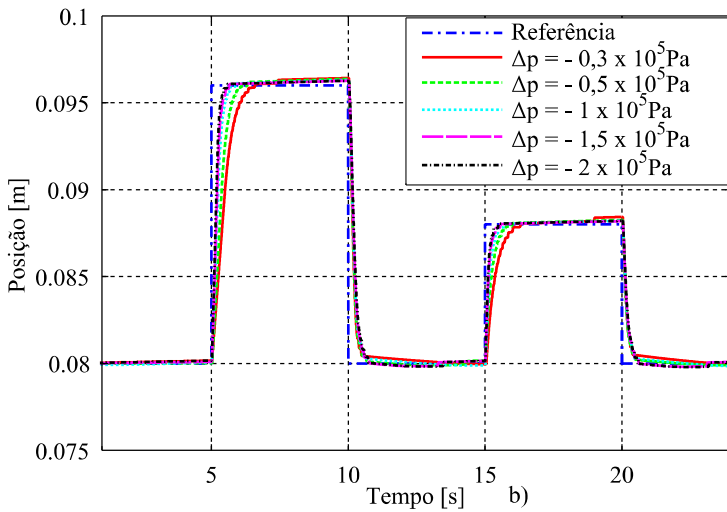
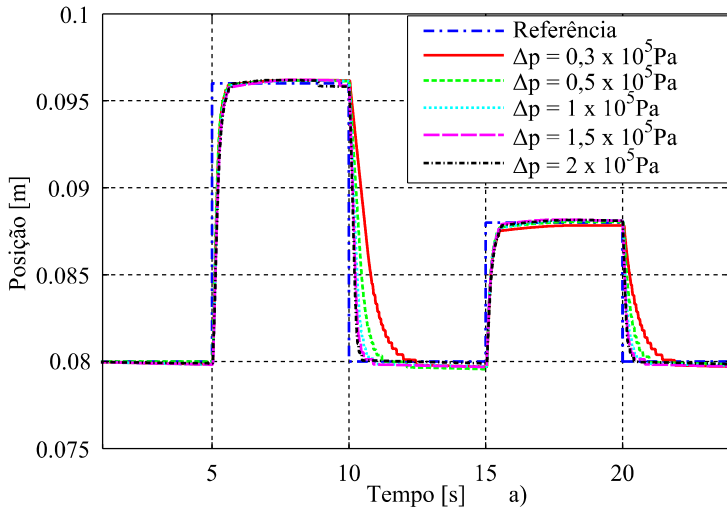
Dessa forma, conforme se aumenta ou diminui a força de carga do sistema, a diferença de pressão aumenta ou diminui proporcionalmente.

Nas simulações, para estimativa do parâmetro, optou-se pela escolha de um  $\Delta p_{Ref}$  inicial nulo e aumentou-se a força de carga a partir da Equação 25 modificando a diferença de pressão a fim de garantir a realimentação do ar comprimido entre as câmaras do atuador e atingir os requisitos de posicionamento. Essa diferença de pressão que garante os requisitos de posicionamento será a escolhida como o parâmetro  $\Delta p_{Ref}$ .

Foram realizadas simulações para a resposta à sequência de entrada em degrau de 10 % e 5 % do curso total do atuador pneumático. Quando este parâmetro é nulo ou muito pequeno, não se tem garantia que os requisitos do sistema serão atingidos. A escolha de um  $\Delta p_{Ref}$  nulo garante que a válvula auxiliar estará sempre ativada, mesmo que não tenha carregamento.

A Figura 28 apresenta a simulação considerando várias diferenças de pressões. Cada diferença de pressão aplicada na Equação 25 fornece uma força de carga diferente. As condições iniciais das pressões nas câmaras A e B do atuador, para cada um dos posicionamentos, foram obtidas a partir da simulação do sistema pelo tempo de 40 s, com o atuador na posição 0,08 m e então foi registrado o valor das pressões no tempo 40 s. Isso garante que o sistema já está em regime permanente.

Figura 28 – Ajuste do parâmetro  $\Delta p_{Ref}$  : a) ajuste positivo; b) ajuste negativo.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Após análise das curvas descritas na Figura 28, a menor diferença de pressão que garante os requisitos de projeto, tanto para o carregamento positivo, quanto para o negativo foi  $\Delta p_{Ref} = 1 \times 10^5$  Pa.

A estimativa também pode ser feita através de experimentos. No entanto, levando em conta a fidelidade do modelo na comparação dos resultados, os resultados de simulação são confiáveis.

### 5.3 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS PARA O SISTEMA COM E SEM VÁLVULA AUXILIAR

Nesta seção é apresentada a comparação dos testes experimentais para o sistema de posicionamento pneumático com e sem a válvula auxiliar entre as câmaras A e B do atuador. As entradas aqui utilizadas são as mesmas utilizadas na Seção 5.1, ou seja, analisar-se-á a resposta ao degrau e ao seguimento de trajetória senoidal. Os ganhos do controlador PI da válvula proporcional para o sistema sem válvula auxiliar foram os mesmos utilizados para o sistema com válvula auxiliar. A pressão de suprimento foi regulada em  $8 \times 10^5$  Pa. As curvas para o sistema com válvula auxiliar são as mesmas utilizadas na Seção 5.1.

O objetivo dessa comparação é mostrar a economia de ar comprimido para cada uma das trajetórias e que o sistema com válvula auxiliar oferece desempenho semelhante ao do sistema sem a realimentação entre as câmaras do atuador.

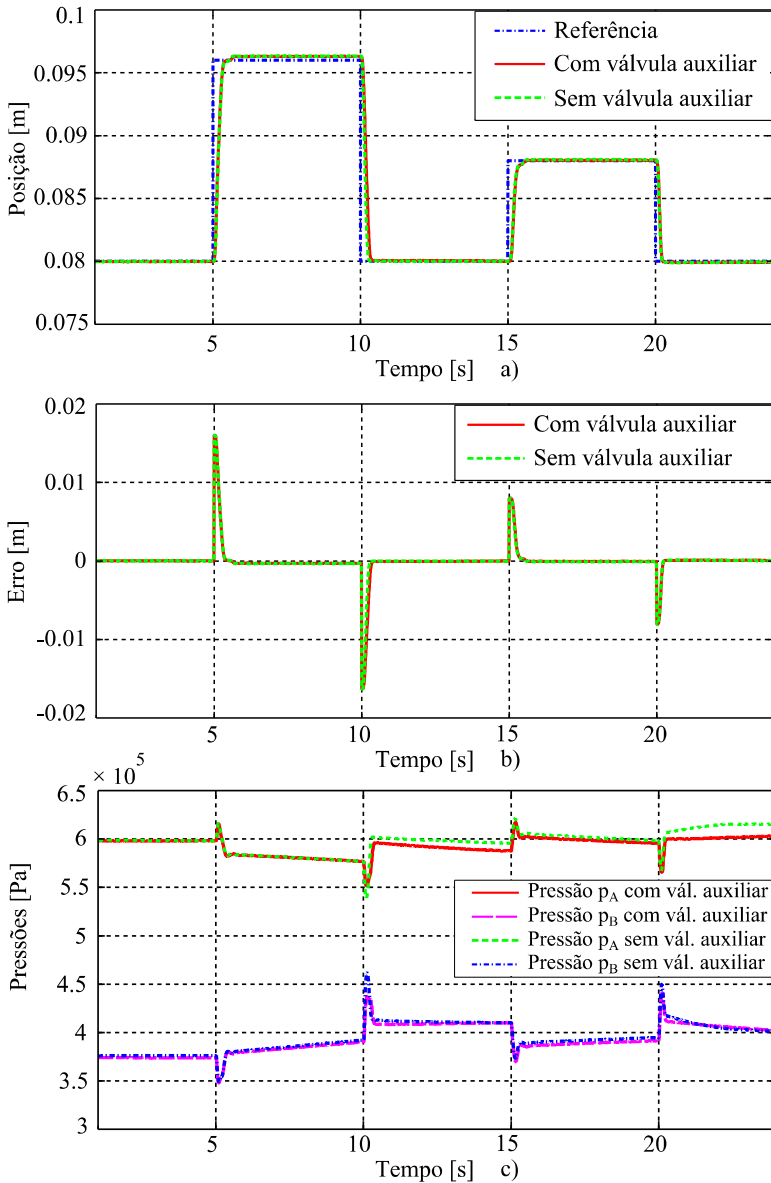
#### 5.3.1 Resposta ao degrau

Nesta subseção serão apresentados os resultados comparativos da resposta a sequência de entrada em degrau de 10 % e 5 % para o sistema com e sem a válvula auxiliar *on/off* de rápida comutação em uma realimentação entre as câmaras do atuador pneumático. A Figura 29 apresenta o posicionamento, erro de posicionamento e pressão nas câmaras A e B. O sinal de controle enviado para a válvula proporcional e válvula auxiliar é mostrado na Figura 30.

A Figura 29 mostra que as respostas com e sem válvula auxiliar não apresentam desvio significativo. Ambas as respostas mostram erro de posicionamento em regime permanente menor que  $\pm 0,25$  mm. As pressões na câmara A e na câmara B, com e sem válvula auxiliar, tiveram um comportamento similar, apresentando erro máximo de 0,07 Pa.

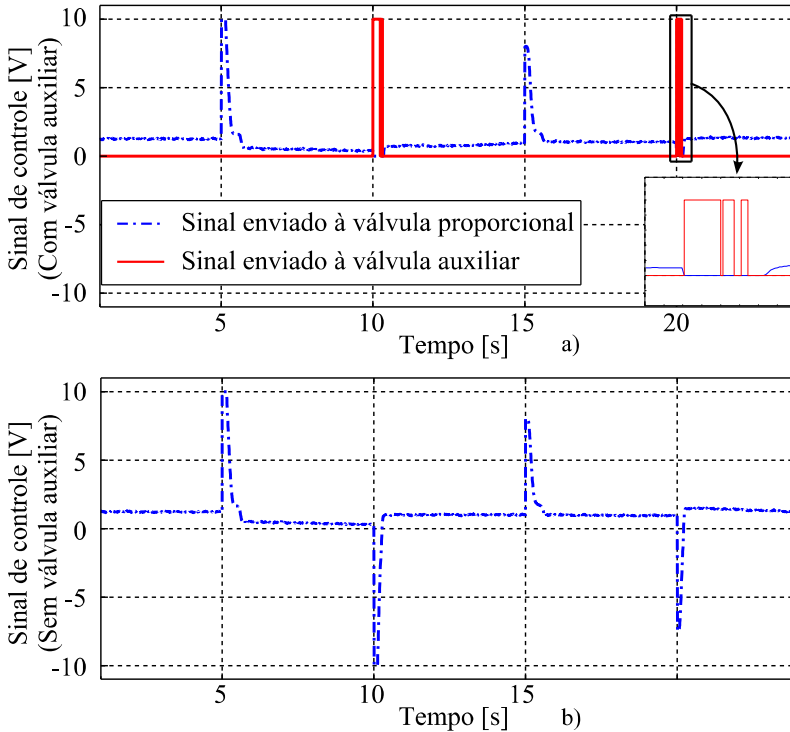


Figura 29 – Resposta experimental ao degrau para o sistema pneumático com e sem realimentação entre as câmaras: a) posição; b) erro de posição; c) pressão.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 30 – Sinal de controle experimental da resposta ao degrau: a) com realimentação entre as câmaras; b) sem realimentação entre as câmaras.



