

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

**MODELAGEM E CONTROLE NÃO-LINEARES DE UM  
POSICIONADOR SERVOPNEUMÁTICO  
INDUSTRIAL**

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

**FELIPE BARRETO CAMPELO CRUZ**

FLORIANÓPOLIS, NOVEMBRO DE 2003



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

**MODELAGEM E CONTROLE NÃO-LINEARES DE UM POSICIONADOR  
SERVOPNEUMÁTICO INDUSTRIAL**

**FELIPE BARRETO CAMPELO CRUZ**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

**MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA**

sendo aprovada em sua forma final.

---

**Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. - Orientador**

---

**Raul Guenther, D. Sc. – Co-orientador**

---

**José Antônio Belline da Cunha Neto, Dr. – Coordenador do Curso**

**BANCA EXAMINADORA**

---

**Carlos Alberto Martin, Dr. Ing. - Presidente**

---

**Eduardo André Perondi, Dr. Eng.**

---

**Edson Roberto de Pieri, Dr.**

---

**Irlan von Linsingen, Dr. Educ.**



## **BIOGRAFIA DO AUTOR**

Felipe Barreto Campelo Cruz é Engenheiro Mecânico formado pela Universidade Federal do Ceará – UFC em Dezembro de 2000.



## **DEDICATÓRIA**

Aos meus pais, Luiz Carlos Campelo Cruz e Helade Barreto Campelo Cruz, familiares e amigos que proporcionaram mais esta conquista em minha vida.





## AGRADECIMENTOS

Aos meus orientadores, Professores Victor Juliano De Negri e Raul Guenther, pela orientação exercida com indiscutível competência e seriedade e, principalmente, pelo forte apoio e incentivo ao longo de todo o período de realização desta dissertação;

Agradeço extensivamente à minha família e em especial aos meus pais pelo incentivo incondicional ao estudo e também pelo apoio financeiro, sem o qual, talvez este trabalho não fosse possível;

Aos colegas e, mais que tudo, companheiros de trabalho do Laship, Antônio Carlos Valdiero, Cláudio Machado, Gilson Porciúncula, Luiz Antônio Haddad e Márcio Ricardo Castelani, pelas discussões sobre os mais diversos assuntos, pelo suporte e colaboração, enfim, pelo excelente convívio;

Aos demais colegas do Laship, veteranos e novatos, pelo agradável convívio, companhia, apoio e colaboração;

A todos os bolsistas e ex-bolsistas, em especial ao Cristiano Wuerzius, ao Irving Muraro, ao Luís Carlos Schwarz (Lula), ao Marco Antônio Vieira e ao Raphael Athanasio, pelo excelente convívio e suporte na solução dos mais diversos problemas;

Ao mestrando Alisson Dalsasso C. de Souza pelo excelente trabalho de *videomaker* e pelo agradável convívio;

A todos os meus amigos(as) que residem em Florianópolis pela agradável e indispensável companhia. Vocês foram e continuarão sendo a minha família catarinense;

Ao pessoal da Fundação Certi pelo apoio nas medições;

Ao CNPq e ao Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC pela oportunidade e pelos apoios indispensáveis;

Finalmente, dedico agradecimento especial ao povo hospitaleiro de Santa Catarina que tão bem sabe acolher os mais diversos visitantes.



**“Ocupe seu tempo crescendo, desenvolvendo sua habilidade e seu talento. Não acumule fracassos e sim experiências. Tire proveito de seus erros e amplie seus conhecimentos. Dimensione seus problemas e não se deixe abater por eles. Você pode tudo o que quiser.”**

**Aristóteles Onassis**



## SUMÁRIO

<b>LISTA DE FIGURAS.....</b>	<b>xvii</b>
<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	<b>xxi</b>
<b>SIMBOLOGIA .....</b>	<b>xxiii</b>
<b>RESUMO .....</b>	<b>xxvii</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>xxix</b>
<b>CAPITULO 1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1. Posicionadores servopneumáticos.....	1
1.2. Objetivos do trabalho .....	3
1.3. A organização do trabalho.....	4
<b>CAPITULO 2. DESCRIÇÃO DO SISTEMA.....</b>	<b>5</b>
2.1. Sistema Multitecnológico de Manipulação de Peças .....	5
2.1.1. Características do sistema.....	5
2.1.2. Funcionamento do SMMP.....	6
2.1.3. Submódulo de enchimento .....	7
2.2. Componentes do submódulo de enchimento.....	10
2.2.1. Válvulas reguladoras de pressão.....	10
2.2.2. Válvulas proporcionais reguladoras de pressão .....	12
2.2.3. Servoválvula elétrica de pressão DS 50 R.....	13
2.2.4. Princípio operacional de uma válvula proporcional reguladora de pressão .....	16
2.2.5. Cilindro sem haste Ø 25mm com amortecimento ajustável nos fins de curso.....	17
2.3. Sistemas de medição.....	18
2.3.1. Transdutores de pressão absoluta .....	18
2.3.2. Transdutor de posição.....	20
2.3.3. Termopares .....	21
<b>CAPITULO 3. MODELAGEM MATEMÁTICA.....</b>	<b>23</b>
3.1. Introdução.....	23
3.2. Modelo matemático: Equações literais e respectivos diagramas de blocos .....	23
3.2.1. Equação da continuidade para um escoamento compressível na válvula reguladora de pressão 1 .....	23

3.2.2.	Equação da continuidade para um escoamento compressível na válvula reguladora de pressão 2 .....	25
3.2.3.	Equação da vazão mássica para um escoamento compressível na válvula reguladora de pressão 1 .....	26
3.2.4.	Equação do movimento (deslocamento do carretel) da válvula reguladora de pressão 1 .....	28
3.2.5.	Modelo matemático para a válvula reguladora de pressão 1 .....	29
3.2.6.	Modelo matemático para a válvula reguladora de pressão 2 .....	33
3.2.7.	Parâmetros experimentais das válvulas reguladoras de pressão .....	35
3.2.8.	Vazão mássica na tubulação 1 .....	50
3.2.9.	Vazão mássica na tubulação 2 .....	50
3.2.10.	Equação da continuidade para um escoamento compressível na câmara 1 do cilindro sem haste .....	51
3.2.11.	Equação da continuidade para um escoamento compressível na câmara 2 do cilindro sem haste .....	53
3.2.12.	Equação do movimento - Dinâmica do cilindro sem haste .....	54
3.3.	Modelo matemático de quarta ordem .....	60
3.3.1.	Taxa de variação da pressão absoluta regulada na válvula reguladora de pressão 1 (com volume de controle expandido e variável) .....	60
3.3.2.	Vazão mássica na válvula reguladora de pressão 1 .....	61
3.3.3.	Taxa de variação da pressão absoluta regulada na válvula reguladora de pressão 2 (com volume de controle expandido e variável) .....	62
3.3.4.	Vazão mássica na válvula reguladora de pressão 2 .....	63
3.3.5.	Equação do movimento - Dinâmica do cilindro sem haste .....	64
3.4.	Conclusões do Capítulo .....	68
<b>CAPITULO 4. CONTROLE DO SISTEMA .....</b>		<b>71</b>
4.1.	Introdução .....	71
4.2.	Controlador .....	72
4.3.	Estratégia de controle proposta .....	74
4.4.	Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável .....	77
4.5.	Resultados experimentais .....	80
4.6.	Conclusões do Capítulo .....	91
<b>CAPITULO 5. CONCLUSÕES .....</b>		<b>93</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>		<b>95</b>
<b>APÊNDICE A .....</b>		<b>101</b>

<b>APÊNDICE B</b>	.....	<b>107</b>
<b>APÊNDICE C</b>	.....	<b>109</b>
<b>APÊNDICE D</b>	.....	<b>113</b>
<b>APÊNDICE E</b>	.....	<b>117</b>





## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Módulo de embalagem e seus componentes .....	6
Figura 2.2 – Estrutura geral do Sistema Multitecnológico de Manipulação de Peças .....	6
Figura 2.3 – Esquema funcional do posicionador servopneumático .....	9
Figura 2.4 – Posicionador servopneumático .....	9
Figura 2.5 – Diagrama do circuito pneumático do posicionador servopneumático .....	10
Figura 2.6 – Servoválvula elétrica de pressão DS 50 R (Atuada por uma válvula de controle piloto, com sensor de pressão e controlador integrados).....	16
Figura 2.7 – Válvula proporcional reguladora de pressão.....	16
Figura 3.1 – Diagrama de blocos representativo da equação da continuidade no volume de controle da servoválvula 1 .....	25
Figura 3.2 – Diagrama de blocos representativo da equação da continuidade no volume de controle da servoválvula 2.....	26
Figura 3.3 – Relação entre a vazão mássica a montante e a razão de pressões.....	28
Figura 3.4 – Diagrama de blocos representativo do parâmetro $\varepsilon^{4V1}$ .....	31
Figura 3.5 – Diagrama de blocos representativo do modelo matemático da válvula reguladora de pressão 1 .....	33
Figura 3.6 – Diagrama de blocos representativo do modelo matemático da válvula reguladora de pressão 2 .....	35
Figura 3.7 – Diagrama de blocos representativo do parâmetro $\varepsilon^{4V2}$ .....	35
Figura 3.8 – Resposta dinâmica da servoválvula 1 .....	36
Figura 3.9 – Resposta dinâmica da servoválvula 2 .....	36
Figura 3.10 – Resposta dinâmica simulada da servoválvula 1 .....	41
Figura 3.11 – Resposta dinâmica simulada da servoválvula 2.....	42
Figura 3.12 – Vazão mássica a jusante versus pressão absoluta regulada na servoválvula 1 ..	43
Figura 3.13 – Aproximações das curvas de vazão mássica a jusante versus pressão absoluta regulada na servoválvula 1 .....	45
Figura 3.14 – Tensão versus pressão absoluta regulada na servoválvula 1.....	45
Figura 3.15 – Aproximações das curvas de vazão mássica a jusante versus pressão absoluta regulada na servoválvula 2 .....	47
Figura 3.16 – Tensão versus pressão absoluta regulada na servoválvula 2.....	47
Figura 3.17 – Curvas representativas da vazão volumétrica a jusante versus pressão regulada em uma válvula pneumática proporcional reguladora de pressão série EPP3 da Parker	

Automation (PARKER AUTOMATION. Válvulas pneumáticas: proporcional reguladora de pressão: catálogo 1001-3 BR. Jacareí, SP-Brasil, [19--]).....	48
Figura 3.18 – Comparação entre as respostas do modelo matemático e do sistema real da válvula reguladora de pressão 1 .....	49
Figura 3.19 – Comparação entre as respostas do modelo matemático e do sistema real da válvula reguladora de pressão 2 .....	49
Figura 3.20 – Diagrama de blocos referente à vazão mássica na tubulação 1 .....	50
Figura 3.21 – Diagrama de blocos referente à vazão mássica na tubulação 2 .....	51
Figura 3.22 – Diagrama de blocos referente à equação da continuidade na câmara 1 do cilindro sem haste .....	53
Figura 3.23 – Diagrama de blocos referente à equação da continuidade na câmara 2 do cilindro sem haste .....	54
Figura 3.24 – Mapa estático de atrito em um atuador pneumático.....	55
Figura 3.25 – Trajetórias do modelo de atrito .....	56
Figura 3.26 – Diagrama de blocos referente ao modelo do coeficiente de atrito viscoso variável .....	57
Figura 3.27 – Diagrama de blocos referente à equação do movimento – Dinâmica do cilindro sem haste .....	58
Figura 3.28 – Diagrama de blocos global.....	59
Figura 3.29 – Diagrama de blocos referente à taxa de variação da pressão absoluta regulada na válvula reguladora de pressão 1 (com volume de controle expandido e variável).....	61
Figura 3.30 – Diagrama de blocos representativo do modelo matemático compacto da válvula reguladora de pressão 1 (com volume de controle expandido e variável) .....	62
Figura 3.31 – Diagrama de blocos referente à taxa de variação da pressão absoluta regulada na válvula reguladora de pressão 2 (com volume de controle expandido e variável).....	63
Figura 3.32 – Diagrama de blocos representativo do modelo matemático compacto da válvula reguladora de pressão 2 (com volume de controle expandido e variável) .....	64
Figura 3.33 – Diagrama de blocos referente à equação do movimento – Dinâmica do cilindro sem haste .....	65
Figura 3.34 – Diagrama de blocos compacto .....	65
Figura 4.1 – Estrutura de funcionamento do sistema de posicionamento pneumático.....	72
Figura 4.2 – Efeito Stribeck.....	78
Figura 4.3 – Trajetórias do modelo de atrito .....	79

Figura 4.4 – Comportamento assumido pelo sistema em malha fechada, quanto ao posicionamento e a velocidade, considerando uma estratégia de controle proporcional (P) .....	81
Figura 4.5 – Comportamento assumido pelo sistema em malha fechada, quanto ao posicionamento e a velocidade, considerando uma estratégia de controle proporcional-derivativo (PD) .....	82
Figura 4.6 – Sinal de velocidade utilizado na realimentação do sistema em malha fechada com o controlador proporcional-derivativo (PD) .....	83
Figura 4.7 – Comportamento assumido pelo sistema em malha fechada, quanto ao posicionamento e a velocidade, considerando a estratégia de controle proposta (PD com compensação do efeito da inércia e do atrito) .....	84
Figura 4.8 – Sinais de velocidade utilizados nas realimentações do sistema em malha fechada com o controlador proposto (PD com compensação do efeito da inércia e do atrito).....	85
Figura 4.9 – Valores assumidos pelos sinais de controle quando se considera a estratégia de controle proporcional (P).....	86
Figura 4.10 – Valores assumidos pelos sinais de controle quando se considera a estratégia de controle proporcional-derivativo (PD) .....	87
Figura 4.11 – Valores assumidos pelos sinais de controle quando se considera a estratégia de controle proposta (PD com compensação do efeito da inércia e do atrito).....	88
Figura 4.12 – Seguimento das pressões e conseqüente limitação do erro existente entre a diferença de pressões medida e a diferença de pressões desejada.....	89
Figura 4.13 – Limitação do erro existente entre a força de atrito medida e a força de atrito estimada.....	90
Figura 4.14 – Erro existente entre o efeito medido da inércia e o efeito estimado da inércia..	91



## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Dados técnicos da servoválvula elétrica de pressão DS 50 R .....	14
Tabela 2.2 – Número de ordem da servoválvula elétrica de pressão DS 50 R.....	14
Tabela 2.3 – Tempos de resposta para variações no degrau da referência (pressão primária $p_e$ = 6bar) .....	15
Tabela 2.4 – Tempos de resposta para a alimentação e escape (controlado, pressão primária $p_e$ = 6bar) .....	15
Tabela 2.5 – Legenda do potenciômetro .....	15
Tabela 2.6 – Dados técnicos do cilindro sem haste.....	18
Tabela 2.7 – Dados técnicos do transdutor de pressão absoluta.....	19
Tabela 2.8 – Dados técnicos do transdutor de posição.....	21
Tabela 3.1 – Lista dos parâmetros envolvidos nas equações .....	67



## SIMBOLOGIA

**Variáveis e parâmetros:**

$A$	superfície de controle da câmara considerada	$[m^2]$
$A_e$	área da seção transversal efetiva do diafragma da válvula	$[m^2]$
$A_o$	área da seção transversal do orifício de controle da válvula	$[m^2]$
$A^{4A}$	área útil do êmbolo do cilindro sem haste	$[m^2]$
$B$	coeficiente de amortecimento viscoso da válvula	$[N\ s/m]$
$C$	constante referente à perda de carga nas tubulações	$[kg/Pa\ s]$
$C_p$	calor específico à pressão constante medido no volume de controle da câmara considerada	$[J/kg\ K]$
$C_{1n}$	coeficiente do termo de primeira ordem do polinômio de primeira ordem, referente ao comportamento do atrito para valores de velocidade maiores, em módulo, que $\dot{X}_{limn}^{4A}$	$[kg/s]$
$C_{1p}$	coeficiente do termo de primeira ordem do polinômio de primeira ordem, referente ao comportamento do atrito para valores de velocidade maiores, em módulo, que $\dot{X}_{limp}^{4A}$	$[kg/s]$
$C_{2n}$	termo independente do polinômio de primeira ordem, referente ao comportamento do atrito para valores de velocidade maiores, em módulo, que $\dot{X}_{limn}^{4A}$	$[N]$
$C_{2p}$	termo independente do polinômio de primeira ordem, referente ao comportamento do atrito para valores de velocidade maiores, em módulo, que $\dot{X}_{limp}^{4A}$	$[N]$
$C^{4V1}$	valor médio das inclinações das retas geradas no plano $U^{4V1}$ versus $p^{4V1}$ para valores fixos de $q_{m2}^{4V1}$	$[Pa/V]$
$C^{4V2}$	valor médio das inclinações das retas geradas no plano $U^{4V2}$ versus $p^{4V2}$ para valores fixos de $q_{m2}^{4V2}$	$[Pa/V]$
$f_v$	coeficiente de atrito viscoso variável	$[kg/s]$
$\hat{f}_v$	estimativa do coeficiente de atrito viscoso variável	$[kg/s]$
$F_A$	força de atrito entre o êmbolo e a camisa do cilindro sem haste	$[N]$
$\hat{F}_A$	força de atrito estimada	$[N]$
$\tilde{F}_A$	erro na estimativa da força de atrito	$[N]$
$\bar{F}_A$	valor máximo de $\tilde{F}_A$	$[N]$
$F_N$	força normal	$[N]$
$F_s$	força exercida pelo solenóide da válvula	$[N]$
$F_{sn}$	força de atrito estático no sentido negativo do movimento	$[N]$
$F_{sp}$	força de atrito estático no sentido positivo do movimento	$[N]$
$g(q_{m2})$	função não-linear da vazão mássica a jusante do orifício de controle da válvula reguladora de pressão considerada	$[Pa]$
$g(t)$	força pneumática aplicada	$[N]$

$g_d(t)$	força pneumática aplicada desejada (lei de controle do subsistema mecânico)	[N]
$\hat{h}_1$	função composta pelos termos que independem da tensão (sinal de controle) na servoválvula 1	[kg/m s <sup>3</sup> ]
$\hat{h}_2$	função composta pelos termos que independem da tensão (sinal de controle) na servoválvula 2	[kg/m s <sup>3</sup> ]
$K_d$	ganho derivativo	[1]
$K_m$	coeficiente de rigidez elástica da mola de retorno da válvula	[N/m]
$K_o$	constante de proporcionalidade entre a área da seção transversal do orifício de controle da válvula e o deslocamento do carretel desta válvula	[m]
$K_p$	ganho proporcional	[1]
$K_{RP}$	ganho de regime permanente	[Pa/V]
$K_s$	ganho do solenóide da válvula	[N/V]
$K_1$	coeficiente linear de calibração dado pela razão entre $p^{4V1}$ e $U_{1p}$	[Pa/V]
$K_2$	coeficiente linear de calibração dado pela razão entre $p^{4V2}$ e $U_{2p}$	[Pa/V]
$K_1^{4V1}$	ganho de tensão (sinal de controle) na válvula reguladora de pressão 1	[(kg.m) <sup>1/2</sup> /V]
$K_1^{4V2}$	ganho de tensão (sinal de controle) na válvula reguladora de pressão 2	[(kg.m) <sup>1/2</sup> /V]
$K_2^{4V1}$	ganho de pressão manométrica regulada na válvula reguladora de pressão 1	[m.s <sup>2</sup> .(m/kg) <sup>1/2</sup> ]
$K_2^{4V2}$	ganho de pressão manométrica regulada na válvula reguladora de pressão 2	[m.s <sup>2</sup> .(m/kg) <sup>1/2</sup> ]
$L$	comprimento útil do cilindro sem haste	[m]
$m_c$	massa do carretel da válvula	[kg]
$m_f$	massa de fluido medida no volume de controle da câmara considerada	[kg]
$M^{4A}$	massa	[kg]
$p$	pressão absoluta regulada medida no volume de controle da câmara considerada	[Pa]
$p_{atm}$	pressão atmosférica	[Pa]
$p_{cr}$	pressão absoluta regulada crítica referente ao volume de controle da câmara considerada	[Pa]
$p_d$	pressão absoluta regulada desejada referente ao volume de controle da câmara considerada	[Pa]
$p_m$	pressão manométrica regulada medida no volume de controle da câmara considerada	[Pa]
$p_{sup}$	pressão absoluta de suprimento	[Pa]
$p_\Delta$	diferença de pressões entre as câmaras 1 e 2 do cilindro sem haste	[Pa]
$p_{\Delta d}$	diferença de pressões desejada entre as câmaras 1 e 2 do cilindro sem haste	[Pa]
$\tilde{p}_\Delta$	erro existente entre $p_\Delta$ e $p_{\Delta d}$	[Pa]
$\tilde{\tilde{p}}_\Delta$	valor máximo de $\tilde{p}_\Delta$	[Pa]



$\Delta p_1$	diferença entre as pressões a montante e a jusante do orifício de controle da válvula reguladora de pressão 1	[Pa]
$\Delta p_2$	diferença entre as pressões a montante e a jusante do orifício de controle da válvula reguladora de pressão 2	[Pa]
$q_{m1}$	vazão mássica a montante do volume de controle da câmara considerada	[kg/s]
$q_{m2}$	vazão mássica a jusante do volume de controle da câmara considerada	[kg/s]
$R$	constante universal dos gases	[kg J/K]
$t_s$	tempo de acomodação da resposta dinâmica	[s]
$T$	temperatura absoluta medida no volume de controle da câmara considerada	[K]
$T_{sup}$	temperatura absoluta do fluido medida nas vias de entrada das válvulas	[K]
$\hat{u}_1$	função composta pelos termos que dependem da tensão (sinal de controle) na servoválvula 1	[(kg/s) <sup>3</sup> /m]
$\hat{u}_2$	função composta pelos termos que dependem da tensão (sinal de controle) na servoválvula 2	[(kg/s) <sup>3</sup> /m]
$U$	sinal de controle da válvula	[V]
$U_{1p}$	valor de tensão referente à pressão medida pelo respectivo sistema de medição da válvula 1	[V]
$U_{2p}$	valor de tensão referente à pressão medida pelo respectivo sistema de medição da válvula 2	[V]
$U_{1T}$	valor de tensão referente à temperatura medida pelo respectivo sistema de medição da válvula 1	[V]
$U_{2T}$	valor de tensão referente à temperatura medida pelo respectivo sistema de medição da válvula 2	[V]
$v$	velocidade do fluido na superfície de controle da câmara considerada	[m/s]
$V$	volume de controle da câmara considerada	[m <sup>3</sup> ]
$V_{10}$	volume morto da câmara 1 do cilindro sem haste	[m <sup>3</sup> ]
$V_{20}$	volume morto da câmara 2 do cilindro sem haste	[m <sup>3</sup> ]
$x_c$	deslocamento do carretel da válvula	[m]
$X^{4A}$	posição do êmbolo do cilindro sem haste	[m]
$X_d^{4A}$	posição desejada	[m]
$\tilde{X}^{4A}$	erro de posição	[m]
$\dot{X}_{0n}^{4A}$	velocidade “stick” no sentido negativo do movimento	[m/s]
$\dot{X}_{0p}^{4A}$	velocidade “stick” no sentido positivo do movimento	[m/s]
$\dot{X}_{limn}^{4A}$	velocidade limite no sentido negativo do movimento	[m/s]
$\dot{X}_{limp}^{4A}$	velocidade limite no sentido positivo do movimento	[m/s]
$\dot{X}_r^{4A}$	velocidade de referência	[m/s]
$\gamma$	razão dos calores específicos medidos no volume de controle da câmara considerada	[1]
$\zeta$	razão de amortecimento da resposta dinâmica	[1]
$\mu$	coeficiente de atrito	[1]
$\mu_d$	coeficiente de atrito dinâmico	[1]

$\mu_s$	coeficiente de atrito estático	[1]
$\rho$	massa específica do fluido no volume de controle da câmara considerada	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{sup}$	massa específica do fluido nas vias de entrada das válvulas	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	constante de tempo	[s]
$\omega_n$	freqüência natural não amortecida	[rad/s]

**Símbolos:**

$\Delta$	diferença
$(\hat{\phantom{x}})$	estimativa
$(\tilde{\phantom{x}})$	erro
$(\dot{\phantom{x}})$	derivada primeira
$(\ddot{\phantom{x}})$	derivada segunda
$(\overset{\cdot\cdot\cdot}{\phantom{x}})$	derivada terceira

**Índices:**

$(\ )_{cr}$	sub-índice indicador de condição crítica ou de saturação
$(\ )_d$	sub-índice indicador de condição desejada
$(\ )_i$	sub-índice de referência ao ponto de operação “i”
$(\ )_r$	sub-índice indicador de condição de referência
$(\ )_{sup}$	sub-índice indicador de condição de suprimento
$(\ )_{\Delta}$	sub-índice indicador de diferença
$(\ )^{4V1}$	super-índice de referência à válvula reguladora de pressão 1
$(\ )^{4V2}$	super-índice de referência à válvula reguladora de pressão 2
$(\ )^{4A}$	super-índice de referência ao cilindro sem haste
$(\ )^{4A1}$	super-índice de referência à câmara 1 do cilindro sem haste
$(\ )^{4A2}$	super-índice de referência à câmara 2 do cilindro sem haste

# *Resumo*

**MODELAGEM E CONTROLE NÃO-LINEARES DE UM POSICIONADOR SERVOPNEUMÁTICO INDUSTRIAL** – O propósito deste trabalho é otimizar o funcionamento de um posicionador servopneumático comandado por duas servoválvulas eletropneumáticas reguladoras<sup>1</sup> de pressão, e contribuir para o desenvolvimento e aperfeiçoamento de controladores para sistemas pneumáticos de posicionamento que possibilitem melhorar seu desempenho dinâmico e, conseqüentemente, viabilizem expandir sua aplicação em tarefas onde as exigências de velocidade e exatidão<sup>2</sup> sejam severas. A proposta é adotar uma estratégia de controle que irá permitir a superação das não linearidades do sistema associadas ao escoamento do ar nas servoválvulas, a retenção das oscilações, devidas à compressibilidade do ar, dentro de certos limites e o desenvolvimento de uma maneira para enfrentar as dificuldades introduzidas pelo atrito entre as superfícies em contato do cilindro. Tal controlador é um Proporcional-Derivativo (PD) com compensação dos efeitos da inércia e da força de atrito, obtida através de uma estimativa de ambas. A implementação experimental confirma a eficácia da estratégia de controle proposta na superação de tais perturbações. O conhecimento detalhado dos componentes, tanto pneumáticos quanto elétricos, mostra-se importante para a compreensão do problema. Um computador IBM-PC equipado com uma placa de aquisição de dados com um DSP (processador digital de sinais) foi utilizado para aquisição, controle e processamento de sinais.

---

<sup>1</sup> O termo reguladora(s), que aparecerá diversas vezes no decorrer do texto do presente trabalho, vem sendo substituído pelo termo controladora(s), mas ainda é aceito, de acordo com o “*Fluid power systems and components - Vocabulary (revision of ISO 5598:1985)*”, quando este faz referência a sistemas pneumáticos.

<sup>2</sup> A definição do termo exatidão, assim como do termo exato, os quais aparecerão diversas vezes no decorrer do texto do presente trabalho, está de acordo com o Vocabulário Internacional de Termos Fundamentais e Gerais de Metrologia – VIM.



# *Abstract*

**NONLINEAR MODELING AND CONTROL OF AN INDUSTRIAL SERVO-PNEUMATIC POSITIONING UNIT** – The aim of this work is to optimize the performance of a servo-pneumatic positioning unit commanded by two electro-pneumatic pressure-regulator servo-valves, and to contribute to the development and improvement of controllers for pneumatic positioning systems that can enable the improvement of their dynamic performance and, consequently, allow the expansion of their application to tasks where the demands of velocity and accuracy are severe. The proposition is to adopt a control strategy that will allow the overcoming of the nonlinearities of the system associated to the air flow in the servo-valves, the keeping of the oscillations, due to the compressibility of the air, within limits, and the development of a way to solve the difficulties introduced by the friction between the contacting surfaces of the slider-piston system. Such a controller is a Proportional-Derivative (PD) with compensation of the effects of inertia and friction force, obtained through an estimate of both. Experimental implementation has confirmed the efficiency of the proposed control strategy for the overcoming of these difficulties. Detailed knowledge of the components, whether they be pneumatic or electric, has shown to be importante for the understanding of the problem. An IBM-PC computer equipped with a data acquisition board featuring a DSP (digital signal processor) was used for acquisition, control and signal processing.



## CAPITULO 1. INTRODUÇÃO

Descreve-se neste capítulo os principais aspectos referentes a posicionadores servopneumáticos, seu controle e o objetivo do presente trabalho, procurando situá-lo no contexto geral de desenvolvimento desta linha de pesquisa, dando continuidade a trabalhos iniciados por outros autores tais como SANTOS (1996), VIEIRA (1998) e PERONDI (2002).

### *1.1. Posicionadores servopneumáticos*

Os sistemas que possibilitam posicionar uma carga mecânica em uma dada localização, definida por um conjunto de coordenadas  $(x, y, z)$ , são chamados de sistemas de posicionamento. Esta localização pode ser fixa ou variável no tempo, ou seja,  $(x(t), y(t), z(t))$ , e nestes casos os sistemas de posicionamento são, algumas vezes, chamados de seguidores.

Os sistemas de posicionamento são utilizados em diversas aplicações dentre as quais pode-se citar laminadores, turbinas hidráulicas, máquinas agrícolas, lemes de aeronaves, antenas, telescópios, direcionadores de foguetes, máquinas de precisão e robôs manipuladores.

Um componente importante do sistema é o elemento que aplica a força sobre a carga mecânica para levá-la até a posição desejada. Este elemento é chamado de motor ou atuador e pode ser elétrico, hidráulico ou pneumático. Discussões sobre as características e aplicações de cada um desses atuadores podem ser encontradas em MARTIN (1995), BOLLMANN e GUENTHER (1997) e também em SCAVARDA e SESMAT (1998).

Focando-se nos sistemas com acionamento pneumático, observa-se que estes têm como características a leveza de seus componentes, o baixo custo quando comparados com outros sistemas tecnológicos e boa relação peso/potência. Por conseguinte, esses têm sido largamente utilizados na indústria, com maior ocorrência em situações nas quais o movimento apresenta pontos discretos de parada nas extremidades do seu curso. Exemplos e estudos destas aplicações podem ser encontrados em BOLLMANN (1996) e BOLTON (1997).

Por sua vez, a variação das propriedades do ar comprimido com a temperatura e pressão impõe restrições a determinadas aplicações de sistemas pneumáticos, principalmente quando são requeridos o controle mais rigoroso de velocidade e, principalmente, para o controle de posição.

Modernamente, os desenvolvimentos nas áreas de eletrônica e microinformática têm proporcionado um aumento significativo no grau de automatização das indústrias

manufatureiras e de processos. Os requisitos de exatidão<sup>3</sup>, flexibilidade e velocidade dos componentes mecânicos têm crescido nesta mesma proporção. Desta forma, áreas como robótica, nas quais são necessários seguimento de trajetória e posicionamento exato, são cada vez mais comuns em aplicações industriais.

Os sistemas pneumáticos de posicionamento, ou posicionadores pneumáticos, não alcançaram, até o momento, uma parcela significativa do mercado de automação e controle. Contudo, graças ao desenvolvimento de novas técnicas de instrumentação e de componentes pneumáticos de exatidão (tais como sensores digitais, servoválvulas de alto desempenho, novos cilindros e tipos de vedações), vem aumentando significativamente a capacidade dos posicionadores pneumáticos de competir com os elétricos e hidráulicos em custo e desempenho. Quadros comparativos entre diferentes sistemas tecnológicos utilizados em problemas de servocontrole estão apresentados em BAILEY (1981), PU et al. (1993), MARTIN (1995), LATINO e SANDOVAL (1996) e SCHEIDL et al. (2000).

A necessidade de desenvolver sistemas pneumáticos de posicionamento rápido e exato tem motivado diversos trabalhos em controle. Busca-se superar os problemas inerentes aos sistemas pneumáticos empregando técnicas de controle adequadas. A maioria dos controladores mais antigos para esses sistemas era baseada em um modelo linear cuja função de transferência era obtida pela linearização da dinâmica da vazão mássica do ar na posição central do cilindro atuador. Os controladores baseados nesse modelo eram relativamente limitados, com ganho fixo e faixa restrita de aplicação. Isto dificultava muito sua aplicação em problemas, como os de robótica, onde os requisitos de exatidão e desempenho dinâmico são rigorosos e os efeitos das não-linearidades presentes nos sistemas pneumáticos influem decisivamente no desempenho do sistema.

PERONDI e GUENTHER (1999a, 1999b, 2000b) e GUENTHER e PERONDI (2001) mencionam, nas respectivas publicações, a grande dificuldade encontrada pelos controladores clássicos, tais como o proporcional (P), o proporcional-derivativo (PD) e o proporcional-integral-derivativo (PID), no ajuste dos ganhos em decorrência das não-linearidades presentes nos sistemas pneumáticos, mostrando-se, portanto, insuficientes para a obtenção de um bom desempenho dinâmico com sistemas pneumáticos de posicionamento. O mesmo é verificado para os controladores com realimentações de estados, tais como o PVA que considera as

---

<sup>3</sup> A definição do termo exatidão, assim como do termo exato, os quais aparecerão diversas vezes no decorrer do texto do presente trabalho, está de acordo com o Vocabulário Internacional de Termos Fundamentais e Gerais de Metrologia – VIM.



realimentações de posição, velocidade e aceleração e o  $PV\Delta p$  que considera as realimentações de posição, velocidade e diferença de pressões.

Com a criação e o desenvolvimento de microprocessadores rápidos com preço acessível, novas e sofisticadas estratégias de controle começaram a ser desenvolvidas e aplicadas ao controle de posicionadores pneumáticos. O enfoque principal do trabalho apresentado nesta dissertação é desenvolvido dentro desta linha de pesquisa. Propõe-se aqui, adotar uma estratégia de controle não-linear a um sistema pneumático de posicionamento particular, composto por um cilindro sem haste de dupla ação e duas servoválvulas elétricas de pressão, responsáveis pela regulagem das pressões nas câmaras do cilindro já mencionado; isso além dos sensores de posição, pressão e temperatura adotados para aquisição de sinais.

Neste trabalho propõe-se que a malha seja fechada com um controlador Proporcional-Derivativo (PD) com compensação dos efeitos da inércia e da força de atrito, obtida através de uma estimativa de ambas. A estratégia de controle permite por si, compensar as não-linearidades associadas ao escoamento do ar nas servoválvulas, manter limitadas as oscilações devidas à compressibilidade do ar e criar um caminho para enfrentar as dificuldades introduzidas pelo atrito.

O posicionador pneumático em estudo encontra-se montado, juntamente com outros componentes, em um equipamento denominado Sistema Multitecnológico de Manipulação de Peças (SMMP), constituindo uma bancada didática que permite simular algumas atividades industriais automatizadas, servindo como uma ferramenta de apoio aos cursos de graduação em engenharia mecânica e de controle e automação industrial, como também ao curso de pós-graduação em engenharia mecânica.

### **1.2. Objetivos do trabalho**

O propósito deste trabalho é otimizar o funcionamento de um posicionador servopneumático e contribuir no desenvolvimento e aperfeiçoamento de controladores para sistemas pneumáticos de posicionamento que possibilitem melhorar seu desempenho dinâmico e, conseqüentemente, viabilizem sua maior aplicação em tarefas onde as exigências de velocidade e exatidão sejam severas.

Para tanto, faz-se necessária a realização de algumas etapas específicas:

- Desenvolvimento de um modelo matemático não-linear para o posicionador servopneumático em questão e identificação experimental dos seus parâmetros;

- Realização de simulações e experimentos que permitam atestar a validade do modelo matemático obtido;
- Emprego de um controlador não-linear ao posicionador servopneumático em questão, no intuito de otimizar o seu comportamento operacional.

### ***1.3. A organização do trabalho***

No Capítulo 2 faz-se um breve comentário do sistema (*SMMP*) como um todo, dando um maior enfoque ao subsistema de interesse (*submódulo de enchimento*). Ainda neste capítulo, são descritos os diversos componentes do subsistema de interesse, além de diagramas pneumáticos, elétricos e fotos ilustrativas dos mesmos. No Capítulo 3 estão apresentadas as etapas da modelagem matemática do posicionador pneumático, além de desenhos esquemáticos, como diagramas de blocos, representativos do modelo. É apresentado, também, um diagrama de blocos simplificado, de ordem menor, que descreve tão bem o sistema como o modelo de ordem maior. Os parâmetros do sistema, determinados experimentalmente, são considerados no decorrer da modelagem para um melhor entendimento. No Capítulo 4 faz-se um breve comentário sobre o controlador não-linear proposto, com base no modelo matemático tratado no Capítulo 3, e a implementação do mesmo no sistema. Neste capítulo são apresentados, também, os resultados de experimentos realizados para validação do sistema em malha fechada. Finalmente, no Capítulo 5 são apresentadas as conclusões do presente trabalho.

## CAPITULO 2. DESCRIÇÃO DO SISTEMA

### *2.1. Sistema Multitecnológico de Manipulação de Peças*

O Sistema Multitecnológico de Manipulação de Peças (SMMP) constitui-se de uma ferramenta de apoio aos cursos de graduação em engenharia mecânica, e de controle e automação industrial, como também ao curso de pós-graduação em engenharia mecânica. É uma bancada didática que permite simular algumas atividades industriais automatizadas. Por se tratar de um sistema multitecnológico, porém didático, alia e inter-relaciona, de forma harmônica, diferentes sistemas tecnológicos de atuação e medição, buscando uma fácil visualização e interpretação, evidenciando as técnicas utilizadas em seu projeto.

O SMMP surgiu e se consolidou por uma ação integrada do LASHIP (Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos), GRUCON-LHW (Laboratório de Hardware do Grupo de Comando Numérico e Automação Industrial) e NEDIP (Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos), contando com o suporte financeiro da FINEP através do projeto REENGE - Programa de Desenvolvimento das Engenharias e com a parceria da Bosch Rexroth e da Siemens.

#### 2.1.1. Características do sistema

Os componentes estão montados sobre uma estrutura de alumínio Fig. (2.1). Este tipo de estrutura foi escolhido devido a sua modularidade e facilidade de montagem.

Todos os atuadores (cilindros, servoposicionadores, motor de passo) e sensores estão conectados a um CLP (*Controlador Lógico Programável*) que, por sua vez, está ligado a um microcomputador. Para efeito deste trabalho, realizou-se um chaveamento dos sinais destinados e provenientes do servoposicionador para uma placa de aquisição mais sofisticada equipada com um DSP (*Processador Digital de Sinais*). Esta, por sua vez, é ligada a um microcomputador IBM-PC. Através do microcomputador, o operador estabelece os parâmetros do processo, enviando estes dados para o CLP (ou DSP), onde todo o processamento das informações é realizado.

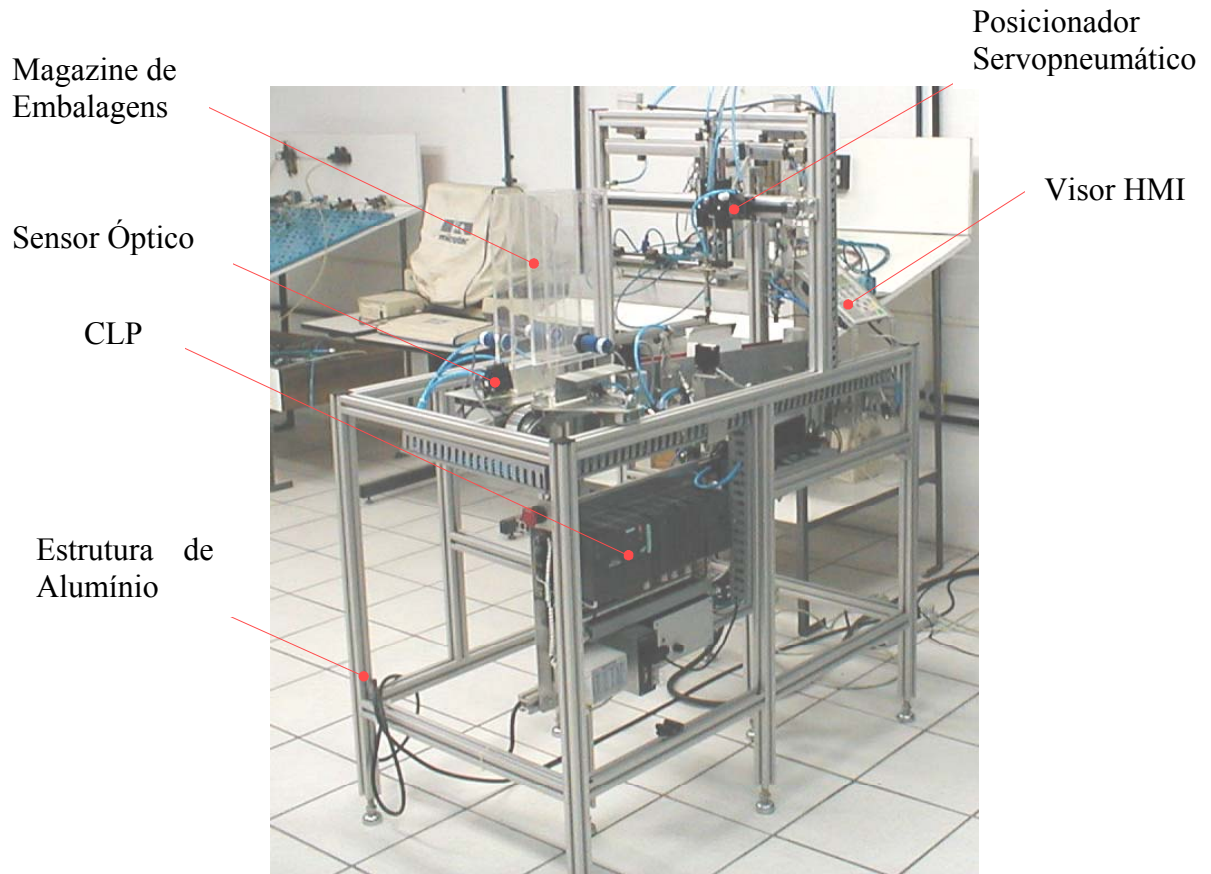


Figura 2.1 – Módulo de embalagem e seus componentes

2.1.2. Funcionamento do SMMP

O SMMP foi dividido em três módulos básicos: montagem, embalagem e armazenamento, conforme apresentado na Fig. (2.2).

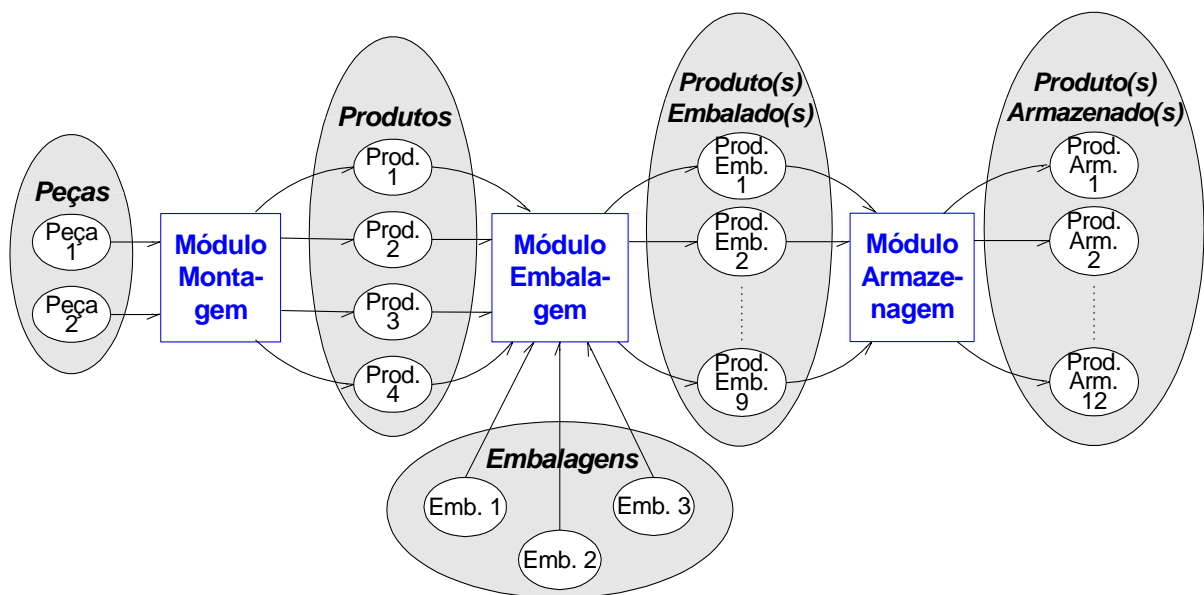


Figura 2.2 – Estrutura geral do Sistema Multitecnológico de Manipulação de Peças

O módulo de *montagem* tem por função agrupar os produtos a serem embalados e disponibilizá-los para o módulo de *embalagem*. O primeiro é composto por quatro alimentadores, cada qual contendo apontadores (produto) de uma mesma cor e distinto dos demais, podendo armazenar até nove deles. Os apontadores são retidos neste módulo até serem capturados e destinados para a embalagem.

Para facilidade de projeto, o módulo de embalagem foi subdividido em quatro submódulos: *captura*, *enchimento*, *transporte* e *abertura/fechamento*. Este módulo recebe os produtos já montados, provenientes do módulo de montagem e os embala conforme requisitado pelo operador. As embalagens cheias são então enviadas para o módulo de armazenamento.

O projeto do módulo de *armazenamento* ainda se encontra em fase conceitual e, portanto, não será discriminado no presente trabalho. No entanto, pode-se adiantar que este módulo terá como tarefa receber os produtos embalados (peças mais embalagem) provenientes do submódulo de abertura/fechamento e armazená-los em diversas posições convenientes para cada tipo de produto embalado. O local de armazenagem é definido automaticamente pelo sistema de acordo com o tipo e tamanho do produto embalado.

