

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

ESTUDO DAS CARACTERÍSTICAS COMPORTAMENTAIS DE
VÁLVULAS PROPORCIONAIS E SEUS EFEITOS NOS
POSICIONADORES ELETRO-HIDRÁULICOS

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

IRVING MURARO

Florianópolis, Fevereiro de 2010.

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

ESTUDO DAS CARACTERÍSTICAS COMPORTAMENTAIS DE
VÁLVULAS PROPORCIONAIS E SEUS EFEITOS NOS
POSICIONADORES ELETRO-HIDRÁULICOS

IRVING MURARO

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, Prof. Dr. – Orientador

Eduardo Alberto Fancello, Prof. Dr. – Coordenador do Programa

BANCA EXAMINADORA

Jonny Carlos da Silva, Prof. Dr.

Edson Roberto De Pieri, Prof. Dr.

Mauro André Barbosa Cunha, Prof. Dr.

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

M972e Muraro, Irving

Estudo das características comportamentais de válvulas proporcionais e seus efeitos nos posicionadores eletro-hidráulicos [dissertação] / Irving Muraro ; orientador, Victor Juliano De Negri. - Florianópolis, SC, 2009.
1 v.: il., grafs., tabs.

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

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Sistemas eletro-hidráulicos - Projetos. 3. Controle de posição. 4. Válvulas proporcionais. I. De Negri, Victor Juliano. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

*“Toda a nossa ciência, comparada com a realidade,
é primitiva e infantil – e, no entanto,
é a coisa mais preciosa que temos.”*

Albert Einstein

*À minha família que,
amando-me, se priva da minha companhia
para que eu alcance minhas próprias conquistas.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao CNPq pelo apoio financeiro.

Aos amigos do LASHIP, Pacheco, Desyel, Szpak, Mauro, Yesid, Victor, Facundo, Brisot, Cristiano, Alisson e, em especial, Zézinho, que dedicaram tempo, me ensinaram e motivaram na concretização deste trabalho.

À galera “curtição”, os companheiros do RU, João, Bruno e McFly, que rechearam o cardápio com muita risada e descontração, fazendo-me encarar com mais ânimo e bom humor as tardes de trabalho.

Aos grandes amigos, Bob, Nave, Fontan, Firmão e Rafael, pessoas iluminadas que pude ter a satisfação neste período de compartilhar alegrias, angústias, festas, problemas e ensinamentos de uma maneira que somente “amigos” podem proporcionar.

Ao Prof. Victor Juliano De Negri que, com boas idéias e belos “puxões de orelha”, imprimiu à palavra orientação o seu verdadeiro significado.

À Lailinha, uma “pequena” notável que presenteia minha vida com carinho, inteligência, confiança e, sobretudo, amor, fazendo-me ter orgulho de ser seu namorado. 456838.

À minha família a confiança que sempre depositaram na minha capacidade e, principalmente, por me ensinar que amor, caráter, educação e valores são elementos indispensáveis na vida de um homem. Amo vocês!

SUMÁRIO

Lista de figuras	xii
Lista de tabelas	xvii
Simbologia	xviii
Resumo	xxii
Abstract	xxiii
Capítulo 1: Introdução	1
1.1 Contextualização.....	1
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo principal	2
1.2.2 Objetivos específicos	3
1.3 Justificativas e contribuições	3
1.4 Estrutura da dissertação	4
Capítulo 2: Posicionadores eletro-hidráulicos	5
2.1 Introdução	5
2.2 Atuadores hidráulicos	7
2.3 Válvulas de controle contínuo direcionais	8
2.3.1 Características estáticas e dinâmicas de VCCD	10
2.4 Projeto de posicionadores hidráulicos.....	17
2.4.1 Sistematização de Projeto Preliminar de SHCP	18
2.5 Considerações finais	25

Capítulo 3: Modelagem do sistema de atuação	27
3.1 Modelo não-linear	29
3.1.1 Modelo não-linear do cilindro	30
3.1.2 Modelo não-linear da VCCD	32
3.2 Modelo não-linear com perda de carga	36
3.3 Modelo linear	39
3.3.1 Modelo linear do cilindro	40
3.3.2 Modelo linear da VCCD	41
3.4 Considerações finais.....	44
Capítulo 4: Caracterização teórica-experimental	45
4.1 Descrição dos componentes	46
4.1.1 UPCH.....	46
4.1.2 Bancada de trabalho	47
4.1.3 Cilindro hidráulico	49
4.1.4 VCCD.....	50
4.1.5 Sistema de medição	51
4.1.6 Sistema de aquisição de dados	52
4.1.7 Sistema de carregamento.....	54
4.2 Levantamento de parâmetros.....	55
4.2.1 Perda de carga	56
4.2.2 Atrito viscoso variável.....	56
4.2.3 Parâmetros das válvulas	59
4.3 Validação dos modelos.....	74
4.3.1 Modelo não-linear com perda de carga sem carregamento	74
4.3.2 Modelo não-linear com perda de carga e com carregamento	77
4.3.3 Outros ensaios do modelo não-linear com perda de carga	79
4.3.4 Considerações sobre o modelo linear	81

4.3.5 Considerações sobre o controlador proporcional	86
4.4 Considerações finais	87
Capítulo 5: Determinação da influência de parâmetros	89
5.1 Influência do coeficiente de vazão	89
5.1.1 Estudo de caso 01	90
5.1.2 Estudo de caso 02	117
5.1.3 Considerações finais	127
5.2 Influência da frequência natural do atuador	127
5.2.1 Sistema com válvula de $K_v=1,43$ e $M_t=76,5$ Kg	128
5.2.2 Sistema com válvula de $K_v=2,86$ e $M_t=76,5$ Kg	130
5.2.3 Sistema com válvula de $K_v=1,43$ e $M_t=38,2$ Kg	131
5.2.4 Sistema com válvula de $K_v=1,43$ e $M_t=283,0$ Kg	132
5.3 Influência da frequência natural da válvula	133
5.3.1 Sistema sem carregamento	134
5.3.2 Sistema com carregamento	141
5.3.3 Considerações finais	144
5.4 Projeto de controladores proporcionais	145
5.4.1 Saturação da válvula	146
5.4.2 Equação da vazão na válvula	150
5.4.3 Considerações finais	150
Capítulo 6: Conclusões	151
6.1 Modelagem e parametrização	151
6.2 Simulações e ensaios realizados	152
6.3 Discussão sobre metodologia de projeto	152
6.4 Discussão sobre projeto de controladores	153
6.5 Sugestões para trabalhos futuros	154

Referências Bibliográficas	155
Apêndice A – Força de atrito (Dados).....	163
Apêndice B – Parâmetros dos modelos	164
Apêndice C – Funções transferência do sistema eletro-hidráulico.....	168
Apêndice D – Diagrama de blocos da malha de controle.....	170
Apêndice E – Diagrama de blocos de simulação no Simulink.....	171

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Sistema eletro-hidráulico de controle de posição.....	6
Figura 2.2 – Cilindro hidráulico de dupla ação simétrico.....	8
Figura 2.3 – Válvula direcional proporcional de carretel com 2 solenóides.....	9
Figura 2.4 – Modelos construtivos das válvulas servoproporcionais utilizadas.....	10
Figura 2.5 – Tipos de centro em válvulas.....	11
Figura 2.6 – Coeficiente de vazão em válvulas.....	12
Figura 2.7 – Resposta em frequência das válvulas (Diagrama de Bode).....	14
Figura 2.8 – Ensaio de pressão em válvulas.....	15
Figura 2.9 – Zona morta em válvulas (FURST, 2001).....	17
Figura 2.10 – Etapa 1: Dimensionamento estático e dinâmico (FURST; DE NEGRI, 2002)...	20
Figura 3.1 – Componentes do sistema eletro-hidráulico de controle de posição.....	28
Figura 3.2 – Diagrama de blocos do modelo não-linear.....	29
Figura 3.3 – Forças atuantes no cilindro (SZPAK, 2008).....	30
Figura 3.4 – Válvula de carretel de 4 vias com 3 ressalto (DE NEGRI, 2001).....	33
Figura 3.5 – Diagrama esquemático das linhas A e B (SZPAK, 2008).....	37
Figura 3.6 - Subsistema hidráulico do modelo não-linear com perda de carga.....	39
Figura 3.7 – Diagrama de blocos do modelo linear.....	43
Figura 4.1 – Plataforma de Hidráulica Proporcional.....	46
Figura 4.2 – Bancada de Trabalho (SZPAK, 2008).....	48
Figura 4.3 – Diagrama esquemático (A) e funcional (B) do circuito hidráulico.....	48
Figura 4.4 – Circuito elétrico detalhado do sistema de medição.....	52
Figura 4.5 – Sistema de aquisição de dados.....	53
Figura 4.6 – Placa eletrônica dSPACE DS1102.....	54
Figura 4.7 – Sistema de carregamento com pré-carga na mola (SZPAK, 2008).....	55
Figura 4.8 – Trajetórias do modelo de atrito (MACHADO, 2003).....	57

Figura 4.9 – Mapa estático da força de atrito para o cilindro hidráulico	58
Figura 4.10 – Sinal de comando tipo degrau de -10V a +10V na válvula de $K_v=1,43$	61
Figura 4.11 – Sinal de comando tipo degrau de 0 a +10V na válvula de $K_v=1,43$	62
Figura 4.12 – Sinal de comando tipo degrau de 0 a +5V na válvula de $K_v=1,43$	62
Figura 4.13 – Sinal de comando tipo degrau de 0 a +2,5V na válvula $K_v=1,43$	63
Figura 4.14 – Sinal de comando tipo degrau de 0 a +1V na válvula de $K_v=1,43$	63
Figura 4.15 – Ensaio em MF com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=3,75$	64
Figura 4.16 – Ensaio em MF com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=11$	65
Figura 4.17 – Sinal de comando tipo degrau de 0 a +10V na válvula de $K_v=2,86$	66
Figura 4.18 – Sinal de comando tipo degrau de 0 a +5V na válvula de $K_v=2,86$	66
Figura 4.19 – Sinal de comando tipo degrau de 0 a +2,5V na válvula de $K_v=2,86$	67
Figura 4.20 – Sinal de comando tipo degrau de 0 a +1V na válvula de $K_v=2,86$	67
Figura 4.21 – Ensaio em MF com válvula de $K_v=2,86$ e $K_p=4$	68
Figura 4.22 – Ensaio em MF com válvula de $K_v=2,86$ e $K_p=8$	69
Figura 4.23 – Ensaio de pressão obtido nos catálogos das válvulas (BOSCH, 2002).....	71
Figura 4.24 – Ensaio de pressão da válvula de $K_v=1,43$ (pressões nas vias A e B)	72
Figura 4.25 – Ensaio de pressão da válvula de $K_v=1,43$ (pressão de carga)	72
Figura 4.26 – Ensaio de pressão da válvula de $K_v=2,86$ (pressões nas vias A e B)	73
Figura 4.27 – Ensaio de pressão da válvula de $K_v=2,86$ (pressão de carga)	73
Figura 4.28 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=8$	75
Figura 4.29 – Pressão no sistema com válvula de $K_v=1,43$ e sem carregamento.....	75
Figura 4.30 – Pressão de carga com válvula de $K_v=1,43$ e sem carregamento.....	76
Figura 4.31 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e sem carregamento (ampliado) ..	77
Figura 4.32 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=2,86$ e com mola	78
Figura 4.33 – Pressão no sistema com válvula de $K_v=2,86$ e com mola	78
Figura 4.34 – Pressão de carga com válvula de $K_v=2,86$ e com mola.....	79

Figura 4.35 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=2,86$ e com mola (ampliado)	79
Figura 4.36 – Posição do cilindro com degrau de 100mm e diferentes K_p	80
Figura 4.37 – Posição do cilindro com degrau de 150mm e diferentes K_p	80
Figura 4.38 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=1$	82
Figura 4.39 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=5$	83
Figura 4.40 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e com mola	85
Figura 4.41 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e com massa.....	86
Figura 5.1 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=8$	97
Figura 5.2 – Velocidade do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=8$	98
Figura 5.3 – Sinal de controle para a válvula de $K_v=1,43$ com $K_p=8$	99
Figura 5.4 – Posição do carretel da válvula de $K_v=1,43$ com $K_p=8$	99
Figura 5.5 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=2,86$ e $K_p=3,75$	100
Figura 5.6 – Velocidade do cilindro com válvula de $K_v=2,86$ e $K_p=3,75$	101
Figura 5.7 – Sinal de controle para a válvula de $K_v=2,86$ com $K_p=3,75$	101
Figura 5.8 – Posição do carretel da válvula de $K_v=2,86$ com $K_p=3,75$	102
Figura 5.9 – Posição do cilindro com diferentes K_v – Caso 01 sem carga.....	102
Figura 5.10 – Velocidade do cilindro com diferentes K_v – Caso 01 sem carga	103
Figura 5.11 – Sinal de controle com diferentes K_v – Caso 01 sem carga.....	103
Figura 5.12 – Posição do carretel com diferentes K_v – Caso 01 sem carga	104
Figura 5.13 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=15$ – mola e pré-carga.....	105
Figura 5.14 – Pressão de carga com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=15$ – mola e pré-carga.....	106
Figura 5.15 – Oscilações em regime permanente com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=20$	107
Figura 5.16 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=2,86$ e $K_p=7$ – mola e pré-carga.....	108
Figura 5.17 – Pressão de carga com válvula de $K_v=2,86$ e $K_p=7$ – mola e pré-carga.....	109
Figura 5.18 – Posição do cilindro com diferentes K_v – Caso 01 com mola	110

Figura 5.19 – Pressão de carga com diferentes K_v – Caso 01 com mola.....	110
Figura 5.20 – Posição do carretel com diferentes K_v – Caso 01 com mola.....	111
Figura 5.21 – Posição do cilindro com $K_v=1,43$ e $K_p=8$ – Caso 01 com massa	112
Figura 5.22 – Aceleração do cilindro com $K_v=1,43$ e $K_p=8$ – Caso 01 com massa.....	113
Figura 5.23 – Posição do carretel da válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=8$ – Caso 01 com massa.....	114
Figura 5.24 – Posição do cilindro com $K_v=2,48$ e $K_p=4$ – Caso 01 com massa	114
Figura 5.25 – Aceleração do cilindro com $K_v=2,48$ e $K_p=4$ – Caso 01 com massa.....	115
Figura 5.26 – Posição do cilindro com diferentes K_v - Caso 01 com massa	115
Figura 5.27 – Pressão de carga com diferentes K_v - Caso 01 com massa	116
Figura 5.28 – Posição do carretel com diferentes K_v - Caso 01 com massa.....	116
Figura 5.29 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=3,75$ – Caso 02	119
Figura 5.30 – Velocidade do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=3,75$ – Caso 02.....	120
Figura 5.31 – Sinal de controle para a válvula de $K_v=1,43$ com $K_p=3,75$ – Caso 02	120
Figura 5.32 – Posição do carretel da válvula de $K_v=1,43$ com $K_p=3,75$ – Caso 02	121
Figura 5.33 – Posição do cilindro com diferentes K_v – Caso 02.....	121
Figura 5.34 – Velocidade do cilindro com diferentes K_v – Caso 02	122
Figura 5.35 – Posição do carretel das válvulas de diferentes K_v – Caso 02	123
Figura 5.36 – Posição do cilindro com $K_v=1,43$ e $K_p=5,7$ – Caso 02 com mola e pré-carga. 124	
Figura 5.37 – Pressão de carga com $K_v=2,86$ e $K_p=5,7$ – Caso 02 com mola e pré-carga.....	124
Figura 5.38 – Posição do cilindro com $K_v=1,3$ e $K_p=4$ – Caso 02 com massa	125
Figura 5.39 – Aceleração do cilindro com $K_v=1,3$ e $K_p=4$ – Caso 02 com massa.....	126
Figura 5.40 – Posição do cilindro com diferentes ω_n^A e $M_t=76,5\text{Kg}$ (válvula de $K_v=1,43$) ...	129
Figura 5.41 – Pressões no sistema com $\omega_n^A=3x\omega_n^{SIS}$ e $M_t=76,5\text{Kg}$ (válvula de $K_v=1,43$).....	130
Figura 5.42 – Posição do cilindro com diferentes ω_n^A e $M_t=76,5\text{Kg}$ (válvula de $K_v=2,86$) ...	131
Figura 5.43 – Posição do cilindro com diferentes ω_n^A e $M_t=38,2\text{Kg}$ (válvula de $K_v=1,43$) ...	132

Figura 5.44 – Posição do cilindro com diferentes ω_n^A e $M_t=283,0\text{Kg}$ (válvula de $K_v=1,43$) .	133
Figura 5.45 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$, $K_p=8$ e diferentes ω_n^V	135
Figura 5.46 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$, $K_p=8$ e diferentes ω_n^V (zoom) .	135
Figura 5.47 – Posição do carretel da válvula de $K_v=1,43$, $K_p=8$ e diferentes ω_n^V	136
Figura 5.48 - Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e K_p ajustado para cada ω_n^V	137
Figura 5.49 - Posição do cilindro com $\omega_n^V=5\times\omega_n^{SIS}$ e $K_p=7,5$	138
Figura 5.50 - Posição do cilindro com $\omega_n^V=3\times\omega_n^{SIS}$ e $K_p=6,6$	139
Figura 5.51 - Posição do cilindro com $\omega_n^V=2\times\omega_n^{SIS}$ e $K_p=6,3$	139
Figura 5.52 – Posição do cilindro com válvula de diferentes ζ^V	140
Figura 5.53 - Posição do cilindro com $\omega_n^A=2\times\omega_n^{SIS}$ e válvula com diferentes ω_n^V	142
Figura 5.54 - Posição do cilindro com $\omega_n^A=3\times\omega_n^{SIS}$ e válvula com diferentes ω_n^V	142
Figura 5.55 - Posição do cilindro com $\omega_n^A=5\times\omega_n^{SIS}$ e válvula com diferentes ω_n^V	143
Figura 5.56 - Posição do cilindro com $\omega_n^A=5\times\omega_n^{SIS}$, $M_t=38,2\text{Kg}$ e diferentes ω_n^V	143
Figura 5.57 - Posição do cilindro utilizando tubo de aço e mangueira	144
Figura 5.58 – Pólos do sistema hidráulico com válvula de $K_v=2,86$ e $K_p=15$	147
Figura 5.59 – Posição do cilindro com referência de 1V e diferentes K_p	148
Figura 5.60 – Posição do cilindro com referência de 5V e diferentes K_p	149
Figura 5.61 – Posição do cilindro com referência de 9V e diferentes K_p	149

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Componentes do diagrama funcional do circuito hidráulico.....	49
Tabela 4.2 – Dados do cilindro hidráulico	49
Tabela 4.3 – Dados das válvulas	50
Tabela 4.4 – Coeficientes de vazão das válvulas.....	50
Tabela 4.5 – Parâmetros dos transmissores de pressão	51
Tabela 4.6 – Parâmetros do transdutor de posição	51
Tabela 4.7 – Dados das molas.....	55
Tabela 4.8 – Coeficientes de perda de carga do sistema.....	56
Tabela 4.9 – Parâmetros do modelo de coeficiente de atrito viscoso do cilindro	58
Tabela 4.10 – Dados do comportamento dinâmico das válvulas	69
Tabela 4.11 – Ganho de vazão e coeficientes de vazão-pressão das válvulas.....	84
Tabela 5.1 – Dados das especificações de projeto dos estudos de caso.....	90
Tabela 5.2 – Compressão das molas para não ultrapassar a força de 1105 <i>N</i>	94
Tabela 5.3 – Coeficientes de vazão calculados para o estudo de caso 01	95
Tabela 5.4 – Coeficientes de vazão calculados para o estudo de caso 02.....	118

SIMBOLOGIA

$$SI \begin{matrix} Sp \\ Sb \end{matrix}$$

SI Símbolo literal

Sp Super-índice

Sb Sub-índice

PARÂMETROS E VARIÁVEIS

Alfabeto Latino:

<i>a</i>	Aceleração
<i>A</i>	Área útil
<i>B</i>	Coefficiente de atrito viscoso
<i>C_d</i>	Coefficiente de descarga
<i>C_{in}</i>	Constante de vazamento interno no cilindro
<i>Cl</i>	Coefficiente de perda de carga
<i>F</i>	Força
<i>K_v</i>	Coefficiente de vazão
<i>K_q</i>	Ganho de vazão
<i>K_p</i>	Ganho proporcional do controlador
<i>K_{pU}</i>	Ganho de pressão relativo à tensão
<i>K_c</i>	Coefficiente de vazão-pressão
<i>K_{RP}</i>	Ganho de regime permanente
<i>M</i>	Massa
<i>p</i>	Pressão
<i>t_{s2%}</i>	Tempo de acomodação com critério de erro de 2%
<i>U</i>	Sinal em tensão (elétrica)
<i>U_c</i>	Sinal de comando para a válvula em tensão

U_r	Sinal de referência de posição em tensão
U_s	Sinal do transdutor de posição do cilindro em tensão
v	Velocidade
V	Volume
x	Posição
dx	Primeira derivada da posição (velocidade)
d^2x	Segunda derivada da posição (aceleração)
W	Trabalho realizado

Alfabeto Grego:

β_e	Módulo de compressibilidade efetivo corrigido para a PHP
Δp	Diferença de pressão na válvula
ρ	Massa específica
ζ	Razão de amortecimento
ω_n	Frequência natural não-amortecida

SUPER-ÍNDICE

A	Atuador (cilindro hidráulico)
H	Mangueira
MR	Modelo de referência
Pi	Tubulação rígida de aço
S	Transdutor de posição
SIS	Sistema hidráulico de controle de posição
V	Válvula proporcional
Z	Controlador

SUB-ÍNDICE

<i>at</i>	Atrito
<i>A</i>	Via A
<i>B</i>	Via B
<i>c</i>	Carretel da válvula
<i>C</i>	Relativo à carga
<i>CAT</i>	Retirado de catálogo
<i>e</i>	Relativo ao êmbolo + haste do cilindro
<i>f</i>	Relativo ao fluido
<i>i</i>	Ponto de operação
<i>in</i>	Interno
<i>máx</i>	máximo
<i>mín</i>	mínimo
<i>n</i>	Nominal
<i>o</i>	Relativo ao orifício
<i>p</i>	Parcial
<i>PreC</i>	Pré-carga ajustada na mola
<i>S</i>	Linha de suprimento
<i>SC</i>	Sistema de carregamento
<i>SI</i>	Unidade no Sistema Internacional
<i>t</i>	Total
<i>T</i>	Linha de retorno
<i>U</i>	Relativo à tensão
<i>0</i>	Inicial

ABREVIATURAS

FTMA	Função transferência do sistema hidráulico em malha aberta
FTMF	Função transferência do sistema hidráulico em malha fechada
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
ML	Modelo linear
MNL	Modelo não-linear
PC	Perda de carga
PHP	Plataforma de Hidráulica Proporcional
PID	Controlador proporcional-integral-derivativo
SH	Sistema hidráulico
SHCP	Sistema hidráulico de controle de posição
UPCH	Unidade de potência e condicionamento hidráulico
VCCD	Válvula de controle contínuo direcional

RESUMO

A dificuldade de projetar sistemas hidráulicos de controle de posição deve-se principalmente às variações e incertezas das características dinâmicas e estáticas dos componentes integrantes do sistema, sendo a válvula de controle contínuo direcional de grande importância e influência no desempenho do posicionador. Diante deste cenário, apresenta-se neste trabalho uma análise teórico-experimental do comportamento de válvulas proporcionais e de seus decorrentes efeitos em posicionadores eletro-hidráulicos. Utilizando como referência a sistematização de projeto preliminar de sistemas hidráulicos de controle de posição elaborada por Furst e De Negri (2002), verifica-se a necessidade de realizar um estudo detalhado das principais características de válvulas, tais como frequência natural, razão de amortecimento, coeficiente de vazão e ganho de pressão. Dado que estes sistemas eletro-hidráulicos são responsáveis por acionar e posicionar grandes cargas em determinados intervalos de tempo, também são analisadas características como frequência natural do cilindro e do sistema, as quais variam significativamente em condições operacionais de carregamento. A variação e influência destes parâmetros no comportamento dinâmico de posicionadores eletro-hidráulicos em malha fechada com controlador proporcional são avaliadas via simulação com modelos matemáticos implementados no software Matlab/Simulink. Com o auxílio de uma bancada de testes, denominada Plataforma de Hidráulica Proporcional, realiza-se a validação dos modelos propostos e verificação prática dos resultados obtidos por simulação. Os conhecimentos presentes neste estudo esclarecem e solucionam eventuais problemas no dimensionamento e desempenho dinâmico de um sistema projetado incorretamente. Propiciam, assim, o aperfeiçoamento de metodologias de projeto de sistemas hidráulicos de controle de posição.

Palavras-chave:

sistemas eletro-hidráulicos, controle de posição, válvulas proporcionais, projeto de sistemas hidráulicos.

ABSTRACT

The difficulty of projecting electro-hydraulic control systems is due mainly to the variations and uncertainties of static and dynamic characteristics of the system's components, being of great importance and influence in the positioner performance the continuous directional flow control valve. In this context, the present work presents a theoretical-experimental analysis of the proportional valves behaviour and of its effects in electro-hydraulic positioners. Using as reference the preliminary project systematization of hydraulic position control systems elaborated by Furst and De Negri (2002), it was noticed the necessity of accomplishing a detailed study of valves main characteristics, such as natural frequency, damping ratio, flow coefficient and pressure gain. Considering the application of electro-hydraulic system in the positioning and driving of heavy loads in specific time period, characteristics that changes according the operation conditions, such as the cylinder and system natural frequencies are also analysed. The variation and influence of these parameters in the closed loop hydraulic control systems behaviour using a proportional controller are evaluated via mathematical models implemented using Matlab/Simulink software. The models validation and the practical verification of the simulation results are accomplished with the use of "Proportional Hydraulic Platform" workbench. The knowledge in this study clarifies and solves some of design and dynamic performance problems of an uncorrected projected system. Therefore, this work provides the improvement of design methodologies in electro-hydraulic control systems project.

Key-words:

Electro-hydraulic system, position control, proportional hydraulic valves, design of hydraulic systems.

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Os sistemas hidráulicos de controle de posição têm uma enorme aplicabilidade nos mais diversos campos da engenharia, sendo destinados principalmente para o controle de grandes potências onde sejam requeridas confiabilidade, rapidez e eficiência (VON LINSINGEN, 2008).

Nestes sistemas, destaca-se a importância da válvula de controle contínuo direcional, considerado um dos mais importantes componentes em posicionadores hidráulicos. Estas válvulas são responsáveis por controlar com exatidão a direção do fluido e a vazão no sistema, controlando assim a força, posição, velocidade e aceleração dos movimentos do atuador (KALYONCU; HAYDIM, 2009).

Contudo, o comportamento dinâmico de posicionadores hidráulicos é extremamente não-linear devido a fenômenos tais como a vazão em válvulas, variações de volumes de controle e atrito nos componentes. Estas características, além de causar muitas dificuldades no controle do sistema, também originam muitas incertezas na parametrização, projeto e modelagem de sistemas eletro-hidráulicos (GUAN; PAN, 2008).

Mesmo com o avanço tecnológico já alcançado, problemas relacionados com a seleção, dimensionamento e controle do sistema de atuação (válvula e cilindro) ainda não estão suficientemente resolvidos, principalmente em face das diversas características comportamentais dinâmicas e estáticas de válvulas e seus consequentes efeitos nos posicionadores eletro-hidráulicos (FURST; DE NEGRI, 2002).

Pesquisas neste sentido vêm sendo realizadas há várias décadas em diversos países. No Brasil, tem se observado um aumento gradativo de publicações em congressos de abrangência nacional como COBEM e CONEM, mas ainda pequeno frente a outras áreas da engenharia. Heney e Frazinger (2005) relatam a carência de profissionais especializados nesta área, sendo que o maior número de informações sobre esse assunto provêm de manuais elaborados por fabricantes.

Manring (2005) destaca a recente necessidade e crescente interesse industrial por sistemas de controle mais adequados para atender as demandas do mercado, fatores que favorecem o financiamento da pesquisa acadêmica dedicada ao aprofundamento do conhecimento de sistemas eletro-hidráulicos de controle.

Por sua vez, Furst (2001) aborda o fato de que o projeto de sistemas automáticos ou mecatrônicos, nos quais se inserem os sistemas hidráulicos, ainda não está suficientemente desenvolvido para dar segurança aos projetistas quanto ao procedimento a ser adotado.

Cunha (2001) descreve que, apesar do uso difundido desses sistemas, muitos problemas de controle continuam apresentando interessantes desafios, sendo de particular importância as características não-lineares de muitos dos componentes que influenciam o comportamento estático e dinâmico dos sistemas hidráulicos.

Johnson (1996) afirma que posicionadores eletro-hidráulicos sempre apresentarão erro entre a posição final do atuador e a desejada. Cabe ao projetista saber as fontes de erro, dimensionar os componentes e ajustar o sistema para operar com desvios toleráveis e compatíveis com os objetivos de projeto. Relata também que trajetórias de posicionamento de atuadores com sobrepassagem e oscilações podem ser evitadas, visto que sistemas hidráulicos bem projetados apresentam dinâmicas rápidas, consistentes, suaves, sem ruídos e extremamente eficientes durante anos.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo principal

Motivado por esta significativa dificuldade enfrentada pelos projetistas de sistemas hidráulicos, o presente trabalho de mestrado visa aprofundar o conhecimento das características de válvulas com o estudo teórico e experimental de diferentes válvulas proporcionais utilizadas no cenário industrial atual, assim como investigar as influências destas no comportamento dinâmico de posicionadores eletro-hidráulicos em malha fechada com controlador proporcional.

1.2.2 Objetivos específicos

Realizar os seguintes objetivos específicos é fundamental para a concretização do objetivo geral proposto:

- Utilizando equações características que descrevem o comportamento de componentes hidráulicos, obter um modelo linear e outro não-linear que representem adequadamente a dinâmica de sistemas eletro-hidráulicos de controle de posição;
- Visando um modelo não-linear com respostas tão similares quanto possíveis às do sistema real, deve-se inserir no modelo os efeitos de perda de carga e da compressibilidade do fluido em linhas de transmissão decorrente de engates rápidos e mangueiras;
- Levantar os parâmetros do sistema de referência e verificar a compatibilidade dos dados com aqueles apresentados pelos fabricantes nos catálogos técnicos;
- Seguindo uma metodologia de projeto, dimensionar os principais componentes e verificar o desempenho deste sistema hidráulico sob diferentes condições de operação;
- Com simulações e experimentos, analisar a influência da frequência natural, razão de amortecimento e coeficiente de vazão da válvula no comportamento dinâmico do sistema com e sem carregamento;
- Determinar os pontos críticos de operação de posicionadores eletro-hidráulicos;
- Verificar o uso de técnicas de controle linear para projeto de controladores em sistemas hidráulicos de controle de posição.

1.3 JUSTIFICATIVAS E CONTRIBUIÇÕES

As conclusões deste estudo fornecerão maior segurança aos projetistas quanto ao procedimento de projeto de posicionadores hidráulicos, maior exatidão na modelagem e parametrização de componentes hidráulico e, sobretudo, maior facilidade na correção de possíveis erros de projeto devido à falta de conhecimento sobre as características comportamentais do sistema.

Outras importantes contribuições também são evidentes com a realização deste trabalho:

- Os resultados a serem obtidos neste trabalho poderão contribuir como fonte de referência a futuros trabalhos na área de projeto de sistemas hidráulicos;
- Aprofundar o conhecimento na determinação das características estáticas e dinâmicas de válvulas proporcionais, fundamentais na etapa de projeto de sistemas de posicionamento eletro-hidráulicos;
- Permitir uma maior clareza quanto à modelagem matemática detalhada de posicionadores eletro-hidráulicos e compreensão das características do comportamento dinâmico do sistema;
- Esclarecer prováveis fontes de erros no controle de posição de sistemas hidráulicos.

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A apresentação desta dissertação está organizada em 6 capítulos estruturados da seguinte forma:

No capítulo 2 são apresentados os aspectos gerais de posicionadores eletro-hidráulicos, bem como as principais características e funcionamento de atuadores hidráulicos e válvulas proporcionais. Em seguida, descreve-se a metodologia de projeto utilizada para dimensionar estes componentes.

No capítulo 3 são abordadas as equações matemáticas que descrevem o comportamento dos componentes hidráulicos e é elaborada a modelagem linear e não-linear de posicionadores eletro-hidráulicos.

No capítulo 4 descreve-se a bancada de trabalho e os componentes utilizados para os experimentos. Realiza-se também o levantamento dos parâmetros do sistema e a validação dos modelos elaborados.

No capítulo 5, por meio de simulações e ensaios, são realizadas as análises do comportamento de posicionadores eletro-hidráulicos frente às variações de condições de operação e utilização de diferentes parâmetros que descrevem a dinâmica das válvulas.

No capítulo 6 são expostas as principais conclusões obtidas com este trabalho e recomendações para trabalhos futuros.

Capítulo 2

POSICIONADORES ELETRO-HIDRÁULICOS

2.1 INTRODUÇÃO

Sistemas eletro-hidráulicos reúnem a versatilidade e precisão das técnicas eletrônicas de medição e processamento de sinais com o elevado desempenho de mecanismos hidráulicos em posicionar grandes massas e aplicar grandes forças. (STRINGER, 1976).

Em hidráulica, o termo “posicionadores” caracteriza sistemas projetados para desempenhar a função de deslocar e manter uma determinada massa em um local definido por uma coordenada. Esta localização pode ser fixa ou variável no tempo e, neste último caso, os posicionadores são algumas vezes denominados de seguidores (GUENTHER; PERONDI, 2004).

Os mecanismos de natureza eletro-hidráulica são comandados por sinais de baixa potência e controlam com precisão os movimentos de cilindros e motores hidráulicos com grande potência. Ainda, possuem enorme versatilidade devido a uma variedade de configurações, sobretudo no processamento de sinais que podem ser diferentemente projetados para a obtenção da atuação hidráulica desejada (DE NEGRI, 2002).

Segundo De Negri (2001), os posicionadores eletro-hidráulicos têm enorme aplicabilidade nos mais diversos campos da engenharia como, por exemplo:

- Naval e Aeronáutico: para controle de posição de lemes e de flaps;
- Petroquímico: para o ajuste de abertura de válvulas de plantas químicas industriais;
- Industrial: no controle do posicionamento de mesas de máquinas ferramentas CNC;
- Metalúrgico: no posicionamento de rolos laminadores em linhas de produção de chapas.

Manring (2005) destaca também a aplicação de sistemas de controle de posição na indústria automotiva, agricultura e robôs industriais.

Na Figura 2.1 é mostrado um sistema hidráulico de controle de posição composto por uma válvula proporcional e um cilindro hidráulico com massa acoplada. Este sistema também é caracterizado pelo uso de sensor de posição e controlador.

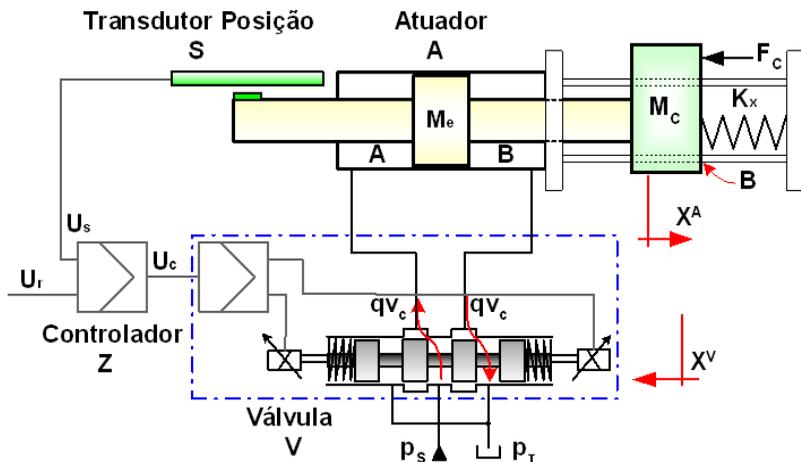


Figura 2.1 – Sistema eletro-hidráulico de controle de posição

Neste sistema, segundo De Negri (2001), a posição desejada para o cilindro (A) é estabelecida pela tensão de referência (U_r) que, por intermédio do controlador, gera uma tensão de comando (U_c) na válvula de controle contínuo direcional, produzindo o deslocamento do elemento de controle principal (normalmente um carretel). Considerando que a pressão de suprimento da válvula seja mantida constante, o deslocamento do carretel principal da válvula (x^V) provocará uma vazão no sentido da via de suprimento para uma das câmaras do cilindro, enquanto que, na outra câmara, ocorrerá uma vazão para a linha de retorno da válvula. A vazão através da válvula promove a variação da pressão nas câmaras do cilindro resultando na movimentação da massa (M_c) que, medida pelo sensor de posição (S), produz uma tensão (U_s). Este sinal, subtraído da tensão de referência (U_r), produz a realimentação de posição. Uma vez o cilindro (x^A) na posição desejada, a tensão de referência da válvula (U_c) estará anulada, implicando no fechamento do carretel e impedindo movimentação no cilindro.

Estando adequadamente dimensionado, o sistema estabiliza rapidamente na posição desejada. Se o sinal de entrada variar com o tempo, o sistema atuará como um seguidor de modo que a posição da haste estará variando no tempo, acompanhando o comando.

Os sistemas de posicionamento hidráulicos podem ser vistos sob a ótica de sistemas de controle, considerando que um sistema de controle é qualquer sistema que exista com a finalidade de regular ou controlar o fluxo de energia, informação, matéria ou outras quantidades (BROGAN, 1982 *apud* Szpak, 2008).

2.2 ATUADORES HIDRÁULICOS

Caracterizados por serem um dos componentes mais utilizados em todas as indústrias, os atuadores podem ser definidos como conversores de energia de uma fonte externa em energia mecânica controlada. Atuadores hidráulicos utilizam a potência hidráulica para prover determinado trabalho mecânico, apresentando as seguintes vantagens: grandes forças e densidade de trabalho (mais do que qualquer outro atuador) e hastes tão longas quanto necessário (GOMIS-BELLMUNT *et al.*, 2008).

Os atuadores lineares hidráulicos, também denotados de cilindros, são utilizados para criar movimentação translacional, sendo aplicados em sistemas hidráulicos de controle para posicionar grandes cargas. A principal vantagem de utilizar este mecanismo em relação a outros sistemas de controle é que os efeitos inerciais dos cilindros hidráulicos são pequenos comparados com as forças por ele geradas (MANRING, 2005).

A classificação de cilindros hidráulicos presente em von Linsingen (2008) é realizada de acordo com sua forma de ação (dupla ou simples), tipo construtivo (tirante ou flanges) e pela forma de fixação. Além destas características, destaca a importância de considerar as condições operacionais que estes são submetidos para projetar e analisar sistemas hidráulicos, visto que, situações de dinâmica extrema (elevada inércia das massas associadas) afetam significativamente o comportamento operacional do sistema.

Sistemas eletro-hidráulicos de controle de posição utilizam principalmente cilindros simétricos na sua constituição. Nestes atuadores, as forças de atuação e velocidades são iguais para carga e vazão de supri-

mento constantes em ambos os sentidos do movimento (VON LINSINGEN, 2008).



Figura 2.2 – Cilindro hidráulico de dupla ação simétrico

2.3 VÁLVULAS DE CONTROLE CONTÍNUO DIRECIONAIS

As válvulas de controle são usadas em sistemas hidráulicos para garantir uma precisa modulação e controle de todo o sistema, provendo a interface entre o elemento gerador de potência hidráulica e o dispositivo de atuação (cilindro). No circuito hidráulico apresentado na Figura 2.1, a válvula é o componente que recebe o comando do operador ou de outra fonte automática de controle e ajusta o sistema adequadamente. Este comando é utilizado para proporcionar uma saída controlável do circuito hidráulico, i.e., posição do cilindro, ou simplesmente fornecer a segurança necessária ao trabalhar-se com sistemas hidráulicos de alta pressão. (MANRING, 2005).

Enquanto que válvulas convencionais apresentam somente dois estados estáveis (ativado/desativado, aberto/fechado), as VCCDs permitem o controle do direcionamento do fluido de um modo contínuo em resposta a um sinal contínuo de entrada, podendo este ser de natureza mecânica (i.e., alavanca e pedal), hidráulica, pneumática ou, seguindo a tendência atual, elétrica (corrente ou tensão) (SZPAK, 2008 e DE NEGRI, 2002).

As válvulas de controle contínuo direcionais são classificadas primeiramente pelo número de linhas de vazão (2, 3 ou 4) disponíveis para utilização. Destaca-se a utilização das válvulas de 4 vias em sistemas de controle de posição, pois permite o controle do sentido de movimentação em cilindros de dupla ação (HENKE, 1984 *apud* ANDRIGHETTO, 1996).

Em relação à simetria, as válvulas podem ser classificadas como simétricas ou assimétricas. As válvulas simétricas fornecem o mesmo valor de vazão independentemente se o sinal de entrada for positivo ou negativo, e seu emprego está associado a cilindros também simétricos. Já as válvulas assimétricas diferem na vazão fornecida de acordo com o

signal de entrada, positivo ou negativo, e seu emprego esta associado a cilindros assimétricos, onde a relação de área da válvula deve ser igual a relação de área do cilindro (FURST; DE NEGRI, 2002).

As VCCDs são classificadas também de acordo com a sua forma construtiva, podendo apresentar tipo de acionamento com solenóides proporcionais (válvulas proporcionais), solenóides proporcionais com realimentação de posição (válvulas servoproporcionais ou servo-solenóides) e acionamento com motor-torque (servoválvulas). Estas diferentes nomenclaturas são originárias do tipo de acionamento e também devido às características comportamentais (DE NEGRI, 2001).

As válvulas proporcionais movem seu carretel de maneira diretamente proporcional a um sinal de comando, mas elas não possuem qualquer meio automático de correção de erro de posicionamento (realimentação) internamente à válvula. Elas apenas usam um ou dois solenóides (Figura 2.3) para mover o carretel em oposição a um conjunto de molas balanceadas. A repetibilidade do posicionamento do carretel é uma função da simetria das molas e da habilidade do projeto em minimizar efeitos não-lineares como histerese e atrito (RAMOS FILHO, 2009).