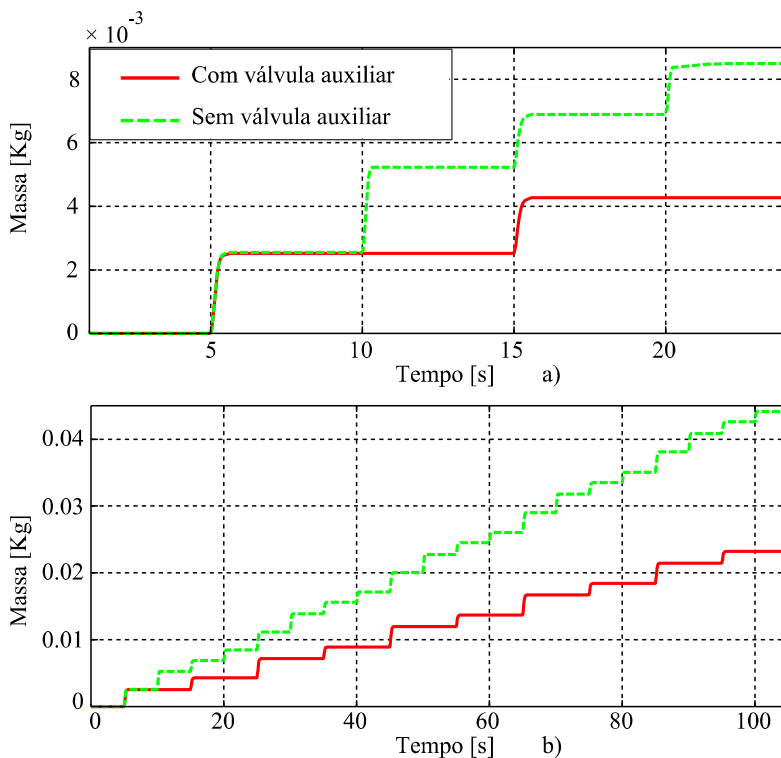
Fonte: Elaborado pelo autor.

A contribuição da válvula auxiliar pode ser observada nos exatos instantes em que a válvula auxiliar está aberta e a válvula proporcional está fechada. Isso ocorre porque a carga impõe uma diferença de pressão suficiente para ativar a válvula auxiliar. Nesse momento, não há consumo de ar comprimido a partir da alimentação e, ocorre, portanto, economia de ar comprimido. O detalhe na Figura 30 mostra a comutação no sinal enviado à válvula *on/off*. Pode-se observar que no início a válvula está ligada e depois alterna entre ligada e desligada. Essas alternâncias ocorrem devido ao fato do pistão estar desacelerando, sendo levado para a posição desejada.

A Figura 31 mostra o consumo de massa de ar comprimido para o sistema com e sem válvula auxiliar. Para cargas positivas, quando o

sistema de posicionamento pneumático está recuando, a válvula auxiliar é ativada e a válvula proporcional é fechada. Nesse momento o sistema não consome ar comprimido a partir da alimentação. A Figura 31 mostra dois gráficos com diferentes quantidades de ciclos. O gráfico superior (Figura 31a) apresenta o consumo de ar comprimido para um ciclo de degraus, e o inferior (Figura 31b) o consumo para dez ciclos.

Figura 31 – Consumo de ar comprimido da resposta ao degrau para o sistema com e sem válvula auxiliar: a) um ciclo; b) dez ciclos.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A economia de ar comprimido mostrada na Figura 31 foi em torno de 48 % tanto para um ciclo quanto para dez ciclos de trabalho, mostrando que a economia percentual não depende da quantidade de ciclos.

### 5.3.2 Resposta ao seguimento de trajetória senoidal

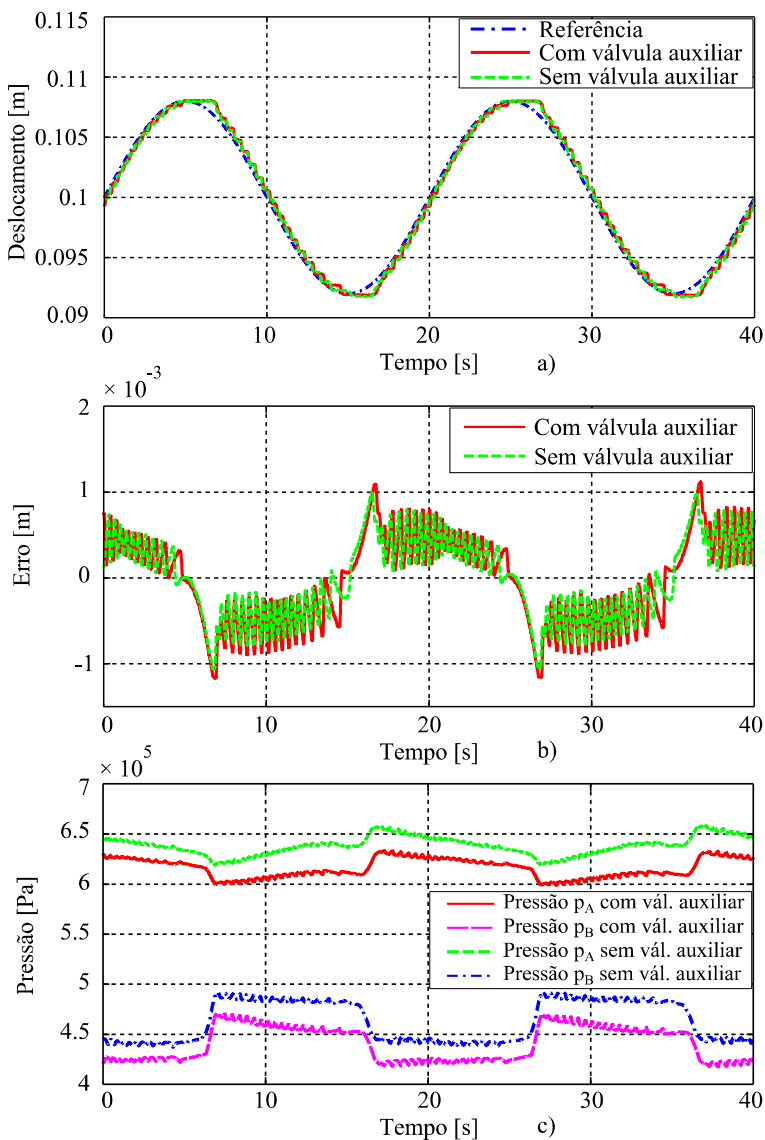
Nesta subseção é apresentada a comparação dos experimentos para o sistema com e sem válvula auxiliar da resposta ao seguimento de trajetória senoidal. Esse resultado é importante para verificar a qualidade do comportamento do sistema com válvula auxiliar com relação ao sistema sem válvula auxiliar.

A Figura 32 apresenta a comparação entre o deslocamento, erro e pressão da resposta ao seguimento de trajetória senoidal para o sistema com e sem válvula auxiliar. A comparação entre o sinal de controle para o sistema com e sem válvula auxiliar é mostrado na Figura 33.

As comparações feitas na Figura 32 mostram que ambas as respostas demonstraram um bom desempenho para o seguimento de trajetória, com pequenos degraus sobre a trajetória senoidal. Esses pequenos degraus são causados principalmente pelo atrito estático no atuador. Ambas as trajetórias, com e sem válvula auxiliar, apresentam erro de seguimento entre  $\pm 1$  mm, de tal modo que não apresentam um desvio significativo com relação à amplitude da trajetória. As pressões nas câmaras A e B são relativamente menores para o sistema com válvula auxiliar. Isso ocorre porque quando o sistema está sendo realimentado pela válvula auxiliar o suprimento de ar é fechado e as pressões têm um leve decréscimo.

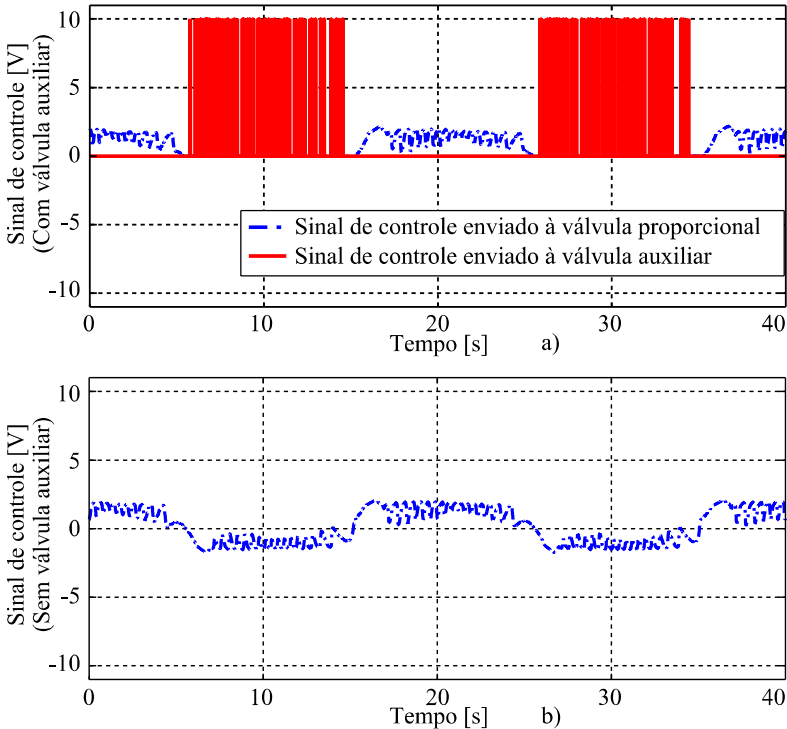
Como apresentado na Figura 33, a contribuição da realimentação entre as câmaras A e B, pode ser observada no momento em que a válvula auxiliar está ativada. No momento em que a válvula *on/off* está ativada a válvula proporcional está fechada, impedindo a passagem de ar comprimido a partir da alimentação pela pressão de suprimento.

Figura 32 – Seguimento de trajetória senoidal com e sem realimentação entre as câmaras: a) deslocamento; b) erro de deslocamento; c) pressão.



Fonte: Elaborado pelo autor.

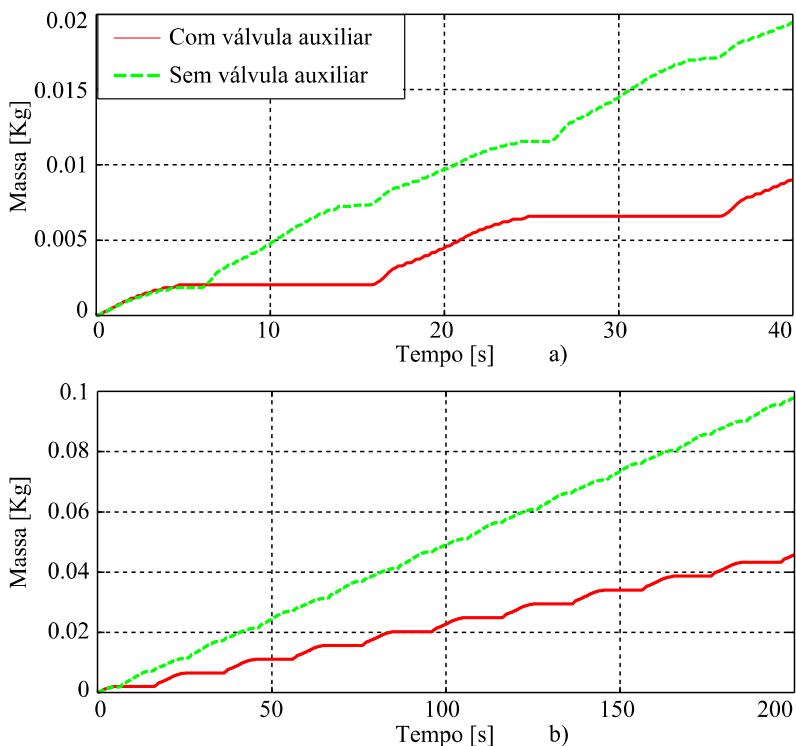
Figura 33 – Sinal de controle experimental para o seguimento de trajetória senoidal: a) com válvula auxiliar; b) sem válvula auxiliar.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 34 traz o consumo de massa de ar comprimido relativo à trajetória senoidal do sistema com e sem válvula auxiliar para diferentes quantidades de ciclos. A Figura 34a mostra a comparação no consumo de massa de ar comprimido para dois ciclos de trabalho, e a Figura 33b mostra o consumo para 10 ciclos de trabalho. A economia de massa de ar comprimido foi em torno de 54 % independentemente da quantidade de ciclos.