No presente trabalho é abordado e detalhado apenas o submódulo de enchimento presente no módulo de embalagem. É neste submódulo onde os efeitos da compressibilidade do ar, da temperatura e do atrito necessitam de uma maior atenção.

### 2.1.3. Submódulo de enchimento

É responsável pela colocação ordenada do produto (apontadores) na embalagem. Ele é composto pelos seguintes componentes:

- 1 ventosa para captura do produto (SB2 11);
- 1 gerador de vácuo com válvula de alimentação incorporada (E 015);
- 1 cilindro (mini cilindro ISO dupla ação com êmbolo magnético. Diâmetro 10 x 100mm de curso) denominado cilindro Y, responsável pela retirada do produto do módulo de montagem e pela colocação do mesmo nas embalagens que estão sobre a esteira;
- 2 fins-de-cursos magnéticos (2 para cada cilindro);
- 2 válvulas reguladoras de vazão (2 para cada cilindro);
- 2 válvulas simples solenóide (Válvula 4/2 DN3 TB 6x1 simples solenóide 24Vcc);

- 2 servoválvulas reguladoras<sup>4</sup> de pressão (Servoválvula 3/2 vias – DS 50R);
- 1 cilindro sem haste (diâmetro 25 x 400mm de curso) que movimenta o cilindro Y entre o módulo de montagem e o submódulo de abertura/fechamento de embalagens;
- 1 transdutor analógico de posição que capta a posição do cilindro sem haste (BTL5-A11-M0400-P-S32).

Os últimos três itens referem-se aos componentes formadores do posicionador servopneumático.

Ao contrário da pneumática convencional, que restringe o posicionamento do atuador linear a dois pontos bem definidos (os fins de curso avançado e recuado), a servopneumática possibilita paradas intermediárias ao longo do curso do atuador. Para isso o posicionador servopneumático utilizado se vale dos seguintes subsistemas:

- As servoválvulas reguladoras de pressão, que promovem o controle da pressão do fluido nas câmaras do cilindro sem haste, proporcionalmente a um sinal analógico de acionamento (sinal em tensão);
- O atuador pneumático, que é o elemento que converte a energia pneumática em energia mecânica;
- O transdutor de posição, que é o elemento que, acoplado mecanicamente ao atuador, produz um sinal elétrico proporcional à posição do cursor, fornecendo-o ao controlador;
- O controlador, que é o elemento que recebe sinais elétricos provenientes dos sensores de pressão e do transdutor de posição, os compara com sinais de referência e realimenta as servoválvulas.

Um esquema funcional do posicionador servopneumático, Fig. (2.3), e uma foto ilustrativa do mesmo, Fig. (2.4), podem ser visualizados a seguir:

---

<sup>4</sup> O termo reguladora(s), que aparecerá diversas vezes no decorrer do texto do presente trabalho, vem sendo substituído pelo termo controladora(s), mas ainda é aceito, de acordo com o “*Fluid power systems and components - Vocabulary (revision of ISO 5598:1985)*”, quando este faz referência a sistemas pneumáticos.

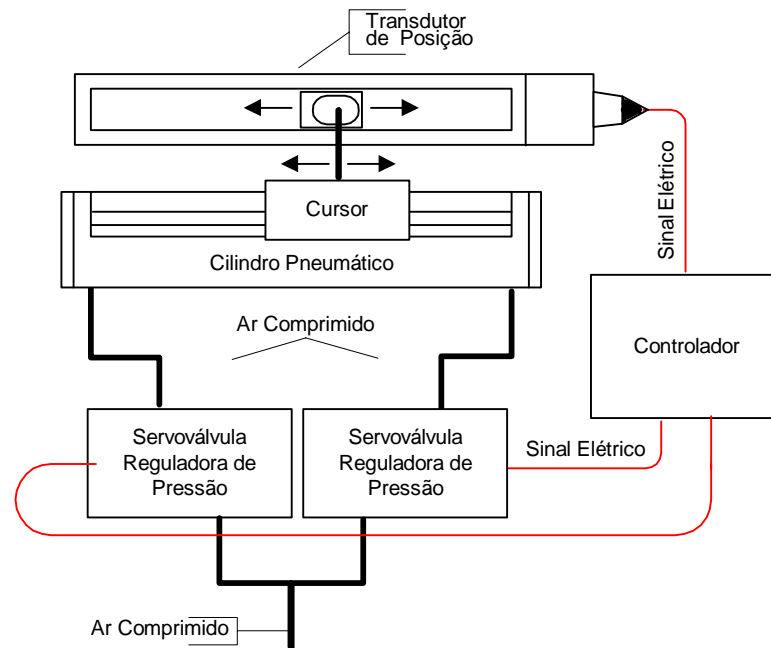


Figura 2.3 – Esquema funcional do posicionador servopneumático

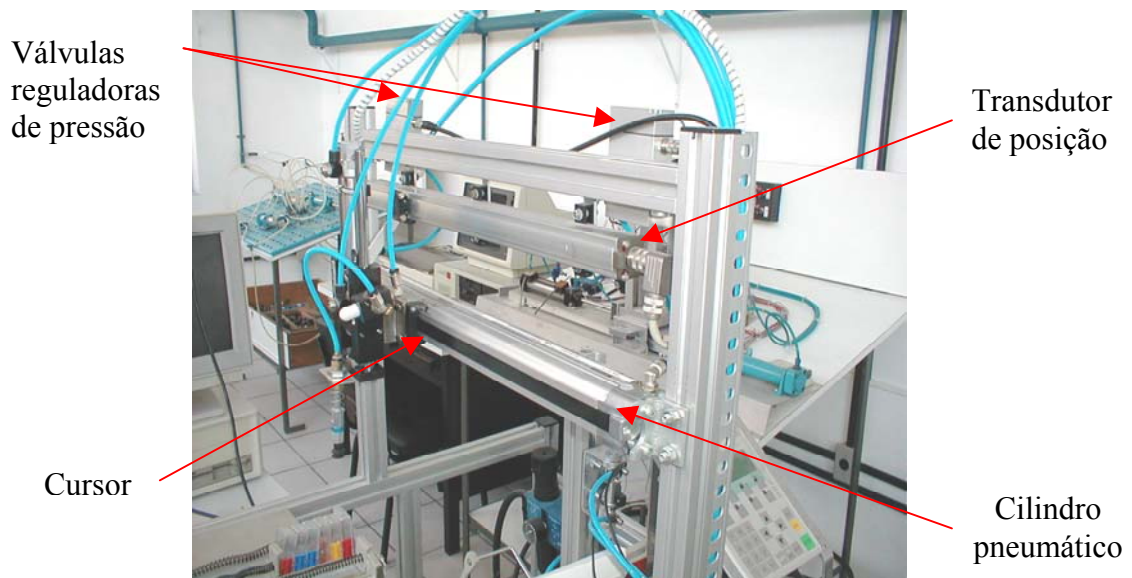


Figura 2.4 – Posicionador servopneumático

O transdutor de posição é acoplado ao cursor do atuador. Cada posição que o transdutor assume, equivale a um sinal em tensão que é enviado ao controlador. O controlador, por sua vez, compara este sinal recebido com um sinal padrão, referente à posição desejada para a parada do atuador, e realimenta o solenóide da servoválvula de maneira a corrigir a posição assumida pelo cursor do atuador.

Para o propósito desejado, o cursor do atuador deve se posicionar em cinco posições distintas, sendo uma sobre a esteira, e uma sobre cada um dos quatro alimentadores do módulo de montagem.

A Figura (2.5) ilustra o diagrama do circuito pneumático do posicionador servopneumático presente no SMMP:

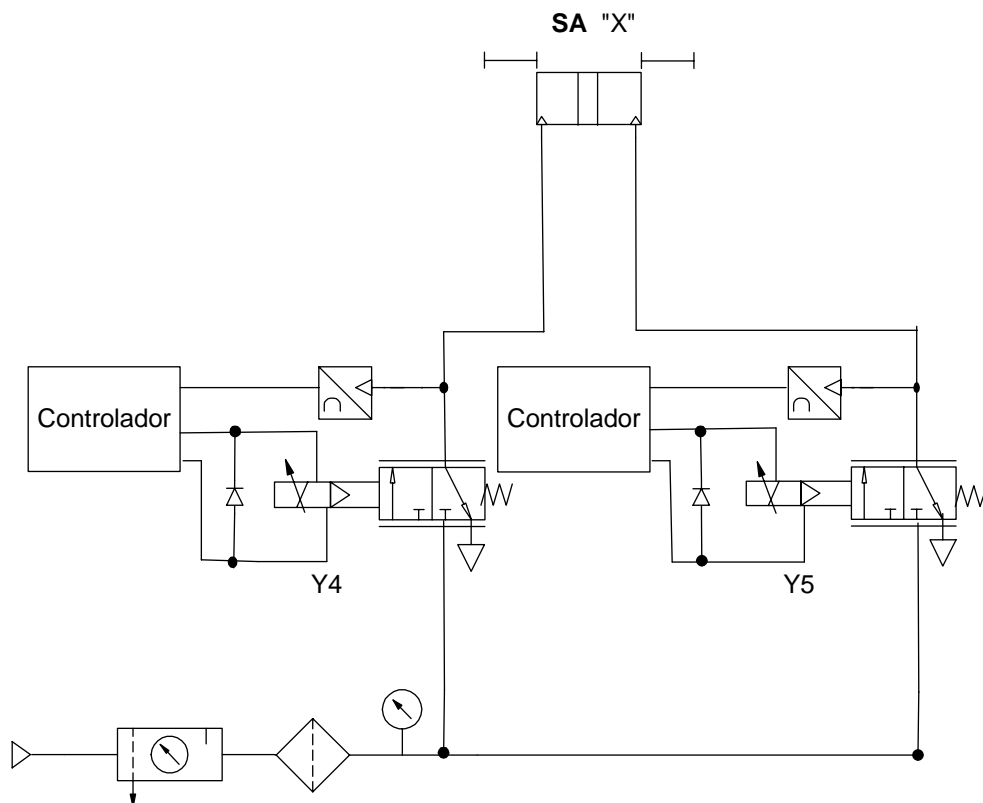


Figura 2.5 – Diagrama do circuito pneumático do posicionador servopneumático

A figura apresentada no Apêndice A ilustra o diagrama do circuito elétrico do posicionador servopneumático presente no SMMP acoplado ao CLP e ao DSP e seu respectivo microcomputador IBM-PC:

## 2.2. Componentes do submódulo de enchimento

### 2.2.1. Válvulas reguladoras de pressão

De acordo com PINCHES e CALLEAR (1997), sua aplicação visa regular a pressão do sistema em um dado valor.

Os mesmos autores afirmam ainda que, quando se especifica uma válvula reguladora de pressão, existem duas características operacionais básicas a serem consideradas:



- Característica da vazão;
- Característica da regulação.

A primeira estabelece a relação existente entre a pressão regulada e a vazão à jusante da válvula. Sob condições ideais, não deveriam existir mudanças na pressão regulada, apesar da vasta variedade de vazões possíveis, visto que a válvula em questão é uma válvula reguladora de pressão que tem por objetivo principal a manutenção da pressão previamente ajustada.

O segundo estabelece a relação existente entre a pressão regulada e a pressão na entrada. Novamente, pelo mesmo motivo citado acima, sob condições ideais, não deveria haver qualquer mudança na pressão regulada, mesmo que haja flutuação na pressão de entrada.

Mesmo com a vasta gama de tipos e tamanhos de válvulas reguladoras disponíveis, suas construções recaem em uma das duas categorias:

- Tipo diafragma;
- Tipo pistão.

A atuação pode ser *direta* através de alguma espécie de parafuso de ajuste ou *operada por piloto*.

Em termos gerais, as válvulas tipo diafragma tendem a ser mais sensíveis a mudanças na pressão regulada, enquanto que as válvulas tipo pistão oferecem melhores capacidades de vazão para seus respectivos tamanhos.

Qualquer que seja o regulador a ser usado, este deve ser posicionado o mais próximo possível do ponto de aplicação da pressão a ser regulada, de forma que a mesma sofra a menor distorção possível até alcançar o ponto desejado.

Atualmente, está à disposição um grande número de válvulas reguladoras de pressão controladas eletricamente, as quais possibilitam tanto o controle discreto quanto o controle contínuo de pressão.

A válvula proporcional reguladora de pressão, que é uma variação da válvula reguladora padrão ajustada manualmente tipo diafragma, será discutida na próxima seção.

### 2.2.2. Válvulas proporcionais reguladoras de pressão

Neste tipo de válvula reguladora, a seção do parafuso de ajuste é substituída por um eixo com rosca de precisão e um servo motor CC que aciona uma caixa de engrenagens.

Algumas das válvulas proporcionais reguladoras de pressão mais recentes incorporam solenóides de força proporcional ao invés do servo motor CC e do eixo com rosca de precisão.

A válvula proporcional reguladora de pressão promove a variação da pressão pneumática através de uma membrana, cuja posição é influenciada por uma força variável, gerada pelo solenóide proporcional, o qual é controlado por um cartão eletrônico. A magnitude da pressão na saída é proporcional à força magnética ou também à corrente do solenóide.

Se a pressão de saída supera o valor ajustado, há a exaustão através de uma saída secundária.

O cartão eletrônico responsável pelo controle do solenóide pode incorporar ainda, uma realimentação eletrônica para ajustes e controle exatos.

De acordo com PARKER AUTOMATION ([19--]) e HERION (maio/1998), a combinação da válvula proporcional com amplificador eletrônico, permite modificar a pressão de saída por intermédio de um sinal de referência. Como geradores de sinais de referência, podem ser utilizados potenciômetros, computadores ou controladores de processos.

Em resumo, a válvula proporcional reguladora de pressão para ar comprimido (lubrificado ou não), através de um sistema de controle eletrônico integrado, controla a pressão de saída proporcionalmente a um sinal de controle analógico. Apresenta grande exatidão obtida através de um amplificador diferencial, que faz uso dos sinais provenientes de um sensor de pressão integrado para atualizar os valores da pressão modulada.

O controle exato de pressão possibilita, ainda, controlar indiretamente a força aplicada através de um atuador pneumático em um circuito pneumático específico.

As duas válvulas presentes no subsistema em estudo – *subsistema de enchimento* – apresentam semelhanças com as válvulas desta classe, mas pouco se pode afirmar sobre os detalhes construtivos das mesmas, uma vez que estas informações não foram repassadas por parte do fabricante. As informações disponíveis estão na seção 2.2.3.

A próxima seção apresenta uma descrição das válvulas utilizadas, especificações técnicas e uma foto ilustrativa das mesmas.

### 2.2.3. Servoválvula elétrica de pressão DS 50 R

As servoválvulas pneumáticas empregadas no aparato utilizado nesta pesquisa, modelo DS 50 R do fabricante Rexroth, possuem diferenças significativas quando comparadas às válvulas reguladoras pneumáticas convencionais.

Nesses componentes, uma válvula piloto é usada para acionar o segundo estágio, responsável pelo controle da pressão. A pequena força de acionamento requerida por esta válvula piloto é aplicada por um sistema de solenóides relativamente pequeno.

Controle de sistemas pneumáticos por piloto também reduz a energia de entrada a um mínimo, prevenindo assim que a válvula superaqueça.

No caso em estudo, as servoválvulas de pressão, com realimentação interna da pressão pneumática, mudam a pressão na saída de acordo com a entrada em corrente (4 a 20mA).

Como opção, é possível integrar um conversor elétrico tensão/corrente de forma que a pressão na saída mude como uma função da tensão na entrada (0 a 10V).

Essas válvulas podem ser utilizadas em todos os sistemas onde seja necessário um controle de pressão contínuo. Tais sistemas são encontrados, particularmente, em:

- Robótica: Linhas de soldagem, pintura, etc.;
- Indústrias de papel ou gráfica: Reguladores de tensão, controladores de velocidades, etc.;
- Máquinas operatrizes: Prensas, polidoras, etc.;
- Caminhões e trens: Controle das suspensões ativas.

Outras aplicações seriam:

- Controle remoto de pressões;
- Escolha de processos conforme programação;
- Controle de forças, rotações, vazões, velocidades, posicionamentos, etc.;
- Controle de válvulas pneumáticas para posicionamento e dosagem;
- Desaceleração de massas.

Nas tabelas que seguem, Tab. (2.1) a Tab. (2.5), são apresentadas especificações técnicas da servoválvula empregada neste estudo (MANNESMANN REXROTH, [19--]) a

qual é acionada por uma válvula de controle piloto e possui sensor de pressão e controlador integrados.

Tabela 2.1 – Dados técnicos da servoválvula elétrica de pressão DS 50 R

Tipo	Válvula carretel
Tipo de atuação	Controle de pressão (através de um sistema bocal defletor)
Pressão de suprimento	4 a 8bar, pressão nominal de suprimento 6bar
Pressão de saída	De 0,05bar até a pressão de suprimento
Vazamento	< 6 l/min
Posição desligada (desenergizado)	Máxima despressurização do pórtico de trabalho
Histerese	1% do curso do carretel de controle
Linearidade	1% do curso máximo do carretel de controle
Intervalo da temperatura de operação	0°C a 50°C
Meio permissível	Ar comprimido filtrado (contaminação por partículas < 5µm), livre de condensado (<5,5g/m <sup>3</sup> ) e livre de óleo (<0,1mg/m <sup>3</sup> ).
Peso	0,29kg
Materiais	Carcaça: Alumínio / Vedação: Aço inoxidável
Tensão de operação (alimentação)	24V CC ± 15%
Sinal de saída do sensor de pressão	4 a 20mA ≡ 0 a 6bar, opcionalmente até 8bar
Sensor externo	Opcional
Valor de referência (Setpoint)	0 a 10V, opcionalmente 4 – 20mA
Potência de alimentação	5W
Conexão elétrica	Conector redondo subminiatura de 4 pinos
Cabo de conexão	2m de comprimento, para serem pedidos separadamente

Tabela 2.2 – Número de ordem da servoválvula elétrica de pressão DS 50 R

Tipo	Diâmetro nominal	Vazão nominal	Número de ordem
DS 50 R	5,0mm	700 l/min	310 598

## Características do controle de pressão da servoválvula elétrica de pressão DS 50 R:

Tabela 2.3 – Tempos de resposta para variações no degrau da referência (pressão primária  $p_e = 6\text{bar}$ )

Volume VA conectado ao pósito A [ml]	100	400	750
Tempo para pressurização de 0 a 5bar [ms]	40	110	190
Tempo para despressurização de 6 a 1bar [ms]	54	150	260

Tabela 2.4 – Tempos de resposta para a alimentação e escape (controlado, pressão primária  $p_e = 6\text{bar}$ )

Volume VA conectado ao pósito A [ml]	10	100	400	750	2000
Tempo de resposta para a alimentação [ms]	7	40	120	240	850
Tempo de resposta para o escape [ms]	7	60	180	320	1000

Tabela 2.5 – Legenda do potenciômetro

Padronização da referência	
P1	Zero ( <i>Offset</i> )
P2	Ganho
Padronização do valor ajustado	
P3	Ganho
P4	Zero ( <i>Offset</i> )
Controlador	
P5	Ganho do controlador
P6	Zero ( <i>Offset</i> ) da válvula

**Nota:** O único parâmetro a ser modificado de acordo com a aplicação é a amplificação do controlador (P5). Os outros parâmetros já vêm ajustados de fábrica.

A seguir, Fig. (2.6), pode-se visualizar uma foto ilustrativa da válvula empregada.



Figura 2.6 – Servoválvula elétrica de pressão DS 50 R

(Atuada por uma válvula de controle piloto, com sensor de pressão e controlador integrados)<sup>5</sup>

#### 2.2.4. Princípio operacional de uma válvula proporcional reguladora de pressão

Por falta de um desenho técnico da servoválvula empregada, Servoválvula Elétrica de Pressão DS 50 R, um desenho funcional de uma válvula proporcional reguladora de pressão para propósitos gerais, principalmente para efeito de modelagem das válvulas empregadas no sistema, juntamente com seu símbolo, é mostrada na Fig. (2.7):

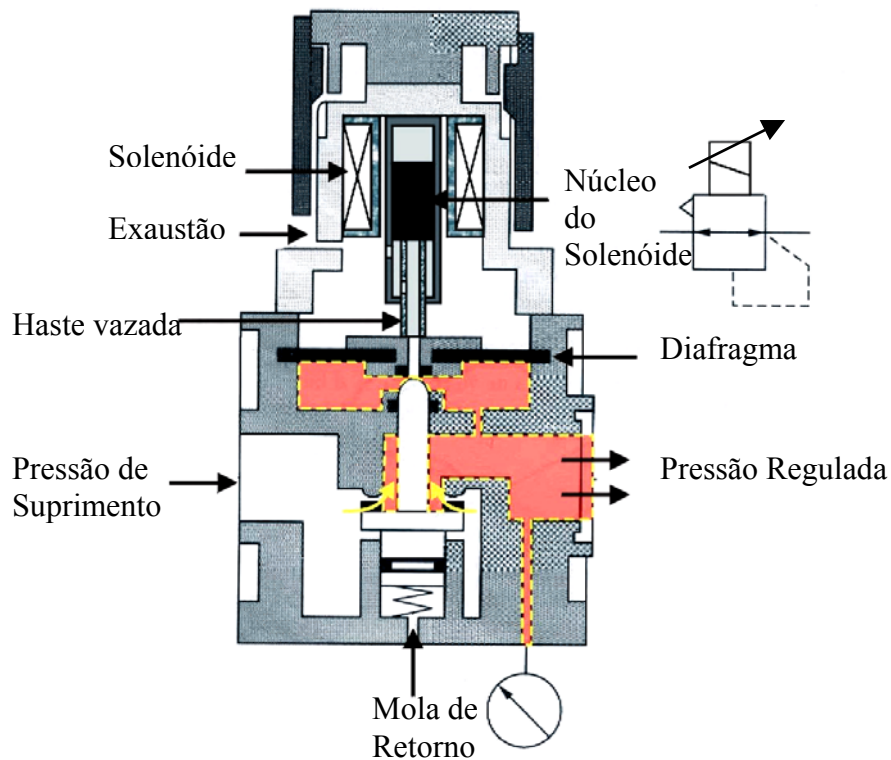


Figura 2.7 – Válvula proporcional reguladora de pressão

<sup>5</sup> Vale salientar que a válvula utilizada, apesar do nome dado pelo fabricante – *servoválvula elétrica de pressão*, é uma válvula proporcional reguladora de pressão com acionamento eletropneumático.

Com base nesta figura, observa-se que a posição do carretel da válvula é ajustada por um solenóide alimentado por um sinal de controle U, atuando através de um diafragma para abrir a válvula. A pressão regulada atua na parte inferior do diafragma agindo, assim, contra a força exercida pelo solenóide. Quando a pressão desejada for alcançada, o carretel da válvula sobe sob a ação da mola de retorno; isto estrangula a passagem de ar e reduz a pressão. Se não existir demanda por parte do sistema, o carretel da válvula fechará; mas se a demanda cresce, o carretel abre apenas o suficiente para que a pressão regulada se equilibre à carga regulada no solenóide.

Quando a tensão no solenóide for reduzida, a pressão regulada e a força exercida pelo solenóide ficarão desbalanceadas e o diafragma tenderá a subir, permitindo que o ar regulado seja descarregado através do orifício localizado no seu centro (centro do diafragma). Este orifício encontra-se normalmente fechado pelo limite superior do pino do carretel da válvula. Sob condições de carregamentos externos crescentes ou aumento de temperatura na região do ar regulado, a pressão regulada também irá aumentar, fazendo com que o diafragma suba como previamente descrito.

#### 2.2.5. Cilindro sem haste Ø 25mm com amortecimento ajustável nos fins de curso

Na Tabela (2.6) são apresentadas algumas especificações técnicas correspondentes ao cilindro presente no posicionador servopneumático em estudo (MANNESMANN REXROTH, 1993).

*Tabela 2.6 – Dados técnicos do cilindro sem haste*

Tipo	Cilindro de fita com êmbolo oval	
Faixa de temperatura de trabalho	-15 °C a +70 °C	
Fluido	Ar comprimido, lubrificado (máx. 2m/s) ou não (máx. 1m/s)	
Diâmetro equivalente (mm)	25	
Peso para 1m de curso (kg)	4,6	
Peso adicional para cada m de curso (kg)	3,5	
Material	Tubo	Alumínio anodizado
	Vedações	NBR, poliuretano
	Cursor	Alumínio
Pressão de trabalho	2 a 10 bar	

Tabela 2.6 – Dados técnicos do cilindro sem haste

Força efetiva (N)	a 6 bar	240
	a 10 bar	420
Comprimento do amortecimento (mm)		28
Energia do amortecimento (Nm)	a 10 bar	2,1
	a 6 bar	3,8
Curso mínimo (mm)		50
Velocidade admissível	Máx. 2m/s (maior sob consulta)	
Comprimento do curso	6200mm em múltiplos de 25mm (maior curso sob consulta)	
Rosca da conexão	G 1/8	
Código	520 602 ..... 0	
<p><b>Para especificar: Complementar o código acima com o “curso em (mm)/25”</b></p> <p><b>Em nosso caso: Cilindro Ø25mm, curso 400mm → 400/25 = 16</b></p> <p><b>Código resultante: 520 602 016 0</b></p>		

### 2.3. Sistemas de medição

Nesta seção são apresentadas as principais características dos sistemas de medição utilizados na bancada experimental.

#### 2.3.1. Transdutores de pressão absoluta

As medições das pressões absolutas reguladas nas servoválvulas elétricas de pressão 1 e 2 foram realizadas através do uso de sensores extensométricos de ponte completa P8AP HBM (HBM, [19--]). Para o condicionamento dos sinais foi utilizada uma ponte amplificadora modelo 1101A ALFA (ALFA INSTRUMENTOS ELETRÔNICOS LTDA, 1986, 1987, 1989). As relações inversas, para cada um dos sensores e seu respectivo condicionador, foram obtidas através de calibração na Fundação CERTI (Centros de Referência em Tecnologias Inovadoras – Florianópolis – SC). Estas são:

$$p^{4V1} = K_1 \cdot U_{1p} \text{ [Pa]} \quad (2.1)$$

$$p^{4V2} = K_2 \cdot U_{2p} \text{ [Pa]} \quad (2.2)$$



onde “ $U_{1p}$ ” e “ $U_{2p}$ ” são os valores de tensão referentes às pressões medidas pelos respectivos sistemas de medição das válvulas 1 e 2, e os coeficientes lineares de calibração são dados por  $K_1 = K_2 = (9/10001) \cdot 10^5$  [Pa/V]. A faixa de pressão absoluta de operação dos sensores é de 0 a  $10^6$  [Pa]. Os sistemas de medição das pressões nas válvulas 1 e 2 apresentam respectivamente, incertezas de  $3 \cdot 10^3$  [Pa] e de  $3.2 \cdot 10^3$  [Pa] (0.3% e 0.32% do valor de fundo de escala, respectivamente).

Os transdutores foram instalados o mais próximo possível dos terminais de saída das válvulas de forma que as pressões medidas não divergissem dos valores de pressões reguladas nestas válvulas.

Na Tabela (2.7) são apresentadas as especificações técnicas deste transdutor.

*Tabela 2.7 – Dados técnicos do transdutor de pressão absoluta*

Tipo	P8 AP
Transdutor para	Pressão absoluta
Princípio elétrico de medição	350 – $\Omega$ – extensômetro de ponte completa
Faixa de medição (bar) [ $10^5$ Pa]	0 ... 10
Valores mecânicos (de acordo com VDI/VDE 2600 e VDI/VDE 2183, relacionados a escala completa)	
Faixa de operação a 23°C [296.15K] (%) (dependente da faixa de medição)	0 ... 150
Limite de sobrecarga a 23°C [296.15K] (%)	175
Pressão de teste (%)	175
Faixa de deterioração (%)	> 200
Material:	
Das superfícies internas (câmaras de medida)	1.4542 [17-4-PH (Armco)]
Das superfícies externas (suportes)	1.4542 [17-4-PH (Armco)]
Das conexões de pressão (tubos)	1.4571 [AISI 316 Ti]

Tabela 2.7 – Dados técnicos do transdutor de pressão absoluta

Faixa de temperatura nominal (°C) [K]	-10 ... +70 [263.15 ... 343.15]
Faixa de temperatura de operação (°C) [K]	-40 ... +80 [233.15 ... 353.15]
Faixa de temperatura de armazenagem (°C) [K]	-50 ... +85 [223.15 ... 358.15]
Temperatura média máxima (°C) [K]	+100 [373.15] +140 [413.15] (opção de temperatura elevada)
Faixa nominal da tensão de excitação (valor rms) (V)	0.5 ... 5
Resistência de entrada a 23°C [296.15K] (Ohm)	420 ± 120
Resistência de saída a 23°C [296.15K] (Ohm)	330 ± 30
Sensibilidade nominal (mV/V)	2 ± 2%
Desvio na linearidade incluindo histerese (%)	± 0.3
Volume morto com o tubo (conexão de pressão) (mm <sup>3</sup> )	1110
Volume morto sem o tubo (conexão de pressão) (mm <sup>3</sup> )	410
Mudança que ocorre quando se opera no valor de escala completa (valor aproximado) (mm <sup>3</sup> )	2

### 2.3.2. Transdutor de posição

O deslocamento do cilindro e as posições assumidas pelo mesmo, foram medidas por intermédio de um transdutor de posição modelo Micropulse BTL5 da BALLUFF (BALLUFF, 2000/2003). Na Tabela (2.8) estão apresentadas as especificações técnicas deste transdutor.

Tabela 2.8 – Dados técnicos do transdutor de posição

Transdutor de posição Micropulse BTL5-A11-M0400-P-S 32	
Sinal de saída analógico	Livre de potencial em relação à tensão de entrada. Existe isolamento galvânica, obtida através de um conversor DC-DC
Tensão de saída	0...10V e 10...0V
Corrente de carga	Máxima 10mA
Ripple máximo	≤ 5mV
Resolução do sistema	≤ 4μm
Histerese	≤ 4μm
Repetibilidade	≤ 6μm (histerese + resolução)

Tabela 2.8 – Dados técnicos do transdutor de posição

Frequência de varredura interna		$f_{\text{standard}} = 1\text{kHz}$
Valor máximo de não linearidade		$\pm 100\mu\text{m}$ para curso de 500mm
Coeficiente de temperatura	Saída de tensão	$\{150\mu\text{V}/^{\circ}\text{C} + [5\text{ppm}/^{\circ}\text{C} \cdot P \cdot (U/L)]\} \cdot \Delta T$
	Saída de corrente	$\{0.6\mu\text{A}/^{\circ}\text{C} + [10\text{ppm}/^{\circ}\text{C} \cdot P \cdot (I/L)]\} \cdot \Delta T$
Carga de choque		100g/11ms conf. IEC 68-2-27
Vibração		12g, 10...2000Hz conf. IEC 68-2-6
Velocidade transversal do posicionador		Qualquer valor
Tensão de operação		24V DC $\pm$ 20%
Corrente de operação		$\leq 150\text{mA}$
Proteção contra inversão de polaridade		Sim
Proteção contra sobretensão		Diodos de proteção Transzorb
Rigidez dielétrica		500V (entre terra e corpo do sensor)
Temperatura de operação		-40...+85°C
Temperatura de armazenamento		-40...+100°C
<p><b>Discriminação do código de especificação: BTL5-A11-M0400-P-S 32</b></p> <p><b>O dígito “1” evidenciado em “A11”, diz respeito ao sinal de saída (tensão de saída), o qual pode ser crescente ou decrescente.</b></p> <p><b>Já os dígitos “0400” evidenciados em “M0400”, dizem respeito ao curso nominal padronizado [mm] do transdutor.</b></p>		

### 2.3.3. Termopares

Com o intuito de reduzir a dependência do sistema em relação à variação de temperatura, realizou-se um monitoramento da mesma, garantindo assim que todos os experimentos fossem realizados para as mesmas condições de temperatura. Estas são:

➤  $T^{4V1} = 296.5\text{K}$

➤  $T^{4V2} = 297.9\text{K}$

O acompanhamento foi realizado por intermédio de dois termopares tipo J, instalados o mais próximo possível tanto das válvulas quanto das respectivas câmaras do cilindro, de forma que estas temperaturas pudessem ser consideradas iguais nestes pontos. Estes

termopares foram confeccionados e calibrados no próprio laboratório (Laship). Para o condicionamento dos sinais foi utilizada uma ponte amplificadora modelo 1101A ALFA.

A calibração dos termopares, em conjunto com as respectivas placas condicionadoras de sinais da ponte amplificadora, foi realizada com um equipamento de calibração por imersão, que consiste de um recipiente com água e uma resistência acoplada a um controlador PID através do qual se estabelece a temperatura desejada. Faz-se presente também, um misturador, responsável pela homogeneização da temperatura da água. Devido à baixa confiabilidade presente nos valores de temperatura fornecidos pelo controlador, adotou-se, como referência no procedimento de calibração, um termômetro de precisão (PT-100) acoplado a um multímetro (HP 34401A), ambos previamente calibrados em conjunto. Utilizando as temperaturas registradas pelo termômetro, foram feitas 3 baterias de medições com a temperatura da água variando entre 10°C e 90°C, realizando uma medição a cada 10°C. Os dados obtidos foram utilizados para realizar os estudos estatísticos que forneceram as características do sistema de medição (termopar e respectiva placa condicionadora de sinais da ponte amplificadora).

A incerteza do sistema de medição, em ambos os casos, é de aproximadamente 0,89°C.

As relações inversas, para cada um dos sensores e seu respectivo condicionador são:

$$T^{4V1} = 96.306 \cdot U_{1T} + 273.15K \quad [K] \quad (2.3)$$

$$T^{4V2} = 94.868 \cdot U_{2T} + 273.15K \quad [K] \quad (2.4)$$

onde “ $U_{1T}$ ” e “ $U_{2T}$ ” são os valores de tensão referentes às temperaturas medidas pelos respectivos sistemas de medição das válvulas 1 e 2. Nota-se que as relações inversas, descritas pela Eq. (2.3) e Eq. (2.4), já fornecem as temperaturas na escala absoluta (K).

## CAPITULO 3. MODELAGEM MATEMÁTICA

### 3.1. Introdução

Neste capítulo é apresentado o desenvolvimento matemático, bem como as considerações e simplificações que dão origem ao modelo matemático representativo do sistema em estudo.

As equações são apresentadas na sua forma literal e no formato de diagrama de blocos os quais, posteriormente, dão origem ao diagrama de blocos global (modelo global).

O processo de modelagem se dá em etapas, modelando-se primeiro as válvulas e posteriormente as tubulações e o cilindro.

Ensaio e seus respectivos resultados são mostrados através de gráficos e uma tabela, contendo todos os parâmetros utilizados no modelo, é apresentada ao final deste capítulo.

### 3.2. Modelo matemático: Equações literais e respectivos diagramas de blocos

A análise teórica apresentada a seguir é fundamentada nos conceitos de mecânica dos fluidos e leis de conservação de massa e energia (FOX & MCDONALD, 1995; STREETER, 1981).

3.2.1. Equação da continuidade para um escoamento compressível na válvula reguladora de pressão 1

Esta equação faz referência à conservação da massa através de uma câmara específica da válvula.

$$\int_{SC} \rho^{4V1} \cdot v^{4V1} \cdot dA^{4V1} + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho^{4V1} \cdot dV^{4V1} = 0 \quad (3.1)$$

onde: “ $A^{4V1}$ ” é a superfície de controle e “ $V^{4V1}$ ” é o volume de controle da câmara considerada da válvula reguladora de pressão 1, “ $\rho^{4V1}$ ” é a massa específica do fluido em “ $V^{4V1}$ ” e “ $v^{4V1}$ ” é a velocidade do fluido em “ $A^{4V1}$ ”.

Considerando um processo isentrópico (ANDERSEN, 1967; FOX & MCDONALD, 1995),

$$C_p^{4V1} \cdot dT^{4V1} = \frac{V^{4V1}}{m_f^{4V1}} \cdot dp^{4V1} \quad (3.2)$$

onde: “ $C_p^{4V1}$ ” é o calor específico à pressão constante e “ $T^{4V1}$ ”, “ $m_f^{4V1}$ ” e “ $p^{4V1}$ ” são, respectivamente, a temperatura absoluta, a massa de fluido e a pressão absoluta regulada, todos medidos em “ $V^{4V1}$ ”.

e um gás ideal (STREETER, 1981),

$$C_p^{4V1} = \frac{\gamma^{4V1} \cdot R}{\gamma^{4V1} - 1} \quad (3.3)$$

onde: “ $R$ ” é a constante universal dos gases e “ $\gamma^{4V1}$ ” é a razão dos calores específicos medidos em “ $V^{4V1}$ ”,

resulta:

$$q_{m1}^{4V1} = q_{m2}^{4V1} + \frac{p^{4V1}}{R \cdot T^{4V1}} \cdot \frac{dV^{4V1}}{dt} + \frac{V^{4V1}}{R \cdot T^{4V1} \cdot \gamma^{4V1}} \cdot \frac{dp^{4V1}}{dt} \quad (3.4)$$

onde: “ $q_{m1}^{4V1}$ ” é a vazão mássica a montante e “ $q_{m2}^{4V1}$ ” é a vazão mássica a jusante de “ $V^{4V1}$ ”.

O volume “ $V^{4V1}$ ” pode ser considerado invariável. Logo a Eq. (3.4) pode ser escrita como:

$$q_{m1}^{4V1} = q_{m2}^{4V1} + \frac{V^{4V1}}{R \cdot T^{4V1} \cdot \gamma^{4V1}} \cdot \frac{dp^{4V1}}{dt} \quad (3.5)$$

Isolando “ $\frac{dp^{4V1}}{dt}$ ”, a mesma equação pode ser reescrita como:

$$\frac{dp^{4V1}}{dt} = (q_{m1}^{4V1} - q_{m2}^{4V1}) \cdot \frac{R \cdot T^{4V1} \cdot \gamma^{4V1}}{V^{4V1}} \quad (3.6)$$

ou, no domínio de Laplace (plano “s”):

$$p^{4V1} = \frac{1}{s} \cdot (q_{m1}^{4V1} - q_{m2}^{4V1}) \cdot \frac{R \cdot T^{4V1} \cdot \gamma^{4V1}}{V^{4V1}} \quad (3.7)$$

O diagrama de blocos resultante da Eq. (3.6) é mostrado na Fig. (3.1).

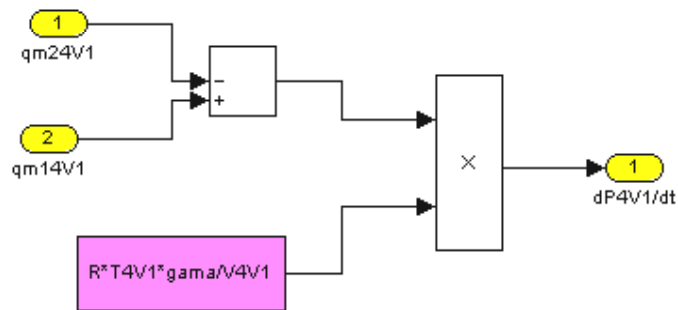


Figura 3.1 – Diagrama de blocos representativo da equação da continuidade no volume de controle da servoválvula 1

### 3.2.2. Equação da continuidade para um escoamento compressível na válvula reguladora de pressão 2

Uma equação e um diagrama de blocos análogos, com exceção dos parâmetros envolvidos, são obtidos para a válvula reguladora de pressão 2, os quais são mostrados respectivamente pela Eq. (3.8) e pela Fig. (3.2).

$$\frac{dp^{4V2}}{dt} = (q_{m1}^{4V2} - q_{m2}^{4V2}) \cdot \frac{R \cdot T^{4V2} \cdot \gamma^{4V2}}{V^{4V2}} \quad (3.8)$$

onde: “ $q_{m1}^{4V2}$ ” é a vazão mássica a montante e “ $q_{m2}^{4V2}$ ” é a vazão mássica a jusante do volume de controle “ $V^{4V2}$ ” da câmara considerada da válvula reguladora de pressão 2 e “ $p^{4V2}$ ”, “ $T^{4V2}$ ” e “ $\gamma^{4V2}$ ” são, respectivamente, a pressão absoluta regulada, a temperatura absoluta e a razão dos calores específicos, todos medidos em “ $V^{4V2}$ ”.

No domínio de Laplace (plano “s”) a Eq. (3.8) resulta:

$$p^{4V2} = \frac{1}{s} \cdot (q_{m1}^{4V2} - q_{m2}^{4V2}) \cdot \frac{R \cdot T^{4V2} \cdot \gamma^{4V2}}{V^{4V2}} \quad (3.9)$$

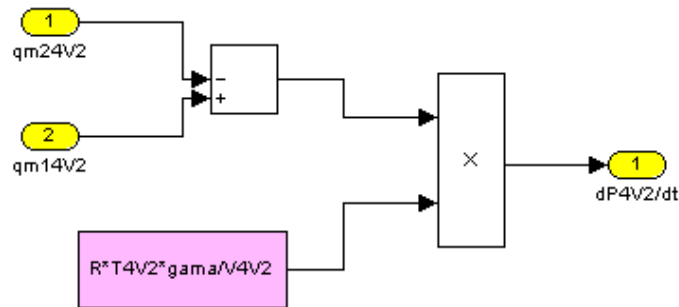


Figura 3.2 – Diagrama de blocos representativo da equação da continuidade no volume de controle da servoválvula 2

### 3.2.3. Equação da vazão mássica para um escoamento compressível na válvula reguladora de pressão 1

As vazões mássicas através dos orifícios de controle das servoválvulas podem ser estudadas com base na teoria da mecânica dos fluidos. Comentários quanto ao escoamento de fluidos compressíveis através de orifícios, podem ser encontrados em BOBROW e MCDONELL (1998), PERONDI e GUENTHER (1999a), MARÉ et al. (2000) e em NOURI et al. (2000).

No presente estudo, o equacionamento da vazão mássica é baseado nos trabalhos de ANDERSEN (1967) e FOX & MCDONALD (1995). Assume-se que o processo de compressão do volume de ar é adiabático, reversível e ocorre a uma velocidade bastante alta, caracterizando um comportamento isentrópico. Assumem-se ainda as hipóteses de escoamento unidirecional, velocidade uniforme e condição de pressão estática a montante do orifício de controle para o gás.

Assim, a vazão mássica em regime subsônico é dada por (ANDERSEN, 1967; MARTIN, 1995),

$$q_{m1}^{4V1} = \frac{A_o^{4V1} \cdot p_{sup}}{\sqrt{T_{sup}}} \cdot \left\{ \frac{2 \cdot \gamma^{4V1}}{(\gamma^{4V1} - 1) \cdot R} \cdot \left[ \left( \frac{p^{4V1}}{p_{sup}} \right)^{2/\gamma^{4V1}} - \left( \frac{p^{4V1}}{p_{sup}} \right)^{(\gamma^{4V1}+1)/\gamma^{4V1}} \right] \right\}^{1/2} \quad (3.10)$$



onde: “ $p_{\text{sup}}$ ” é a pressão absoluta de suprimento (que coincide com a pressão a montante ou pressão total), “ $T_{\text{sup}}$ ” é a temperatura absoluta do fluido medida nas vias de entrada das válvulas (também denominada temperatura total, em concordância com a pressão total, ambas medidas para um mesmo estado de operação (a ser definido)) e “ $A_o^{4\gamma_1}$ ” é a área da seção transversal do orifício de controle. A pressão total é definida como sendo a pressão no estado de estagnação isentrópico local. Este é o estado hipotético alcançado em qualquer ponto de um escoamento gasoso devido a uma desaceleração isentrópica do gás até uma velocidade nula.

Analisando a Eq. (3.10), pode-se verificar que a vazão mássica teórica para fluidos compressíveis é uma função da razão entre as pressões tomadas a jusante e a montante do orifício de controle, diferentemente do caso observado para fluidos incompressíveis, onde a vazão mássica é uma função da diferença entre elas ( $\Delta p_1 = p_{\text{sup}} - p^{4\gamma_1}$ ).

A Eq. (3.10) é uma relação válida em qualquer ponto em um escoamento gasoso. Uma análise mais detalhada com respeito à Eq. (3.10) e variáveis derivadas, pode ser encontrada em ANDERSEN (1967).

É visto na Fig. (3.3) que existe uma vazão mássica máxima na qual o gás pode escoar através de uma determinada área para valores conhecidos de pressão e temperatura totais. Para se obter a razão de pressões correspondente a esse máximo valor de vazão mássica, pode-se derivar no tempo a Eq. (3.10), igualando a expressão resultante a zero. Isto resulta na razão crítica de pressões dada por:

$$\left( \frac{p^{4\gamma_1}}{p_{\text{sup}}} \right)_{cr} = \left( \frac{2}{\gamma^{4\gamma_1} + 1} \right)^{\frac{\gamma^{4\gamma_1}}{\gamma^{4\gamma_1} - 1}} = 0,528 \quad (3.11)$$

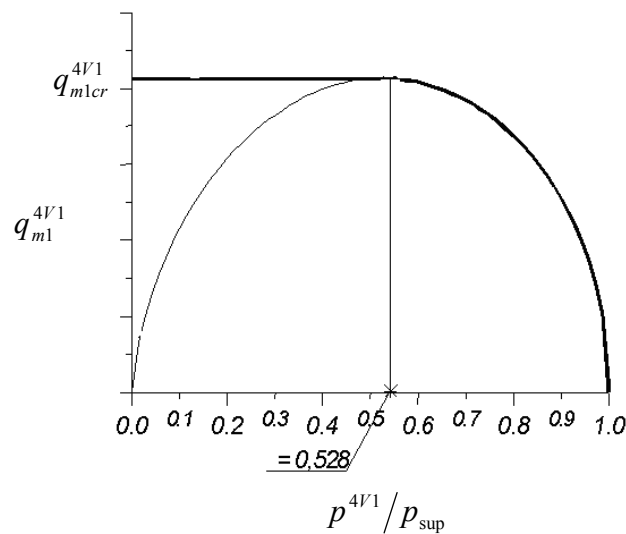


Figura 3.3 – Relação entre a vazão mássica a montante e a razão de pressões

### 3.2.4. Equação do movimento (deslocamento do carretel) da válvula reguladora de pressão 1

O balanço das forças atuando no carretel da servoválvula é dado por um somatório de forças - a primeira delas resultante da pressão sobre o diafragma “ $A_e^{4V1} \cdot (p^{4V1} - p_{atm})$ ”, a segunda exercida pelo solenoide “ $F_s^{4V1}$ ”, uma terceira referente ao amortecimento viscoso “ $B^{4V1} \cdot \frac{dx_c^{4V1}}{dt}$ ” e, por último, uma força elástica “ $K_m^{4V1} \cdot x_c^{4V1}$ ”, referente à mola de retorno – que deve equilibrar ou, em caso de movimento, vencer uma força inercial “ $m_c^{4V1} \cdot \frac{d^2x_c^{4V1}}{dt^2}$ ”,

$$-A_e^{4V1} \cdot (p^{4V1} - p_{atm}) + F_s^{4V1} - B^{4V1} \cdot \frac{dx_c^{4V1}}{dt} - K_m^{4V1} \cdot x_c^{4V1} = m_c^{4V1} \cdot \frac{d^2x_c^{4V1}}{dt^2} \quad (3.12)$$

onde: “ $A_e^{4V1}$ ” é a área da seção transversal efetiva do diafragma, “ $p_{atm}$ ” é a pressão atmosférica, “ $B^{4V1}$ ” é o coeficiente de amortecimento viscoso, “ $x_c^{4V1}$ ” é o deslocamento do carretel, “ $K_m^{4V1}$ ” é o coeficiente de rigidez elástica da mola de retorno e “ $m_c^{4V1}$ ” é a massa do carretel.