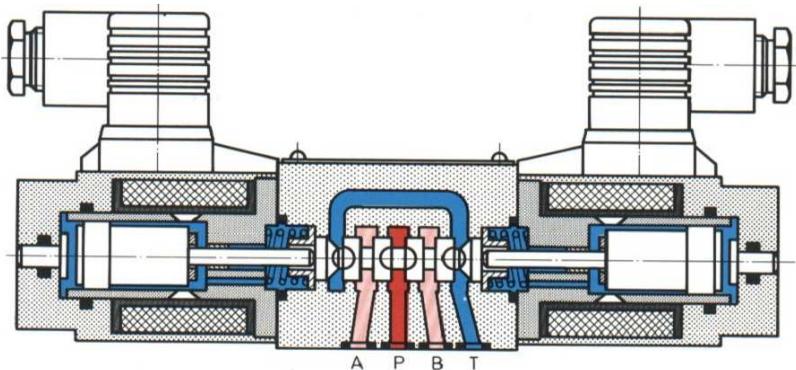


Figura 2.3 – Válvula direcional proporcional de carretel com 2 solenóides

As válvulas servoproporcionais utilizam também um transdutor de posição cuja função é medir continuamente a posição do núcleo do solenóide, permitindo o controle do deslocamento do carretel por meio de realimentação elétrica. Com isto é possível eliminar o erro associado produzido por fatores variáveis, como perturbações causadas por forças resistivas de escoamento, atrito, etc., aumentando a repetibilidade e a

exatidão da válvula, necessárias para aplicações de controle de alto desempenho. Além disto, tais válvulas usualmente possuem camisa para melhorar suas características dimensionais. Com isto as válvulas servo-proporcionais conseguem competir com as servoválvulas, apesar de alguns exemplares destas últimas ainda apresentarem uma resposta dinâmica superior à das válvulas servoproporcionais de mesmas características de vazão. Esta diferença se dá devido à grande massa da armadura do solenóide e à elevada constante de tempo associada ao solenóide, que é uma função da indutância e resistência de sua bobina (PENTON MEDIA, 2008 *apud* RAMOS FILHO, 2009). As válvulas que são utilizadas e avaliadas experimentalmente neste trabalho apresentam esta configuração.

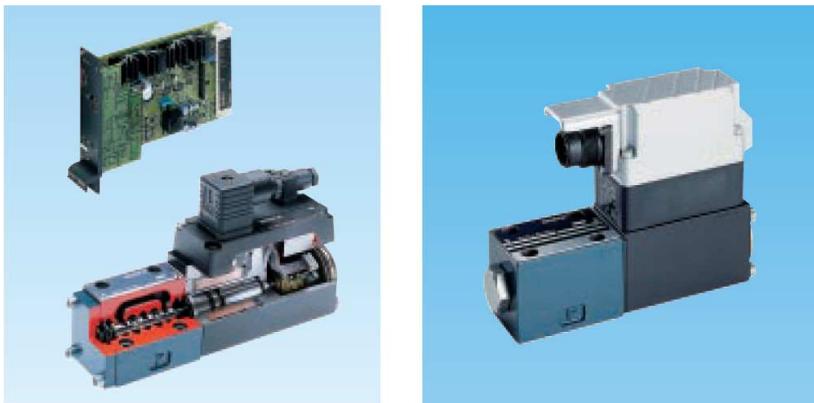


Figura 2.4 – Modelos construtivos das válvulas servoproporcionais utilizadas

Apesar de apresentar melhor resposta dinâmica, as servoválvulas são mais caras e apresentam algumas desvantagens em relação às válvulas servoproporcionais, tais como alta sensibilidade a contaminantes e grandes vazamentos internos. Em sistemas de controle de posição, a aplicação de servoválvulas é indicada quando ocorrem grandes vazões no sistema. (NACHTWEY, 2006).

2.3.1 Características estáticas e dinâmicas de VCCD

A seleção de uma válvula para uma dada aplicação requer do projetista a avaliação de um conjunto de dados e curvas que caracterizam o desempenho estático e dinâmico da válvula. O entendimento destas informações, presentes nos catálogos dos fabricantes, é fundamental no

dimensionamento de uma válvula apropriada que garanta estabilidade e eficiência de um sistema de controle de posição (MANRING, 2005).

2.3.1.1 Tipos de Centro

O tipo de centro é uma característica construtiva da válvula e baseia-se na relação da sobreposição do carretel em relação ao pórtico da válvula. Na Figura 2.5 estão representados os três tipos de centros que podem ser encontrados, ou seja, com sobreposição negativa (subcrítico), sobreposição nula (crítico) e sobreposição positiva (supercrítico) (VON LINSINGEN, 2008 e DE NEGRI, 2002).

Essas características construtivas determinam o comportamento do ganho de vazão (K_q). Merrit (1967) afirma que a ampla maioria das válvulas utilizadas em controle de posição são manufaturadas com centro crítico para apresentar ganho de vazão linear.

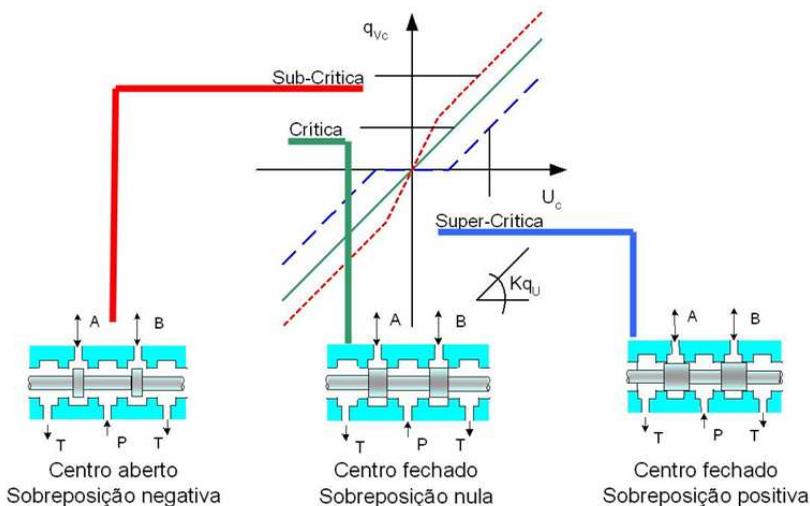


Figura 2.5 – Tipos de centro em válvulas

Estudos recentes no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP)¹ mostram que a utilização de válvulas com centro super-crítico e malhas de controle com compensação de zona-morta apresentam desempenho plenamente adequado para diversas aplicações de controle de posição (SZPAK, 2008).

¹ O LASHIP, localizado no Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, atua desde 1977 no ensino de graduação e desde 1984 no de pós-graduação e na pesquisa tecnológica de componentes e circuitos hidráulicos e pneumáticos. www.laship.ufsc.br

2.3.1.2 Coeficiente de vazão (K_v)

A melhor maneira de identificar a capacidade da válvula de fornecer vazão ao sistema é por intermédio do coeficiente de vazão. Este parâmetro representa teoricamente o tamanho da válvula, indicando quanto de vazão é fornecida com uma determinada diferença de pressão sobre a válvula.

Segundo Furst e De Negri (2002) e Johnson (1996), o coeficiente de vazão pode ser obtido a partir da relação da vazão de controle para uma entrada nominal (posição, tensão ou corrente) e para uma pressão de teste, considerada como a pressão nominal. Esta relação é fornecida em diversos catálogos de fabricantes de válvulas ou então pode ser extraída de curvas de vazão versus sinal de entrada (Figura 2.6).

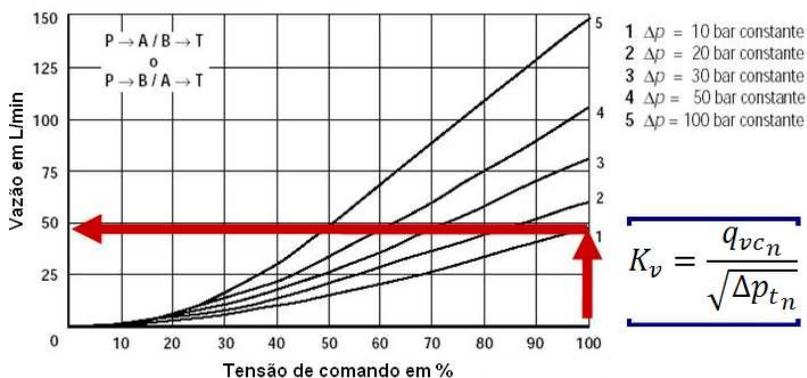


Figura 2.6 – Coeficiente de vazão em válvulas

Furst (2001) atenta para o fato de alguns catálogos apresentarem a queda de pressão em um par de vias na válvula, sendo necessário calcular o coeficiente de vazão parcial para denotar corretamente este parâmetro.

Johnson (2008b) destaca a importância do cálculo do coeficiente de vazão como parâmetro de comparação no tamanho de válvulas serem dimensionadas para um sistema eletro-hidráulico.

2.3.1.3 Frequência natural (ω_n^V)

A frequência natural de válvulas está intimamente relacionada com a velocidade de resposta da mesma para sinais de comando em tensão ou corrente. Em projeto de sistemas hidráulicos, combinando os dados de frequência natural da válvula, rigidez do sistema e ressonância

hidromecânica (derivada da compressibilidade do fluido e inércia da massa acoplada), pode-se prever o comportamento, tempo de resposta e exatidão do sistema em malha fechada (JOHNSON, 2003).

O tempo de resposta serve como uma simples indicação das características dinâmicas das válvulas proporcionais. Segundo a norma ISO 10770-1 (ISO, 1998), este parâmetro é definido como sendo o tempo necessário para que uma válvula atinja 90% do seu valor final, devido a um sinal na entrada do tipo degrau. O tempo de resposta pode ser definido em relação à resposta obtida pelo solenóide/armadura ou ao deslocamento do carretel da válvula. A resposta típica de uma válvula proporcional está entre 25 e 60 milissegundos (DE NEGRI, 2001).

Para se obter a frequência natural, analisam-se as curvas características da resposta em frequência da válvula ao aplicarmos sinais de comando senoidais de diferentes frequências. O catálogo das válvulas utilizadas neste trabalho apresenta essas curvas por meio do Diagrama de Bode² (Figura 2.7). Alguns fabricantes apresentam a resposta dinâmica de válvulas para sinais de comando do tipo degrau, possibilitando estimar a frequência natural da válvula aplicando equações de resposta temporal de sistemas lineares³.

² O uso de diagramas de Bode na análise da resposta em frequência de sistemas lineares foi desenvolvido por H. W. Bode e introduzido em 1940 no estudo das características em frequência de amplificadores eletrônicos, sendo posteriormente largamente disseminada na análise e projeto de sistemas de controle (PEREIRA; HAFFNER, 2005).

³ Esta técnica será melhor detalhada na seção 4.2.3.1

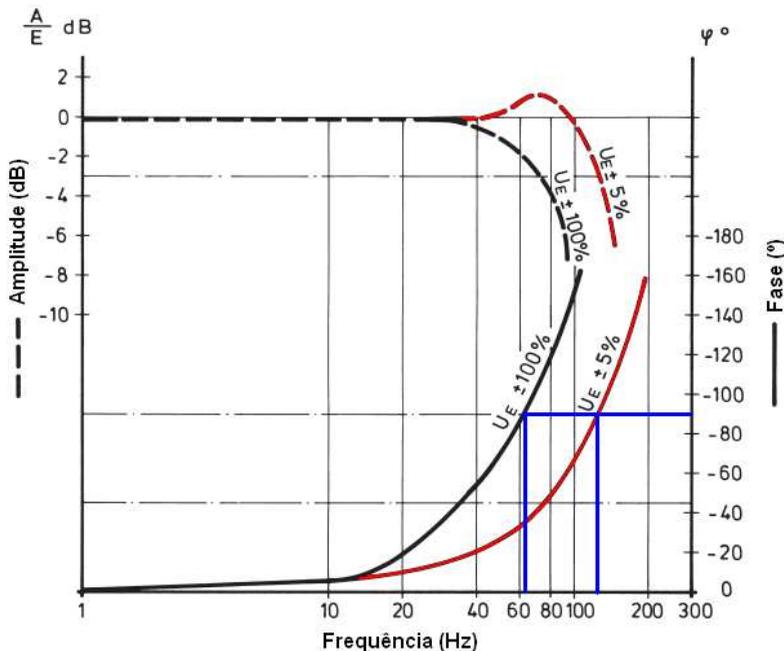


Figura 2.7 – Resposta em frequência das válvulas (Diagrama de Bode)

A amplitude, apresentada no eixo das ordenadas do lado esquerdo do Diagrama de Bode, possui escala em decibel e é definida como o logaritmo na base 10 do quociente de dois níveis de potência (PEREIRA; HAFFNER, 2005). Em diagramas de Bode de válvulas hidráulicas, esta relação é obtida com a equação 2.1 utilizando como parâmetros o sinal de deslocamento do carretel (x^V) pelo sinal de comando na válvula (U_c).

$$Amplitude = 20 \cdot \log_{10} \frac{|x^V|}{|U_c|} \quad (2.1)$$

A fase, apresentada no eixo das ordenadas do lado direito do Diagrama de Bode, possui escala em graus e é definida pela diferença de fase entre o sinal de comando e o deslocamento do carretel.

O eixo das abscissas, apresentado em escala logarítmica, representa a frequência do sinal de comando com forma senoidal enviada para a válvula (PEREIRA; HAFFNER, 2005).

As curvas de amplitude (linhas tracejadas) representam a queda de amplitude do deslocamento do carretel no seguimento de trajetória do sinal de comando. No caso de sinais de baixa frequência, o carretel segue a trajetória senoidal. Com frequências maiores (40 Hz com as válvulas da Figura 2.7), notam-se quedas na amplitude, sendo que 6dB de redução significa uma queda de 50% no deslocamento do carretel. O atraso de fase também aumenta com frequências maiores, sendo que o ponto onde ocorre a defasagem de 90° define a frequência natural da válvula (ω_n^V), a qual é muito utilizada para projeto de sistemas (JOHNSON, 2004).

2.3.1.4 Ganho de Pressão

O ganho de pressão é considerado como a segunda característica mais importante das válvulas direcionais hidráulicas, sendo que para uma válvula ideal este coeficiente é teoricamente infinito (BLACKBURN, 1960 *apud* FURST e DE NEGRI, 2002).

Este ganho é determinado pela inclinação da curva de pressão de carga versus a posição, corrente ou tensão de controle. A curva de medição da pressão diferencial pode ser obtida ou substituindo o transdutor de pressão das vias de trabalho por um transdutor de pressão diferencial conectado entre as duas vias de trabalho, ou pela subtração da curva de pressão de uma via pela outra. Em cada caso, o resultado obtido é o diferencial de pressão medido (FURST; DE NEGRI, 2002), como mostra a Figura 2.8.

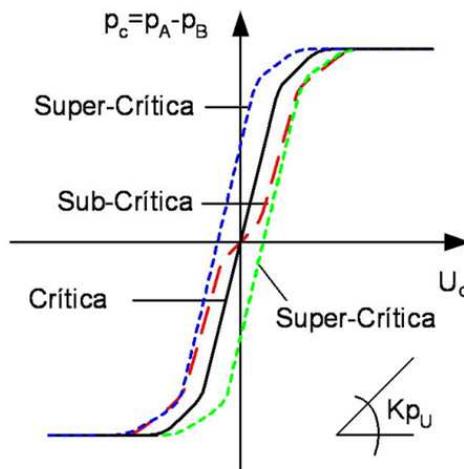


Figura 2.8 – Ensaio de pressão em válvulas

A configuração das curvas de pressão de carga em um ensaio de pressão depende do tipo de centro da válvula.

Segundo Johnson (2008), o ensaio de pressão realizado para obter o ganho de pressão é fundamental para verificar a localização do ponto de equilíbrio de forças da válvula. Também chamado de centro hidráulico, este ponto ocorre quando a pressão nas vias de trabalho são iguais ($p_A = p_B$), e, conseqüentemente, a pressão de carga é nula ($p_C=0$).

Em sistemas de controle de posição em malha fechada é desejável que o centro hidráulico ocorra quando o sinal de comando para a válvula é nulo ($U_C=0$), pois possibilita o equilíbrio de forças no cilindro⁴ no momento que este se encontra na posição desejada. (JOHNSON, 2008).

2.3.1.5 Zona morta

A zona morta caracteriza-se por uma faixa em que, mesmo havendo tensão aplicada no solenóide da válvula, não há passagem de vazão nela. Somente haverá vazão quando o sinal de comando for maior que um determinado valor (CULLMAN, 1995 *apud* ANDRIGHETTO, 1996).

Johnson (1995, *apud* FURST e DE NEGRI, 2002) denomina tensão de abertura (U_{ZM}) o sinal de comando na válvula para que esta apresente uma vazão de saída igual a 1% da vazão de saturação da válvula (Figura 2.9).

⁴ Forças iguais em ambos os lados do cilindro ($p_A \cdot A_A^A = p_B \cdot A_B^A$) determina a parada de movimentação do mesmo. Maiores detalhes sobre o centro hidráulico de válvulas em Johnson (2008).

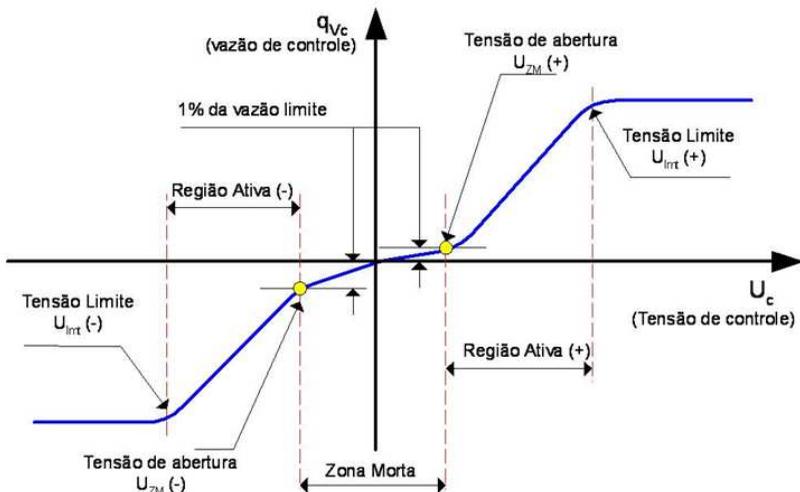


Figura 2.9 – Zona morta em válvulas (FURST, 2001)

Em controle de posição, elementos reguladores com zona morta podem causar erros estacionários e instabilidade no sistema de posicionamento (OGATA, 1997). Técnicas de compensação de zona morta, implementadas tanto na eletrônica da válvula como em malhas de controle externas, são elaboradas para reduzir o efeito desta não-linearidade e aumentar o desempenho do sistema (ANDRIGHETTO, 1996).

2.4 PROJETO DE POSICIONADORES HIDRÁULICOS

Em metodologias de projeto tradicionais de sistemas hidráulicos de controle de posição, o projetista necessita saber a velocidade de posicionamento da carga, e então, confiando na inerente constância de vazão na bomba sob uma ampla faixa de pressão, o cilindro pode ser dimensionado, a bomba selecionada e a pressão estimada de acordo com um conhecimento da carga acoplada ao atuador. Tal procedimento é ainda utilizado e apropriado para muitos sistemas de hoje. Contudo, esta metodologia mostra-se ineficiente para projetar sistemas hidráulicos utilizados em equipamentos com movimentação rápida, altas taxas de repetição, exatidão e funcionamento por meio de controle por realimentação (malha fechada). Ao exigir estas características, muitos sistemas começam a apresentar comportamentos indesejados, tais como oscilações, ruídos e respostas inadequadas (JOHNSON, 1995).

Johnson (1995) relata que há diversos equipamentos hidráulicos com estes comportamentos, resultando em uma crescente imagem negativa da utilização destes sistemas. O autor ainda afirma que sistemas hidráulicos bem projetados podem ser consistentes, confiáveis, duráveis e com respostas suaves e silenciosas. Para tanto, a metodologia tradicional deve ser abandonada e novas sistematizações de projeto utilizadas para dimensionar e selecionar componentes condizentes com a tecnologia atual.

Contudo, o projeto e montagem destes sistemas não são triviais devido à necessidade de observar seu comportamento de acordo com a teoria de controle. Cada aplicação possui requisitos estáticos e dinâmicos específicos que devem ser satisfeitos sob condições de carregamento, as quais nem sempre são bem conhecidas pelo projetista (RAMOS FILHO; DE NEGRI; SOUZA, 2008).

2.4.1 Sistematização de Projeto Preliminar de SHCP

Diante deste cenário, Furst e De Negri (2002) criaram um procedimento de projeto que visa o correto dimensionamento de componentes hidráulicos, fornecendo ao projetista completo domínio sobre as decisões técnicas durante o projeto de posicionadores eletro-hidráulicos.

Este procedimento de projeto preliminar está organizado em 3 etapas que serão resumidamente explicitadas a seguir⁵. Também serão apresentadas conjuntamente algumas considerações abordadas por outras recentes metodologias de projeto.

2.4.1.1 Etapa 1: Dimensionamento estático e dinâmico

A primeira etapa da fase de projeto preliminar é o dimensionamento estático e dinâmico com base no modelo proposto na fase de projeto conceitual. Nesta etapa o projetista faz uma análise dos requisitos, avalia o circuito hidráulico em regime permanente e seleciona o cilindro e a válvula a serem utilizados (FURST; DE NEGRI, 2002).

Esta etapa considera os requisitos estáticos e dinâmicos do sistema (i.e., máximo deslocamento, sobrepassagem, tempo de resposta, força máxima) e expressões matemáticas derivadas do modelo de refe-

⁵ Maiores detalhes sobre a sistematização de projeto preliminar desenvolvido por Furst e De Negri podem ser encontradas em documentos citados nas referências bibliográficas desta dissertação: (FURST; DE NEGRI, 2002), (FURST, 2001), (DE NEGRI; RAMOS FILHO; SOUZA, 2008) e (RAMOS FILHO, 2007).

rência de posicionamento para estabelecer as especificações necessárias para a válvula e o cilindro. Estes dois componentes devem ser dimensionados simultaneamente pois seus parâmetros são interdependentes (DE NEGRI; RAMOS FILHO; SOUZA, 2008). O fluxograma com a sequência das atividades a serem executadas pode ser visualizado na Figura 2.10.

Os posicionadores eletro-hidráulicos em estudo nesta dissertação são configurados com cilindro simétrico e válvulas de 4 vias simétricas. Logo, serão apresentadas apenas as equações referentes à esta configuração.

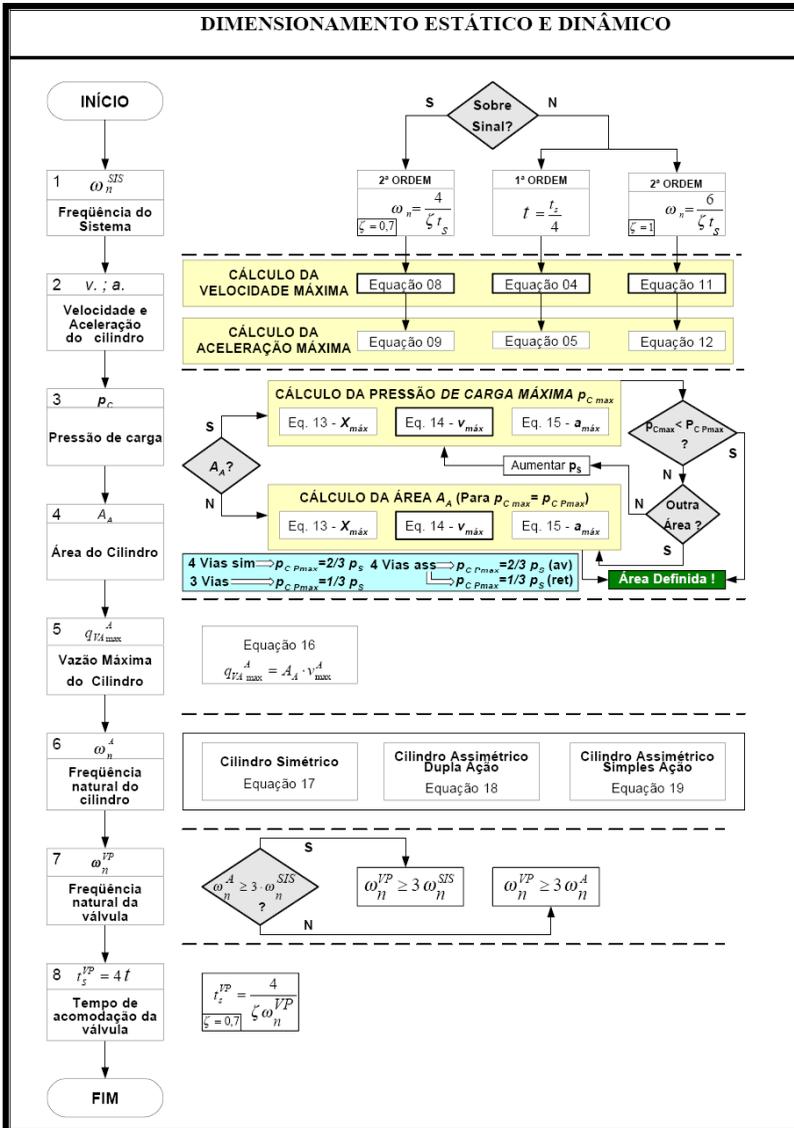


Figura 2.10 – Etapa 1: Dimensionamento estático e dinâmico (FURST; DE NEGRI, 2002)

2.4.1.1.1 Definição do perfil de movimentação do cilindro

Os passos 1 e 2 consistem na definição do perfil de movimentação que se deseja para no atuador hidráulico linear. Furst e De Negri

(2002) baseiam-se no fato de que as trajetórias de posicionamento de cilindros em posicionadores eletro-hidráulicos são semelhantes às respostas de sistemas de 1ª e 2ª ordem (modelo de referência).

De acordo com as equações que regem o comportamento destes sistemas no domínio do tempo e adotando como modelo de referência um perfil de movimentação de um sistema de 2ª ordem sem sobre-sinal ($\zeta=1$), a velocidade máxima e a aceleração máxima que o cilindro é submetido podem ser calculadas com as seguintes equações:

$$v_{m\acute{a}x} = K_{RP} \cdot u_d \cdot \frac{\omega_n^{SIS}}{e} \quad (2.2)$$

Onde:

$v_{m\acute{a}x}$ → velocidade máxima do modelo de referência [m/s];

K_{RP} → ganho de regime permanente [m/V];

u_d → degrau de referência de posição desejada em tensão [V];

ω_n^{SIS} → frequência natural do sistema (modelo de referência) [rad/s];

e → número de Euler (neperiano);

A aceleração máxima é dada por:

$$a_{m\acute{a}x} = x_{RP}^A \cdot (\omega_n^{SIS})^2 \quad (2.3)$$

Onde x_{RP}^A é a posição desejada do atuador em m no regime permanente, sendo obtido pela multiplicação do ganho de regime permanente (K_{RP}) com o degrau de referência (u_d).

Uma técnica de definição de perfil de movimentação, muito utilizada no cenário industrial atual, é conhecida como “*motion profile*”. Neste método, o perfil de movimentação do cilindro é definido pelo projetista, o qual define a aceleração e velocidade máxima que o cilindro pode alcançar. Utilizando equações matemáticas e técnicas de integração e diferenciação, é possível gerar um sinal de comando que limite a aceleração, velocidade e posição do cilindro simultaneamente, mantendo estas variáveis sob controle (JOHNSON, 2005).

2.4.1.1.2 Dimensionamento do cilindro

Nos passos 3 e 4⁶, Furst e De Negri (2002) propõem o dimensionamento do cilindro e da carga acoplada utilizando como informação o ponto de operação onde ocorre a máxima transferência de potência hidráulica para a carga apresentado por Merrit (1967).

Segundo Hitchcox (2005), muitos projetistas, no intuito de aumentar a velocidade do sistema, especificam um cilindro com menor área útil, baseando-se no fato de que, para a mesma vazão, um cilindro menor produzirá maiores acelerações e velocidades. Mas isto é válido somente para pequenas massas. Para atuadores que movem massas de médio e grande porte, acelerações e velocidades não são limitadas pela vazão, mas sim pela força disponível. Pelo fato da área do cilindro determinar a força que pode produzir, se a área for pequena, o cilindro pode ser incapaz de atingir as velocidades ou ciclos desejados.

Aumentar a área do cilindro aumenta a frequência natural (rigidez) do sistema, permitindo o controlador de movimento gerenciar acelerações e desacelerações mais rápidas, atingindo melhor desempenho quando bem ajustado. Entretanto, cilindros maiores, além de mais caros, requerem maiores válvulas e maior vazão. E, pelo fato de válvulas maiores tenderem a ser mais lentas, até um certo ponto o aumento da válvula não melhorará a resposta do sistema. (HITCHCOX, 2005).

O cálculo da frequência natural do atuador simétrico com mola acoplada no passo 6 pode ser realizado com a seguinte equação (VON LINSINGEN, 2008):

$$\omega_{n\min}^A = \sqrt{\frac{K_x}{M_t} + \frac{4 \cdot B_e \cdot (A^A)^2}{V_t \cdot M_t}} \quad (2.4)$$

Onde:

$\omega_{n\min}^A$ → frequência natural mínima do cilindro hidráulico [rad/s];

K_x → coeficiente de elasticidade da mola [N/m];

M_t → massa total efetiva [Kg];

V_t → volume total das câmaras do cilindro hidráulico [m³];

A^A → área útil do cilindro hidráulico [rad/s];

B_e → modulo de compressibilidade efetivo [Pa].

⁶ Estes passos serão detalhados e melhor apresentados na seção 5.1.1.1.3

Segundo o manual da Rexroth (1991), a frequência natural do sistema não pode atingir valores menores do que 3 Hz, pois as acelerações e desacelerações do movimento do cilindro não mais apresentam um correto funcionamento devido à baixa rigidez do sistema, além do efeito de “stick-slip” presente em baixas velocidades. Cilindros com frequência natural de 15 Hz apresentam uma boa dinâmica em geral e valores próximos de 30 Hz são utilizados para máquinas que exigem alto desempenho dinâmico.

Segundo Hitchcox (2005), um sistema com bom desempenho deve apresentar valores de frequência natural do atuador de três a quatro vezes maior que a frequência natural do sistema.

2.4.1.1.3 Dimensionamento da válvula

Com a área do cilindro dimensionada e velocidade máxima calculada, com a seguinte equação é possível calcular a vazão máxima necessária no sistema.

$$q_{v_{m\acute{a}x}}^A = A^A \cdot v_{m\acute{a}x} \quad (2.5)$$

Utilizando o valor de pressão de carga máxima calculada no passo 3, pode-se estimar a diferença de pressão total na válvula e determinar o valor do coeficiente de vazão da válvula (K_v).

Furst e De Negri (2002) sugerem a seleção de uma válvula com frequência natural (ω_n^V) 3 vezes maior do que a do cilindro (ω_n^A), salvo no caso em que a frequência natural do cilindro seja cerca de 3 vezes superior à do sistema como um todo (ω_n^{SIS}). Neste caso a válvula pode ser 3 vezes mais rápida que o sistema global sem que o cilindro ou a válvula insiram atrasos no sistema.

Em Moog (2001) orienta que, para sistemas de controle de posição eletro-hidráulico, o valor da frequência natural da válvula deve ser igual ou superior a frequência natural do cilindro. Somente para controle de velocidade de atuadores, este valor deve ser no mínimo 3 vezes maior.

Johnson (1995) adverte que com válvulas muito rápidas ocorrem súbitas mudanças de pressão, podendo excitar o sistema hidráulico em um espectro de frequências que podem causar sobrepassagens no posicionamento do cilindro.

2.4.1.2 Etapa 2: Conversão de dados de catálogo

Esta etapa consiste em encontrar no mercado uma válvula com características semelhantes daquela especificada na etapa 1. Esta tarefa pode não ser trivial, pois os dados técnicos, disponíveis em catálogos de fabricantes, não apresentam uma forma unificada de caracterização da válvula (FURST; DE NEGRI 2002).

Destaca-se neste cenário a utilização do coeficiente de vazão (K_v), o qual, facilmente calculado com os dados de catálogos, permite ao projetista comparar a capacidade de vazão entre válvulas e selecionar a mais adequada.

2.4.1.3 Etapa 3: Estudo do comportamento dinâmico

Com válvula e cilindro selecionados e dados (coeficientes e ganhos) calculados, a próxima e última etapa é o estudo do comportamento dinâmico do sistema, a qual consiste nas tarefas de modelagem matemática, análises dos resultados de simulação e aprovação do modelo final (FURST; DE NEGRI 2002).

As simulações são realizadas com o sistema eletro-hidráulico em malha fechada utilizando um controlador.

Segundo Furst e De Negri (2002), para análises iniciais, adota-se somente um ganho proporcional (K_p), o qual pode ser estimado aplicando técnicas de controle linear como lugar das raízes e critérios de estabilidade.

Moog (2001) e Rexroth (1991) apresentam a seguinte equação para selecionar o ganho proporcional a ser utilizado no sistema.

$$K_{dx} \leq 0,3 \cdot \left(\frac{\omega_n^V \cdot \omega_n^A}{\omega_n^V + \omega_n^A} \right) \quad (2.6)$$

Sendo K_{dx} dado por:

$$K_{dx} = K_p \cdot K_q \cdot K_s / A^A \quad (2.7)$$

K_{dx} → ganho de velocidade do sistema eletro-hidráulico [m^2/s];

K_p → ganho do controlador proporcional [adm];

K_q → ganho de vazão da válvula [$m^3/s.V$];

K_s → ganho do transdutor de deslocamento do cilindro [V/m].

2.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foram apresentados os aspectos gerais e principais características estáticas e dinâmicas dos componentes presentes em posicionadores eletro-hidráulicos. Também foi descrito sucintamente a sistematização de projeto preliminar de SHCP elaborada por Furst e De Negri (2002), a qual será utilizada como referência no capítulo 5 para dimensionar posicionadores.

No próximo capítulo são apresentados os modelos matemáticos dos componentes de um sistema de controle de posição eletro-hidráulico.

Capítulo 3

MODELAGEM DO SISTEMA DE ATUAÇÃO

Com a crescente demanda por produtividade e a utilização de equipamentos com um grau tecnológico cada vez mais elevado, a área de modelagem e simulação dinâmica de sistemas tem recebido atenção crescente tanto por parte das indústrias, sobretudo aquelas das áreas aeronáutica, automobilística, máquinas pesadas, etc., quanto por instituições de pesquisa e desenvolvimento tecnológico (SILVA; NASCIMENTO, 2002).

A modelagem consiste na aplicação de leis físicas fundamentais que explicitam o comportamento dos componentes e os seus inter-relacionamentos, de forma a gerar um conjunto de equações matemáticas que descrevam adequadamente o sistema físico (DE NEGRI, 1987 *apud* BRAVO, 2006).

Os modelos, criados a partir destas equações, são estruturados em ferramentas computacionais que permitem realizar simulações teóricas para verificar as relações existentes entre variáveis e parâmetros do sistema, explorando os efeitos causados pela alteração destes (JOHNSON, 2009).

As simulações na área da hidráulica auxiliam o projeto de sistemas hidráulicos em tarefas como prevenção de erros, redução de tempo no desenvolvimento, análise de desempenho e comportamento dinâmico e flexibilidade em alterações de projeto (MURARO, 2006).

Diante das vantagens da utilização de modelos matemáticos para projeto e análise de desempenho, realiza-se neste capítulo a modelagem de um sistema eletro-hidráulico de controle de posição (Figura 3.1) composto pelos seguintes componentes:

- Atuador linear simétrico (cilindro hidráulico);
- Válvula proporcional simétrica;
- Carga (massa e mola);
- Tubulações e mangueiras;

- Transdutor de posição;
- Controlador proporcional.

A Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico (UPCH) não foi considerada em detalhes neste modelo, utilizando apenas as pressões de suprimento e de retorno como parâmetros fixos de entrada para o modelo.

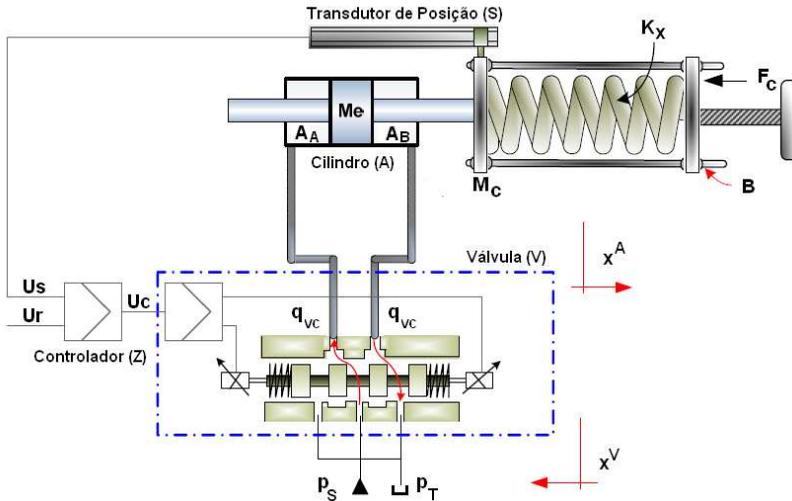


Figura 3.1 – Componentes do sistema eletro-hidráulico de controle de posição

Em virtude das diferentes características intrínsecas destes componentes e frente à possibilidade de análises diferenciadas, implementam-se três modelos distintos:

- Modelo não-linear: para realizar simulações e obter respostas do desempenho dinâmico de um sistema hidráulico sem a influência de tubulações e mangueiras;
- Modelo não-linear com perda de carga: para simular situações reais que descrevam o comportamento de um posicionador eletro-hidráulico montado na Plataforma de Hidráulica Proporcional (PHP);
- Modelo linear: para aplicar as técnicas de controle linear para projeto de controladores.

3.1 MODELO NÃO-LINEAR

Utilizando a notação gráfica de diagrama de blocos da ferramenta Simulink, parte integrante do software MatLab (*Matrix Laboratory*), propõe-se a construção de um modelo não-linear que descreva o comportamento de um posicionador eletro-hidráulico sem a influência de perda de carga em tubulações e mangueiras.

Na estruturação deste modelo, a válvula proporcional e o cilindro hidráulico são modelados separadamente em subsistemas de acordo com as equações que regem seus respectivos comportamentos.

A união destes subsistemas com diagrama de blocos resulta no modelo não-linear do sistema de atuação, cuja estrutura geral pode ser visualizada na Figura 3.2.

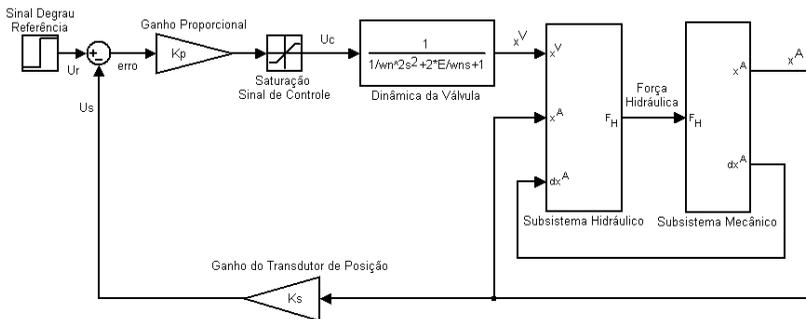


Figura 3.2 – Diagrama de blocos do modelo não-linear

Os seguintes blocos serão a seguir detalhados:

- Dinâmica da válvula – descrita pela equação do movimento do carretel e pela 2ª lei de Kirchoff para o circuito de acionamento do(s) solenóide(s) (seção 3.1.2.1);
- Subsistema mecânico – composto pela equação do movimento do cilindro (Apêndice E.1);
- O subsistema hidráulico⁷ – composto pela equação da continuidade do cilindro (Apêndice E.3) e equação da vazão da válvula (Apêndice E.4).

⁷ No modelo não-linear com perda de carga, o subsistema hidráulico também é composto pelo modelo de massa aparente e de perda de carga (Apêndice E.5 e E.6) inserido entre as equações da continuidade e da vazão (Figura 3.6).

3.1.1 Modelo não-linear do cilindro

A modelagem comportamental de um cilindro hidráulico pode ser feita aplicando a equação da conservação da massa (equação da continuidade) para as duas câmaras e com a equação do movimento (2ª Lei de Newton) para o pistão e carregamento.

3.1.1.1 Equação do movimento

No sistema em estudo, a movimentação do êmbolo do cilindro ocorre quando a força hidráulica, resultante da diferença de pressão nas câmaras A e B, atinge valores superiores à somatória das forças de inércia, atrito, mola e pré-carga (Figura 3.3).

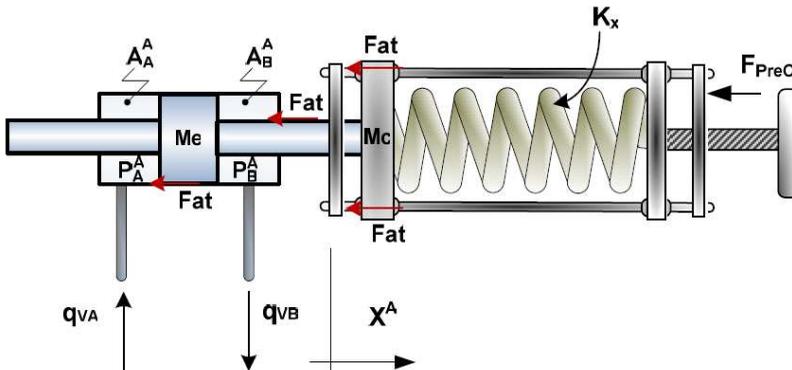


Figura 3.3 – Forças atuantes no cilindro (SZPAK, 2008)

Este comportamento pode ser equacionado pela aplicação da 2ª Lei de Newton, que define:

$$(p_A \cdot A_A^A) - (p_B \cdot A_B^A) = M_t \cdot \frac{d^2 \cdot x^A}{dt^2} + K_x \cdot x^A + F_{at} + F_{PreC} \quad (3.1)$$

Onde:

$p_A \cdot A_A^A \rightarrow$ força aplicada na A_A^A devido à pressão p_A na câmara A [N];

$p_B \cdot A_B^A \rightarrow$ força aplicada na A_B^A devido à pressão p_B na câmara B [N];

$F_{at} \rightarrow$ força de atrito no cilindro e nas guias de posicionamento [N];

$F_{PreC} \rightarrow$ força de pré-carga na mola [N];

$M_t = M_e + M_c + M_f \rightarrow$ massa total [Kg];

$M_e \rightarrow$ massa do êmbolo do cilindro [Kg];

$M_c \rightarrow$ massa da carga [Kg];

$M_f \rightarrow$ massa aparente do fluido [Kg];

$K_x \rightarrow$ constante elástica da mola [N/m];

$x^A \rightarrow$ posição do cilindro [m];

No Apêndice E.1 pode-se visualizar o diagrama de blocos da equação do movimento do cilindro hidráulico.

Para representar a força de atrito no modelo não-linear, foi utilizada a modelagem de atrito viscoso variável (GOMES, 1995 *apud* MACHADO, 2003) que permite determinar o comportamento deste coeficiente de acordo com a velocidade do cilindro. O diagrama de blocos deste modelo pode ser visualizado no Apêndice E.2.