Figura 34 – Consumo de ar comprimido para o seguimento de trajetória senoidal com e sem válvula auxiliar: a) dois ciclos; b) dez ciclos.



Fonte: Elaborado pelo autor.

#### 5.4 CUSTOS DE OPERAÇÃO E RETORNO DE INVESTIMENTO

Para o cálculo do custo da energia, um cenário de operação foi criado. Os requisitos de desempenho do sistema de posicionamento pneumático considerados nesta tese referem-se à aplicação no controle de posição das pás de turbinas de reguladores de velocidades. Supõe-se um ciclo de trabalho de 40 segundos para trajetória senoidal (Figura 32a) e de 20 segundos para a trajetória em degrau (Figura 29a). Estes sistemas operam 24 horas por dia e que somente fica parado nos dias de manutenção, que se supõe que seja de 10 dias por ano. Com estes dados, determina-se o número de ciclos por ano conforme mostrado na Tabela 5.

Tabela 5 – Cálculo do número de ciclos por ano.

DESCRIÇÃO	DEGRAU	SENOIDAL
Tempo de duração do ciclo	20 s	40 s
Tempo de operação por dia	24 h	24 h
Número de ciclos por dia	4320	2160
Tempo de operação por ano	350 dias	350 dias
Número de ciclos por ano	1512000	756000

Fonte: Elaborado pelo autor.

O consumo de energia pneumática  $E_{pneu}$  pode ser calculado pela integral da potência do início até o final do movimento do pistão do cilindro. Tressler et al. (2002) mostra que a potência pneumática está diretamente ligada com a potência hidráulica e que, considerando um processo isentrópico, pode ser representada como  $P_{pneu} = RTq_m$ . Assim, a energia pneumática consumida é definida pela Equação 26.

$$E_{pneu} = \int_{t_i}^{t_f} P_{pneu} dt = RT \int_{t_i}^{t_f} q_m dt = RTM_{pneu} \quad (26)$$

sendo que  $M_{pneu}$  é dada pela Equação 19.

O próximo passo é calcular o custo para gerar a energia pneumática a ser consumida. A eficiência energética no processo de produção da energia pneumática disponível para ser consumida será considerada. Assim, o custo para geração de energia pneumática pode ser calculada pela seguinte equação:

$$C_{EP} (\text{R}\$) = \frac{E_{pneu} C_{kWh}(\text{R}\$)}{\eta_{pneu}} \quad (27)$$

onde,  $C_{kWh}(\text{R}\$)$  é o custo da energia elétrica (em torno de R\$ 0,28 por kWh) e  $\eta_{pneu}$  é a eficiência energética para a geração da potência pneumática (em torno de 12,5 %). O consumo de energia pneumática e o custo dessa energia estão apresentados na Tabela 6.



Tabela 6 – Cálculo e custo da energia pneumática.

Trajetória	DEGRAU		SENOIDAL	
	Clássica	Modificada	Clássica	Modificada
$E_{Pneu}$ (kWh/ciclo)	$2,01 \times 10^{-4}$	$1,02 \times 10^{-4}$	$4,61 \times 10^{-4}$	$2,14 \times 10^{-4}$
$E_{Pneu}$ (kWh/ano)	303,79	153,51	348,83	162,01
$C_{EP}$ (R\$/ciclo)	$4,50 \times 10^{-4}$	$2,28 \times 10^{-4}$	$1,03 \times 10^{-3}$	$4,79 \times 10^{-4}$
$C_{EP}$ (R\$/ano)	680,49	343,86	781,38	362,90

Fonte: Elaborado pelo autor.

Considerando que os transdutores de pressão estejam disponíveis na planta, a modificação do sistema necessita de mais um componente extra e dessa forma um custo adicional em comparação ao sistema tradicional é necessário. Uma válvula *on/off* de rápida comutação, no valor de R\$ 300,00 foi adicionada. No entanto, o custo adicional pode ser compensado pela economia de ar comprimido durante o funcionamento do sistema. Baseado nos custos apresentados na Tabela 6, a economia anual é de R\$ 336,63 para a trajetória em degrau e de R\$ 418,48 para trajetória senoidal. Assim, o retorno do investimento para modificar o sistema é de aproximadamente 0,9 anos para trajetória em degrau e de aproximadamente 0,72 anos para a trajetória senoidal.

O correto funcionamento do sistema depende da medida da diferença de pressão nas câmaras do cilindro, levando-se em conta que a planta não tenha disponíveis os transdutores de pressão, o tempo de retorno de investimento pode aumentar significativamente. Assim, o custo de um transdutor gira em torno de R\$ 1.000,00 e considerando a necessidade de dois transdutores de pressão, juntamente com a válvula auxiliar tem-se um custo adicional de R\$ 2.300,00. Consequentemente, o retorno do investimento para modificar o sistema ficaria acima de 6 anos para a trajetória em degrau e acima de 5 anos para a trajetória senoidal.

Para contornar o custo elevado, duas soluções alternativas podem ser indicadas. A primeira é substituir os dois transdutores de pressão por um transdutor de pressão diferencial. Esses transdutores podem indicar a diferença de pressão nas câmaras A e B e ainda indicar se o sinal da diferença é positivo ou negativo. O custo de um sensor de pressão

diferencial é de aproximadamente R\$ 350,00, tal que o tempo para retorno de investimento passa a ser em torno de 1,9 anos para trajetória em degrau e 1,5 anos para a trajetória senoidal. A segunda opção é a implementação de observadores de estados para indicar o valor da pressão, tanto na câmara A quanto na câmara B. A utilização de observadores não implicariam custo adicional e o tempo para retorno de investimento continuaria sendo de 0,9 anos para trajetória em degrau e de aproximadamente 0,72 anos para a trajetória senoidal, da mesma forma como apresentado anteriormente.

## 5.5 TESTES COM CILINDROS ASSIMÉTRICOS

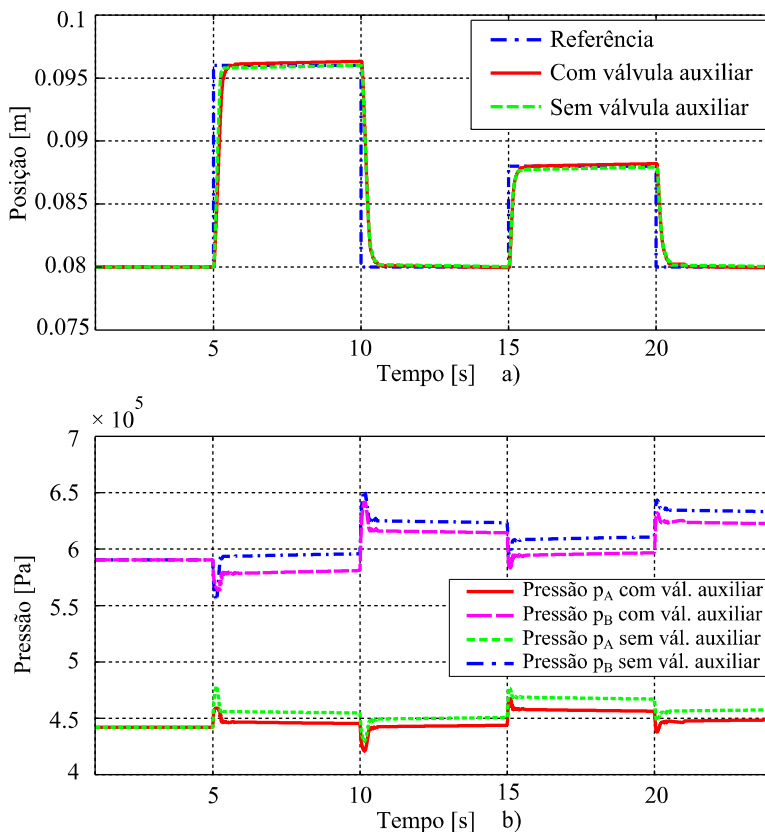
Nesta seção apresenta-se uma análise do comportamento do sistema de posicionamento pneumático para o caso de sistemas assimétricos. Quando o sistema é assimétrico devido à diferença entre as áreas A e B, ocorre uma diferença de pressão entre as câmaras A e B do cilindro mesmo sem a presença de força externa. Essa diferença de pressão pode ser utilizada para recircular o ar comprimido de uma câmara para outra e assim movimentar o sistema sem uso da alimentação. O objetivo é mostrar que o algoritmo desenvolvido para economia de ar comprimido em sistemas simétricos também funciona para sistemas assimétricos com e sem carga.

Apresenta-se resultados de simulação para a resposta ao degrau do sistema sem carregamento e com configuração assimétrica. A relação de áreas do atuador utilizada nas simulações foi de  $A_B = 0,75A_A$ , ou seja, manteve-se o valor da área A utilizada nos testes anteriores e reduziu-se a área B do atuador para 75 % da área A. Os demais parâmetros foram mantidos os mesmos da configuração simétrica.

Para manter o pistão em equilíbrio, a pressão na câmara A é menor que a pressão na câmara B. Isso permite uma realimentação quando o pistão está avançando, pois como  $p_B > p_A$  é possível recircular o ar da câmara B para a câmara A possibilitando o avanço do cilindro sem uso de ar comprimido da realimentação.

A Figura 35 apresenta às simulações da resposta a sequência ao degrau para o posicionamento do sistema pneumático com cilindro assimétrico sem presença de força externa para relação  $A_B = 0,75A_A$ .

Figura 35 – Resposta ao degrau para o sistema pneumático com e sem realimentação entre as câmaras: a) posição; b) pressão.

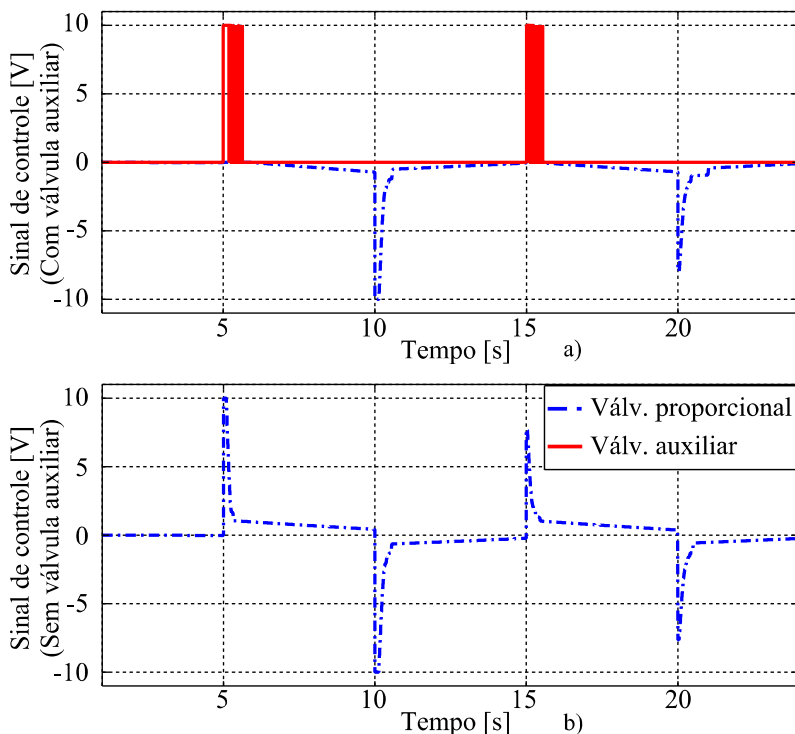


Fonte: Elaborado pelo autor.