A força de arrasto existente entre o fluido gasoso e o obturador não é considerada no balanço de forças.

Outra consideração pode ser feita,

$$F_s^{4V1} = K_s^{4V1} \cdot U^{4V1} \quad (3.13)$$

onde: “ $K_s^{4V1}$ ” é o ganho do solenóide, uma vez considerado que a força do solenóide é proporcional ao sinal de controle “ $U^{4V1}$ ” da válvula reguladora de pressão 1.

Desprezando “ $m_c^{4V1}$ ”, isolando “ $x_c^{4V1}$ ” e trabalhando no domínio de Laplace (plano “s”), resulta:

$$x_c^{4V1} = \frac{K_s^{4V1} \cdot U^{4V1} - A_e^{4V1} \cdot (p^{4V1} - p_{atm})}{B^{4V1} \cdot s + K_m^{4V1}} \quad (3.14)$$

### 3.2.5. Modelo matemático para a válvula reguladora de pressão 1

No intuito de obter uma versão mais simplificada da Eq. (3.10), a mesma teve os termos que aparecem entre colchetes desenvolvidos através de duas séries binomiais. Desprezando as potências de ordem superior a três, e posteriormente, determinando a diferença entre os termos resultantes, obtêm-se:

$$\begin{aligned} & \left( \frac{p^{4V1}}{p_{sup}} \right)^{2/\gamma^{4V1}} - \left( \frac{p^{4V1}}{p_{sup}} \right)^{(\gamma^{4V1}+1)/\gamma^{4V1}} = \left( 1 - \frac{\Delta p_1}{p_{sup}} \right)^{2/\gamma^{4V1}} - \left( 1 - \frac{\Delta p_1}{p_{sup}} \right)^{(\gamma^{4V1}+1)/\gamma^{4V1}} \\ & = \frac{(\gamma^{4V1} - 1)}{\gamma^{4V1}} \cdot \frac{\Delta p_1}{p_{sup}} \cdot \left[ 1 - \frac{3}{2 \cdot \gamma^{4V1}} \cdot \frac{\Delta p_1}{p_{sup}} - \frac{(3 \cdot \gamma^{4V1} - 5)}{2 \cdot (\gamma^{4V1})^2} \cdot \left( \frac{\Delta p_1}{p_{sup}} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (3.15)$$

onde:

$$\Delta p_1 = p_{sup} - p^{4V1} \quad (3.16)$$

Substituindo Eq. (3.14) e Eq. (3.15) na Eq. (3.10), e considerando

$$A_o^{4V1} = K_o^{4V1} \cdot x_c^{4V1} \quad (3.17)$$

onde: “ $K_o^{4V1}$ ” é uma constante de proporcionalidade entre a área da seção transversal do orifício de controle e o deslocamento do carretel da válvula reguladora de pressão 1.

resulta:

$$q_{m1}^{4V1} = \frac{(K_s^{4V1} \cdot U^{4V1} - A_e^{4V1} \cdot (p^{4V1} - p_{atm})) \cdot K_o^{4V1}}{(B^{4V1} \cdot s + K_m^{4V1})} \cdot \left\{ \frac{2 \cdot p_{sup} \cdot \Delta p_1}{T_{sup} \cdot R} \cdot \left[ 1 - \frac{3}{2 \cdot \gamma^{4V1}} \cdot \frac{\Delta p_1}{p_{sup}} - \frac{(3 \cdot \gamma^{4V1} - 5)}{2 \cdot (\gamma^{4V1})^2} \cdot \left( \frac{\Delta p_1}{p_{sup}} \right)^2 \right] \right\}^{1/2} \quad (3.18)$$

Por último, o processo isentrópico relacionando “ $p_{sup}$ ” e “ $p^{4V1}$ ” determina a relação existente entre massa específica e pressão  $\left[ \frac{\rho^{4V1}}{\rho_{sup}} = \left( \frac{p^{4V1}}{p_{sup}} \right)^{1/\gamma} \right]$  que, juntamente com a lei dos gases ideais [ $p = \rho \cdot R \cdot T$ ], fornece:

$$\begin{aligned} \frac{p_{sup}}{R \cdot T_{sup}} = \rho_{sup} &= \frac{\rho^{4V1}}{\left( \frac{p^{4V1}}{p_{sup}} \right)^{1/\gamma^{4V1}}} = \frac{\rho^{4V1}}{\left( 1 - \frac{\Delta p_1}{p_{sup}} \right)^{1/\gamma^{4V1}}} \\ &\cong \frac{\rho^{4V1}}{\left[ 1 - \frac{1}{\gamma^{4V1}} \cdot \frac{\Delta p_1}{p_{sup}} + \frac{(1 - \gamma^{4V1})}{(2 \cdot \gamma^{4V1})^2} \cdot \left( \frac{\Delta p_1}{p_{sup}} \right)^2 \right]} \end{aligned} \quad (3.19)$$

resultando como expressão final para a vazão mássica a montante do orifício de controle da válvula reguladora de pressão 1:

$$q_{m1}^{4V1} = \varepsilon^{4V1} \cdot K_o^{4V1} \cdot \frac{(K_s^{4V1} \cdot U^{4V1} - A_e^{4V1} \cdot (p^{4V1} - p_{atm}))}{(B^{4V1} \cdot s + K_m^{4V1})} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho^{4V1} \cdot (p_{sup} - p^{4V1})} \quad (3.20)$$

onde, de acordo com DE NEGRI (trabalho não publicado)<sup>6</sup>:

$$\varepsilon^{4V1} = \left[ \frac{1 - \frac{3}{2 \cdot \gamma^{4V1}} \cdot \frac{\Delta p_1}{p_{sup}} - \frac{(3 \cdot \gamma^{4V1} - 5)}{2 \cdot (\gamma^{4V1})^2} \cdot \left( \frac{\Delta p_1}{p_{sup}} \right)^2}{1 - \frac{1}{\gamma^{4V1}} \cdot \frac{\Delta p_1}{p_{sup}} + \frac{(1 - \gamma^{4V1})}{2 \cdot (\gamma^{4V1})^2} \cdot \left( \frac{\Delta p_1}{p_{sup}} \right)^2} \right]^{1/2} \quad (3.21)$$

O diagrama de blocos representativo da Eq. (3.21) é mostrado na Fig. (3.4).

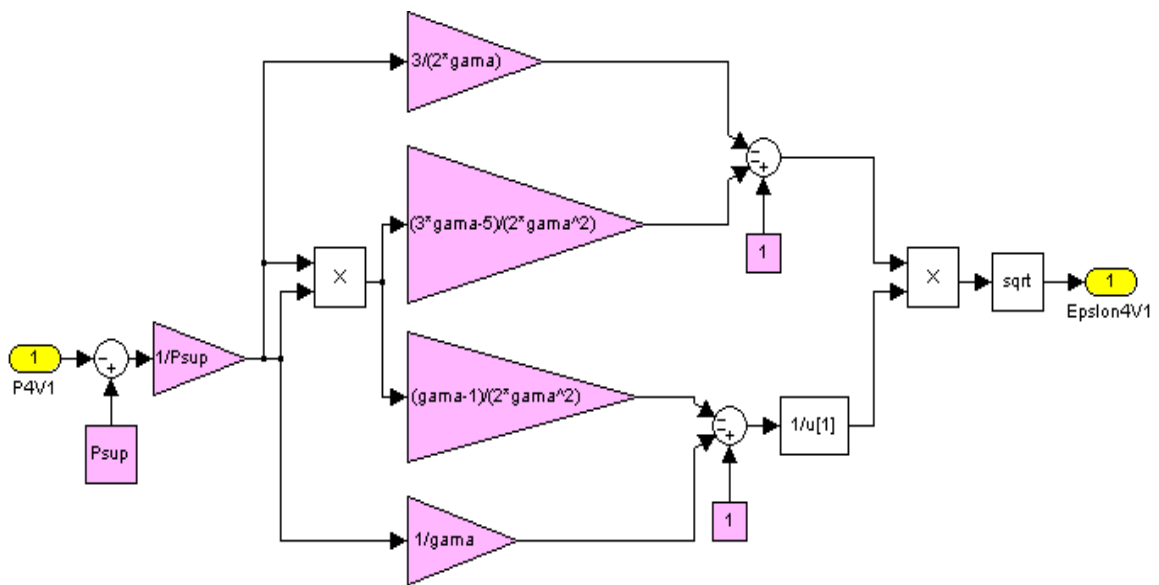


Figura 3.4 – Diagrama de blocos representativo do parâmetro  $\varepsilon^{4V1}$

Substituindo a Eq. (3.20) na Eq. (3.7) resulta:

$$q_{m2}^{4V1} = \varepsilon^{4V1} \cdot K_o^{4V1} \cdot \frac{(K_s^{4V1} \cdot U^{4V1} - A_e^{4V1} \cdot (p^{4V1} - p_{atm}))}{(B^{4V1} \cdot s + K_m^{4V1})} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho^{4V1} \cdot (p_{sup} - p^{4V1})} - \frac{V^{4V1}}{R \cdot T^{4V1} \cdot \gamma^{4V1}} \cdot s \cdot p^{4V1} \quad (3.22)$$

A mesma pode ser reescrita como:

<sup>6</sup> Apostila didática da disciplina “Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle” do curso de pós-graduação em engenharia mecânica, Florianópolis – S. C., março de 2001.

$$q_{m2}^{4V1} = \varepsilon^{4V1} \cdot \frac{(K_1^{4V1} \cdot U^{4V1} - K_2^{4V1} \cdot (p^{4V1} - p_{atm}))}{(\tau^{4V1} \cdot s + 1)} \cdot \sqrt{(p_{sup} - p^{4V1})} - \frac{V^{4V1}}{R \cdot T^{4V1} \cdot \gamma^{4V1} \cdot s \cdot p^{4V1}} \quad (3.23)$$

onde:

$$K_1^{4V1} = \frac{K_o^{4V1} \cdot K_s^{4V1}}{K_m^{4V1}} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho^{4V1}} \quad (3.24)$$

$$K_2^{4V1} = \frac{K_o^{4V1} \cdot A_e^{4V1}}{K_m^{4V1}} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho^{4V1}} \quad (3.25)$$

e a constante de tempo “ $\tau^{4V1}$ ” é igual a,

$$\tau^{4V1} = \frac{B^{4V1}}{K_m^{4V1}} \quad (3.26)$$

O diagrama de blocos resultante da Eq. (3.23), combinado com os diagramas de blocos já obtidos, expostos na Fig. (3.1) e Fig. (3.4), é mostrado na Fig (3.5). Este diagrama de blocos representa o modelo matemático em malha aberta da válvula reguladora de pressão 1, onde foram consideradas as equações da continuidade, da vazão mássica e da dinâmica do carretel.

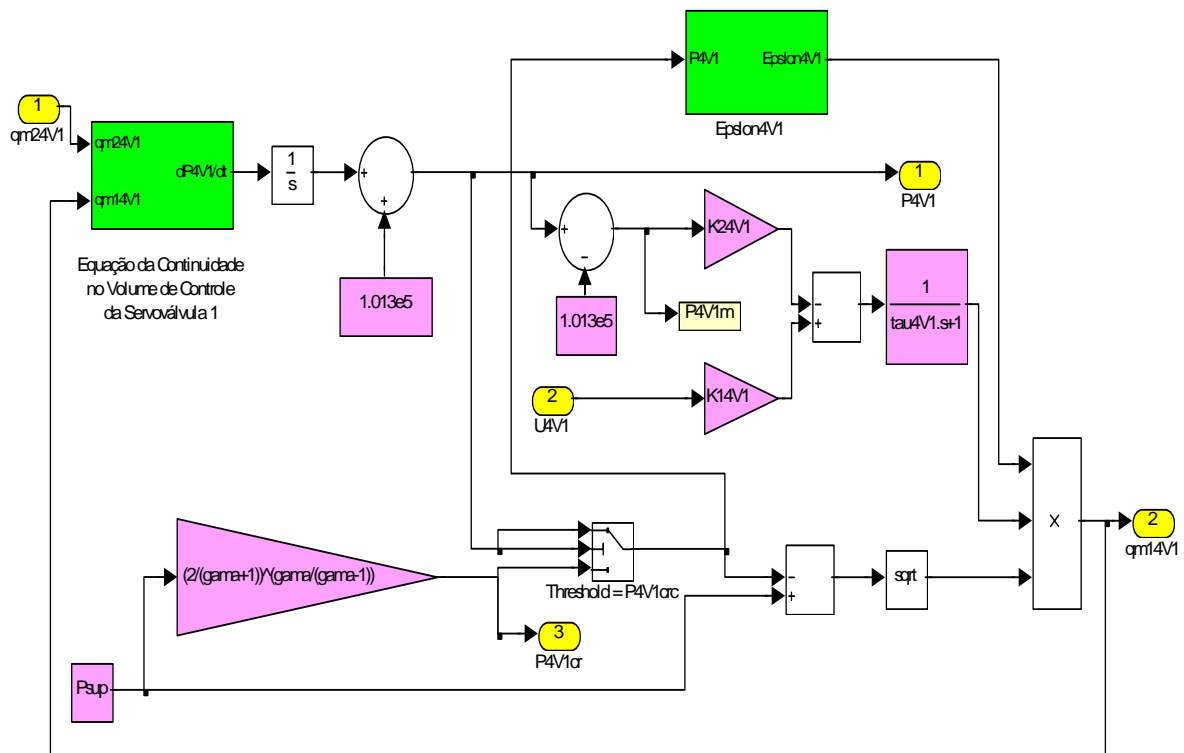


Figura 3.5 – Diagrama de blocos representativo do modelo matemático da válvula reguladora de pressão 1

### 3.2.6. Modelo matemático para a válvula reguladora de pressão 2

Foram obtidas equações e diagramas de blocos análogos, com exceção dos parâmetros envolvidos, para a válvula reguladora de pressão 2, os quais são mostrados a seguir,

$$q_{m2}^{4V2} = \frac{\epsilon^{4V2} \cdot (K_1^{4V2} \cdot U^{4V2} - K_2^{4V2} \cdot (p^{4V2} - p_{atm}))}{(\tau^{4V2} \cdot s + 1)} \cdot \sqrt{(p_{sup} - p^{4V2})} - \frac{V^{4V2}}{R \cdot T^{4V2} \cdot \gamma^{4V2}} \cdot s \cdot p^{4V2} \quad (3.27)$$

onde: “ $U^{4V2}$ ” é o sinal de controle da válvula reguladora de pressão 2,

$$K_1^{4V2} = \frac{K_o^{4V2} \cdot K_s^{4V2}}{K_m^{4V2}} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho^{4V2}} \quad (3.28)$$

e

$$K_2^{4V2} = \frac{K_o^{4V2} \cdot A_e^{4V2}}{K_m^{4V2}} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho^{4V2}} \quad (3.29)$$

onde: “ $K_o^{4V2}$ ”, “ $K_s^{4V2}$ ”, “ $K_m^{4V2}$ ”, “ $\rho^{4V2}$ ” e “ $A_e^{4V2}$ ” são respectivamente, uma constante de proporcionalidade entre a área da seção transversal do orifício de controle e o deslocamento do carretel, ganho do solenóide, coeficiente de rigidez elástica da mola de retorno, massa específica do fluido em “ $V^{4V2}$ ” e área da seção transversal efetiva do diafragma, todos referentes à válvula reguladora de pressão 2.

A constante de tempo “ $\tau^{4V2}$ ” é igual a,

$$\tau^{4V2} = \frac{B^{4V2}}{K_m^{4V2}} \quad (3.30)$$

onde: “ $B^{4V2}$ ” é o coeficiente de amortecimento viscoso.

e “ $\varepsilon^{4V2}$ ” é dado por:

$$\varepsilon^{4V2} = \left[ \frac{1 - \frac{3}{2 \cdot \gamma^{4V2}} \cdot \frac{\Delta p_2}{p_{\text{sup}}} - \frac{(3 \cdot \gamma^{4V2} - 5)}{2 \cdot (\gamma^{4V2})^2} \cdot \left( \frac{\Delta p_2}{p_{\text{sup}}} \right)^2}{1 - \frac{1}{\gamma^{4V2}} \cdot \frac{\Delta p_2}{p_{\text{sup}}} + \frac{(1 - \gamma^{4V2})}{2 \cdot (\gamma^{4V2})^2} \cdot \left( \frac{\Delta p_2}{p_{\text{sup}}} \right)^2} \right]^{1/2} \quad (3.31)$$

onde:

$$\Delta p_2 = p_{\text{sup}} - p^{4V2} \quad (3.32)$$

Os diagramas de blocos representativos da Eq. (3.27) e Eq. (3.31) são mostrados respectivamente na Fig. (3.6) e Fig. (3.7).



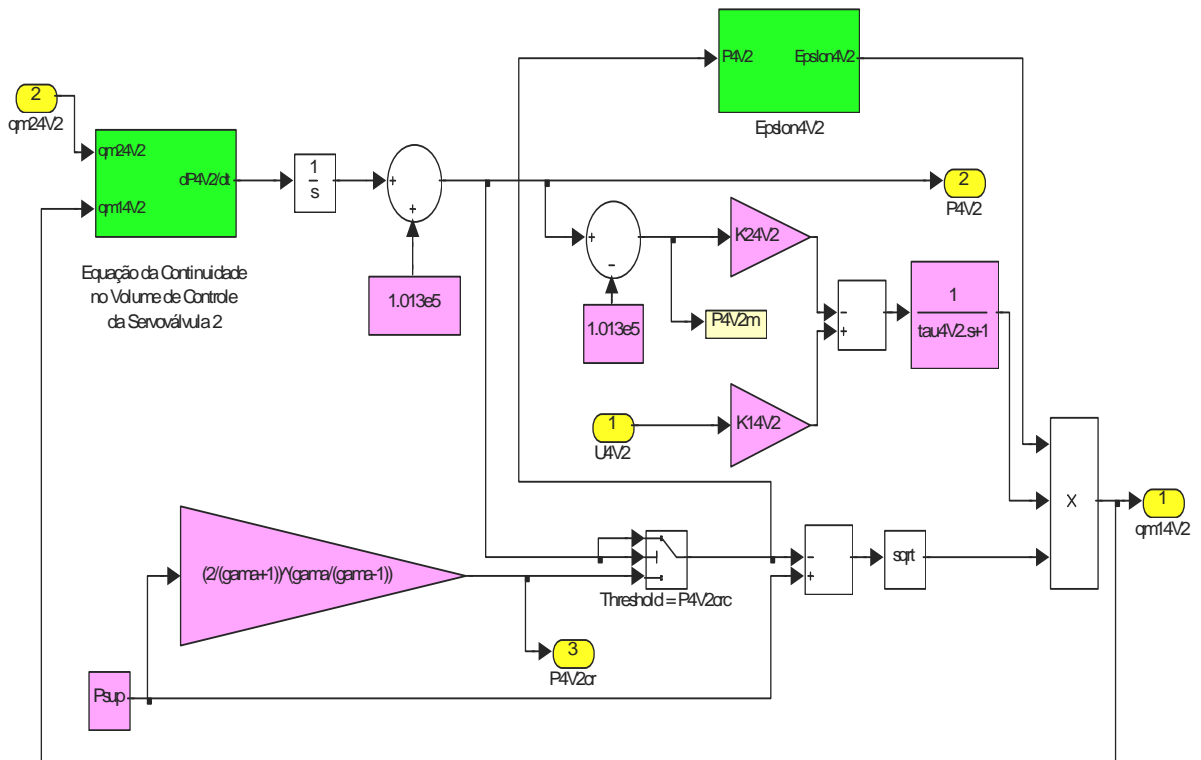


Figura 3.6 – Diagrama de blocos representativo do modelo matemático da válvula reguladora de pressão 2

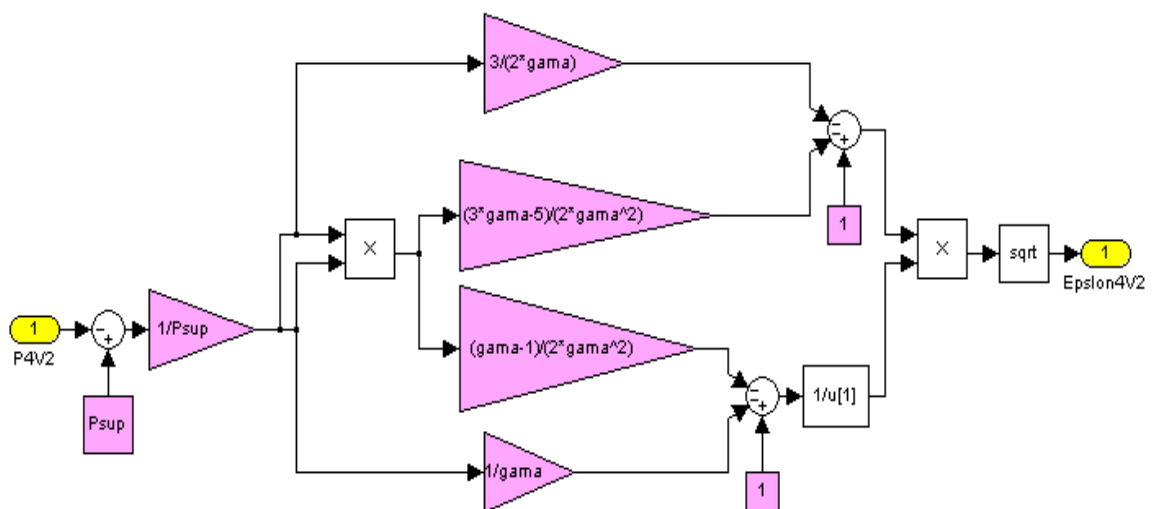


Figura 3.7 – Diagrama de blocos representativo do parâmetro  $\epsilon^{4V2}$

### 3.2.7. Parâmetros experimentais das válvulas reguladoras de pressão

Testes experimentais foram realizados para verificação da resposta temporal de ambas as servoválvulas. Através da obstrução das vias de saída destas servoválvulas e da aplicação de um sinal de entrada em degrau (tensão), observa-se que o comportamento das pressões manométricas reguladas (“ $p_m^{4V1}$ ” e “ $p_m^{4V2}$ ”) nestas servoválvulas é como o mostrado na Fig. (3.8) e na Fig. (3.9). Estas respostas dinâmicas foram consideradas como sendo de segunda

ordem e verificou-se experimentalmente que as mesmas são relativamente rápidas quando comparadas com as respostas obtidas quando se considera o sistema completo de controle de posição, já mencionado na Fig. (2.3). Para efeito de comparação e comprovação, as respostas dinâmicas do sistema completo também se encontram expostas nas respectivas figuras.

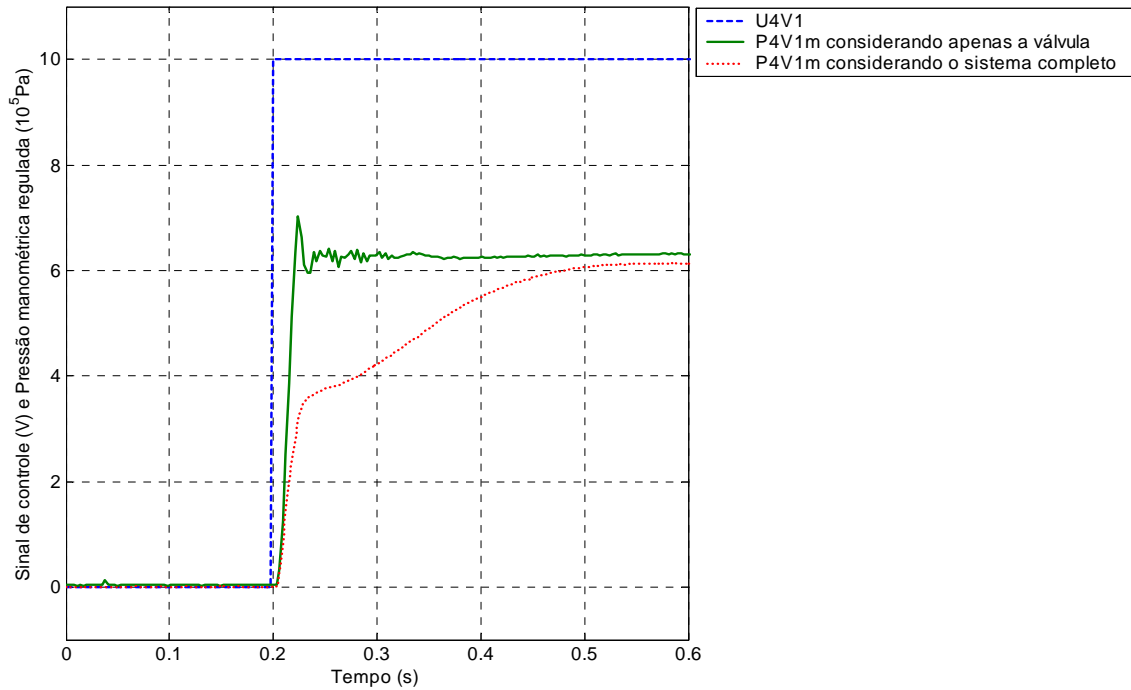


Figura 3.8 – Resposta dinâmica da servoválvula 1

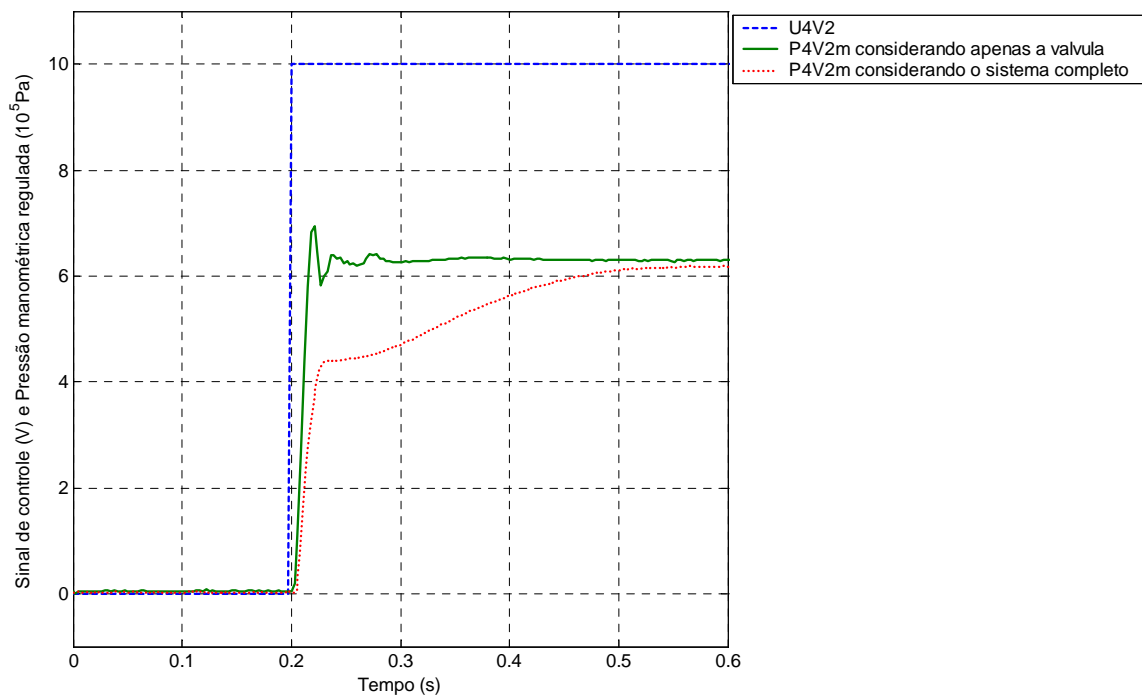


Figura 3.9 – Resposta dinâmica da servoválvula 2

As respostas destas servoválvulas estão estritamente relacionadas com a Eq. (3.23) e Eq. (3.27) respectivamente, onde dois sistemas não-lineares de segunda ordem estão apresentados.

Na Figura (3.8) pode ser visto o efeito desta dinâmica, o mesmo valendo para a Fig. (3.9), caracterizando o formato das curvas como sendo composto por uma senóide amortecida. Outros efeitos são devido, possivelmente, ao ciclo limite (resposta do sistema que se aproxima de uma solução periódica de amplitude fixa. Denominada desta forma porque a resposta é cíclica e se aproxima do limite ao longo do tempo).

Para estimar os valores de “ $\tau^{4V1}$ ” e “ $\tau^{4V2}$ ”, as equações que caracterizam cada uma das servoválvulas foram linearizadas, considerando “ $q_{m2}^{4V1}$ ” e “ $q_{m2}^{4V2}$ ” iguais a zero (pois as saídas das válvulas estavam bloqueadas durante os ensaios referentes à Fig. (3.8) e a Fig. (3.9)), ou seja:

No caso da servoválvula 1, a equação do movimento (deslocamento do carretel):

$$B^{4V1} \cdot \frac{dx_c^{4V1}}{dt} + K_m^{4V1} \cdot x_c^{4V1} + A_e^{4V1} \cdot (p^{4V1} - p_{atm}) = K_s^{4V1} \cdot U^{4V1} \quad (3.33)$$

linearizada resulta em:

$$B^{4V1} \cdot \delta \ddot{x}_c^{4V1} + K_m^{4V1} \cdot \delta \dot{x}_c^{4V1} + A_e^{4V1} \cdot \delta p^{4V1} = K_s^{4V1} \cdot \delta U^{4V1} \quad (3.34)$$

A linearização da equação da vazão mássica:

$$q_{m1}^{4V1} = \varepsilon^{4V1} \cdot K_o^{4V1} \cdot x_c^{4V1} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho^{4V1} \cdot (p_{sup} - p^{4V1})} \quad (3.35)$$

resulta em:

$$\delta q_{m1}^{4V1} = K_q^{4V1} \cdot \delta x_c^{4V1} - K_c^{4V1} \cdot \delta p^{4V1} \quad (3.36)$$

onde:

$$\delta q_{m1}^{4V1} = \left. \frac{\partial q_{m1}^{4V1}}{\partial x_c^{4V1}} \right|_i \cdot \delta x_c^{4V1} + \left. \frac{\partial q_{m1}^{4V1}}{\partial p^{4V1}} \right|_i \cdot \delta p^{4V1} \quad (3.37)$$

para:

$$\left. \frac{\partial q_{m1}^{4V1}}{\partial x_c^{4V1}} \right|_i = \varepsilon^{4V1} \cdot K_o^{4V1} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho^{4V1} \cdot (p_{\text{sup}} - p_i^{4V1})} = K_q^{4V1} \quad (3.38)$$

e

$$\left. \frac{\partial q_{m1}^{4V1}}{\partial p^{4V1}} \right|_i = - \frac{\varepsilon^{4V1} \cdot K_o^{4V1} \cdot x_{ci}^{4V1} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho^{4V1}}}{2 \cdot \sqrt{p_{\text{sup}} - p_i^{4V1}}} = -K_c^{4V1} \quad (3.39)$$

e a linearização da equação da continuidade:

$$\frac{V^{4V1}}{R \cdot T^{4V1} \cdot \gamma^{4V1}} \cdot \frac{dp^{4V1}}{dt} = q_{m1}^{4V1} \quad (3.40)$$

resulta em:

$$\frac{V^{4V1}}{R \cdot T^{4V1} \cdot \gamma^{4V1}} \cdot \delta \dot{p}^{4V1} = \delta q_{m1}^{4V1} \quad (3.41)$$

Escrevendo a Eq. (3.34) no domínio de Laplace (plano “s”) resulta:

$$\delta x_c^{4V1} = \frac{\frac{K_s^{4V1}}{K_m^{4V1}} \cdot \delta U^{4V1} - \frac{A_e^{4V1}}{K_m^{4V1}} \cdot \delta p^{4V1}}{\tau^{4V1} \cdot s + 1} \quad (3.42)$$

onde, de acordo com a Eq. (3.26), “ $\tau^{4V1} = \frac{B^{4V1}}{K_m^{4V1}}$ ”:

Substituindo a Eq. (3.42) na Eq. (3.36),

$$\delta q_{m1}^{4V1} = \frac{K_q^{4V1} \cdot \frac{K_s^{4V1}}{K_m^{4V1}}}{\tau^{4v1} \cdot s + 1} \cdot \delta U^{4V1} - \frac{K_q^{4V1} \cdot \frac{A_e^{4V1}}{K_m^{4V1}}}{\tau^{4v1} \cdot s + 1} \cdot \delta p^{4V1} - K_c^{4V1} \cdot \delta p^{4V1} \quad (3.43)$$

e a Eq. (3.43) na Eq. (3.41), escrita no domínio de Laplace (plano “s”), resulta:

$$\begin{aligned} \frac{V^{4V1}}{R \cdot T^{4V1} \cdot \gamma^{4V1}} \cdot s \cdot \delta p^{4V1} &= \frac{K_q^{4V1} \cdot \frac{K_s^{4V1}}{K_m^{4V1}}}{\tau^{4v1} \cdot s + 1} \cdot \delta U^{4V1} - \\ &\frac{K_q^{4V1} \cdot \frac{A_e^{4V1}}{K_m^{4V1}}}{\tau^{4v1} \cdot s + 1} \cdot \delta p^{4V1} - K_c^{4V1} \cdot \delta p^{4V1} \end{aligned} \quad (3.44)$$

Após algumas operações matemáticas, a Eq. (3.44) resulta em:

$$\begin{aligned} &\left[ \frac{V^{4V1} \cdot \tau^{4v1}}{R \cdot T^{4V1} \cdot \gamma^{4V1} \cdot \left( K_c^{4V1} + K_q^{4V1} \cdot \frac{A_e^{4V1}}{K_m^{4V1}} \right)} \cdot s^2 + \frac{\frac{V^{4V1}}{R \cdot T^{4V1} \cdot \gamma^{4V1}} + K_c^{4V1} \cdot \tau^{4v1}}{K_c^{4V1} + K_q^{4V1} \cdot \frac{A_e^{4V1}}{K_m^{4V1}}} \cdot s + 1 \right] \cdot \delta p^{4V1} \\ &= \left( \frac{K_q^{4V1} \cdot \frac{K_s^{4V1}}{K_m^{4V1}}}{K_c^{4V1} + K_q^{4V1} \cdot \frac{A_e^{4V1}}{K_m^{4V1}}} \right) \cdot \delta U^{4V1} \end{aligned} \quad (3.45)$$

Como forma de simplificação, a Eq. (3.45) pode ainda ser escrita como segue:

$$\left[ \alpha^{4V1} \cdot \tau^{4v1} \cdot s^2 + (\alpha^{4V1} + \beta^{4V1} \cdot \tau^{4v1}) \cdot s + 1 \right] \cdot \delta p^{4V1} = \eta^{4V1} \cdot \delta U^{4V1} \quad (3.46)$$

onde:

$$\alpha^{4V1} = \frac{V^{4V1}}{R \cdot T^{4V1} \cdot \gamma^{4V1} \cdot \left( K_c^{4V1} + K_q^{4V1} \cdot \frac{A_e^{4V1}}{K_m^{4V1}} \right)} \quad (3.47)$$

$$\beta^{4V1} = \frac{K_c^{4V1}}{K_c^{4V1} + K_q^{4V1} \cdot \frac{A_e^{4V1}}{K_m^{4V1}}} \quad (3.48)$$

$$\eta^{4V1} = \frac{K_q^{4V1} \cdot \frac{K_s^{4V1}}{K_m^{4V1}}}{K_c^{4V1} + K_q^{4V1} \cdot \frac{A_e^{4V1}}{K_m^{4V1}}} \quad (3.49)$$

Assumindo que “ $K_c^{4V1}$ ” possui um valor bem pequeno quando comparado aos demais parâmetros, resulta em um “ $\beta^{4V1}$ ” tendendo a zero, o qual pode ser desprezado. A Equação (3.46) passa a ser escrita como:

$$\left( \alpha^{4V1} \cdot \tau^{4V1} \cdot s^2 + \alpha^{4V1} \cdot s + 1 \right) \cdot \delta p^{4V1} = \eta^{4V1} \cdot \delta U^{4V1} \quad (3.50)$$

De acordo com OGATA (1993) e FRANKLIN et al. (1994), a transformada de Laplace mostrada na Eq. (3.50) pode ser escrita em um formato normalizado:

$$\left( \frac{1}{(\omega_n^{4V1})^2} \cdot s^2 + \frac{2 \cdot \zeta^{4V1}}{\omega_n^{4V1}} \cdot s + 1 \right) \cdot p^{4V1} = K_{RP}^{4V1} \cdot U^{4V1} \quad (3.51)$$

onde: “ $\omega_n^{4V1}$ ” e “ $\zeta^{4V1}$ ” são, respectivamente, a frequência natural não amortecida e a razão de amortecimento da resposta dinâmica da servoválvula 1 e “ $K_{RP}^{4V1}$ ” é o ganho de regime permanente.

Comparando a Eq. (3.50) com a Eq. (3.51), e lembrando que para um sistema de segunda ordem o tempo de acomodação “ $t_s^{4V1}$ ”, para 1% de erro de regime permanente, é dado por,

$$t_s^{4V1} = \frac{4.6}{\zeta^{4V1} \cdot \omega_n^{4V1}} \quad (3.52)$$

resulta em  $\tau^{4V1} = 0.00489s$ , para  $t_s^{4V1} = 0.045s$  (veja a Fig. (3.8)) e  $\zeta^{4V1} = 0.5$ .

Um raciocínio idêntico pode ser feito para determinação de “ $\tau^{4V2}$ ” resultando em  $\tau^{4V2} = 0.00489s$ , para  $t_s^{4V2} = 0.045s$  (veja a Fig. (3.9)) e  $\zeta^{4V2} = 0.5$ .

Como forma de validação dos valores selecionados de “ $\tau^{4V1}$ ” e “ $\tau^{4V2}$ ”, foram realizadas algumas simulações para estes valores das constantes de tempo, com os modelos das válvulas. Primeiramente considerando os volumes de controle pequenos, referentes apenas aos volumes das próprias válvulas, depois com os volumes expandidos, referentes ao modelo total do posicionador servopneumático. Os resultados destas simulações, que devem ser comparados respectivamente com as respostas experimentais mostradas na Fig. (3.8) e Fig. (3.9), podem ser visualizadas através da Fig. (3.10) e da Fig. (3.11).

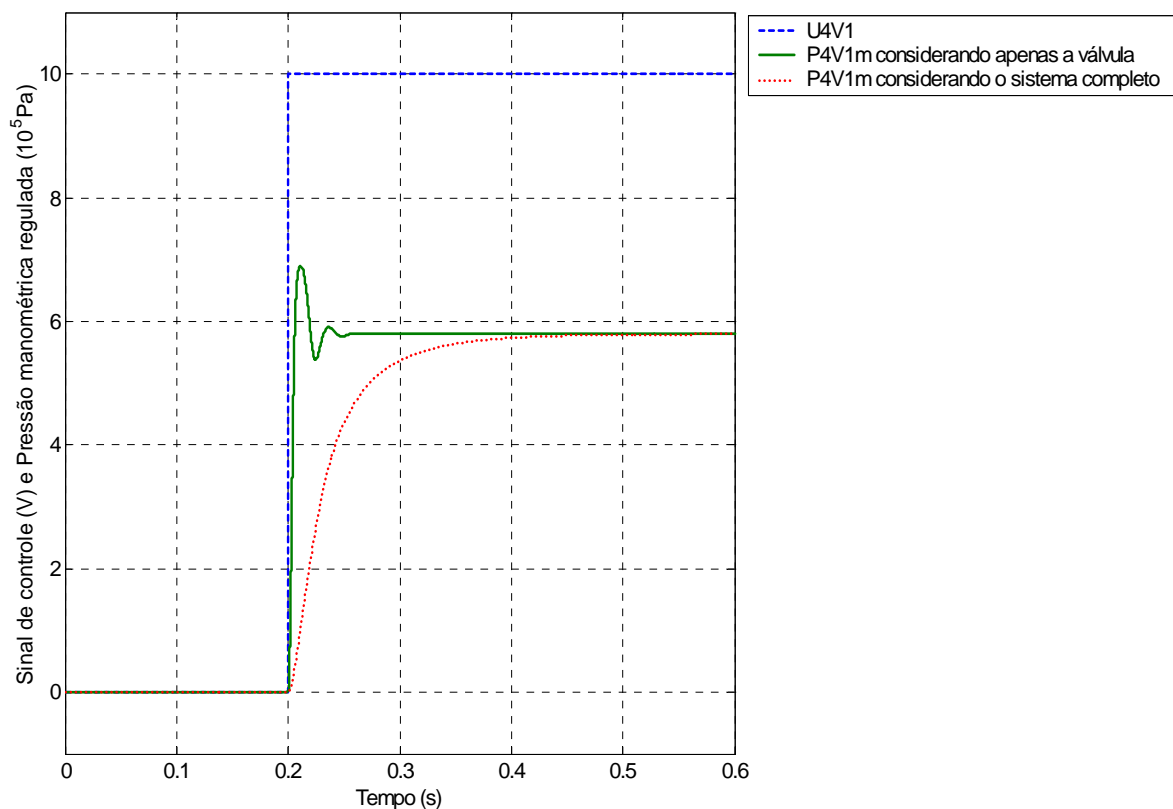


Figura 3.10 – Resposta dinâmica simulada da servoválvula 1

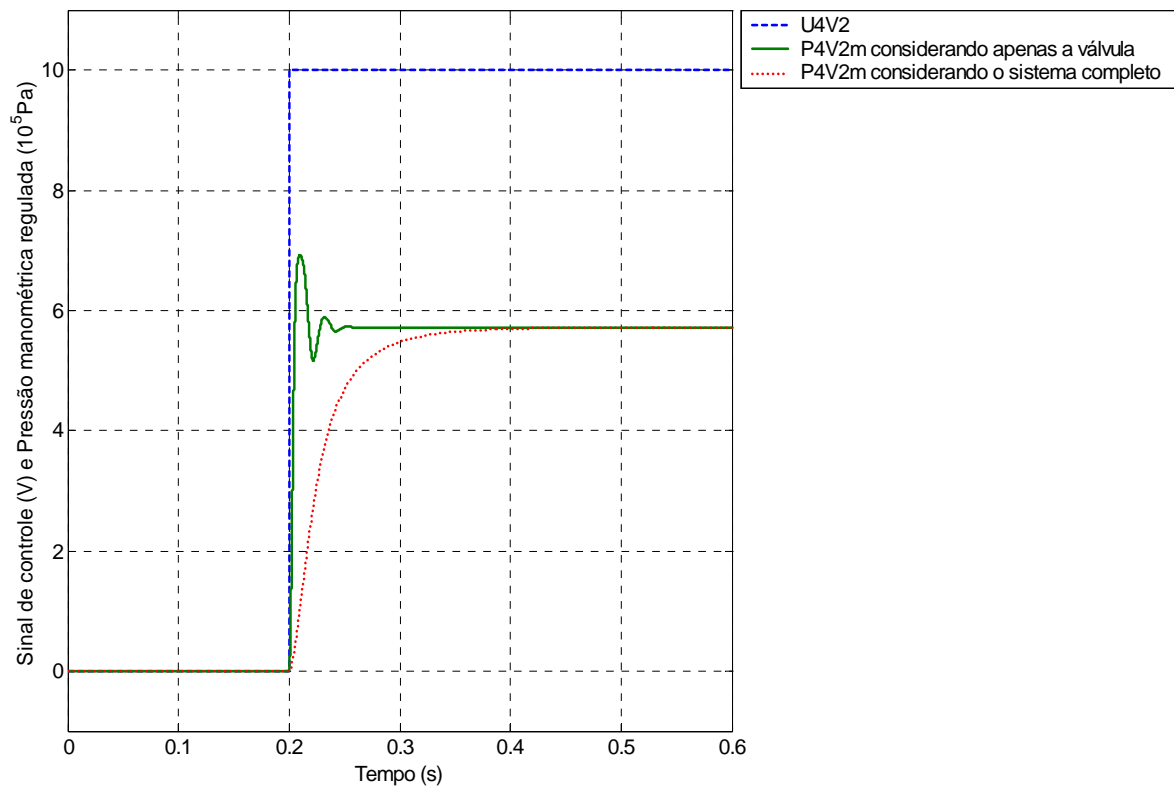


Figura 3.11 – Resposta dinâmica simulada da servoválvula 2

Os valores de “ $K_1^{4V1}$ ” e “ $K_2^{4V1}$ ” foram determinados experimentalmente em regime permanente, considerando todo o sistema de posicionamento servopneumático (o cilindro pneumático e as duas válvulas reguladoras de pressão, Fig. (2.3)). Com este propósito, a Eq. (3.23) pode ser reescrita em regime permanente como:

$$K_1^{4V1} \cdot U^{4V1} - K_2^{4V1} \cdot (p^{4V1} - p_{atm}) = \frac{q_{m2}^{4V1}}{\varepsilon^{4V1} \cdot \sqrt{(p_{sup} - p^{4V1})}} \quad (3.53)$$

Nota-se que para uma situação de regime permanente, a parcela localizada à direita do sinal de igualdade da Eq. (3.53) assume um valor constante que varia dependendo dos valores assumidos por cada um dos parâmetros envolvidos. Os termos que acompanham os “ $K^{4V1}$ ,s” também assumem valores fixos. Resulta desta análise, uma equação com termos conhecidos e constantes, porém com duas variáveis (os “ $K^{4V1}$ ,s”).