3.1.1.2 Equação da continuidade

A equação da continuidade determina que a diferença entre a vazão de entrada e de saída em um dado volume de controle (VC) é igual à taxa de variação do volume no tempo somada à parcela que corresponde à expansão ou compressão do fluido neste VC, podendo ser escrita da seguinte forma:

$$qv_1 - qv_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (3.2)$$

Segundo De Negri (2001), o coeficiente de compressibilidade β pode ser substituído pelo módulo de compressibilidade efetivo β_e , pois este inclui o efeito da presença de ar no fluido e da dilatação de tubulações e paredes do cilindro⁸. O autor ainda define que a vazão que entra nas câmaras A e B do cilindro pode ser expressa pelas seguintes equações:

$$qv_A^A = A_A^A \frac{dx^A}{dt} + \frac{V_{A0}^A + A_A^A \cdot x^A}{\beta_e} \cdot \frac{dp_A^A}{dt} \quad (3.3)$$

$$qv_B^A = A_B^A \frac{dx^A}{dt} - \frac{V_{B0}^A - A_B^A \cdot x^A}{\beta_e} \cdot \frac{dp_B^A}{dt} \quad (3.4)$$

Onde:

⁸ Para sistemas hidráulicos, o módulo de compressibilidade pode assumir valores entre 7×10^8 e 14×10^8 Pa. (STRINGER, 1976; MERRIT, 1967). Johnson (1995) relata bons resultados utilizando 8×10^8 Pa, valor adotado nesta dissertação.

$qv_A^A \rightarrow$ vazão que entra na câmara A do cilindro [m^3/s];

$qv_B^A \rightarrow$ vazão que entra na câmara B do cilindro [m^3/s];

$A_A^A \rightarrow$ área útil da câmara A do cilindro [m^2];

$A_B^A \rightarrow$ área útil da câmara B do cilindro [m^2];

$V_{A0}^A \rightarrow$ volume inicial na câmara A do cilindro [m^3];

$V_{B0}^A \rightarrow$ volume inicial na câmara B do cilindro [m^3];

$V_A^A \rightarrow$ volume na câmara A do cilindro [m^3];

$V_B^A \rightarrow$ volume na câmara B do cilindro [m^3];

$x^A \rightarrow$ posição do cilindro [m];

$\beta_e \rightarrow$ módulo de compressibilidade efetivo [Pa].

No Apêndice E.3 mostra-se o diagrama de blocos das equações da continuidade das câmaras A e B do cilindro hidráulico, os quais estão inseridos no subsistema hidráulico.

O vazamento interno do cilindro, embora implementado no modelo não-linear, foi desconsiderado, pois normalmente apresenta valores muito pequenos quando comparados à vazão que entra no cilindro.

3.1.2 Modelo não-linear da VCCD

Para modelar o comportamento estático e dinâmico de válvulas servo-proporcionais, são consideradas a equação do movimento do carretel e a equação da vazão de controle. A primeira é utilizada para representar a dinâmica de deslocamento do carretel de acordo com um sinal de entrada. A segunda equação representa a vazão nos orifícios da válvula utilizando a equação de Bernoulli (FOX E McDONALD, 1995; VON LINSINGEN, 2008).

De acordo com De Negri (2001), em uma válvula de 4 vias com 3 ressaltos (Figura 3.4), quando há deslocamento do carretel para a direita ($x^V > 0$), ocorre a comunicação da linha de pressão de suprimento com a linha da câmara A de um cilindro conectado à válvula pelo orifício 3. Da mesma forma, pelo orifício 6, ocorre a comunicação da linha de retorno com a linha da câmara B. Como a pressão de suprimento é maior que a pressão de retorno, a pressão p_A na câmara A tenderá a ser maior que a pressão p_B na câmara B, surgindo uma força disponível

para movimentar o pistão, ocasionando o aparecimento de uma vazão de controle q_{vc} .

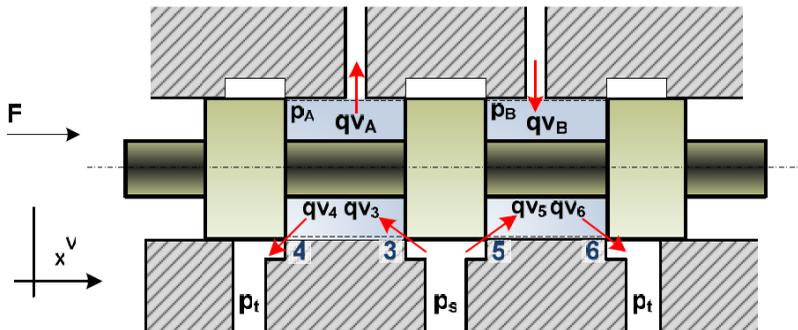


Figura 3.4 – Válvula de carretel de 4 vias com 3 ressaltos (DE NEGRI, 2001)

3.1.2.1 Equação do movimento e 2ª Lei de Kirchoff

Em válvulas proporcionais, o deslocamento do carretel deve-se ao acionamento de solenóides proporcionais pelo emprego de sinais de comando (U_c). Para movimentar o carretel, o solenóide vence esforços decorrentes de forças inerciais, atrito da camisa ou do corpo da válvula com o carretel, de molas que centralizam o mesmo e de forças devido ao escoamento do fluido através dos orifícios de controle e nas câmaras da válvula (DE NEGRI, 2001).

Estes esforços influenciam na dinâmica de posicionamento do carretel. Entretanto, pode-se simplificar seu modelo⁹ utilizando um sistema de 2ª ordem configurado pelos parâmetros de frequência natural e razão de amortecimento.

$$K_{RP} \cdot U_c = \frac{1}{(\omega_n^V)^2} \cdot \frac{d^2 x^V}{dt^2} + \frac{2 \cdot \zeta^V}{\omega_n^V} \cdot \frac{dx^V}{dt} + x^V \quad (3.5)$$

Onde:

K_{RP} → ganho de regime permanente do carretel¹⁰ [m/V];

x^V → posição do carretel [m];

ω_n^V → frequência natural não-amortecida da válvula [rad/s];

ζ^V → razão de amortecimento da válvula [adm];

⁹ Maiores detalhes sobre este modelo podem ser encontrados em Furst e De Negri (2002).

¹⁰ O valor do ganho em regime permanente é unitário, pois as equações de vazão na válvula estão relacionadas com o sinal de entrada em tensão e não com o deslocamento do carretel.

$U_c \rightarrow$ sinal de comando para a válvula [V].

3.1.2.2 Equação da vazão de controle

A vazão através de uma válvula servo-proporcional ocorre devido a ação integrada dos 4 orifícios de controle (3, 4, 5 e 6 na Figura 3.4), sendo que a vazão através de cada orifício pode ser obtida aplicando-se a equação de Bernoulli, a qual estabelece a conservação de energia ao longo de um escoamento, podendo haver conversão entre as energias cinéticas, de pressão e potencial.¹¹

De acordo com algumas considerações realizadas por Manning (2005), obtém-se a equação da vazão não-linear em um orifício, a qual estabelece a seguinte relação entre a vazão e a queda de pressão:

$$q_v = C_d \cdot A_o \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (3.6)$$

Onde:

$C_d \rightarrow$ coeficiente de descarga [adm];

$A_o \rightarrow$ área do orifício [m^2];

No entanto, De Negri (2001) ressalta a dificuldade de utilização prática da equação 3.6 para representar a vazão em um orifício de controle, posto que os parâmetros C_d e A_o não são fáceis de serem obtidos, exigindo até mesmo o desmonte da válvula.

Furst (2001) sugere que solução para este caso é o uso de equações nas quais a vazão nos orifícios da válvula pode ser representada a partir de parâmetros obtidos em dados e curvas de catálogo. Com os dados de queda de pressão total e vazão nominal, é possível encontrar o valor do coeficiente de vazão com a seguinte equação:

$$q_{vc_n}^V = K_v \cdot \sqrt{\Delta p_t^V} \quad (3.7)$$

Onde:

$q_{vc_n}^V \rightarrow$ vazão nominal na válvula [m^3/s];

$K_v \rightarrow$ coeficiente de vazão total na válvula [$m^3/s \cdot Pa^{1/2}$];

¹¹ A equação de Bernoulli é válida para escoamentos unidimensionais em regime permanente de fluidos ideais, os quais são caracterizados por serem incompressíveis, sem tensão superficial e de viscosidade nula.

$\Delta p_{t_n}^V \rightarrow$ diferença de pressão total nominal na válvula $[Pa]$;

Para descrever a vazão nos orifícios de controle de válvulas simétricas, Furst (2001) utiliza o coeficiente de vazão parcial ($K_{vp} = K_v \cdot \sqrt{2}$) e a queda de pressão que ocorre no orifício para determinar a seguinte relação:

$$q_{vcn}^V = K_v \cdot \frac{U_c}{U_n} \sqrt{\Delta p_{t_n}^V} = K_{vp} \cdot \frac{U_c}{U_n} \sqrt{\Delta p_p^V} \quad (3.8)$$

Onde:

$q_{vcn}^V \rightarrow$ vazão de controle na válvula $[m^3/s]$;

$K_v \rightarrow$ coeficiente de vazão total na válvula $[m^3/s.Pa^{1/2}]$;

$\Delta p_{t_n}^V \rightarrow$ diferença de pressão total nominal na válvula $[Pa]$;

$K_{vp} \rightarrow$ coeficiente de vazão parcial na válvula $[m^3/s.Pa^{1/2}]$;

$\Delta p_p^V \rightarrow$ diferença de pressão parcial na válvula $[Pa]$.

Com a equação 3.8 e considerando a modelagem de vazamento interno proposta por Pereira (2007) e Szpak (2008), têm-se as seguintes equações para vazão nos orifícios de controle¹²:

Para $x^V \geq 0$:

$$q_{vA}^V = \left(K_{vA} \cdot \frac{U_c}{U_n} + K_{vinA3} \right) \cdot \sqrt{p_S - p_A^V} - K_{vinA4} \cdot \sqrt{p_A^V - p_T} \quad (3.9)$$

$$q_{vB}^V = \left(K_{vB} \cdot \frac{U_c}{U_n} + K_{vinB6} \right) \cdot \sqrt{p_B^V - p_T} - K_{vinB5} \cdot \sqrt{p_S - p_B^V} \quad (3.10)$$

Para $x^V < 0$:

$$q_{vA}^V = - \left(K_{vA} \cdot \frac{|U_c|}{U_n} + K_{vinA4} \right) \cdot \sqrt{p_A^V - p_T} + K_{vinA3} \cdot \sqrt{p_S - p_A^V} \quad (3.11)$$

$$q_{vB}^V = - \left(K_{vB} \cdot \frac{|U_c|}{U_n} + K_{vinB5} \right) \cdot \sqrt{p_S - p_B^V} + K_{vinB6} \cdot \sqrt{p_B^V - p_T} \quad (3.12)$$

Onde:

$K_{vinA3} \rightarrow$ coeficiente de vazamento interno no orifício 3 $[m^3/s.Pa^{1/2}]$;

$K_{vinA4} \rightarrow$ coeficiente de vazamento interno no orifício 4 $[m^3/s.Pa^{1/2}]$;

¹² Detalhes sobre o desenvolvimento destas equações e determinação dos coeficientes de vazamentos podem ser encontrados em Pereira (2007) e Szpak (2008).

$K_{vin_{B5}}$ → coeficiente de vazamento interno no orifício 5 [$m^3/s.Pa^{1/2}$];

$K_{vin_{B6}}$ → coeficiente de vazamento interno no orifício 6 [$m^3/s.Pa^{1/2}$];

O coeficiente de vazamento interno pode ser obtido com a seguinte equação:

$$K_{vin_p} = \frac{q_{vin_p}}{\sqrt{2 \cdot p_S}} \quad (3.13)$$

Onde o K_{vin_p} é o coeficiente de vazamento parcial e q_{vin_p} é o vazamento interno a uma dada pressão p_S , ambos obtidos no catálogo técnico.

No Apêndice E.4 pode-se visualizar o diagrama de blocos das equações da vazão na linha A (orifícios 3 e 4).

3.2 MODELO NÃO-LINEAR COM PERDA DE CARGA

Uma suposição muito comum no desenvolvimento de modelos de posicionadores eletro-hidráulicos é a consideração de pressões constantes nas linhas de suprimento e retorno. Por outro lado, estudos sobre a dinâmica de fluidos em linhas de transmissão sugerem que os efeitos resultantes da compressibilidade e inércia do fluido, assim como a flexibilidade e elasticidade das paredes de tubulações e mangueiras, podem ser significativas e não devem ser desprezados (AYALEW; KULAKOWSKI, 2004).

A utilização de tubulações e mangueiras na transmissão de energia hidráulica gera efeitos de massa aparente, perda de carga e redução do módulo de compressibilidade efetivo do fluido¹³. Estes fenômenos são evidentes na Plataforma de Hidráulica Proporcional e exercem grande influência no comportamento de posicionamento do cilindro.

Diante deste cenário, a implementação de um modelo não-linear considerando estes efeitos é vital para descrever o real comportamento de um sistema eletro-hidráulico de controle de posição utilizado na PHP.

Szpak (2008), com o desenvolvimento de equações citadas em von Linsingen (2008), explicita um modelo que descreve o comporta-

¹³ Devido ao efeito elástico de mangueiras flexíveis, o módulo de compressibilidade sofre uma drástica redução para valores menores do que $7 \times 10^8 Pa$ (STRINGER, 1976). Johnson (1995) relata bons resultados multiplicando o volume interno de óleo na mangueira por quatro. Esta aproximação é realizada na ausência de dados específicos de elasticidade da mangueira que permitem o cálculo do módulo de compressibilidade efetivo.

mento do fluido ao longo de uma linha de transmissão. A Figura 3.5 apresenta o diagrama esquemático das linhas de transmissão A e B entre a válvula e o cilindro hidráulico.

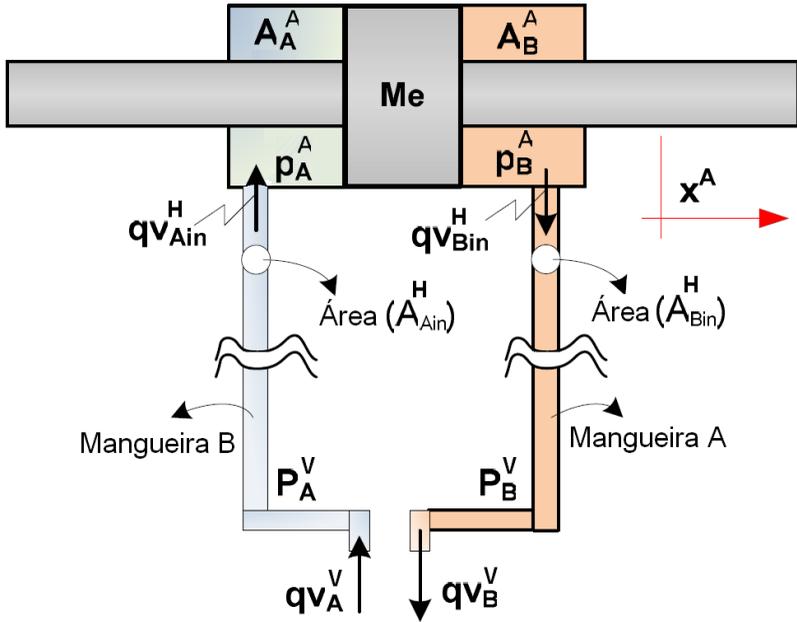


Figura 3.5 – Diagrama esquemático das linhas A e B (SZPAK, 2008)

Onde:

$q_{v_A}^V$ → vazão na saída da válvula na via A [m^3/s];

$q_{v_B}^V$ → vazão na saída da válvula na via B [m^3/s];

p_A^V → pressão na saída da válvula na via A [Pa];

p_B^V → pressão na saída da válvula na via B [Pa];

$q_{v_{Ain}}^H$ → vazão na saída da mangueira da linha A [m^3/s];

$q_{v_{Bin}}^H$ → vazão na saída da mangueira da linha B [m^3/s];

A_{Ain}^H → área interna da mangueira da linha A [m^2];

A_{Bin}^H → área interna da mangueira da linha B [m^2];

p_A^A → pressão na câmara A do cilindro [Pa];

p_B^A → pressão na câmara B do cilindro [Pa];

$A_A^A \rightarrow$ área útil da seção transversal da câmara A do cilindro [m^2];

$A_B^A \rightarrow$ área útil da seção transversal da câmara B do cilindro [m^2];

Para descrever o efeito de massa aparente, utiliza-se primeiramente a equação da continuidade em um volume de controle. A equação 3.14 é utilizada para o cálculo na mangueira instalada na via A.

$$q_{v_A}^V = q_{v_{Ain}}^H + \frac{V_A^V}{\beta_e^H} \cdot \frac{dp_A^V}{dt} \quad (3.14)$$

Onde:

$V_A^V \rightarrow$ volume da câmara A da válvula [m^3];

$\beta_{eh} \rightarrow$ módulo de compressibilidade efetivo na mangueira [Pa].

Em seguida, utiliza-se a equação que descreve a aceleração do fluido¹⁴ ao longo da linha de transmissão da via A.

$$\rho \cdot \frac{V_{Ain}^H}{A_{Ain}^H} \cdot \frac{dq_{v_{Ain}}^H}{dt} = A_{Ain}^H \cdot (p_A^V - p_{Ain}^H) \quad (3.15)$$

Onde:

$\rho \rightarrow$ massa específica do fluido [Kg/m^3];

$p_{Ain}^H \rightarrow$ pressão interna da mangueira da linha A [Pa];

$V_{Ain}^H \rightarrow$ volume interno da mangueira da linha A [m^3];

A canalização da PHP é composta de dutos e mangueiras de diferentes diâmetros, ligadas por conexões, engates rápidos e subplacas de montagem. Estes componentes geram perdas de carga (queda de pressão) no sistema, podendo ser subdividida em perdas contínuas e perdas localizadas (VON LINSINGEN, 2008).

Por meio de uma relação linear (equação 3.16) é possível estimar aproximadamente a perda de carga na linha de transmissão da via A. Os cálculos para as demais linhas são equivalentes, sendo necessário apenas adequar os sinais, parâmetros e coeficientes para cada caso.

$$q_{v_{Ain}}^H \cdot \frac{1}{Cl_A} = p_{Ain}^H - p_A^A \quad (3.16)$$

Onde:

$Cl_A \rightarrow$ coeficiente de perda de carga na via A [$m^3/s.Pa$];

¹⁴ O desenvolvimento matemático para resultar na equação da aceleração do fluido é detalhado em Szpak (2008).

Diante da dificuldade de calcular teoricamente os coeficientes de perda de carga para cada linha de transmissão, estes foram estabelecidos experimentalmente.

Com as equações 3.14, 3.15 e 3.16 é possível descrever o comportamento dinâmico do fluido ao longo da linha de transmissão A (Apêndice E.5)¹⁵.

No Apêndice E.6 pode-se visualizar o diagrama de blocos implementado para modelar o comportamento dinâmico do fluido na mangueira da via B.

Estes modelos estão inseridos no subsistema hidráulico (Figura 3.6) entre as equações da continuidade e da vazão.

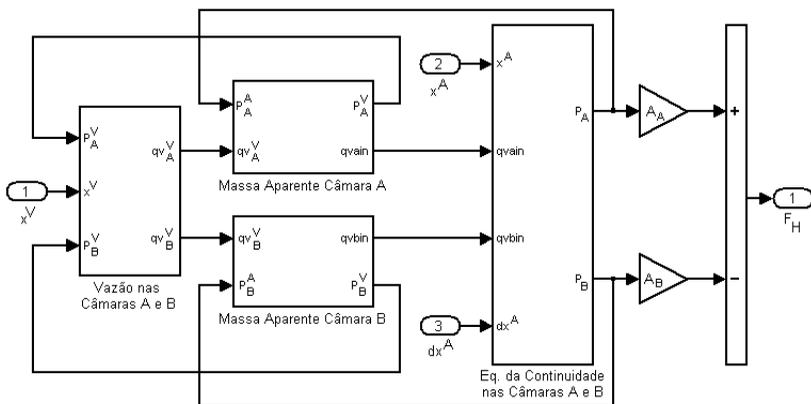


Figura 3.6 - Subsistema hidráulico do modelo não-linear com perda de carga

3.3 MODELO LINEAR

Obter modelos lineares de sistemas não-lineares é importante, pois mediante a linearização de equações não-lineares que regem o comportamento deste sistema é possível aplicar métodos de análise linear que produzirão informações sobre o desempenho de sistemas não-lineares em pontos de operação específicos (OGATA, 2000).

Dentre as vantagens da análise linear de sistemas, destacam-se a flexibilidade e o menor tempo necessário para estudar o comportamento do sistema no domínio do tempo ou da frequência, permitindo aplicar

¹⁵ A modelagem das linhas de suprimento e de retorno foi realizada considerando apenas a equação da perda de carga.

técnicas de controle linear (método do lugar das raízes e análise de estabilidade) para projetar rapidamente os controladores (ANDERSON, 1988 *apud* ANDRIGHETTO, 1996).

Contudo, devido às simplificações e descon siderações feitas para obter o modelo linear, o mesmo não consegue representar de maneira eficiente a dinâmica real do posicionador eletro-hidráulico (VIRVALO, 1999), sendo válido para definir estados do sistema apenas em uma zona estreita próxima de um ponto de trabalho (VUKOBRATOVIC *et al.*, 1987 *apud* ANDRIGHETTO, 1996).

Frente a essas informações, propõe-se nesta dissertação uma investigação sobre os principais problemas presentes no modelo linear e uma análise das considerações que devem ser realizadas no projeto de controladores.

A seguir, são apresentadas as equações lineares que regem o comportamento do sistema hidráulico e na Figura 3.7 pode-se visualizar o diagrama de blocos do modelo linear implementado no Simulink.

3.3.1 Modelo linear do cilindro

Para possibilitar a modelagem e análise linear do comportamento do cilindro, faz-se necessário considerar o atrito como um coeficiente linear e reescrever as equações do movimento e da continuidade.

3.3.1.1 Equação do movimento

A equação do movimento a ser utilizada no modelo linear deve considerar que a força de atrito varia linearmente de acordo com a velocidade do cilindro. Logo, o atrito viscoso é fixo e definido pelo coeficiente B [N.s/m]. Sendo assim, temos a seguinte equação para o modelo linear:

$$F_H = A^A \cdot p_C = M_t \cdot \frac{d^2 x^A}{dt^2} + B \cdot \frac{dx^A}{dt} + K_x \cdot x^A + F_{PreC} \quad (3.17)$$

3.3.1.2 Equação da continuidade

Para utilização no modelo linear, a equação da continuidade do cilindro pode ser estruturada utilizando o conceito de vazão de controle, que é definido de acordo com a seguinte equação:

$$q_{vc} = \frac{q_{vA} + q_{vB}}{2} \quad (3.18)$$

De posse desta informação e considerando que, para cilindros simétricos, o volume total nas câmaras pode ser obtido simplesmente somando-se o volume na câmara A com o da B ($V_t = V_A + V_B$), temos a seguinte equação da continuidade para o modelo linear:

$$q_{vc} = C_{in} \cdot p_C + A^A \cdot \frac{dx^A}{dt} + \frac{V_t}{4 \cdot \beta_e} \cdot \frac{dp_C}{dt} \quad (3.19)$$

3.3.2 Modelo linear da VCCD

Como identificado na seção 3.1.2 as válvulas de controle contínuo direcionais são modeladas de acordo com a equação 3.5 (simplificações da equação do movimento do carretel e 2ª Lei de Kirchoff) e com a equação 3.6 (equação da vazão).

Para representação no modelo linear, nota-se que a equação do movimento do carretel está perfeitamente adequada, pois apresenta características lineares. Já a equação da vazão apresenta não-linearidades e, utilizando a expansão em Série de Taylor, deve ser linearizada em torno de um ponto de operação.

De Negri (2001) destaca que, devido à dificuldade de aferição da posição do carretel em algumas válvulas eletro-hidráulicas, pode-se determinar a abertura da válvula por meio do sinal de comando enviado. Sendo assim, diante destas considerações e utilizando coeficientes definidos pelo autor, a equação da vazão linearizada em torno de um ponto de operação i apresenta a seguinte forma:

$$q_v = K_{q_{Ui}} \cdot U_c - K_{c_i} \cdot p_C \quad (3.20)$$

Sendo definido que:

$K_{q_{Ui}} \rightarrow$ ganho de vazão no ponto de operação i [$m^3/s.V$];

$U_c \rightarrow$ sinal de comando na válvula em tensão [V];

$K_{c_i} \rightarrow$ coeficiente de vazão-pressão no ponto de operação i [$m^3/s.Pa$];

Segundo Ramos Filho (2007), o ganho de vazão e o coeficiente de vazão-pressão podem ser obtidos das seguintes maneiras¹⁶:

- Derivando a equação 3.6 em relação à U_c e p_c ;

$$K_{q_{Ui}} = K_v \cdot \frac{\sqrt{\Delta p_n}}{U_n} \quad (3.21)$$

$$K_{ci} = \frac{K_v}{2 \cdot \sqrt{\Delta p_n}} \quad (3.22)$$

- Analisando as curvas características de vazão e de pressão disponíveis em catálogos técnicos;
- Realizando ensaios com a válvula segundo a norma internacional ISO 10770-1 (1998).

Merrit (1967) afirma que em válvulas cujas características de controle são essencialmente lineares, a inclinação da curva pode ser considerada constante e a relação 3.21 apresenta uma boa aproximação para estimar o ganho de vazão. Porém, esta relação não é válida para determinadas válvulas proporcionais que apresentam não-linearidades como zona morta e orifícios de controle com áreas não retangulares.

Merrit (1967) ressalta que utilizando a equação 3.22 serão encontrados valores teóricos possivelmente distantes da realidade, uma vez que foram consideradas hipóteses simplificadoras no desenvolvimento desta relação. Uma alternativa para estimar valores coerentes do ganho de vazão-pressão é utilizar a seguinte equação:

$$K_{ci} = \frac{K_{q_{U0}}}{K_{p_U}} \quad (3.23)$$

O ganho de pressão é determinado por intermédio de ensaios de pressão que podem ser encontrados em catálogos ou realizados segundo a norma ISO 10770-1 (1998).

¹⁶ Mais detalhes sobre os métodos para estimar os valores do ganho de vazão e coeficiente de vazão-pressão podem ser encontrados em De Negri (2001) e Manring (2005).

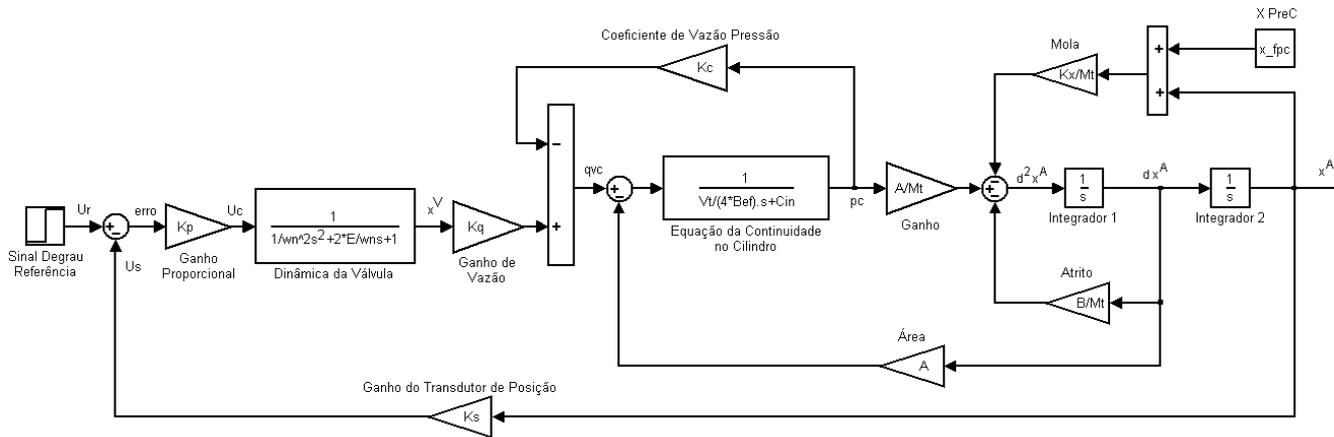


Figura 3.7 – Diagrama de blocos do modelo linear

3.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foram apresentadas as equações utilizadas na modelagem linear e não-linear do sistema de posicionamento eletro-hidráulico, as quais representam matematicamente o comportamento estático e dinâmico dos componentes deste sistema.

A modelagem das linhas de transmissão, considerando os efeitos de perda de carga, massa aparente e compressibilidade do fluido, é fundamental para a obtenção de um modelo matemático que represente satisfatoriamente o sistema real.

No próximo capítulo é apresentada a bancada de estudos onde foram efetuados os experimentos práticos para o modelo de sistema de posicionamento anteriormente descrito. Também é realizado o levantamento de parâmetros dos componentes e efetuada a validação e análise dos modelos linear e não-linear.

Capítulo 4

CARACTERIZAÇÃO TEÓRICA – EXPERIMENTAL

A implementação prática e verificação experimental dos resultados de um sistema eletro-hidráulico de controle de posição foram realizados utilizando uma bancada de estudos, intitulada Plataforma de Hidráulica Proporcional (PHP).

Localizada no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos, a PHP foi desenvolvida com a finalidade de intensificar a interação entre os conceitos teóricos e a aplicação prática de projeto e controle de posicionadores hidráulicos.

Este equipamento, visualizado na Figura 4.1, é composto por:

- UPCH;
- Bancada de Trabalho;
- Sistema de Aquisição DSpace;
- Computador com o Software Matlab e Trace;
- Cilindro Simétrico;
- Válvulas Simétricas;
- Transdutores de Pressão e Posição;
- Sistema de Carregamento.

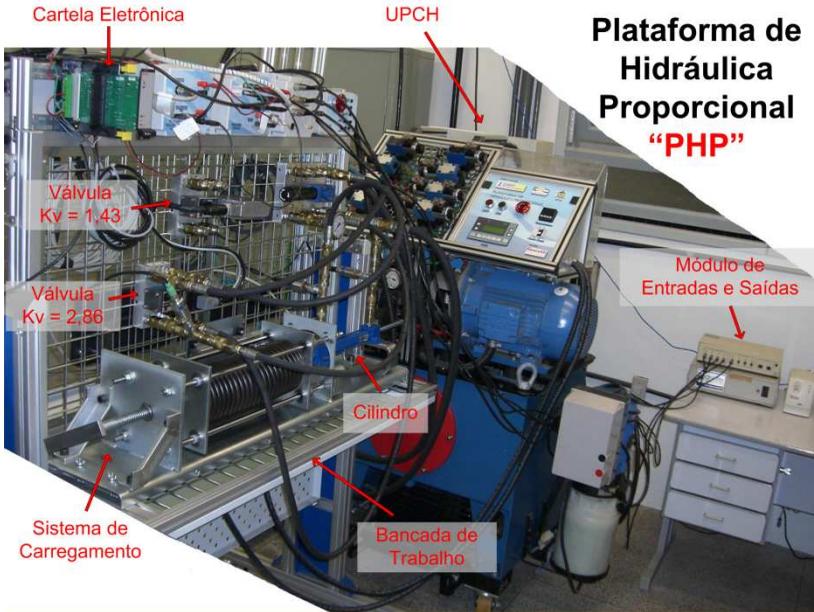


Figura 4.1 – Plataforma de Hidráulica Proporcional

Estes equipamentos, amplamente utilizados no ambiente industrial, possuem catálogos contendo diversas informações, tais como funcionamento, características construtivas e respostas dinâmicas / estáticas.

4.1 DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES

A descrição dos equipamentos e o levantamento dos parâmetros necessários são apresentados a seguir.

4.1.1 UPCH

A Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico¹⁷ cumpre a função de fornecimento de potência hidráulica para uma bancada de trabalho. A mesma tem a capacidade de manter níveis adequados de vazão, pressão e temperatura do fluido, além de direcionar o fluido hidráulico para as duas estações de trabalho existentes sem comprometer a especificação da potência de suprimento (RAMOS FILHO, 2006).

¹⁷ Maiores informações em Souza (2005) e Ramos Filho (2006).

Visando obter dinâmicas rápidas nos ensaios realizados na bancada de trabalho, optou-se por trabalhar com o valor de 70 bar na pressão de suprimento e a vazão máxima possível.

Para tanto, fez-se necessário a utilização das duas bombas hidráulicas instaladas na UPCH, fornecendo uma vazão de aproximadamente 30 litros por minuto (14 *lpm* da bomba de engrenagens e 16 *lpm* da bomba de palhetas). Também foi utilizado o acumulador de 10 litros para auxiliar em eventuais quedas de vazão e pressão na linha de suprimento. Estas variações, frequentes em sistemas de controle de posição, são decorrentes das grandes velocidades e acelerações em que o cilindro é submetido.

4.1.2 Bancada de trabalho

A bancada de ensaios da PHP foi projetada e manufaturada pela empresa Bosch Rexroth, na linha da DS3 Sinergy. Foram realizadas algumas alterações em sua configuração original, como a adição de painéis de controle da UPCH e de caixas para instrumentação.

Seu aspecto estrutural permite a montagem de circuitos hidráulicos em duas estações de trabalho de maneira prática e rápida. Esta flexibilidade decorre da utilização de engates rápidos para interligação dos principais componentes do circuito (subplacas de montagem das válvulas, transmissores de pressão, mangueiras e cilindros).

A Figura 4.2 mostra a configuração de um sistema hidráulico montado na bancada de trabalho e composto por cilindro, válvula proporcional, válvula redutora de pressão, transmissores de pressão, transdutor de posição, mangueiras, engates rápidos da UPCH e sistema de carregamento com mola.

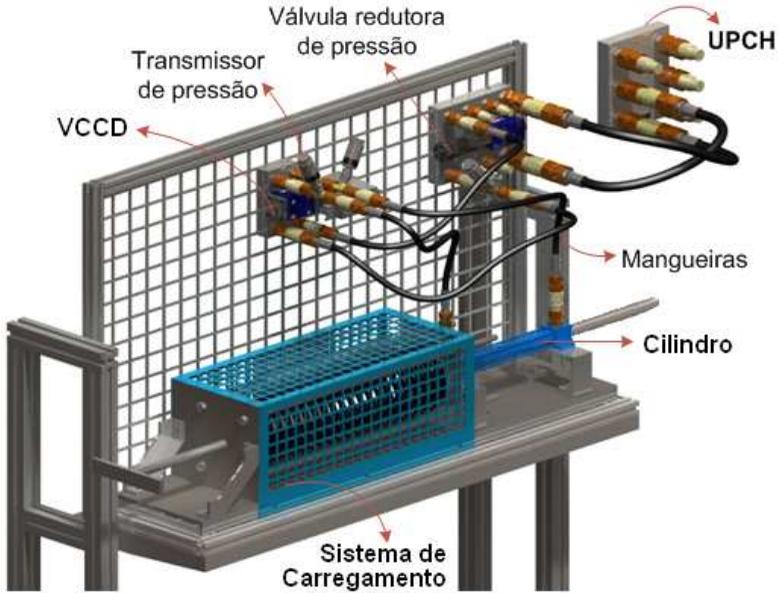


Figura 4.2 – Bancada de Trabalho (SZPAK, 2008)

A Figura 4.3 mostra o diagrama funcional e o esquemático do circuito hidráulico montado na Figura 4.2, sendo a simbologia de acordo com a norma 1219-1 (ISO, 2006).

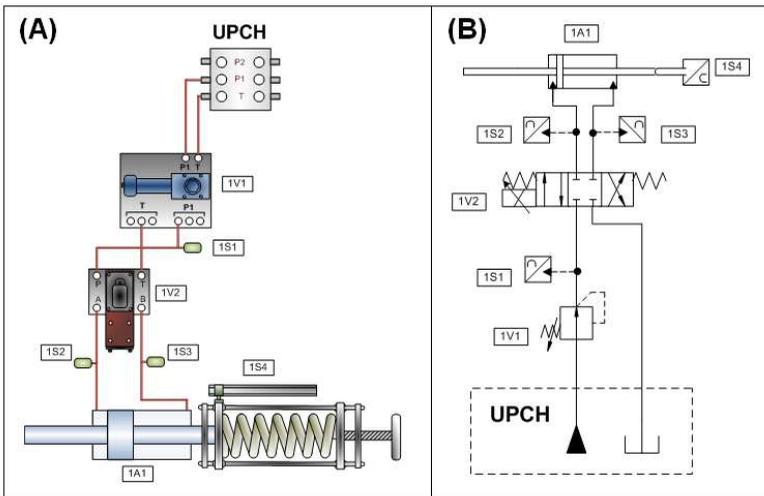


Figura 4.3 – Diagrama esquemático (A) e funcional (B) do circuito hidráulico

A tabela a seguir descreve os componentes hidráulicos que fazem parte do circuito, assim como o transdutor e os transmissores instalados na bancada.

Tabela 4.1 – Componentes do diagrama funcional do circuito hidráulico

Descrição	Código
Válvula redutora de pressão diretamente operada Bosch Rexroth – DR6DP7-5X/75YM	1V1
Válvula Servo-solenóide de $K_p=1,43$ com eletrônica embarcada Bosch – 0811404601	1V2
Cilindro simétrico de dupla ação Bosch Rexroth – CGT3-MS2 25/18/200	1A1
Transmissor de pressão com faixa de medição de 0 a 200bar HBM – P2VA1/200bar	1S1
Transmissor de pressão com faixa de medição de 0 a 200bar HBM – P2VA1/200bar	1S2
Transmissor de pressão com faixa de medição de 0 a 200bar HBM – P2VA1/200bar	1S3
Transdutor de Posição com faixa de medição de 0 a 200 mm Balluf – BTL5-A11-M0200-P S32	1S4

4.1.3 Cilindro hidráulico

O atuador hidráulico utilizado nos experimentos é denominado linear, simétrico, de dupla ação e fixação por sapata transversal (VON LINSINGEN, 2008).

Fabricado pela empresa Bosch Rexroth, este cilindro apresenta as seguintes características (BOSCH REXROTH, 2007):

Tabela 4.2 – Dados do cilindro hidráulico

Código	$\Phi_e [mm]$	$\Phi_h [mm]$	$L [mm]$	$A [m^2]$	$M_c [kg]$	$V [m^3]$
CGT3MS2/25-18/200	25	18	200	$2,37 \times 10^{-4}$	2,86	$4,73 \times 10^{-5}$

Para cilindros simétricos, em que as áreas do lado A e B do êmbolo que estão submetidas à pressão hidráulica são iguais, a frequência natural mínima do atuador com mola acoplada é calculada pela equação 2.4.

Considerando apenas o volume de fluido confinado nas câmaras A e B, sem mola ($K_x = 0$), $B_e = 0,8 \times 10^9 Pa$ e com os dados de catálogo da massa do êmbolo e da haste ($M_e = 2,86 Kg$), a frequência natural mínima do atuador é de $\omega_n^A = 183 Hz$, sendo calculada com a equação 2.4.

Para minimizar os efeitos de choque contra o cabeçote e tampa de fundo, este cilindro hidráulico possui um sistema de amortecimento de fim de curso. O dispositivo deste atuador está configurado para reduzir consideravelmente a velocidade da haste nas posições de 0 a 14 mm e 186 a 200 mm (7% do curso total).

4.1.4 VCCD

As válvulas de controle contínuo direcionais utilizadas para acionar cilindros hidráulicos simétricos também devem possuir características de simetria (orifícios simétricos). Logo, foram selecionadas 02 válvulas proporcionais dentre as disponíveis na PHP. Suas principais características foram obtidas no catálogo do fabricante (BOSCH, 2002) e alguns parâmetros são apresentados na tabela abaixo.

Tabela 4.3 – Dados das válvulas

Fabricante	Código	U_n [V]	Δp [bar]	$q_{v_{nom}}$ [lpm]	$q_{v_{in}}$ [cm ³ /min]
Bosch	0811404601	±10	70	12	300
Bosch	0811404038	±10	70	24	500

Com os dados da tabela acima, utiliza-se a equação 3.7 para calcular os coeficientes de vazão e a equação 3.13 de vazamento interno das válvulas.

Tabela 4.4 – Coeficientes de vazão das válvulas

Código	K_v [lpm/ $\sqrt{\text{bar}}$]	K_{vSI} [m ³ /s. $\sqrt{\text{Pa}}$]	K_{vIn} [m ³ /s. $\sqrt{\text{Pa}}$]
0811404601	1,43	$7,56 \times 10^{-8}$	$1,12 \times 10^{-9}$
0811404038	2,86	$1,51 \times 10^{-7}$	$1,86 \times 10^{-9}$

Estas válvulas, ambas denominadas servo-solenóides, diferenciam-se no tamanho nominal dos orifícios e no princípio construtivo, sendo a de $K_v=1,43$ ¹⁸ com eletrônica embarcada e a de $K_v=2,86$ com cartela eletrônica externa.

Visando comprovar os dados fornecidos em catálogo e identificar o modelo que descreva corretamente o comportamento dinâmico das válvulas, as outras características e parâmetros importantes serão analisados e parametrizados na seção 4.2.3 .

¹⁸ Devido à grande utilização do coeficiente de vazão neste trabalho, será omitido a sua unidade (lpm/bar^{1/2}).

4.1.5 Sistema de medição

As informações de posicionamento da haste e monitoramento das pressões nas linhas dos sistemas hidráulicos montados na bancada de trabalho são obtidas utilizando 01 transdutor de posição e 03 transmissores de pressão.

4.1.5.1 Transmissores de pressão

Estão disponíveis na bancada de trabalho 03 medidores de pressão tipo “transmissor de deformação”, fabricados pela HBM Inc.

A utilização de engates rápidos nos transmissores possibilita a medição da pressão absoluta em diversos pontos das linhas de suprimento, retorno, câmaras A e B do cilindro.

As principais características destes transmissores, retiradas de catálogo (HBM, 2006), estão na tabela a seguir.

Tabela 4.5 – Parâmetros dos transmissores de pressão

Código	Faixa de Medição [bar]	Sinal Medido [V]	Equação Característica [Pa]	Incerteza de Medição [bar]
P2VA1-200	0 a 200	+0,5 a +10	$(U_n - 0,5) \cdot 200 \cdot 10^5 / 9,5$	$\pm 0,3$

4.1.5.2 Transdutor de posição

Acoplado na extremidade da haste do cilindro, o transdutor de deslocamento, fabricado pela BALLUF, possibilita realimentar e fechar a malha de controle do posicionador eletro-hidráulico.

Este transdutor é do tipo indutivo, linear, ultra-sônico e apresenta resolução de $04 \mu m$. Suas principais características, retiradas de catálogo (BALLUFF, 2003), são demonstradas na tabela a seguir.

Tabela 4.6 – Parâmetros do transdutor de posição

Código	Faixa de Medição [mm]	Sinal Medido [V]	Equação Característica [m]	Incerteza de Medição [mm]
BLT5-A11-M0200-P S32	0 a 200	0 a +10	$0,02 \cdot U_n$	$\pm 0,6$

4.1.5.3 Circuito elétrico do sistema de medição

Todos os medidores são alimentados com tensão contínua de +24Vdc por uma fonte de tensão instalada na PHP. Os sinais são envia-

dos ao módulo de entradas e saídas através de fios blindados corretamente dimensionados para esta aplicação.