Nas comparações apresentadas na Figura 35a pode-se observar um bom desempenho tanto para o sistema sem a válvula auxiliar como também para o sistema com válvula auxiliar. As curvas de pressão mostradas na Figura 35b apresentam um comportamento similar entre os sistemas com e sem válvula auxiliar.

A Figura 36 apresenta o sinal de controle enviado para válvula proporcional e para válvula auxiliar do sistema com e sem válvula auxiliar em realimentação entre as câmaras do cilindro assimétrico.

Figura 36 – Sinal de controle da resposta ao degrau: a) com realimentação entre as câmaras; b) sem realimentação entre as câmaras.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 36b pode ser visto a contribuição da realimentação pela válvula auxiliar, pois no momento em que o pistão está avançando a válvula auxiliar é acionada e permite a realimentação do ar comprimido entre as câmaras A e B do cilindro. Esta realimentação ocorre no sentido da câmara B para câmara A permitindo que o cilindro avance somente através da realimentação e dessa forma economizando a parcela de ar comprimido que seria utilizado para o avanço, já que a válvula proporcional está fechada neste momento.

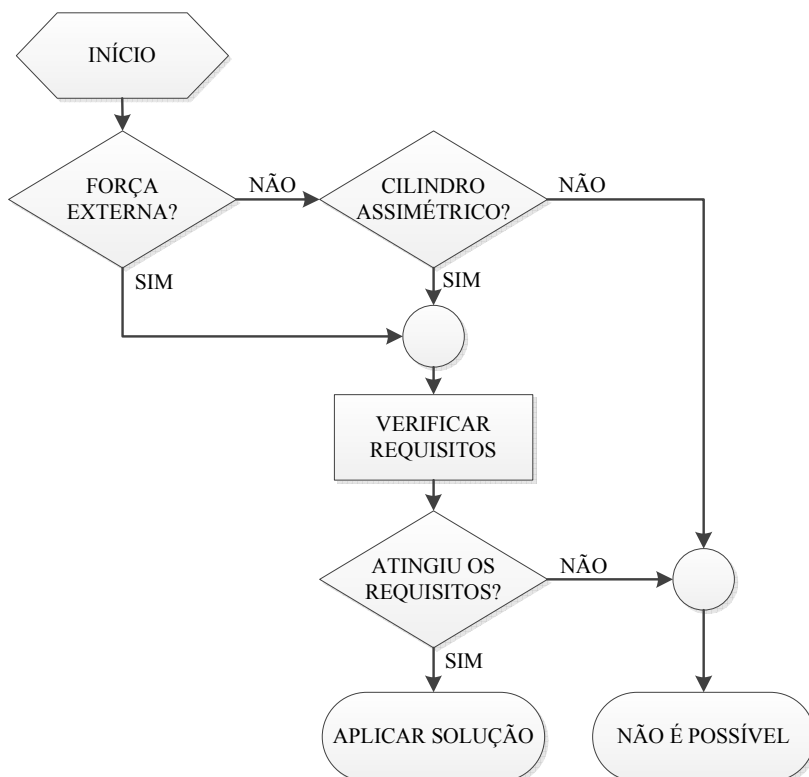
A realimentação está diretamente ligada à diferença de pressões entre as câmaras A e B do atuador, no caso da diferença atingir o valor determinado como  $\Delta p_{Ref}$  é possível economizar ar comprimido. Isso mostra que independente do sistema ser simétrico ou assimétrico, com

ou sem carregamento, a solução proposta vai além da aplicação para sistemas simétricos e sim também pode ser aplicada para outros sistemas de posicionamento que utilizam sistemas assimétricos com e sem carregamentos.

## 5.6 MÉTODO DE ANÁLISE DA VIABILIDADE DE REDUÇÃO DE CONSUMO DE AR

Esta seção apresenta uma análise sistemática em relação à possibilidade ou não de economia de ar comprimido em sistemas de posicionamento pneumáticos em geral. Para tal, um método de análise baseado nas características físicas foi desenvolvido, conforme mostra o fluxograma apresentado na Figura 37.

Figura 37 – Fluxograma para análise do potencial de economia.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Esta sistematização consiste em verificar as características físicas do sistema com potencial para economia de ar comprimido, como a presença de carregamento e configuração do cilindro. Dessa forma, a análise é dividida em etapas, conforme apresentado abaixo:

Etapa 1;

A primeira verificação a se fazer é analisar se o sistema possui força de carga acoplada que, em caso afirmativo, passa-se para segunda etapa. Caso contrário, verifica-se se a configuração é de cilindro assimétrico, em caso afirmativo, caminha-se para a segunda etapa do procedimento. No caso de cilindro simétrico sem carga não há a possibilidade de economia de ar comprimido a partir da solução proposta.

Etapa 2;

Nessa etapa deve-se verificar se é possível atingir os requisitos de desempenho com a solução proposta. Para fazer essa verificação parte-se para a simulação do modelo do sistema, conforme apresentado na Seção 5.2, onde se tem a estimativa do  $\Delta p_{Ref}$ . Caso a simulação mostre que é possível atingir os requisitos do projeto através da realimentação pela válvula auxiliar, pode-se partir para etapa 3 do procedimento. Do contrário, não é possível a implementação da solução proposta.

Etapa 3;

Esta é a etapa final, onde é feita a implementação da solução proposta ao sistema pneumático analisado, ou seja, inclusão da válvula auxiliar e implementação do algoritmo de controle.

Outro fato importante, não apresentado no fluxograma da Figura 37, mas que também deve ser analisado é a viabilidade econômica da aplicação da solução, ou seja, verificar o tempo para retorno de investimento. O retorno do investimento depende da quantidade de energia economizada e do incremento de custo pela adição da válvula auxiliar. No entanto, a presença ou não de transdutores de pressão influenciam significativamente no retorno do investimento, conforme discutido na Seção 5.4.

## 5.7 DISCUSSÕES

A partir das comparações entre as curvas teóricas e experimentais para o sistema com válvula auxiliar foi possível verificar a credibilidade do modelo com relação à descrição do posicionamento, seguimento de trajetória, erro de posicionamento, erro de seguimento de trajetória e dinâmica de pressões nas câmaras do atuador. Como já citado, o modelo

foi usado durante todo o desenvolvimento do trabalho, desde a etapa inicial, onde foi verificado a viabilidade da aplicação de válvulas *on/off* de rápida comutação, até a etapa final, onde foi feito a estimativa do parâmetro  $\Delta p_{Ref}$ .

A Seção 5.2 apresentou a estimativa do  $\Delta p_{Ref}$ , parâmetro de decisão utilizado no algoritmo desenvolvido para economia de energia. Essa estimativa baseou-se no modelo já validado, e a partir dele foi obtido o parâmetro variando a diferença de pressões nas câmaras do atuador até a obtenção da diferença de pressão considerada ideal. Essa diferença de pressão considerada ideal foi escolhida como  $\Delta p_{Ref}$ .

Os resultados experimentais para o sistema com e sem válvula auxiliar estabelecendo a realimentação entre as câmaras do atuador pneumático mostraram um comportamento similar para ambos os sistemas. Os resultados foram comparados do ponto de vista de posicionamento, seguimento de trajetória, erro de posições ou seguimento de trajetória, pressões nas câmaras do atuador. Com relação à comparação entre o consumo de ar comprimido de ambos os sistemas, observa-se um consumo 48 % inferior para a resposta ao degrau e 54 % inferior para o seguimento de trajetória senoidal, quando utilizado o sistema com realimentação entre as câmaras.

Levando-se em conta o custo adicional para a inclusão da válvula *on/off*, obteve-se o custo de operação e o tempo para retorno de investimento através de análise de um cenário de operação. Os resultados obtidos a partir desta análise foram que o tempo para retorno de investimento será de 0,9 anos pra trajetória em degrau e de aproximadamente 0,72 anos para a trajetória senoidal, caso a planta tenha presente os transdutores de pressão.

Finalizando o capítulo, mostrou-se que o sistema pode ser aplicado também para sistemas assimétricos sem presença de carga. Isso aproxima a solução proposta com o estado da arte, onde as soluções eram todas para sistemas assimétricos.

Os resultados experimentais comparando o sistema sem válvula auxiliar com o sistema com válvula auxiliar apresentados na Seção 5.3 podem também ser encontrados em Endler; De Negri e Castelan (2013).

Com relação à aplicação em pequenas centrais hidroelétricas, o do sistema de posicionamento pneumático com uma válvula *on/off* de rápida comutação em uma realimentação entre as câmaras do atuador demonstrou que atende os requisitos básicos do sistema. Dessa forma, a

implementação pode ser uma alternativa economicamente viável para essa aplicação.



## 6. CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou o desenvolvimento de uma solução para o sistema de posicionamento pneumático com maior eficiência energética e aplicável para cilindros simétricos ou assimétricos na presença de forças externas. Mostrou-se também que a solução proposta também é aplicável a sistemas com cilindros assimétricos sem presença de forças externas. Para tal, foi implementado uma estrutura com uma válvula auxiliar *on/off* de rápida comutação em uma realimentação entre as câmaras do atuador pneumático.

A partir da revisão foi possível identificar os tipos de configurações de circuitos pneumáticos já existentes, métodos de controle empregados e resultados até então alcançados. Com base nesta revisão foi possível identificar pontos a serem estudados, os circuitos já utilizados e a possibilidade da implementação do circuito pneumático com realimentação por uma válvula *on/off* de rápida comutação.

A modelagem do sistema de posicionamento pneumático sem válvula auxiliar vem sendo desenvolvida nos últimos anos por meio de vários trabalhos no LASHIP, no entanto, nesse trabalho em específico foi acrescida na modelagem do sistema o caso de uma realimentação entre as câmaras do atuador por meio de uma válvula *on/off* de rápida comutação. Essa modelagem incluiu a equação da vazão nos orifícios da válvula auxiliar.

O modelo teórico foi amplamente usado ao longo do desenvolvimento do trabalho. Primeiramente, o modelo comprovou a viabilidade da aplicação de uma realimentação entre as câmaras atuador pneumático com o uso de uma válvula *on/off* de rápida comutação. A comparação dos resultados teórico e experimental, para o sistema com válvula auxiliar, demonstrou uma grande semelhança para os resultados de posicionamento, seguimento de trajetória, erro de posicionamento, erro de seguimento de trajetória e dinâmica das pressões nas câmaras do atuador pneumático. A partir do modelo teórico é possível desenvolver outras técnicas de controle, analisar do comportamento do sistema a partir de modificação de um ou mais parâmetros antes do emprego no sistema real.

O modelo também foi usado para determinar a diferença de pressão de referência, utilizada como um parâmetro de decisão no algoritmo desenvolvido para economia de ar comprimido. A estimativa foi obtida a partir da simulação para várias diferenças de pressões.

A comparação experimental entre os sistemas com e sem realimentação entre as câmaras A e B, tanto para a sequência de entrada

em degrau que simulam referências quanto para o seguimento de trajetória senoidal, demonstrou que uma válvula *on/off* de rápida comutação em uma realimentação entre as câmaras do atuador pode ser uma solução promissora. Outro fato importante é com relação ao preço de uma válvula *on/off* de rápida comutação, que gira em torno de 10% do valor de uma válvula proporcional, mas o mesmo desempenho pode ser conseguido.