Para contornar este problema, foram realizados testes mantendo-se valores fixos de “ $U^{4V1}$ ”, variando “ $q_{m2}^{4V1}$ ”, como função da velocidade desenvolvida pelo atuador, através da



variação de “ $U^{4V2}$ ”. Agindo desta forma, foi possível obter, para valores fixos de “ $U^{4V1}$ ”, diversos pontos no plano “ $q_{m2}^{4V1}$  versus  $p^{4V1}$ ” os quais, tomados aos pares, forneceram diversas combinações possíveis de “ $K^{4V1}$ ’s”.

A rotina para determinação dos “ $K^{4V1}$ ’s” está apresentada no final deste trabalho (Apêndice B).

As curvas geradas com base nos experimentos mencionados acima, referentes ao comportamento da pressão absoluta regulada “ $p^{4V1}$ ” quando se varia a vazão mássica a jusante do orifício de controle da servoválvula 1 “ $q_{m2}^{4V1}$ ”, são mostradas na Fig. (3.12).

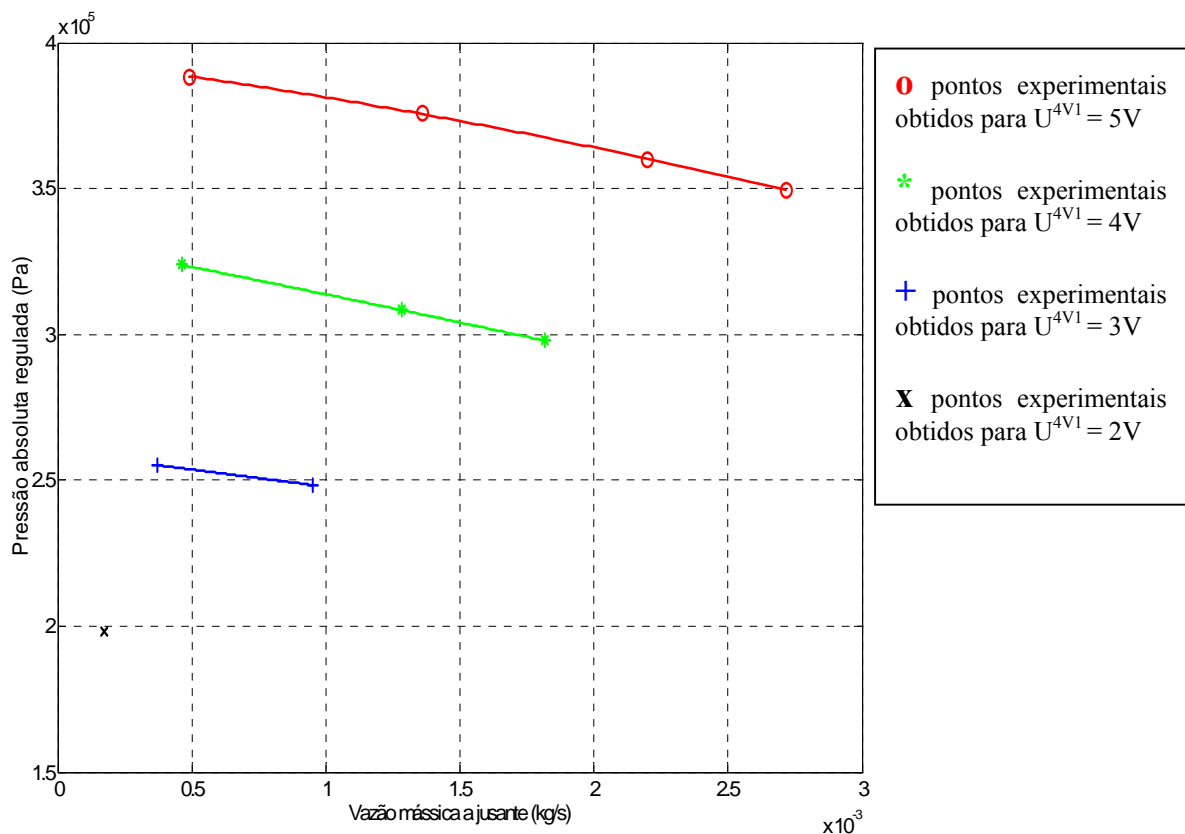


Figura 3.12 – Vazão mássica a jusante versus pressão absoluta regulada na servoválvula 1

Selecionando-se os pontos experimentais extremos de cada uma das curvas de “ $U^{4V1}$ ” fixo, para efeito de determinação dos “ $K^{4V1}$ ’s” e, em seguida, substituindo estes na Eq. (3.53) para diferentes valores de “ $U^{4V1}$ ”, uma vez conhecidos os valores de pressão absoluta regulada de acordo com a Fig. (3.12), obtém-se conjuntos de retas, um para cada uma das curvas de “ $U^{4V1}$ ” fixo, que fornecem uma aproximação do comportamento medido desta válvula. O conjunto de retas (Fig. (3.13)) que melhor descreveu o comportamento medido

desta válvula foi aquele resultante dos “ $K^{4V1}$ ’s” obtidos a partir da curva de “ $U^{4V1}$ ” igual a 4V. Estes são:

- $K_1^{4V1} = 4.73230009451088 \cdot 10^{-6} \text{ [(kg} \cdot \text{m)}^{1/2} / \text{V}]$
- $K_2^{4V1} = 8.17139272807425 \cdot 10^{-11} \text{ [m} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{(m/kg)}^{1/2}]$

Uma segunda aproximação do comportamento medido dessas curvas “ $q_{m2}^{4V1}$  versus  $p^{4V1}$ ” é dada por uma função não-linear “ $p^{4V1}(U^{4V1}, q_{m2}^{4V1}) = C^{4V1} \cdot U^{4V1} + g^{4V1}(q_{m2}^{4V1})$ ”, onde o coeficiente “ $C^{4V1}$ ” é igual ao valor médio das inclinações das retas geradas no plano “ $U^{4V1}$  versus  $p^{4V1}$ ” para valores fixos de “ $q_{m2}^{4V1}$ ”, como mostrado na Fig. (3.14), e a função “ $g^{4V1}(q_{m2}^{4V1})$ ” é uma consequência dos valores já conhecidos das outras duas parcelas, “ $C^{4V1} \cdot U^{4V1}$ ” e “ $p^{4V1}(U^{4V1}, q_{m2}^{4V1})$ ”. Esta última parcela mencionada é dada pelos polinômios de segunda ordem que melhor se aproximam dos pontos experimentais presentes na Fig. (3.12). Desta forma, de acordo com a Fig. (3.12), a função “ $g^{4V1}(q_{m2}^{4V1})$ ” pode assumir três formas distintas e a forma a ser selecionada é aquela que melhor representar o comportamento medido da válvula quando substituída na função não-linear descrita acima. No caso, a “ $g^{4V1}(q_{m2}^{4V1})$ ” assumida, foi aquela obtida a partir da curva de “ $U^{4V1}$ ” igual a 5V. Os valores selecionados de “ $C^{4V1}$ ” e “ $g^{4V1}(q_{m2}^{4V1})$ ” são mostrados logo abaixo:

- $C^{4V1} = 65932.0078542187 \text{ [Pa/V]}$
- $g^{4V1}(q_{m2}^{4V1}) = -1952849018.13088 \cdot (q_{m2}^{4V1})^2 - 11307470.7442463 \cdot q_{m2}^{4V1} + 64858.7708341621 \text{ [Pa]}$

As curvas geradas a partir da função não-linear “ $p^{4V1}(U^{4V1}, q_{m2}^{4V1})$ ” também estão expostas na Fig. (3.13), juntamente com as retas resultantes dos “ $K^{4V1}$ ’s” e com as curvas medidas, já apresentadas na Fig. (3.12).

As rotinas para determinação de “ $C^{4V1}$ ” e “ $g^{4V1}(q_{m2}^{4V1})$ ” estão apresentadas no final deste trabalho (Apêndice C).

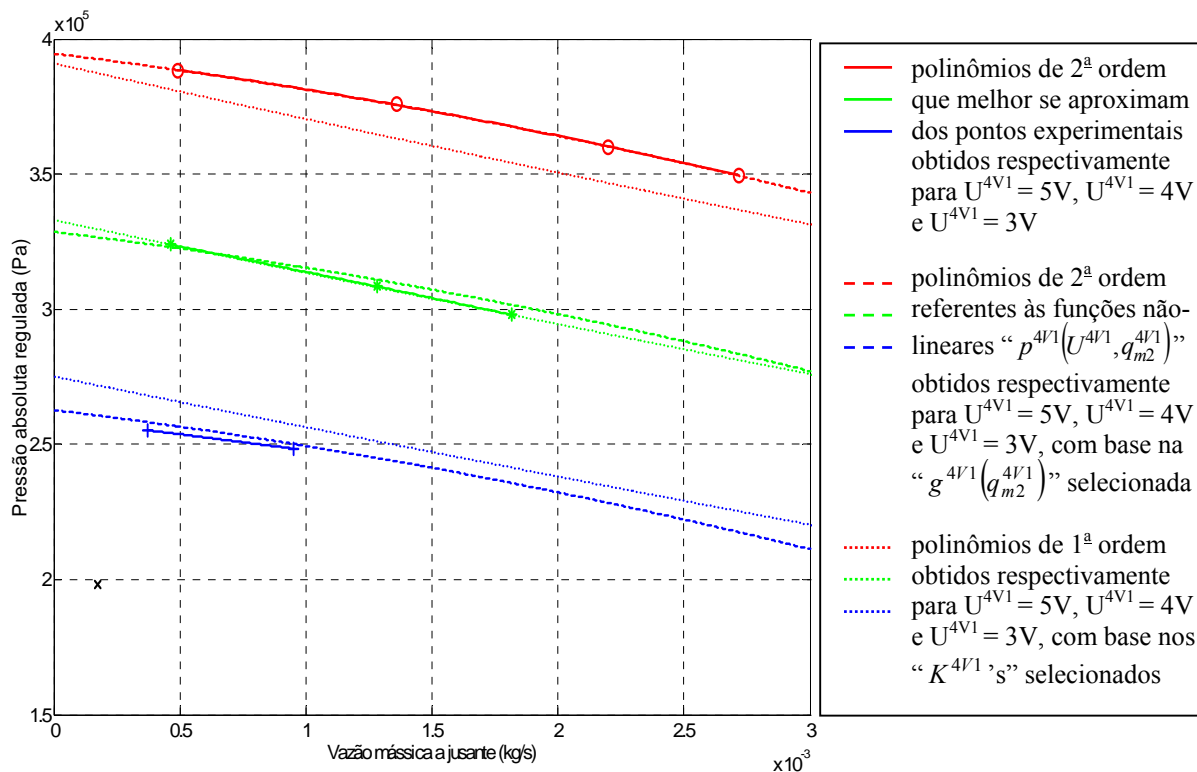


Figura 3.13 – Aproximações das curvas de vazão mássica a jusante versus pressão absoluta regulada na servoválvula 1

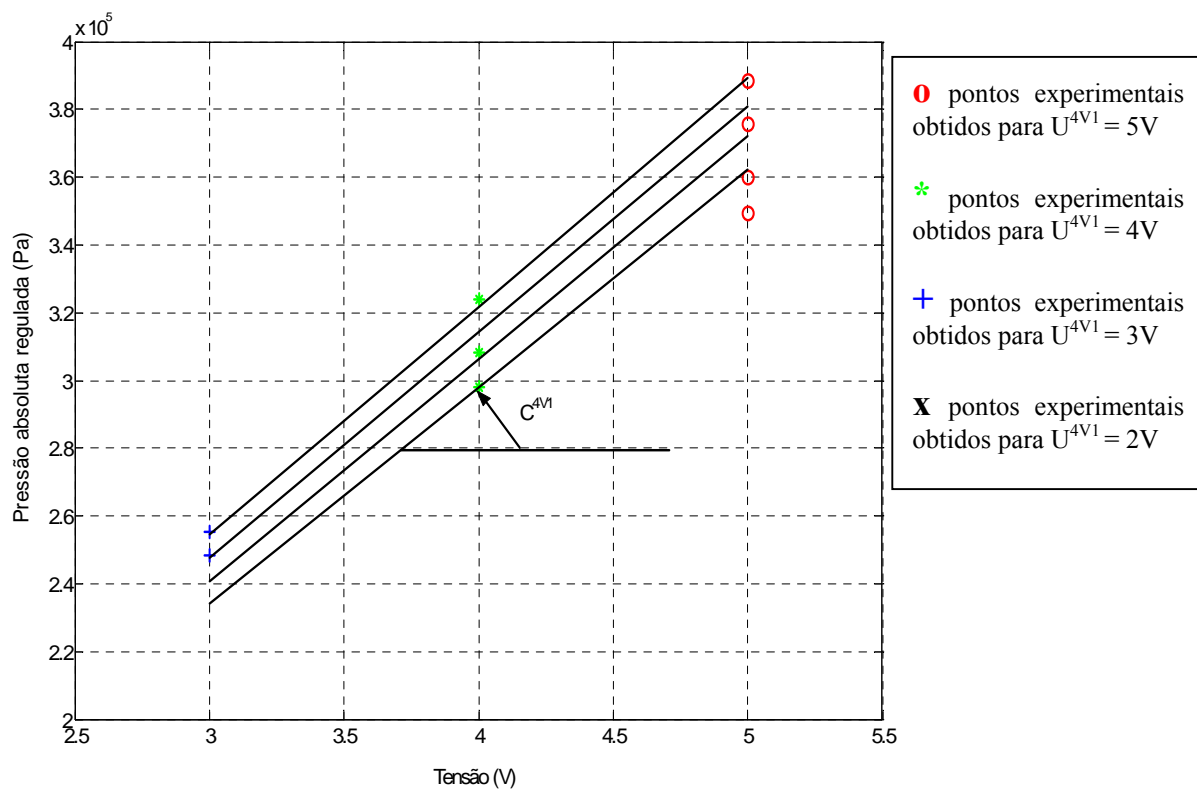


Figura 3.14 – Tensão versus pressão absoluta regulada na servoválvula 1

Os valores de “ $K_1^{4V2}$ ” e “ $K_2^{4V2}$ ” foram determinados de forma análoga àquela utilizada para determinação de “ $K_1^{4V1}$ ” e “ $K_2^{4V1}$ ”, ou seja, os valores de “ $U^{4V2}$ ” foram mantidos fixos, variando “ $q_{m2}^{4V2}$ ”, como função da velocidade desenvolvida pelo atuador, através da variação de “ $U^{4V1}$ ”. Desta forma, a Eq. (3.27) passa a ser escrita em regime permanente como:

$$K_1^{4V2} \cdot U^{4V2} - K_2^{4V2} \cdot (p^{4V2} - p_{atm}) = \frac{q_{m2}^{4V2}}{\varepsilon^{4V2} \cdot \sqrt{(p_{sup} - p^{4V2})}} \quad (3.54)$$

Assim como foi feito para a servoválvula 1, foram geradas, para a servoválvula 2, algumas curvas com base em dados experimentais, um conjunto de retas resultante dos “ $K^{4V2}$ ’s” obtidos a partir da curva de “ $U^{4V2}$ ” igual a 4V e um outro conjunto de curvas referente à função “ $p^{4V2}(U^{4V2}, q_{m2}^{4V2}) = C^{4V2} \cdot U^{4V2} + g^{4V2}(q_{m2}^{4V2})$ ” com “ $g^{4V2}(q_{m2}^{4V2})$ ” obtida a partir da curva de “ $U^{4V2}$ ” igual a 5V, todos referentes ao comportamento da pressão absoluta regulada “ $p^{4V2}$ ” quando se varia a vazão mássica a jusante do orifício de controle da servoválvula 2 “ $q_{m2}^{4V2}$ ”. As mesmas estão mostradas na Fig. (3.15). A Figura (3.16), análoga a Fig. (3.14), retrata o comportamento de “ $p^{4V2}$ ” para valores fixos de “ $q_{m2}^{4V2}$ ”, quando se varia “ $U^{4V2}$ ”. Os valores selecionados para os “ $K^{4V2}$ ’s”, “ $C^{4V2}$ ” e “ $g^{4V2}(q_{m2}^{4V2})$ ” são mostrados logo abaixo:

- $K_1^{4V2} = 5.68501305084848 \cdot 10^{-6} \text{ [(kg} \cdot \text{m)}^{1/2} / \text{V}]$
- $K_2^{4V2} = 9.94919620461582 \cdot 10^{-11} \text{ [m} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{(m/kg)}^{1/2}]$
- $C^{4V2} = 63533.6375193003 \text{ [Pa/V]}$
- $g^{4V2}(q_{m2}^{4V2}) = -788047363.499947 \cdot (q_{m2}^{4V1})^2 - 16590740.3068155 \cdot q_{m2}^{4V1} + 80363.5126788116 \text{ [Pa]}$

As rotinas mencionadas acima e apresentadas no fim deste trabalho, (Apêndice B) e (Apêndice C), são válidas também para determinação dos parâmetros respectivos da servoválvula 2, bastando para isto, um ajuste na nomenclatura dos parâmetros.

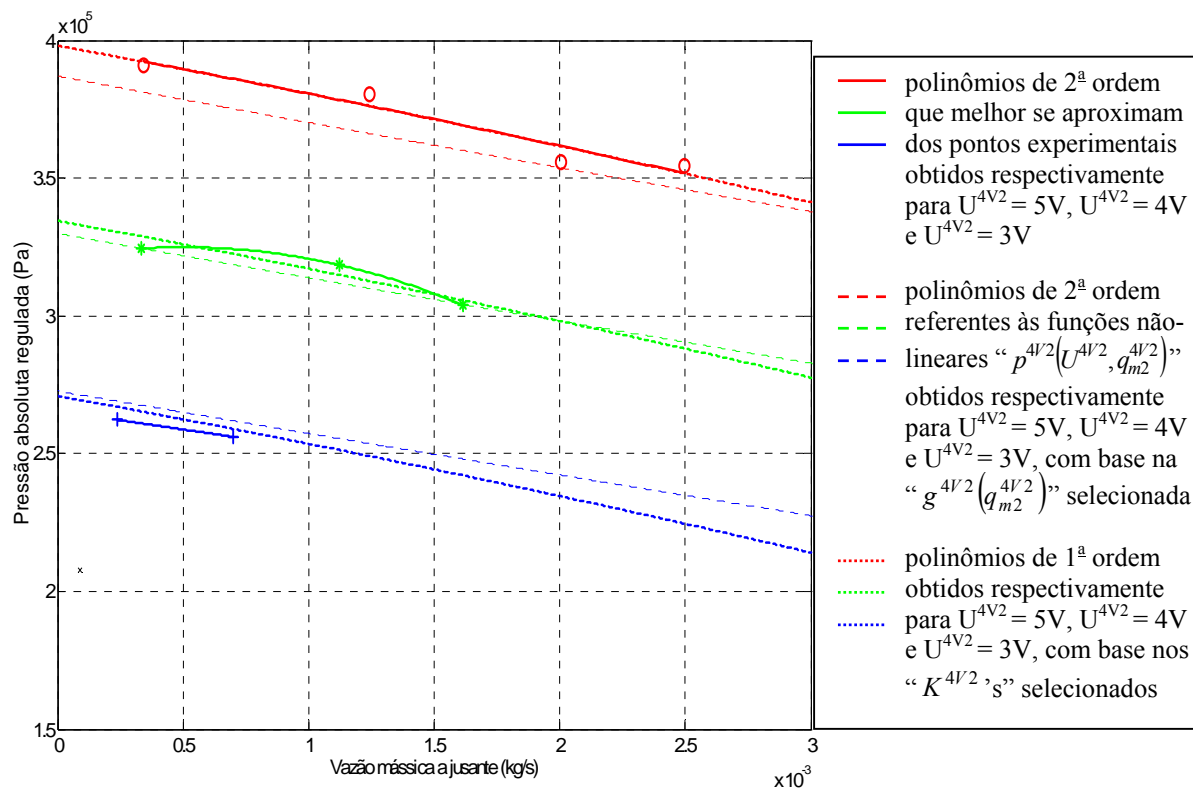


Figura 3.15 – Aproximações das curvas de vazão mássica a jusante versus pressão absoluta regulada na servoválvula 2

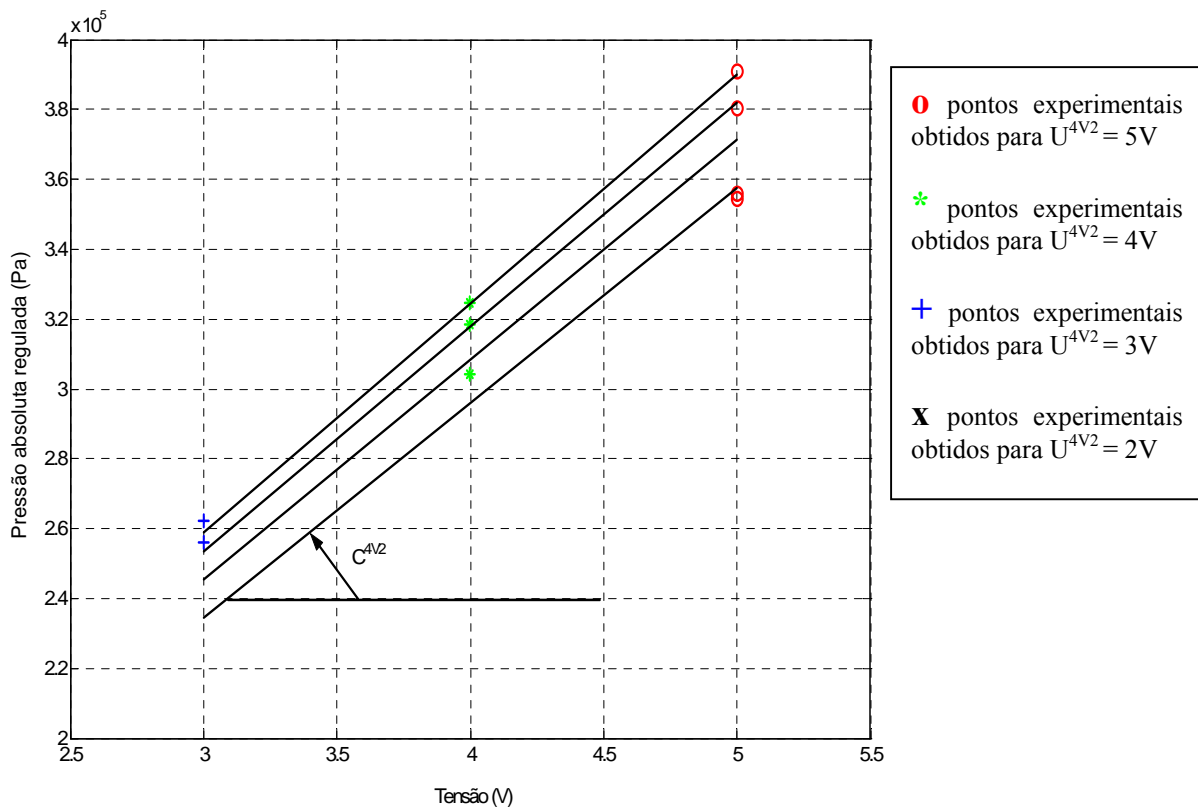


Figura 3.16 – Tensão versus pressão absoluta regulada na servoválvula 2

Como já foi mencionado no Capítulo 2 (seção 2.2.1), quando se especifica uma válvula reguladora de pressão, uma das características operacionais básicas a serem consideradas é a de vazão. Esta característica estabelece justamente a relação existente entre a pressão regulada e a vazão a jusante da válvula. Sob condições ideais, não deveria existir mudanças na pressão regulada, apesar da vasta variedade de vazões possíveis, uma vez que estamos tratando de uma válvula reguladora de pressão que tem por objetivo principal a regulação da pressão. No entanto, pode-se constatar pela Fig. (3.13) e Fig. (3.15) que não é isto que acontece na realidade. Vale salientar, que o formato das curvas apresentadas na Fig. (3.13) e Fig. (3.15) está de acordo com o esperado para válvulas reguladoras de pressão, fato este que pode ser comprovado através da Fig. (3.17).

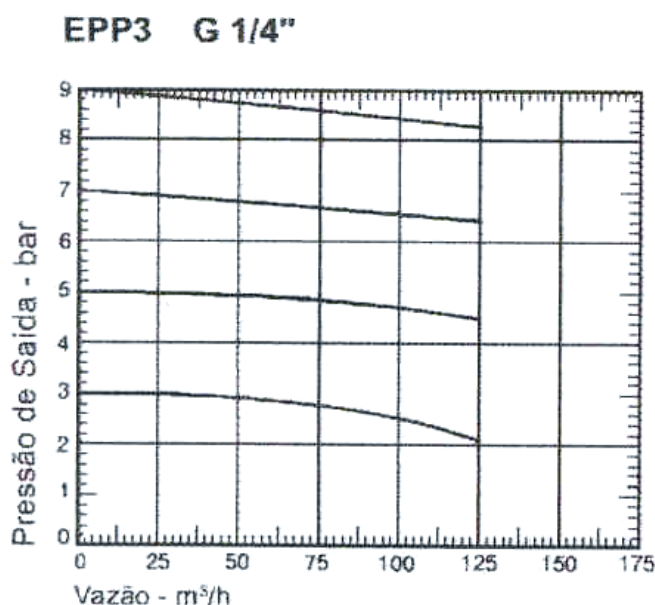


Figura 3.17 – Curvas representativas da vazão volumétrica a jusante versus pressão regulada em uma válvula pneumática proporcional reguladora de pressão série EPP3 da Parker Automation (PARKER AUTOMATION. Válvulas pneumáticas: proporcional reguladora de pressão: catálogo 1001-3 BR. Jacareí, SP-Brasil, [19--])

Como uma demonstração de compatibilidade obtida entre os modelos teóricos e o comportamento medido destas servoválvulas, são apresentadas respectivamente na Fig. (3.18) e Fig. (3.19) os resultados de dois testes experimentais considerando apenas as servoválvulas, juntamente com as respostas obtidas por simulação dos modelos teóricos representativos das mesmas (o sinal de entrada, em ambos os casos, é uma seqüência repetitiva oscilando entre 4.5V e 3V).

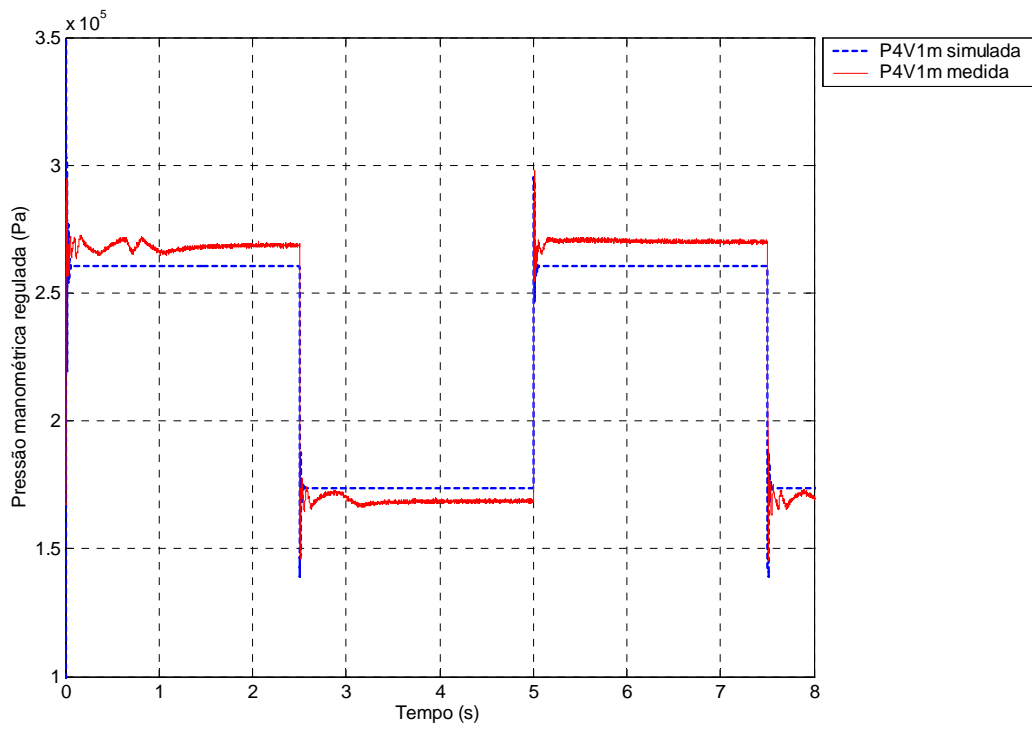


Figura 3.18 – Comparação entre as respostas do modelo matemático e do sistema real da válvula reguladora de pressão 1

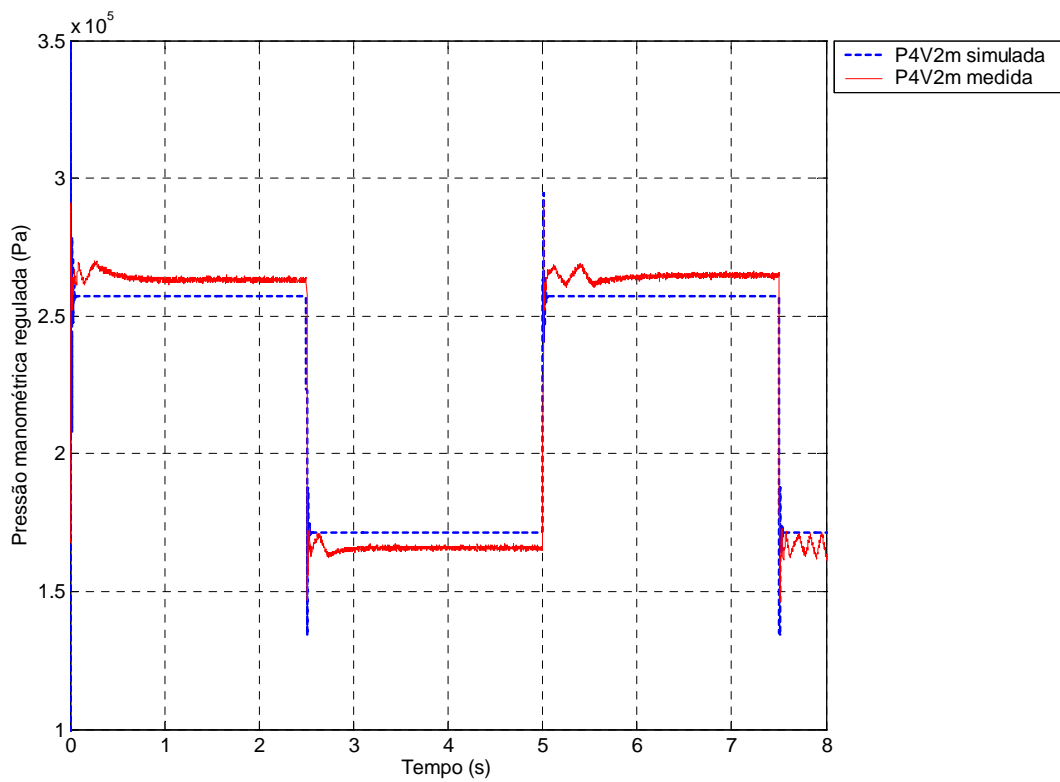


Figura 3.19 – Comparação entre as respostas do modelo matemático e do sistema real da válvula reguladora de pressão 2

## 3.2.8. Vazão mássica na tubulação 1

A perda de carga que ocorre na tubulação que liga a válvula reguladora de pressão 1 à câmara 1 do cilindro é dada por:

$$q_{m2}^{4V1} = C \cdot (p^{4V1} - p^{4A1}) \quad (3.55)$$

onde: “ $C$ ” é uma constante referente à perda de carga nas tubulações e “ $p^{4A1}$ ” é a pressão absoluta do ar medida no volume de controle variável da câmara 1 do cilindro sem haste, “ $V^{4A1}$ ”.

O diagrama de blocos representativo da Eq. (3.55) é mostrado na Fig. (3.20).

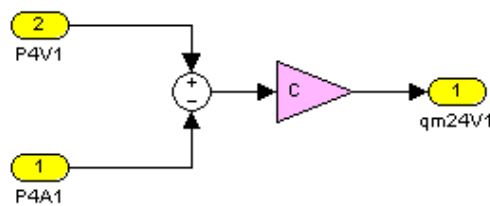


Figura 3.20 – Diagrama de blocos referente à vazão mássica na tubulação 1

## 3.2.9. Vazão mássica na tubulação 2

A perda de carga que ocorre na tubulação que liga a válvula reguladora de pressão 2 à câmara 2 do cilindro é dada por:

$$q_{m2}^{4V2} = C \cdot (p^{4V2} - p^{4A2}) \quad (3.56)$$

onde: “ $p^{4A2}$ ” é a pressão absoluta do ar medida no volume de controle variável da câmara 2 do cilindro sem haste, “ $V^{4A2}$ ”.

O diagrama de blocos representativo da Eq. (3.56) é mostrado na Fig. (3.21).



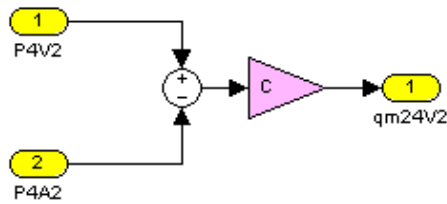


Figura 3.21 – Diagrama de blocos referente à vazão mássica na tubulação 2

O valor de  $C$ , a princípio, foi estimado como sendo um valor proporcional à vazão mássica que passa pela tubulação 1 e/ou 2, considerando uma perda de carga na tubulação de 0,1bar. Levando-se em consideração este raciocínio, o valor assumido foi de  $C = 1,5 \times 10^{-9}$  para ambas as tubulações. Posteriormente, este parâmetro assumiu o valor  $C = 5,65 \times 10^{-6}$ , de forma que a resposta do modelo compacto (apresentado na seção 3.3) coincidissem com a do modelo global.

### 3.2.10. Equação da continuidade para um escoamento compressível na câmara 1 do cilindro sem haste

Esta equação faz referência à conservação da massa através de uma câmara específica do cilindro.

$$\int_{SC} \rho^{4A1} \cdot v^{4A1} \cdot dA^{4A1} + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho^{4A1} \cdot dV^{4A1} = 0 \quad (3.57)$$

onde: “ $A^{4A1}$ ” é a superfície de controle variável da câmara considerada do cilindro, “ $\rho^{4A1}$ ” é a massa específica do fluido em “ $V^{4A1}$ ” e “ $v^{4A1}$ ” é a velocidade do fluido em “ $A^{4A1}$ ”.

Considerando um processo isentrópico,

$$C_p^{4A1} \cdot dT^{4A1} = \frac{V^{4A1}}{m_f^{4A1}} \cdot dp^{4A1} \quad (3.58)$$

onde: “ $C_p^{4A1}$ ” é o calor específico a pressão constante e “ $T^{4A1}$ ” e “ $m_f^{4A1}$ ” são, respectivamente, a temperatura absoluta e a massa de fluido, todos medidos em “ $V^{4A1}$ ”.

e um gás ideal,

$$C_p^{4A1} = \frac{\gamma^{4A1} \cdot R}{\gamma^{4A1} - 1} \quad (3.59)$$

onde: “ $\gamma^{4A1}$ ” é a razão dos calores específicos medidos em “ $V^{4A1}$ ”,

resulta:

$$q_{m1}^{4A1} = q_{m2}^{4A1} + \frac{p^{4A1}}{R \cdot T^{4A1}} \cdot \frac{dV^{4A1}}{dt} + \frac{V^{4A1}}{R \cdot T^{4A1} \cdot \gamma^{4A1}} \cdot \frac{dp^{4A1}}{dt} \quad (3.60)$$

onde: “ $q_{m1}^{4A1}$ ” é a vazão mássica a montante e “ $q_{m2}^{4A1}$ ” é a vazão mássica a jusante de “ $V^{4A1}$ ”.

A vazão mássica “ $q_{m2}^{4A1}$ ” é inexistente, logo a Eq. (3.60) pode ser reescrita como:

$$q_{m1}^{4A1} = \frac{p^{4A1}}{R \cdot T^{4A1}} \cdot \frac{dV^{4A1}}{dt} + \frac{V^{4A1}}{R \cdot T^{4A1} \cdot \gamma^{4A1}} \cdot \frac{dp^{4A1}}{dt} \quad (3.61)$$

Isolando “ $\frac{dp^{4A1}}{dt}$ ” na Eq. (3.61) resulta:

$$\frac{dp^{4A1}}{dt} = - \frac{A^{4A} \cdot \gamma^{4A1} \cdot \dot{X}^{4A}}{A^{4A} \cdot X^{4A} + V_{10}} \cdot p^{4A1} + \frac{R \cdot \gamma^{4A1} \cdot T^{4A1}}{A^{4A} \cdot X^{4A} + V_{10}} \cdot q_{m1}^{4A1} \quad (3.62)$$

onde: “ $A^{4A}$ ” e “ $X^{4A}$ ” são respectivamente a área útil e a posição do êmbolo do cilindro e “ $V_{10}$ ” é o volume morto da câmara 1 do cilindro (inclui o volume da metade da tubulação que liga a válvula reguladora de pressão 1 à câmara 1 do cilindro).

ou, no domínio de Laplace (plano “s”):

$$p^{4A1} = \frac{1}{s} \cdot \left( - \frac{A^{4A} \cdot \gamma^{4A1} \cdot \dot{X}^{4A}}{A^{4A} \cdot X^{4A} + V_{10}} \cdot p^{4A1} + \frac{R \cdot \gamma^{4A1} \cdot T^{4A1}}{A^{4A} \cdot X^{4A} + V_{10}} \cdot q_{m1}^{4A1} \right) \quad (3.63)$$

O diagrama de blocos resultante da Eq. (3.62) é mostrado na Fig. (3.22).

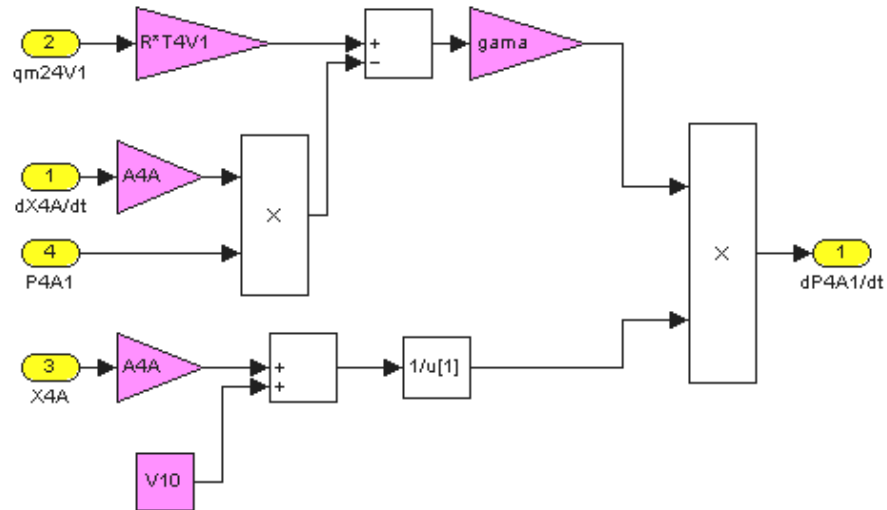


Figura 3.22 – Diagrama de blocos referente à equação da continuidade na câmara 1 do cilindro sem haste

Um raciocínio análogo a este é feito para a câmara 2 do cilindro sem haste.

### 3.2.11. Equação da continuidade para um escoamento compressível na câmara 2 do cilindro sem haste

Partindo da Eq. (3.61), a equação da continuidade para a câmara 2 do cilindro pode ser escrita da seguinte forma:

$$q_{m1}^{4.A2} = \frac{p^{4.A2}}{R \cdot T^{4.A2}} \cdot \frac{dV^{4.A2}}{dt} + \frac{V^{4.A2}}{R \cdot T^{4.A2} \cdot \gamma^{4.A2}} \cdot \frac{dp^{4.A2}}{dt} \quad (3.64)$$

onde: “ $q_{m1}^{4.A2}$ ” é a vazão mássica a montante de “ $V^{4.A2}$ ” e “ $\gamma^{4.A2}$ ” e “ $T^{4.A2}$ ” são, respectivamente, a razão dos calores específicos e a temperatura absoluta do ar, ambos medidos em “ $V^{4.A2}$ ”.

Isolando “ $\frac{dp^{4.A2}}{dt}$ ” na Eq. (3.64) resulta:

$$\frac{dp^{4.A2}}{dt} = \frac{A^{4.A} \cdot \gamma^{4.A2} \cdot \dot{X}^{4.A}}{A^{4.A} \cdot (L - X^{4.A}) + V_{20}} \cdot p^{4.A2} + \frac{R \cdot \gamma^{4.A2} \cdot T^{4.A2}}{A^{4.A} \cdot (L - X^{4.A}) + V_{20}} \cdot q_{m1}^{4.A2} \quad (3.65)$$

onde: “ $L$ ” é o comprimento útil do cilindro e “ $V_{20}$ ” é o volume morto da câmara 2 do cilindro (inclui o volume da metade da tubulação que liga a válvula reguladora de pressão 2 à câmara 2 do cilindro).

ou, no domínio de Laplace (plano “ $s$ ”):

$$p^{4A2} = \frac{1}{s} \cdot \left( \frac{A^{4A} \cdot \gamma^{4A2} \cdot \dot{X}^{4A}}{A^{4A} \cdot (L - X^{4A}) + V_{20}} \cdot p^{4A2} + \frac{R \cdot \gamma^{4A2} \cdot T^{4A2}}{A^{4A} \cdot (L - X^{4A}) + V_{20}} \cdot q_{m1}^{4A2} \right) \quad (3.66)$$

O diagrama de blocos resultante da Eq. (3.65) é mostrado na Fig. (3.23).

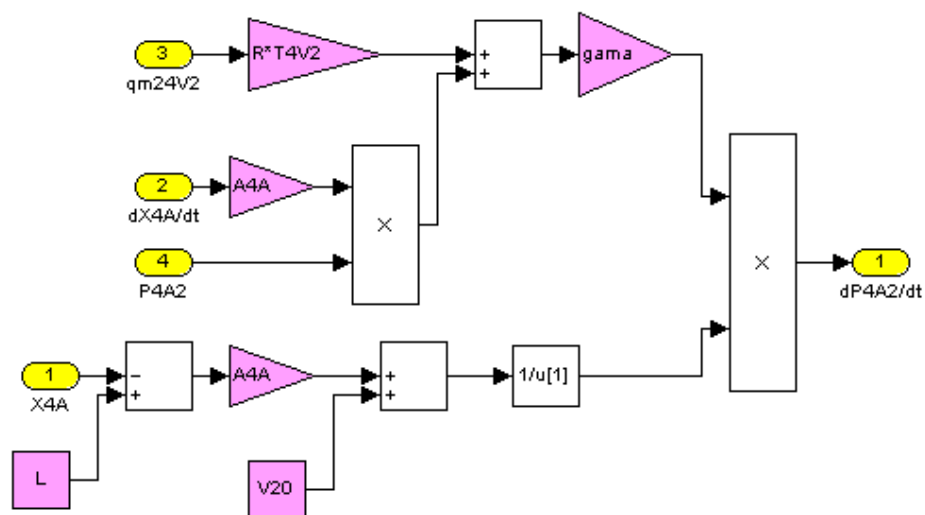


Figura 3.23 – Diagrama de blocos referente à equação da continuidade na câmara 2 do cilindro sem haste

### 3.2.12. Equação do movimento - Dinâmica do cilindro sem haste

$$M^{4A} \cdot \ddot{X}^{4A} = (p^{4A1} - p^{4A2}) \cdot A^{4A} - F_A \quad (3.67)$$

onde: “ $M^{4A}$ ” é a massa e “ $F_A$ ” é a força de atrito entre o êmbolo e a camisa do cilindro sem haste.

A força de atrito “ $F_A$ ” foi determinada a partir de uma bateria de ensaios em regime permanente<sup>7</sup>, variando-se a pressão de carga no cilindro “ $(p^{4.A1} - p^{4.A2})$ ”, ou seja:

$$\lim_{s \rightarrow 0}(F_A) = (p^{4.A1} - p^{4.A2}) \cdot A^{4.A} - M^{4.A} \cdot s^2 \cdot X^{4.A} \quad (3.68)$$

$$F_A = (p^{4.A1} - p^{4.A2}) \cdot A^{4.A} \quad (3.69)$$

Os resultados obtidos são expostos através da Fig. (3.24), denominada Mapa Estático de Atrito, da qual se extrai os parâmetros atrito de Coulomb, coeficiente de atrito viscoso, velocidade limite e atrito estático, os quais são utilizados, juntamente com a velocidade de “stick”, na implementação do modelo representativo do atrito.