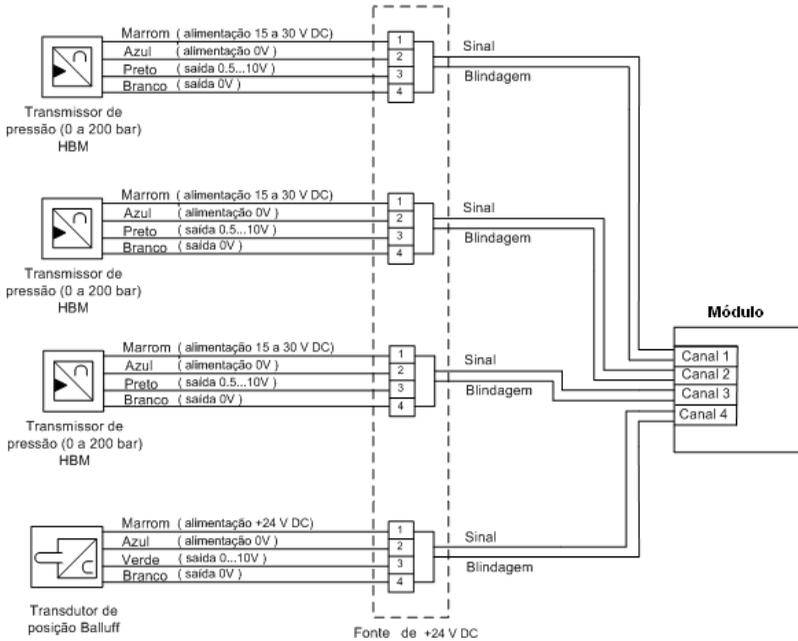


Figura 4.4 – Circuito elétrico detalhado do sistema de medição

4.1.6 Sistema de aquisição de dados

As tarefas de aquisição, tratamento, controle e envio de dados para os equipamentos da bancada de trabalho é realizada por uma plataforma composta pelos seguintes componentes (Figura 4.5):

- Computador;
- Módulo de entradas e saídas analógicas;
- Placa dSPACE DS1102 (DSPACE,1993);
- Software MATLAB/SIMULINK (SIMULINK,1996);
- Software TRACE.



Figura 4.5 – Sistema de aquisição de dados

O módulo possibilita a conexão física entre os componentes da bancada de trabalho e a placa dSPACE instalada no computador, a qual disponibiliza ao usuário 04 entradas analógicas e 04 saídas analógicas.

As entradas analógicas são utilizadas para aquisição dos sinais dos transdutores de pressão, transdutor de posição do cilindro e transdutor LVDT do carretel, todos com amplitudes variando entre 0 e +10V. Apenas uma saída analógica é utilizada para enviar o sinal de referência para a válvula, sendo esta com magnitudes de -10 até +10V.

Com o auxílio do software MATLAB, desenvolvido pela Mathworks Inc., utiliza-se a ferramenta SIMULINK para, com a notação de diagrama de blocos, realizar o tratamento matemático dos sinais, estruturar a malha de controle e compilar o programa implementado para a linguagem usada na placa dSPACE (Figura 4.6).



Figura 4.6 – Placa eletrônica dSPACE DS1102

A máxima taxa de amostragem possível com esta placa é de 1000 Hz (01 ms), sendo este o valor utilizado e suficiente para realizar os experimentos necessários.

Devido à ausência de filtros analógicos, foram implementados filtros digitais nos sinais de entrada. Para atenuar os ruídos dos sinais de posição e pressão, foram utilizados filtros passa-baixa de segunda ordem com frequência de corte de 100 rad/s e 40 rad/s respectivamente.

$$FT_x = \frac{10000}{s^2 + 200.s + 10000} \quad FT_p = \frac{1600}{s^2 + 80.s + 1600}$$

A utilização de um filtro com menor atenuação no sinal de posição deve-se ao menor ruído encontrado e exigência de menor atraso possível do sinal, pois este é utilizado diretamente na realimentação da malha de controle.

O software TRACE, instalado no computador, permite ao usuário salvar e visualizar qualquer variável contida no programa de controle implementado no SIMULINK.

Este software tem a capacidade de armazenar e apresentar 5000 pontos de cada variável selecionada pelo usuário, sendo o intervalo de amostragem de no mínimo 01 ms. Os dados são salvos em arquivos que posteriormente podem ser manipulados e plotados usando a ferramenta MATLAB.

4.1.7 Sistema de carregamento

A estrutura instalada na bancada de trabalho da PHP para simular SH com carregamento pode ser visualizada na Figura 4.7. Este sistema permite ajuste de diferentes pré-cargas na mola mediante um mecanismo de rosca que comprime a mola.

A base inferior deslizante é equipada com o sistema de esferas recirculantes que, ao movimentar-se sobre guias de deslizamento, reduz consideravelmente o atrito.

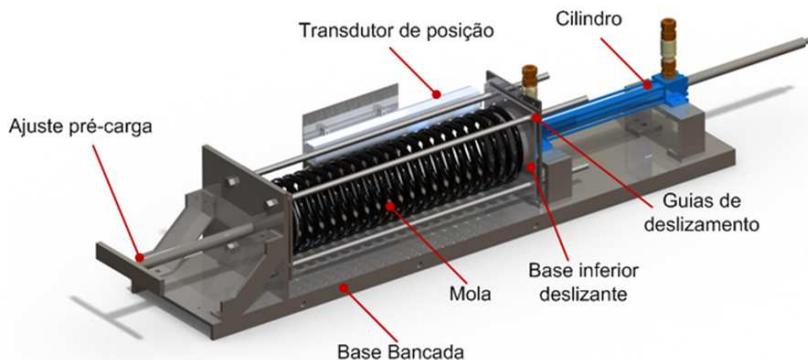


Figura 4.7 – Sistema de carregamento com pré-carga na mola (SZPAK, 2008)

Devido a este sistema flexível, o usuário da bancada pode selecionar e substituir facilmente 03 molas¹⁹ com as seguintes características:

Tabela 4.7 – Dados das molas

Descrição	L^M [mm]	K_x [N/m]	$x_{máx}^M$ [mm]	$F_{pre-carga}^M$ máxima [N]
Mola 1	488 ± 5	2618,4	253 ± 5	662,4
Mola 2	500 ± 5	5982,1	254 ± 5	1519,5
Mola 3	449 ± 5	16083,0	240 ± 5	3859,9

4.2 LEVANTAMENTO DE PARÂMETROS

Alguns parâmetros do sistema (perdas de carga), cilindro (coeficiente de atrito viscoso) e das válvulas (frequência natural e coeficiente de amortecimento), não são obtidos diretamente dos catálogos. Diante da importância destes na modelagem do sistema hidráulico, utilizam-se equações matemáticas, métodos de interpretação de curvas e resultados experimentais para obter valores condizentes com o comportamento real.

¹⁹ Maiores detalhes técnicos sobre as molas em Szpak (2008).

4.2.1 Perda de carga

As perdas de carga, no caso da PHP, decorrem principalmente da utilização de engates rápidos, curvas nas tubulações, conexões, válvulas, filtro e subplacas de montagem. Estes acessórios estão presentes na bancada de trabalho e na UPCH, ocasionando queda de pressão em todas as linhas de transmissão (suprimento, retorno, via A e B).

Frente à considerável perda de potência hidráulica ocasionada por estes componentes, é imprescindível o dimensionamento dos coeficientes de perda de carga em cada uma das vias de escoamento (Cl_S , Cl_R , Cl_A e Cl_B).

Para obter experimentalmente estes coeficientes, medem-se as diferenças de pressões do sistema operando com diferentes valores de vazão nas linhas e aplica-se a seguinte equação:

$$Cl = \frac{Q}{\Delta p} \quad (4.1)$$

Como a PHP não dispõe de um equipamento para medição de vazão, esta é calculada por meio da velocidade do cilindro em regime permanente utilizando a seguinte equação:

$$q_v = v^A \cdot A^A \quad (4.2)$$

Após diversos ensaios em malha aberta, observando as pressões em diferentes pontos do circuito hidráulico, foram encontrados os seguintes valores para os coeficientes de perda de carga:

Tabela 4.8 – Coeficientes de perda de carga do sistema

Cl_S [$m^3/s.Pa$]	Cl_R [$m^3/s.Pa$]	Cl_A [$m^3/s.Pa$]	Cl_B [$m^3/s.Pa$]
$1,4 \times 10^{-10}$	$1,8 \times 10^{-10}$	$1,5 \times 10^{-10}$	$1,5 \times 10^{-10}$

Observa-se ainda uma contra-pressão constante de 1,25 bar na linha de retorno ocasionada pelo sistema de filtragem e de refrigeração do fluido hidráulico quando este retorna ao reservatório.

4.2.2 Atrito viscoso variável

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

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

Para representar as forças de atrito atuantes no cilindro e no sistema mecânico acoplado à haste, utilizou-se o modelo do coeficiente de atrito viscoso variável proposto por GOMES (1995), que representa os modos “*stick*” e “*slip*” por meio de trajetórias diferentes na região de “*stick-slip*”. Na prática, esta região é definida por uma velocidade limite (\dot{x}_{Lim}), a partir da qual não é possível deslocar o corpo com velocidade constante.

Para estas velocidades abaixo de \dot{x}_{Lim} , visualizado na Figura 4.8, a força de atrito é representada pelas trajetórias “B” (modo “*slip*” – linha vermelha), “C” e “D” (modo “*stick*” – linhas verdes).

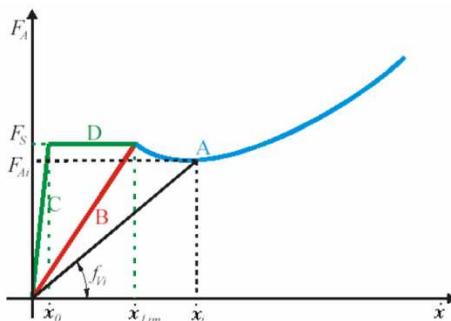


Figura 4.8 – Trajetórias do modelo de atrito (MACHADO, 2003)

A trajetória “A” representa as forças de atrito para velocidades acima de \dot{x}_{Lim} . Esta curva é definida utilizando o mapa estático de atrito obtido experimentalmente. Este ensaio é realizado pela medição da força aplicada para uma movimentação com velocidade constante, apresentando a relação entre a força de atrito e a velocidade relativa entre as superfícies de contato (MACHADO, 2003).

A velocidade constante no atuador é obtida com o sistema em malha aberta e alimentando a válvula proporcional com uma tensão constante. Foram utilizadas as duas válvulas para os ensaios, pois estas permitiram alcançar uma ampla faixa de velocidades.

A força de atrito é determinada pela medição da diferença de pressões nas câmaras do cilindro na condição de movimento em regime

permanente, sem força externa e velocidade constante da haste. Os ensaios foram realizados com pressão de suprimento de 70 bar.

Medindo a diferença de pressões para diferentes entradas de tensão nas válvulas ($\pm 0,02$ a $\pm 10V$), obteve-se o gráfico apresentado na Figura 4.9 com as seguintes forças de atrito.

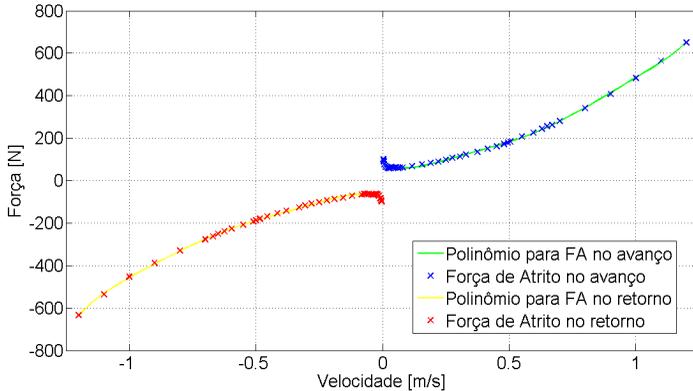


Figura 4.9 – Mapa estático da força de atrito para o cilindro hidráulico

Utilizando o comando “Polyfit” do software MATLAB, pode-se encontrar e verificar que funções polinomiais de 6ª ordem representam eficientemente a trajetória das forças de atrito para os movimentos de avanço e retorno obtidos experimentalmente.

De acordo com a Figura 4.9, obteve-se os seguintes valores para os parâmetros do modelo:

Tabela 4.9 – Parâmetros do modelo de coeficiente de atrito viscoso do cilindro

Polinômios		
Polyp = $[0,4040e^4 \quad -1,5314e^4 \quad 2,2225e^4 \quad -1,5405e^4 \quad 0,5502e^4 \quad -0,0647e^4 \quad 0,0083e^4]$		
Polyn = $[-0,4083e^4 \quad -1,5245e^4 \quad -2,2067e^4 \quad -1,5466e^4 \quad -0,5594e^4 \quad -0,0664e^4 \quad -0,0087e^4]$		
Parâmetro	Valor	Unidade
F_{Sp} → nível máximo da força de atrito estático positivo	101,65	[N]
F_{Sn} → nível máximo da força de atrito estático negativo	-99,29	[N]
$dx_{lim p}$ → velocidade limite positiva	0,0035	[m/s]
$dx_{lim n}$ → velocidade limite negativa	-0,0035	[m/s]
dx_{op} → velocidade de “stick” positiva	0,0033	[m/s]
dx_{on} → velocidade de “stick” negativa	-0,0033	[m/s]

Os parâmetros para o modelo de atrito viscoso para este cilindro constavam no banco de dados do LASHIP (SZPAK, 2008). Entretanto,

estes parâmetros eram eficientes apenas para velocidades máximas de 0,2 m/s, ocasionando um grande erro nos valores da força de atrito quando o cilindro alcançava velocidades superiores.

4.2.3 Parâmetros das válvulas

Diante da importância de avaliar os aspectos comportamentais das válvulas proporcionais e seus efeitos nos posicionadores eletro-hidráulicos, faz-se necessário um estudo detalhado de algumas características e parâmetros que não são identificados claramente nos catálogos das válvulas, dentre as quais:

- Frequência Natural (ω_n^V);
- Razão de Amortecimento (ζ^V);
- Erro de Zero (*offset*);
- Centro Hidráulico;
- Ganho de Pressão (K_{pU});
- Zona Morta (ZM) e
- Histerese.

4.2.3.1 Frequência natural (ω_n^V) e razão de amortecimento (ζ^V)

A frequência natural e a razão de amortecimento são os principais parâmetros utilizados para caracterizar o comportamento dinâmico da válvula.

Os procedimentos utilizados para obtenção destes coeficientes são principalmente a análise de gráficos de resposta em frequência da válvula (Diagrama de Bode) e da resposta com entradas do tipo degrau.

Nos sistemas eletro-hidráulicos de controle de posição presentes nesta dissertação, as válvulas são submetidas a sinais do tipo degrau. Entretanto, o catálogo das mesmas apresenta somente o Diagrama de Bode (Figura 2.7), o qual é obtido utilizando sinais do tipo senoidais.

Analisando as curvas de amplitude do Diagrama de Bode das válvulas (Figura 2.7), estima-se que a dinâmica das válvulas aproxima-se de uma dinâmica de um sistema de 2º ordem, pois nota-se que a queda de amplitude no sinal de posição do carretel é de aproximadamente -40dB por década de frequência. Neste caso, o valor da frequência natural é dado no momento em que o atraso de fase é de 90°.

Normalmente, em catálogos de válvulas, são apresentadas no Diagrama de Bode as trajetórias de resposta em frequência com diferentes amplitudes do sinal de comando. Neste catálogo é apresentado a resposta para amplitudes de 100% ($U_c^V=10V$) e de 5% ($U_c^V=0,5V$) no sinal.

Para uma entrada em degrau de 10V (100%), tem-se que a frequência natural da válvula é de 60Hz. Já para 0,5V (5%), obtêm-se o valor de 120Hz.

O outro parâmetro necessário para representar a dinâmica da válvula é a razão de amortecimento (ζ^V). Este dado é difícil de ser estimado somente observando o Diagrama de Bode.

Diante desta dificuldade de estimar valores de ω_n^V e ζ^V com o catálogo, foram realizados ensaios com as válvulas para levantar estes parâmetros.

Primeiramente, utilizando como referência a norma ISO 10770-1 (ISO, 1998), aplicou-se diversos sinais de entrada do tipo degrau nas válvulas com as vias A e B conectadas às câmaras A e B do atuador, respectivamente. Porém, não se realiza o controle de posição do cilindro (malha aberta).

Visando analisar a dinâmica da válvula nas condições operacionais que ocorrem em um posicionador eletro-hidráulico, também foram realizados ensaios para controle de posição do cilindro aplicando sinais do tipo degrau de referência para o posicionamento da haste (malha fechada).

Ambos os ensaios utilizaram 70 bar como pressão de suprimento e $(40 \pm 6)^\circ C$ de temperatura do fluido.

4.2.3.1.1 Ensaios em malha aberta na válvula de $K_v=1,43$

As figuras a seguir, obtidas mediante ensaios em malha aberta, apresentam 03 trajetórias:

- Linha verde: sinal de comando do tipo degrau;
- Linha azul: resposta dinâmica da posição do carretel da válvula obtida experimentalmente.
- Linha vermelha: resposta dinâmica do bloco de emulação da dinâmica da válvula obtida via simulação. Este bloco é uma função transferência implementada em SIMULINK e configurada com diferentes valores de ω_n^V e ζ^V .

A posição do carretel é dada em tensão [V], pois é a unidade do sinal proveniente do transdutor de deslocamento LVDT que mede o posicionamento do carretel da válvula. O transdutor envia sinais negativos quando o carretel está posicionado de maneira a ligar as vias P-B e A-T. Quando o sinal enviado é positivo, a ligação é P-A e B-T. A amplitude do sinal representa a porcentagem de abertura da válvula, sendo $\pm 10V$ a abertura máxima possível.

Para melhor visualização e amostragem, os sinais de entrada do tipo degrau foram aplicados no instante 1 s.

Com um sinal de comando do tipo degrau de -10 a +10V, observou-se que o bloco de emulação com $\omega_n^V=35\text{Hz}$ e $\zeta^V=0,8$ apresentou a resposta que melhor representa o posicionamento do carretel (Figura 4.10). Apesar da trajetória da resposta com o bloco ser um pouco mais rápida do que o carretel, procurou-se estabelecer uma semelhança no tempo de acomodação de ambos.

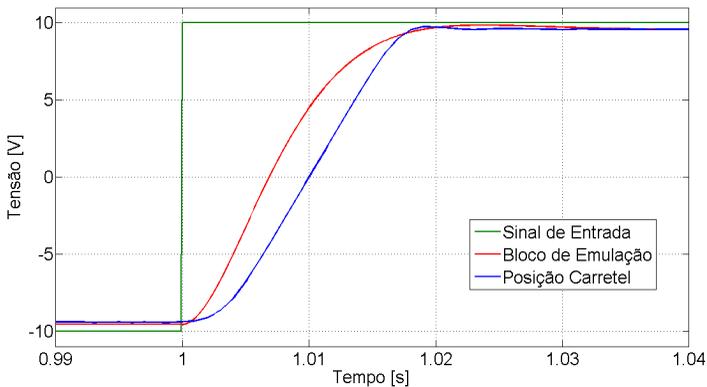


Figura 4.10 – Sinal de comando tipo degrau de -10V a +10V na válvula de $K_v=1,43$

Pode-se observar também na Figura 4.11 que, embora o sinal de comando esteja em +10V, o sinal de posição do carretel é de +9,6V em regime permanente.

Presume-se que esta diferença ocorra devido ao ganho de regime permanente do LVDT ser 0,96. Porém, este fato não implica que a válvula esteja 96% aberta. Sendo assim, considera-se que, ao enviar um sinal de comando igual ao nominal ($U_c^V=U_n^V$), a válvula abre totalmente e tem-se vazão nominal (q_{vc}^V) para o sistema.

Com um sinal de comando do tipo degrau de 0 a +10V, observou-se que o bloco de emulação com $\omega_n^V=45\text{Hz}$ e $\zeta^V=0,7$ apresentou a melhor resposta (Figura 4.11).

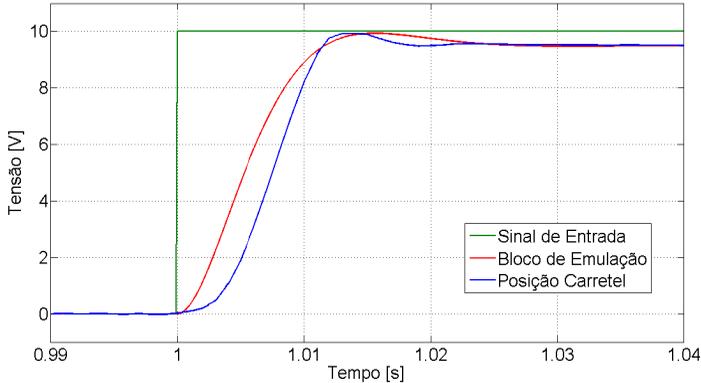


Figura 4.11 – Sinal de comando tipo degrau de 0 a +10V na válvula de $K_v=1,43$

Já com o sinal de comando de 0 a +5V, o bloco de emulação com os parâmetros $\omega_n^V=60\text{Hz}$ e $\zeta^V=0,55$ foi o que apresentou a resposta mais semelhante (Figura 4.12).

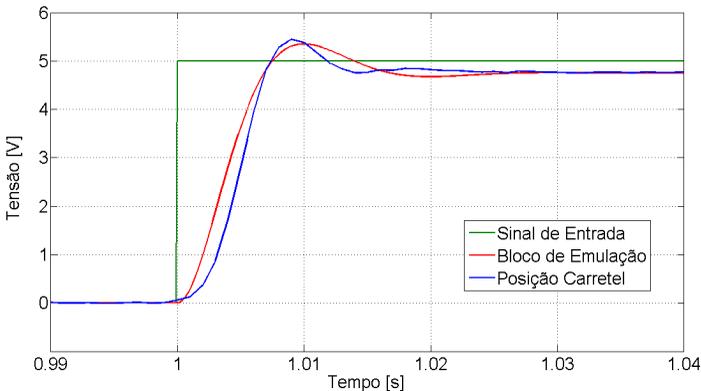


Figura 4.12 – Sinal de comando tipo degrau de 0 a +5V na válvula de $K_v=1,43$

Para um degrau de 2,5V, o bloco que obteve a melhor resposta foi configurado com $\omega_n^V=70\text{Hz}$ e $\zeta^V=0,5$ (Figura 4.13).

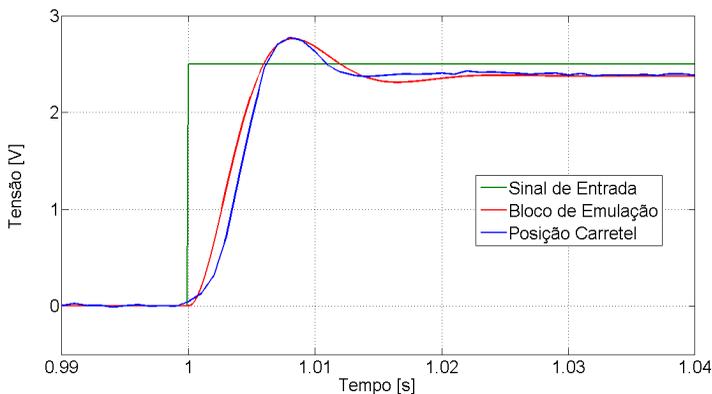


Figura 4.13 – Sinal de comando tipo degrau de 0 a +2,5V na válvula $K_v=1,43$

E, finalmente, para sinal de comando de 0 a +1V, o bloco de emulação com os parâmetros $\omega_n^V=70\text{Hz}$ e $\zeta^V=0,45$ foi o que apresentou a resposta mais semelhante (Figura 4.14).

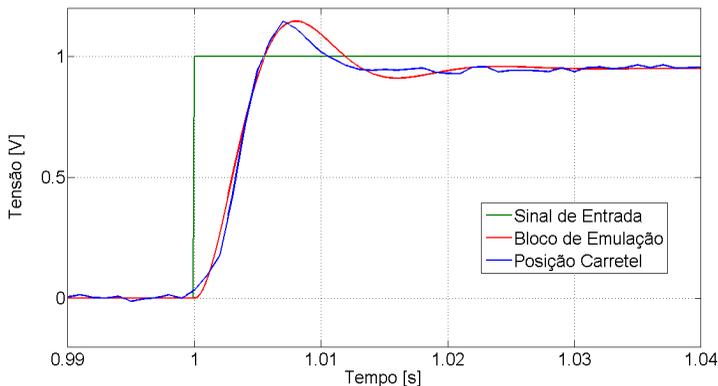


Figura 4.14 – Sinal de comando tipo degrau de 0 a +1V na válvula de $K_v=1,43$

Analisando as figuras acima, nota-se uma considerável variação de frequência natural e razão de amortecimento de acordo com a amplitude do sinal de entrada. Nos ensaios, observa-se que a frequência natural da válvula varia entre 35 Hz (degrau de -10V a +10V) e 70 Hz (degrau de 0 a +1V).

Comparando estes valores encontrados com aqueles retirados do Diagrama de Bode do catálogo (Figura 2.7) (60 Hz para degrau de 10V e 110 Hz para degrau de 0,5V), nota-se uma grande divergência.

A razão de amortecimento também é um parâmetro que varia de acordo com a amplitude dos sinais de entrada. O maior valor é de 0.9 (degrau de -10V a +10V) e, a medida que diminui-se a amplitude do sinal de entrada, a razão de amortecimento diminui, sendo 0,45 quando o degrau é de 0 a +1V.

4.2.3.1.2 Ensaios em malha fechada da válvula de $K_v=1,43$

Devido à variação de valores de ω_n^V e ζ^V encontrados nos ensaios em malha aberta, optou-se por realizar experimentos com a válvula operando em malha fechada. Esta configuração, por sua vez, possibilita encontrar os parâmetros do bloco de emulação que melhor represente a dinâmica da válvula nas condições operacionais que ocorrem em um sistema eletro-hidráulico de controle de posição em malha fechada.

Sendo assim, foram realizados ensaios com as válvulas acionando o cilindro hidráulico CGT3 25/18/200 e aplicando sinal de referência do tipo degrau de 50 mm de deslocamento da haste.

Os primeiros ensaios (Figura 4.15) foram realizados utilizando um controlador proporcional com $K_p=3,75$ e diferentes valores de ω_n^V no bloco de emulação. Com este valor de ganho, não há saturação no sinal de controle e consequentemente também não ocorre máxima abertura da válvula.

Os valores de ω_n^V estipulados para o bloco de emulação estão inseridos na faixa daqueles encontrados nos ensaios em malha aberta e do Diagrama de Bode do catálogo.

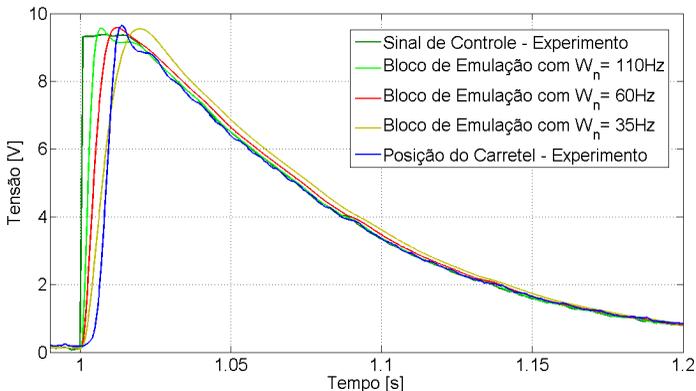


Figura 4.15 – Ensaio em MF com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=3,75$

Visando analisar condições de operação distintas, realizou-se um segundo ensaio (Figura 4.16) aumentando o ganho proporcional ($K_p=11$) para que ocorra saturação do sinal de controle e da válvula.

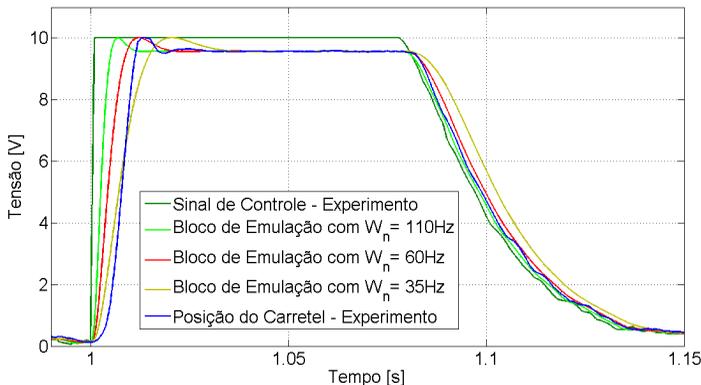


Figura 4.16 – Ensaio em MF com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=11$

De acordo com as figuras acima, constata-se visualmente que a ω_n^V que melhor representa a dinâmica da válvula operando em malha fechada foi de 60 Hz. Com este valor, a resposta do bloco de emulação aproxima-se da trajetória da posição do carretel tanto na abertura como no fechamento da válvula.

Outros ensaios com diferentes ζ^V também foram realizados e o valor que apresentou as respostas mais satisfatórias para esta válvula foi de 0,7.

4.2.3.1.3 Ensaios em malha aberta da válvula de $K_v=2,86$

Apesar do catálogo de ambas as válvulas apresentar o mesmo Diagrama de Bode, optou-se por também realizar ensaios para determinar a ω_n^V e a ζ^V da válvula de $K_v=2,86$.

Os procedimentos para os ensaios em malha aberta são iguais aos utilizados com a válvula anterior. A seguir, são apresentadas as figuras com as trajetórias do sinal de comando (linha verde), da posição do carretel (linha azul) e da resposta do bloco de emulação (linha vermelha).

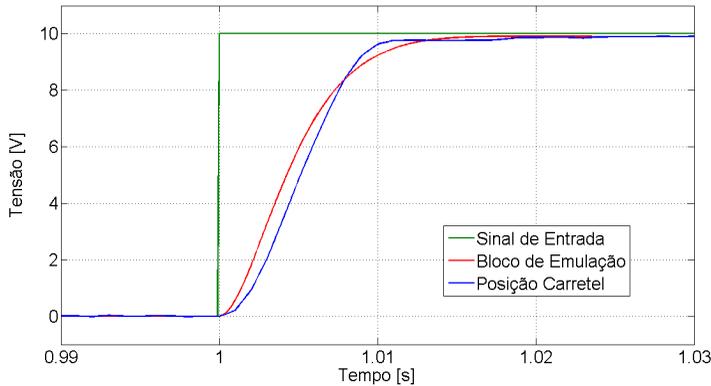


Figura 4.17 – Sinal de comando tipo degrau de 0 a +10V na válvula de $K_v=2,86$

Com um sinal de comando do tipo degrau de 0 a +10V, já pôde-se verificar que a dinâmica das válvulas são diferentes. Com esta amplitude de sinal, observou-se que o bloco de emulação com $\omega_n^V=60\text{Hz}$ e $\zeta^V=0,9$ apresentou a melhor resposta comparando-se com a posição do carretel no experimento (Figura 4.17).

Observa-se também que o ganho de regime permanente do LVDT desta válvula é de 0,99.

Com um sinal de comando do tipo degrau de 0 a +5V, observou-se que o bloco de emulação com $\omega_n^V=80\text{Hz}$ e $\zeta^V=0,6$ apresentou a melhor resposta (Figura 4.18).

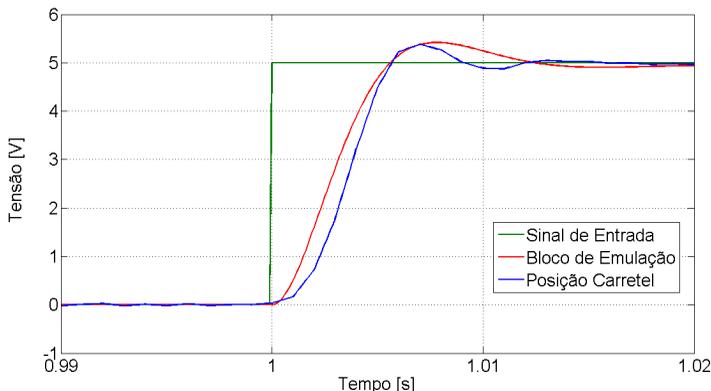


Figura 4.18 – Sinal de comando tipo degrau de 0 a +5V na válvula de $K_v=2,86$

Com degrau de 0 a +2,5V, o bloco de emulação com $\omega_n^V=85\text{Hz}$ e $\zeta^V=0,5$ apresentou a melhor dinâmica (Figura 4.19).

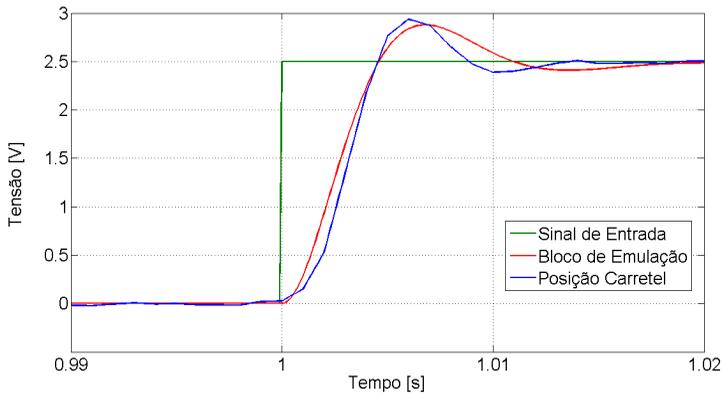


Figura 4.19 – Sinal de comando tipo degrau de 0 a +2,5V na válvula de $K_v=2,86$

E, finalmente, com um sinal de comando tipo degrau de 0 a +1V, encontrou-se os valores $\omega_n^V=105\text{Hz}$ e $\zeta^V=0,45$ para o bloco de emulação apresentar uma resposta adequada (Figura 4.20).

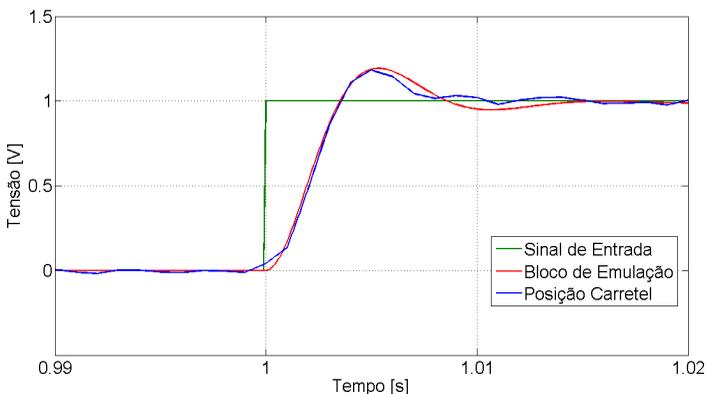


Figura 4.20 – Sinal de comando tipo degrau de 0 a +1V na válvula de $K_v=2,86$

Analisando as figuras acima, nota-se novamente uma considerável variação de frequência natural e razão de amortecimento de acordo com a amplitude do sinal de entrada. Nos ensaios, observa-se que a frequência natural desta válvula varia entre 60 Hz (degrau de 0V a +10V) e 105 Hz (degrau de 0 a +1V). Esta variação é praticamente a

mesma encontrada pelo Diagrama de Bode no catálogo desta válvula (Figura 2.7).

A razão de amortecimento apresentou a mesma variação que a outra válvula, sendo 0.9 para degrau de 0V a +10V e 0,45 para degrau de 0 a +1V.

4.2.3.1.4 Ensaios em Malha Fechada da Válvula de $K_v=2,86$

Da mesma forma que a válvula menor, também foram realizados ensaios em malha fechada para verificar o comportamento dinâmico da válvula de $K_v=2,86$ em condições operacionais de controle de posição.

Nos primeiros ensaios (Figura 4.21) também foram configurados com um controlador proporcional que não saturou o sinal de controle ($K_p=4$) e bloco de emulação com valores de ω_n^V inseridos na faixa encontrada nos ensaios em malha aberta.

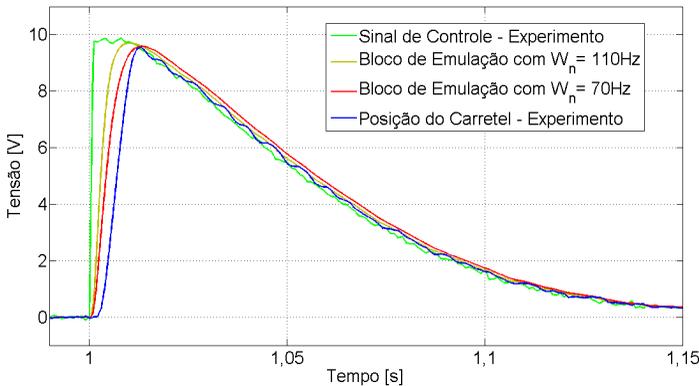


Figura 4.21 – Ensaio em MF com válvula de $K_v=2,86$ e $K_p=4$

Para analisar diferentes condições de operação, realizou-se uma segunda bateria de ensaios (Figura 4.22) com o ganho proporcional aumentado para $K_p=8$ e, conseqüentemente, ocasionando saturação do sinal de controle e da válvula.

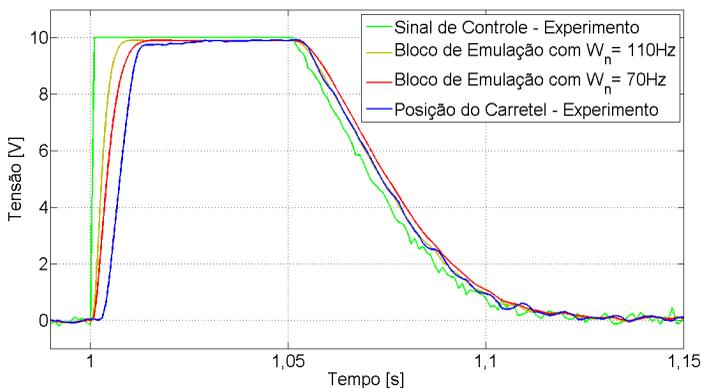


Figura 4.22 – Ensaio em MF com válvula de $K_v=2,86$ e $K_p=8$

Com estes ensaios, verifica-se que a ω_n^V que melhor representa a dinâmica desta válvula operando em malha fechada é de 70 Hz. Também foram realizados outros ensaios para levantar corretamente a razão de amortecimento, sendo o valor 0,9 o mais satisfatório.

4.2.3.1.5 Conclusões

Os ensaios realizados em malha aberta foram importantes para determinar a faixa de valores que a ω_n^V e ζ^V podem assumir de acordo com a amplitude do sinal de entrada.

Um fato interessante foi correlacionar os valores obtidos pelo método de sinais de entrada do tipo degrau (resposta no tempo – ensaios) e do tipo senoidais (resposta em frequência – Diagrama de Bode no catálogo). Verificou-se que, no caso da válvula de $K_v=1,43$, as curvas encontradas no Diagrama de Bode não representam corretamente a resposta dinâmica da válvula.

Já os ensaios em malha fechada foram fundamentais para definir os valores de ω_n^V e ζ^V que melhor caracterizam o comportamento dinâmico das válvulas em sistemas eletro-hidráulicos de controle de posição.

Tabela 4.10 – Dados do comportamento dinâmico das válvulas

Válvula	ω_n^V [Hz]	ω_n^V [rad/s]	ζ^V [adimensional]
$K_v=1,43$	60	377	0,7
$K_v=2,86$	70	439,8	0,9

4.2.3.2 Ajuste de zero

Uma das principais correções que deve ser feita ao utilizar uma VCCD para controle de posição de um sistema hidráulico é ajustar o “offset” da válvula.

Segundo Johnson (2008), este processo de correção (“nulling”) envolve em posicionar o carretel da válvula exatamente no seu centro hidráulico quando é enviado 0V de tensão como sinal de entrada.

O centro hidráulico da válvula é encontrado ajustando o sinal de comando de tal modo a obter pressões nas portas A e B iguais, com as vias bloqueadas. Sendo que, em uma válvula perfeitamente manufaturada, estas pressões deveriam ser exatamente metade da pressão de suprimento quando o carretel está perfeitamente centrado (JOHNSON, out. 2008).

Na válvula de $K_v=2,86$ esta correção foi realizada com um ajuste fino de um potenciômetro presente na cartela eletrônica de controle.

A válvula de $K_v=1,43$ não apresenta esta possibilidade. Logo, este ajuste foi feito na malha de controle implementada no SIMULINK. Obteve-se o valor de 0,15V como erro de zero para esta válvula.

4.2.3.3 Zona morta

Ambas as válvulas da Bosch apresentam tipo de centro fechado com sobreposição nula, resultando em uma zona morta muito pequena.

Realizando alguns ensaios de acordo com a norma ISO 10770-1 (ISO, 1998), constatou-se uma ZM igual a 0,2% de U_e^V para as duas válvulas. Sendo assim, não foi necessário adotar nenhuma estratégia de compensação de zona morta para aperfeiçoar a malha de controle.

4.2.3.4 Ganho de pressão (K_{pU})

No modelo linear, a utilização dos parâmetros K_{qUi} e K_{Ci} na equação linearizada da vazão da válvula (equação 3.20) é fundamental para descrever o comportamento do sistema.

Como o ganho de pressão é utilizado no cálculo do ganho de vazão-pressão (equação 3.23), estimar corretamente este parâmetro é significativo.

O levantamento deste parâmetro pode ser feito via interpretação de figuras obtidas de ensaios de pressões com a válvula operando em malha aberta e vias A e B bloqueadas.

A figura do ensaio de pressão (Figura 4.23) disponível no catálogo é a mesma para ambas as válvulas e, analisando a inclinação da curva, pode-se estimar um $K_{pU0} = 2,8e^7 Pa/V$ para o ponto de operação em que $U_c = 0$ (vazão nula).

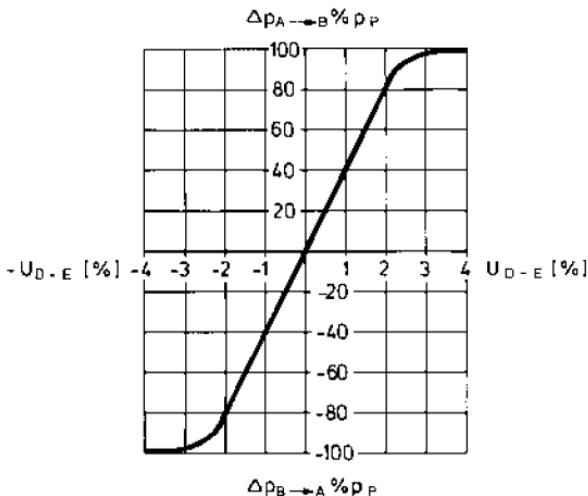


Figura 4.23 – Ensaio de pressão obtido nos catálogos das válvulas (BOSCH, 2002)

Visando comprovar o valor encontrado e tendo como referência a norma ISO 10770-1 (ISO, 1998), realizou-se diversos ensaios para levantamento do K_{pU} das válvulas. Adotou-se como pressão de suprimento o valor de 70 bar.

Com estes ensaios também é possível verificar o centro hidráulico e a histerese das válvulas.