Os resultados experimentais demonstraram que com essa configuração a economia de ar comprimido fica evidente. Os resultados para a sequência de entrada em degrau mostraram que até 48% de ar comprimido pode ser economizado em relação ao sistema sem válvula auxiliar e que para o seguimento de trajetória senoidal até 54 % de ar comprimido pode ser economizado, caso os transdutores de pressão estejam disponíveis.

A modificação do sistema implica em acrescentar custo para implementação, que pode ser compensado a partir da economia de ar comprimido, para isso um cenário de operação foi criado. Baseado num cenário de operação, o levantamento do custo de operação mostrou que para a sequência de entrada em degrau o retorno do investimento é de aproximadamente 0,9 anos e para o seguimento de trajetória senoidal é de aproximadamente 0,72 anos. Cabe ressaltar que, tanto a economia de ar comprimido quanto o retorno do investimento, podem variar dependendo das condições de funcionamento, ou seja, da trajetória que o atuador tem que desempenhar, tempo de funcionamento, força de carga e até mesmo do ajuste dos ganhos do controlador.

As principais contribuições do presente trabalho foram:

- Implementar uma técnica de realimentação de ar comprimido entre as câmaras do cilindro, utilizando uma válvula *on/off* de rápida comutação.
- Propor um algoritmo de controle para economia de ar comprimido baseado nas características físicas do sistema.
- Criar de um procedimento via simulação, para a estimativa da diferença de pressão ideal para acionamento da válvula auxiliar.

- Elaborar um método de síntese e análise em relação à possibilidade ou não de economia de ar comprimido em sistemas de posicionamento pneumáticos em geral.

Finalizando, pode-se dizer que os experimentos comprovam que é possível combinar válvulas *on/off* de rápida comutação com válvulas proporcionais sem acrescentar grandes dificuldades de controle e sem ter perdas de desempenho. Além disso, comprovou-se uma grande porcentagem de economia de ar comprimido, o que atinge os objetivos traçados no início desta tese.

Como sugestões para pesquisas em trabalhos futuros podem ser citados:

- Estudo da economia de ar comprimido no problema de controle de força em atuadores pneumáticos.
- Aplicação do trabalho na regulação de velocidade de uma turbina real.
- Análise detalhada da eficiência energética do sistema pneumático global (sistema de compressão e aplicação).
- Estudos com relação ao ciclo de vida das válvulas *on/off* de rápida comutação.
- Implementar um controlador para adaptação da pressão de referência.



## REFERÊNCIAS

AHN, K.; YOKOTA, S. Intelligent switching control of pneumatic actuator using on/off solenoid valves. **Mechatronics**, v. 15, n. 6, p. 683-702, 2005.

AL-DAKKAN, K. A.; ERIC, J. B.; GOLDFARB, M. Dynamic Constraint-Based Energy-Saving Control of Pneumatic Servo Systems. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v. 128, p. 655-662, september 2006.

AL-DAKKAN, K. A.; GOLDFARB, M.; BARTH, E. J. Energy Saving Control for Pneumatic Servo Systems. In: Proceedings of the 2003 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, 2003. Kobe, Japan. 20-24 July 2003. p.284-289.

ANDERSEN, B. W. **The analysis and design of pneumatic systems**. John Wiley & Sons, 1967.

ANDRIGHETTO, P. L.; VALDIERO, A. C.; BAVARESCO, D. Dead-zone Compensation in Pneumatic Servo Systems. In: Proceedings of the ABCM Symposium Series in Mechatronics, 2008. p. 501-509.

ANDRIGHETTO, P. L.; VALDIERO, A. C.; CARLOTTO, L. Study of the friction behavior in industrial pneumatic actuators. In: ABCM Symposium Series in Mechatronics, 2006. p. 369-376.

ASAFF, Y. E. **Desenvolvimento de um Sistema Servopneumático para Regulação de Velocidade de Turbinas em Pequenas Centrais Hidrelétricas**. Dissertação - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006, 143 p.

ASAFF, Y. E.; DE NEGRI, V. J. Development of a high power pneumatic servo-positioning system for speed governors of hydraulic turbines. In: Proceedings of COBEM 2007, 2007. Brasília, Brazil.

ASAFF, Y. E.; DE NEGRI, V. J.; SOARES, J. M. C. Pneumatic Speed Governor for Small Hydropower Plants – A New Application for Pneumatics. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering (Accepted)**, 2014.

ASAFF, Y. E.; OLIVEIRA, L. G.; DE NEGRI, V. J. Applicability of Servopneumatic Positioning Systems for High Loads. In: Bath/ASME

Symposium on Fluid Power and Motion Control (FPMC 08), 2008. Bath, UK. p. 219-232.

BALLUFF. Catálogo transdutores linear de posição. Disponível em: < <http://www.balluff.com.br/admin/produtos/linhas/arquivos-pdf/6/Transdutor%20Linear%20de%20Perfil%20BTL5-P.pdf> >. Acesso em: Novembro de 2013.

BARRETO, B. **Modelagem e controle não-lineares de um posicionador servopneumático industrial**. Dissertação - Universidade Federal de Santa Catarina 2003, 128 p.

BASSANEZI, R. C. **Ensino-aprendizagem com modelagem matemática: uma nova estratégia**. Editora Contexto, 2002.

BAVARESCO, D. **Modelagem Matemática e Controle de um Atuador Pneumático**. Dissertação - Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí - Brasil, 2007, 88 p.

BOBROW, J. E.; MCDONELL, B. W. Modeling, Identification, and Control of a Pneumatically Actuated, Force Controllable Robot. **IEEE Transaction on Robotics and Automation**, v. 14, p. 732-742, 1998.

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

BRUN, X. et al. Control of an Electropneumatic Actuator: Comparison between some Linear and Non-linear Control Laws. **Proc IMechE Part I: Journal of Systems and Control Engineering**, v. 213, p. 387-406, 1999.

BRUN, X.; THOMASSET, D.; BIDEAUX, E. Influence of the Process Design on the Control Strategy: Application in Electropneumatic Field. **Control Engineering Practice**, p. 727-735, January 17 2002.

BU, F.; TAN, H.-S. Pneumatic brake control for precision stopping of heavy-duty vehicles. **Control Systems Technology, IEEE Transactions on**, v. 15, n. 1, p. 53-64, 2007. ISSN 1063-6536.

CAMBRON, M. E.; NORTHUP, S.; PETERS, R. Grasping with PneuHand II. In: Robot and Human Interactive Communication, 2005. ROMAN 2005. IEEE International Workshop on, 2005. IEEE. p. 97-102.

CARDUCCI, G. et al. Pneumatic robotic arm controlled by on-off valves for automatic harvesting based on vision localisation. In: Industrial Technology, 2004. IEEE ICIT'04. 2004 IEEE International Conference on, 2004. IEEE. p. 1017-1022.

DE NEGRI, V. J. **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle: Parte II - Sistemas Pneumáticos para Automação**. Universidade Federal de Santa Catarina, p. 81. 2001.

DOLL, M.; NEUMANN, R.; SAWODNY, O. Energy efficient use of compressed air in pneumatic drive systems for motion tasks. In: Fluid Power and Mechatronics (FPM), 2011 International Conference on, 2011. IEEE. p. 340-345.

DOLL, M.; OLIVER, S.; NEUMANN, R. Energy Efficient Adaptive Control of Pneumatic Drives with Switching Valves. In: Proceedings 8th International Fluid Power Conference 2012. Dresden, Alemanha.

DOLL, M.; SAWODNY, O. Energy optimal open loop control of standard pneumatic cylinders. In: 7th International Fluid Power Conference, Aachen, 2010. p. 259-270.

DSPACE. Digital Signal Processing and Control Engineering, GmbH, DS1102 User's Guides. 1996.

ELETRORBRAS/PROCEL. **Manual Prático-Eficiência Energética em Sistemas de ar Comprimido**: 86 p. 2004.

ENDLER, L. **Modelagem da Vazão Mássica de uma Servoválvula Pneumática e Sua Aplicação no Controle Ótimo de um Servoposicionador Pneumático**. Dissertação - Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí-Brasil, 2009, 119 p.

ENDLER, L.; DE NEGRI, V. J.; CASTELAN, E. B. A Scheme for Compressed Air Saving in Pneumatic Positioning Systems for High Loads. In: 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power Proceedings, 2013. Linköping, Sweden.

ENDLER, L. et al. Simulação Computacional de um Modelo Matemático para Atuadores Pneumáticos. **TEMA-Tendências em Matemática Aplicada e Computacional**, v. 9, n. 2, p. 213-222, 2008.

FESTO. Catálogo solenoid valves MH2/MH3/MH4, fast-switching valves. Disponível em: < [http://www.festo.com/cat/en-us\\_us/data/doc\\_enus/PDF/US/MH2TO4\\_ENUS.PDF](http://www.festo.com/cat/en-us_us/data/doc_enus/PDF/US/MH2TO4_ENUS.PDF) >. Acesso em: Novembro de 2013. 2013a.

\_\_\_\_\_. Catálogo válvulas proporcionais. Disponível em: < [http://xdki.festo.com/xdki/data/doc\\_PTBR/PDF/PT/MPYE\\_PT.PDF](http://xdki.festo.com/xdki/data/doc_PTBR/PDF/PT/MPYE_PT.PDF) >. Acesso em: Novembro de 2013. 2013b.

FOX, R.; MCDONALD, A. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 4ª Edição. Rio de Janeiro - Brasil: Guanabara Koogan Sª, 1995. 662 p

FRANKLIN, G. F.; POWELL, J. D.; EMAMI-NAEINI, A. **Feedback Control of Dynamic Systems**. New Jersey: Prentice Hall, 2002.

GENTILE, A.; GIANNOCCARO, N.; REINA, G. Experimental tests on position control of a pneumatic actuator using on/off solenoid valves. In: International Conference on Industrial Technology, 2002. IEEE ICIT'02., 2002. IEEE. p. 555-559.

GOMES, S. C. Modelagem de Atritos Internos às Articulações de Robôs Manipuladores. In: Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 1995. Belo Horizonte - Brasil.

GOMES, S. C.; ROSA, V. S. A New Approach to Compensate Friction in Robotic Actuators. In: Proceedings of the 2003 IEEE International Conference on Robotic & Automation, 2003. Taipei, Taiwan. September 14-19. p. 622-627.

GUENTHER, R.; PERONDI, E. A. O controle em cascata de sistemas pneumáticos de posicionamento. **Sba: Controle & Automação Sociedade Brasileira de Automática**, v. 15, n. 2, p. 149-161, 2004.

GUENTHER, R. et al. Cascade Controlled Pneumatic Positioning System With LuGre Model Based Friction Compensation. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, Rio de Janeiro, v. 28, p. 48-57, January-Mach 2006.

HBM. Catálogo P8AP absolute pressures transducers. Disponível em: < <http://www.hbm.com/pl/pdf/b0521.pdf> >. Acesso em: Novembro de 2013.

HENÉ, M. D. **Estudo Teórico - Experimental do Ponto de Operação e Proposição de Método de Dimensionamento para Sistemas**



**Pneumáticos.** Dissertação - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis - Brasil, 2010, 166 p.

HEPKE, J.; WEBER, J. Improving energy efficiency of pneumatic handling systems. In: Proceedings 8th International Fluid Power Conference, 2012. Dresden, Germany.

HEPKE, J.; WEBER, J. Energy saving Measures on Pneumatic Drive Systems. In: The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, 2013. Linköping, Suécia. 3-5 Julho.

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

ISO, 1989. **International Organization for Standardization, Pneumatic Fluid Power. Component Using Compressible Fluids. ISO 6358. Determination of Flow Rate Characteristics.**

JEONG, O. et al. Pneumatic micro finger as endeffector of robot. In: Micro-NanoMechatronics and Human Science, 2005 IEEE International Symposium on, 2005. IEEE. p.145-148.