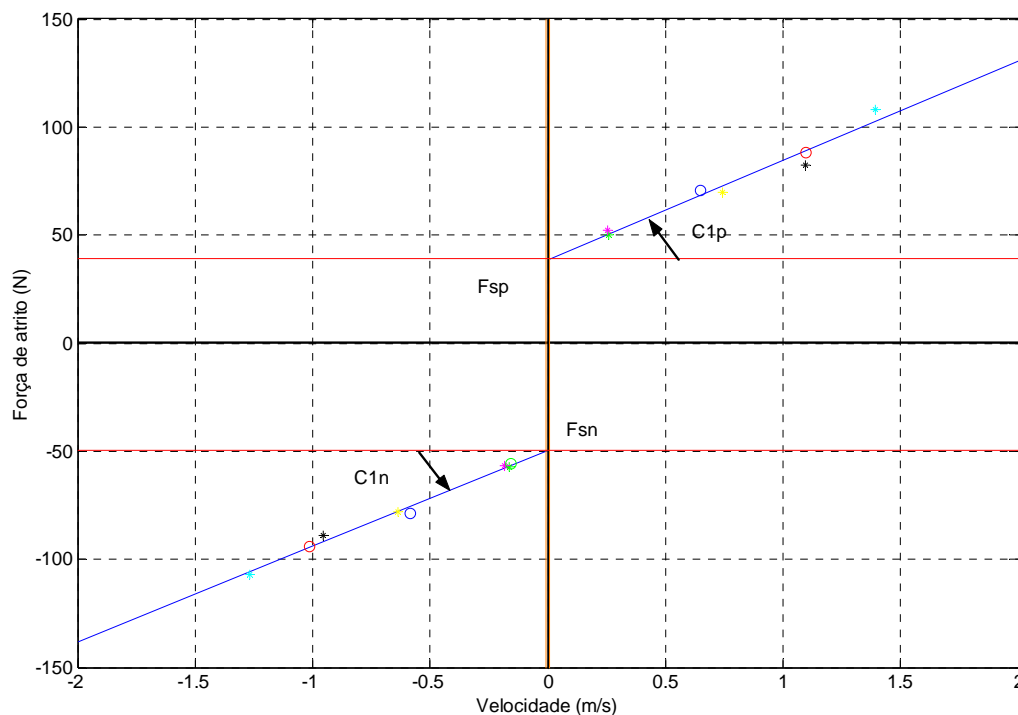


Figura 3.24 – Mapa estático de atrito em um atuador pneumático

onde: “ $C_{1p}$ ” e “ $C_{1n}$ ” são, respectivamente, os coeficientes dos termos de primeira ordem dos polinômios de primeira ordem, sendo estes representativos do comportamento do atrito nos sentidos positivo e negativo do movimento, para valores de velocidade maiores, em módulo,

<sup>7</sup> O menor valor de velocidade experimental, em módulo, apresentado pelo atuador, de forma que o mesmo pudesse desenvolver um movimento em regime permanente, é da ordem de 0.2m/s. Para efeito de simplificação da análise, considerou-se um comportamento linear do atrito para valores de velocidade compreendidos entre estes valores e os das velocidades limites correspondentes.

que as velocidades limites (definidas a seguir). Vale salientar que estes coeficientes coincidem respectivamente com os coeficientes variáveis do atrito viscoso nos sentidos positivo e negativo do movimento. Por último, temos que “ $F_{sp}$ ” e “ $F_{sn}$ ” são respectivamente, as forças de atrito estáticas nos sentidos positivo e negativo do movimento.

O modelo adotado para a representação e a compensação (ver Capítulo 4) do atrito é o modelo do coeficiente de atrito viscoso variável, proposto por GOMES (1995, 2003) e recentemente otimizado por MACHADO (2003).

O modelo em questão trata o atrito como sendo uma função da força aplicada e da velocidade.

Em princípio determina-se uma velocidade limite como sendo a menor velocidade desenvolvida pelo atuador de forma que este consiga apresentar um movimento em regime permanente.

Para velocidades maiores ou iguais à velocidade limite, verifica-se a presença apenas das forças de atrito viscoso e de Coulomb, podendo ainda existir um efeito “Stribeck” (GOMES, 1995, 2003; MACHADO, 2003). Em outras palavras, pode-se dizer que no modelo do coeficiente de atrito viscoso variável, a força de atrito para velocidades maiores ou iguais à velocidade limite é obtida a partir do mapa estático que define a relação entre a força de atrito e a velocidade relativa das superfícies em contato (curva “A” da Fig. (3.25)).

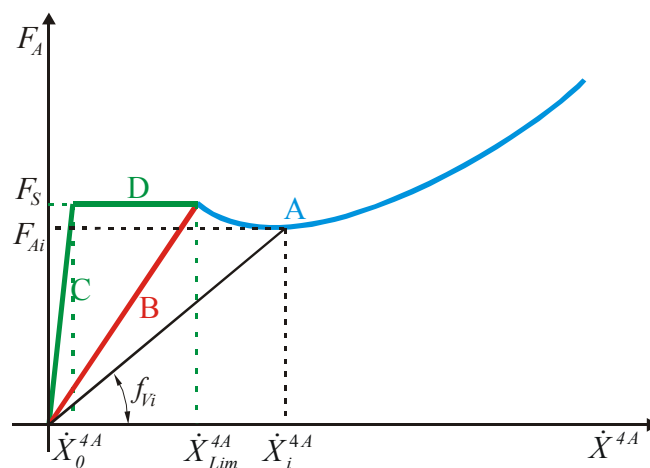


Figura 3.25 – Trajetórias do modelo de atrito

Para velocidades menores que a velocidade limite, a força de atrito assume dois comportamentos distintos dependendo do valor assumido pela força exercida pela pressão de carga. Se esta força for menor ou igual à força de atrito estático, verifica-se o efeito “stick”

(adere) e o atrito assume o comportamento descrito pelas curvas “C” e “D”, caso contrário, têm-se o efeito “slip” (desliza) e um comportamento do atrito descrito pela curva “B”.

Mais informações, inclusive sobre a metodologia a ser seguida para determinação da velocidade de “stick”, podem ser obtidas em MACHADO (2003). A rotina para geração do Mapa Estático de Atrito é apresentada no final deste trabalho (Apêndice D).

O diagrama de blocos representativo do modelo do coeficiente de atrito viscoso variável é mostrado na Fig. (3.26).

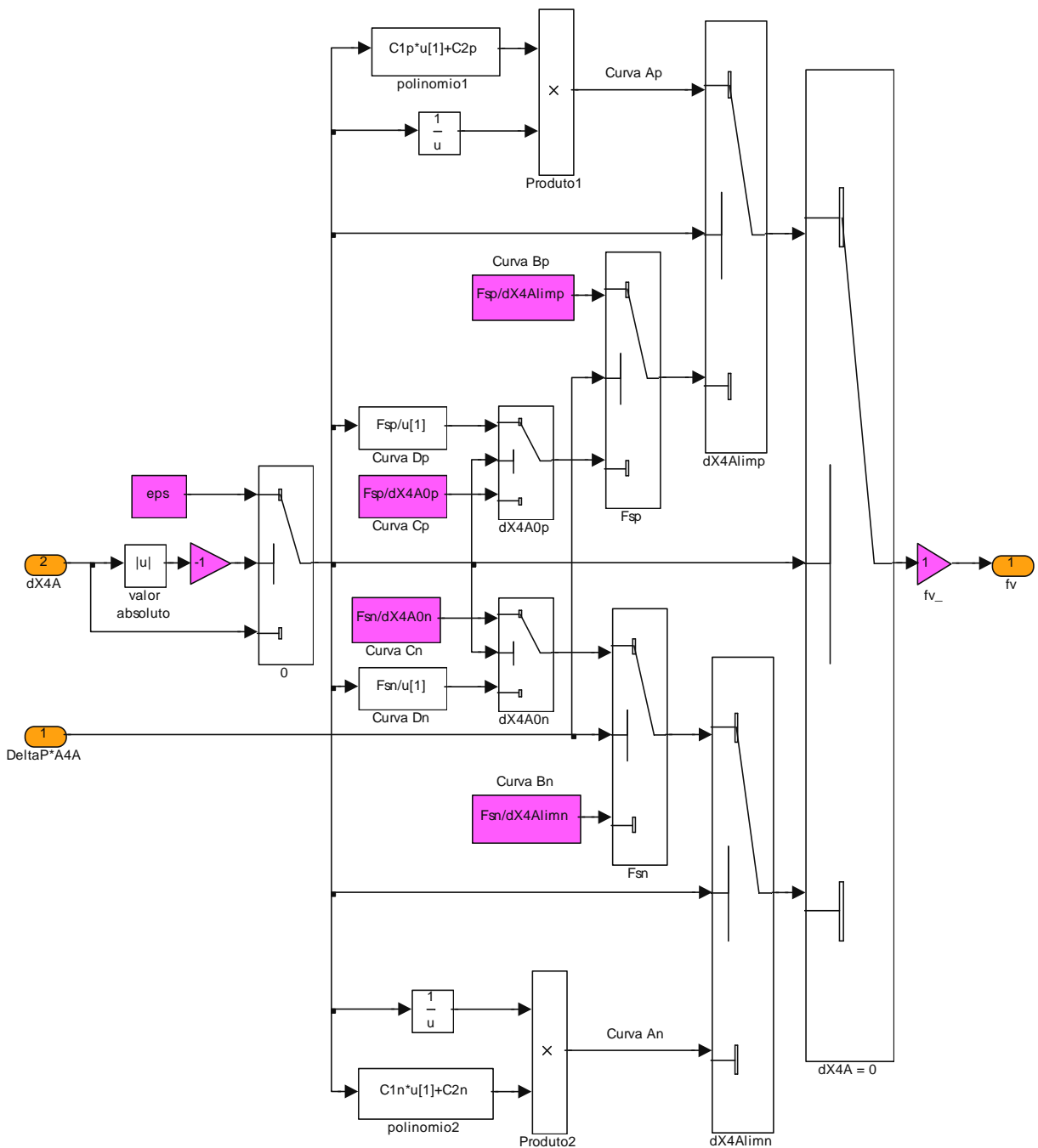


Figura 3.26 – Diagrama de blocos referente ao modelo do coeficiente de atrito viscoso variável

A Equação (3.67) pode ser reescrita no domínio de Laplace (plano “s”) da seguinte forma:

$$X^{4A} = \left(\frac{1}{s}\right)^2 \cdot \frac{(p^{4A1} - p^{4A2}) \cdot A^{4A} - F_A}{M^{4A}} \quad (3.70)$$

O diagrama de blocos representativo da Eq. (3.70) é mostrado na Fig. (3.27).

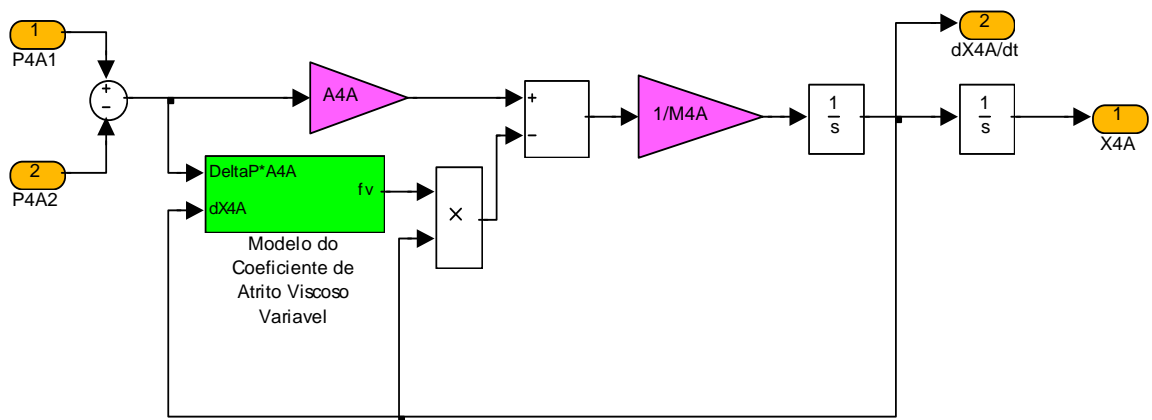


Figura 3.27 – Diagrama de blocos referente à equação do movimento – Dinâmica do cilindro sem haste

Agrupando todos os diagramas de blocos listados acima de forma conveniente, resulta no diagrama de blocos global representativo do sistema como um todo. Este diagrama encontra-se exposto na Fig. (3.28).



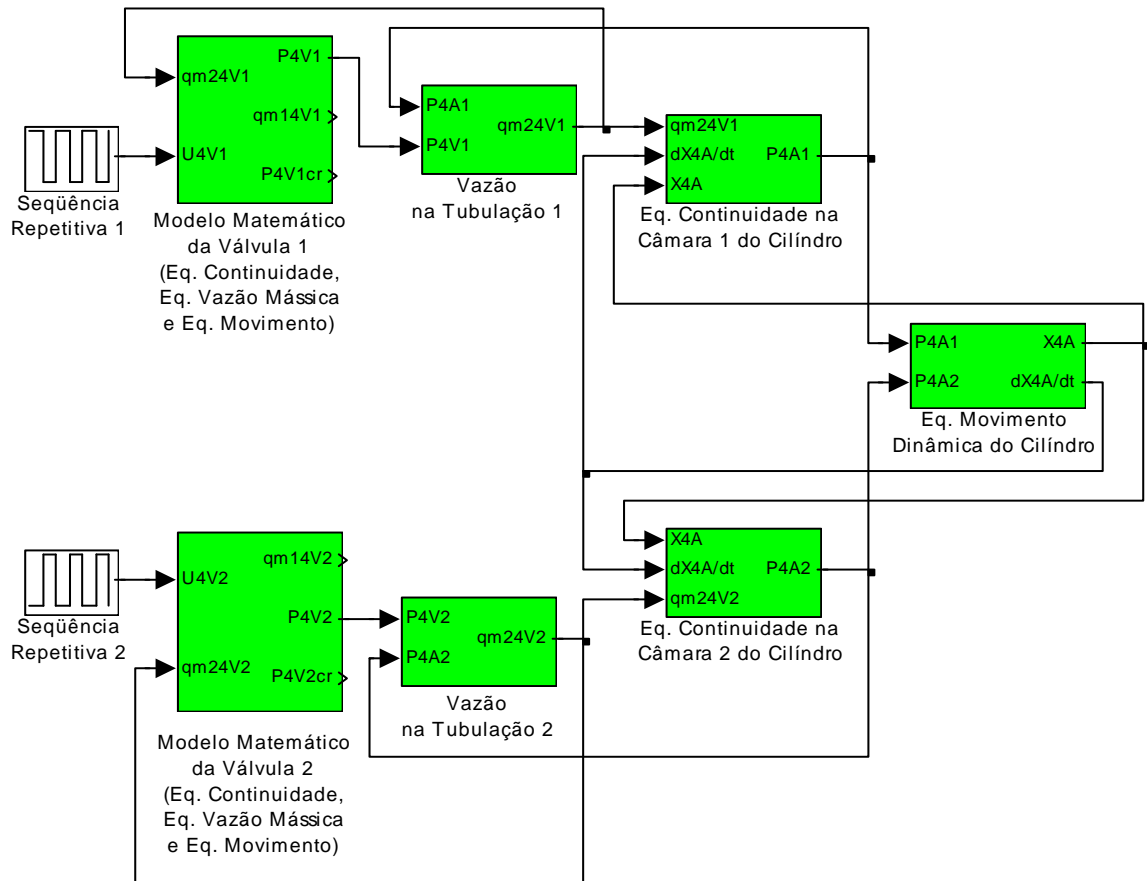


Figura 3.28 – Diagrama de blocos global

Todos os experimentos foram realizados para as mesmas condições de temperatura, evitando, com isto, que o sistema sofresse variações em sua resposta em decorrência da mesma. As temperaturas medidas ao longo das tubulações que ligam as servoválvulas às suas respectivas câmaras do cilindro assumiram os seguintes valores médios:

$$T^{4V1} = 296.5K \quad \text{e} \quad T^{4V2} = 297.9K$$

O sistema está, portanto, validado para estas condições de temperatura. Além disso, é importante salientar para que condições os ensaios foram realizados. São estas:

- Processo de integração: Euler;
- Passo de integração: 0.0005;
- Período de processamento: 0.5ms.

O modelo global mostrado acima, Fig. (3.28), é um modelo de oitava ordem, o que o torna bastante complexo no que se refere a sua análise e controle. Buscando contornar estas dificuldades, é sugerido, a seguir, um modelo mais compacto; um modelo de quarta ordem.

### 3.3. Modelo matemático de quarta ordem

3.3.1. Taxa de variação da pressão absoluta regulada na válvula reguladora de pressão 1 (com volume de controle expandido e variável)

Desta vez, a equação da continuidade se faz presente apenas em um único volume de controle expandido e variável dado por “ $A^{4A} \cdot X^{4A} + V_{10} + V^{4V1}$ ”, onde a pressão atuante é considerada como sendo igual à pressão regulada na servoválvula 1. Fazendo as considerações de gás ideal e processo isentrópico, já mencionadas anteriormente, resulta da Eq. (3.62):

$$\dot{p}^{4V1} = -\frac{A^{4A} \cdot \gamma^{4V1} \cdot \dot{X}^{4A}}{A^{4A} \cdot X^{4A} + V_{10} + V^{4V1}} \cdot p^{4V1} + \frac{R \cdot \gamma^{4V1} \cdot T^{4V1}}{A^{4A} \cdot X^{4A} + V_{10} + V^{4V1}} \cdot q_{m1}^{4V1}(p^{4V1}, U^{4V1}) \quad (3.71)$$

Uma outra forma de descrever a Eq. (3.71) é considerando-a como o somatório de duas funções. Uma composta pelos termos que dependem da tensão (sinal de controle) na servoválvula,  $\hat{u}_1 = \hat{u}_1(p^{4V1}, X^{4A}, U^{4V1})$ , e outra composta pelos termos que independem da tensão,  $\hat{h}_1 = \hat{h}_1(p^{4V1}, X^{4A}, \dot{X}^{4A})$ .

$$\dot{p}^{4V1} = \hat{h}_1(p^{4V1}, X^{4A}, \dot{X}^{4A}) + \hat{u}_1(p^{4V1}, X^{4A}, U^{4V1}) \quad (3.72)$$

O diagrama de blocos representativo da Eq. (3.71) encontra-se ilustrado na Fig. (3.29).

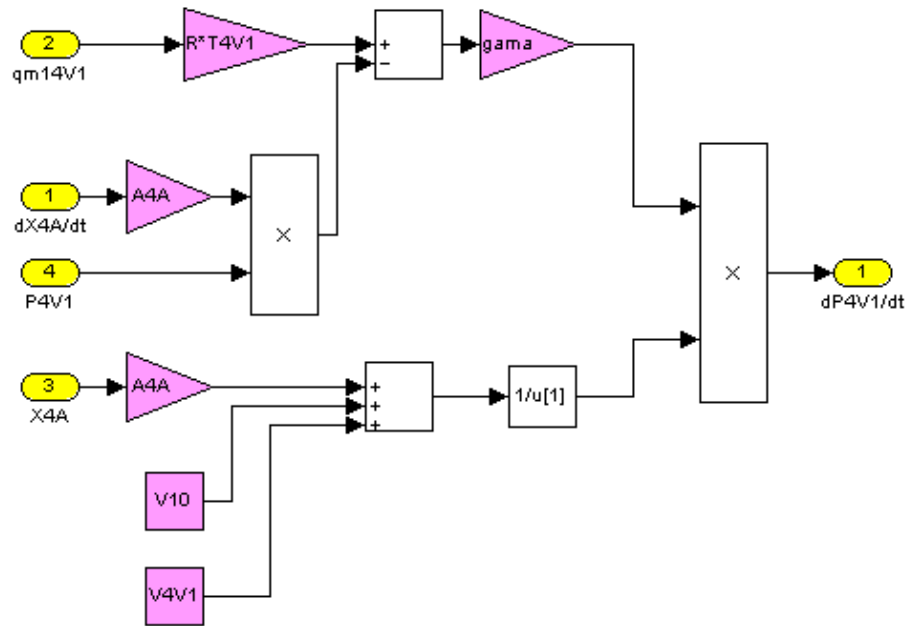


Figura 3.29 – Diagrama de blocos referente à taxa de variação da pressão absoluta regulada na válvula reguladora de pressão 1 (com volume de controle expandido e variável)

### 3.3.2. Vazão mássica na válvula reguladora de pressão 1

Como mencionado anteriormente, a Eq. (3.20) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$q_{m1}^{4V1} = \varepsilon^{4V1} \cdot \frac{[K_1^{4V1} \cdot U^{4V1} - K_2^{4V1} \cdot (p^{4V1} - p_{atm})]}{(\tau^{4V1} \cdot s + 1)} \cdot \sqrt{(p_{sup} - p^{4V1})} \quad (3.73)$$

Para efeito de simplificação do sistema, optou-se por desprezar a dinâmica do carretel da servoválvula 1, dada através do parâmetro “ $\tau^{4V1}$ ”, uma vez que a resposta dinâmica da válvula mostrou-se relativamente rápida quando comparada a resposta do sistema como um todo, o que pode ser verificado através da Fig. (3.8). Com isso, a Eq. (3.73) pode ser reescrita como:

$$q_{m1}^{4V1} = \varepsilon^{4V1} \cdot [K_1^{4V1} \cdot U^{4V1} - K_2^{4V1} \cdot (p^{4V1} - p_{atm})] \cdot \sqrt{(p_{sup} - p^{4V1})} \quad (3.74)$$

O diagrama de blocos representativo da Eq. (3.74), juntamente com os diagramas mostrados na Fig. (3.4) e Fig. (3.29), encontra-se ilustrado na Fig. (3.30). Este diagrama de blocos representa o modelo matemático da válvula reguladora de pressão 1 em malha aberta.

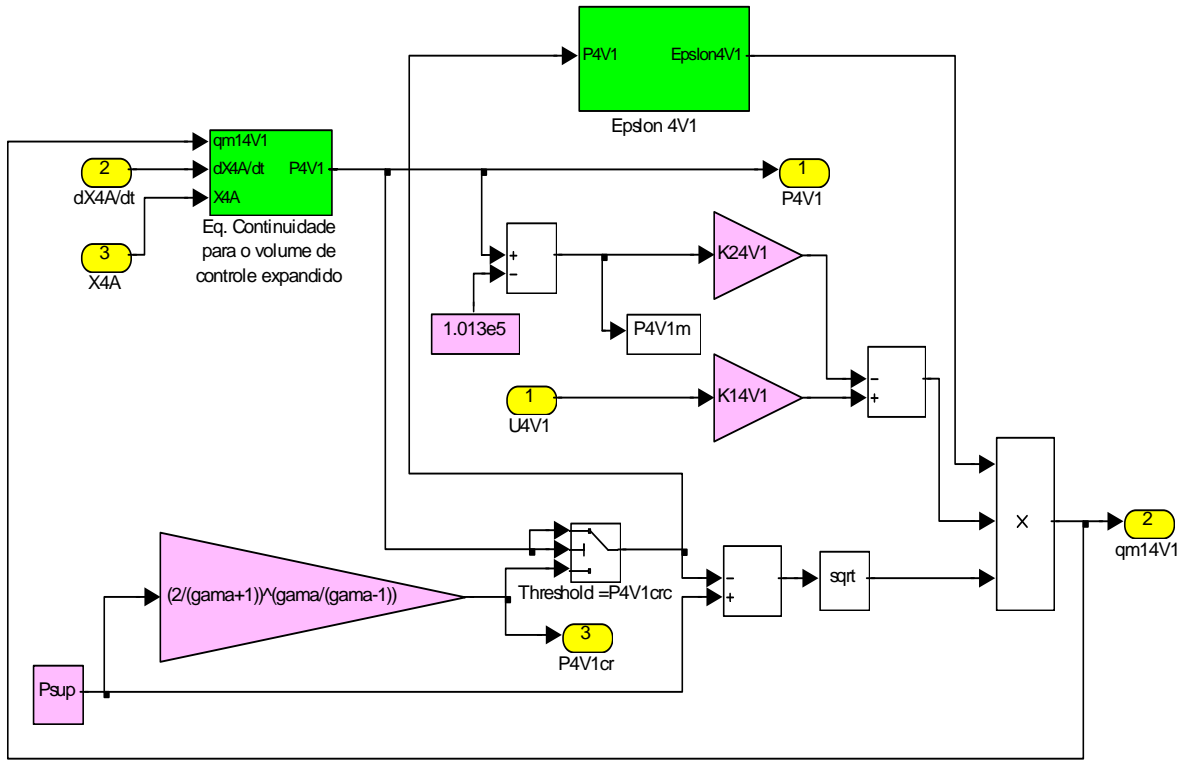


Figura 3.30 – Diagrama de blocos representativo do modelo matemático compacto da válvula reguladora de pressão 1 (com volume de controle expandido e variável)

Equações e diagramas de blocos análogos, foram obtidos para a válvula reguladora de pressão 2:

3.3.3. Taxa de variação da pressão absoluta regulada na válvula reguladora de pressão 2 (com volume de controle expandido e variável)

$$\dot{p}^{4V2} = \frac{A^{4A} \cdot \gamma^{4V2} \cdot \dot{X}^{4A}}{A^{4A} \cdot (L - X^{4A}) + V_{20} + V^{4V2}} \cdot p^{4V2} + \frac{R \cdot \gamma^{4V2} \cdot T^{4V2}}{A^{4A} \cdot (L - X^{4A}) + V_{20} + V^{4V2}} \cdot q_{m1}^{4V2}(p^{4V2}, U^{4V2}) \quad (3.75)$$

Uma outra forma de descrever a Eq. (3.75) é considerando-a como o somatório de duas funções. Uma composta pelos termos que dependem da tensão (sinal de controle) na servoválvula,  $\hat{u}_2 = \hat{u}_2(p^{4V2}, X^{4A}, U^{4V2})$ , e outra composta pelos termos que independem da tensão,  $\hat{h}_2 = \hat{h}_2(p^{4V2}, X^{4A}, \dot{X}^{4A})$ .

$$\dot{p}^{4V2} = \hat{h}_2(p^{4V2}, X^{4A}, \dot{X}^{4A}) + \hat{u}_2(p^{4V2}, X^{4A}, U^{4V2}) \quad (3.76)$$

O diagrama de blocos representativo da Eq. (3.75) encontra-se ilustrado na Fig. (3.31).

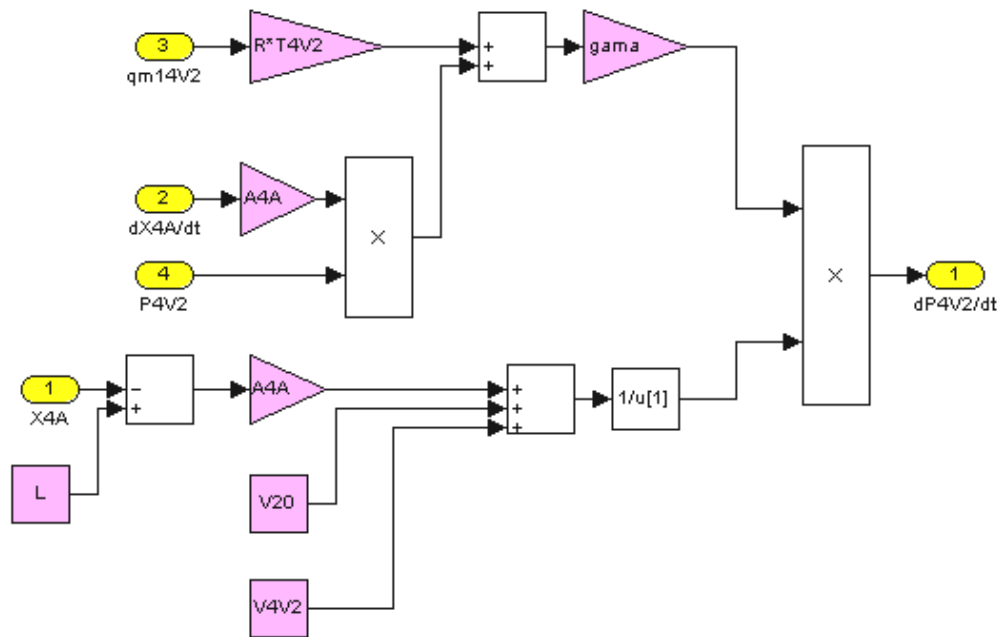


Figura 3.31 – Diagrama de blocos referente à taxa de variação da pressão absoluta regulada na válvula reguladora de pressão 2 (com volume de controle expandido e variável)

### 3.3.4. Vazão mássica na válvula reguladora de pressão 2

Um raciocínio análogo ao desenvolvido para a servoválvula 1 é empregado para a servoválvula 2, resultando em:

$$q_{m1}^{4V2} = \varepsilon^{4V2} \cdot [K_1^{4V2} \cdot U^{4V2} - K_2^{4V2} \cdot (p^{4V2} - p_{atm})] \cdot \sqrt{(p_{sup} - p^{4V2})} \tag{3.77}$$

O diagrama de blocos representativo da Eq. (3.77), juntamente com os diagramas mostrados na Fig. (3.7) e Fig. (3.31), encontra-se ilustrado na Fig. (3.32). Este diagrama de blocos representa o modelo matemático da válvula reguladora de pressão 2 em malha aberta.



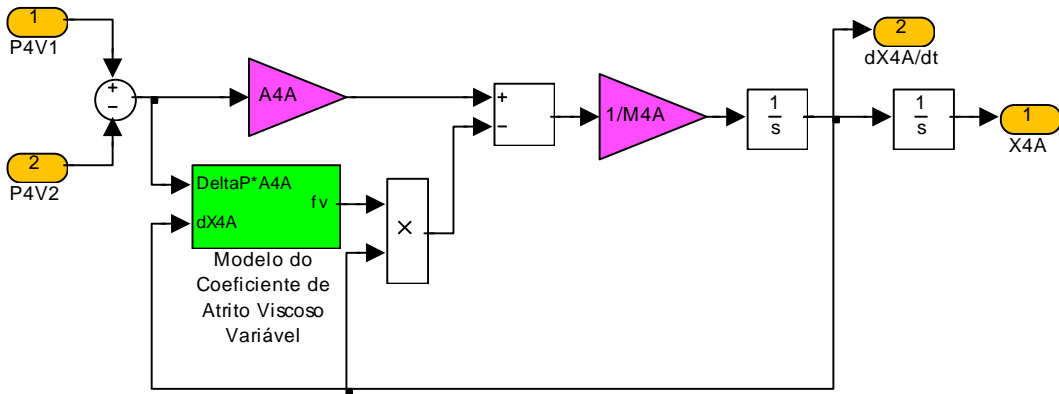


Figura 3.33 – Diagrama de blocos referente à equação do movimento – Dinâmica do cilindro sem haste

Agrupando os diagramas de blocos apresentados na Fig. (3.30), Fig. (3.32) e Fig. (3.33) de forma conveniente, resulta no diagrama de blocos compacto de quarta ordem proposto anteriormente. Este diagrama encontra-se exposto na Fig. (3.34).

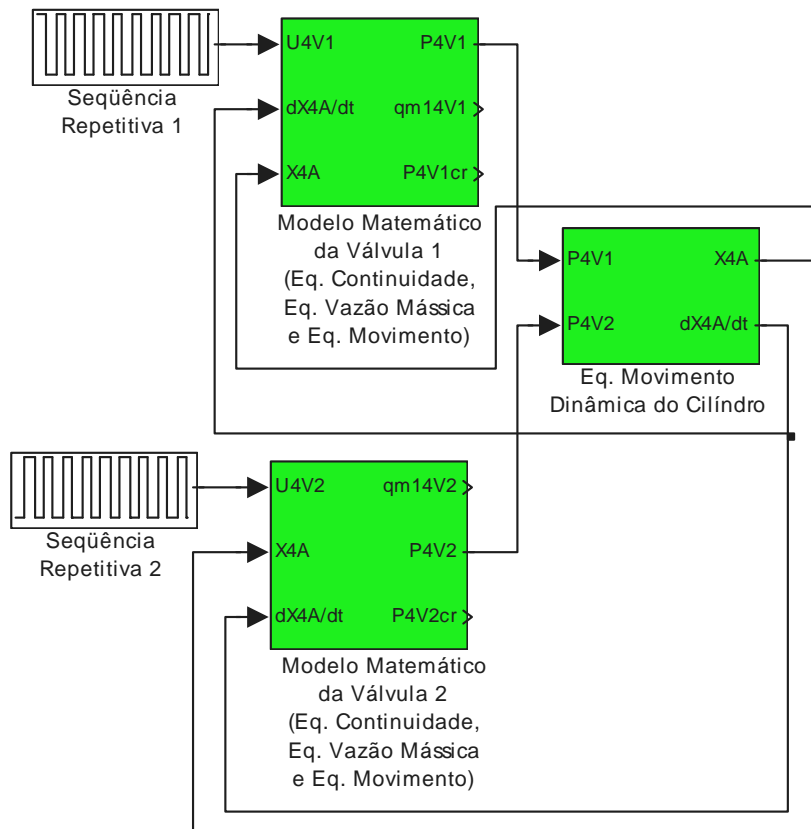


Figura 3.34 – Diagrama de blocos compacto

A Tabela (3.1) traz a lista dos parâmetros envolvidos nas equações descritas acima, necessários para a sua solução, assim como sua discriminação e seus respectivos valores.

Tabela 3.1 – Lista dos parâmetros envolvidos nas equações

POSICIONADOR SERVOPNEUMÁTICO		
Parâmetro	Valor	Discriminação e Unidade de Medida
$p_{sup}$	$8.013 \times 10^5$	Pressão absoluta de suprimento (constante) que por sua vez coincide com a pressão a montante dos orifícios de controle das válvulas reguladoras de pressão 1 e 2 [Pa]
R	286.9	Constante do gás [J kg/K]
$\gamma^{4V1}$ $\gamma^{4V2}$ $\gamma^{4A1}$ $\gamma^{4A2}$	1.40	Constante relativa ao gás empregado, dado pela relação de calores específicos (para o ar, $\gamma = 1,40$ )
C	$5.65 \times 10^{-6}$	Constante referente à perda de carga nas tubulações [kg/Pa s]
VÁLVULA REGULADORA DE PRESSÃO 1		
$U^{4V1}$		Sinal de controle [V]
$T^{4V1}$	296.5	Temperatura absoluta a jusante do orifício de controle [K]
$V^{4V1}$	$4.25 \times 10^{-6}$	Volume a jusante do orifício de controle [m <sup>3</sup> ]
$p_{cr}^{4V1}$	$p_{sup} * (2 / (\gamma + 1))^{\gamma / (\gamma - 1)}$	$p^{4V1}$ crítico [Pa]
$K_1^{4V1}$	$4.7323 \times 10^{-6}$	Ganho do sinal de controle [(kg m) <sup>1/2</sup> /V]
$K_2^{4V1}$	$8.1714 \times 10^{-11}$	Ganho da pressão manométrica regulada [m s <sup>2</sup> (m/kg) <sup>1/2</sup> ]
$\tau^{4V1}$	4.89	Constante de tempo [ms]
VÁLVULA REGULADORA DE PRESSÃO 2		
$U^{4V2}$		Sinal de controle [V]
$T^{4V2}$	297.9	Temperatura absoluta a jusante do orifício de controle [K]
$V^{4V2}$	$4.25 \times 10^{-6}$	Volume a jusante do orifício de controle [m <sup>3</sup> ]



Tabela 3.1 – Lista dos parâmetros envolvidos nas equações

$p_{cr}^{4V2}$	$p_{cr}^{4V1}$	$p^{4V2}$ crítico [Pa]
$K_1^{4V2}$	$5.6850 \times 10^{-6}$	Ganho do sinal de controle $[(\text{kg m})^{1/2}/\text{V}]$
$K_2^{4V2}$	$9.9492 \times 10^{-11}$	Ganho da pressão manométrica regulada $[\text{m s}^2 (\text{m/kg})^{1/2}]$
$\tau^{4V2}$	4.89	Constante de tempo [ms]
CILINDRO SEM HASTE		
$A^{4A}$	$4.7422 \times 10^{-4}$	Área útil do êmbolo do cilindro $[\text{m}^2]$
$M^{4A}$	2.1162	Massa inercial [kg]
L	0.4	Comprimento útil do cilindro atuador [m]
$V_{10}$	$4.25 \times 10^{-6}$	Volume morto da câmara 1 incluindo as tubulações $[\text{m}^3]$
$V_{20}$	$4.25 \times 10^{-6}$	Volume morto da câmara 2 incluindo as tubulações $[\text{m}^3]$
ATRITO		
$\dot{X}_{lim p}^{4A}$	0.01	Velocidade limite mínima para que haja movimento com velocidade constante no sentido positivo do deslocamento [m/s]
$\dot{X}_{lim n}^{4A}$	-0.01	Velocidade limite mínima para que haja movimento com velocidade constante no sentido negativo do deslocamento [m/s]
$F_{sp}$	38.9634	Atrito estático para um deslocamento positivo, como função de $\dot{X}_{lim p}^{4A}$ [N]
$F_{sn}$	$-F_{sp}$ $(-49.7899)^8$	Atrito estático para um deslocamento negativa, como função de $\dot{X}_{lim n}^{4A}$ [N]
$\dot{X}_{0p}^{4A}$	$0.95 \cdot \dot{X}_{lim p}^{4A}$ $(3.31 \times 10^{-4})^8$	Velocidade “stick” no sentido positivo do deslocamento [m/s]

<sup>8</sup> Os valores discriminados entre parênteses referem-se aos valores dos parâmetros do atrito extraídos a partir do mapa estático para o atrito, Fig. (3.24), ou como consequência de uma estimativa obtida por simulação.

Tabela 3.1 – Lista dos parâmetros envolvidos nas equações

$\dot{X}_{0n}^{4A}$	$0.95 \cdot \dot{X}_{limn}^{4A}$ $(-4.23 \times 10^{-4})^8$	Velocidade “stick” no sentido negativo do deslocamento [m/s]
$C_{1p}$	46.0209	Coefficiente do termo de primeira ordem do polinômio de primeira ordem, referente ao comportamento do atrito para valores de velocidade maiores, em módulo, que $\dot{X}_{limp}^{4A}$ [kg/s]
$C_{2p}$	38.5032	Termo independente do polinômio de primeira ordem, referente ao comportamento do atrito para valores de velocidade maiores, em módulo, que $\dot{X}_{limp}^{4A}$ [N]
$C_{1n}$	$C_{1p}$ $(44.3651)^8$	Coefficiente do termo de primeira ordem do polinômio de primeira ordem, referente ao comportamento do atrito para valores de velocidade maiores, em módulo, que $\dot{X}_{limn}^{4A}$ [kg/s]
$C_{2n}$	$-C_{2p}$ $(-49.3462)^8$	Termo independente do polinômio de primeira ordem, referente ao comportamento do atrito para valores de velocidade maiores, em módulo, que $\dot{X}_{limn}^{4A}$ [N]

### 3.4. Conclusões do Capítulo

Os resultados obtidos mostram que os modelos matemáticos desenvolvidos, tanto o de oitava quanto o de quarta ordem, representam de forma satisfatória o comportamento medido do sistema, permitindo estender a metodologia adotada para a obtenção destes modelos a outros sistemas pneumáticos, sejam eles posicionadores ou simplesmente válvulas reguladoras de pressão.

Vale salientar que os modelos assumidos para as válvulas reguladoras de pressão são consequência da análise do processo funcional de um desenho genérico de uma válvula reguladora de pressão.

<sup>8</sup> Os valores discriminados entre parênteses referem-se aos valores dos parâmetros do atrito extraídos a partir do mapa estático para o atrito, Fig. (3.24), ou como consequência de uma estimativa obtida por simulação.

A forte dependência do sistema quanto à temperatura é outro fator importante que deve ser lembrado e considerado.

Outras possíveis causas relativas à limitação do desempenho do sistema são as dinâmicas não modeladas e as não-linearidades tais como a histerese, a zona morta e o atraso temporal.

A metodologia adotada para a obtenção dos modelos matemáticos, onde cada uma das equações que regem o comportamento funcional do sistema foi escrita em sua forma literal e na forma de diagrama de blocos, tem a intenção de favorecer a compreensão do leitor e permitir que o mesmo reproduza os modelos e todos os experimentos inerentes a estes de uma forma mais simples, prática e direcionada.

Por último, as simplificações adotadas para os modelos mostraram-se válidas para uma correta caracterização dos componentes envolvidos.



## CAPITULO 4. CONTROLE DO SISTEMA

### 4.1. Introdução

Os sistemas pneumáticos oferecem uma gama de vantagens quando comparados aos sistemas elétricos e hidráulicos para aplicações envolvendo posicionamento. Estas incluem: baixo custo, leveza de seus componentes e fácil manutenção.

Infelizmente, os sistemas pneumáticos estão sujeitos a alguns problemas intrínsecos, tais como, histerese resultante da operação das válvulas, elevadas forças de atrito não-lineares entre as superfícies em contato do cilindro, zona morta (devido à região de “*stick-slip*” (*stiction zone*)) e atraso temporal (devido à compressibilidade do ar), o que dificulta obter um controle de posição rápido e exato.

Diversos trabalhos de pesquisa têm sido desenvolvidos visando justamente esta aplicação (VAN VARSEVELD e BONE, 1997, MCDONELL e BOBROW, 1997). Muitos destes sistemas fazem uso de servoválvulas caras e realimentações de pressão como funções de sinais provenientes de sensores. VAN VARSEVELD e BONE desenvolveram um sistema empregando válvulas solenóide *on/off* de baixo custo com um esquema moderno de modulação por largura de pulso (*Pulse-Width Modulation – PWM*), o qual apresentou um desempenho comparável aos sistemas mencionados anteriormente, porém a um custo substancialmente inferior (~60%).

Um problema presente na maioria dos controladores desenvolvidos para sistemas pneumáticos de posicionamento está na sintonia dos ganhos do mesmo para um bom desempenho. Esta sintonia pode inclusive divergir para cilindros de mesmo fabricante e modelo, uma vez que seus comportamentos dinâmicos não serão idênticos devido aos coeficientes de atrito que sofrem os efeitos das tolerâncias vinculadas ao próprio processo de manufatura.

Diversos trabalhos, apresentando métodos para sintonia dos ganhos de controladores PID, têm sido desenvolvidos (ZIEGLER e NICHOLS, 1942 apud AZIZ e BONE, 1998, HANG, ASTROM e HO, 1991). No entanto, estes métodos não são eficientes para a sintonia de ganhos em controladores PID aplicados ao controle exato da posição de atuadores pneumáticos (SURGENOR e WIJESURIYA, 1992).

AZIZ e BONE (1998) em seu trabalho ainda conseguem uma queda significativa no erro de posicionamento através de uma metodologia específica, desenvolvida por eles.

O controle adaptativo é uma boa alternativa para a sintonia automática dos ganhos, como descrito em SLOTINE e LI (1991).

Este capítulo tem como objetivo estabelecer uma lei de controle que reduza o erro no posicionamento do cilindro, de forma que este consiga alcançar o desempenho esperado.

#### 4.2. Controlador

A concepção do controlador proposto é baseada em um estudo minucioso da estrutura de funcionamento do sistema de posicionamento pneumático, objeto do presente estudo, apresentada na Fig. (4.1).

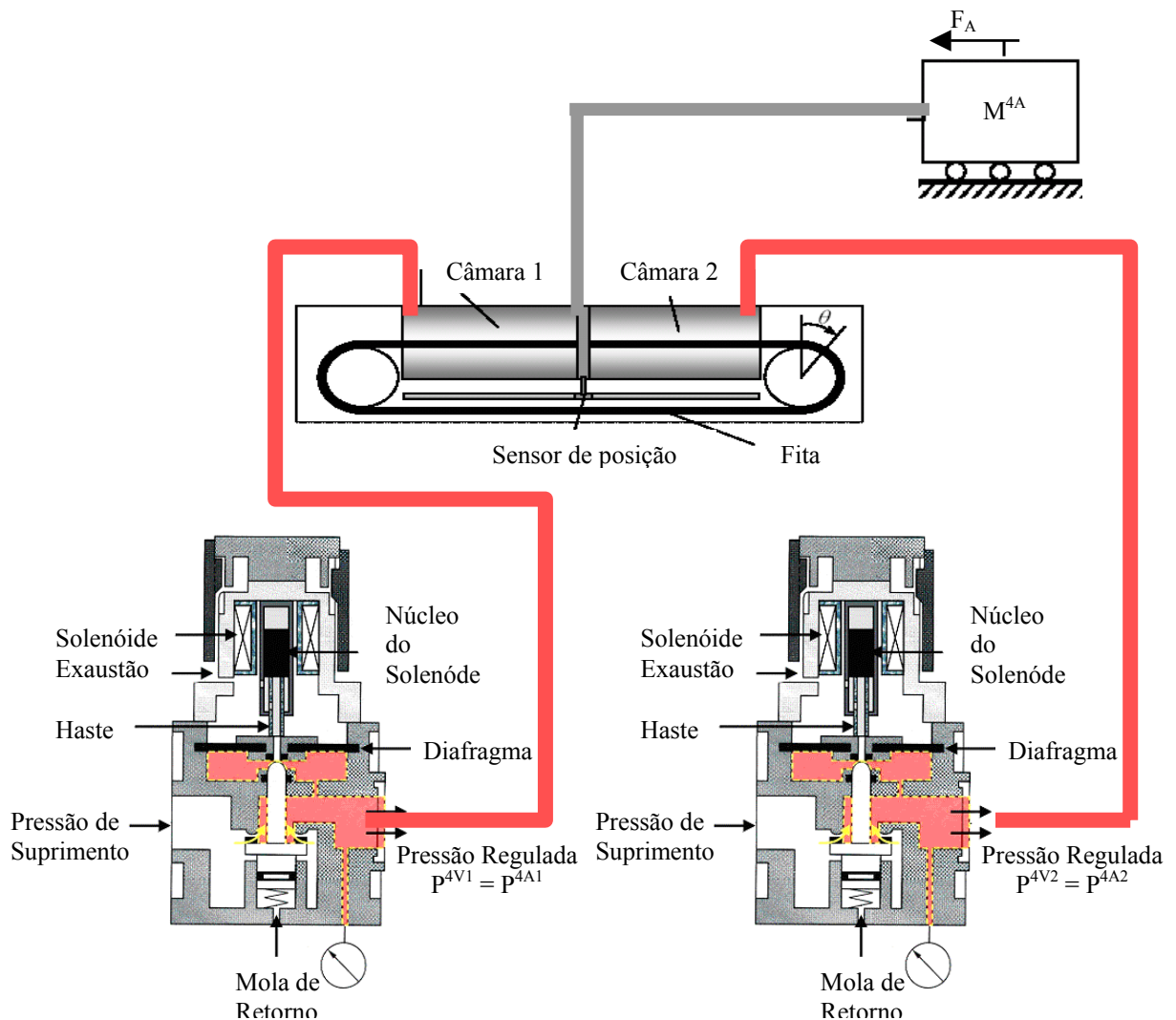


Figura 4.1 – Diagrama ilustrativo do sistema de posicionamento pneumático

A partir desta figura observa-se que o sistema consiste basicamente de duas válvulas reguladoras de pressão, responsáveis por regular as pressões nas câmaras do cilindro, e de um cilindro sem haste de dupla ação, cujo êmbolo é conectado a um dispositivo externo de massa ( $M^{4A}$ ) sobre o qual atua uma força de atrito ( $F_A$ ).