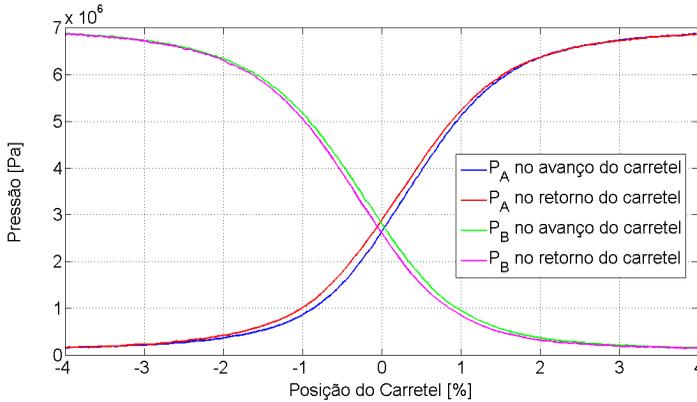


Figura 4.24 – Ensaio de pressão da válvula de $K_v=1,43$ (pressões nas vias A e B)

Na Figura 4.25 pode-se verificar que o ajuste de zero foi realizado corretamente, pois o centro hidráulico desta válvula (aproximadamente quando $P_a=P_b=28\text{ bar} - 40\%$ de P_s) ocorre quando o sinal de comando (corrigido com $+0,15\text{V}$) é de 0V (0% de U_e).

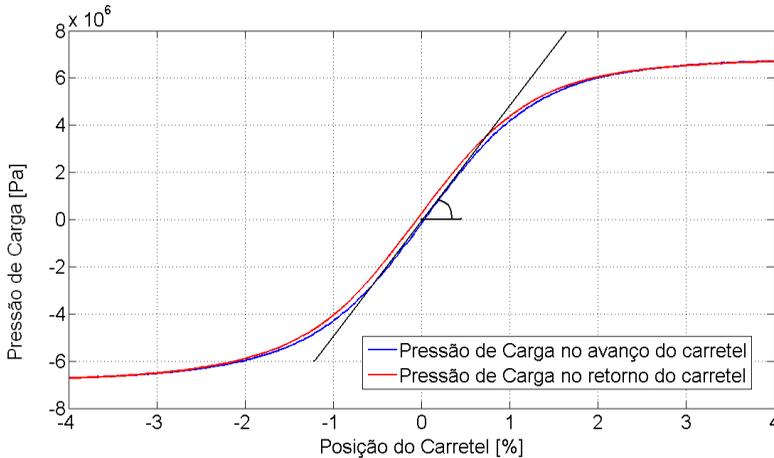


Figura 4.25 – Ensaio de pressão da válvula de $K_v=1,43$ (pressão de carga)

O ganho de pressão para a válvula de $K_v=1,43$ pode ser estimado pela inclinação da reta visualizada na Figura 4.25, obtendo-se o valor de $K_{pU0}=4,7 \times 10^7\text{ Pa/V}$. Nota-se que este valor experimental é diferente daquele encontrado por meio das curvas presentes no catálogo ($K_{pU0}=2,8 \times 10^7\text{ Pa/V}$).

Também é possível observar na Figura 4.25 uma histerese de 2,8% de p_C , a qual ocorre devido ao pequeno recobrimento presente nesta válvula.

Por meio de ensaios de pressão com a válvula de $K_v=2,86$ (Figura 4.26) a correção de erro de zero também foi realizada adequadamente e verifica-se que o centro hidráulico ocorre em 33 bar (47% de p_s).

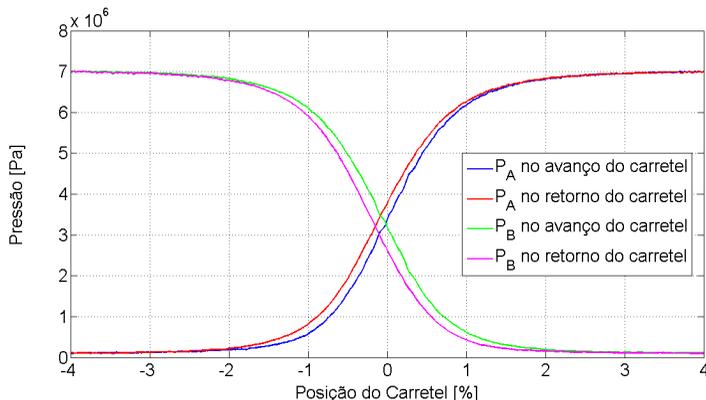


Figura 4.26 – Ensaio de pressão da válvula de $K_v=2,86$ (pressões nas vias A e B)

O valor encontrado para o ganho de pressão nesta válvula é de $K_{p_U}=7 \times 10^7 \text{ Pa/V}$ (Figura 4.27). A histerese também é pequena e igual a 6,4% de p_C .

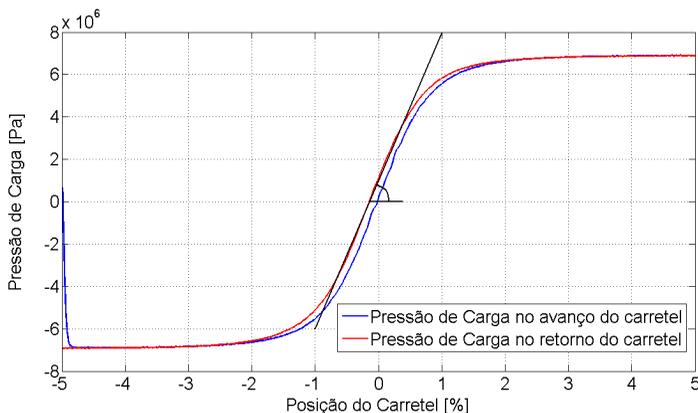


Figura 4.27 – Ensaio de pressão da válvula de $K_v=2,86$ (pressão de carga)

Pode-se verificar uma variação relevante nos dados de ganho de pressão encontrados por intermédio do catálogo e dos ensaios. Também é importante notar que os valores de pressão no centro hidráulico de cada válvula (38% e 47% de p_s) são diferentes do teórico (50% de p_s).

4.3 VALIDAÇÃO DOS MODELOS

A utilização de modelos matemáticos para simular o comportamento do sistema hidráulico foram baseados nas equações apresentadas no capítulo 3 e implementados com diagrama de blocos no SIMULINK.

No entanto, faz-se necessário a comprovação e validação destes modelos mediante comparação de resultados obtidos por simulação com as respostas experimentais do sistema montado na PHP.

A seguir, são apresentadas figuras contendo as respostas das principais variáveis do SHCP, tais como posicionamento da haste, pressões nas linhas do sistema e pressão de carga no cilindro. Para efeitos de validação, são diretamente comparadas as respostas entre:

- Experimento x modelo não-linear com perda de carga
- Modelo não linear sem perda de carga x modelo linear

4.3.1 Modelo não-linear com perda de carga sem carregamento

O modelo não-linear com perda de carga foi implementado com a finalidade de representar e simular o sistema hidráulico real. A lista de parâmetros utilizada nos modelos pode ser visualizada no Apêndice B.

A validação deste modelo pode ser feita pela comparação das respostas obtidas experimentalmente e por simulação da seguinte configuração do sistema hidráulico em malha fechada:

- Cilindro CGT3 25/18/200;
- Válvula Bosch de $K_v=1,43$;
- Sinal de referência tipo degrau de 50 mm;
- Avanço da haste de 20 mm até 70 mm;
- Retorno da haste de 70 mm a 20 mm;
- Controlador Proporcional com $K_p=8$;
- Sem carregamento.

Na Figura 4.28 pode-se verificar que as respostas de posicionamento do cilindro obtidas via experimento e simulação são semelhantes.

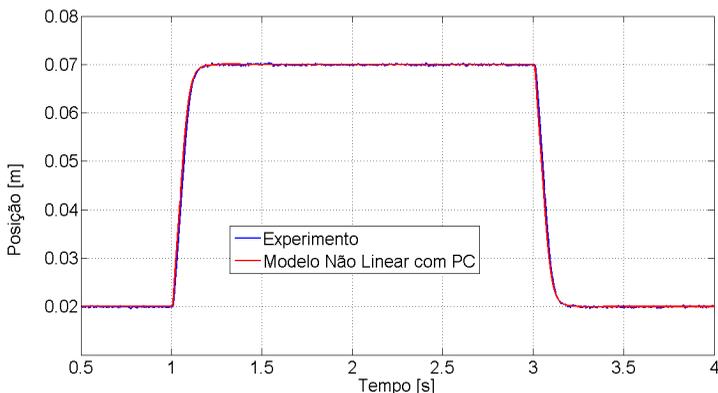


Figura 4.28 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=8$

Na Figura 4.29 pode-se verificar a queda de pressões nas linhas de suprimento e de retorno do sistema. A modelagem e parametrização das perdas de carga estão coerentes, pois os resultados experimentais e simulados estão semelhantes.

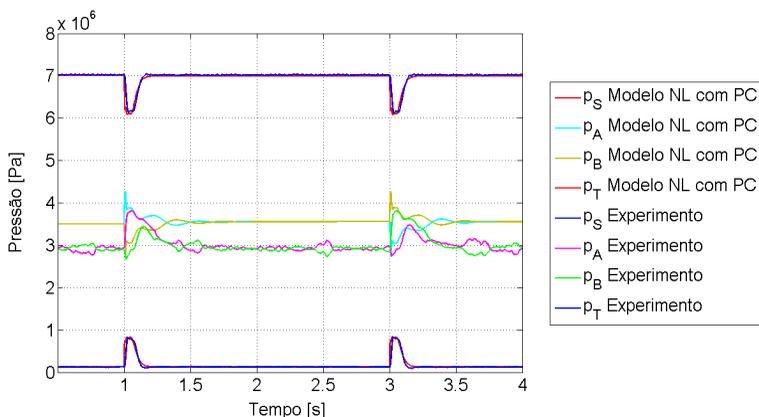


Figura 4.29 – Pressão no sistema com válvula de $K_v=1,43$ e sem carregamento

Ao analisar as pressões nas câmaras A e B, depara-se com uma diferença de valores nos intervalos de tempo em que a haste do cilindro encontra-se parada nas posições desejadas de 20 mm (0 a 1 s e 3,5 a 4 s) e 70 mm (1,5 a 3 s).

Nestes intervalos de tempo o sistema encontra-se em regime permanente e as pressões das câmaras A e B do cilindro devem ser iguais para que não ocorra movimento da haste.

No experimento, esta igualdade de pressões ocorre em aproximadamente 29 bar devido ao centro hidráulico desta válvula estar localizado próximo a este valor.

Como o modelo implementado considera a válvula com centro hidráulico ideal (50% de p_S), este equilíbrio ocorre em 35 bar .

No regime transiente, caracterizado por haver movimentação do cilindro, verifica-se que, apesar das oscilações, o comportamento das pressões no modelo e no experimento são parecidos. Esta comparação pode ser visualizada na Figura 4.30 que apresenta a pressão de carga no cilindro ($p_A - p_B$).

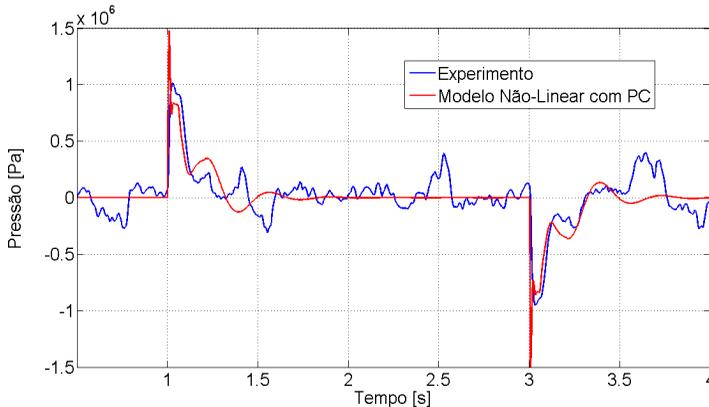


Figura 4.30 – Pressão de carga com válvula de $K_v=1,43$ e sem carregamento

Como o sistema está operando sem carregamento, a força necessária para ocorrer movimentação do cilindro é causada apenas pelo atrito. Pode-se observar que, para este perfil de deslocamento e velocidade, a pressão de carga máxima exigida para vencer a força de atrito viscoso é de aproximadamente $+9 \text{ bar}$ ($0,9 \times 10^6 \text{ Pa}$) para o avanço (entre 1 e 1,3 s) e -9 bar ($-0,9 \times 10^6 \text{ Pa}$) no retorno (entre 3 e 3,3 s).

Visando validação e comparação de maneira mais detalhada do posicionamento em regime transiente, ampliou-se a Figura 4.28 para analisar o comportamento da haste somente no período de avanço.

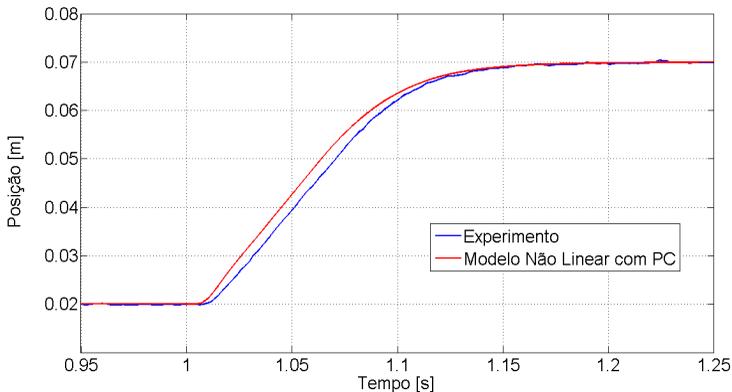


Figura 4.31 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e sem carregamento (ampliado)

Verifica-se na Figura 4.31 um atraso máximo de aproximadamente 3 mm no posicionamento da haste em movimento. Este erro deve-se à dificuldade inerente de modelagem e parametrização correta das diversas não-linearidades presentes em um sistema hidráulico.

Entretanto, este erro não compromete os resultados posteriores, pois as análises de tempo de resposta e posicionamento da haste serão feitas quando esta estiver próxima da posição desejada. Neste intervalo de tempo, compreendido entre os instantes 1,1s e 1,2s, o atraso de resposta é praticamente nulo.

4.3.2 Modelo não-linear com perda de carga e com carregamento

Para avaliar e validar o modelo em situações operacionais distintas, o sistema hidráulico foi configurado em malha fechada com:

- Cilindro CGT3 25/18/200;
- Válvula Bosch de $K_v=2,86$;
- Sinal de referência tipo degrau de 50 mm;
- Avanço da haste de 20 mm até 70 mm;
- Retorno da haste de 70 mm a 20 mm;
- Controlador Proporcional com $K_p=7$;
- Mola de $K_x=2618,4 N/m$;
- Pré-carga de 440 N.

Verifica-se na Figura 4.32 que o modelo descreve satisfatoriamente o posicionamento da haste com esta nova configuração de válvula e carregamento no sistema hidráulico.

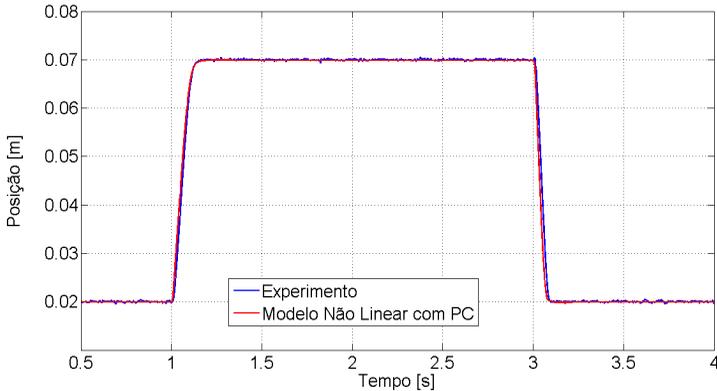


Figura 4.32 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=2,86$ e com mola

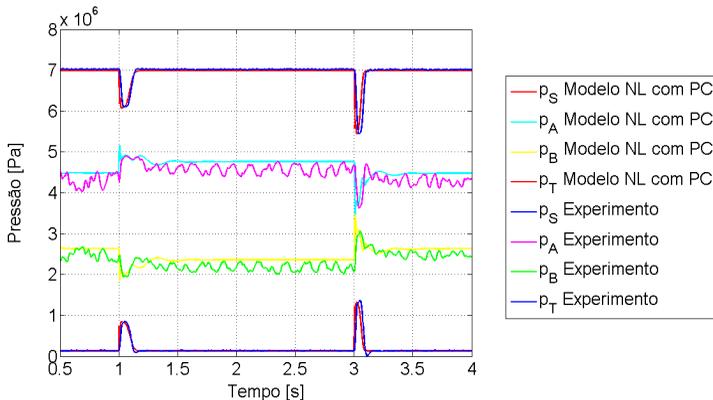


Figura 4.33 – Pressão no sistema com válvula de $K_v=2,86$ e com mola

Devido ao centro hidráulico desta válvula também não ser ideal, verifica-se que as pressões nas vias A e B estão um pouco abaixo das obtidas por simulação (Figura 4.33). Porém, ao avaliar-se a pressão de carga na Figura 4.34, observa-se a eficácia do modelo para representar a dinâmica das pressões tanto em regime transiente como permanente.

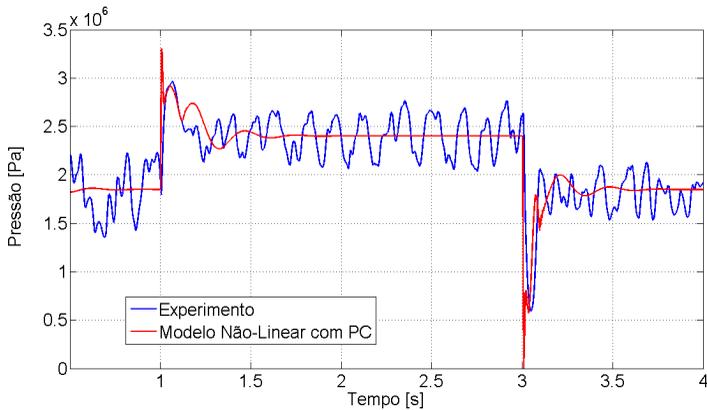


Figura 4.34 – Pressão de carga com válvula de $K_v=2,86$ e com mola

Nota-se que para vencer a força de pré-carga é necessária uma pressão de carga de 18,5 bar. A compressão de 50 mm na mola exige mais 5,5 bar, estabilizando em 24 bar.

Novamente, amplia-se a resposta de posicionamento da haste (Figura 4.32) somente no regime transiente de avanço e constata-se um erro desconsiderável nos instantes próximos à posição desejada para a haste do cilindro.

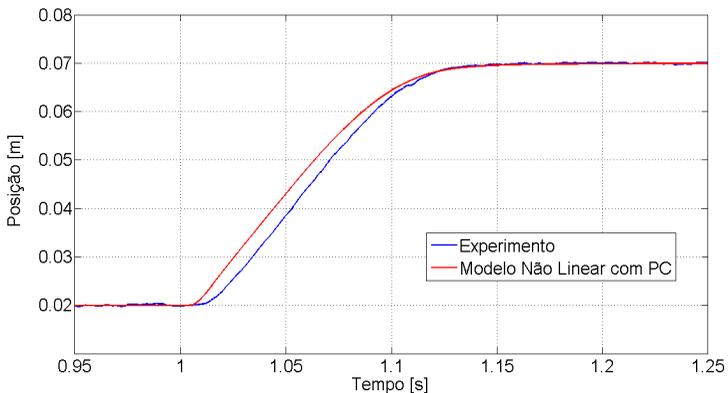


Figura 4.35 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=2,86$ e com mola (ampliado)

4.3.3 Outros ensaios do modelo não-linear com perda de carga

Com a finalidade de avaliar as respostas do experimento e do modelo com diferentes amplitudes no sinal de referência e valores dis-

tintos para o ganho proporcional do controlador, serão realizados estudos adicionais apresentados a seguir.

Os primeiros experimentos foram realizados com um sinal de referência de 120 mm , válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=1, 2, 3$ e 5 . Quanto maior o ganho do controlador, mais rápido o cilindro atinge a posição desejada (Figura 4.36).

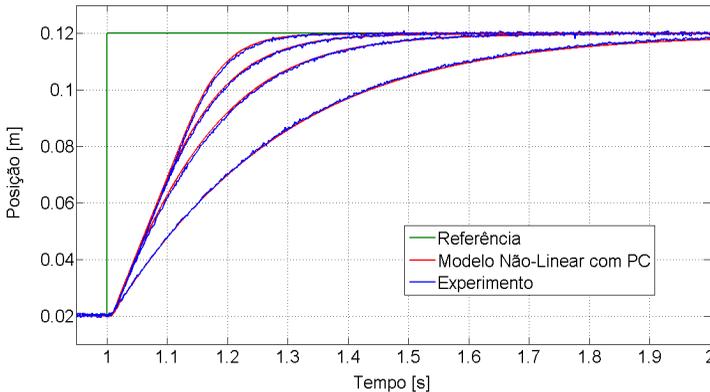


Figura 4.36 – Posição do cilindro com degrau de 100mm e diferentes K_p

A segunda bateria de ensaios foi realizada com um sinal de referência de 150 mm , válvula de $K_v=2,86$ e $K_p=0,5, 1, 2$ e 5 (Figura 4.37).

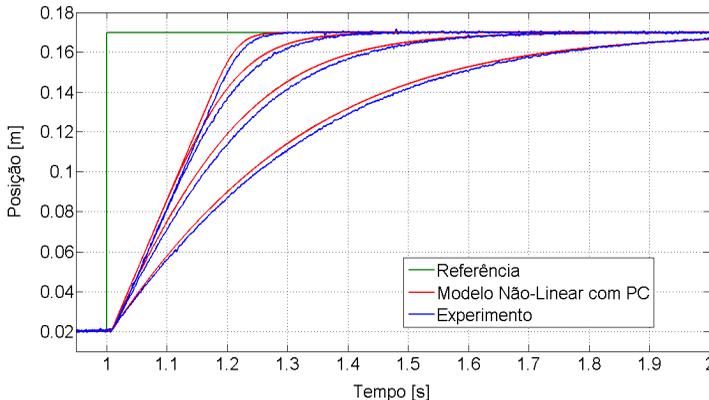


Figura 4.37 – Posição do cilindro com degrau de 150mm e diferentes K_p

Frente à impossibilidade de fazer ensaios com massas acopladas à haste do cilindro devido à estrutura da bancada de trabalho, Szpak

(2008) utilizou dutos de pequeno diâmetro, instalados entre a válvula e o cilindro, para gerar massas aparentes. Por meio de ensaios e simulações, o autor validou um modelo não-linear que representa satisfatoriamente sistemas hidráulicos com massas acopladas ao cilindro.

Como o modelo não-linear proposto nesta dissertação foi fundamentado principalmente naquele desenvolvido por Szpak (2008), considera-se este modelo também válido para representar a dinâmica do sistema hidráulico utilizando massas acopladas.

Com estes resultados, conclui-se que o modelo não-linear com perda de carga representa satisfatoriamente o comportamento do sistema hidráulico da PHP e as respostas obtidas pelo modelo são válidas para simular diferentes condições de operação do SH.

Para obter o modelo não-linear sem perda de carga²⁰ foi retirado do MNL com PC a parte da modelagem da perda de carga nas linhas de transmissão, sendo a estrutura e parâmetros iguais em ambos. Logo, o MNL sem PC pode ser utilizado para simular situações de um sistema hidráulico que não apresente perdas de energia nas tubulações e mangueiras.

4.3.4 Considerações sobre o modelo linear

O modelo linear do sistema hidráulico de controle de posição foi implementado em SIMULINK utilizando as equações lineares demonstradas no capítulo 3.

Embora muito utilizado, este modelo apresenta dificuldades em descrever o comportamento de um SH em certas condições de operação. Estes problemas decorrem principalmente das seguintes não-linearidades presentes em um sistema eletro-hidráulico:

- Saturação da VCCD;
- Equação da vazão da VCCD;
- Atrito.

4.3.4.1 Saturação da válvula

As válvulas proporcionais são, na maioria, acionadas com sinais de entrada em tensão ($\pm 10V$) ou em corrente (4 a 20 mA). Valores supe-

²⁰ Visando facilitar a apresentação deste trabalho, o modelo não linear sem perda de carga será referenciado simplesmente como “modelo não-linear”.

riores a estes são limitados pelos saturadores implementados na eletrônica da própria válvula.

No modelo linear não é possível implementar este saturador de sinal de entrada, permitindo assim que sinais com amplitudes maiores que os nominais (U_n^V e i_n^V) sejam enviados à válvula e ocasionem vazões superiores à valores possíveis realmente.

A Figura 4.38 apresenta as respostas experimentais e simuladas de um posicionador eletro-hidráulico com a seguinte configuração:

- Cilindro CGT3 25/18/200;
- Válvula Bosch de $K_v=1,43$;
- Sinal de referência tipo degrau de 150 mm;
- Avanço da haste de 20 mm até 170 mm;
- Controlador proporcional com $K_p=1$;
- Sem carregamento.

Com este valor de ganho no controlador proporcional ($K_p=1$), o sinal de comando enviado à válvula não atinge valores superiores a 10V. Como não ocorre esta saturação, verifica-se que a resposta de posicionamento obtida com o modelo linear é bastante semelhante ao do modelo não-linear sem perda de carga (Figura 4.38).

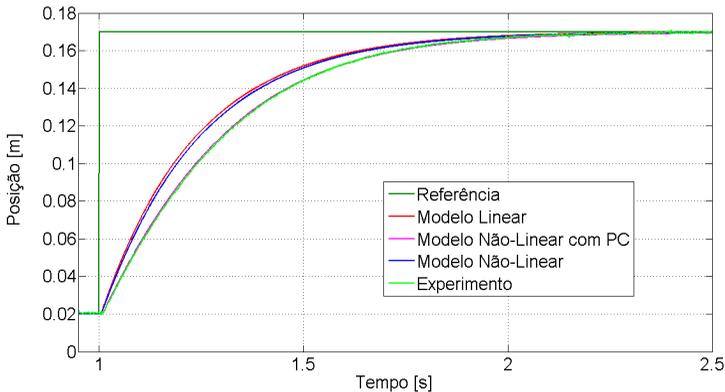


Figura 4.38 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=1$

A Figura 4.39 exibe a resposta do mesmo sistema hidráulico, mas com um ganho proporcional do controlador ($K_p=5$) que sature o sinal de comando para a válvula.

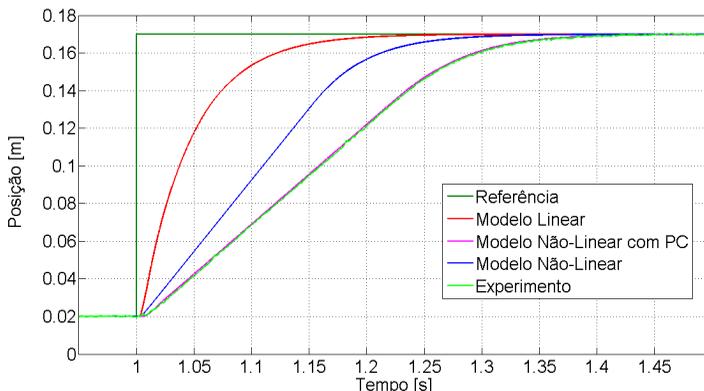


Figura 4.39 – Posição do cilindro com válvula de $K_p=1,43$ e $K_p=5$

Verifica-se que, no modelo linear, o cilindro atinge a posição desejada bem mais rápido do que no modelo não-linear. Esta maior velocidade no modelo linear é consequência da não saturação da válvula e, portanto, maior vazão fornecida ao cilindro.

4.3.4.2 Linearização da Equação da Vazão

A equação 3.20 é utilizada para descrever linearmente a vazão através da válvula proporcional simétrica de 4 vias com um cilindro simétrico.

O ganho de vazão representa de forma linear a variação de vazão na válvula de acordo com o sinal de comando em tensão (U_C^V) para a válvula. Este ganho pode ser obtido utilizando a equação 3.21.

A finalidade do coeficiente de vazão-pressão é representar a queda de vazão na válvula de acordo com a pressão de carga do sistema. Este coeficiente pode ser obtido de duas maneiras distintas:

- Calculado pela linearização da equação em um ponto de operação (equação 3.22);
- Calculado pela relação entre o ganho de vazão e o ganho de pressão (equação 3.23).

Considerando o ponto de operação em que a P_c é nula e P_s de 70 bar ($\Delta p_t = 70$ bar), têm-se os seguintes valores de coeficientes para as válvulas proporcionais:

Tabela 4.11 – Ganho de vazão e coeficientes de vazão-pressão das válvulas

Válvula	Δp_n [Pa]	$K_{p_{U0}}$ [Pa/V]	$K_{q_{U0}}$ [m ³ /s.V]	K_{c_0} [m ³ /s.Pa]	K_{c_0} [m ³ /s.Pa]
$K_p=1,43$	70×10^5	$4,7 \times 10^7$	$2,0 \times 10^{-5}$	$4,255 \times 10^{-13}$	$1,428 \times 10^{-11}$
$K_p=2,86$	70×10^5	$7,0 \times 10^7$	$4,0 \times 10^{-5}$	$5,714 \times 10^{-13}$	$2,857 \times 10^{-11}$
				Equação 3.23	Equação 3.22

Diante da significativa variação da pressão de carga quando o sistema hidráulico aciona massas e carga, a equação linearizada da vazão não representa de maneira adequada o comportamento dinâmico da vazão nas válvulas proporcionais.

Este fato pode ser comprovado a partir de ensaios e simulações realizadas com o posicionador eletro-hidráulico operando com um sistema de carregamento.

Nos primeiros ensaios (Figura 4.40), o SH foi configurado com as seguintes características:

- Cilindro CGT3 25/18/200;
- Válvula Bosch de $K_p=1,43$;
- Sinal de referência tipo degrau de 150 mm;
- Avanço da haste de 20 mm até 170 mm;
- Controlador Proporcional com $K_p=1$;
- Mola de $K_x= 5982,1$ N/m;
- Sem pré-carga
- Massa de 2,56 Kg (massa do êmbolo + haste).

Com este valor de ganho proporcional não há saturação no sinal de comando para a válvula, evitando assim que o fato descrito na seção 4.3.4.1 influencie na dinâmica de posicionamento da haste.

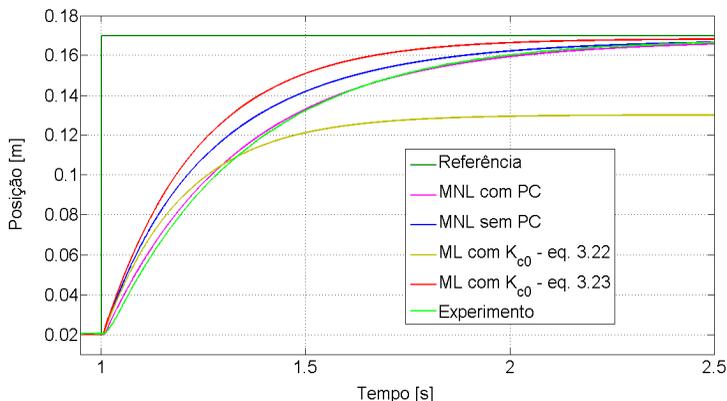


Figura 4.40 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e com mola

Pode-se observar que a resposta de posicionamento do cilindro com o modelo linear utilizando o K_c obtido pela equação 3.23 apresenta um menor erro em regime permanente, pois descreve melhor o vazamento interno na válvula gerado pela pressão de carga da mola. Entretanto, a trajetória e o tempo de acomodação do cilindro são diferentes quando comparados com o resultado obtido utilizando o modelo não linear sem perda de carga.

Com o objetivo de verificar o comportamento dos modelos lineares também com massa, realizou-se algumas simulações (Figura 4.41) com o SH configurado com as seguintes características:

- Cilindro CGT3 25/18/200;
- Válvula Bosch de $K_v=1,43$;
- Sinal de referência tipo degrau de 50 mm;
- Avanço da haste de 20 mm até 70 mm;
- Controlador Proporcional com $K_p=3,75$;
- Massa de 250 Kg;
- Sem pré-carga e sem mola.

Novamente foi selecionado um valor para o ganho proporcional que não sature o sinal de comando para a válvula, evitando assim que o fato descrito na seção 4.3.4.1 influencie na dinâmica de posicionamento da haste.

As respostas obtidas com os modelos lineares com esta configuração de carregamento também não foram satisfatórias comparadas com a do modelo não-linear, pois apresentam oscilações e sobrepassagem da haste em relação à posição desejada (Figura 4.41).

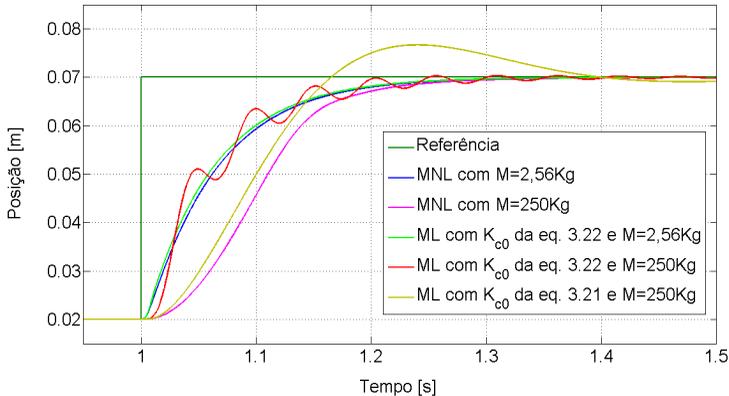


Figura 4.41 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e com massa

4.3.5 Considerações sobre o controlador proporcional

Cunha (2001) destaca que o desempenho obtido com a utilização de um controlador clássico (PID) em um sistema hidráulico é limitado, pois o ajuste dos valores dos ganhos são restritos para garantir a estabilidade do sistema. O autor ainda ressalta e demonstra que o uso de outras técnicas de controle, tais como *backstepping* e controle em cascata, apresenta resultados efetivos e satisfatórios.

Ehtiwesh e Durovic (2009) destacam que muitos controladores industriais alcançam alto desempenho com controladores clássicos pelo uso de cilindros superdimensionados (maiores diâmetros) com a finalidade de aumentar a rigidez do sistema. Esta opção requer componentes maiores e mais caros, assim como maiores vazões para movimentar cargas de acordo com as especificações de projeto.

Entretanto, o foco desta dissertação não consiste na implementação de técnicas de controle visando obter desempenho do sistema, mas sim em analisar as características dinâmicas de válvulas que influenciam neste desempenho.

Para tanto, após alguns experimentos, constatou-se que o desempenho do sistema hidráulico com um controlador proporcional é adequado e suficiente para realizar as análises necessárias.

Também verificou-se um pequeno erro de posicionamento em regime permanente com apenas um ganho proporcional. Este fato deve-se principalmente ao ótimo desempenho da válvula resultante de:

- Pequeno vazamento interno;
- Pequena região de zona-morta;
- Baixa histerese;
- Correto ajuste de *offset*.

O pequeno vazamento interno do cilindro, condições de carregamento não muito exigentes e pressão de suprimento relativamente baixa²¹ (70 bar) também garantem que o erro de regime permanente seja menor do que 1 mm. Sendo assim, não houve a necessidade de utilizar a parcela integrativa do controlador para corrigir este erro.

4.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A consulta de catálogos para extrair os dados principais de uma válvula proporcional nem sempre é suficiente para representar o comportamento dinâmico desta. Verificou-se neste capítulo que algumas características só podem ser corretamente identificadas por meio de experimentos.

As perdas de carga localizadas nas linhas de transmissão, muitas vezes desconsideradas na modelagem e dimensionamento de SH, influenciam significativamente na resposta de um posicionador hidráulico. Como na PHP ocorrem razoáveis perdas de energia, devido principalmente aos engates rápidos, foi desenvolvido um modelo não-linear com perda de carga.

Simulações com diferentes configurações de SHCP foram realizadas com este modelo e os resultados obtidos comparados com diversos ensaios realizados na bancada de trabalho. Devido à similaridade destas respostas, conclui-se que o MNL com PC e o MNL sem PC estão

²¹ Ehtiwesh e Durovic (2009) destacam que a pressão de operação de sistemas hidráulicos apresentam valores entre 10 e 350 bar, sendo que, em algumas aplicações especiais, pode atingir 700 bar ou mais.

validados e aptos a serem utilizados em análises de sistemas hidráulicos de controle de posição.

Verifica-se também neste capítulo a eficiência do modelo linear em representar o comportamento de um SH somente quando este não opera em condições de carregamento e sem ocorrência de saturação no sinal de comando da válvula.

No capítulo seguinte, por meio de simulações e experimentos, são analisados o comportamento de posicionadores eletro-hidráulicos frente às variações de parâmetros (coeficiente de vazão e frequências naturais) e de condições operacionais (carregamento). Também são feitas considerações sobre o projeto de controladores utilizando técnicas lineares.

Capítulo 5

DETERMINAÇÃO DA INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS

A validação dos modelos não-lineares e a correta identificação de parâmetros são requisitos fundamentais para atestar a credibilidade de resultados obtidos via simulação. Diante dos resultados apresentados no capítulo 4, verifica-se que as tarefas de modelagem e de parametrização foram bem sucedidas e fornecem agora um suporte confiável para as análises do desempenho dinâmico de sistemas hidráulicos de controle de posição.

Neste capítulo apresentam-se as análises e conclusões sobre a influência do coeficiente de vazão (seção 5.1), da frequência natural e da razão de amortecimento da válvula (seção 5.3) no comportamento dinâmico do sistema sob diferentes condições de carregamento. Também se avalia a frequência natural do atuador (seção 5.2) e o projeto de controladores por meio de técnicas lineares (seção 5.4).

O estudo é conduzido mediante a apresentação das respostas comportamentais de posicionadores eletro-hidráulicos quando estes são submetidos às variações dos seguintes parâmetros:

- Coeficiente de vazão (K_v);
- Frequência natural da válvula (ω_n^V);
- Razão de amortecimento da válvula (ζ^V);
- Frequência natural do atuador (ω_n^A);
- Frequência natural do sistema (ω_n^{SS}) e,
- Ganho do controlador proporcional (K_p).

5.1 INFLUÊNCIA DO COEFICIENTE DE VAZÃO

Para verificar a influência do coeficiente de vazão de válvulas no comportamento do sistema, serão avaliadas respostas experimentais e simuladas de posicionadores eletro-hidráulicos projetados para atender duas especificações distintas, as quais podem ser visualizadas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Dados das especificações de projeto dos estudos de caso

Especificação	Deslocamento da Haste	Intervalo de Tempo
Estudo de Caso 01	50 mm	130 ms
Estudo de Caso 02	50 mm	250 ms

Adota-se como metodologia para projetar os posicionadores a sistematização de projeto preliminar de sistemas hidráulicos de controle de posição elaborada por Furst e De Negri (2002), a qual foi descrita na seção 2.4.1 .

Os posicionadores foram dimensionados utilizando o cilindro hidráulico CGT3 MS2 25/18/200 e um controlador do tipo proporcional. Devido ao dispositivo de amortecimento de fim de curso presente neste atuador, a malha de controle é configurada para movimentar a haste entre as posições 20 e 180 mm.

Os posicionadores projetados para atender aos requisitos da especificação 01 serão utilizados para avaliar a influência de diferentes coeficientes de vazão no comportamento de sistemas hidráulicos. Para tanto, serão dimensionados SH em situações distintas de carregamento (massa e carga) e utilizando diferentes válvulas proporcionais.

Com o posicionador projetado pela especificação 02, é possível analisar o comportamento do sistema com um valor de ω_n^{SIS} diferente do anterior, visto que este parâmetro está diretamente relacionado ao intervalo de tempo (250 ms) exigido para o deslocamento do cilindro. Devido ainda a esta diferença, verificar-se-á as alterações nas condições de carregamento que este SH pode posicionar.

Após o dimensionamento, é realizada uma análise comparativa entre as frequências naturais (válvula, atuador e sistema) e ganhos do controlador proporcional. O objetivo principal desta comparação é estabelecer relações apropriadas entre esses parâmetros que auxiliarão no projeto de sistemas hidráulicos.

5.1.1 Estudo de caso 01

O primeiro estudo de caso consiste no dimensionamento e avaliação de um sistema hidráulico especificado para movimentar a haste do cilindro em 50 mm durante um intervalo de tempo de 130 ms.

Como este sistema será implementado na PHP para análises experimentais, define-se como pressão de suprimento $p_s=70 \text{ bar}$ e vazão máxima de 30 lpm .

Com as especificações iniciais definidas, serão realizadas a seguir as 03 etapas da sistematização do projeto preliminar de circuitos hidráulicos de controle de posição (FURST; DE NEGRI, 2002) para identificar o modelo de referência, selecionar componentes e analisar o comportamento estático e dinâmico do sistema.

5.1.1.1 Etapa 1 – Dimensionamento estático e dinâmico

O fluxograma da primeira etapa pode ser visualizado na Figura 2.10 e consiste na execução dos seguintes passos:

5.1.1.1.1 Passo 01: Frequência natural do sistema

No primeiro passo calcula-se a frequência natural do sistema hidráulico que se deseja projetar. Este parâmetro pode ser obtido por intermédio de equações matemáticas que descrevem o comportamento de um sistema de 2ª ordem com ou sem sobre-sinal (modelo de referência adotado para posicionamento da haste).

A sobrepassagem no posicionamento de alguns sistemas hidráulicos muitas vezes é um aspecto indesejado. Aliado ao fato de que esta informação nem sempre está presente nos requisitos de projeto, adota-se para este trabalho um modelo de referência sem sobre-sinal ($\zeta^{SIS}=1$).

De acordo com a especificação de tempo de acomodação (130 ms) e adotando um critério de erro de 2% ($t_{s2\%}$), tem-se o seguinte valor de frequência natural do sistema:

$$\omega_n^{SIS} = \frac{6}{\zeta^{SIS} \cdot t_{s2\%}} = 46,15 \text{ rad/s (7,34 Hz)}$$

5.1.1.1.2 Passo 02: Velocidade máxima e aceleração máxima

Dado que o deslocamento desejado do atuador em regime permanente é de $0,05 \text{ m}$, utiliza-se a equação 2.2 para calcular a seguinte velocidade máxima do MR:

$$v_{m\acute{a}x}^{MR} = x_{RP}^A \cdot \frac{\omega_n^{SIS}}{e} = 0,849 \text{ m/s}$$

Em um sistema de 2ª ordem, a aceleração máxima positiva ocorre no instante em que é enviado o sinal de entrada tipo degrau. Sendo assim, com a equação 2.3 tem-se:

$$a_{máx+} = x_{RP}^A \cdot (\omega_n^{SIS})^2 = 106,5 \text{ m/s}^2 \text{ no instante } t_{a_{máx+}} = 0 \text{ s}$$

A aceleração máxima negativa deste modelo de referência é dado pela seguinte equação:

$$a_{máx-} = x_{RP}^A \cdot (\omega_n^{SIS}) \cdot e^{-\omega_n^{SIS} \cdot t} (1 - \omega_n^{SIS} \cdot t) \quad (5.1)$$

Sendo t o instante em que ocorre a aceleração máxima negativa, o qual pode ser calculado pela seguinte equação:

$$t_{a_{máx-}} = 2/\omega_n^{SIS} \quad (5.2)$$

Com estas duas equações, encontra-se que a aceleração máxima negativa é de $-14,41 \text{ m/s}^2$ e ocorre no instante $0,0433 \text{ s}$ após o início da movimentação.