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

KARPENKO, M.; SEPEHRI, N. Design and experimental evaluation of a nonlinear position controller for a pneumatic actuator with friction. In: American Control Conference, 2004. Proceedings of the 2004, 2004. IEEE. p. 5078-5083.

KARPENKO, M.; SEPEHRI, N. QFT Synthesis of a Position Controller for a Pneumatic Actuator in the Presence of Worst-case Persistent Disturbances. In: Proceedings of the 2006 American Control Conference, 2006. Minneapolis, Minnesota, USA. 14-16 June 2006.

KRICHEL, S. V. et al. Exergy Flow Diagrams as Novel Approach to Discuss the Efficiency of Compressed Air Systems. In: Proceedings of 8th International Fluid Power Conference, 2012. Dresden, Germany.

LINSINGEN, I. V. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos.** Florianópolis-Brasil: UFSC, 2013. 399 p.

LOCATELI, C. C. **Modelagem e desenvolvimento de um sistema de controle de posição pneumático com acionamento por válvulas on/off.** Dissertação - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2011, 114 p.

LOCATELI, C. C.; DE NEGRI, V. J.; DE PIERI, E. R. A Servo-Pneumatic Positioning System Driven by Fast Switching on/off Valves. In: Proceedings of the ASME 2011 Dynamic Systems and Control Conference and Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control, 2011. Arlington, USA. p. 303-310.

MACHADO, C. **Compensação de atrito em atuadores hidráulicos utilizando redes neurais.** Dissertação - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2003, 86 p.

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

NORITSUGO, T. Development of PWM Mode Electro-Pneumatic Servo-mechanism. Part II: Position Control of a Pneumatic Cylinder. **The Journal of Fluid Control**, v. 17, p. 7 - 31, 1986.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno.** Rio de Janeiro - Brasil: Prentice – Hall do Brasil Ltda, 1982.

OLIVEIRA, L. G. **Determinação de pontos de operação para conjuntos válvula-cilindro pneumáticos.** Dissertação - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009, 190 p.

PERONDI, E. A. **Controle Não-Linear em Cascata de um Servoposicionador Pneumático com Compensação do Atrito.** Tese de Doutorado - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002, 177 p.

RAO, Z.; BONE, G. M. Nonlinear Modeling and Control of Servo Pneumatic actuators. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, v. 16, n. 3, p. 562-569, 2008.

REXROTH. Catálogo Mini-Unidades Hidráulicas Padronizadas. Disponível em:

[http://www.boschrexroth.com/country\\_units/south\\_america/brasil/pt/doc\\_d](http://www.boschrexroth.com/country_units/south_america/brasil/pt/doc_d) <

[ownloads/catalogs/a\\_downloads\\_09/unidades\\_hidraulicas/RP\\_51016.pdf](#) >. Acesso em: Novembro de 2013.

\_\_\_\_\_. Catálogo válvulas direcionais hidráulicas. Disponível em: <[http://www.boschrexroth.com/country\\_units/south\\_america/brasil/pt/doc\\_downloads/catalogs/a\\_downloads\\_09/valvulas\\_direcionais/RP\\_22320.pdf](http://www.boschrexroth.com/country_units/south_america/brasil/pt/doc_downloads/catalogs/a_downloads_09/valvulas_direcionais/RP_22320.pdf)>. Acesso em: Novembro 2013.

RICHTER, R. R. M. **Modelagem matemática e controle de posição de um atuador linear acionado pneumáticamente**. Dissertação - Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul - Ijuí, 2013, 108 p.

RITTER, C. S. **Modelagem matemática das características não lineares de atuadores pneumáticos**. Dissertação - Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2010, 87 p.

SANTOS, E. A. P. **Análise teórico experimental de um posicionador pneumático**. Dissertação - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.

SANVILLE, F. E. A New Method of Specifying the Flow Capacity of Pneumatic Fluid Power Valves. In: Second Fluid Power Symposium, 1971. Guildford, England. p. 37-47.

SCAVARDA, S.; SESMAT, S. Some structural comparative elements between electric, pneumatic, and hydraulic actuating systems. In: POWER TRANSMISSION AND MOTION CONTROL – PTMC'98, 1998. University of Bath. p. 139 - 152.

SCHNEIDER, R. T.; HITCHCOX, A. L. Fluid power technology shapes industry worldwide. **Hydraulics and pneumatics**, Estados Unidos; 51, 32, p. 59-66.

SHEN, X.; GOLDFARB, M. Energy Saving in Pneumatic Servo Control Utilizing Interchamber Cross-flow. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v. 129, p. 303-310, October 4 2007. ISSN 0022-0434.

SLOTINE, J.-J. E.; LI, W. **Applied Nonlinear Control**. New Jersey: PRENTICE-HALL, 1991.

SOBCZYK, S., Mario Roland. **O controle em cascata e a estrutura variável de um servoposicionador pneumático.** Dissertação - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2005, 110 p.

\_\_\_\_\_. **Controle em cascata e a estrutura variável com adaptação de parâmetros e compensação de atrito de um servoposicionador pneumático.** Tese - Universidade Federal do Rio Grande do Sul 2009, 227 p.

SUZUKI, R. M. **Controle baseado em linearização por Realimentação dos Estados Aplicado a um Servoposicionador Pneumático.** Dissertação - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010, 92 p.

TAGHIZADEH, M.; GHAFARI, A.; NAJAFI, F. Modeling and identification of a solenoid valve for PWM control applications. **Comptes Rendus Mecanique**, v. 337, n. 3, p. 131-140, 2009a.

TAGHIZADEH, M.; NAJAFI, F.; GHAFARI, A. Increased tracking ability of pulse width modulation-driven pneumatic servo systems via a modified pneumatic circuit. **Electrical Engineering**, v. 91, n. 2, p. 79-87, 2009b.

TAO, G.; KOKOTOVIC, P. V. Adaptive Control of Plants with Unknown Dead-zones. **IEEE Transactions on Automatic Control**, v. 39, n. 1, p. 59-68, 1994.

TAO, G.; KOKOTOVIC, T. V. **Adaptive Control of Systems with Actuators and Sensors Nonlinearities.** New York: John Wiley & Sons, 1996.

THOMAS, M. B.; MAUL, G. P.; JAYAWIYANTO, E. A novel, low-cost pneumatic positioning system. **Journal of manufacturing systems**, v. 24, n. 4, p. 377-387, 2005.

TOPÇU, E. E.; YÜKSEL, İ.; KAMIŞ, Z. Development of electro-pneumatic fast switching valve and investigation of its characteristics. **Mechatronics**, v. 16, n. 6, p. 365-378, 2006.

TRESSLER, J. et al. Dynamic Behavior of Pneumatic Systems for Lower Extremity Extenders. In: Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2002. Washington-DC, USA. May 2002. p. 3248-3253.

VALDIERO, A. C. **Controle de Robôs Hidráulicos com Compensação de Atrito**. Tese de Doutorado - Florianópolis - Brasil, 2005, 152 p.

VALDIERO, A. C.; BAVARESCO, D.; ANDRIGHETTO, P. L. Experimental Identification of the Dead-zone in Proportional Directional Pneumatic Valves. **International Journal on Fluid Power**, v. 9, p. 27-33, 2008.

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

VIEIRA, A. D. **Análise teórico experimental de servoposicionadores lineares pneumáticos**. Dissertação - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 1998, 202 p.

VIRVALO, T. **Modelling and Design of a Pneumatic Position Servo System Realized with Commercial Components**. - Tampere University of Technology, Tampere, 1995, 191 p.

YANG, A. et al. By-pass Valve Control to Improve Energy Efficiency of Pneumatic Drive System. **Control Engineering Practice**, v. 17, p. 623-628, June 2009.

YU, N. et al. Comparison of MRI-compatible mechatronic systems with hydrodynamic and pneumatic actuation. **Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on**, v. 13, n. 3, p. 268-277, 2008.

YU, N. et al. An fMRI compatible haptic interface with pneumatic actuation. In: Rehabilitation Robotics, 2007. ICORR 2007. IEEE 10th International Conference on, 2007. IEEE. p. 714-720.



## APÊNDICE A – MODELO DO COEFICIENTE DE ATRITO VISCOSO VARIÁVEL

A força de atrito no sistema de atuação é calculada a partir do modelo de atrito proposto por Gomes (1995), onde é determinado o coeficiente de atrito variável por meio de experimentos. Estes ensaios consistem em aplicar diferentes tensões para a válvula e proporcional e verificar o comportamento do atuador.

O sistema de atuação consiste nos dois cilindros pneumáticos acoplados de forma a configurar o comportamento simétrico ao sistema (ver circuito do sistema de atuação da Figura 6). Os ensaios foram feitos na bancada de testes apresentada na Figura 20, sem presença de carregamento, mas com o cilindro hidráulico acoplado.

Para a determinação da força de atrito parte-se da análise da Equação do Movimento do sistema de atuação considerando a força externa nula, tal que:

$$F_{at} = A(p_A - p_B) - M\ddot{x} \quad (\text{B.1})$$

Quando o valor da velocidade é constante, tem-se a aceleração nula e dessa forma, a Equação (B.1) pode ser escrita como segue:

$$F_{at} = A(p_A - p_B) \quad (\text{B.2})$$

A partir desse ponto, conhecendo-se as pressões nas câmaras para velocidades constantes podem-se determinar os pontos da força de atrito para cada valor de velocidade. Na Tabela A.1 estão apresentados esses pontos

A partir dos pontos mostrados na Tabela A.1, são traçadas as curvas para a representação das trajetórias de avanço e recuo do atuador. Para a obtenção das curvas é usado o comando “*polyfit*” do software Matlab. Ambos os polinômios aproximados pela função “*polyfit*” foram de terceira ordem.

Tabela A.1 – Valores do mapa de atrito estático.

Avanço do pistão		Recuo do pistão	
Velocidade [m/s]	Força de atrito [N]	Velocidade [m/s]	Força de atrito [N]
0,00031	340,62	-0,00020	-612,35
0,00032	336,12	-0,00027	-581,22
0,00044	339,81	-0,00035	-565,03
0,00053	334,93	-0,00047	-562,65
0,00062	335,34	-0,00091	-582,46
0,00079	331,81	-0,00141	-567,14
0,00123	333,30	-0,00218	-523,37
0,00179	318,39	-0,00296	-505,36
0,00264	308,08	-0,00374	-491,38
0,00347	291,50	-0,00459	-490,28
0,00431	301,05	-0,00536	-485,72
0,00533	287,15	-0,00640	-485,29
0,00613	289,41	-0,00717	-488,51
0,00696	285,10	-0,00812	-494,51
0,00788	292,52	-0,00876	-487,10
0,00878	289,85	-0,00975	-485,46
0,00966	286,43	-0,01052	-491,83
0,01045	291,93	-0,01130	-491,33
0,01145	289,94	-0,01173	-492,27
0,01218	292,16	-0,01301	-502,77
0,01296	293,05	-0,01383	-502,91
0,01393	298,44	-0,01481	-505,15
0,01465	298,05	-0,01601	-517,26
0,01661	303,60	-0,01753	-529,85



0,01815	319,37	-0,01931	-544,48
0,019385	323,41	-0,02063	-558,75
0,02127	334,34	-0,02243	-572,92
0,02289	347,54	-0,02578	-612,84
0,02611	381,37	-0,03022	-659,82
0,03050	424,74	-0,03332	-712,37
0,03438	473,83	-0,03674	-764,99
0,03688	511,30	-0,04300	-877,63
0,04326	586,01	-0,04667	-983,44
0,04963	672,06	-0,05209	-1082,91
0,05370	742,26	-0,05706	-1177,31
0,05762	799,31		

Fonte: Elaborado pelo autor.