Este sistema pode ser interpretado como sendo composto por um subsistema mecânico, formado pelo êmbolo do cilindro acoplado à massa a ser posicionada, o qual é deslocado pela ação de uma força resultante da diferença de pressões fornecida pelo subsistema pneumático, formado pelas válvulas reguladoras de pressão.

A dinâmica do subsistema mecânico, de acordo com a Eq. (3.67), é descrita pela segunda lei de Newton como:

$$M^{4A} \cdot \ddot{X}^{4A} + F_A = A^{4A} \cdot p_{\Delta} \quad (4.1)$$

onde “ $p_{\Delta} = p^{4V1} - p^{4V2}$ ” é a diferença de pressões entre as câmaras 1 e 2 do cilindro, as quais são consideradas iguais às pressões reguladas nas respectivas servoválvulas.

A partir da Eq. (4.1) observa-se que a diferença de pressões, proveniente do subsistema pneumático, deve ser suficientemente grande para gerar uma força capaz de vencer a inércia e a força de atrito inerentes ao sistema. Esta diferença de pressões é definida neste trabalho como a diferença de pressões desejada ( $p_{\Delta d}$ ), resultante de uma força desejada (lei de controle do subsistema mecânico) dada por:

$$g_d = A^{4A} \cdot p_{\Delta d} \quad (4.2)$$

As dinâmicas existentes entre as tensões aplicadas aos solenóides das servoválvulas e as respectivas pressões reguladas resultantes, introduzem um erro entre “ $p_{\Delta d}$ ” e “ $p_{\Delta}$ ” dado por:

$$\tilde{p}_{\Delta} = p_{\Delta} - p_{\Delta d} \quad (4.3)$$

Considerando esse erro a Eq. (4.1) pode ser reescrita como:

$$M^{4A} \cdot \ddot{X}^{4A} + F_A = A^{4A} \cdot p_{\Delta d} + A^{4A} \cdot \tilde{p}_{\Delta} \quad (4.4)$$

A Equação (4.4) pode ser interpretada como um sistema de segunda ordem não-linear (devido à característica não-linear da força de atrito ( $F_A$ )), acionado por uma força desejada

( $g_d = A^{4A} \cdot p_{\Delta d}$ ), com uma perturbação na entrada ( $A^{4A} \cdot \tilde{p}_{\Delta}$ ) ocasionada pelo erro existente entre a diferença de pressões desejada ( $p_{\Delta d}$ ) e a diferença de pressões medida ( $p_{\Delta}$ ).

### 4.3. Estratégia de controle proposta

Neste trabalho propõe-se que a malha seja fechada com um controlador Proporcional-Derivativo (PD) com compensação dos efeitos da inércia e da força de atrito através de uma estimativa tanto para o efeito da inércia ( $M^{4A} \cdot \ddot{X}_r^{4A}$ ) como para o efeito da força de atrito ( $\hat{F}_A$ ).

Desta forma a lei de controle para obter o seguimento de trajetória e um erro mínimo no posicionamento neste subsistema mecânico é dada por:

$$g_d = A^{4A} \cdot p_{\Delta d} = M^{4A} \cdot \ddot{X}_r^{4A} + \hat{F}_A - K_d \cdot \dot{\tilde{X}}^{4A} - K_p \cdot \tilde{X}^{4A} \quad (4.5)$$

ou ainda:

$$g_d = A^{4A} \cdot p_{\Delta d} = M^{4A} \cdot \ddot{X}_d^{4A} + \hat{F}_A - (M^{4A} \cdot K_p + K_d) \cdot \dot{\tilde{X}}^{4A} - K_p \cdot \tilde{X}^{4A} \quad (4.6)$$

onde “ $\dot{\tilde{X}}^{4A} = \dot{X}_d^{4A} - K_p \cdot \tilde{X}^{4A}$ ” é a velocidade de referência, “ $K_p$ ” é o ganho proporcional ao erro de posição ( $\tilde{X}^{4A} = X^{4A} - X_d^{4A}$ ), “ $K_d$ ” é o ganho derivativo e “ $X_d^{4A}$ ” é a posição desejada, representada por um polinômio de sétima ordem.

Uma vez definida desta forma, esta lei de controle, Eq. (4.5), pode ser reescrita em função de “ $p_{\Delta d}$ ” resultando em:

$$p_{\Delta d} = \frac{M^{4A} \cdot \ddot{X}_r^{4A} + \hat{F}_A - K_d \cdot \dot{\tilde{X}}^{4A} - K_p \cdot \tilde{X}^{4A}}{A^{4A}} \quad (4.7)$$

que define, por sua vez, a diferença de pressões entre as câmaras do cilindro (ou pressão de carga) necessária para gerar uma força capaz de vencer a inércia e o atrito inerentes ao sistema.



Uma vez determinada “ $p_{\Delta d}$ ”, esta serve como sinal de entrada para duas funções lineares que fornecem como sinais de saída as pressões absolutas reguladas desejadas para as servoválvulas, que por sua vez são consideradas iguais às pressões absolutas desejadas para as câmaras 1 e 2 do cilindro. Estas são dadas por:

$$p_d^{4V1} = 0.5 \cdot p_{\Delta d} + p_{atm} + 3 \cdot 10^5 [Pa] \quad (4.8)$$

$$p_d^{4V2} = -0.5 \cdot p_{\Delta d} + p_{atm} + 3 \cdot 10^5 [Pa] \quad (4.9)$$

onde “ $3 \cdot 10^5 [Pa]$ ” é o valor médio de pressão manométrica que ambas as válvulas são capazes de regular, considerando que estas regulam entre 0 e  $6 \cdot 10^5 [Pa]$ . Verifica-se através destas funções que enquanto uma cresce linearmente com o aumento de “ $p_{\Delta d}$ ”, a outra decresce na mesma proporção e vice-versa.

Por último, obtidos os valores de “ $p_d^{4V1}$ ” e “ $p_d^{4V2}$ ”, estes servem como sinais de entrada para o subsistema pneumático, composto por duas funções não-lineares, provenientes da Eq. (3.53) e da Eq. (3.54), que convertem as pressões absolutas reguladas desejadas em tensões de alimentação das servoválvulas (sinais de controle). Estas são dadas por:

$$U^{4V1} = \frac{1}{K_1^{4V1}} \cdot \left( K_2^{4V1} \cdot (p_d^{4V1} - p_{atm}) + \frac{A^{4A}}{R \cdot T^{4V1}} \cdot \frac{p_d^{4V1} \cdot \dot{X}_r^{4A}}{\varepsilon^{4V1} \cdot \sqrt{p_{sup} - p_d^{4V1}}} \right) \quad (4.10)$$

$$U^{4V2} = \frac{1}{K_1^{4V2}} \cdot \left( K_2^{4V2} \cdot (p_d^{4V2} - p_{atm}) + \frac{A^{4A}}{R \cdot T^{4V2}} \cdot \frac{p_d^{4V2} \cdot \dot{X}_r^{4A}}{\varepsilon^{4V2} \cdot \sqrt{p_{sup} - p_d^{4V2}}} \right) \quad (4.11)$$

onde:

$$\frac{A^{4A}}{R \cdot T^{4V1}} \cdot p_d^{4V1} \cdot \dot{X}_r^{4A} = \hat{q}_{m2}^{4V1} \quad (4.12)$$

$$\frac{A^{4A}}{R \cdot T^{4V2}} \cdot P_d^{4V2} \cdot \dot{X}_r^{4A} = \hat{q}_{m2}^{4V2} \quad (4.13)$$

e todos os parâmetros envolvidos já foram devidamente discriminados nos capítulos 3 e 4.

A equação representativa do subsistema mecânico em malha fechada é obtida substituindo a Eq. (4.6) na Eq. (4.4), o que resulta:

$$M^{4A} \cdot \ddot{\tilde{X}}^{4A} + (M^{4A} \cdot K_p + K_d) \cdot \dot{\tilde{X}}^{4A} + K_p \cdot \tilde{X}^{4A} = A^{4A} \cdot \tilde{p}_\Delta - \tilde{F}_A \quad (4.14)$$

onde “ $\tilde{F}_A = F_A - \hat{F}_A$ ” é o erro na estimativa da força de atrito.

A Equação (4.14) representa um sistema de segunda ordem excitado por uma força ( $A^{4A} \cdot \tilde{p}_\Delta - \tilde{F}_A$ ) que é função do erro na diferença de pressões ( $\tilde{p}_\Delta$ ) e do erro na estimativa da força de atrito ( $\tilde{F}_A$ ). Se esses erros forem limitados, a excitação será limitada e o sistema resultará estável para “ $K_p$ ” e “ $K_d$ ” maiores que zero. Além disso, o erro de posição ( $\tilde{X}^{4A}$ ) em regime permanente é limitado e depende da amplitude da excitação ( $A^{4A} \cdot \tilde{p}_\Delta - \tilde{F}_A$ ) e do ganho proporcional ( $K_p$ ), como pode ser demonstrado utilizando o teorema do valor final, ou seja, considerando:

$$\tilde{F}_A \leq \bar{\tilde{F}}_A \quad \forall t > 0 \quad (4.15)$$

e

$$\tilde{p}_\Delta \leq \bar{\tilde{p}}_\Delta \quad \forall t > 0 \quad (4.16)$$

resulta da Eq. (4.14):

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \tilde{X}^{4A}(t) = \frac{A^{4A} \cdot \bar{\tilde{p}}_\Delta - \bar{\tilde{F}}_A}{K_p} \quad (4.17)$$

onde “ $\bar{F}_A$ ” e “ $\bar{p}_\Delta$ ” são os valores máximos assumidos por “ $\tilde{F}_A$ ” e “ $\tilde{p}_\Delta$ ” respectivamente.

Neste trabalho a força de atrito é estimada utilizando o Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável descrito a seguir. As limitações dos erros existentes entre a diferença de pressões medida ( $p_\Delta$ ) e a diferença de pressões desejada ( $p_{\Delta d}$ ) e entre a força de atrito medida ( $F_A$ ) e a força de atrito estimada ( $\hat{F}_A$ ) são demonstradas experimentalmente.

#### **4.4. Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável**

Nesta seção descreve-se o Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável, proposto por GOMES (1995, 2003), utilizado neste trabalho para estimar o atrito no cilindro pneumático. Antes, porém, apresenta-se algumas definições básicas.

A força de atrito pode ser definida como a força de resistência ao movimento relativo entre corpos em contato. De acordo com estudos realizados por Leonardo da Vinci, o atrito é regido por duas leis empíricas básicas:

1. A força de atrito ( $F_A$ ) é proporcional a força normal ( $F_N$ ) e pode ser dada por “ $F_A = \mu F_N$ ”, onde “ $\mu$ ” é o coeficiente de atrito;
2. A força de atrito é independente da área aparente de contato.

Em 1785, Coulomb acrescentou uma terceira lei:

3. A força de atrito é dependente da velocidade de deslizamento.

Também é conhecido que a força necessária para iniciar o deslocamento de um corpo é maior do que a força necessária para mantê-lo em movimento. Este fenômeno é formalizado através da utilização de um coeficiente de atrito estático ( $\mu_s$ ), e de um coeficiente de atrito dinâmico ( $\mu_d$ ), em que “ $\mu_s > \mu_d$ ”.

Quando existe lubrificante entre as superfícies em contato ocorre o atrito viscoso, proporcional à velocidade. Neste caso, assim que o corpo parte do repouso ocorre uma rápida redução da força de atrito conhecida como efeito Stribeck (Fig. (4.2)).

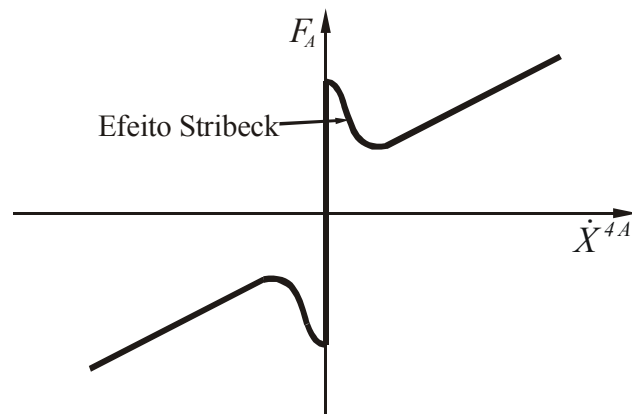


Figura 4.2 – Efeito Stribeck

Para pequenas velocidades, o atrito provoca ainda um movimento intermitente com paradas (modo “*stick*”) e deslizamentos (modo “*slip*”). Segundo GOMES (1995, 2003), estes fenômenos ocorrem na chamada região de “*stick-slip*” (“*stiction zone*”), quando a velocidade da massa ( $M^{4A}$ ) é menor do que um certo limite próximo de zero. Verifica-se ainda que:

1. No modo “*stick*” a força aplicada é menor ou igual à força de atrito estático;
2. No modo “*slip*” a força aplicada é maior do que a força de atrito estático.

Estas características apontam que o atrito depende tanto da velocidade desenvolvida pela massa ( $M^{4A}$ ) como da força que é aplicada para produzir o movimento da mesma.

O Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável foi proposto por GOMES (1995, 2003) com o objetivo de representar os modos “*stick*” e “*slip*” através de trajetórias diferentes na região de “*stick-slip*”. Cabe ressaltar que, na prática, as velocidades são consideradas próximas de zero quando elas são menores que uma velocidade limite ( $\dot{X}_{Lim}^{4A}$ ), abaixo da qual não é possível deslocar o corpo com velocidade constante.

No Modelo do Coeficiente de Atrito Viscoso Variável, a força de atrito para velocidades acima da velocidade limite é obtida a partir do mapa estático para o atrito, que define a relação entre a força de atrito e a velocidade relativa entre as superfícies em contato (curva “A” da Fig. (4.3)).

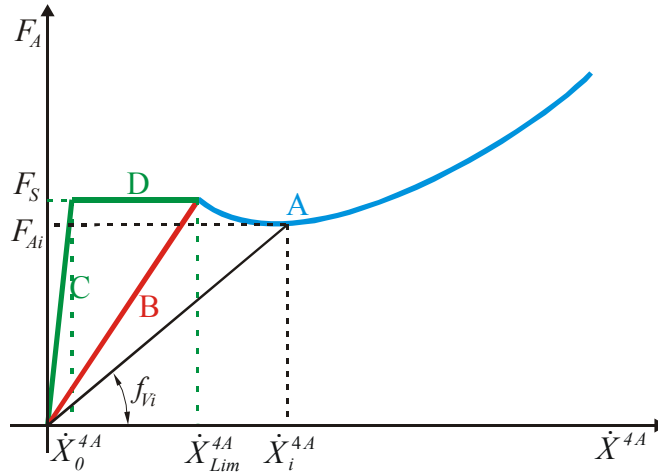


Figura 4.3 – Trajetórias do modelo de atrito

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

Neste modelo, a força de atrito é descrita por:

$$F_{Ai} = f_{Vi} \cdot \dot{X}_i^{4A} \quad (4.18)$$

onde “ $\dot{X}_i^{4A}$ ” é a velocidade de deslocamento no ponto de operação “ $i$ ” e “ $f_{Vi}$ ” é o coeficiente de atrito viscoso variável, que, por sua vez, é função da velocidade “ $\dot{X}_i^{4A}$ ” e da força aplicada “ $g_i = A^{4A} \cdot p_{\Delta i}$ ” correspondente.

De forma genérica, a Eq. (4.18) pode ser escrita como

$$F_A = f_V(\dot{X}^{4A}, g) \cdot \dot{X}^{4A} \quad (4.19)$$

e sua estimativa para efeito de compensação na estratégia de controle é dada por:

$$\hat{F}_A = \hat{f}_V(\dot{X}_r^{4A}, g) \cdot \dot{X}_r^{4A} \quad (4.20)$$

Pode-se observar que na Eq. (4.20), a estimativa do coeficiente de atrito viscoso variável ( $\hat{f}_V$ ) é dado como função de “ $\dot{X}_r^{4A}$ ” e não de “ $\dot{X}^{4A}$ ”, como foi feito na

representação do mesmo durante a modelagem. Esta medida foi tomada em consequência do comportamento do sinal realimentado de “ $\dot{X}^{4A}$ ”, o qual apresenta muito ruído, o que compromete o desempenho do modelo representativo de “ $f_V$ ”.

Observa-se ainda que, na Eq. (4.20), “ $\hat{f}_V$ ” aparece multiplicado por “ $\dot{X}_r^{4A}$ ”, ao invés de “ $\dot{X}^{4A}$ ”, pelo mesmo motivo mencionado no parágrafo anterior (presença de ruído).

Vale salientar que o sinal de “ $\dot{X}_r^{4A}$ ” é um sinal mais limpo, com menos ruído por ser função de “ $\tilde{X}^{4A}$ ”, no qual o ruído é praticamente eliminado, e não difere significativamente dos valores assumidos por “ $\dot{X}^{4A}$ ”, sendo, portanto, mais recomendado para ser utilizado como sinal de realimentação.

#### **4.5. Resultados experimentais**

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos referentes ao sistema em malha fechada sendo controlado pela estratégia de controle proposta. O diagrama de blocos, representativo do sistema em malha fechada, está exposto no Apêndice E, juntamente com a rotina para cálculo dos polinômios referentes à trajetória desejada para o atuador. Como forma de verificação da validade, da eficácia e da melhoria no desempenho do sistema quando se adota a estratégia de controle proposta, os resultados referentes a mesma serão sempre comparados com os do sistema sendo controlado por controladores clássicos (proporcional (P) e proporcional – derivativo (PD)).

Adotando uma estratégia de controle proporcional (P), que considera apenas a realimentação do erro de posição multiplicado por um ganho fixo, resulta em um sistema com um desempenho bastante limitado, apresentando em sua resposta um erro significativo no posicionamento. O melhor resultado obtido para o sistema, considerando uma estratégia de controle proporcional, foi para um ganho de “ $K_p = 100$ ”. Os resultados obtidos podem ser visualizados através da Fig. (4.4).

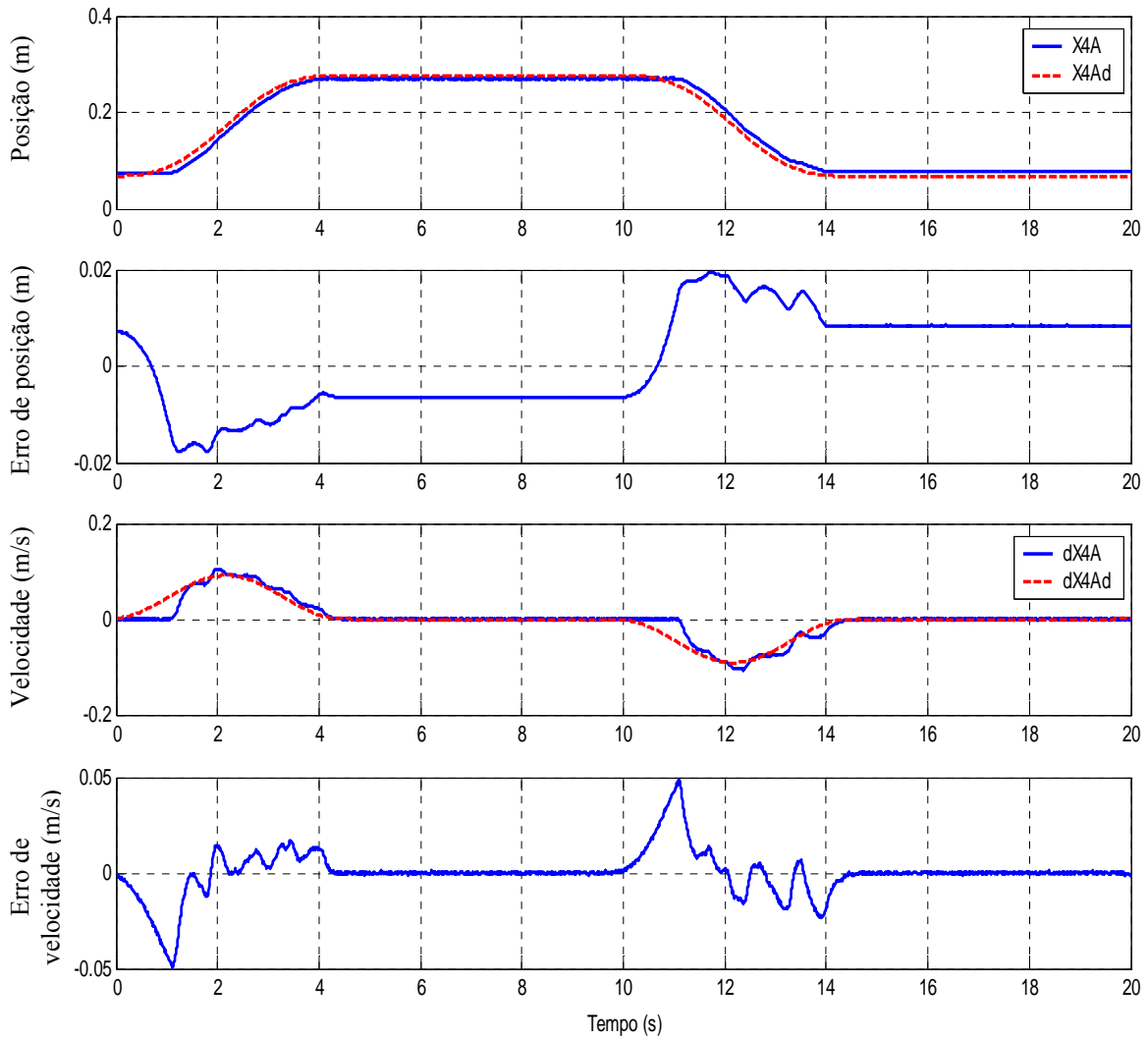


Figura 4.4 – Comportamento assumido pelo sistema em malha fechada, quanto ao posicionamento e a velocidade, considerando uma estratégia de controle proporcional (P)

O sinal de posição original apresenta ruído, o qual foi eliminado ou, melhor dizendo, reduzido através do emprego de um filtro. Realizou-se um estudo sobre filtros e aquele selecionado para o sinal de posição foi um *Butterworth* de segunda ordem com frequência de corte igual a 100 rad/s.

Para um controlador proporcional-derivativo (PD), o qual considera tanto a realimentação do erro de posição como a do erro de velocidade multiplicados pelos seus respectivos ganhos, o melhor resultado obtido foi para os seguintes valores destes ganhos: “ $K_p = 320$ ” e “ $K_d = 7$ ”. O erro no posicionamento foi reduzido, porém o desempenho desejado ainda não havia sido alcançado. Os resultados obtidos podem ser visualizados através da Fig. (4.5).

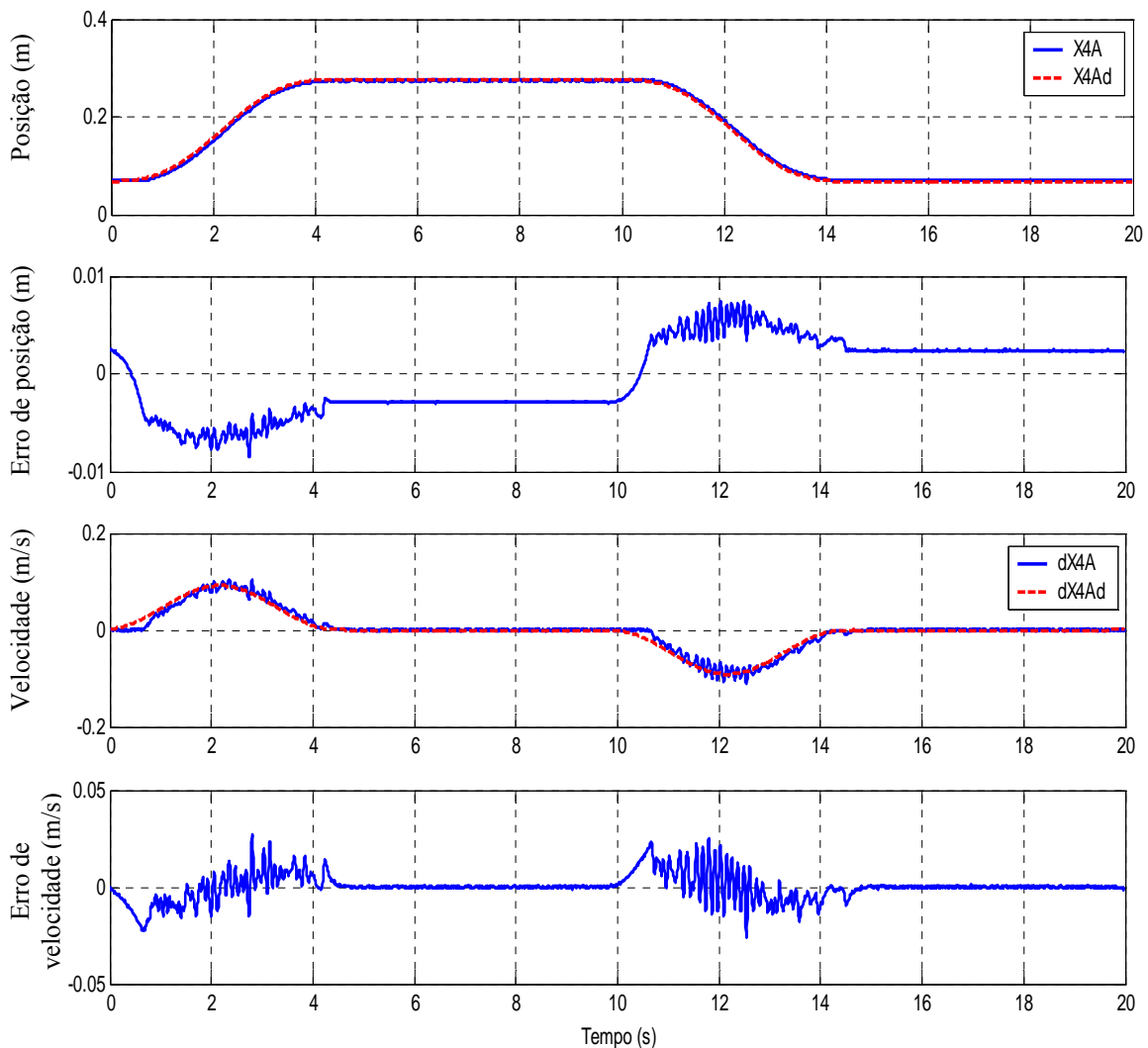


Figura 4.5 – Comportamento assumido pelo sistema em malha fechada, quanto ao posicionamento e a velocidade, considerando uma estratégia de controle proporcional-derivativo (PD)

O sinal de velocidade, assim como o da posição, apresenta ruído, só que bem mais intenso por se tratar de um sinal obtido a partir da derivação do sinal de posição, o qual já apresentava ruído. Se o sinal de posição a ser derivado for aquele já filtrado, o ruído presente na velocidade é reduzido, no entanto, o sistema passa a manifestar um comportamento oscilatório de baixa frequência. Independentemente do fato de o sinal de posição estar sendo filtrado ou não, quando se aplica um filtro no sinal da velocidade, no intuito de eliminar ou reduzir o ruído, ocorre apenas uma queda, pouco significativa, na amplitude do mesmo. Este só é eliminado para frequências de corte muito baixas, o que provoca um atraso no sinal, comprometendo o mesmo. Observa-se ainda, com o emprego de um filtro na velocidade, um incremento na amplitude do comportamento oscilatório de baixa frequência do sistema. Por estas e outras razões, optou-se por não trabalhar com sinais filtrados para efeito de



determinação do sinal de velocidade. Os resultados expostos na Fig. (4.6) são para aquisições de sinais sem filtros.

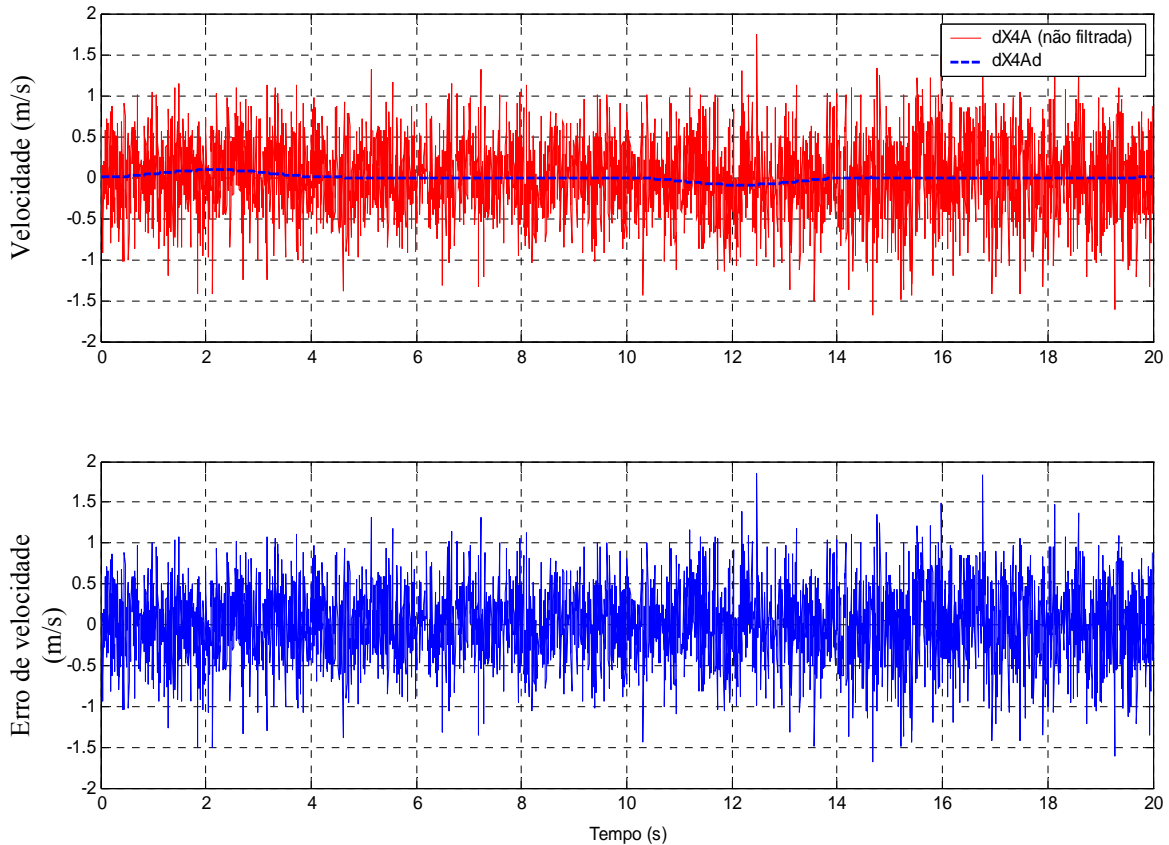


Figura 4.6 – Sinal de velocidade utilizado na realimentação do sistema em malha fechada com o controlador proporcional-derivativo (PD)

Finalmente, considerando a estratégia proposta, que considera tanto a realimentação do erro de posição como do erro de velocidade multiplicados pelos seus respectivos ganhos, esta estratégia considera ainda, a compensação de outras perturbações tais como o efeito da inércia do sistema, calculada em função da aceleração de referência ( $\ddot{X}_r^{4A}$ ), e o atrito, calculado em função da velocidade de referência ( $\dot{X}_r^{4A}$ ) e da força aplicada, como função da pressão de carga ( $p_\Delta$ ). Vale salientar que a compensação do atrito mostrou-se bastante significativa na redução do erro de posicionamento. O melhor resultado obtido foi para os seguintes valores dos ganhos proporcional e derivativo, “ $K_p = 10$ ” e “ $K_d = 50$ ”, respectivamente. Os resultados obtidos podem ser visualizados através da Fig. (4.7).

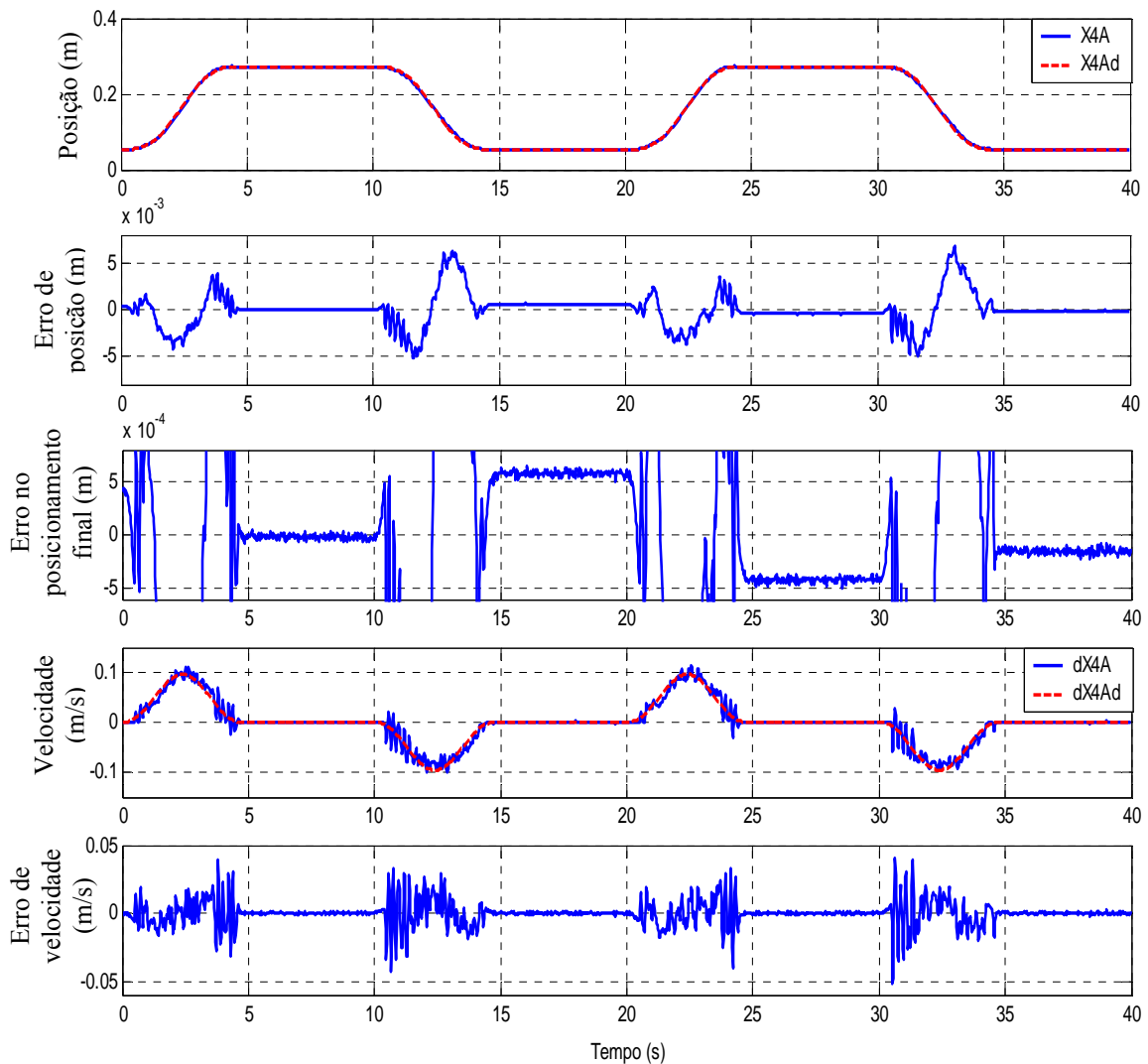


Figura 4.7 – Comportamento assumido pelo sistema em malha fechada, quanto ao posicionamento e a velocidade, considerando a estratégia de controle proposta (PD com compensação do efeito da inércia e do atrito)

Os resultados expostos na Fig. (4.8) são referentes ao sinal de velocidade adquirido sem o uso de filtros, por motivos já mencionados anteriormente, e ao sinal de velocidade de referência, ambos utilizados nas realimentações do sistema em malha fechada com o controlador proposto (PD com compensação do efeito da inércia e do atrito). Os primeiros dois gráficos são referentes à velocidade de referência e seu respectivo erro com relação à velocidade desejada para o atuador e os dois últimos são referentes ao sinal de velocidade não filtrado e seu respectivo erro, também com relação à velocidade desejada.

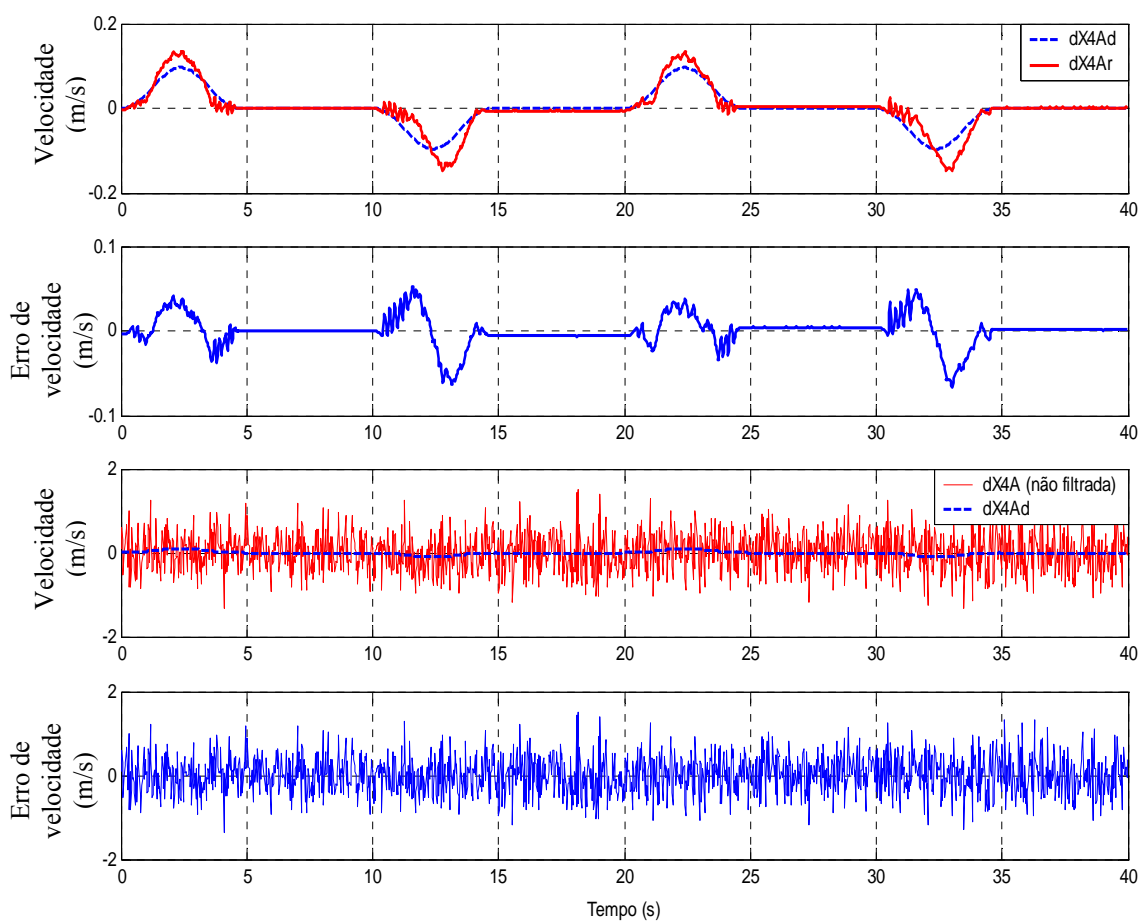


Figura 4.8 – Sinais de velocidade utilizados nas realimentações do sistema em malha fechada com o controlador proposto (PD com compensação do efeito da inércia e do atrito)

Na Fig. (4.9), pode-se observar os valores assumidos pelos sinais de controle quando se considera a estratégia de controle proporcional (P), já mencionado acima, e cujo comportamento quanto à posição e à velocidade, já foi apresentado na Fig. (4.4).

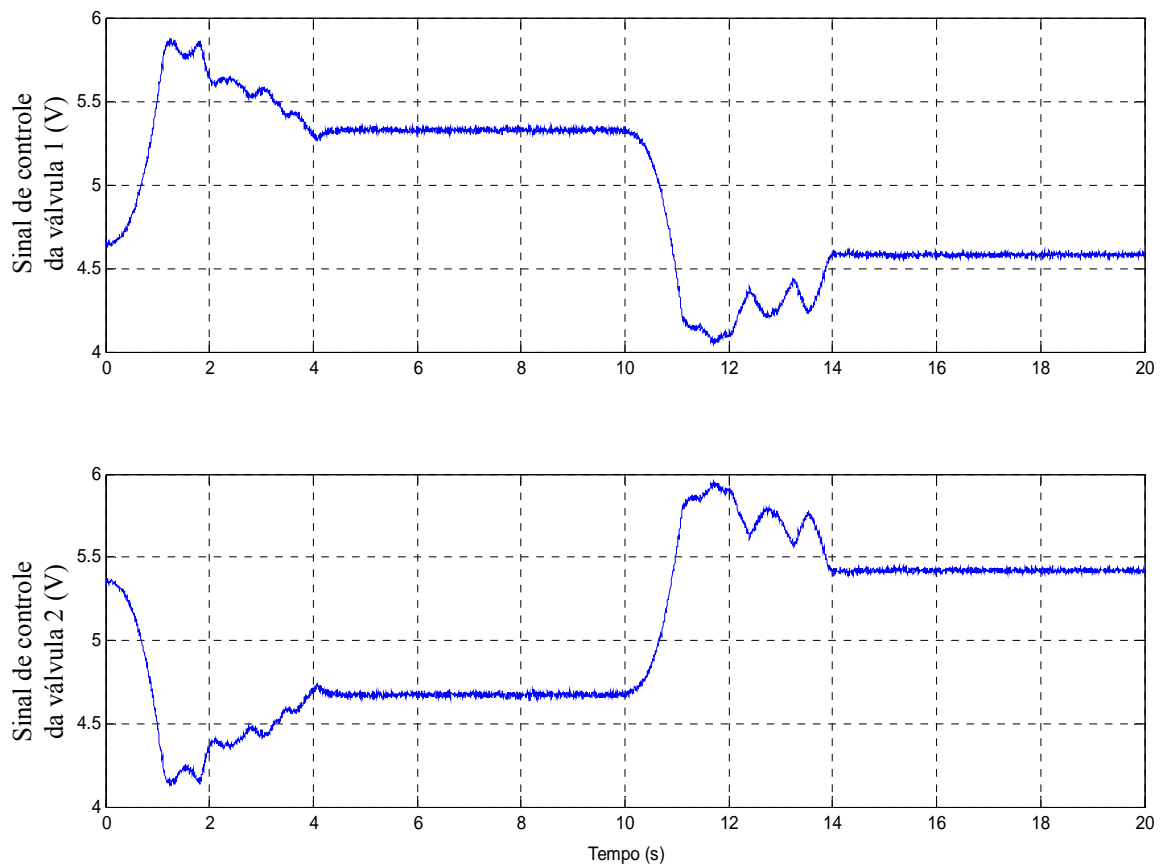


Figura 4.9 – Valores assumidos pelos sinais de controle quando se considera a estratégia de controle proporcional (P)

Os valores assumidos pelos sinais de controle quando se considera a estratégia de controle proporcional-derivativo (PD), já mencionado acima, e cujo comportamento quanto à posição e à velocidade, já foi apresentado na Fig. (4.5) e Fig. (4.6), estão expostos na Fig. (4.10).