5.1.1.1.3 Passo 3: Pressão de carga

Para um sistema composto por válvula proporcional de 4 vias simétrica e cilindro simétrico, a pressão de carga é definida como sendo a diferença entre as pressões nas câmaras do cilindro ($p_C = p_A - p_B$).

Esta pressão varia de acordo com as forças de atrito no cilindro e com as condições de carregamento nas quais o sistema hidráulico está submetido.

Segundo Merrit (1967), a máxima transferência de potência hidráulica ao sistema ocorre quando a pressão de carga é igual a 2/3 da pressão de suprimento. A metodologia de Furst e De Negri (2002) baseia-se neste fato para dimensionar a máxima carga possível a ser acionada pelo SHCP.

Este dimensionamento é realizado calculando-se a pressão de carga máxima que pode ocorrer quando a haste do cilindro atinge três condições de operação:

- Posição desejada e ocorre a compressão máxima da mola;
- Velocidade máxima, onde normalmente a força de atrito no cilindro é dominante;
- Aceleração máxima, quando a força inercial é predominante.

Os valores de pressão de carga para cada situação não devem ultrapassar 2/3 da pressão de suprimento. Caso isto aconteça, a diferença

de pressão total na válvula (Δp_t) tende a aproximar-se rapidamente de zero e o atuador hidráulico tende a parar.

Com o intuito de verificar o comportamento do sistema hidráulico com configurações de carregamento distintas, realizam-se as análises com as seguintes condições operacionais:

- Sem carregamento;
- Com mola e pré-carga;
- Com massa.

Dado que o cilindro a ser utilizado e a pressão de suprimento (70 *bar*) já estão definidas, serão verificadas quais as condições de carregamento que o sistema hidráulico pode acionar atendendo às especificações de projeto deste estudo de caso 01.

5.1.1.1.3.1 Sem carregamento

Em um sistema hidráulico sem carregamento, a pressão de carga máxima é resultante apenas da força de atrito viscoso no instante de velocidade máxima do cilindro, sendo calculada pela seguinte equação:

$$A^A \cdot P_{C_{m\acute{a}x}} = B \cdot v_{m\acute{a}x}^A \quad (5.3)$$

Para o estudo de caso 01, no qual o tempo de acomodação é de 130 *ms*, a velocidade máxima do cilindro é de 0,849 *m/s*. De acordo com o mapa estático da força de atrito no sistema (Figura 4.9), estima-se que, com esta velocidade, a força de atrito seja de 444 *N*. Dividindo-se este valor pela área do cilindro, obtêm-se a pressão de carga máxima de 18,8 *bar* para o sistema sem carregamento.

5.1.1.1.3.2 Com mola e pré-carga

Quando o cilindro está instalado com uma mola acoplada à haste, a pressão de carga máxima resulta da força que a mola exerce quando está comprimida, sendo calculada pela seguinte equação:

$$A^A \cdot P_{C_{m\acute{a}x}} = K_x \cdot x_{m\acute{a}x}^A + F_{PreC} \quad (5.4)$$

O dispositivo de carregamento instalado na bancada de trabalho permite ao usuário a utilização de três molas e diferentes ajustes de pré-carga. Na tabela a seguir encontra-se o deslocamento máximo do cilindro (compressão das molas) para que a pressão de carga não ultrapasse 2/3 da pressão de suprimento.

Tabela 5.2 – Compressão das molas para não ultrapassar a força de 1105 N

Descrição	K_x [N/m]	$P_{C_{máx}}$ [Pa]	$x_{máx}^A$ [m]
Mola 01	2618,4	$46,7 \times 10^5$	0,422
Mola 02	5982,1	$46,7 \times 10^5$	0,185
Mola 03	16083,0	$46,7 \times 10^5$	0,069

O valor de 46,7 bar de pressão de carga neste cilindro resulta aproximadamente em uma força de 1105 N. A mola 01 não é capaz de exercer esta força, pois a compressão máxima permitida para esta mola é de aproximadamente 0,25 m.

5.1.1.1.3.3 Com massa

Quando o uma massa está acoplada à haste, a pressão de carga varia de acordo com a aceleração na qual o cilindro é submetido, sendo seu valor máximo calculado pela seguinte equação:

$$A^A \cdot p_{C_{máx}} = M_t \cdot a_{máx} \quad (5.5)$$

A massa total do cilindro (M_t) é o resultado da somatória entre massa do êmbolo e da haste (M_e), massa aparente do fluido confinado nas câmaras e nas mangueiras entre válvula e atuador (M_a), massa do dispositivo do sistema de carregamento acoplado à haste (M_{SC}) e a massa da carga acoplada (M_C).

De acordo com a metodologia de Furst e De Negri (2002), o valor da aceleração máxima utilizada para este cálculo é a aceleração máxima positiva ($a_{máx+}=106,5 \text{ m/s}^2$), sendo então dimensionada uma massa total de no máximo 10,3 Kg para que a pressão de carga não ultrapasse o limite estabelecido.

Nesta dissertação também serão analisadas cargas maiores que o sistema hidráulico pode movimentar com a pressão de carga máxima estabelecida. Para cálculo inicial da carga, utiliza-se na equação do movimento a aceleração máxima negativa em módulo ($|a_{máx-}|=14,41 \text{ m/s}^2$), resultando em $M_t=76,5 \text{ Kg}$.

5.1.1.1.4 Passo 4 e 5: Área do cilindro e vazão máxima

Como a área do cilindro ($A^A=2,364e^{-4} \text{ m}^2$) e a velocidade máxima da haste já estão definidas, pode-se calcular a vazão máxima do sistema:

$$qv_{máx} = A^A \cdot v_{máx}^{MR} = 2,0 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \text{ (12 lpm)}$$

5.1.1.1.5 Passo 6, 7 e 8: Frequência natural do atuador e da válvula

Os próximos passos da metodologia seriam o cálculo da frequência natural do atuador e da válvula. Porém, como estes parâmetros exercem grande influência no comportamento do sistema e são objetivos principais desta dissertação, nas seções 5.2 e 5.3 serão realizadas análises detalhadas do dimensionamento e seleção destes.

5.1.1.2 Etapa 2: Conversão de dados de catálogo

De acordo com a sistematização de projeto preliminar de SHCP, após conclusão da 1ª etapa (8 passos do Dimensionamento Estático e Dinâmico), deve-se avaliar em seguida o fluxograma de Conversão de Dados de Catálogo (2ª etapa).

O principal objetivo agora é selecionar uma válvula proporcional que, com uma diferença de pressão total Δp_t , forneça a vazão necessária para o cilindro alcançar a velocidade máxima do modelo de referência (seção 5.1.1.1.2).

Para sistemas hidráulicos com cilindros simétricos acionados por VCCD simétricas, a diferença de pressão total na válvula é dada pela seguinte equação:

$$\Delta p_t = P_S - |P_{C_{m\acute{a}x}}| \quad (5.6)$$

Utilizando os valores de pressões de carga máxima definidas de acordo com as condições de operação descritos na seção 5.1.1.1.3 e com o auxílio da equação 3.7, calculam-se os coeficientes de vazão das válvulas a serem utilizadas no acionamento dos SH.

Tabela 5.3 – Coeficientes de vazão calculados para o estudo de caso 01

P_S [bar]	$P_{C_{m\acute{a}x}}$ [bar]	Δp_t [bar]	$qv_{m\acute{a}x}$ [lpm]	K_v
70,0	18,8	51,2	12	1,67
70,0	46,7	23,3	12	2,48

Nesta etapa, também é sugerido por Furst e De Negri (2002) o cálculo do ganho de vazão, ganho de pressão e coeficiente de vazão-pressão. No entanto, estes parâmetros são utilizados no modelo linear, o qual não será utilizado para realizar o estudo do comportamento dinâmico dos sistemas.

5.1.1.3 Etapa 3: Estudo do comportamento dinâmico

Nesta última etapa da fase de projeto preliminar, são realizadas simulações e ensaios com posicionadores eletro-hidráulicos em malha fechada utilizando as válvulas dimensionadas e operando em diferentes condições operacionais (sem carregamento, com mola + pré-carga e com massa). Além das válvulas de $K_v=1,67$ e $2,48$, serão utilizadas também as válvulas de $K_v=1,43$ e $2,86$ para avaliar o comportamento dinâmico.

O controle do posicionamento do cilindro hidráulico é realizado com um controlador proporcional. O ganho K_p varia de acordo com a válvula utilizada e condição de carregamento, sendo sempre ajustado para que o posicionamento desejado ocorra exatamente no tempo especificado (130 ms). Realiza-se uma análise dos valores encontrados e sua influência no comportamento do sistema.

5.1.1.3.1 Sistema hidráulico sem carregamento

Primeiramente são apresentados os resultados obtidos via simulação e experimental do sistema hidráulico de controle de posição em malha fechada sem massa ou mola acoplada no cilindro.

As respostas obtidas no experimento e com o modelo não-linear com PC são utilizadas para verificar a influência da perda de carga no posicionamento do cilindro.

Na seção 5.1.1.3.1.1 visualiza-se as figuras com as respostas dinâmicas utilizando a válvula de $K_v=1,43$ e em seguida, na seção 5.1.1.3.1.2, com a de $K_v=2,86$. Finalmente, na seção 5.1.1.3.1.3, faz-se um comparativos com as respostas das 04 válvulas.

5.1.1.3.1.1 Simulação e experimento com válvula de $K_v=1,43$

Na Figura 5.1, apresenta-se as seguintes respostas de posicionamento do cilindro:

- Modelo de referência (linha amarela);
- Modelo não-linear com perda de carga (linha vermelha);
- Modelo não-linear sem perda de carga (linha verde) e,
- Experimento (linha azul).

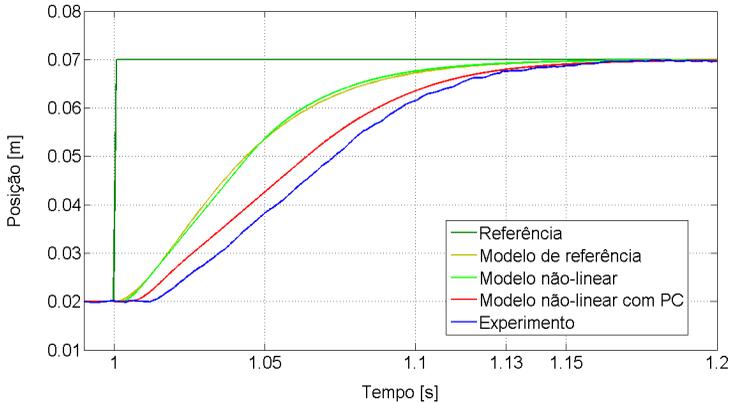


Figura 5.1 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=8$

Deve-se ressaltar neste momento que, no projeto de um sistema hidráulico de controle de posição, o objetivo principal é deslocar o cilindro (independente da trajetória) até a posição desejada (70 mm) durante o intervalo de tempo especificado (130 ms).

Para que o posicionador eletro-hidráulico, utilizando a válvula de $K_v=1,43$, atenda à especificação de projeto ($x_r^A = 70\text{ mm}$ em $t_{s2\%} = 130\text{ ms}$), é necessário ajustar o ganho do controlador proporcional (K_p) em 08.

De acordo com a Figura 5.1, pode-se observar que, tanto no modelo não-linear sem perda de carga como no modelo de referência, o cilindro está na posição 69 mm (critério de erro de 2%) após 130 ms (instante $t = 1,13\text{ s}$), atendendo corretamente as especificações de projeto. Para isto, o ganho do controlador proporcional foi ajustado em 8.

Com este mesmo valor de K_p , verifica-se que a posição do cilindro no experimento e no MNL com PC está em $67,5\text{ mm}$ após 130 ms . Este pequeno atraso é causado pela perda de carga presente no sistema hidráulico, o que afeta diretamente na queda de vazão na válvula e decorrente menor velocidade do cilindro (Figura 5.2).

Para que o sistema com perda de carga atenda as especificações do caso 01, faz-se necessário ajustar o ganho do controlador proporcional em 11,1.

Na Figura 5.2 pode-se observar que a velocidade máxima do cilindro no MNL com a válvula de $K_v=1,43$ é de $0,76\text{ m/s}$ e a do modelo de referência é de $0,849\text{ m/s}$ (conforme calculado na seção 5.1.1.1.2).

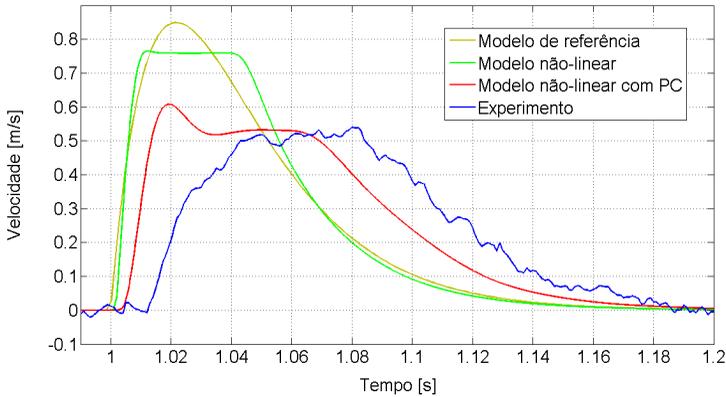


Figura 5.2 – Velocidade do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=8$

No experimento e no MNL com PC, onde a perda de carga influencia na dinâmica, a velocidade máxima que o cilindro alcança com esta válvula é de $0,53 \text{ m/s}$.

Na Figura 5.3 observam-se os sinais de controle (sinal de comando para a válvula) e, na Figura 5.4, os sinais do transdutor de posição do carretel da válvula (LVDT).

Analisando a Figura 5.3, nota-se que os sinais de controle com o sistema operando com a válvula de $K_v=1,43$ permanecem saturados em $+10\text{V}$ durante os seguintes intervalos de tempo:

- MNL = 38 ms
- MNL com PC = 52 ms
- Experimento = 66 ms

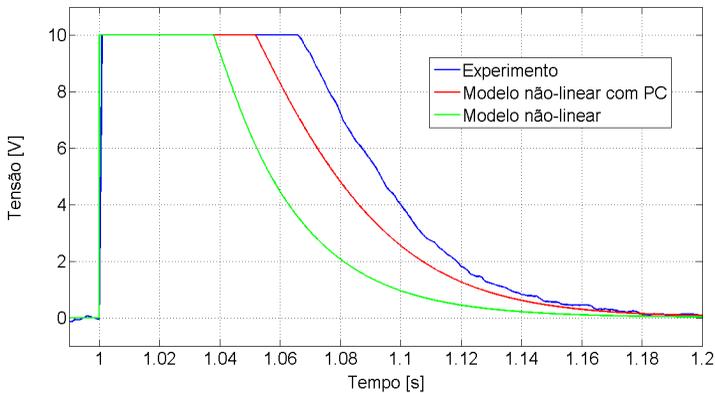


Figura 5.3 – Sinal de controle para a válvula de $K_v=1,43$ com $K_p=8$

Verifica-se que, para compensar o atraso de resposta originado pela perda de carga no sistema (experimento e MNL com PC), a válvula permanece totalmente aberta (saturada) durante um intervalo de tempo maior do que no modelo não-linear.

Com o ganho do controlador proporcional em 11,1, os tempos de saturação são maiores ainda (68 ms no MNL com PC e 76 ms no experimento), aproximando-se de 60% do tempo de acomodação especificado para o caso 01.

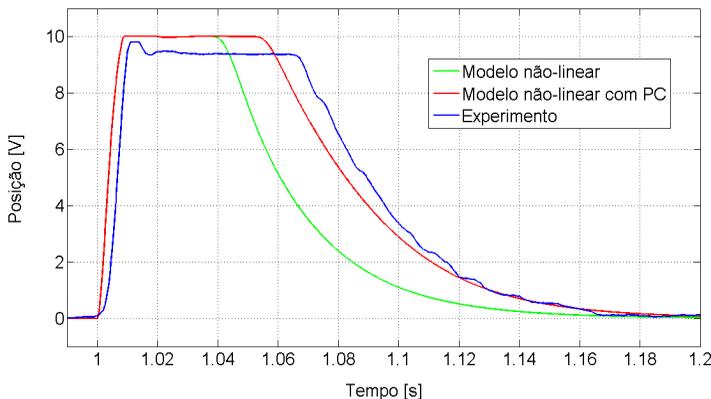


Figura 5.4 – Posição do carretel da válvula de $K_v=1,43$ com $K_p=8$

Na Figura 5.4 são apresentadas as trajetórias do posicionamento do carretel da válvula de $K_v=1,43$. Os modelos não-lineares estão configu-

rados com os parâmetros obtidos na seção 4.2.3.1.2 ($\omega_n^V=60 \text{ Hz}$ e $\zeta^V=0,7$). No experimento, a posição do carretel é obtida pelo sinal proveniente do LVDT.

5.1.1.3.1.2 Simulação e experimento com válvula de $K_v=2,86$

Visando analisar as respostas dinâmicas do sistema hidráulico com uma válvula de diferente coeficiente de vazão, foram realizados ensaios e simulações utilizando a válvula de $K_v=2,86$.

Com esta nova configuração, foi necessário ajustar no MNL um ganho no controlador proporcional de 3,75 para que o posicionamento do cilindro esteja de acordo com as especificações do caso 01 (Figura 5.5).

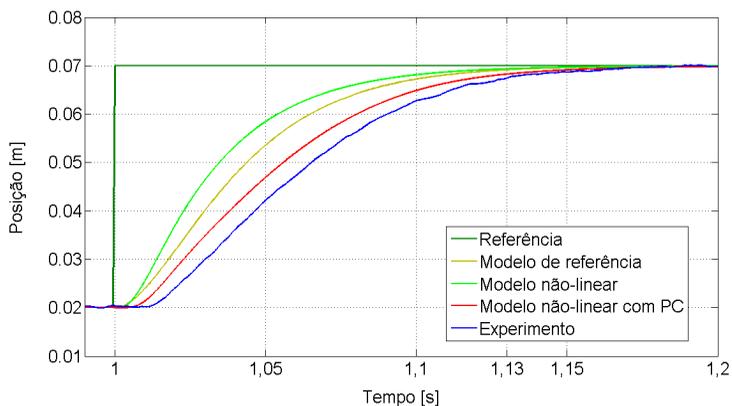


Figura 5.5 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=2,86$ e $K_p=3,75$

No experimento e no MNL com PC, verifica-se novamente um pequeno atraso no posicionamento devido à perda de carga no sistema. Para corrigir este erro, o valor do K_p deve ser alterado para 4,8.

Na Figura 5.6 pode-se observar que a velocidade máxima do cilindro no modelo não-linear é de $1,18 \text{ m/s}$. Para o MNL com PC é $0,73 \text{ m/s}$ e no experimento de $0,6 \text{ m/s}$.

As velocidades maiores são consequência de uma válvula com tamanho nominal maior, dado que, para a mesma diferença de pressão, esta válvula fornece o dobro de vazão que a válvula de $K_v=1,43$.

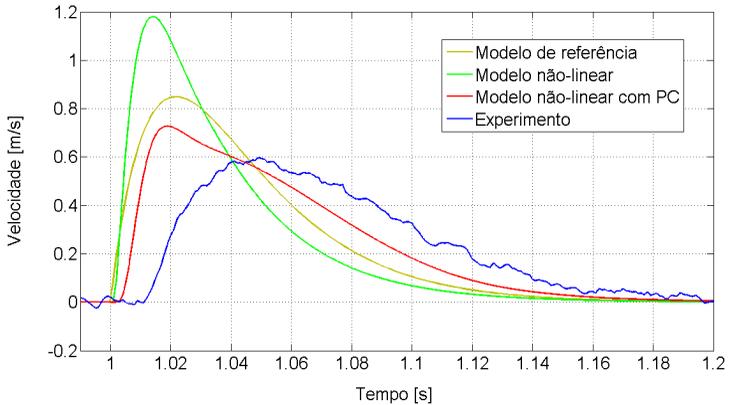


Figura 5.6 – Velocidade do cilindro com válvula de $K_v=2,86$ e $K_p=3,75$

Com a redução do ganho proporcional do controlador (de 8 para 3,75), verifica-se na Figura 5.7 que não ocorre mais saturação do sinal de controle. Logo, o deslocamento máximo do carretel desta válvula de $K_v=2,86$ foi de 92% (Figura 5.8).

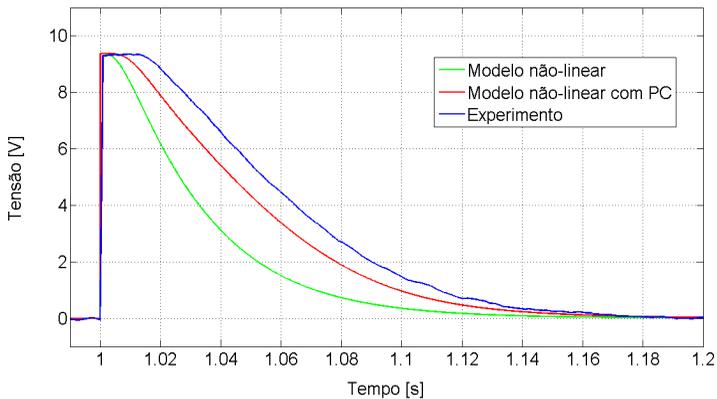


Figura 5.7 – Sinal de controle para a válvula de $K_v=2,86$ com $K_p=3,75$

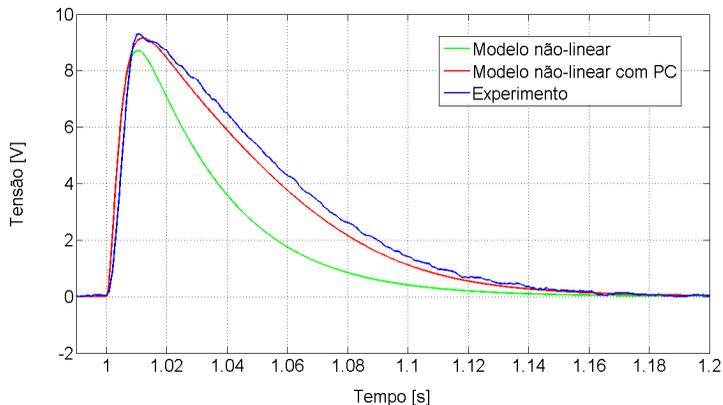


Figura 5.8 – Posição do carretel da válvula de $K_v=2,86$ com $K_p=3,75$

5.1.1.3.1.3 Simulação com válvulas de diferentes K_v

Utilizando o modelo não-linear sem perda de carga, foram realizadas algumas simulações com a válvula de $K_v=1,67$ (dimensionada para o caso 01 sem carregamento) e com uma válvula de tamanho menor ($K_v=0,83$).

Para que o sistema atenda às especificações com a válvula de $K_v=1,67$ (Figura 5.9), é necessário ajustar o ganho do controlador proporcional em 6,5.

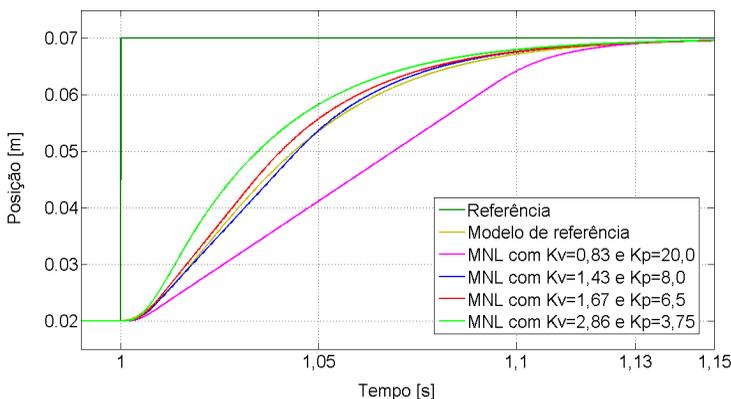


Figura 5.9 – Posição do cilindro com diferentes K_v – Caso 01 sem carga

A válvula de $K_v=0,83$ (58% de 1,67) é a menor possível que pode ser utilizada nesta especificação do caso 01 sem carregamento. Com

valores de coeficiente de vazão menores que este, a válvula não oferece vazão suficiente para deslocar o cilindro 50 mm em 130 ms. Com esta configuração, o ganho do controlador deve ser alterado para $K_p=20$.

Na Figura 5.10 nota-se que a velocidade máxima do cilindro utilizando a válvula de $K_v=1,67$ é de 0,87 m/s, valor bem próximo do calculado para o modelo de referência (0,849 m/s). Já com a válvula de $K_v=0,83$, a velocidade máxima no cilindro é de 0,47 m/s.

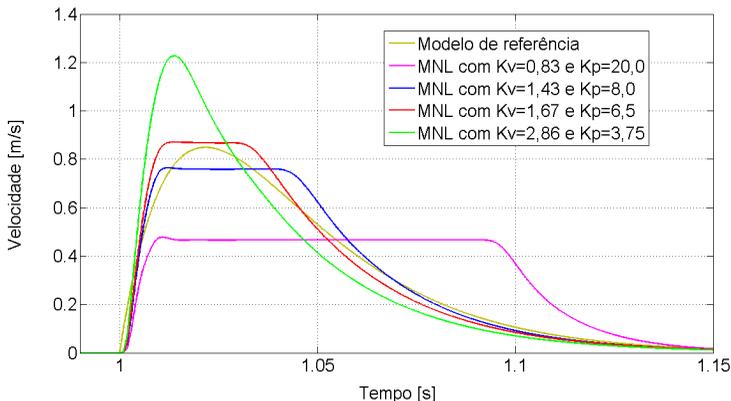


Figura 5.10 – Velocidade do cilindro com diferentes K_v – Caso 01 sem carga

O sinal de controle com a válvula de $K_v=1,67$ permanece saturado durante 28 ms, enquanto que, para a de $K_v=0,83$, este período é de 90 ms (Figura 5.11).

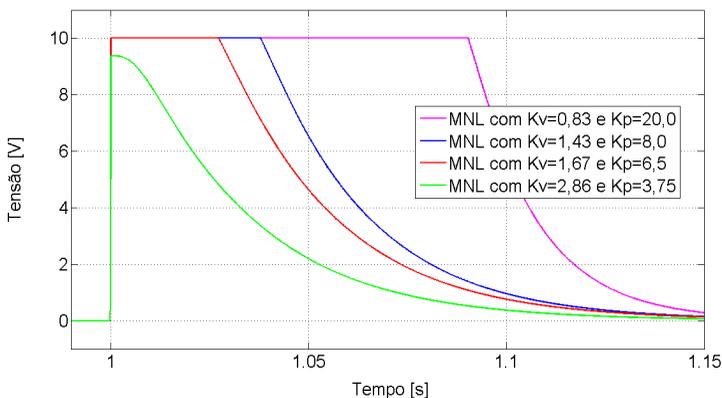


Figura 5.11 – Sinal de controle com diferentes K_v – Caso 01 sem carga

Verifica-se na Figura 5.12 que a trajetória de deslocamento do carretel da válvula de $K_v=1,67$ ocorre de maneira bem mais suave do que com a de $K_v=0,83$.

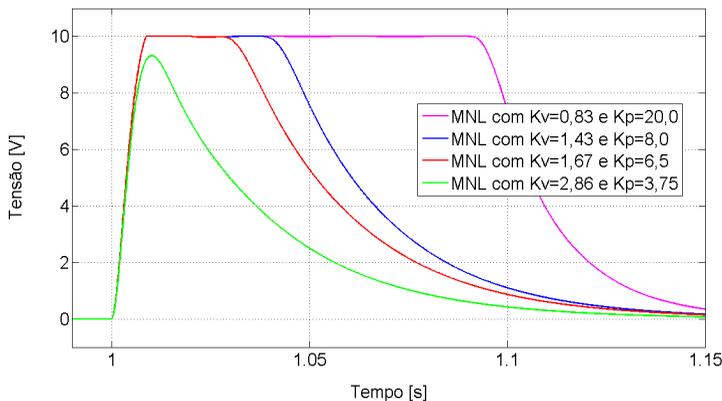


Figura 5.12 – Posição do carretel com diferentes K_v – Caso 01 sem carga

Após análises das respostas dinâmicas acima, pode-se concluir que a válvula de $K_v=1,67$ foi bem dimensionada para acionar o sistema hidráulico sem carregamento, pois permanece pouco tempo saturada (menos que 25% do tempo de acomodação) e o valor do ganho ajustado ($K_p=6,5$) não implica em oscilações e instabilidade no sistema.

Caso opte-se por operar um sistema hidráulico sem que ocorra saturação da válvula, é necessário optar por uma válvula aproximadamente 1,7 vezes maior ($K_v=2,86$) que o coeficiente de vazão encontrado segundo a sistematização de projeto preliminar de Furst e De Negri (2002). Apesar de válvulas maiores serem geralmente mais caras, esta configuração apresenta maior suavidade na movimentação e menor exigência de resposta dinâmica da válvula.

Cunha (2001) ressalta que a saturação da válvula é uma característica normalmente evitada no projeto de componentes e de sistemas de controle.

A válvula com o menor coeficiente de vazão possível que pode ser utilizada para acionar este sistema é aquela com $K_v=0,83$ (50% do coeficiente de vazão projetado de $K_v=1,67$). Com esta válvula é necessário ajustar o controlador com ganho elevado ($K_p=20$), o que ocasiona um grande tempo de saturação e pode provocar oscilações em regime permanente por causa dos ruídos.

5.1.1.3.2 Sistema hidráulico com mola e pré-carga

Analisa-se agora o comportamento de um sistema hidráulico de controle de posição configurado com molas e pré-carga.

Na seção 5.1.1.3.1.1 visualiza-se as figuras com as respostas dinâmicas utilizando a válvula de $K_v=1,43$ e em seguida, na seção 5.1.1.3.1.2, com a de $K_v=2,86$. Finalmente, na seção 5.1.1.3.1.3, faz-se uma análise comparativa com as respostas obtidas utilizando 03 válvulas distintas.

5.1.1.3.2.1 Simulação e experimento com mola e válvula de $K_v=1,43$

Para avaliar a dinâmica do sistema hidráulico com mola e pré-carga utilizando a válvula de $K_v=1,43$, montou-se a seguinte configuração de carregamento na bancada de trabalho da PHP:

- Mola com $K_x= 2618,4 N/m$
- Pré-carga de $183,3 N$

A Figura 5.13 apresenta as respostas do MNL com PC e experimento para o posicionamento do cilindro.

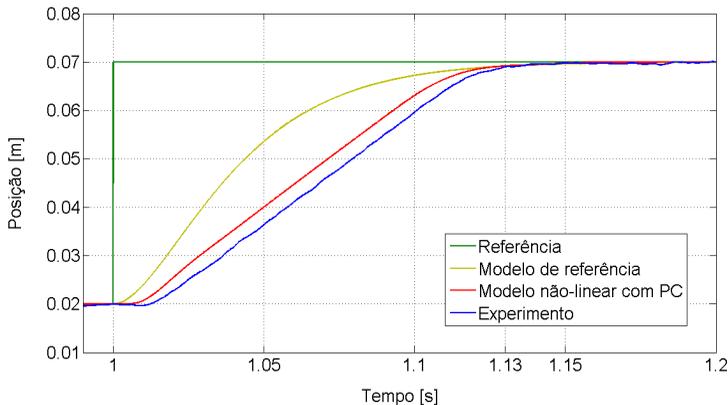


Figura 5.13 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=15$ – mola e pré-carga

Para que o SH atenda às especificações do caso 01, comprimindo a mola em $50 mm$ durante o tempo máximo de $130 ms$, é necessário ajustar o ganho do controlador proporcional em 15.

Na Figura 5.14 pode-se visualizar a pressão de carga no sistema. Até o instante $1 s$, o cilindro encontra-se na posição $20 mm$ e submetido apenas à força de pré-carga, gerando assim uma pressão de carga de

aproximadamente $7,8 \text{ bar}$. Após o avanço do cilindro até a posição 70 mm (compressão de 50 mm na mola), o valor da pressão de carga aumenta para $13,3 \text{ bar}$ em regime permanente.

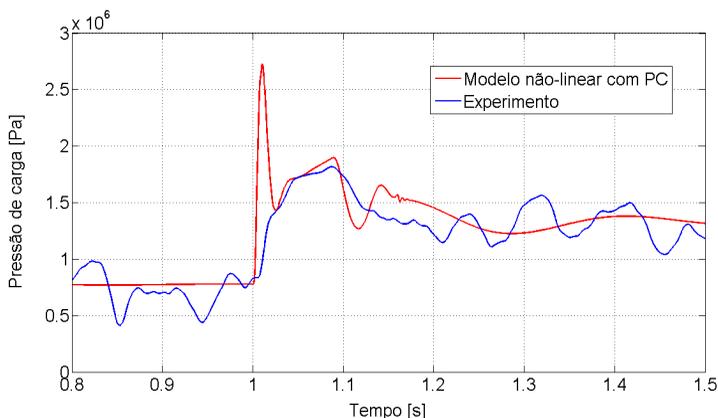


Figura 5.14 – Pressão de carga com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=15$ – mola e pré-carga

No regime transiente, o MNL com PC apresenta um pico máximo na p_C de aproximadamente 27 bar . Devido à utilização de filtros digitais na aquisição dos dados de pressão nas câmaras, este pico de pressão não é visualizado no experimento.

Pode-se visualizar que, no intervalo de tempo em que o cilindro encontra-se em movimento, a pressão de carga é de aproximadamente 18 bar devido à força de atrito viscoso.

Ao configurar o sistema com maiores forças de pré-carga e, conseqüentemente, com valores de K_p maiores que 15, verificam-se grandes oscilações no posicionamento do atuador em regime permanente.

Na Figura 5.15 é possível observar estas oscilações quando a pré-carga é ajustada em $261,8 \text{ N}$ e o ganho do controlador proporcional de 20.

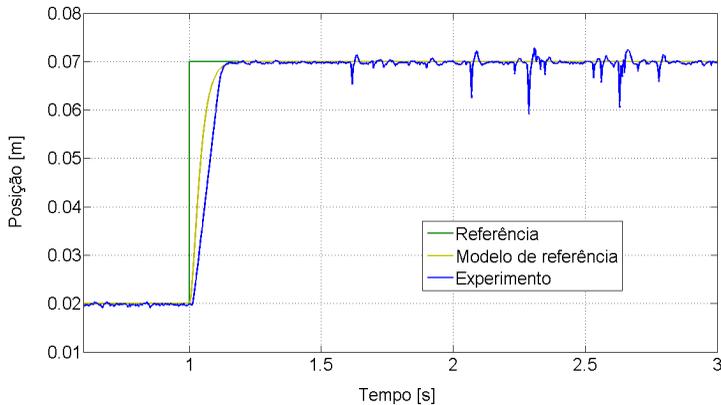


Figura 5.15 – Oscilações em regime permanente com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=20$

Este comportamento deve-se principalmente à dois fatores:

- Ruídos;
- Novo ponto de equilíbrio de forças.

Os ruídos provenientes do sinal do transdutor de posição do cilindro são amplificados pelo ganho do controlador e provocam pequenas aberturas na válvula e oscilações no atuador.

Estas oscilações são maiores quando existe uma maior diferença de pressão nas vias A e B da válvula (pressão de carga), originando vazões maiores com as mesmas pequenas aberturas da válvula.

Uma alternativa para solucionar este problema é ajustar o filtro do transdutor de posição do cilindro para suavizar sinais com frequências mais baixas, ou, em último caso, substituir o sensor por outro com menos ruído. Porém, o uso de sensores menos ruidosos pode aumentar o custo do sistema e as dinâmicas introduzidas pelos filtros podem alterar significativamente a dinâmica do sistema em malha fechada (CUNHA, 2001).

A força de carga, originada pela compressão da mola, ocasiona valores distintos de pressão nas câmaras do cilindro (pressão de carga) para que este permaneça parado em regime permanente. Este fato altera o ponto de equilíbrio de forças do sistema. Ajustar o centro hidráulico da válvula neste novo ponto diminui os erros e as oscilações em regime permanente.

5.1.1.3.2.2 Simulação e experimento com mola e válvula de $K_v=2,86$

Para avaliar a dinâmica do sistema hidráulico com mola e pré-carga utilizando a válvula de $K_v=2,86$, montou-se a seguinte configuração de carregamento na bancada de trabalho da PHP:

- Mola com $K_x=5982,1\text{ N/m}$
- Pré-carga de $358,9\text{ N}$

Na Figura 5.16 pode-se visualizar a resposta de posicionamento do cilindro com esta configuração. O ganho do controlador proporcional teve que ser ajustado em 7 para atender às especificações.

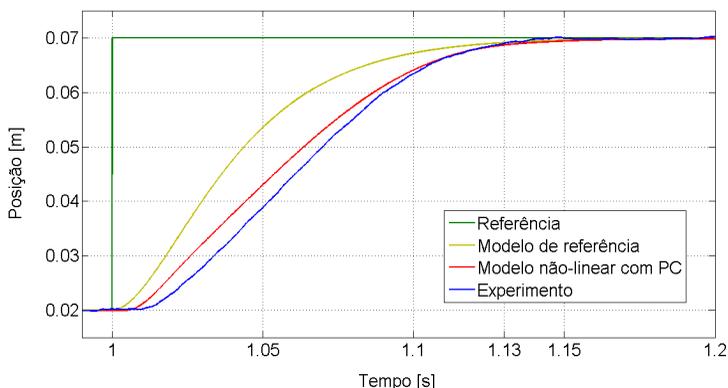


Figura 5.16 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=2,86$ e $K_p=7$ – mola e pré-carga

A pressão de carga do sistema (Figura 5.17) quando o cilindro encontra-se na posição de 20 mm é de 15 bar . No regime transiente, a p_C é de aproximadamente 28 bar . O mesmo valor pode ser encontrado quando o cilindro está na posição de 70 mm (regime permanente).

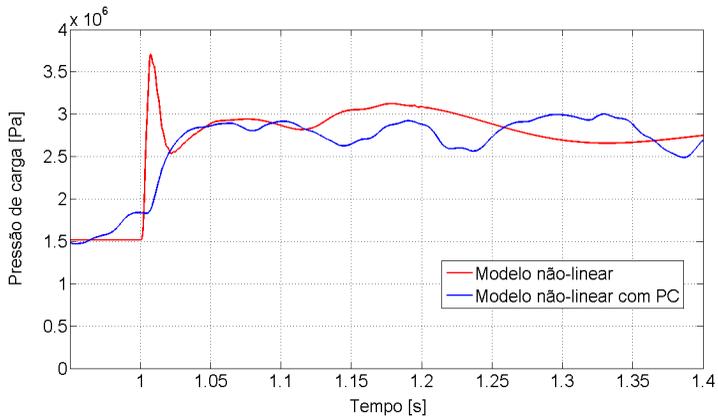


Figura 5.17 – Pressão de carga com válvula de $K_v=2,86$ e $K_p=7$ – mola e pré-carga

Com forças de pré-carga maiores que 450 N , faz-se necessário ajustar o controlador com ganho proporcional superior a 10. Com estes valores, o sistema começou a apresentar as mesmas oscilações constatadas com a válvula de $K_v=1,43$.

Verifica-se assim a grande influência da perda de carga no comportamento do SH com mola, uma vez que com estas válvulas não foi possível operar o sistema com uma força de pré-carga suficiente para que a pressão de carga máxima atingisse $46,7\text{ bar}$. Desconsiderar a perda de carga do sistema na etapa de dimensionamento dos componentes do SH com carga compromete o funcionamento e desempenho do posicionador eletro-hidráulico.

5.1.1.3.2.3 Simulação com válvulas de $K_v= 1.43, 2.48$ e 4.78

Para avaliar o comportamento do sistema com maiores valores de pressão de carga e sem a influência da perda de carga nas tubulações, foram realizadas uma série de simulações com o modelo não-linear ajustado com a seguinte condição de carregamento:

- Mola com $K_x= 5982,1\text{ N/m}$
- Pré-carga de $807,6\text{ N}$

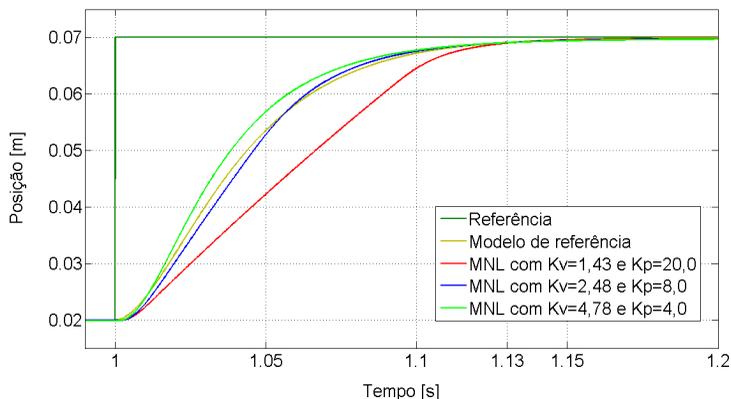


Figura 5.18 – Posição do cilindro com diferentes K_v – Caso 01 com mola

Com esta configuração, é necessário ajustar o ganho proporcional em 20 quando se utiliza a válvula de $K_v=1,43$ para acionar o sistema. Conforme descrito anteriormente, com este valor de K_p ocorrem problemas de instabilidade em regime permanente no sistema real.

Para a válvula de $K_v=2,48$, este ganho deve ser alterado para 8 e possivelmente não serão constatadas oscilações significativas em regime permanente caso sejam realizadas um adequado tratamento de sinais para evitar ruídos e ajuste correto de *offset*.

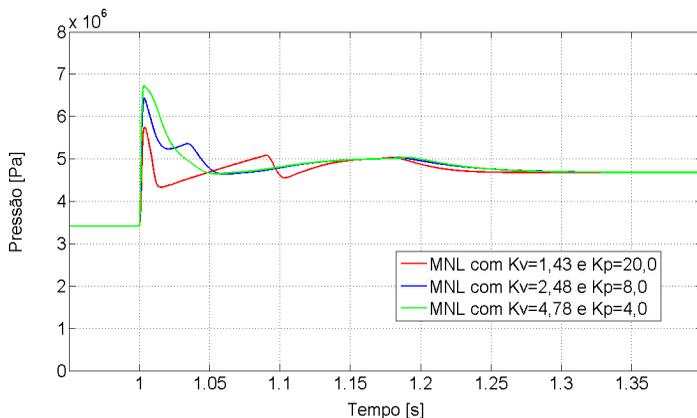


Figura 5.19 – Pressão de carga com diferentes K_v – Caso 01 com mola

Na Figura 5.19 pode-se visualizar que a pressão de carga do sistema para o cilindro na posição de 20 mm é de 34 bar. Após comprimir

a mola em 50 mm, a p_C é de 46,7 bar ($2/3$ de p_S). Nota-se também que, com esta configuração, a pressão de carga em regime transiente excede o valor de $2/3$ de p_S , mas não compromete significativamente a dinâmica do sistema hidráulico.