O modelo proposto por Gomes (1995) expressa que:

$$F_{at} = f_v(\dot{x}, F_p)\dot{x} \quad (\text{B.3})$$

onde  $f_v$  é o coeficiente de atrito viscoso variável, o qual depende da velocidade do atuador e da força pneumática ( $F_p$ ) definida pela Equação B.2

As equações utilizadas para a construção do modelo de atrito em função das diferentes forças e velocidades do atuador estão apresentadas na Tabela A.2

Tabela A.2 – Equações do coeficiente de atrito viscoso variável

Velocidade maior que zero ( $\dot{x} > 0$ )		
Condições	$f_v$	Representação no gráfico da Figura 8
$\dot{x} > \dot{x}_{\lim p}$	$\frac{(C_{p0} + C_{p1}\dot{x} + C_{p2}\dot{x}^2 + C_{p3}\dot{x}^3)}{\dot{x}}$	Curva A
$0 < \dot{x} < \dot{x}_{\lim p}$ e $F_p > F_{sp}$	$F_{sp} / \dot{x}_{\lim p}$	Curva B
$0 < \dot{x} < \dot{x}_{0p}$ e $F_p > F_{sp}$	$F_{sp} / \dot{x}_{0p}$	Curva C
$\dot{x}_{0p} < \dot{x} < \dot{x}_{\lim p}$ e $F_p > F_{sp}$	$F_{sp} / \dot{x}_{0p}$	Curva D
Velocidade menor que zero ( $\dot{x} < 0$ )		
$\dot{x} < \dot{x}_{\lim n}$	$\frac{(C_{n0} + C_{n1}\dot{x} + C_{n2}\dot{x}^2 + C_{n3}\dot{x}^3)}{\dot{x}}$	Curva A
$\dot{x}_{\lim n} < \dot{x} < 0$ e $F_p > F_{sn}$	$F_{sn} / \dot{x}_{\lim n}$	Curva B
$\dot{x}_{0p} < \dot{x} < 0$ e $F_n < F_{sn}$	$F_{sn} / \dot{x}_{0n}$	Curva C
$\dot{x}_{\lim n} < \dot{x} < \dot{x}_{0n}$ e $F_n < F_{sn}$	$F_{sn} / \dot{x}_{0n}$	Curva D

Fonte: Elaborado pelo autor.

onde  $\dot{x}_{\lim p}$  é a velocidade limite no sentido positivo do movimento,  $C_{p0}$ ,  $C_{p1}$ ,  $C_{p2}$  e  $C_{p3}$  são os coeficientes do polinômio de 3ª ordem referentes a curva A no sentido positivo do movimento,  $F_{sp}$  é a força de atrito

estático no sentido positivo do movimento,  $\dot{x}_{0p}$  é a velocidade “stick” no sentido positivo do movimento,  $\dot{x}_{lim n}$  é a velocidade limite no sentido negativo do movimento,  $C_{n0}$ ,  $C_{n1}$ ,  $C_{n2}$  e  $C_{n3}$  são os coeficientes do polinômio de 3ª ordem referentes a curva A no sentido negativo do movimento,  $F_{sn}$  é a força de atrito estático no sentido negativo do movimento,  $\dot{x}_{0n}$  é a velocidade “stick” no sentido negativo do movimento

A Tabela A.3 mostra os parâmetros modelo de atrito viscoso variável obtido a partir do mapa de atrito mostrado na Tabela A.1.

Tabela A.3 – Parâmetros do mapa de atrito.

DESCRIÇÃO	VALOR	UNIDADE
$\dot{x}_{lim p}$	0,0003	m/s
$F_{sp}$	333,36	N
$\dot{x}_{0p}$	0,00006	m/s
$C_{p0}$	-3893470,12	
$C_{p1}$	527989,05	
$C_{p2}$	-9592,60	
$C_{p3}$	336,19	
$\dot{x}_{lim n}$	-0,0002	m/s
$F_{sn}$	-565,83	N
$\dot{x}_{0n}$	0,00004	m/s
$C_{n0}$	-5636438,01	
$C_{n1}$	-764527,60	
$C_{n2}$	-14712,45	
$C_{n3}$	-568,74	

Fonte: Elaborado pelo autor.



## APÊNDICE B – PARÂMETROS USADOS NOS ESTUDOS TEÓRICOS

Tabela B.1 – Parâmetros do sistema

Símbolo	Valor	Designação	Unidade
$A$	$2.3739 \times 10^{-2}$	Área anular do atuador	$m^2$
$b$	0.12	Razão crítica de pressão na válvula proporcional	
$b_{Aux}$	0.33	Razão crítica de pressão na válvula <i>on/off</i>	
$C$	$16.5 \times 10^{-9}$	Condutância sônica nos orifícios da válvula proporcional	$m^5/Ns$
$C_{Aux}$	$15.7 \times 10^{-9}$	Condutância sônica nos orifícios da válvula auxiliar	$m^5/Ns$
$L$	$160 \times 10^{-3}$	Curso total do pistão	m
$M$	30	Massa a ser movimentada	kg
$p_S$	$8 \times 10^5$	Pressão de suprimento	Pa
$p_T$	$1.0135 \times 10^5$	Pressão atmosférica	Pa
$R$	287	Constante universal dos gases	J/(kgK)
$T$	296	Temperatura do ensaio	K
$V_{A0}$	$6.2832 \times 10^{-5}$	Volume morto na câmara A	$m^3$
$V_{B0}$	$6.2832 \times 10^{-5}$	Volume morto da câmara B	$m^3$
$\rho_0$	1.205	Massa específica do ar	$Kg/m^3$
$\gamma$	1.4	Relação de calores específicos	
$\Delta p_{Ref}$	$1 \times 10^5$	Fator de tolerância da diferença de pressão	Pa

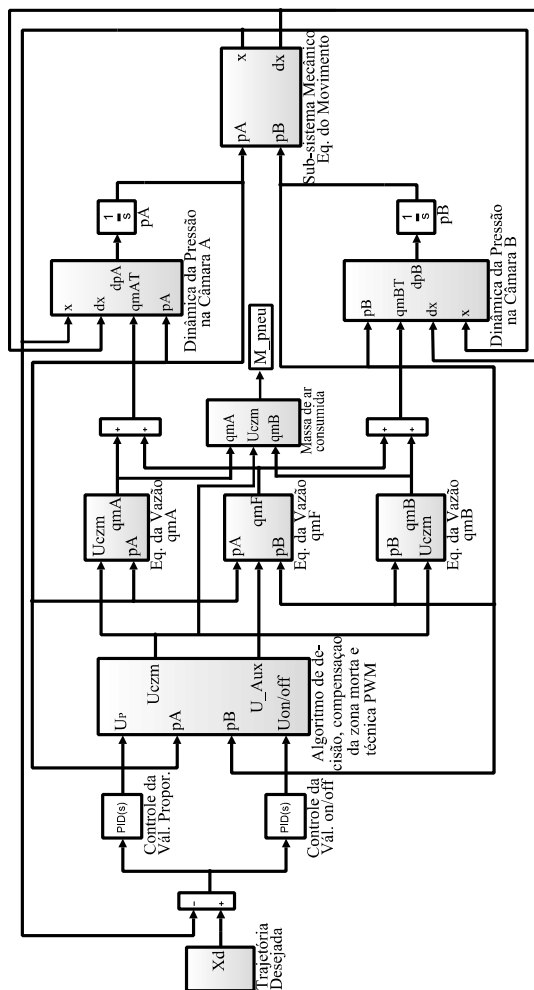
Fonte: Elaborado pelo autor.



## APÊNDICE C – DIAGRAMA DE BLOCOS EM SIMULINK/MATLAB

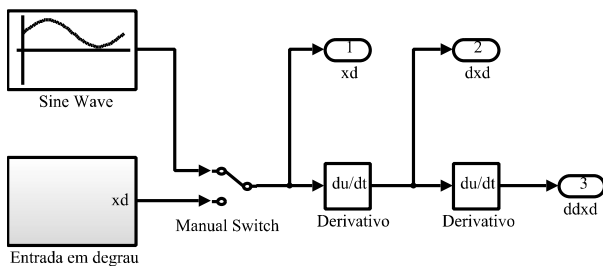
A seguir serão apresentados os diagramas de blocos utilizados nas simulações do modelo matemático.

Figura C.1 – Diagrama de blocos completo do sistema de posicionamento pneumático.



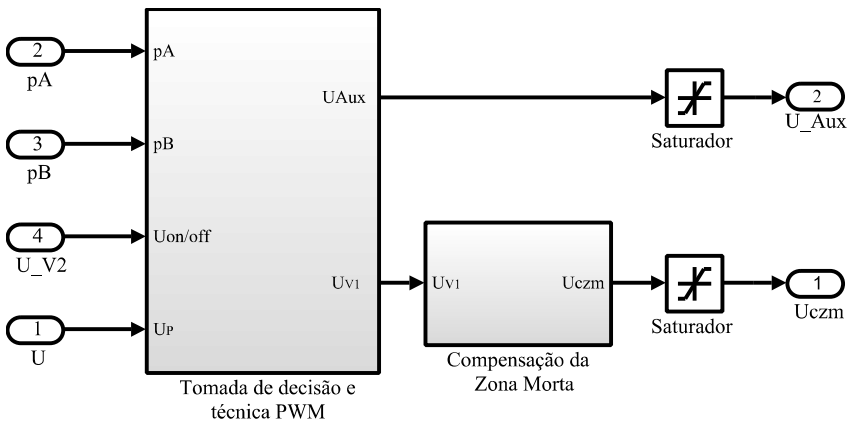
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura C.2 – Detalhamento da programação das trajetórias.



Fonte: Elaborado pelo autor.

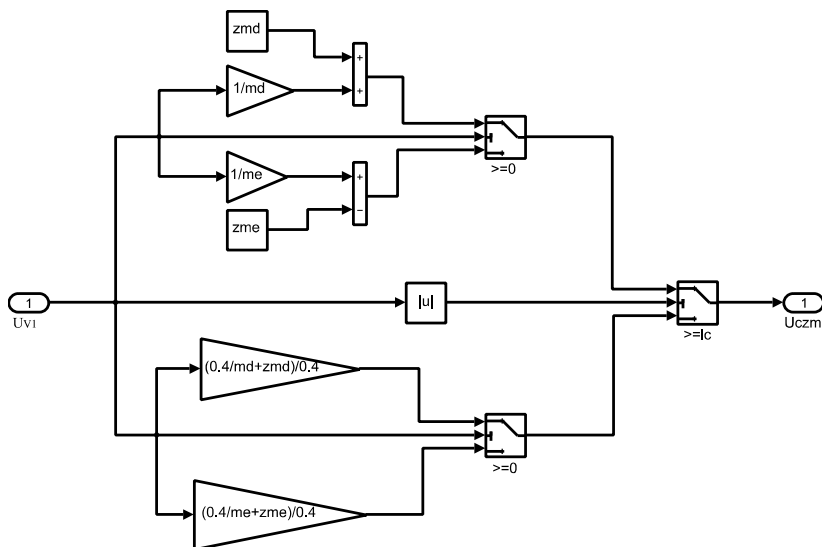
Figura C.3 – Algoritmo de tomada de decisão, compensação da zona morta e técnica PWM.



Fonte: Elaborado pelo autor.