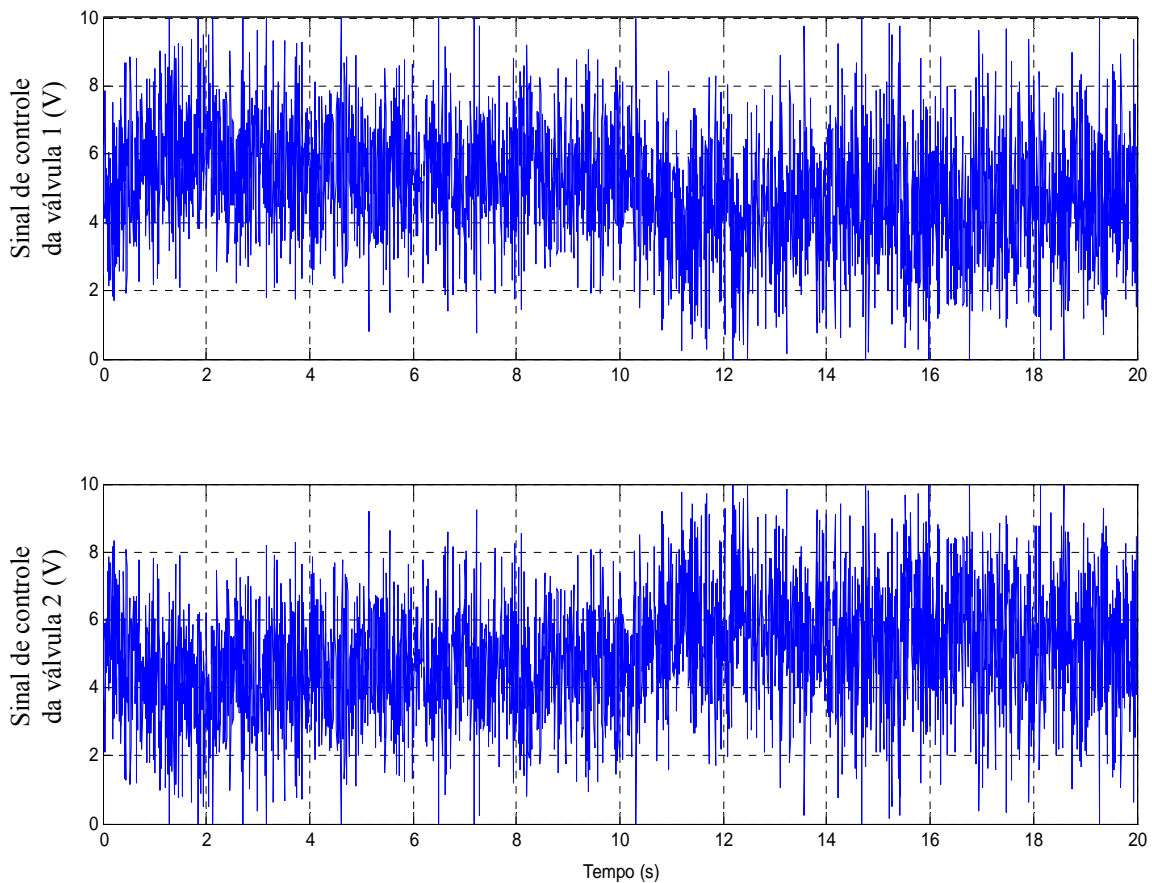
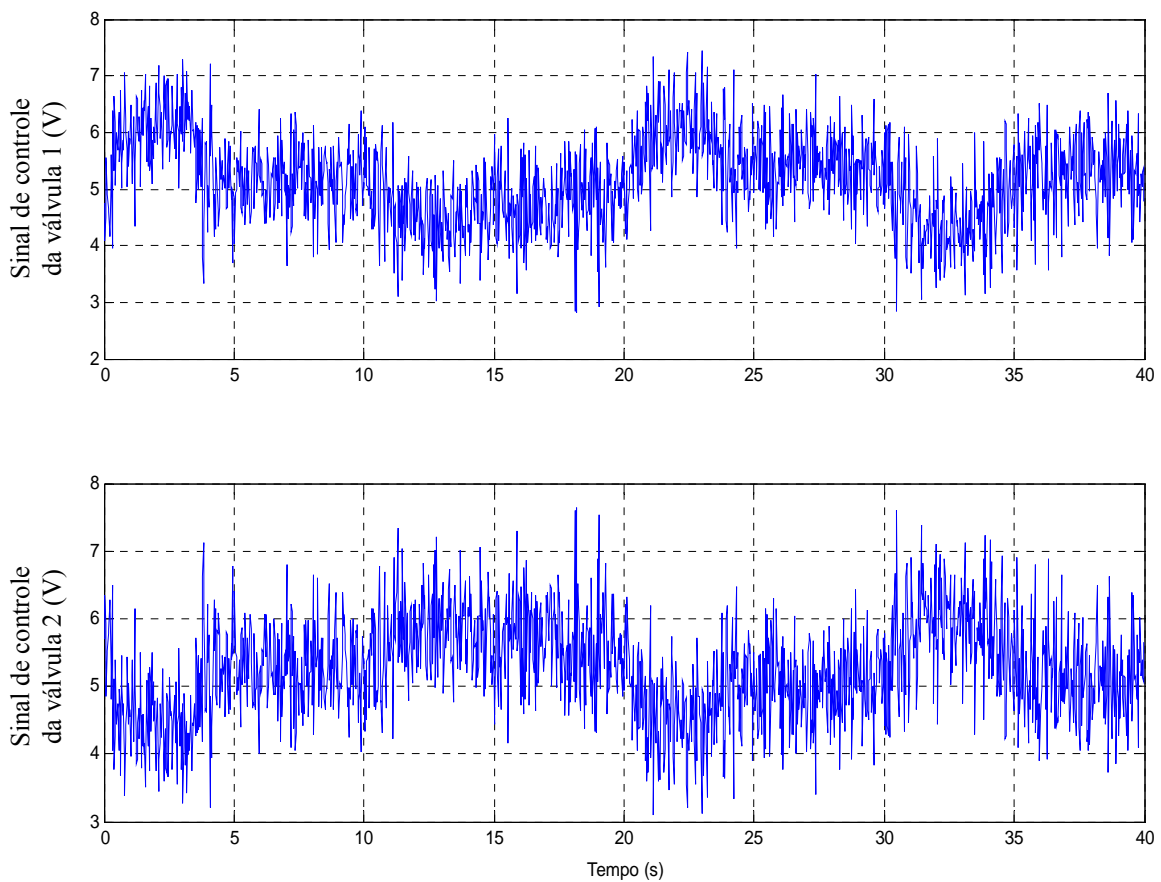


Figura 4.10 – Valores assumidos pelos sinais de controle quando se considera a estratégia de controle proporcional-derivativo (PD)

Finalmente, considerando a estratégia de controle proposta (PD com compensação do efeito da inércia e do atrito), cujo comportamento quanto à posição e à velocidade, já foi apresentado na Fig. (4.7) e Fig. (4.8), verifica-se que os valores assumidos pelos sinais de controle estão de acordo com o exposto na Fig. (4.11).



*Figura 4.11 – Valores assumidos pelos sinais de controle quando se considera a estratégia de controle proposta (PD com compensação do efeito da inércia e do atrito)*

Na Fig. (4.12) pode-se observar o seguimento das pressões e a conseqüente limitação do erro existente entre a diferença de pressões medida e a diferença de pressões desejada quando se considera a estratégia de controle proposta (PD com compensação do efeito da inércia e do atrito).

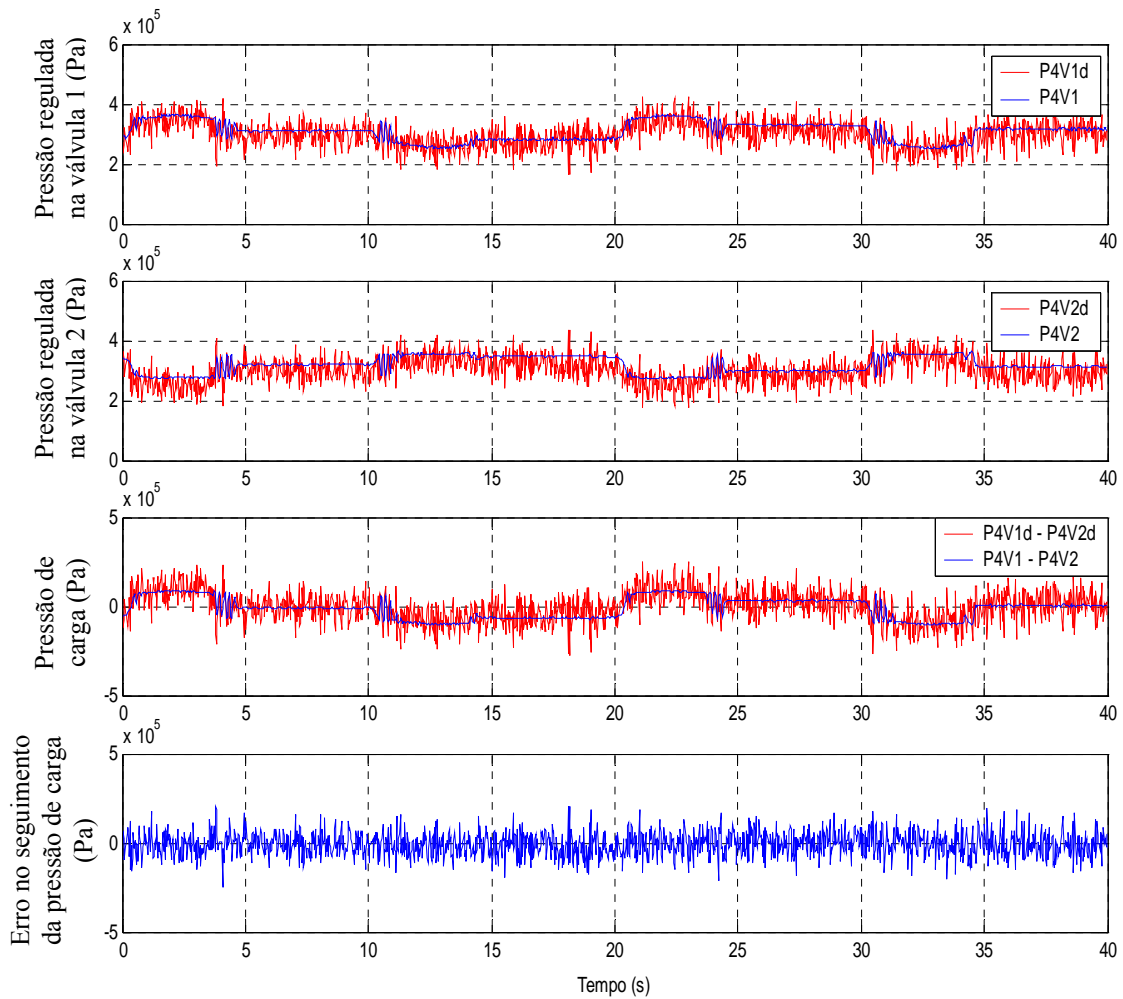
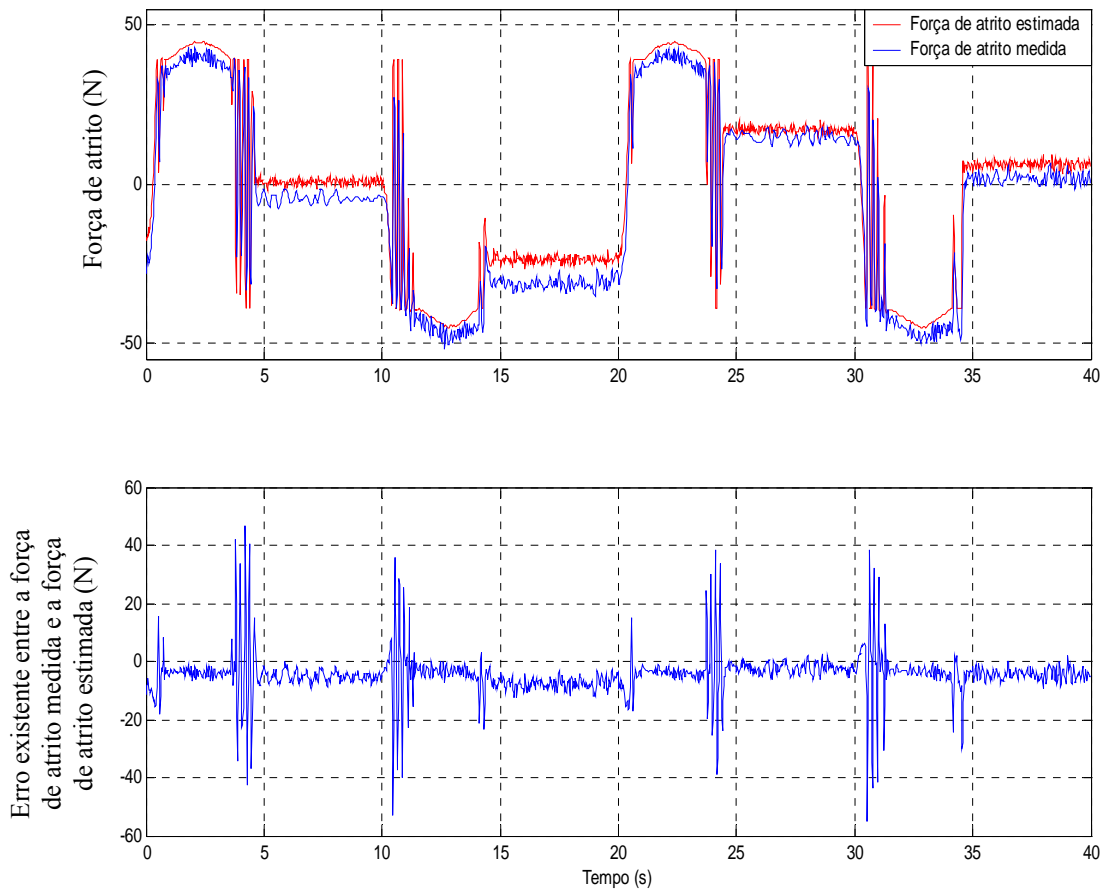


Figura 4.12 – Seguimento das pressões e conseqüente limitação do erro existente entre a diferença de pressões medida e a diferença de pressões desejada

Na Fig. (4.13) pode-se observar a limitação do erro existente entre a força de atrito medida e a força de atrito estimada na estratégia de controle proposta (PD com compensação do efeito da inércia e do atrito).



*Figura 4.13 – Limitação do erro existente entre a força de atrito medida e a força de atrito estimada*

Finalmente, na Fig. (4.14) pode-se observar o erro existente entre o efeito medido da inércia e o efeito estimado da inércia na estratégia de controle proposta (PD com compensação do efeito da inércia e do atrito).



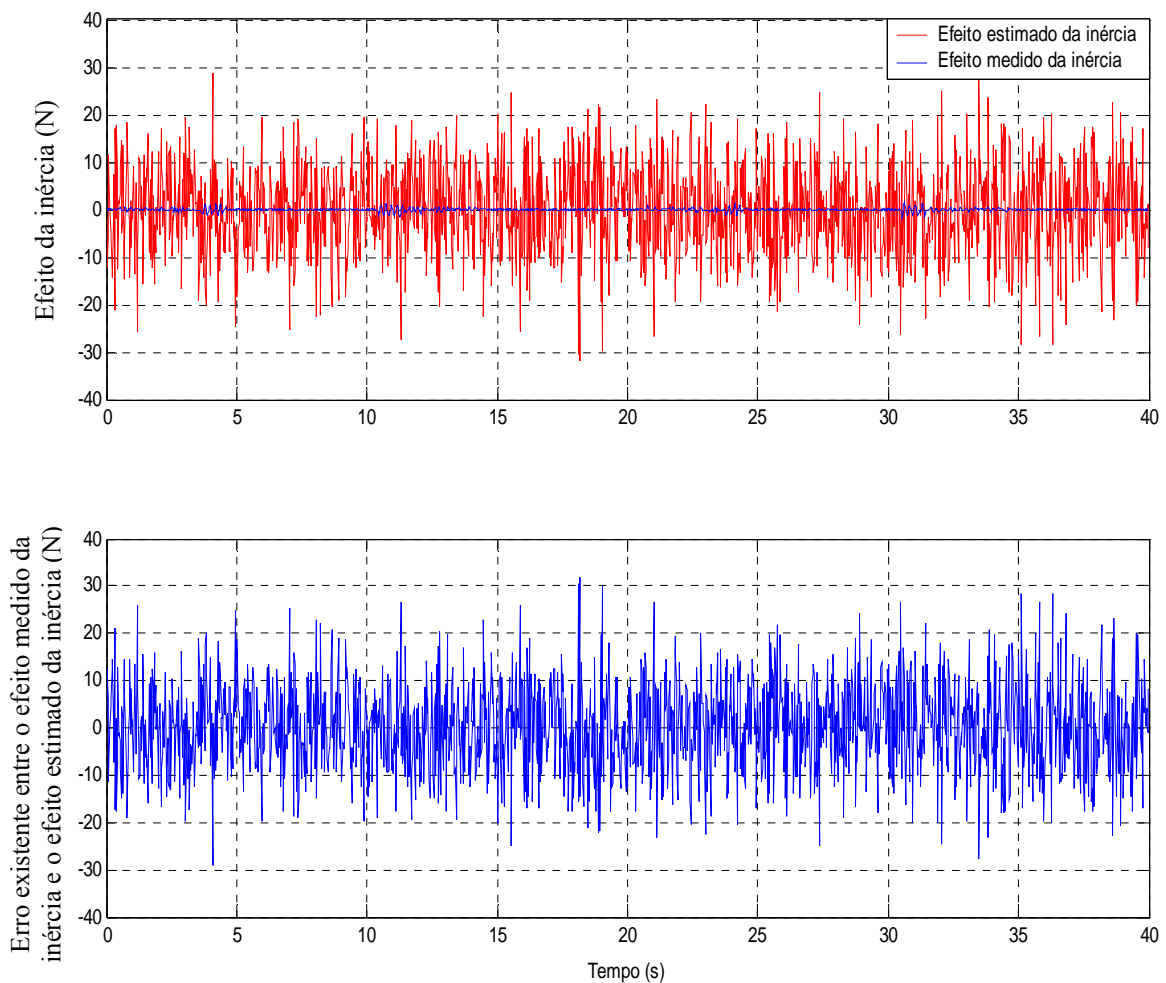


Figura 4.14 – Erro existente entre o efeito medido da inércia e o efeito estimado da inércia

#### 4.6. Conclusões do Capítulo

Com base no que foi exposto neste capítulo, pode-se concluir que as técnicas lineares clássicas de controle adotadas (P e PD) apresentam desempenho limitado associado às incertezas paramétricas e às altas não-linearidades inerentes aos sistemas pneumáticos.

Por sua vez, a estratégia de controle proposta promove um comportamento estável para o sistema, em decorrência das limitações dos erros existentes entre a diferença de pressões medida ( $p_{\Delta}$ ) e a diferença de pressões desejada ( $p_{\Delta d}$ ) e entre a força de atrito medida ( $F_A$ ) e a força de atrito estimada ( $\hat{F}_A$ ), que foram demonstradas experimentalmente. O erro existente entre o efeito medido da inércia ( $M^{4A} \cdot \dot{X}^{4A}$ ) e o efeito estimado da inércia ( $M^{4A} \cdot \dot{X}_r^{4A}$ ), pelo que foi exposto na Fig. (4.12), é bem elevado ( $M^{4A} \cdot \dot{X}_r^{4A} \cong 20 \cdot (M^{4A} \cdot \ddot{X}^{4A})$ ). No entanto, nada se pode afirmar quanto a validade desta compensação ( $M^{4A} \cdot \ddot{X}^{4A}$ ), por se tratar de um sinal com muito ruído. Outra característica

observada nesta estratégia é a robustez para uma determinada condição de temperatura de operação, ou seja, seu desempenho mantém-se aproximadamente constante, com pequenas variações nos valores assumidos pelos erros, para uma determinada condição de temperatura de operação, já mencionada no final da seção (3.2.12), dada por:

$$T^{4V1} = 296.5K \quad \text{e} \quad T^{4V2} = 297.9K$$

O sistema em malha fechada está, portanto, validado para estas condições de temperatura.

Além disso, é importante salientar que as condições nas quais os ensaios foram realizados são:

- Processo de integração: Euler;
- Passo de integração: 0.0005;
- Período de processamento: 0.5ms.

Uma outra característica importante, observada no decorrer dos experimentos, foi a presença do efeito “*stick-slip*”, como conseqüência de uma estimativa inadequada do atrito, nas regiões de inversão de movimento do êmbolo do cilindro sem haste. Nestas regiões ocorre uma desaceleração do sistema, resultando em velocidades baixas, condição na qual o atrito se mostra mais intenso e onde o erro em sua estimativa deve ser o menor possível.

Como já foi mencionado nas conclusões do Capítulo 3, outras possíveis causas relativas à limitação do desempenho do sistema são as dinâmicas não modeladas e as não-linearidades tais como a histerese, a zona morta e o atraso temporal.

## CAPITULO 5. CONCLUSÕES

As contribuições deste trabalho estão relacionadas a dois aspectos principais: a modelagem e o controle de um posicionador servopneumático.

Considerando esses objetivos, foram desenvolvidos dois modelos não-lineares, um de oitava e outro de quarta ordem, representativos do sistema. Além disso, os parâmetros identificados experimentalmente permitiram, juntamente com os modelos desenvolvidos, a elaboração de uma lei de controle que otimizou o funcionamento do sistema em estudo, sendo esta implementada através de recursos computacionais (Matlab – Simulink).

Dentro dessa perspectiva, foram investigados os problemas e as limitações inerentes a sistemas pneumáticos, principalmente àqueles que objetivam um posicionamento exato.

Uma das principais perturbações observadas no decorrer dos experimentos, foi a presença do efeito “*stick-slip*”, como consequência de uma estimativa inadequada do atrito, nas regiões de inversão de movimento do êmbolo do cilindro sem haste. Nestas regiões ocorre uma desaceleração do sistema, resultando em velocidades baixas, condição na qual o atrito se mostra mais intenso e onde o erro em sua estimativa deve ser o menor possível.

Destaca-se, também, a forte dependência do sistema quanto à temperatura, esteja ele em malha aberta ou fechada.

Alguns dos problemas que se mostraram presentes ao longo do trabalho estiveram relacionados com a obtenção dos sinais de velocidade e aceleração quando estes se mostravam necessários ao controle do sistema. Para contornar ou mesmo reduzir tais problemas, optou-se por trabalhar com sinais de referência (velocidade e aceleração de referência) os quais resultaram em uma melhoria significativa no desempenho do sistema.

Outras possíveis causas relativas à limitação do desempenho do sistema são as dinâmicas não modeladas e as não-linearidades tais como a histerese, a zona morta e o atraso temporal.

Um dos benefícios obtidos com o presente trabalho, foi o da metodologia adotada para obtenção dos modelos matemáticos representativos do posicionador servopneumático em questão. Nesta metodologia o processo de modelagem se dá em etapas, modelando-se primeiro as válvulas e posteriormente as tubulações e o cilindro. As equações, representativas do comportamento funcional de cada um dos componentes presentes no sistema, são apresentadas tanto em sua forma literal quanto no formato de diagrama de blocos os quais, posteriormente, dão origem ao diagrama de blocos global (modelo global).

Os resultados obtidos através de simulações e experimentos mostram que os modelos matemáticos desenvolvidos representam de forma satisfatória o comportamento medido do sistema, permitindo estender a metodologia adotada para a obtenção destes modelos a outros sistemas pneumáticos, sejam eles posicionadores ou simplesmente válvulas reguladoras de pressão.

Além da utilização em simulações, estes modelos foram utilizados com sucesso no projeto de controladores clássicos (P e PD) e no desenvolvimento do controlador não-linear proposto (PD com compensação dos efeitos da inércia e do atrito) para o posicionador servopneumático descrito ao longo do trabalho.

A implementação experimental confirmou a eficácia da estratégia de controle proposta na superação das não-linearidades associadas ao escoamento de ar nas servoválvulas e na redução das oscilações devido à compressibilidade do ar.

Verificou-se, por experimentos, que, através do uso do controlador proposto, as trajetórias são seguidas tanto no subsistema mecânico quanto no pneumático, resultando em um comportamento estável para o sistema.

Além dos modelos matemáticos desenvolvidos para o sistema e a síntese da lei de controle proposta, pode-se citar como contribuições importantes deste trabalho, a identificação da bancada experimental (SMMP) e a discriminação de seus componentes constituintes.

Pesquisas futuras envolvendo problemas de modelagem e controle de posicionadores servopneumáticos poderão abordar os seguintes pontos:

- Desenvolvimento de um modelo matemático mais completo, que leve em consideração outras não-linearidades do sistema tais como zona morta, atraso temporal e vazamentos, tanto nas válvulas quanto no cilindro;
- Estudo do problema de controle de força em atuadores pneumáticos;
- Estudo visando a utilização de outras técnicas para estimar e compensar o atrito;
- Estudo visando a utilização de técnicas que compensem ou amenizem a forte dependência dos sistemas pneumáticos quanto à temperatura;
- Utilização de outros modelos de filtros;
- Influência da variação dos parâmetros sobre o sistema e no projeto de controladores;
- Estudo de outras técnicas de controle (não-linear, cascata, backstepping, etc.).

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALFA INSTRUMENTOS ELETRÔNICOS LTDA. Linha de produtos ALFA: catálogo. São Paulo – S. P., 8 de jul. de 1987. p. 49.

ALFA INSTRUMENTOS ELETRÔNICOS LTDA. Composição do sub-bastidor linha 1000. Sub-bastidor 0763: catálogo. São Paulo – S. P., 17 de out. de 1986. p. 42.

ALFA INSTRUMENTOS ELETRÔNICOS LTDA. Sistema 1000 de instrumentação modular: Composição do sub-bastidor. Sub-bastidor 2/2 n° 1215: catálogo. São Paulo – S. P., 1 de jun. de 1989. p. 27.

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

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6023**: Informação e Documentação – Referências – Elaboração. Rio de Janeiro: ABNT, 2002.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10520**: Informação e Documentação – Citações em Documentos – Apresentação. Rio de Janeiro: ABNT, 2002.

AZIZ, S.; BONE, G. M. Automatic tuning of an accurate position controller for pneumatic actuators. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON INTELLIGENT ROBOTS AND SYSTEMS, 1998, Victoria, B. C., Canada. **Proceedings...** [S.l]: IEEE/RSJ, 13 – 17 Oct. 1998. v. 3. p. 1782-1788.

BAILEY, S. J. Linear motion: Control it by electric or fluid power. In: CONTROL ENGINEERING, 1981, [S.l]. **Proceedings...** [S.l : s.n], June 1981. p. 69-74.

BALLUFF. Transdutor Micropulse BTL5-A11-M0400-P-S 32: catálogo. São Paulo – S. P., 2000/2003 (Sujeito a modificações). 32 p.

BOBROW, J. E.; MCDONELL, B. W. Modeling, identification, and control of a pneumatically actuated, force controllable robot. In: ROBOTICS AND AUTOMATION, 5., 1998, [S.l]. **Transactions...** [S.l]: IEEE, Oct. 1998. v. 14. p. 732-742.

BOLLMANN, A. **Fundamentos da automação industrial pneumática**: Projetos de comandos binários eletropneumáticos. São Paulo: ABHP – Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática, 1996.

BOLLMANN, A.; GUENTHER, R. Posicionadores hidráulicos e pneumáticos: características e técnicas de controle. In: SEMINÁRIO NACIONAL DE HIDRÁULICA E PNEUMÁTICA, 5., 1997, Florianópolis. **Anais...** Florianópolis, SC: SENAI/CTAI, 1997. p. 57-78.

BOLTON, W. **Pneumatic and hydraulic systems**. Linacre House, Jordan Hill, Oxford, U. K.: Butterworth-Heinemann, 1997.

DE NEGRI, V. J. **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle: Parte II – Sistemas Pneumáticos para Automação**. Florianópolis, 2001. 73 p. Trabalho não publicado.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 4. ed. Rio de Janeiro, RJ: Guanabara Koogan S.A., 1995.

FRANKLIN G. F.; POWELL, J. D.; EMAMI-NAEINI, A. **Feedback control of dynamic systems**. 3. ed. USA: Addison-Wesley Publishing Company, 1994.

GOMES, S. C. P. Modelagem de atritos internos às articulações de robôs manipuladores. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, XIII, 1995, Belo Horizonte. **Anais...** [S.l : s.n], 1995. CD-ROM.

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

GUENTHER, R.; PERONDI, E. A. O controle em cascata de um sistema pneumático de posicionamento. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA (COBEM2001), XVI, 2001, Uberlândia. **Anais...** [S.l : s.n], 2001.

HANG, C. C.; ASTROM, K. J.; HO, W. K. Refinements of the Ziegler-Nichols tuning formula. In: CONTROL THEORY AND APPLICATIONS, 2., 1991, [S.I]. **Proceedings D...** [S.I]: IEE, March 1991. v. 138. p. 111-118.

HBM. Transdutores de pressão absoluta P8 AP: catálogo. Taboão da Serra – S. P., [19--].

HERION. Reguladora de pressão: catálogo. [S.I], maio 1998.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 5598**: Fluid power systems and components - Vocabulary. USA: ISO, 1997. Revisão da ISO 5598 de 1985.

LATINO, F; SANDOVAL, D. Quite overspending for servomotion systems. In: MACHINE DESIGN, 1996, [S.l]. **Proceedings...** [S.l : s.n], April 1996. p. 93-96.

MACHADO, C. L. E. **Compensação de atrito em atuadores hidráulicos utilizando redes neurais**. 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)-Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM), Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis.

MANNESMANN REXROTH. Cilindro sem haste Ø 25 a 63 mm: catálogo. [S.l], set. 1993.

MANNESMANN REXROTH. Pneumatic servo-valve technology: catálogo. [S.l], [19--].

MARÉ, J. -C.; GEIDER, O.; COLIN, S. An improved dynamic model of pneumatic actuators. **International Journal of Fluid Power**, [S.l], n. 2, p. 39-47, 2000.

MARTIN, H. **The design of hydraulic components and systems**. Great Britain: Ellis Horwood Limited, 1995.

MCDONELL, B. W.; BOBROW, J. E. Modeling, identification and control of a pneumatically actuated robot. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 1997, Albuquerque, New Mexico. **Proceedings...** [S.l]: IEEE, 20 – 25 April 1997. v. 1. p. 124-129.

NOURI, B. M. Y.; AI-BENDER, F.; SWEVERS, J.; VANHEREK P.; VAN BRUSSEL, H. Modelling a pneumatic servo positioning system with friction. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE, 2000, Chicago, Illinois. **Proceedings...** [S.l]: IEEE, 28 – 30 June 2000. v. 2. p. 1067-1071.

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. 2. ed. Rio de Janeiro, RJ: Prentice Hall do Brasil LTDA, 1993.

PARKER AUTOMATION. Válvulas pneumáticas: proporcional reguladora de pressão: catálogo 1001-3 BR. Jacareí, SP-Brasil, [19--].

PERONDI, E. A.; GUENTHER, R. Controle em malha fechada de um servoposicionador pneumático. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA-COBEM99, XV, 1999, Águas de Lindóia. **Anais...** [S.l]: 1999a. 11 p.

\_\_\_\_\_. Controle com compensação de atrito de um servoposicionador pneumático. In: CONGRESO IBEROAMERICANO DE INGENIERÍA MECÁNICA-CIDIM '99, IV, 1999, Santiago, Chile. **Anales...** [S.l]: 1999b. 6 p.

\_\_\_\_\_. Control of a servopneumatic drive with friction compensation. In: FLUID POWER NET INTERNATIONAL-FPNI, 1., 2000, Hamburgo. **PhD Symposium...** [S.l]: 20 – 22 Sept. 2000b. 9 p.

PERONDI, E. A. **Controle não-linear em cascata de um servoposicionador pneumático com compensação do atrito**. 2002. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica)-Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM), Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis.

PINCHES, M. J.; CALLEAR, B. J. **Power pneumatics**. Great Britain: Prentice Hall Europe, 1997.

PU, J.; MOORE, P. R.; HARRISON, R.; WESTON, R. H. A study of gain-scheduling method for controlling the motion of pneumatic servos. In: INTERNATIONAL FLUID POWER WORKSHOP, 6., 1993, University of Bath, U. K. **Proceedings...** [S.l : s.n], 1993. p. 193-210.

SANTOS, E. A. P. **Análise teórico experimental de um posicionador pneumático**. 1996. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)-Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM), Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis.

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, U. K. **Proceedings...** [S.l : s.n], 1998.

SCHEIDL, R.; GARSTENAUER, M.; MANHARTSGRUBER, B.; RIHA, G. Present state and future development in mechatronics and its effect on fluid power system. In: DEVELOPMENTS IN FLUID POWER CONTROL OF MACHINERY AND MANIPULATORS, 2000, Cracóvia, Polônia. **Proceedings...** [S.l]: Fluid Power Net Publications, 2000. p. 155-180. Editores: GARBACIK, A. and STECKI, J. S.

SLOTINE, J-J. E.; LI, W. **Applied nonlinear control**. USA: Prentice-Hall, 1991.



STREETER, V. L. **Mecânica dos fluidos**. São Paulo: McGraw-Hill, 1981.

SURGENOR, B. W.; WIJESURIYA, E. T. Experience with an intelligent optimal controller as applied to a high-friction pneumatic actuator. In: WINTER ANNUAL MEETING OF THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, Nov 8-13 1992, Anaheim, CA, USA. **Proceedings...** New York, NY, USA: ASME, 1992. v. 45. p. 93-103.

VAN VARSEVELD, R. B.; BONE, G. M. Accurate position control of a pneumatic actuator using on/off solenoid valves. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROBOTICS AND AUTOMATION, 1997, Albuquerque, New Mexico. **Proceedings...** [S.l]: IEEE, 20 – 25 April 1997. v. 2. p. 1196-1201.

VIEIRA, A. D. **Análise teórico experimental de servoposicionadores lineares pneumáticos**. 1998. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)- Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM), Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis.

VOCABULÁRIO INTERNACIONAL DE TERMOS FUNDAMENTAIS E GERAIS DE METROLOGIA - VIM. **PORTARIA INMETRO 029**. Rio de Janeiro: 2003.





## APÊNDICE A



Código	Descrição
4S1	Transdutor de posição
4A	Cilindro sem haste
4V1	Servoválvula 1 do 4A
4V2	Servoválvula 2 do 4A
L1	Alimentação 24 Vcc – fonte do CLP
M1	Alimentação 0 Vcc – fonte do CLP
L2	Alimentação 24 Vcc – fonte externa
M2	Alimentação 0 Vcc – fonte externa

Código	Descrição	Pinagem	Conexão com a Régua de Contatos	Conexão com o Condicionador de Sinais	Fio
4V1					
L2	Alimentação 24 Vcc – fonte externa	1	201 – 25		Branco
M2	Alimentação 0 Vcc – fonte externa	2	200 – 26		Marrom
SA1	Sinal analógico (Qv/S+)	3	601 – 27	SA1	Marrom
M2	Alimentação 0 Vcc – fonte externa	4	200 – 28		Azul
4V2					
L2	Alimentação 24 Vcc – fonte externa	1	201 – 29		Branco
M2	Alimentação 0 Vcc – fonte externa	2	200 – 30		Marrom
SA2	Sinal analógico (Qv/S+)	3	602 – 31	SA2	Branco
M2	Alimentação 0 Vcc – fonte externa	4	200 – 32		Azul
4S1					
L1	Alimentação 24 Vcc – fonte do CLP	7	101 – 33		Vermelho

M1	Alimentação 0 Vcc - fonte do CLP	6	100 - 34		Preto
EA1	Sinal analógico (M+)	5	501 - 35	EA4	Branco
M1	Alimentação 0 Vcc - fonte do CLP	2	100 - 36		Marrom
	Terra	8	 - 41		Branco + Amarelo

Descrição	Conexão com a Ponte ALFA	Conexão com o Condicionador de Sinais
Transdutor de pressão HBM P8AP Número do LASHIP: 1161	Bastidor 0763 Canal 2	EA3
Transdutor de pressão HBM P8AP Número do LASHIP: 1162	Bastidor 0763 Canal 3	EA2
Termopar 1 Tipo J	Bastidor 1215 Canal 4	EA1
Termopar 2 Tipo J	Bastidor 1215 Canal 5	EA1

Número da conexão	Função	Descrição	Fio
Canal 2 do Bastidor 0763 da Ponte ALFA			
23	+E	Sinal de saída; terminal positivo da fonte de excitação (proteção contra sobre-corrente)	Azul
24	+S	Sinal de entrada; terminal positivo de regulação remota da fonte de excitação (proteção contra sobre-tensão)	
25	+I	Sinal de entrada; terminal positivo de entrada do amplificador	Branco
26	-E	Sinal de saída; terminal negativo da fonte de excitação (proteção contra sobre-corrente)	Preto

27	-S	Sinal de entrada; terminal negativo de regulação remota da fonte de excitação (proteção contra sobre-tensão)	
28	-I	Sinal de entrada; terminal negativo de entrada do amplificador	Rosa
29	$\Downarrow$	Terra digital	Amarelo
30	SA (2)	Sinal analógico	Revestido de plástico
31	$\Downarrow$	Terra analógica	Blindado
Canal 3 do Bastidor 0763 da Ponte ALFA			
32	+E	Sinal de saída; terminal positivo da fonte de excitação (proteção contra sobre-corrente)	Azul
33	+S	Sinal de entrada; terminal positivo de regulação remota da fonte de excitação (proteção contra sobre-tensão)	
34	+I	Sinal de entrada; terminal positivo de entrada do amplificador	Branco
35	-E	Sinal de saída; terminal negativo da fonte de excitação (proteção contra sobre-corrente)	Preto
36	-S	Sinal de entrada; terminal negativo de regulação remota da fonte de excitação (proteção contra sobre-tensão)	
37	-I	Sinal de entrada; terminal negativo de entrada do amplificador	Rosa
38	$\Downarrow$	Terra digital	Amarelo
39	SA (3)	Sinal analógico	Revestido de plástico
40	$\Downarrow$	Terra analógica	Blindado
Canal 4 do Bastidor 1215 da Ponte ALFA			
237	+	Terminal positivo do termopar 2 tipo J	Branco
238	-	Terminal negativo do termopar 2 tipo J	Vermelho
239	SA (4)	Sinal analógico	Preto
240	$\Downarrow$	Terra analógica	Rosa

Canal 5 do Bastidor 1215 da Ponte ALFA			
241	+	Terminal positivo do termopar 1 tipo J	Branco
242	-	Terminal negativo do termopar 1 tipo J	Vermelho
243	SA (5)	Sinal analógico	Branco
244	↓	Terra analógica	Amarelo



## APÊNDICE B

Abaixo segue a rotina para a determinação dos valores dos  $K^{4V1}$ 's. Um raciocínio análogo a este, pode ser desenvolvido para a determinação dos valores dos  $K^{4V2}$ 's, bastando para isto, um reajuste na nomenclatura. Antes porém, faz-se necessária a geração de alguns arquivos (vazA2\_0, vazA3\_0, vazA3\_1, vazA4\_0, vazA4\_1, vazA4\_2, vazA5\_0, vazA5\_1, vazA5\_2, vazA5\_3, vazB2\_0, vazB3\_0, vazB3\_1, vazB4\_0, vazB4\_1, vazB4\_2, vazB5\_0, vazB5\_1, vazB5\_2 e vazB5\_3), ou mesmo fazer uso de arquivos já existentes (atritoA2\_0, atritoA3\_0, atritoA3\_1, atritoA4\_0, atritoA4\_1, atritoA4\_2, atritoA5\_0, atritoA5\_1, atritoA5\_2, atritoA5\_3, atritoB2\_0, atritoB3\_0, atritoB3\_1, atritoB4\_0, atritoB4\_1, atritoB4\_2, atritoB5\_0, atritoB5\_1, atritoB5\_2 e atritoB5\_3 – Estes são mencionados no Apêndice D) que contenham os dados necessários para a geração dos parâmetros ( $K^{4V1}$ 's e/ou  $K^{4V2}$ 's) desejados.

% Os arquivos vazA3\_0, vazA3\_1, vazA4\_0, vazA4\_1, vazA4\_2, vazA5\_0, vazA5\_1, vazA5\_2 e vazA5\_3, contem informações devidamente tratadas, geradas a partir de dados experimentais. Estes arquivos são utilizados para a determinação dos  $K^{4V1}$ 's. Os dígitos presentes no nome de cada um dos arquivos referem-se respectivamente as tensões aplicadas as válvulas reguladoras de pressão 1 e 2 %

% PASSO 1: Carregar arquivo %

load vazA3\_0; % Neste experimento em particular, foi aplicado um sinal de tensão de 3V na válvula reguladora de pressão 1 e 0V na válvula reguladora de pressão 2 %

% PASSO 2: Renomear os parâmetros e variáveis %

P=Pa2med+1.013e5; % Pressão regulada absoluta na válvula reguladora de pressão 1 %

Psup=8.013e5; % Pressão de suprimento absoluta %

gama=1.40; % Razão dos calores específicos %

qm=qm2; % Vazão mássica a jusante do orifício de controle da válvula reguladora de pressão 1. Esta coincide com a vazão mássica de entrada da câmara 1 do cilindro sem haste %

U1=3; % Sinal de controle (sinal de tensão) aplicado a válvula reguladora de pressão 1 %

% PASSO 3: Cálculo das funções Epsilon, C1 e A1, necessárias para a determinação dos  $K^{4V1}$ 's %

Epsilon=((1-(3\*(Psup-P)/(2\*gama\*Psup))-((3\*gama-5)/2)\*((Psup-P)/(gama\*Psup))^2)/(1-((Psup-P)/(gama\*Psup))+((1-gama)/2)\*((Psup-P)/(gama\*Psup))^2)^(1/2);

C1=qm/(Epsilon\*((Psup-P)^(1/2)));

A1=[U1 -(P-1.013e5)];

% PASSO 4: Gerar e salvar um novo arquivo (K3\_0, K3\_1, K4\_0, K4\_1, K4\_2, K5\_0, K5\_1, K5\_2 ou K5\_3) contendo as informações necessárias para a determinação dos  $K^{4V1}$ 's. Os dígitos presentes nos nomes dos arquivos, seguem o mesmo raciocínio descrito anteriormente %

save K3\_0 C1 A1 U1 P qm;

clear;

```
% Repetir PASSO 1 %
```

```
load vazA3_1;
```

```
% Repetir PASSO 2 %
```

```
P=Pa3med+1.013e5; % Pressao regulada absoluta na valvula reguladora de pressao 1 %
```

```
Psup=8.013e5; % Pressao de suprimento absoluta %
```

```
gama=1.40; % Razao dos calores especificos %
```

```
qm=qm3; % Vazao massica a jusante do orificio de controle da valvula reguladora de pressao 1. Esta coincide com a vazao massica de entrada da camara 1 do cilindro sem haste %
```

```
U1=3; % Sinal de controle (sinal de tensao) aplicado a valvula reguladora de pressao 1 %
```

```
% Repetir PASSO 3 com uma pequena modificação: Calculo das funções Epsilon, C2 e A2, necessarias para a determinação dos K4V1's %
```

```
Epsilon=((1-(3*(Psup-P)/(2*gama*Psup))-((3*gama-5)/2)*((Psup-P)/(gama*Psup))^2)/(1-((Psup-P)/(gama*Psup))+((1-gama)/2)*((Psup-P)/(gama*Psup))^2)^(1/2);
```

```
C2=qm/(Epsilon*((Psup-P)^(1/2)));
```

```
A2=[U1 -(P-1.013e5)];
```

```
% Repetir PASSO 4 %
```

```
save K3_1 C2 A2 U1 P qm;
```

```
clear;
```

```
% PASSO 5: Carregar os arquivos (K3_0, K3_1, K4_0, K4_1, K4_2, K5_0, K5_1, K5_2 ou K5_3) gerados %
```

```
load K3_0;
```

```
load K3_1;
```

```
% PASSO 6: Gerar novas variaveis %
```

```
A=[A1; A2];
```

```
C=[C1; C2];
```

```
% PASSO 7: Determinar os K4V1's %
```

```
K4V1=inv(A)*C;
```

```
% PASSO 8: Gerar e salvar um novo arquivo (K3_0_1, K4_0_1, K4_0_2, K4_1_2, K5_0_1, K5_0_2, K5_0_3, K5_1_2, K5_1_3, K5_2_3) contendo os valores dos K4V1's. Os digitos presentes nos nomes dos arquivos dizem respeito respectivamente, a tensao aplicada a valvula reguladora de pressao 1 e as tensoes aplicadas a valvula reguladora de pressao 2 %
```

```
save K3_0_1 K4V1;
```

```
clear;
```

```
load K3_0_1;
```

```
who;
```

## APÊNDICE C

Abaixo segue a rotina para a determinação dos valores de  $C^{4V1}$  e  $g^{4V1}(q_{m2}^{4V1})$ . Um raciocínio análogo a este, pode ser desenvolvido para a determinação dos valores de  $C^{4V2}$  e  $g^{4V2}(q_{m2}^{4V2})$ , bastando para isto, um reajuste na nomenclatura. Esta rotina faz uso dos mesmos arquivos já mencionados no Apêndice B.