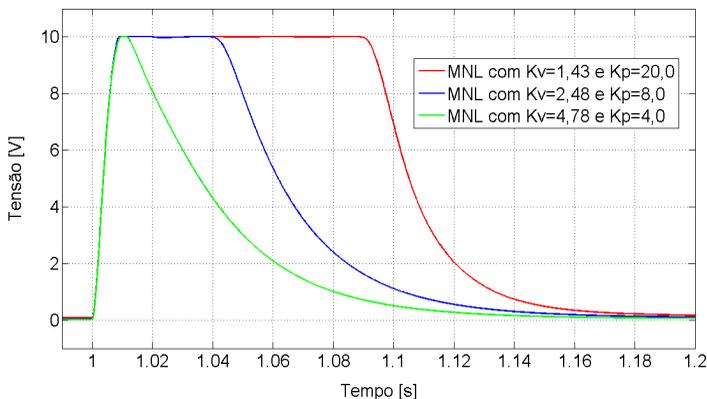


Figura 5.20 – Posição do carretel com diferentes K_v – Caso 01 com mola

Na Figura 5.20 pode-se observar que a válvula de $K_v=2,48$, apesar de operar totalmente aberta durante 40 ms, foi bem dimensionada para este sistema. Porém, caso o sistema apresente uma perda de carga considerável, a utilização de uma válvula maior seria mais conveniente.

Para que a saturação não ocorra, faz-se necessário optar por uma válvula com coeficiente de vazão com aproximadamente 1,9 vezes maior ($K_v=4,78$). O ganho proporcional para esta válvula deve ser ajustado em 4, garantindo também que não ocorra instabilidade em regime permanente.

5.1.1.3.3 Sistema hidráulico com massa

Segundo o passo 03 (seção 5.1.1.1.3) da sistematização de projeto preliminar proposta por Furst e De Negri (2002), o valor máximo de massa total que este sistema hidráulico pode posicionar é de 10,3 Kg.

Propõe-se nesta dissertação a utilização também da aceleração máxima negativa para dimensionar a massa total que pode ser movimentada pelo cilindro. Com esta aceleração, o valor de $M_t=76,5$ Kg foi encontrado.

De acordo com a seção 5.1.1.2 e considerando 46,7 bar como pressão de carga máxima, a válvula dimensionada para o sistema com

carregamento de $M_t=10,3 \text{ Kg}$ apresenta um coeficiente de vazão de 2,48.

Esta válvula também será utilizada para verificar o comportamento do sistema com $M_t=76,5 \text{ Kg}$.

Devido à impossibilidade de realizar ensaios experimentais com massas acopladas no cilindro, foram realizados apenas simulações com o modelo não-linear sem perda de carga para verificar o comportamento do sistema hidráulico no posicionamento das massas totais calculadas.

5.1.1.3.3.1 Simulações com massas diferentes e válvula de $K_v=1,43$

Primeiramente foram realizadas simulações utilizando a válvula de $K_v=1,43$ para comandar a movimentação do cilindro.

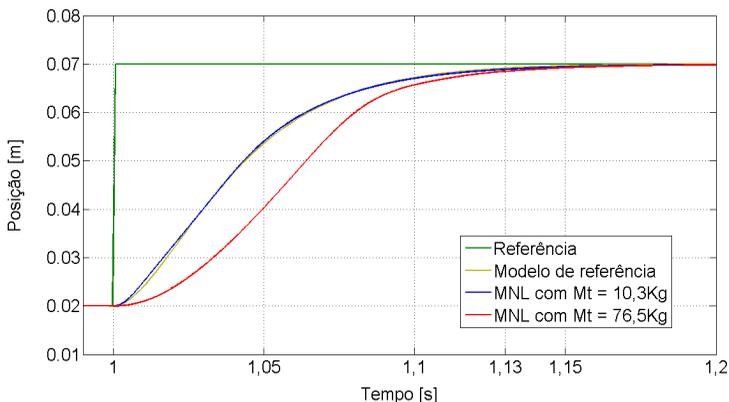


Figura 5.21 – Posição do cilindro com $K_v=1,43$ e $K_p=8$ – Caso 01 com massa

Na Figura 5.21 nota-se que, apesar de trajetórias de deslocamento distintas, o sistema hidráulico é capaz de movimentar as duas massas até a posição desejada de 70 mm durante o intervalo de tempo especificado (130 ms).

O ganho do controlador proporcional em ambas as configurações de carga foi ajustado em 8. Este valor de K_p é justamente o mesmo utilizado para posicionar o sistema hidráulico sem carregamento (seção 5.1.1.3.1.1).

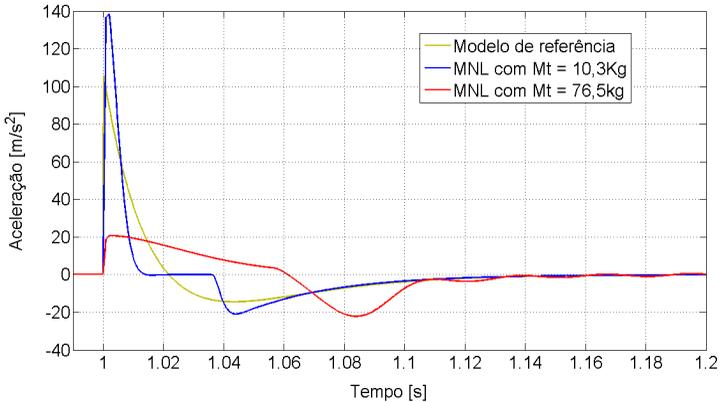


Figura 5.22 – Aceleração do cilindro com $K_v=1,43$ e $K_p=8$ – Caso 01 com massa

Na Figura 5.22 pode-se verificar a dinâmica da aceleração do cilindro com as duas massas.

Com $M_t=10,3$ Kg, o sistema hidráulico acelera o cilindro durante 14 ms ($t=1,014$), com aceleração máxima positiva de 140 m/s^2 . Em seguida, o cilindro permanece com velocidade constante até o instante 1,038 e começa o processo de desaceleração até o final da movimentação do cilindro, com um valor máximo negativo de -20 m/s^2 .

A dinâmica com $M_t=76,6$ Kg diferencia-se por não ocorrer um momento de velocidade constante do cilindro, sendo que permanece acelerando durante 60 ms e em seguida desacelerando até o fim do posicionamento. A aceleração máxima positiva e negativa com esta configuração são iguais em módulo (20 m/s^2).

O valor da carga máxima que este sistema pode posicionar dentro das especificações de projeto é discutido na seção 5.2 .

Na Figura 5.23 nota-se que para o sistema posicionar uma massa total de 76,5 Kg na posição desejada em 130 ms, a válvula permanece totalmente abertura durante um intervalo de tempo maior (60 ms) do que o necessário (40 ms) com a massa total de 10,3 Kg.

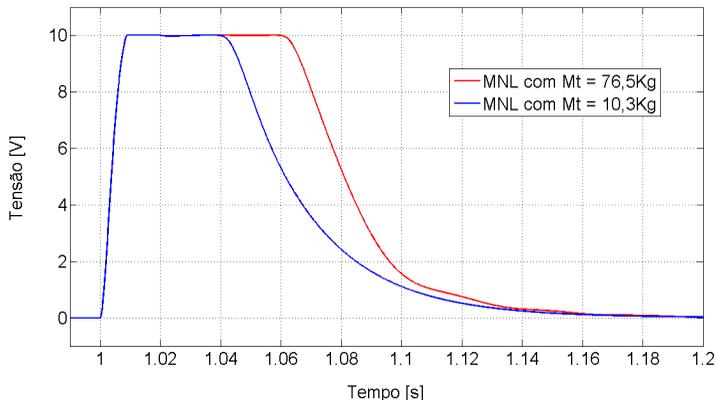


Figura 5.23 – Posição do carretel da válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=8$ – Caso 01 com massa

5.1.1.3.3.2 Simulações com massas diferentes e válvula de $K_v=2,48$

Analisa-se agora o comportamento do sistema utilizando a válvula de $K_v=2,48$, a qual foi dimensionada para comandar este SH com esta configuração de sistema de carregamento.

Verifica-se novamente na Figura 5.24 que o ganho do controlador adequado para estas condições operacionais de carga é o mesmo utilizado para o sistema sem carregamento ($K_p=4$).

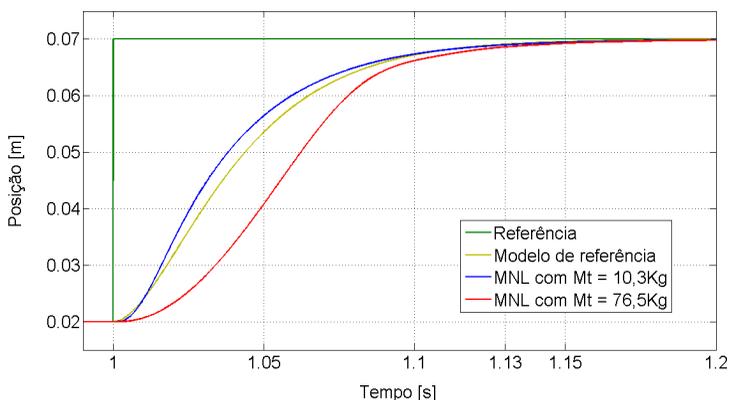


Figura 5.24 – Posição do cilindro com $K_v=2,48$ e $K_p=4$ – Caso 01 com massa

Pode-se perceber na Figura 5.25 que a aceleração máxima positiva do sistema com $M_t=10,3 \text{ Kg}$ é um pouco menor (122 m/s^2) do que utilizando a válvula de $K_v=1,43$, caracterizando uma movimentação do

cilindro um pouco mais suave. Entretanto, as dinâmicas das acelerações com $M_t=76,5 \text{ Kg}$ com estas duas válvulas são bem semelhantes.

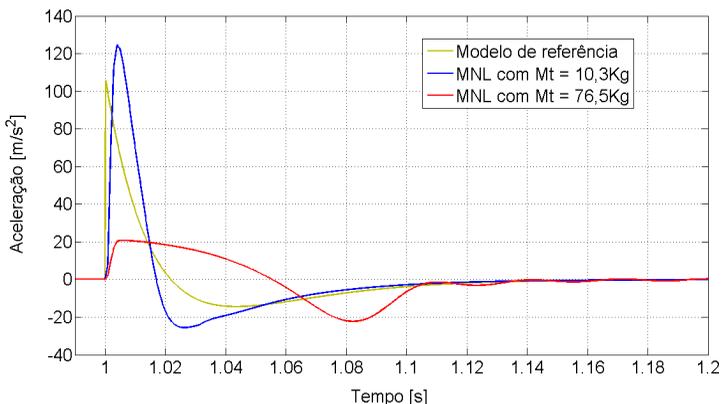


Figura 5.25 – Aceleração do cilindro com $K_v=2,48$ e $K_p=4$ – Caso 01 com massa

5.1.1.3.3.3 Simulações com $M = 76,5 \text{ Kg}$ e diferentes K_v

Para avaliar o comportamento do sistema utilizando válvulas com coeficientes de vazão maiores e menores do que os selecionados foram realizados simulações com K_v de 1,13 e 5,38.

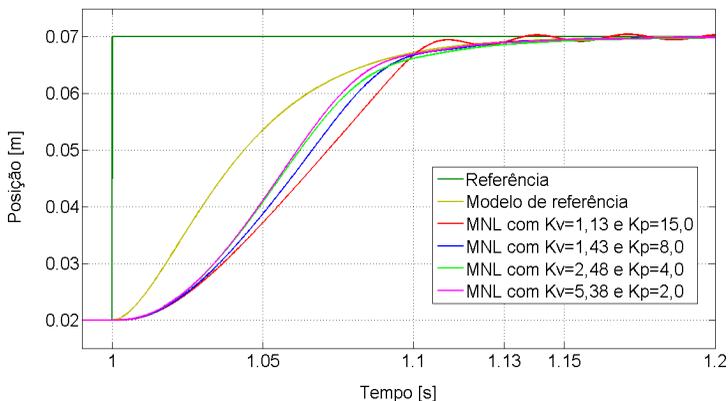


Figura 5.26 – Posição do cilindro com diferentes K_v - Caso 01 com massa

Observam-se pequenas oscilações (Figura 5.27) no posicionamento do cilindro com a válvula de $K_v=1,13$. Com coeficientes de vazão menores que este, é necessário ajustar o ganho proporcional com valores maiores que 15 e as oscilações tornam-se cada vez mais acentuadas.

A trajetória de posicionamento com válvulas de K_v maiores que 2,48 são bem semelhantes. Esta semelhança também pode ser verificada quando se compara as pressões de carga no sistema (Figura 5.27).

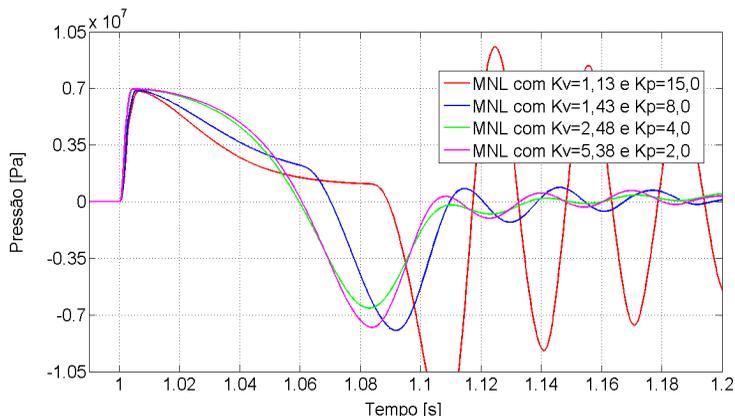


Figura 5.27 – Pressão de carga com diferentes K_v - Caso 01 com massa

A pressão de carga do sistema configurado com a válvula de $K_v=2,48$ não ultrapassou em nenhum momento a pressão de suprimento ($p_s=70 \text{ bar}$), fato importante e positivo no projeto de sistemas hidráulicos.

Entretanto, com a válvula de $K_v=1,13$, verifica-se a presença de oscilações de grande magnitude na pressão de carga do sistema que podem danificar seriamente os componentes hidráulicos.

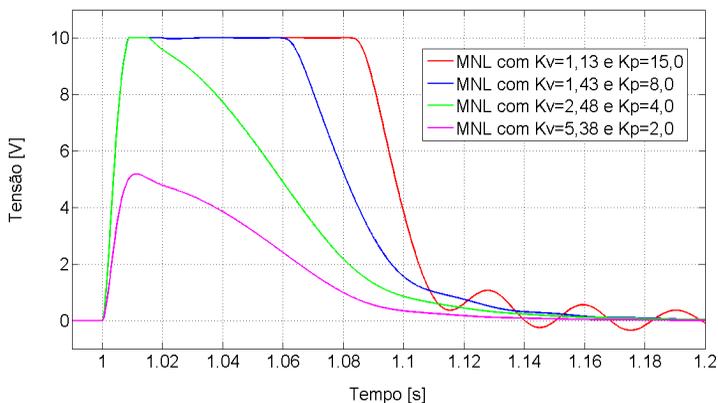


Figura 5.28 – Posição do carretel com diferentes K_v - Caso 01 com massa

Analisando a Figura 5.28 é possível identificar que a saturação da válvula de $K_v=2,48$ ocorre apenas durante um curto intervalo de tempo (17 ms), descartando assim a necessidade de selecionar válvulas maiores para acionar o sistema do caso 01 com $M_t=76,5$ Kg.

5.1.2 Estudo de caso 02

O segundo estudo de caso consiste no dimensionamento e avaliação de um sistema hidráulico especificado para deslocar a haste do cilindro em 50 mm durante um intervalo de tempo de 250 ms.

O principal objetivo nesta seção é analisar o comportamento do SHCP com um valor diferente de tempo de acomodação do sistema e verificar os resultados com diferentes condições de carregamento possíveis.

Novamente utiliza-se a sistematização de projeto preliminar de circuitos hidráulicos de controle de posição proposta por Furst e De Negri (2002).

5.1.2.1 Etapa 1: Dimensionamento estático e dinâmico

5.1.2.1.1 Passo 1: Frequência natural do sistema

Adotando novamente um modelo de referência sem sobre-sinal ($\zeta^{SIS}=1$), critério de erro de 2% no posicionamento do cilindro e o novo tempo de acomodação ($t_{s2\%}=250$ ms), encontra-se o valor de 3,82 Hz (24 rad/s) para a frequência natural do sistema.

5.1.2.1.2 Passo 2: Velocidade máxima e aceleração máxima

Utilizando o valor de $\omega_n^{SIS}=3,82$ Hz, pode-se encontrar as seguintes características do modelo de referência:

- Velocidade máxima = 0,442 m/s
- Aceleração máxima positiva = 28,8 m/s²
- Aceleração máxima negativa = -3,9 m/s²

5.1.2.1.3 Passo 3: Pressão de carga

Para analisar o comportamento do sistema com diferentes configurações de carregamento, são utilizadas as mesmas condições de operação descritas na seção 5.1.1.1.3 .

Devido à redução da velocidade máxima e das acelerações máximas do modelo de referência, a pressão de carga no sistema sem carregamento e o valor das massas sofreram alteração neste segundo estudo de caso. Os valores para a pressão de carga máxima nas outras condições de operação são iguais.

5.1.2.1.3.1 Sem carregamento

A pressão de carga do sistema sem carregamento para este estudo de caso é diferente, pois a velocidade máxima do cilindro reduziu para $0,442 \text{ m/s}$. Com este novo valor, estima-se uma força de atrito de 160 N e, conseqüentemente, pressão de carga máxima de $6,7 \text{ bar}$.

5.1.2.1.3.2 Com massa

Com os valores das acelerações máximas do modelo de referência do estudo de caso 2, foram encontrados os seguintes valores de massas:

- Com $a_{máx+}=28,8 \text{ m/s}^2$ encontra-se $M_t=38,3 \text{ Kg}$
- Com $|a_{máx-}|=3,9 \text{ m/s}^2$ encontra-se $M_t=283,0 \text{ Kg}$

5.1.2.1.4 Passo 4 e 5: Área do cilindro e vazão máxima

Utiliza-se o mesmo cilindro de $A^A=2,364 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ para este segundo estudo de caso. Como a velocidade máxima é diferente, temos que a vazão máxima para este sistema é de $1,04 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ ($6,26 \text{ lpm}$).

5.1.2.1.5 Passo 6, 7 e 8: Frequência natural do atuador e da válvula

Da mesma forma que no estudo de caso 01, estes parâmetros serão analisados nas seções 5.2 e 5.3 .

5.1.2.1.6 Etapa 2: Conversão de dados de catálogo

Utilizando os valores de pressão de carga máxima definidos nas seções 5.1.1.1.3 e 5.1.2.1.3 na equação 3.7, encontram-se os coeficientes de vazão das válvulas a serem utilizadas nos SH do estudo de caso 02.

Tabela 5.4 – Coeficientes de vazão calculados para o estudo de caso 02

P_S [bar]	$P_{C_{máx}}$ [bar]	Δp_t [bar]	$qv_{máx}$ [lpm]	K_v
70,0	6,7	63,3	6,26	0,78
70,0	46,7	23,3	6,26	1,3

5.1.2.2 Etapa 3: Estudo do comportamento dinâmico

A última etapa deste estudo de caso consiste em realizar simulações e ensaios com posicionadores eletro-hidráulicos em malha fechada utilizando as válvulas dimensionadas e operando em diferentes condições operacionais (sem carregamento, com mola + pré-carga e com massa).

A avaliação experimental do sistema será realizada com a válvula de $K_v=1,43$, a qual está dentro da faixa de coeficientes de vazão apresentados na Tabela 5.4.

5.1.2.2.1 Sistema hidráulico sem carregamento

Primeiramente são apresentados os resultados obtidos via simulação e experimental do sistema hidráulico de controle de posição em malha fechada sem massa ou mola acoplada no cilindro.

5.1.2.2.1.1 Simulação e experimento com válvula de $K_v=1,43$

Na Figura 5.29 pode-se observar o posicionamento do cilindro até a posição desejada de 70 mm em exatamente 250 ms . Esta resposta é obtida com o ganho do controlador proporcional ajustado em $3,75$.

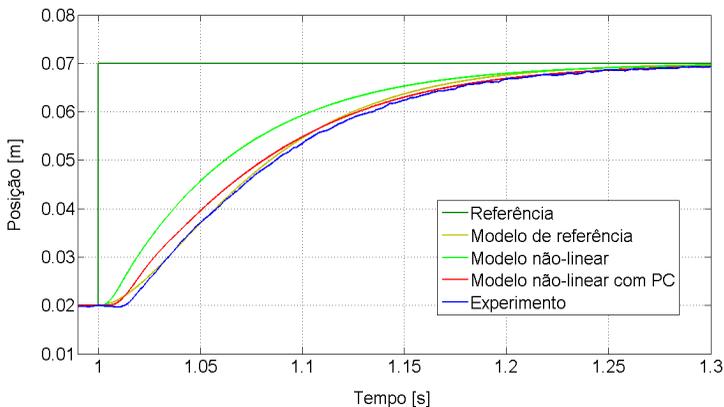


Figura 5.29 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=3,75$ – Caso 02

Com esta configuração de tempo de acomodação, as respostas do MNL com PC e do experimento são bem semelhantes ao modelo de referência. Este fato deve-se à menor influência da perda de carga no comportamento do sistema. Com a redução da velocidade máxima do

modelo de referência (Figura 5.30), necessita-se de menor vazão no sistema e, conseqüentemente, a perda de carga é menor.

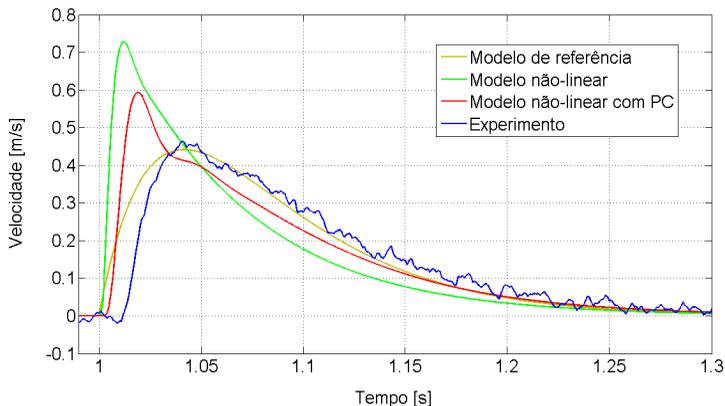


Figura 5.30 – Velocidade do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e $K_p=3,75$ – Caso 02

O sinal de controle com $K_p=3,75$ não satura em nenhum momento do regime transiente (Figura 5.31), atingindo o valor máximo de 9,3V.

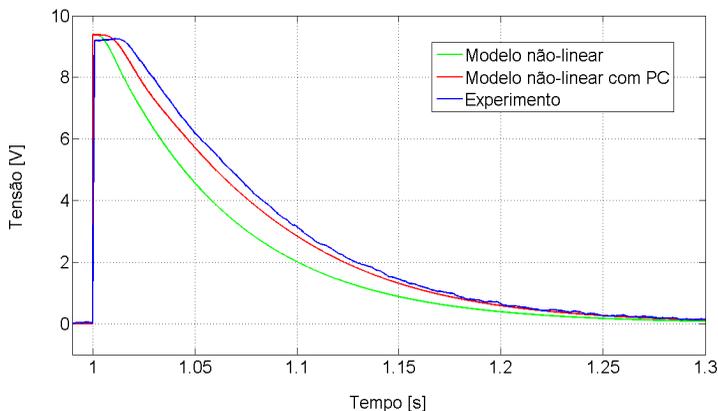


Figura 5.31 – Sinal de controle para a válvula de $K_v=1,43$ com $K_p=3,75$ – Caso 02

A dinâmica do carretel (Figura 5.32) apresenta uma trajetória bem suave ao longo do tempo.

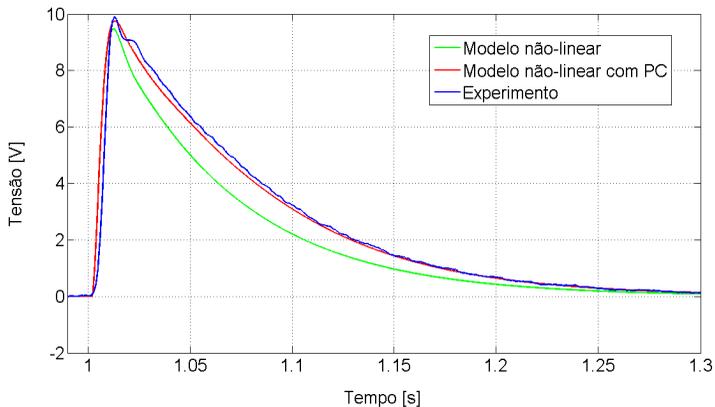


Figura 5.32 – Posição do carretel da válvula de $K_v=1,43$ com $K_p=3,75$ – Caso 02

Comparando os resultados acima com aqueles obtidos (seção 5.1.1.3.1.1) com esta válvula para atender as especificações do estudo de caso 01, verifica-se que a alteração do tempo de acomodação influencia muito no projeto de um posicionador hidráulico.

5.1.2.2.1.2 Simulação com válvulas de diferentes K_v

Para avaliar o comportamento do sistema com válvulas de diferentes coeficientes de vazão, foram realizadas algumas simulações com o modelo não-linear sem perda de carga.

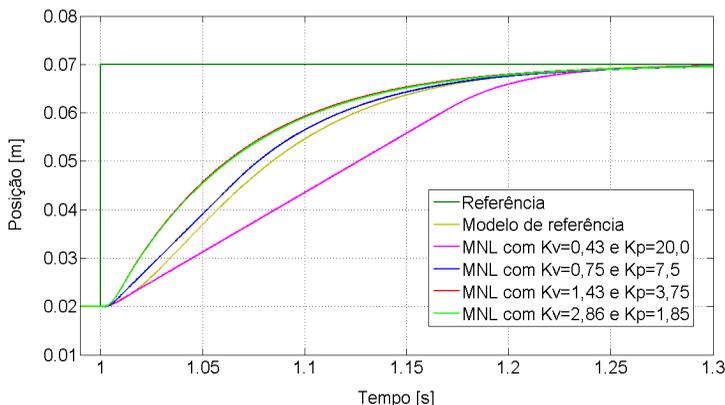


Figura 5.33 – Posição do cilindro com diferentes K_v – Caso 02

Verifica-se na Figura 5.33 que a válvula selecionada para o sistema com esta configuração de carregamento ($K_v=0,75$) foi bem dimen-

sionada, pois o posicionamento do cilindro ocorre satisfatoriamente com um ganho proporcional de 7,5.

Também se constata que o menor coeficiente de vazão possível para este sistema é de 0,43 (57% de 0,75). O valor do ganho proporcional com esta válvula é de 20.

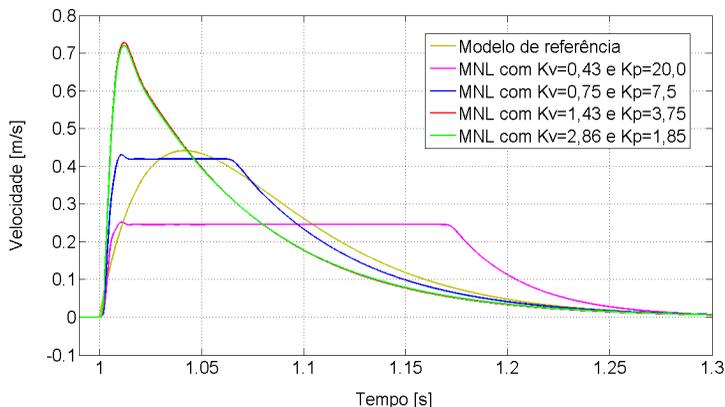


Figura 5.34 – Velocidade do cilindro com diferentes K_v – Caso 02

Na Figura 5.34 pode-se verificar o perfil de velocidades com as diferentes válvulas. Ressalta-se o fato de que a velocidade com a válvula de $K_v=2,86$ é a mesma que com $K_v=1,43$. Com isto, a utilização de válvulas com maiores coeficientes de vazão para atingir velocidades iniciais maiores é ineficaz para o sistema sem carregamento. Velocidades iniciais maiores possibilitam uma trajetória de deslocamento mais suave.

O carretel da válvula de $K_v=0,43$ permanece 168 ms totalmente aberto, enquanto que a de 0,75 somente 61 ms (Figura 5.35).

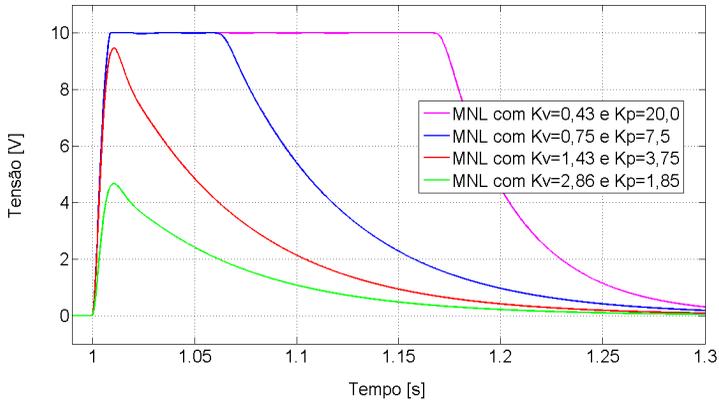


Figura 5.35 – Posição do carretel das válvulas de diferentes K_v – Caso 02

Verifica-se nesta seção que as respostas do sistema com as válvulas selecionadas são bem semelhantes às respostas obtidas para o sistema sem carregamento do estudo de caso 1, pois o dimensionamento dos componentes pela metodologia de Furst e De Negri é eficiente para qualquer tempo de acomodação especificado.

5.1.2.2.2 Sistema hidráulico com mola e pré-carga

Analisa-se agora a dinâmica do sistema do estudo de caso 2 com a utilização de mola e pré-carga.

Visando comparação com o estudo de caso 1, foi utilizada a mesma mola de $K_x=2618,4 \text{ N/m}$ para ser posicionada pelo sistema hidráulico utilizando a válvula de $K_v=1,43$. Porém, com esta especificação de tempo de acomodação, foi possível ajustar uma pré-carga de 2,4 vezes maior (445,1 N).

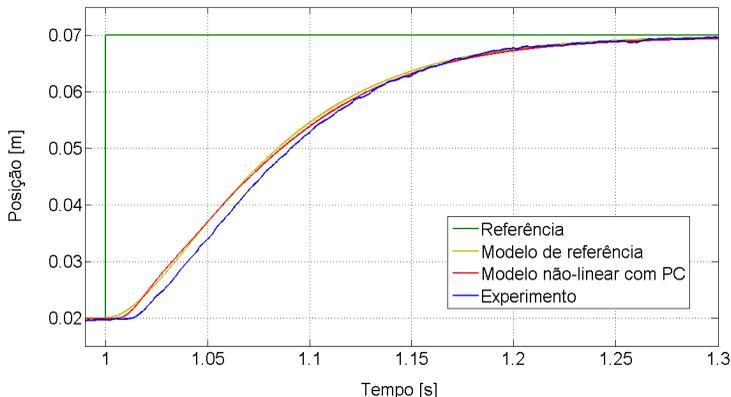


Figura 5.36 – Posição do cilindro com $K_v=1,43$ e $K_p=5,7$ – Caso 02 com mola e pré-carga

Na Figura 5.36 pode constatar que o cilindro atinge a posição desejada dentro do tempo determinado. Para tanto, o ganho do controlador proporcional foi ajustado em 5,7.

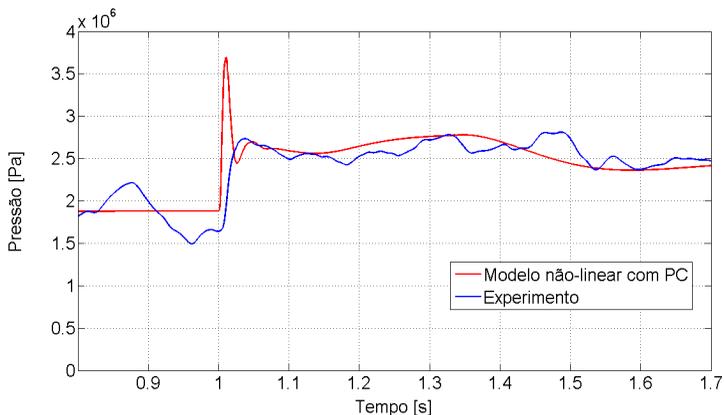


Figura 5.37 – Pressão de carga com $K_v=2,86$ e $K_p=5,7$ – Caso 02 com mola e pré-carga

A pressão de carga no sistema (Figura 5.37) quando o cilindro encontra-se na posição de 20 mm é de 19 bar. Após o movimento de avanço até 70 mm, este valor sobe para aproximadamente 24,7 bar.

Pode-se verificar que, com este ajuste de pré-carga, o sistema com esta válvula opera com pressões de carga maiores do que no estudo de caso 1 com a mesma válvula e mola.

Foram realizados ensaios com maiores valores de pré-carga e novamente ocorreram as oscilações em regime permanente descritas na seção 5.1.1.3.2.1 . No entanto, notou-se que este fenômeno tornou-se mais acentuado com ganhos proporcionais superiores a 6,5, valor bem menor do que o encontrado no estudo de caso 1 ($K_p=15$). A explicação para este fato é a configuração de pré-cargas maiores neste segundo estudo de caso, originando uma maior diferença de pressão entre as vias A e B da válvula e, conseqüentemente, maiores vazões com pequenas aberturas da válvula.

5.1.2.2.3 Sistema hidráulico com massa

A válvula dimensionada a ser utilizada no posicionamento do sistema hidráulico com massa é a de $K_v=1,3$. Para atender as especificações do estudo de caso 2, o ganho do controlar deve ser ajustado em 4.

Na Figura 5.38 pode-se visualizar novamente a eficiência do sistema hidráulico em posicionar o cilindro com os dois valores de massas totais. O ganho utilizado ($K_p=4$) é o mesmo necessário para posicionar este sistema sem carregamento.

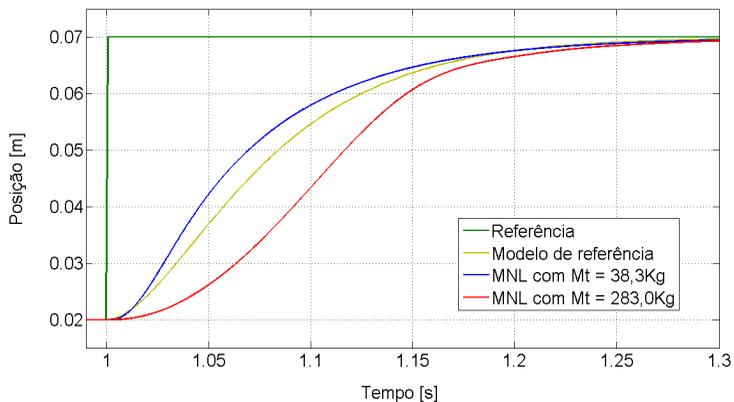


Figura 5.38 – Posição do cilindro com $K_v=1,3$ e $K_p=4$ – Caso 02 com massa

A aceleração do cilindro com massas acopladas pode ser verificada na Figura 5.39.

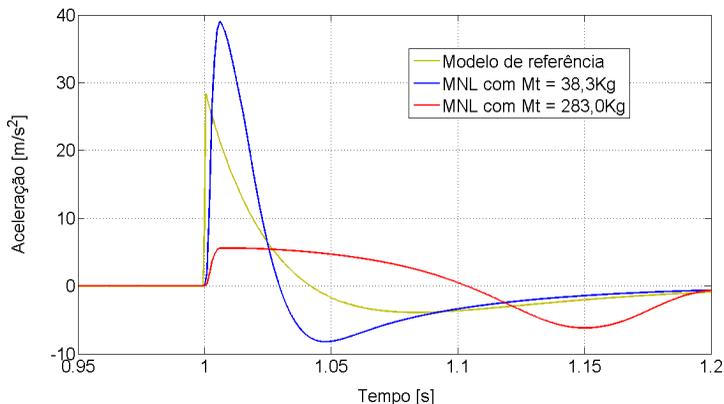


Figura 5.39 – Aceleração do cilindro com $K_v=1,3$ e $K_p=4$ – Caso 02 com massa

Com $M_t=38,3$ Kg, a aceleração máxima positiva é de $+39$ m/s^2 e a negativa de $-8,2$ m/s^2 . Com a $M_t=283,0$ Kg, estes valores são de $+5,6$ e $-6,2$ m/s^2 .

Analisando as respostas do sistema com carga, conclui-se que o valor da massa total que um sistema hidráulico pode acionar está diretamente relacionado com o tempo de acomodação especificado, podendo ser obtido com a equação 5.5 utilizando a aceleração máxima negativa como parâmetro.

No 1º estudo de caso, a massa dimensionada é de 76,5 Kg. Já no 2º caso, com um acréscimo de quase 100% no tempo de acomodação, o valor encontrado é 370% maior (283,0 Kg).

Para efeitos de comparação, segue abaixo uma relação obtida com a equação(5.5 utilizando o mesmo sistema hidráulico dos estudos de caso ($p_S=70$ bar, deslocamento de 50 mm no cilindro 25/18, $p_{C\text{máx}}=2/3$ de p_S), mas com diferentes tempos de acomodação:

- $t_{s2\%} = 260ms$ (+100%) $\rightarrow M_t = 306Kg$ (+400%);
- $t_{s2\%} = 390ms$ (+200%) $\rightarrow M_t = 688Kg$ (+900%);
- $t_{s2\%} = 520ms$ (+300%) $\rightarrow M_t = 1224Kg$ (+1600%);
- $t_{s2\%} = 650ms$ (+400%) $\rightarrow M_t = 1913Kg$ (+2500%);
- $t_{s2\%} = 780ms$ (+500%) $\rightarrow M_t = 2755Kg$ (+3600%).

5.1.3 Considerações finais

Constata-se que, nesta primeira seção, a menor válvula que pode ser utilizada em um SHCP é aquela com um coeficiente de vazão 02 vezes menor do que o valor encontrado de acordo com a sistematização de Furst e De Negri (2002). Valores menores que esse implica em selecionar válvulas que trabalhem com ganhos proporcionais elevados no controlador, resultando em grandes intervalos de tempo de saturação e possíveis oscilações no posicionamento do sistema.

Ao utilizar válvulas com coeficiente de vazão 02 vezes maior que o valor encontrado com a sistematização, trabalha-se com ganhos proporcionais menores e sem presença de saturação. Válvulas maiores que esta não apresentam melhorias no desempenho do SHCP e são, na prática, mais lentas e caras.

Verifica-se também a possibilidade de dimensionar cargas (massas) maiores do que os valores encontrados de acordo com a sistematização. Para tanto, o cálculo do valor da massa deve ser realizado utilizando a aceleração máxima negativa do modelo de referência, ao invés da positiva.

5.2 INFLUÊNCIA DA FREQUÊNCIA NATURAL DO ATUADOR

O passo 6 da etapa de dimensionamento estático e dinâmico consiste no cálculo da frequência natural do cilindro. Para atuadores simétricos de dupla ação com mola acoplada, este parâmetro é definido pela equação 2.4.

Conforme calculado na seção 4.1.3 o cilindro da Bosch Rexroth CGT3 MS2 25/18 200, utilizado nos estudos de caso, apresenta frequência natural mínima de 183 Hz quando acionado sem mola e sem massa acoplada.

Com o objetivo de analisar o comportamento e os limites de aplicação do sistema hidráulico quando a resposta dinâmica do cilindro aproxima-se da resposta dinâmica do sistema, modificam-se alguns parâmetros do sistema para reduzir a frequência natural do atuador (ω_n^A) a valores próximos da frequência natural do sistema (ω_n^{SIS}).

Dado que o módulo de compressibilidade do fluido (B_e) e a área do cilindro (A^A) estão determinados, as únicas maneiras de diminuir a frequência natural do cilindro são a utilização de massa acoplada à haste

e o acréscimo de volume de fluido presente entre a válvula e o cilindro (mangueiras e tubulações).

A utilização de uma mola acoplada ao cilindro aumenta a frequência natural do atuador. Logo, esta hipótese foi descartada para realizar as análises.

A PHP não está equipada com um dispositivo mecânico que permita acoplar massas ao cilindro. A utilização de tubulações de pequeno diâmetro para simular uma massa aparente²² não é eficaz neste caso, pois origina muita perda de carga, aumentando consideravelmente o tempo de resposta do sistema e, conseqüentemente, reduzindo a frequência natural do sistema.

A utilização de tubulações para aumentar o volume de fluido entre a válvula e o cilindro também são impraticáveis na bancada de trabalho, pois seria necessário instalar tubulações com reduzida perda de carga e com no mínimo 03 metros de comprimento para alcançar resultados significativos.

Sendo assim, as análises do comportamento dinâmico do sistema são realizadas apenas via simulação do modelo não-linear sem perda de carga, utilizando valores de frequência natural do atuador próximos da frequência natural do sistema (ω_n^A de 1 a 6,8 vezes maior que ω_n^{SIS}).

Para evitar que a dinâmica das válvulas influencie no comportamento do sistema, foram utilizadas no modelo válvulas com respostas instantâneas.

Diante dos diversos posicionadores hidráulicos dimensionados nos estudos de caso 1 e 2, foram selecionados para análise os sistemas com as seguintes configurações de válvula e carregamento:

- Válvula de $K_v=1,43$ e massa total de 76,5 Kg
- Válvula de $K_v=2,86$ e massa total de 76,5 Kg
- Válvula de $K_v=1,43$ e massa total de 38,2 Kg
- Válvula de $K_v=1,43$ e massa total de 283,0 Kg

5.2.1 Sistema com válvula de $K_v=1,43$ e $M_t=76,5$ Kg

Este sistema hidráulico foi dimensionado para posicionar o cilindro na posição desejada (70 mm) durante um intervalo de tempo especi-

²² Maiores informações sobre massa aparente podem ser encontradas em Szpak (2008).

ficado de 130 ms. A frequência natural do sistema com este tempo de acomodação é de $\omega_n^{SIS} = 7,34 Hz$ (seção 5.1.1.1.1).

Com a massa total de 76,5 Kg (seção 5.1.1.1.3.3) e considerando apenas o volume de fluido confinado nas câmaras A e B do cilindro ($V_t=4,7281 \times 10^{-5} m^3$), a frequência natural do atuador reduz para 35,38 Hz. Este valor é aproximadamente 4,8 vezes maior que a frequência natural do sistema.

Para efeitos de análise, além da utilização da carga, insere-se no modelo tubulações nas vias A e B. O comprimento destes tubos define o volume de fluido confinado entre a válvula e o cilindro, possibilitando reduzir a frequência natural do atuador.