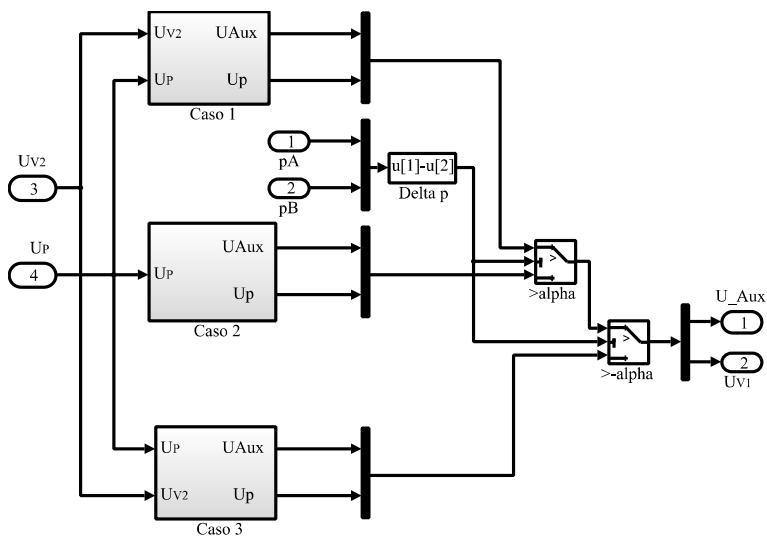


Figura C.4 – Detalhamento da compensação da zona morta



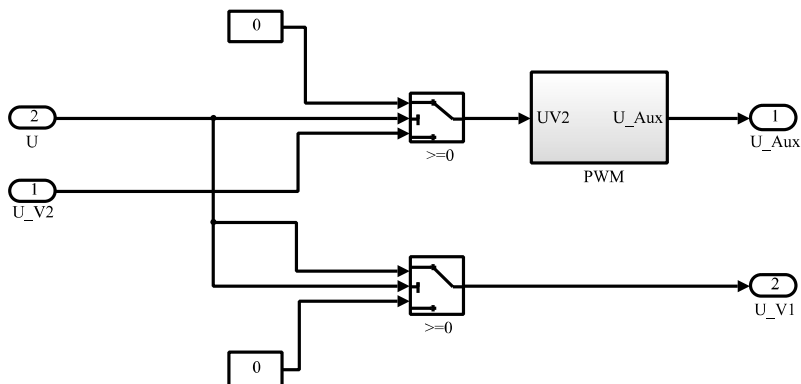
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura C.5 – Detalhamento do algoritmo de tomada de decisão.

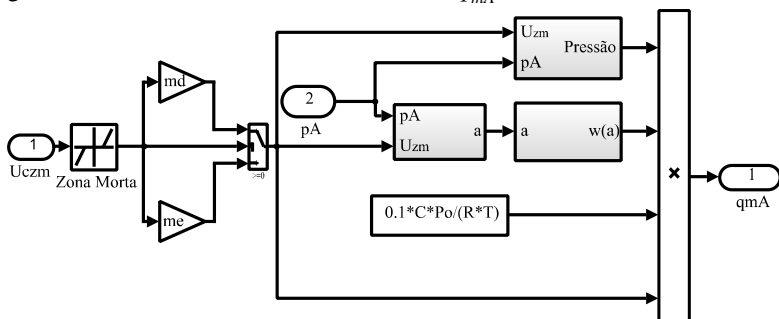


Fonte: Elaborado pelo autor.

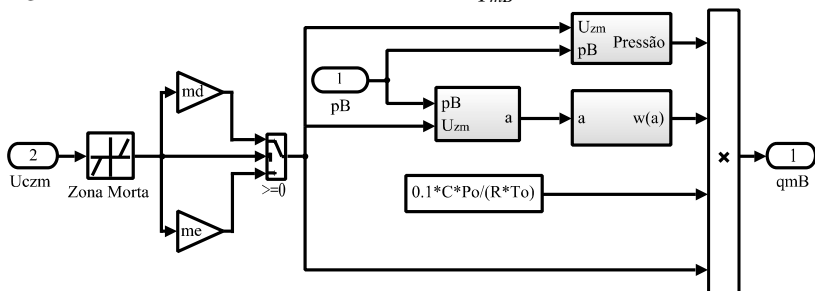
Figura C.6 – Detalhamento do caso 1 do algoritmo de decisão.



Fonte: Elaborado pelo autor.

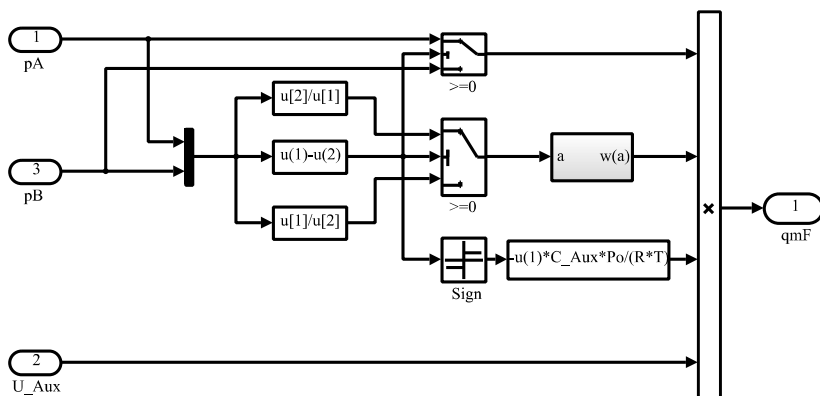
Figura C.7 – Detalhamento da vazão mássica  $q_{mA}$ .

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura C.8 – Detalhamento da vazão mássica  $q_{mB}$ .

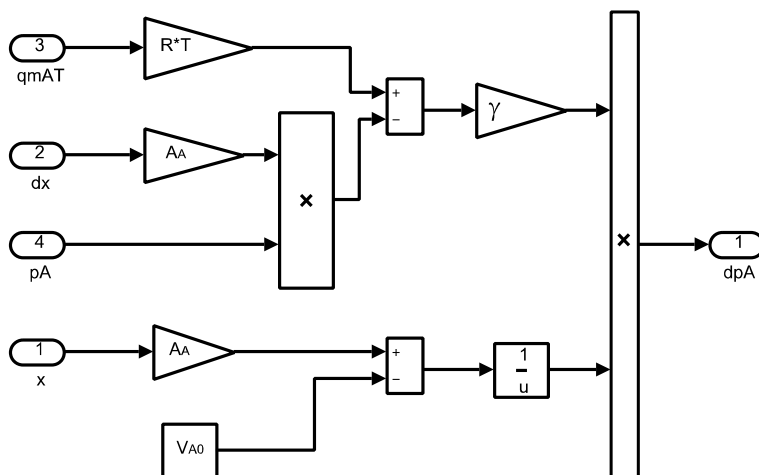
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura C.9 – Detalhamento da vazão mássica  $q_{mF}$ .



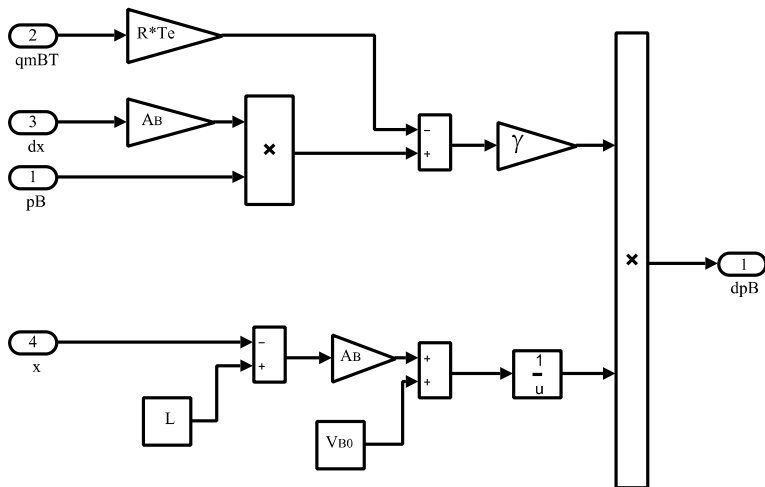
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura C.10 – Detalhamento da pressão na câmara A.



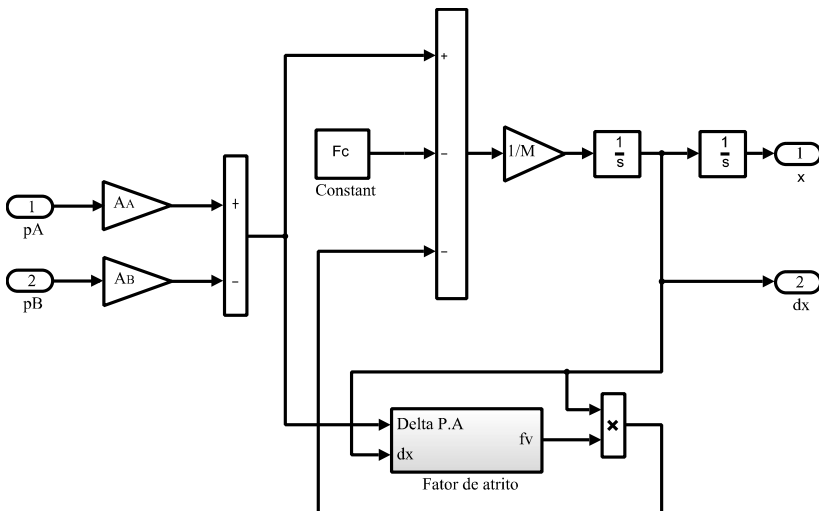
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura C.11 – Detalhamento da pressão na câmara B.



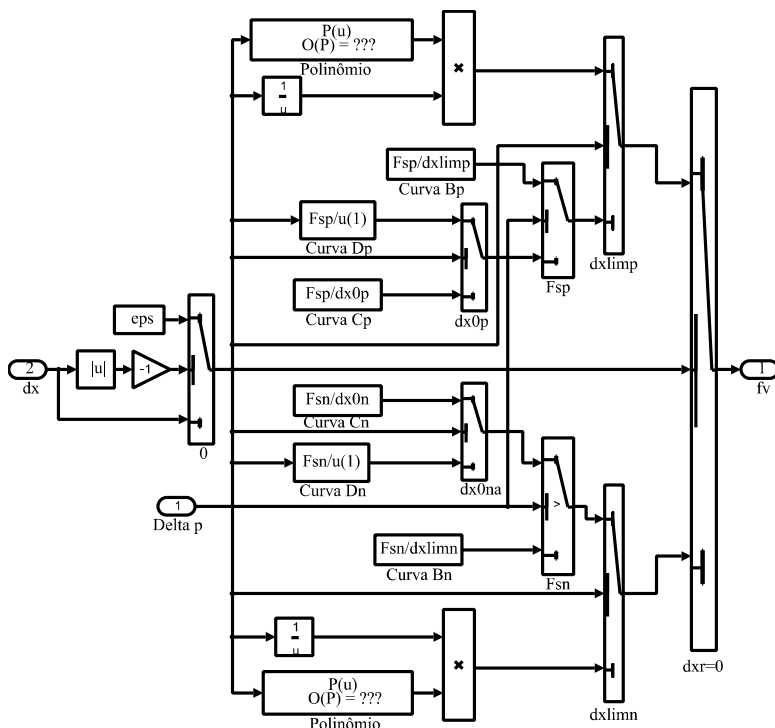
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura C.12 – Detalhamento do subsistema mecânico.



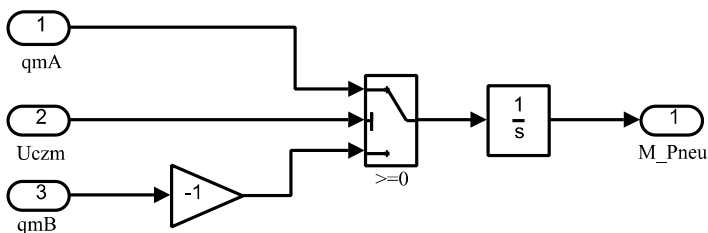
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura C.13 – Detalhamento do modelo de atrito.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura C.14 – Consumo de ar comprimido.



Fonte: Elaborado pelo autor.