**% PASSO 1: Carregar os arquivos contendo os dados necessarios para a determinação dos C4V1's e das funções g4V1 %**

```
load vazA2_0;
load vazA3_0;
load vazA3_1;
load vazA4_0;
load vazA4_1;
load vazA4_2;
load vazA5_0;
load vazA5_1;
load vazA5_2;
load vazA5_3;
```

**% PASSO 2: Plotar os pontos experimentais de pressao regulada absoluta na valvula reguladora de pressao 1 versus o sinal de controle aplicado ao solenoide da mesma %**

```
plot(2,Pa1med+1.013e5,'kx');
hold on;
grid;
plot(3,Pa2med+1.013e5,'b+');
plot(3,Pa3med+1.013e5,'b+');
plot(4,Pa4med+1.013e5,'g*');
plot(4,Pa5med+1.013e5,'g*');
plot(4,Pa6med+1.013e5,'g*');
plot(5,Pa7med+1.013e5,'ro');
plot(5,Pa8med+1.013e5,'ro');
plot(5,Pa9med+1.013e5,'ro');
plot(5,Pa10med+1.013e5,'ro');
```

**% PASSO 3: Determinar os polinomios de segunda ordem referentes ao comportamento da pressao regulada absoluta na valvula reguladora de pressao 1 quando se varia a vazao massica a jusante do orificio de controle desta valvula %**

**% Para um sinal de controle da valvula reguladora de pressao 1 constante e igual a 3V %**

```
x2=[qm2 qm3];
NVAL2=(x2(2)-x2(1))/100;
XVAL2=x2(1):NVAL2:x2(2);
y2=[Pa2med+1.013e5 Pa3med+1.013e5];
c2=polyfit(x2,y2,2);
p2=polyval(c2,XVAL2);
```

**% Para um sinal de controle da valvula reguladora de pressao 1 constante e igual a 4V %**

```
x3=[qm4 qm5 qm6];
NVAL3=(x3(3)-x3(1))/100;
XVAL3=x3(1):NVAL3:x3(3);
y3=[Pa4med+1.013e5 Pa5med+1.013e5 Pa6med+1.013e5];
c3=polyfit(x3,y3,2);
```

```
p3=polyval(c3,XVAL3);
```

```
% Para um sinal de controle da valvula reguladora de pressao 1 constante e igual a 5V %
```

```
x4=[qm7 qm8 qm9 qm10];
NVAL4=(x4(4)-x4(1))/100;
XVAL4=x4(1):NVAL4:x4(4);
y4=[Pa7med+1.013e5 Pa8med+1.013e5 Pa9med+1.013e5 Pa10med+1.013e5];
c4=polyfit(x4,y4,2);
p4=polyval(c4,XVAL4);
```

```
% PASSO 4: Determinar os polinomios de primeira ordem referentes ao comportamento da pressao regulada absoluta na valvula reguladora de pressao 1 quando se varia o sinal de controle aplicado ao solenoide desta valvula %
```

```
% Para uma vazao massica a jusante do orificio de controle da valvula reguladora de pressao 1 constante e igual a 0.5e-3kg/s %
```

```
X2=[3 4 5];
Y2=[polyval(c2,0.5e-3) polyval(c3,0.5e-3) polyval(c4,0.5e-3)];
C2=polyfit(X2,Y2,1);
P2=polyval(C2,X2);
plot(X2,P2,'k-');
```

```
% Para uma vazao massica a jusante do orificio de controle da valvula reguladora de pressao 1 constante e igual a 1e-3kg/s %
```

```
X3=[3 4 5];
Y3=[polyval(c2,1e-3) polyval(c3,1e-3) polyval(c4,1e-3)];
C3=polyfit(X3,Y3,1);
P3=polyval(C3,X3);
plot(X3,P3,'k-');
```

```
% Para uma vazao massica a jusante do orificio de controle da valvula reguladora de pressao 1 constante e igual a 1.5e-3kg/s %
```

```
X4=[3 4 5];
Y4=[polyval(c2,1.5e-3) polyval(c3,1.5e-3) polyval(c4,1.5e-3)];
C4=polyfit(X4,Y4,1);
P4=polyval(C4,X4);
plot(X4,P4,'k-');
```

```
% Para uma vazao massica a jusante do orificio de controle da valvula reguladora de pressao 1 constante e igual a 2e-3kg/s %
```

```
X5=[3 4 5];
Y5=[polyval(c2,2e-3) polyval(c3,2e-3) polyval(c4,2e-3)];
C5=polyfit(X5,Y5,1);
P5=polyval(C5,X5);
plot(X5,P5,'k-');
```

```
% PASSO 5: Determinar o valor medio da inclinacao destes polinomios de primeira ordem %
```

```
C4V1=mean([C2(1,1) C3(1,1) C4(1,1) C5(1,1)]);
```

```
%PASSO 6: Gerar as funcoes g4V1 para os diferentes valores assumidos pelo sinal de controle da valvula reguladora de pressao 1 %
```

```
g4V1_3V=c2-[0 0 C4V1*3];
g4V1_4V=c3-[0 0 C4V1*4];
g4V1_5V=c4-[0 0 C4V1*5];
```

```
% PASSO 7: Faixa de variacao da vazao massica a jusante do orificio de controle da valvula reguladora de pressao 1 %
```

```
qm=[0:0.001e-3:3e-3];
```

% PASSO 8: Determinar as funções da pressão regulada absoluta, para diferentes valores assumidos pelo sinal de controle da válvula reguladora de pressão 1, como função das funções g4V1 e do valor médio de C4V1 %

```
P3_3V=(C4V1*3)+(polyval(g4V1_3V,qm));
P4_3V=(C4V1*4)+(polyval(g4V1_3V,qm));
P5_3V=(C4V1*5)+(polyval(g4V1_3V,qm));
P3_4V=(C4V1*3)+(polyval(g4V1_4V,qm));
P4_4V=(C4V1*4)+(polyval(g4V1_4V,qm));
P5_4V=(C4V1*5)+(polyval(g4V1_4V,qm));
P3_5V=(C4V1*3)+(polyval(g4V1_5V,qm));
P4_5V=(C4V1*4)+(polyval(g4V1_5V,qm));
P5_5V=(C4V1*5)+(polyval(g4V1_5V,qm));
```

% PASSO 9: Plotar os pontos experimentais além das curvas vazão mássica a jusante do orifício de controle da válvula reguladora de pressão 1 versus pressão regulada absoluta na mesma, obtidas através destes pontos experimentais e a partir das funções descritas no PASSO 8 %

```
figure;
plot(qm1,Pa1med+1.013e5,'kx');
hold on;
grid;
plot(qm2,Pa2med+1.013e5,'b+');
plot(qm3,Pa3med+1.013e5,'b+');
plot(qm4,Pa4med+1.013e5,'g*');
plot(qm5,Pa5med+1.013e5,'g*');
plot(qm6,Pa6med+1.013e5,'g*');
plot(qm7,Pa7med+1.013e5,'ro');
plot(qm8,Pa8med+1.013e5,'ro');
plot(qm9,Pa9med+1.013e5,'ro');
plot(qm10,Pa10med+1.013e5,'ro');
plot(XVAL2,p2,'b-');
plot(XVAL3,p3,'g-');
plot(XVAL4,p4,'r-');
plot(qm,P3_3V,'b--',qm,P4_3V,'g--',qm,P5_3V,'r--');
```

```
figure;
plot(qm1,Pa1med+1.013e5,'kx');
hold on;
grid;
plot(qm2,Pa2med+1.013e5,'b+');
plot(qm3,Pa3med+1.013e5,'b+');
plot(qm4,Pa4med+1.013e5,'g*');
plot(qm5,Pa5med+1.013e5,'g*');
plot(qm6,Pa6med+1.013e5,'g*');
plot(qm7,Pa7med+1.013e5,'ro');
plot(qm8,Pa8med+1.013e5,'ro');
plot(qm9,Pa9med+1.013e5,'ro');
plot(qm10,Pa10med+1.013e5,'ro');
plot(XVAL2,p2,'b-');
plot(XVAL3,p3,'g-');
plot(XVAL4,p4,'r-');
plot(qm,P3_4V,'b--',qm,P4_4V,'g--',qm,P5_4V,'r--');
```

```
figure;
plot(qm1,Pa1med+1.013e5,'kx');
hold on;
grid;
```

```
plot(qm2,Pa2med+1.013e5,'b+');
plot(qm3,Pa3med+1.013e5,'b+');
plot(qm4,Pa4med+1.013e5,'g*');
plot(qm5,Pa5med+1.013e5,'g*');
plot(qm6,Pa6med+1.013e5,'g*');
plot(qm7,Pa7med+1.013e5,'ro');
plot(qm8,Pa8med+1.013e5,'ro');
plot(qm9,Pa9med+1.013e5,'ro');
plot(qm10,Pa10med+1.013e5,'ro');
plot(XVAL2,p2,'b-');
plot(XVAL3,p3,'g-');
plot(XVAL4,p4,'r-');
plot(qm,P3_5V,'b--',qm,P4_5V,'g--',qm,P5_5V,'r--');
```

## APÊNDICE D

Abaixo segue a rotina para a geração do Mapa Estático do Atrito de um posicionador servopneumático. Antes porém, descreve-se a rotina para a geração dos arquivos que contém os dados necessários para a geração do Mapa Estático em questão.

```
% Para geração dos arquivos "atritoA", as linhas da matriz "m" estão dispostas na seguinte ordem (t, Pa, Ta, v, x, Ub, Ua, Pb) %
```

```
% Para geração dos arquivos "atritoB", as linhas da matriz "m" estão dispostas na seguinte ordem (t, Pa, Tb, x, Pb, v, Ub, Ua) %
```

```
% PASSO 1: Processar e renomear os dados experimentais %
```

```
m3=[trace_x;trace_y];
t3=m3(1,:);
Pa3=m3(2,:);
Ta3=94.868*m3(3,:)+273.15; % Relação de temperatura a ser considerada na geração dos arquivos "atritoA" %
%Tb3=96.306*m3(3,:)+273.15; % Relação de temperatura a ser considerada na geração dos arquivos "atritoB" %
v3=m3(4,:);
x3=m3(5,:);
Ub3=m3(6,:);
Ua3=m3(7,:);
Pb3=m3(8,:);
```

```
% PASSO 2: Determinar o instante inicial "i1" do período de regime permanente %
```

```
i1=1;
t1=0;
ti=; % ESTE CAMPO DEVE SER PREENCHIDO: Instante de tempo inicial do período de regime permanente. Este valor é alterado de experimento para experimento %
while t1-ti<0,
    t1=t1+0.003; % Tempo de amostragem a ser considerada na geração dos arquivos "atritoA" %
    %t1=t1+0.0025; % Tempo de amostragem a ser considerada na geração dos arquivos "atritoB" %
    i1=i1+1;
end;
```

```
% PASSO 3: Determinar o instante final "i2" do período de regime permanente %
```

```
i2=1;
t1=0;
tf=; % ESTE CAMPO DEVE SER PREENCHIDO: Instante de tempo final do período de regime permanente. Este valor é alterado de experimento para experimento %
while t1-tf<0,
    t1=t1+0.003; % Tempo de amostragem a ser considerada na geração dos arquivos "atritoA" %
    %t1=t1+0.0025; % Tempo de amostragem a ser considerada na geração dos arquivos "atritoB" %
    i2=i2+1;
end;
```

```
% PASSO 4: Gerar os dados pertencentes a região de regime permanente %
```

```
t3teste=t3(i1:i2);
x3teste=x3(i1:i2);
v3teste=v3(i1:i2);
Pa3teste=Pa3(i1:i2);
Pb3teste=Pb3(i1:i2);
```

```
Ta3teste=Ta3(i1:i2); % Faixa de temperaturas, da regio de regime permanente, a ser considerada
na geracao dos arquivos "atritoA" %
%Tb3teste=Tb3(i1:i2); % Faixa de temperaturas, da regio de regime permanente, a ser considerada
na geracao dos arquivos "atritoB" %
Ua3teste=Ua3(i1:i2);
Ub3teste=Ub3(i1:i2);
```

% PASSO 5: Gerar os valores medios dos dados pertencentes a regio de regime permanente %

```
t3med=mean(t3teste);
x3med=mean(x3teste);
v3med=mean(v3teste); % Velocidade media, na regio de regime permanente, a ser considerada na
geracao dos arquivos "atritoA" %
%v3med_=mean(v3teste); % Velocidade media, na regio de regime permanente, a ser considerada
na geracao dos arquivos "atritoB" %
Pa3med=mean(Pa3teste);
Pb3med=mean(Pb3teste);
Ta3med=mean(Ta3teste); % Temperatura media, na regio de regime permanente, a ser considerada
na geracao dos arquivos "atritoA" %
%Tb3med=mean(Tb3teste); % Temperatura media, na regio de regime permanente, a ser
considerada na geracao dos arquivos "atritoB" %
Ua3med=mean(Ua3teste);
Ub3med=mean(Ub3teste);
```

% PASSO 6: Determinar outros parametros, tais como a area util do embolo do cilindro sem haste, a força de atrito e a vazao massica a jusante do orificio de controle da valvula reguladora de pressao %

```
A4A=((32.6e-3)*(19.15e-3)*pi/4)-((2e-3)*(8.05e-3));
Fa3=A4A*(Pa3med-Pb3med); % Força de atrito a ser considerada na geracao dos arquivos "atritoA"
%
%Fa3_=A4A*(Pa3med-Pb3med); % Força de atrito a ser considerada na geracao dos arquivos
"atritoB" %
qm3=A4A*v3med*(Pa3med+1.013e5)/(Ta3med*286.9); % Vazao massica a jusante do orificio de
controle da valvula reguladora de pressao a ser considerada na geracao dos arquivos "atritoA" %
%qm3=A4A*v3med_*(Pb3med+1.013e5)/(Tb3med*286.9); % Vazao massica a jusante do orificio de
controle da valvula reguladora de pressao a ser considerada na geracao dos arquivos "atritoB" %
```

% PASSO 7: Salvar todos estes dados em um arquivo denominado atritoA3\_1.mat (para este caso em particular), o que pode ser feito diretamente no Workspace. Todos os passos descritos acima, inclusive este, devem ser repetidos, com as devidas modificações, para a geração do restante dos arquivos desta categoria (atritoA3\_1.mat, atritoA4\_0.mat, atritoA4\_1.mat, atritoA4\_2.mat, atritoA5\_0.mat, atritoA5\_1.mat, atritoA5\_2.mat, atritoB3\_1.mat, atritoB4\_0.mat, atritoB4\_1.mat, atritoB4\_2.mat, atritoB5\_0.mat, atritoB5\_1.mat, atritoB5\_2.mat, atritoB5\_3.mat) %

% PASSO 8: Carregar os arquivos com os dados necessarios para a geracao do Mapa Estatico do Atrito %

```
load atritoA3_1;
load atritoA4_0;
load atritoA4_1;
load atritoA4_2;
load atritoA5_0;
load atritoA5_1;
load atritoA5_2;
load atritoB3_1;
load atritoB4_0;
load atritoB4_1;
load atritoB4_2;
load atritoB5_0;
load atritoB5_1;
```



```
load atritoB5_2;
load atritoB5_3;
```

% PASSO 9: Gerar vetores (positivos e negativos) de velocidade, compostos pelos valores de velocidade media quando se atinge regime permanente, e vetores de força de atrito, compostos pelos valores assumidos pela força de atrito correspondentes aos valores de velocidade media predeterminados %

```
x=[v3med v4med v5med v6med v7med v8med v9med];
y=[Fa3 Fa4 Fa5 Fa6 Fa7 Fa8 Fa9];
x_=[v3med_ v4med_ v5med_ v6med_ v7med_ v8med_ v9med_ v10med_];
y_=[Fa3_ Fa4_ Fa5_ Fa6_ Fa7_ Fa8_ Fa9_ Fa10_];
```

% PASSO 10: Gerar dois polinomios de primeira ordem (um positivo e outro negativo) que melhor se encaixem aos pontos experimentais presentes nos vetores definidos no PASSO 9 %

```
[P,S]=polyfit(x,y,1);
[P_,S_]=polyfit(x_,y_,1);
```

```
yi=polyval(P,[0:2]);
yi_=polyval(P_,[-2:0]);
```

% PASSO 11: Plotar os polinomios referidos no PASSO 10 juntamente com os pontos experimentais %

```
plot([0:2],yi);
hold on;
```

```
plot(v3med,Fa3,'g*',v4med,Fa4,'k*',v5med,Fa5,'y*',v6med,Fa6,'m*',v7med,Fa7,'c*',v8med,Fa8,'ro',v9med,Fa9,'bo');
hold on;
```

```
plot([-2:0],yi_);
hold on;
```

```
plot(v3med_,Fa3_,'g*',v4med_,Fa4_,'k*',v5med_,Fa5_,'y*',v6med_,Fa6_,'m*',v7med_,Fa7_,'c*',v8med_,Fa8_,'ro',v9med_,Fa9_,'bo',v10med_,Fa10_,'go');
hold on;
```

% PASSO 12: Gerar os eixos coordenados (eixo das abscissas, abrangendo todos os valores assumidos pela velocidade, e eixo das ordenadas, abrangendo todos os valores assumidos pela força de atrito) do Mapa Estatico do Atrito %

```
abs=line([-2 2],[0 0]);
ord=line([0 0],[-150 150]);
```

% PASSO 13: Gerar duas linhas paralelas ao eixo das ordenadas (força de atrito), interceptando o eixo das abscissas (velocidade) nos valores assumidos como sendo os das velocidades limites nos sentidos positivo e negativo do movimento %

```
Vlimp=line([0.01 0.01],[-150 150]);
Vlimn=line([-0.01 -0.01],[-150 150]);
```

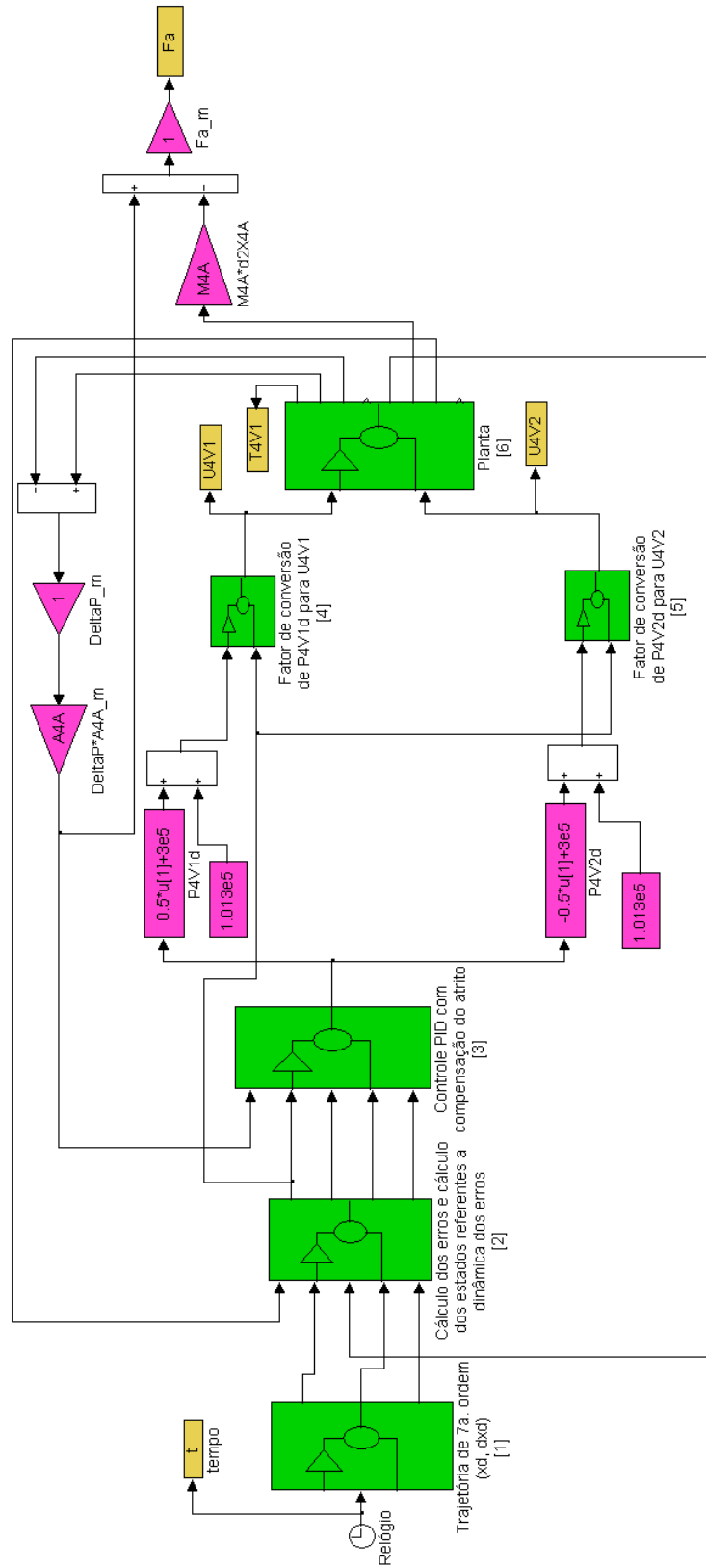
% PASSO 14: Gerar duas linhas paralelas ao eixo das abscissas (velocidade), na altura dos pontos de interseção das linhas traçadas no PASSO 13 com os polinomios ja mencionados no PASSO 10 e plotados no PASSO 11 %

```
Fsp=line([-2 2],[38.9633921037375 38.9633921037375]);
Fsn=line([-2 2],[-49.7898586144501 -49.7898586144501]);
```

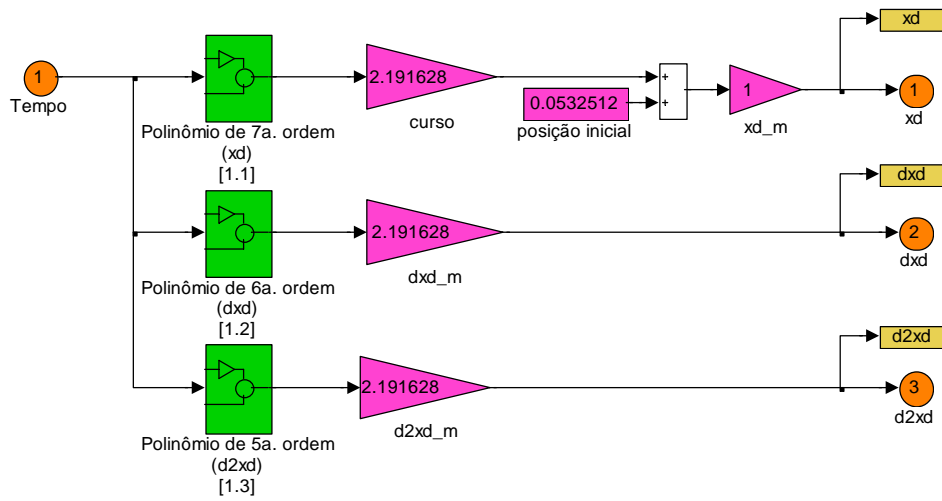
grid;

## APÊNDICE E

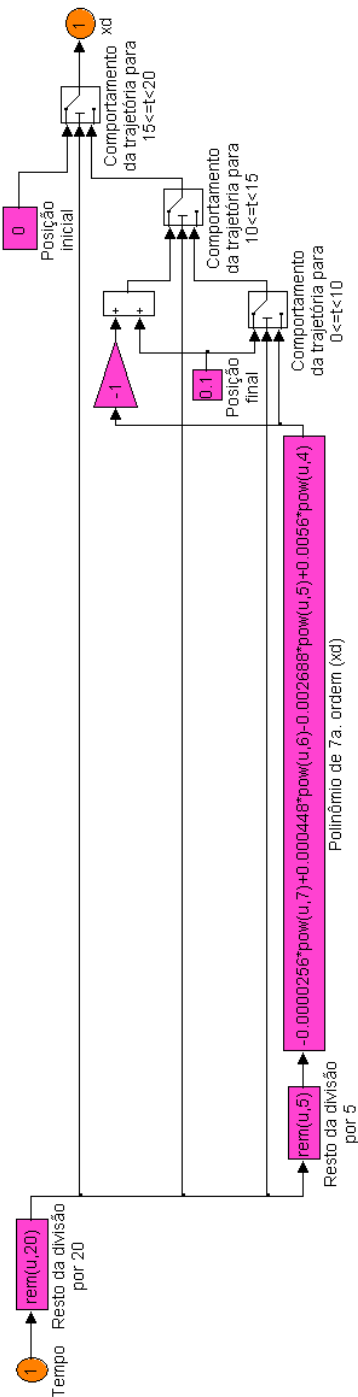
Diagrama de blocos representativo do sistema de posicionamento servopneumático em malha fechada.



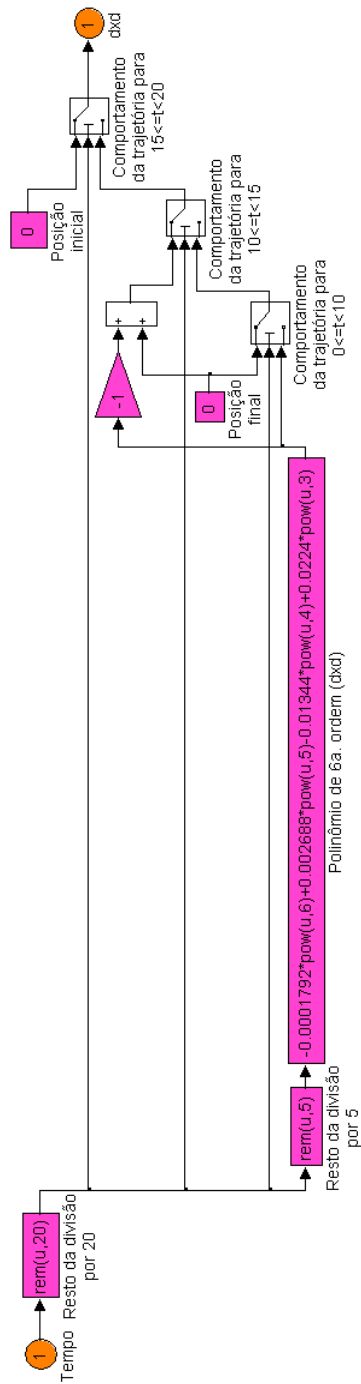
Conteúdo do bloco de número [1], representativo da trajetória de sétima ordem do posicionador servopneumático.



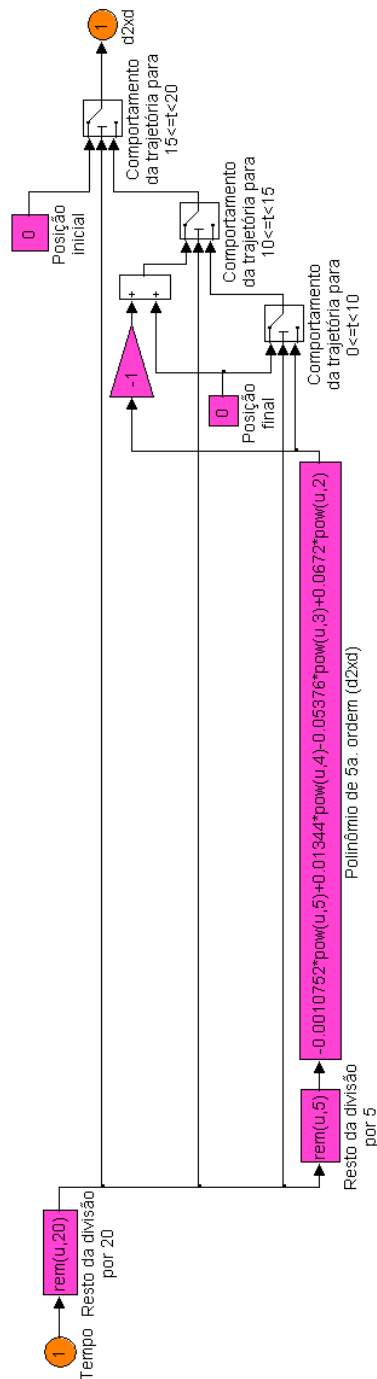
Conteúdo do bloco de número [1.1], representativo do polinômio de sétima ordem. Descreve o comportamento assumido para a posição desejada do posicionador servopneumático ao longo do tempo.



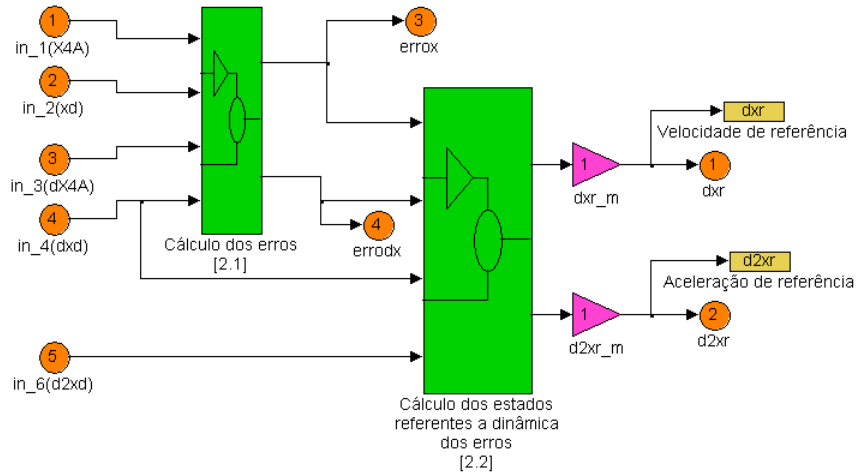
Conteúdo do bloco de número [1.2], representativo do polinômio de sexta ordem. Descreve o comportamento assumido para a velocidade desejada do posicionador servopneumático ao longo do tempo.



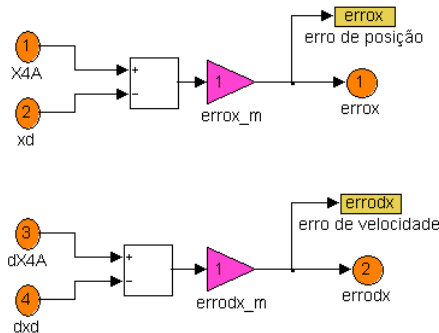
Conteúdo do bloco de número [1.3], representativo do polinômio de quinta ordem. Descreve o comportamento assumido para a aceleração desejada do posicionador servopneumático ao longo do tempo.



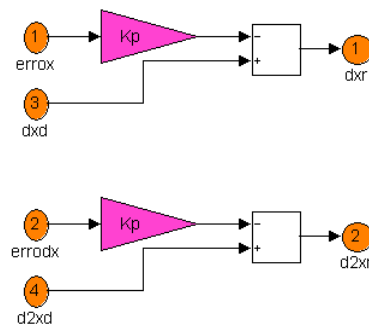
Conteúdo do bloco de número [2], onde é realizado o cálculo dos erros e o cálculo dos estados referentes à dinâmica dos erros do posicionador servopneumático.



Conteúdo do bloco de número [2.1], onde é realizado o cálculo dos erros assumidos pelo posicionador servopneumático.

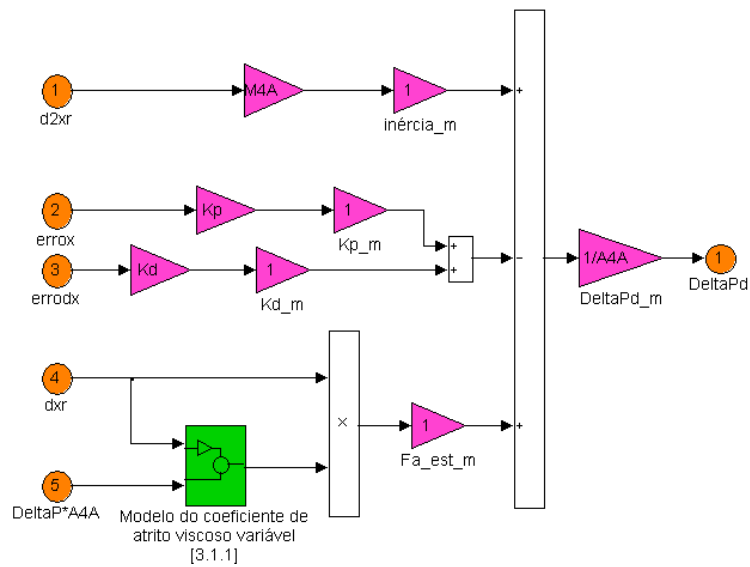
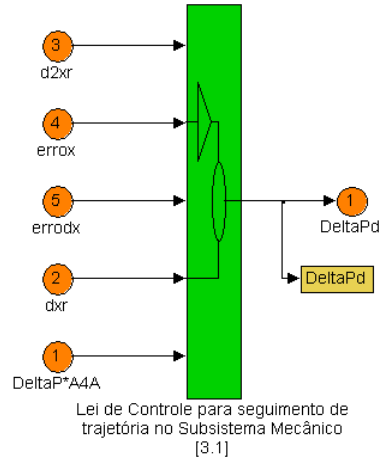


Conteúdo do bloco de número [2.2], onde é realizado o cálculo dos estados referentes à dinâmica dos erros do posicionador servopneumático.

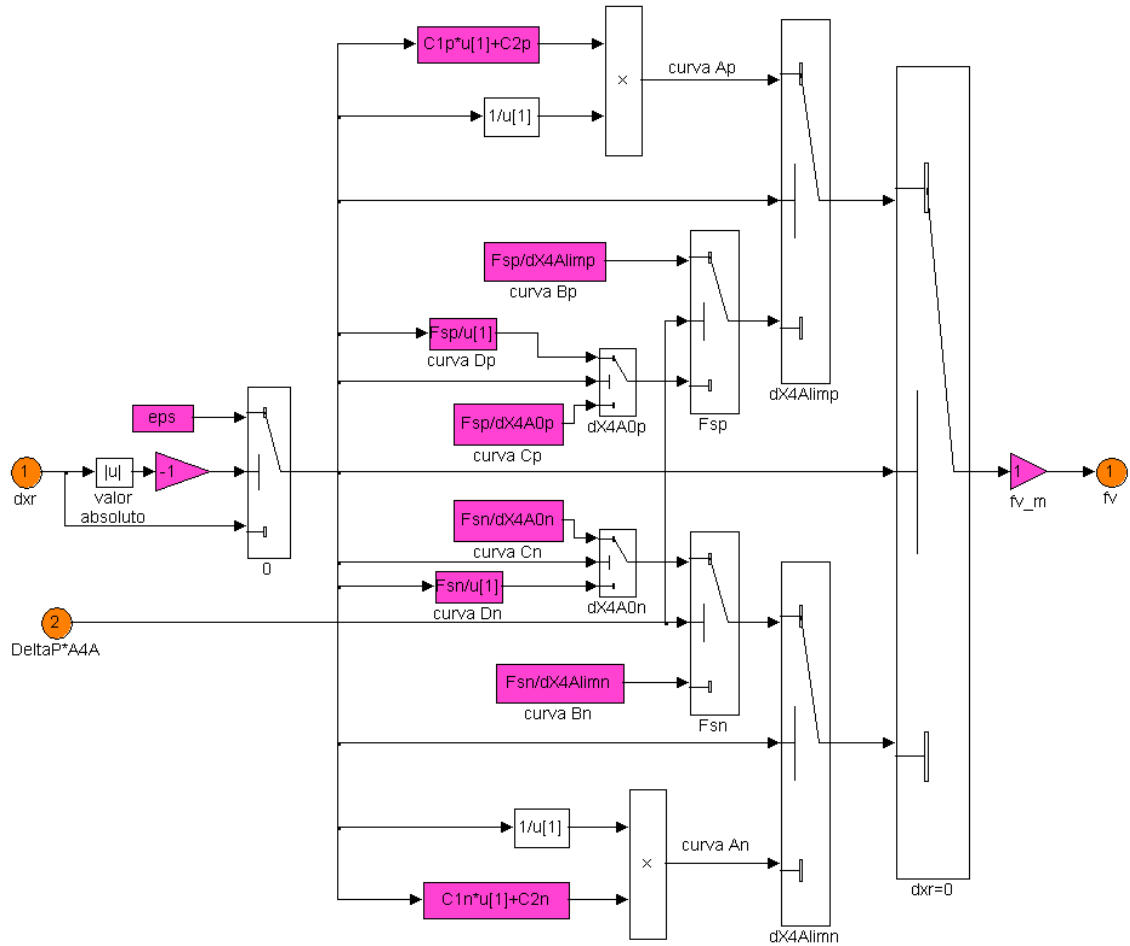




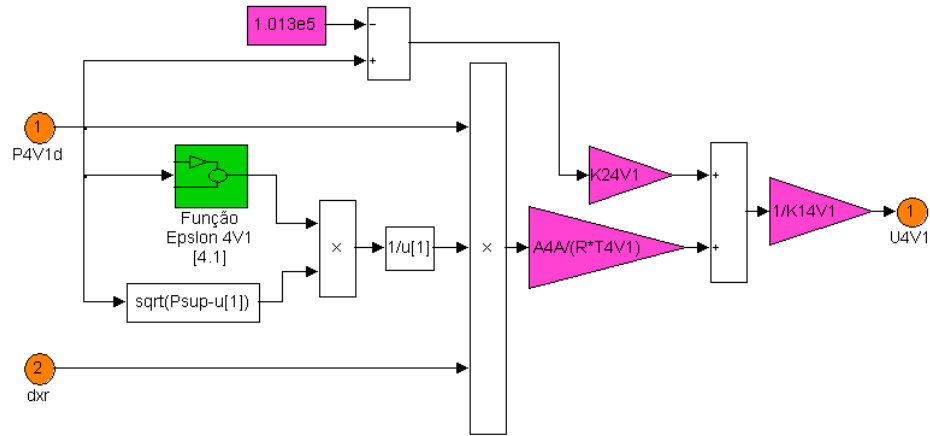
Conteúdo dos blocos de número [3] e [3.1], representativos da lei de controle para seguimento de trajetória no subsistema mecânico. Trata-se de um controlador PID com compensação dos efeitos da inércia e do atrito.



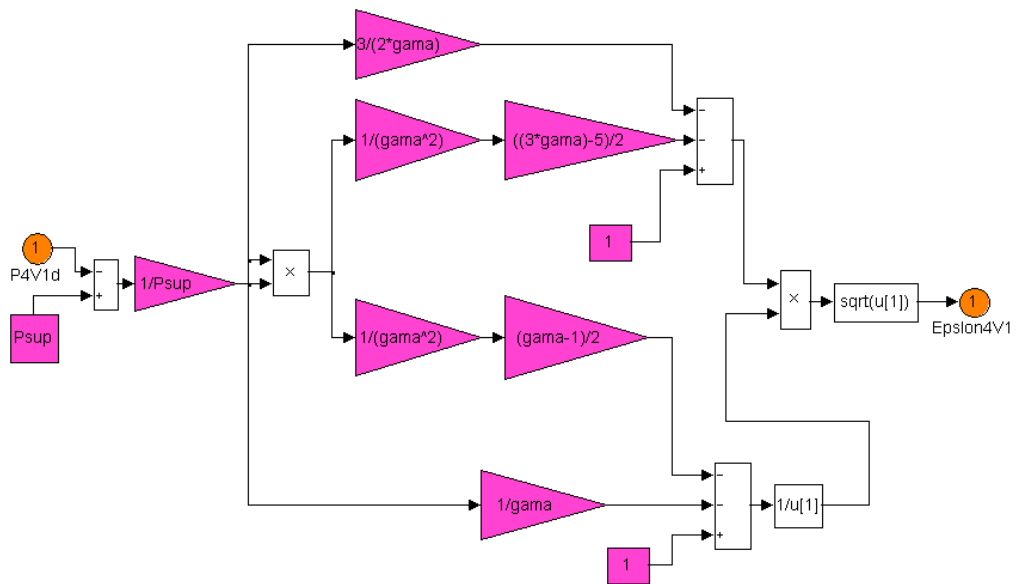
Conteúdo do bloco de número [3.1.1], representativo do modelo do coeficiente de atrito viscoso variável.



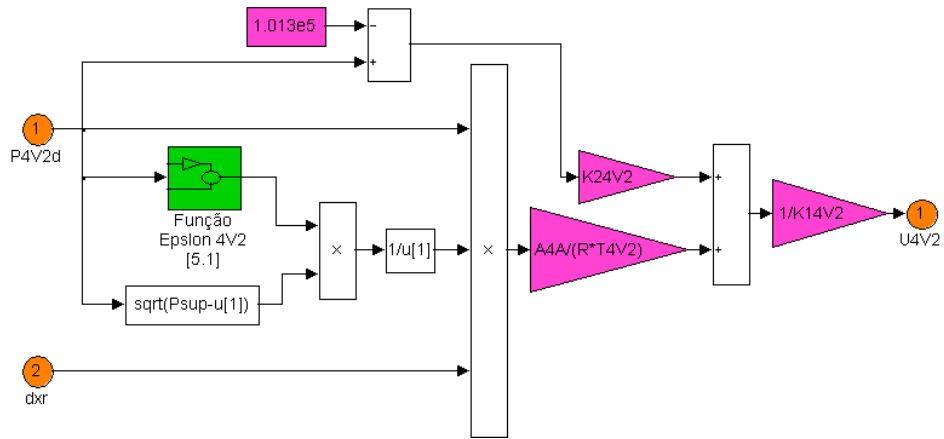
Conteúdo do bloco de número [4], representativo do fator de conversão não-linear que converte  $p_d^{4V1}$  em  $U^{4V1}$ . Responsável por promover o seguimento de trajetória no subsistema pneumático.



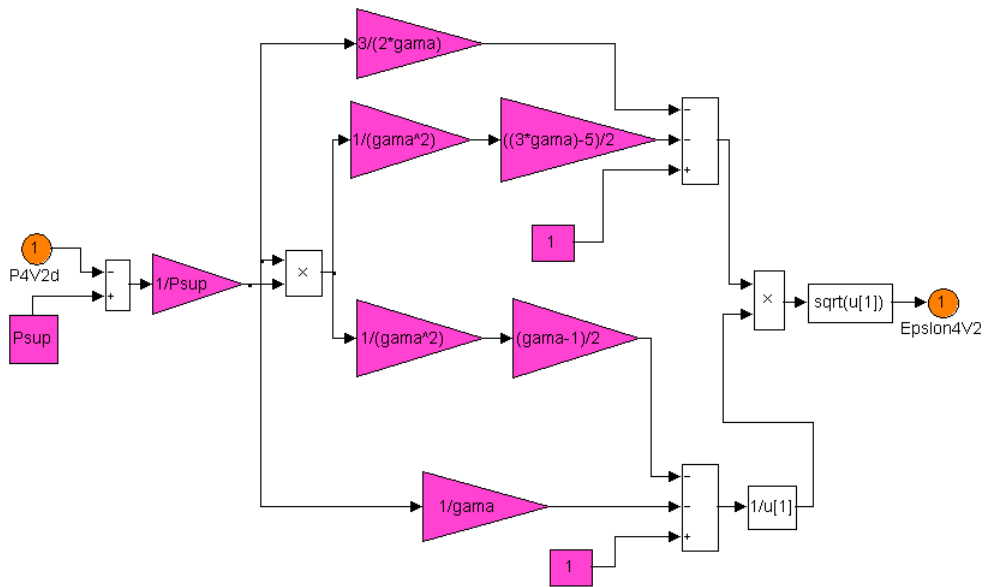
Conteúdo do bloco de número [4.1], onde é realizado o cálculo da função  $\epsilon^{4V1}$ .



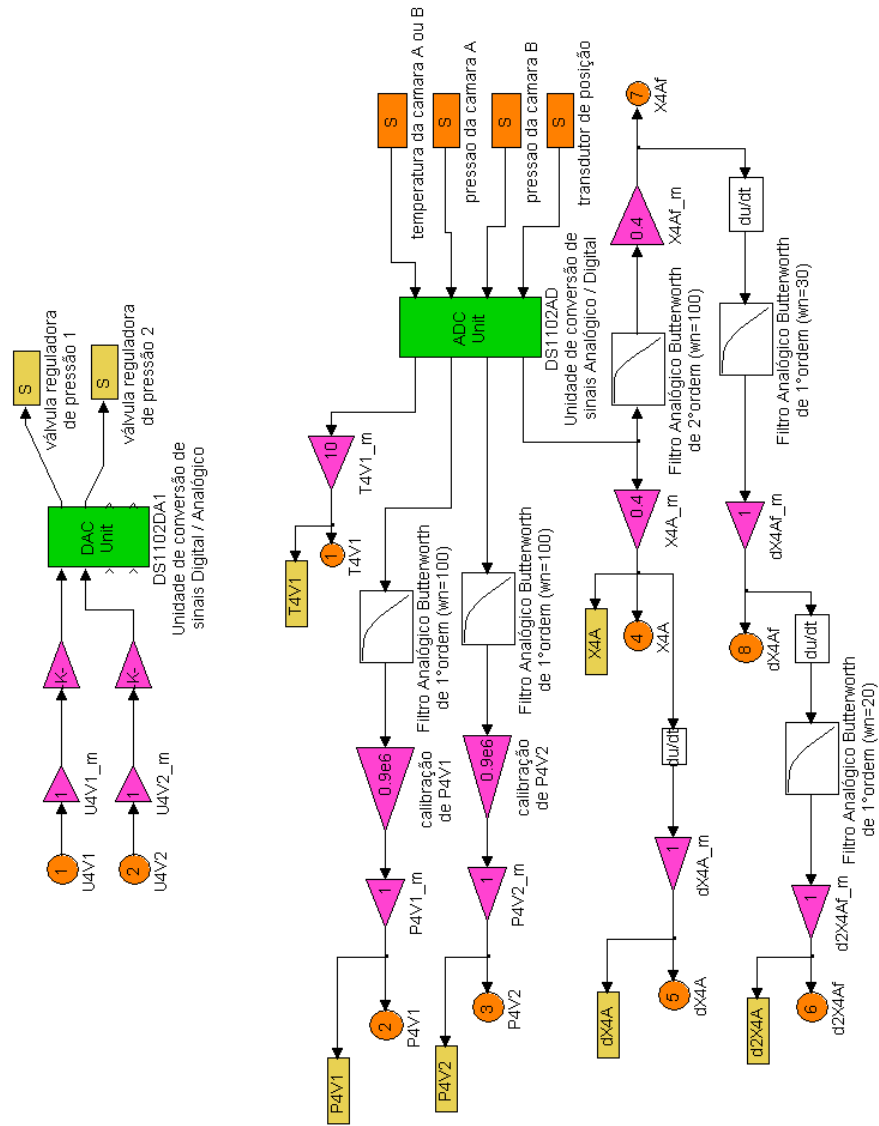
Conteúdo do bloco de número [5], representativo do fator de conversão não-linear que converte  $p_d^{4V^2}$  em  $U^{4V^2}$ . Responsável por promover o seguimento de trajetória no subsistema pneumático.



Conteúdo do bloco de número [5.1], onde é realizado o cálculo da função  $\varepsilon^{4V^2}$ .



Conteúdo do bloco de número [6], representativo da planta do sistema de posicionamento servopneumático.



Segue abaixo a rotina para cálculo dos coeficientes dos polinômios, presentes no bloco de número [1], referentes à trajetória.

**% Rotina para calcular os coeficientes dos polinômios referentes a trajetória %**

**ti=0; % instante inicial do avanço ou recuo do atuador %**

**tf=5; % instante final do avanço ou recuo do atuador %**

```
A = [   ti^7      ti^6      ti^5      ti^4      ti^3      ti^2      ti      1;
        tf^7      tf^6      tf^5      tf^4      tf^3      tf^2      tf      1;
        7*ti^6    6*ti^5    5*ti^4    4*ti^3    3*ti^2    2*ti      1      0;
        7*tf^6    6*tf^5    5*tf^4    4*tf^3    3*tf^2    2*tf      1      0;
        42*ti^5   30*ti^4   20*ti^3   12*ti^2   6*ti      2      0      0;
        42*tf^5   30*tf^4   20*tf^3   12*tf^2   6*tf      2      0      0;
        210*ti^4  120*ti^3  60*ti^2  24*ti     6          0      0      0;
        210*tf^4  120*tf^3  60*tf^2  24*tf     6          0      0      0]
```

**B = [0; 0.1; 0; 0; 0; 0; 0; 0]**

**X=(A\B) % coeficientes do polinomio de 7°ordem %**

**dX=polyder(X) % coeficientes do polinomio de 6°ordem %**

**d2X=polyder(dX) % coeficientes do polinomio de 5°ordem %**