Para obter $\omega_n^A = 22,0 Hz$ ($3 \times \omega_n^{SIS}$), utiliza-se duas tubulações rígidas com diâmetro interno de 17,3 mm e 165 mm de comprimento, constituindo um volume total de $V_t=12,5 \times 10^{-5} m^3$. Para obter-se o valor de $\omega_n^A = 14,7 Hz$ ($2 \times \omega_n^{SIS}$), utiliza-se tubulações com os mesmos diâmetros e comprimentos de 475 mm cada, constituindo um volume total de $V_t=27,2 \times 10^{-5} m^3$.

A Figura 5.40 mostra a posição do cilindro nos instantes próximos à posição desejada de 70 mm. O ganho do controlador ajustado para que o sistema responda de acordo com a especificação é de $K_p=8$.

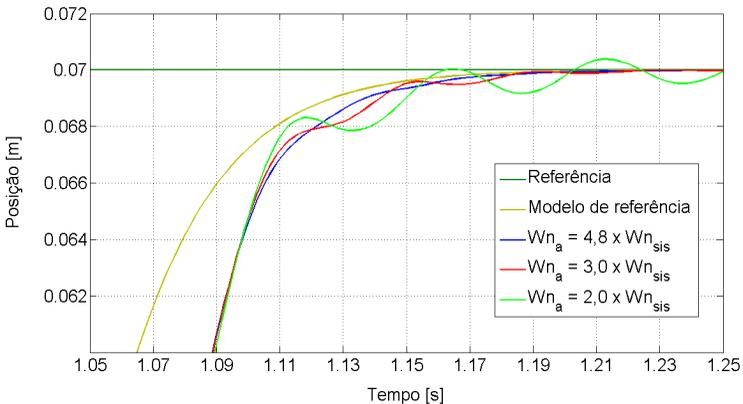


Figura 5.40 – Posição do cilindro com diferentes ω_n^A e $M_t=76,5Kg$ (válvula de $K_v=1,43$)

O posicionamento dos sistemas utilizando uma configuração com as relações $\omega_n^A = 2 \times \omega_n^{SIS}$ e $\omega_n^A = 3 \times \omega_n^{SIS}$ apresenta pequenas oscilações no fim da trajetória.

Esta pequena modificação no comportamento não é muito significativa em relação ao tempo de resposta exigido no projeto. No entanto, estas pequenas oscilações são causadas pelas acentuadas oscilações nas pressões das câmaras do cilindro. Este fenômeno decorre da combinação dos efeitos inerciais da massa e da compressibilidade do fluido, podendo ocasionar em alguns casos o efeito da cavitação²³. O comportamento das pressões do sistema com o cilindro de $\omega_n^A = 3 \times \omega_n^{SIS}$ pode ser visualizado na Figura 5.41.

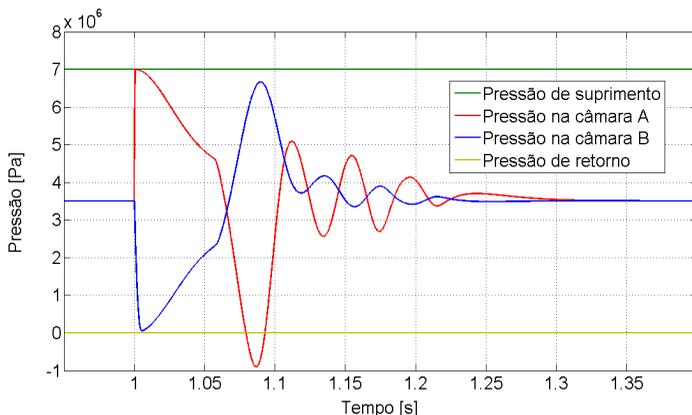


Figura 5.41 – Pressões no sistema com $\omega_n^A=3\times\omega_n^{SIS}$ e $M_t=76,5\text{Kg}$ (válvula de $K_v=1,43$)

Nota-se a magnitude das oscilações nas pressões das câmaras do cilindro, sendo que na câmara A ocorrem valores teoricamente negativos de pressão.

No sistema com a relação $\omega_n^A = 4,8 \times \omega_n^{SIS}$, o comportamento das pressões não apresenta oscilações significativas.

5.2.2 Sistema com válvula de $K_v=2,86$ e $M_t=76,5 \text{ Kg}$

Verifica-se agora o comportamento do sistema utilizando a válvula de $K_v=2,86$. Com este coeficiente de vazão, deve-se ajustar o ganho do controlador proporcional em 3,75.

²³ Em Szpak (2008) podem ser encontrados maiores detalhes sobre o efeito da cavitação decorrentes de oscilações nas pressões das câmaras do cilindro.

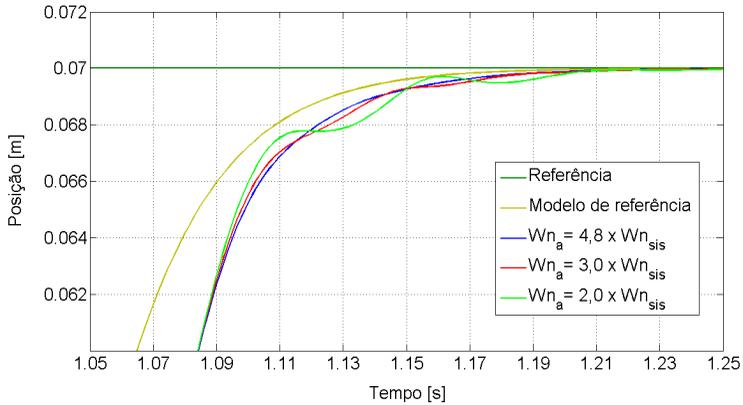


Figura 5.42 – Posição do cilindro com diferentes ω_n^A e $M_t=76,5\text{Kg}$ (válvula de $K_v=2,86$)

O posicionamento do sistema com a relação $\omega_n^A = 3 \times \omega_n^{SIS}$ apresenta um pouco menos oscilações quando se utiliza a válvula de $K_v=2,86$. Porém, as pressões nas câmaras ainda sofrem variações de grandes magnitudes.

5.2.3 Sistema com válvula de $K_v=1,43$ e $M_t=38,2\text{ Kg}$

Com o objetivo de avaliar o comportamento do sistema com uma carga menor, mas com as mesmas relações de frequências naturais, configurou-se o sistema novamente com a válvula de $K_v=1,43$ e uma massa total de $38,2\text{ Kg}$.

Com esta carga e admitindo-se somente o volume de fluido confinado nas câmaras do cilindro hidráulico, a frequência natural do atuador é de $50,2\text{ Hz}$ ($6,8 \times \omega_n^{SIS}$).

Para simular o sistema com $\omega_n^A = 2 \times \omega_n^{SIS}$ e $\omega_n^A = 3 \times \omega_n^{SIS}$, define-se novos valores de comprimento das tubulações para aumentar o volume de fluido confinado entre a válvula e o cilindro.

Para obter novamente $\omega_n^A = 22,0\text{ Hz}$ ($3 \times \omega_n^{SIS}$), utiliza-se duas tubulações rígidas com diâmetro interno de $17,3\text{ mm}$ e 425 mm de comprimento, constituindo um volume total de $V_t=24,8 \times 10^{-5}\text{ m}^3$. O valor de $\omega_n^A = 14,7\text{ Hz}$ ($2 \times \omega_n^{SIS}$) é obtido utilizando-se tubulações com os mesmos diâmetros e comprimentos de 1075 mm cada, constituindo um volume total de $V_t=55,5 \times 10^{-5}\text{ m}^3$.

Com já esclarecido na seção 5.1.1.3.3.1, não há a necessidade de modificar o ganho proporcional quando há alteração da massa total a ser posicionada. Sendo assim, para esta válvula, o valor do ganho é $K_p=8$.

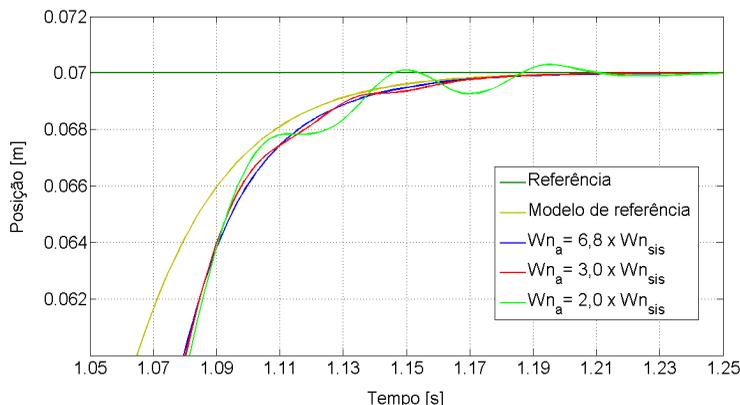


Figura 5.43 – Posição do cilindro com diferentes ω_n^A e $M_t=38,2\text{Kg}$ (válvula de $K_v=1,43$)

Comparando-se as respostas de posicionamento com massa total de $76,5\text{ Kg}$ (Figura 5.40) e $38,2\text{ Kg}$ (Figura 5.43), nota-se que, mesmo com a redução de massa, as respostas dos sistemas com $\omega_n^A = 2 \times \omega_n^{SIS}$ e $\omega_n^A = 3 \times \omega_n^{SIS}$ não apresentaram resultados satisfatórios das dinâmicas das pressões nas câmaras.

5.2.4 Sistema com válvula de $K_v=1,43$ e $M_t=283,0\text{ Kg}$

Por fim, analisa-se o sistema hidráulico que foi dimensionado no estudo de caso 2 para posicionar o cilindro na posição desejada (70 mm) durante um intervalo de tempo de 250 ms . A frequência natural do sistema com este tempo de acomodação é de $\omega_n^{SIS}=3,82\text{ Hz}$ (seção 5.1.2.1.1).

Com a massa total de $283,0\text{ Kg}$ (seção 5.1.2.1.3.2) e considerando apenas o volume de fluido confinado nas câmaras A e B, a frequência natural do atuador é de $18,4\text{ Hz}$. Novamente este valor é aproximadamente 4,8 vezes maior que a frequência natural do sistema (seção 5.2.1).

Utilizando os mesmos comprimentos de tubulação encontrados na seção 5.2.1 foram estabelecidos os volumes de fluido confinado entre a válvula e o cilindro que apresentasse as relações $\omega_n^A = 2 \times \omega_n^{SIS}$ e $\omega_n^A = 3 \times \omega_n^{SIS}$.

Para esta especificação de tempo de acomodação com a válvula de $K_v=1,43$, utiliza-se o ganho proporcional ajustado em $K_p=3,75$.

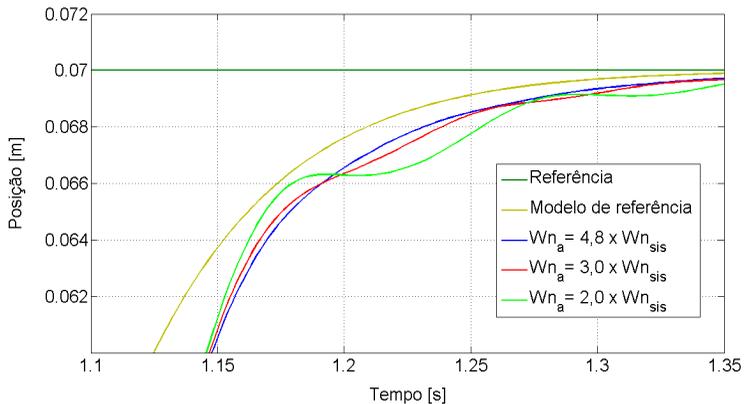


Figura 5.44 – Posição do cilindro com diferentes ω_n^A e $M_t=283,0\text{Kg}$ (válvula de $K_v=1,43$)

Nota-se na Figura 5.44 que, mesmo para especificações de tempo de acomodação distintas e com valores de cargas corretamente dimensionadas, o posicionamento do sistema com as relações $\omega_n^A = 2 \times \omega_n^{SIS}$ e $\omega_n^A = 3 \times \omega_n^{SIS}$ não apresentam um desempenho satisfatório.

Ainda não se pode concluir que uma relação de $\omega_n^A = 5 \times \omega_n^{SIS}$ seja uma informação apropriada no projeto de sistemas hidráulicos, pois nestas simulações foram desconsideradas a influência da dinâmica da válvula no comportamento do sistema.

5.3 INFLUÊNCIA DA FREQUÊNCIA NATURAL DA VÁLVULA

O passo 7 da etapa de dimensionamento estático e dinâmico consiste em estabelecer um valor mínimo para a frequência natural da válvula que comanda o sistema hidráulico projetado.

Furst e De Negri (2002) estabelecem que, quando a frequência natural do cilindro é três vezes maior que a frequência natural do sistema, deve-se selecionar uma válvula com frequência natural no mínimo três vezes maior que a frequência natural do sistema.

Caso o cilindro apresente uma frequência natural menor que três vezes a frequência natural do sistema, deve-se selecionar uma válvula com frequência natural no mínimo três vezes maior que a frequência natural do atuador.

Com o objetivo de verificar se estas relações são suficientes para dimensionar uma válvula proporcional que não influencie na dinâmica do sistema global, são utilizadas válvulas de diferentes frequências naturais em posicionadores eletro-hidráulicos com as seguintes configurações:

- Sem carregamento
- Com carregamento (massas acopladas)

5.3.1 Sistema sem carregamento

O objetivo de utilizar um sistema de posicionamento hidráulico sem carregamento é analisar a situação em que a frequência natural do cilindro possui valores bem superiores à frequência natural do sistema.

Para tanto, utiliza-se o sistema hidráulico que foi dimensionado para posicionar o cilindro sem carga na posição desejada (70 mm) durante o intervalo de tempo de 130 ms. A válvula selecionada para comandar este sistema possui um coeficiente de vazão de 1,43.

A frequência natural do sistema com este tempo de acomodação é de 7,34 Hz (seção 5.1.1.1.1) e a frequência natural do cilindro sem carga é de 183 Hz (seção 4.1.3), verificando-se assim uma relação de aproximadamente $\omega_n^A = 25 \times \omega_n^{SS}$.

Serão analisadas primeiramente as respostas dinâmicas do sistema obtidas mediante simulações com o modelo não-linear sem perda de carga. Em seguida, são apresentados alguns resultados experimentais comparados com respostas de simulação do modelo não-linear com perda de carga.

5.3.1.1 Simulações com modelo não-linear sem perda de carga

Na seção 5.1.1.3.1.1 constatou-se que para o posicionamento deste sistema ocorrer no tempo especificado com a válvula de $K_v=1,43$, é necessário ajustar o ganho do controlador proporcional em $K_p=8$.

Na Figura 5.45 são apresentadas as respostas de posição do cilindro com este ganho e com válvulas de diferentes frequências naturais.

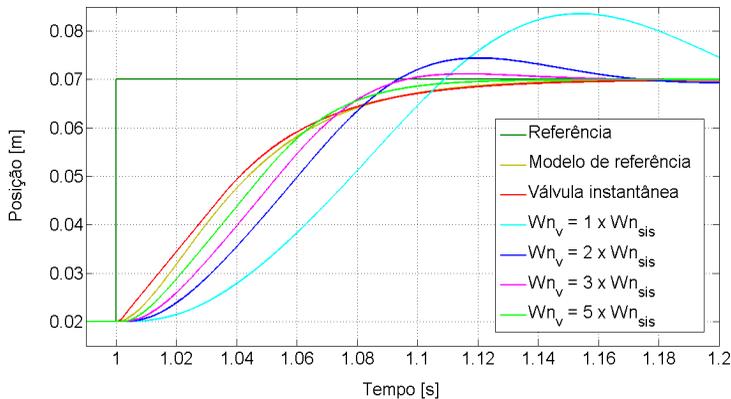


Figura 5.45 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$, $K_p=8$ e diferentes ω_n^V

Observa-se que as respostas do modelo apresentam as seguintes características de tempo de acomodação e sobre-passagem:

- $\omega_n^V = 1 \times \omega_n^{SIS} = 7,34\text{Hz} \rightarrow 27\%$ de pico e $t_{s2\%} = 490\text{ms}$
- $\omega_n^V = 2 \times \omega_n^{SIS} = 14,7\text{Hz} \rightarrow 09\%$ de pico e $t_{s2\%} = 160\text{ms}$
- $\omega_n^V = 3 \times \omega_n^{SIS} = 22,0\text{Hz} \rightarrow 2,5\%$ de pico e $t_{s2\%} = 128\text{ms}$
- $\omega_n^V = 5 \times \omega_n^{SIS} = 36,7\text{Hz} \rightarrow$ sem pico e $t_{s2\%} = 105\text{ms}$

Os tempos de acomodação com critério de erro de 2% podem ser melhor visualizados na Figura 5.46 que apresenta as trajetórias de deslocamento do cilindro próximas à posição desejada.

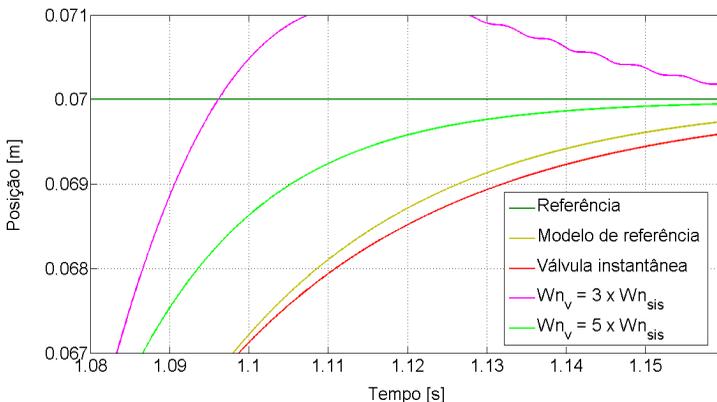


Figura 5.46 – Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$, $K_p=8$ e diferentes ω_n^V (zoom)

Analisando as figuras e os dados acima, nota-se que o principal problema ocorrido utilizando válvulas lentas é o aparecimento de picos na resposta ocasionados pelo atraso excessivo no fechamento do carretel. Este comportamento pode ser melhor compreendido visualizando o posicionamento do carretel das válvulas na Figura 5.47.

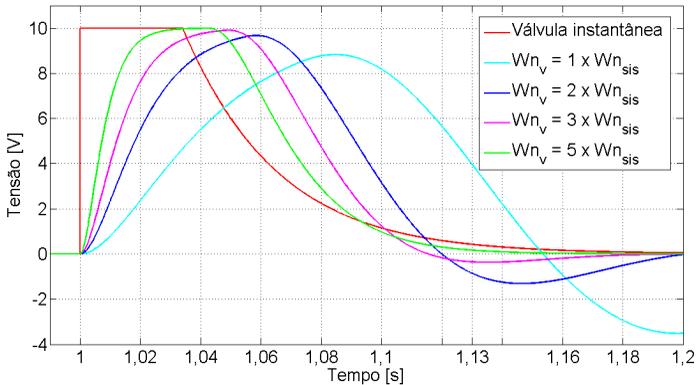


Figura 5.47 – Posição do carretel da válvula de $K_v=1,43$, $K_p=8$ e diferentes ω_n^V

Um ponto interessante a ser analisado é o instante 1,13 segundos (130 ms após o envio do sinal de referência de posição), quando o cilindro supostamente já percorreu 98% do deslocamento especificado e o carretel deveria estar próximo da posição central (válvula totalmente fechada) e o sinal do LVDT indicando 0V.

Para a dinâmica de uma válvula extremamente rápida que segue perfeitamente o sinal de comando, neste instante o carretel está deslocado apenas 4,3% da sua posição inicial (centro fechado).

Com as válvulas de $\omega_n^V = 1 \times \omega_n^{SIS}$ e $\omega_n^V = 2 \times \omega_n^{SIS}$ observa-se uma grande diferença no posicionamento do carretel. Para o primeiro caso, o carretel é tão lento que encontra-se 40% aberto no instante 1,13 s. Já no segundo caso, a válvula está 10% aberta no outro sentido, pois o cilindro já ultrapassou a posição desejada e o controlador envia sinais negativos para recuar o cilindro.

Por outro lado, com válvulas de $\omega_n^V = 3 \times \omega_n^{SIS}$ e $\omega_n^V = 5 \times \omega_n^{SIS}$, o sistema apresenta tempo de acomodação menor do que o exigido. Nestes dois casos, um pequeno atraso no deslocamento do carretel ocasionou um pouco mais de vazão ao sistema quando o cilindro está próximo da posição desejada.

Para corrigir estes erros de posicionamento e tempo de acomodação do sistema, pode-se adotar a estratégia de ajustar o ganho do controlador proporcional para obter respostas coerentes com a especificação.

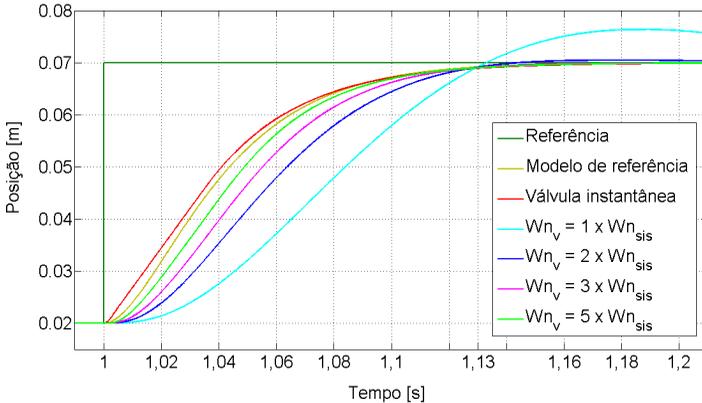


Figura 5.48 - Posição do cilindro com válvula de $K_v=1,43$ e K_p ajustado para cada ω_n^V

Verifica-se na Figura 5.48 a impossibilidade de utilizar no sistema uma válvula cuja ω_n^V seja igual à ω_n^{SIS} . Mesmo reduzindo o ganho do controlador, o carretel não possui velocidade suficiente para posicionar a haste no tempo adequado.

A utilização das válvulas com as outras relações de ω_n^V mostraram-se rápidas o suficiente utilizando os ganhos do controlador proporcional reajustados para:

- $\omega_n^V = 2 \times \omega_n^{SIS} \rightarrow K_p = 4,4$
- $\omega_n^V = 3 \times \omega_n^{SIS} \rightarrow K_p = 5,3$
- $\omega_n^V = 5 \times \omega_n^{SIS} \rightarrow K_p = 6,4$

5.3.1.2 Resultados experimentais com válvulas de diferentes ω_n^V

Com o objetivo de verificar experimentalmente a dinâmica do sistema utilizando válvulas de diferentes frequências naturais, foram instaladas na bancada de trabalho a válvula de $K_v=1,43$ e o cilindro hidráulico sem carga.

Diante da impossibilidade de variar o desempenho dinâmico da válvula, foi utilizado um bloco de emulação (função transferência de 2ª ordem) na malha de controle do sistema implementada no Simulink (Apêndice D). Inserido entre o sinal de controle e o sinal de comando

para a válvula da bancada, este bloco emula o comportamento de carretéis mais lentos e representa válvulas com frequências naturais mais baixas que a real.

Devido à dinâmica relativamente rápida da válvula de $K_v=1,43$, o carretel consegue seguir perfeitamente os sinais provenientes do bloco de emulação.

São apresentadas a seguir as respostas experimentais e de simulação do modelo não-linear com perda de carga obtidas utilizando a válvula de $K_v=1,43$ emulada com diferentes frequências naturais. O bloco de emulação foi configurado com a mesma razão de amortecimento encontrada para esta válvula na seção 4.2.3.1 ($\zeta^V=0,7$).

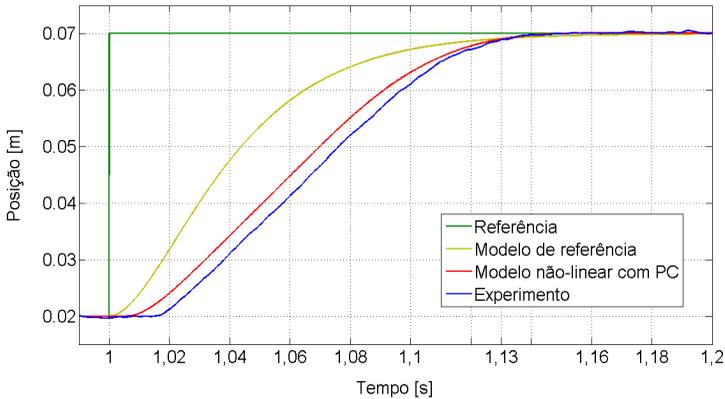


Figura 5.49 - Posição do cilindro com $\omega_n^V=5x\omega_n^{SIS}$ e $K_p=7,5$

Neste primeiro ensaio emula-se uma válvula com $\omega_n^V = 5 x \omega_n^{SIS}$ (36,7 Hz) acionando o sistema. Com esta configuração, foi ajustado o controlador com $K_p=7,5$ para que o cilindro alcance a posição desejada (Figura 5.49) no tempo especificado (130 ms).

O valor do ganho do controlador proporcional encontrado no estudo de caso 1 (seção 5.1.1.3.1.1) com a válvula de frequência natural real ($\omega_n^V=60$ Hz) foi de 08. Nota-se uma redução de 6,2% deste valor (7,5) quando se utiliza uma válvula de frequência natural igual a 36,7 Hz.

Com uma válvula de $\omega_n^V = 3 x \omega_n^{SIS}$, é necessário ajustar o ganho do controlador proporcional em 6,6. Na Figura 5.50 nota-se uma pequena sobrepassagem no posicionamento do cilindro, mas ainda dentro do critério de erro de 2% na posição em regime permanente.

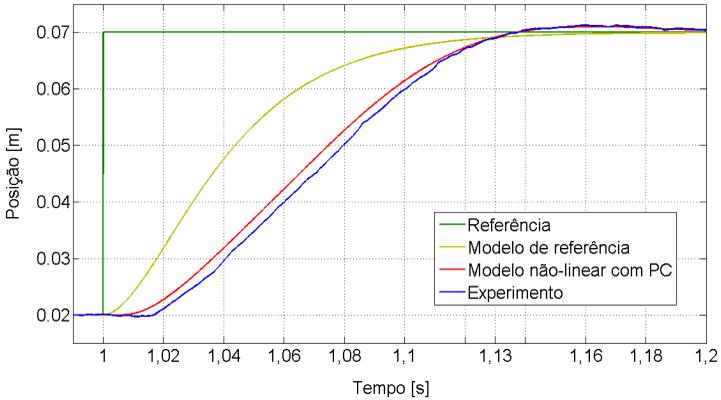


Figura 5.50 - Posição do cilindro com $\omega_n^V=3x\omega_n^{SIS}$ e $K_p=6,6$

Finalmente, utilizando uma válvula de $\omega_n^V = 2x\omega_n^{SIS}$, o ganho do controlador proporcional foi ajustado em 6,3. Esta configuração resultou em um pico de aproximadamente 7% do deslocamento (3,5 mm de sobrepassagem). Este comportamento inviabiliza a utilização de uma válvula com frequência natural de 14,7 Hz para acionar este sistema projetado com as especificações do estudo de caso 1.

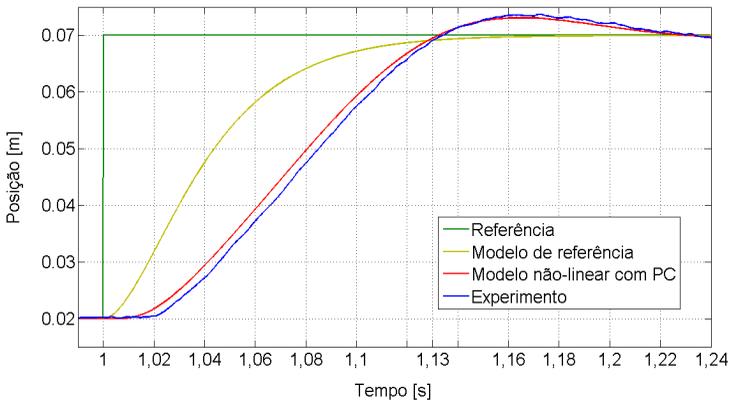


Figura 5.51 - Posição do cilindro com $\omega_n^V=2x\omega_n^{SIS}$ e $K_p=6,3$

Simulações e experimentos também foram realizados para verificar as respostas dinâmicas do sistema utilizando uma válvula com maior coeficiente de vazão. Verificou-se que as trajetórias de posicionamento do cilindro, utilizando a válvula de $K_v=2,86$, apresentaram características muito semelhantes aos apresentados com a válvula de $K_v=1,43$.

Novamente a configuração com $\omega_n^V = 2 \times \omega_n^{SIS}$ apresentou uma dinâmica lenta e resultou em sobrepassagem da posição desejada no cilindro.

Para comprovar a eficiência do método em selecionar a frequência natural mínima da válvula a partir de comparações com a frequência natural do sistema, também foram realizadas simulações e experimentos com o sistema especificado no estudo de caso 2.

Neste sistema, o tempo de acomodação projetado é de 250 ms e o valor da ω_n^{SIS} reduz para 3,82 Hz. O posicionamento do sistema utilizando uma válvula com $\omega_n^V = 2 \times \omega_n^{SIS}$ (7,64 Hz) também apresenta problemas de sobrepassagem da posição desejada e aumento no tempo de acomodação.

A razão de amortecimento da válvula também influencia no comportamento dinâmico do sistema. Mostra-se na Figura 5.52 o resultado de simulação com o modelo não-linear do posicionamento do cilindro utilizando a válvula de $K_v=1,43$, $\omega_n^V=7,34$ Hz e com diferentes razões de amortecimento. Utilizou-se um valor de ganho proporcional igual a 8.

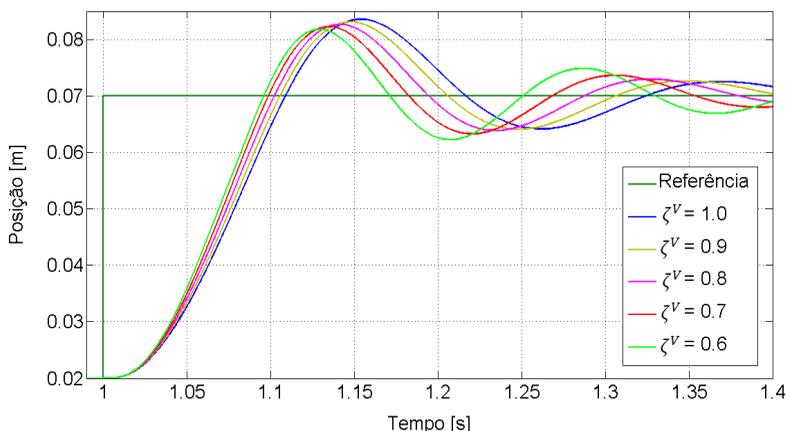


Figura 5.52 – Posição do cilindro com válvula de diferentes ζ^V

Optou-se por uma válvula com frequência natural baixa para melhor demonstrar a influência da ζ^V no amortecimento do sistema. Com válvulas de dinâmicas mais rápidas ($\omega_n^V \geq 2 \times \omega_n^{SIS}$), a influência da razão de amortecimento torna-se menos significativa.

Portanto, conclui-se que, para situações de posicionamento de cilindros com frequência natural elevada, a utilização de válvulas com

frequência natural de no mínimo três vezes o valor da frequência natural do sistema está adequada.

5.3.2 Sistema com carregamento

O objetivo nesta seção é verificar as relações de frequências naturais (válvula, cilindro e sistema) adequadas na seleção de uma válvula a ser utilizada em um sistema com carregamento, no qual o atuador apresenta frequência natural com valores próximos à ω_n^{SIS} .

De acordo com a equação 2.4, a utilização de molas acopladas aumenta o valor da frequência natural do cilindro. Logo, são realizadas análises de sistemas hidráulicos utilizando massas.

O estudo é conduzido examinando o sistema hidráulico que foi dimensionado para posicionar uma massa total de 76,5 Kg na posição desejada (70 mm) durante o intervalo de tempo de 130 ms. A válvula selecionada para comandar este sistema possui um coeficiente de vazão de 1,43.

A frequência natural do sistema com este tempo de acomodação é de 7,34 Hz (seção 5.1.1.1.1) e a frequência natural do cilindro com $M_t=76,5$ Kg é de 35,38 Hz (seção 5.2.1), verificando-se assim uma relação de $\omega_n^A = 4,8 \times \omega_n^{SIS}$.

Novamente são inseridas tubulações rígidas no modelo não-linear para diminuir a frequência natural do atuador.

Primeiramente, analisa-se o posicionamento do cilindro que apresenta $\omega_n^A = 2 \times \omega_n^{SIS}$ e acionado por válvulas de diferentes ω_n^V .

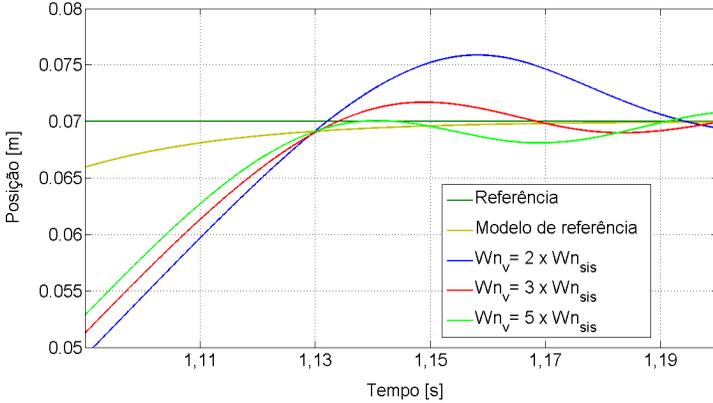


Figura 5.53 - Posição do cilindro com $\omega_n^A = 2 \times \omega_n^{SIS}$ e válvula com diferentes ω_n^V

Mesmo ajustando-se o ganho do controlador proporcional para cada caso de ω_n^V , pode-se visualizar claramente na Figura 5.53 a presença de oscilações e picos no posicionamento do cilindro.

Este comportamento ocorre devido à dinâmica lenta do cilindro com $\omega_n^A = 2 \times \omega_n^{SIS}$, apresentando um grau de dificuldade elevado para posicionamentos rápidos e sem oscilações.

Na Figura 5.54 nota-se uma sensível redução nas oscilações e nos picos, pois foi utilizado um cilindro com uma dinâmica um pouco superior ($\omega_n^A = 3 \times \omega_n^{SIS}$). Entretanto, essas respostas ainda não são satisfatórias por apresentarem grandes variações nas pressões das câmaras A e B do cilindro.

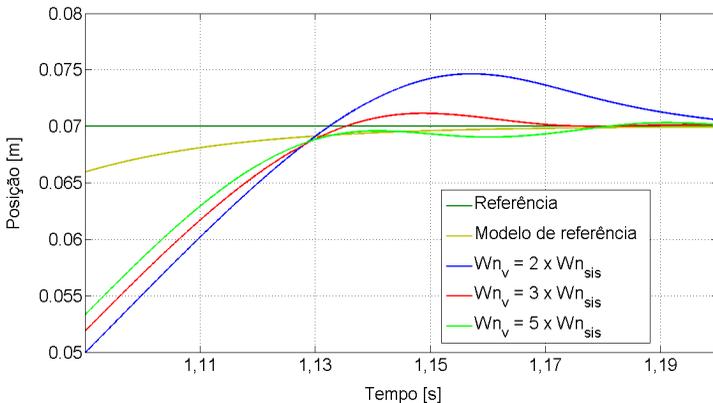


Figura 5.54 - Posição do cilindro com $\omega_n^A = 3 \times \omega_n^{SIS}$ e válvula com diferentes ω_n^V

Verifica-se na Figura 5.55 que a trajetória de posicionamento do cilindro com $\omega_n^A = 5 \times \omega_n^{SIS}$ utilizando a válvula de $\omega_n^V = 5 \times \omega_n^{SIS}$ possui um desempenho sem oscilações e sem sobrepassagem. As pressões nas câmaras do cilindro também apresentaram um comportamento satisfatório e adequado.

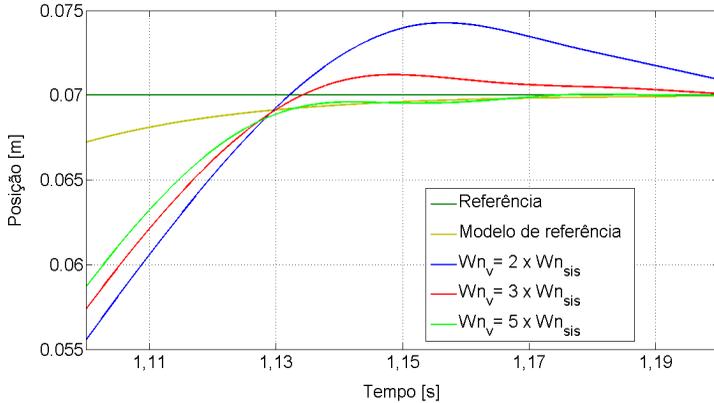


Figura 5.55 - Posição do cilindro com $\omega_n^A=5x\omega_n^{SIS}$ e válvula com diferentes ω_n^V

Com o objetivo de avaliar o comportamento do sistema com uma carga menor, mas com as mesmas relações de frequências naturais, configurou-se o sistema com uma massa total de 38,2 Kg e novos valores de comprimento das tubulações para aumentar o volume de óleo confinado entre a válvula e o cilindro.

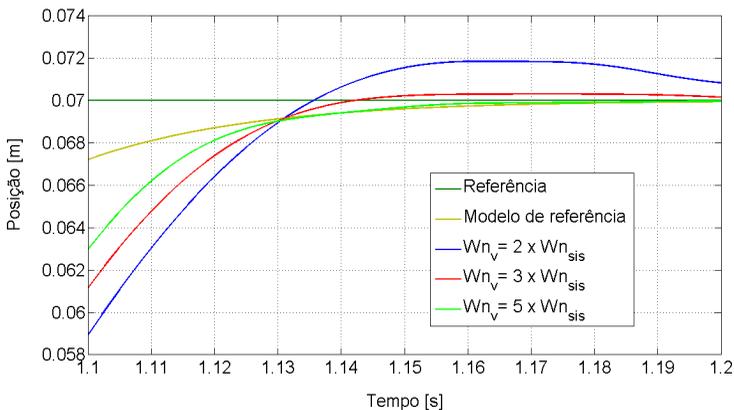


Figura 5.56 - Posição do cilindro com $\omega_n^A=5x\omega_n^{SIS}$, $M_t=38,2Kg$ e diferentes ω_n^V

Na Figura 5.56 apresenta-se apenas o posicionamento do cilindro com $\omega_n^A = 5 \times \omega_n^{SIS}$ utilizando válvulas de diferentes frequências naturais. Novamente pode-se observar que, mesmo com valores de cargas distintas, somente o sistema com a válvula de $\omega_n^V = 5 \times \omega_n^{SIS}$ possui um desempenho sem oscilações e sem sobrepassagem.

Simulações do sistema com a válvula de $K_v=2,86$ e diferentes cargas também foram realizadas e apresentaram resultados muito semelhantes aos obtidos com a válvula de $K_v=1,43$.

5.3.3 Considerações finais

Diante destas análises, conclui-se que, ao projetar um posicionador eletrohidráulico com carga, dimensionar uma válvula e um cilindro com frequência natural de no mínimo 5 vezes superior à frequência natural do sistema pode garantir o ótimo desempenho no controle de posição do atuador.

Contudo, deve-se considerar que esta relação confere estabilidade à sistemas hidráulicos que utilizam tubulações rígidas nas linhas de transmissão do fluido e apresentam módulo de compressibilidade efetivo iguais ou superiores a $\beta_e = 0,8 \times 10^9 Pa$.

Para analisar valores inferiores de módulo de compressibilidade, foram realizadas simulações utilizando mangueiras nas linhas A e B com 01 m de comprimento, 6,4 mm de diâmetro interno e módulo de compressibilidade do fluido de $\beta_e = 0,8 \times 10^8 Pa$.

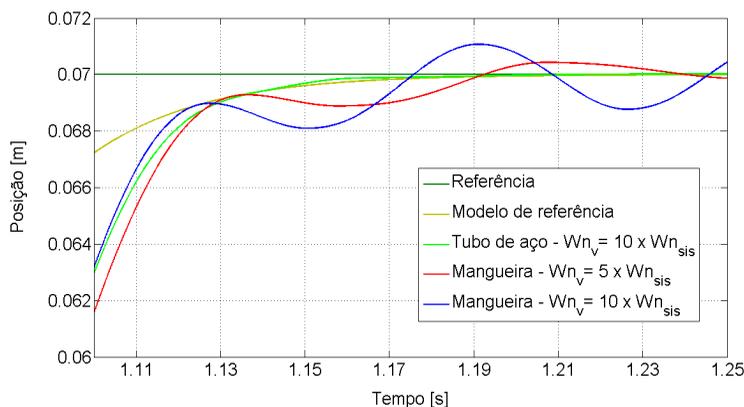


Figura 5.57 - Posição do cilindro utilizando tubo de aço e mangueira

Observa-se que, ao utilizar mangueiras, o posicionamento do cilindro em regime permanente oscila devido à elasticidade deste material para fluidos em alta pressão. Esta oscilação é transferida em forma de sinal para a malha de controle pelo transdutor de posição, ampliada no controlador e enviada para a válvula. Nota-se na Figura 5.57 que quanto melhor a dinâmica do carretel em seguir a trajetória do sinal de comando (maior ω_n^V), mais oscilações o sistema apresenta.

A solução mais adequada para evitar estes fenômenos é a redução do comprimento das mangueiras ou aumento do tempo de acomodação na especificação de posicionamento do sistema, exigindo valores menores nos ganhos do controlador e dinâmicas mais lentas.

5.4 PROJETO DE CONTROLADORES PROPORCIONAIS

Na etapa 3 da sistematização de projeto preliminar de circuitos hidráulicos de Furst e De Negri (2002), o estudo do comportamento dinâmico do sistema é realizado em malha fechada utilizando um controlador proporcional.

A trajetória e o tempo de acomodação no posicionamento do cilindro estão diretamente relacionados ao valor do ganho proporcional ajustado no controlador, pois este determina a magnitude dos sinais de comando e, conseqüentemente, a abertura da válvula e vazão para o sistema.

Mediante simulações com os modelos não-lineares, estes ganhos podem ser facilmente encontrados, permitindo assim realizar análises qualitativas iniciais do posicionador eletro-hidráulico projetado e estimar um valor para o ganho do controlador proporcional.

Entretanto, nem sempre o projetista dispõe de modelos não-lineares para efetuar estas análises. Uma alternativa que pode ser usada para estimar inicialmente o K_p e verificar o comportamento do sistema é a utilização de ferramentas de projeto de controladores por lugar das raízes.

Esta metodologia de projeto consiste em analisar o lugar geométrico dos pólos e zeros da função transferência do sistema eletro-hidráulico em malha fechada e verificar as suas várias localizações frente à variação do ganho do controlador proporcional.

Contudo, obter a função transferência que representa realmente a dinâmica do sistema hidráulico não é uma tarefa trivial. Uma aproxima-

ção possível é a utilização das equações lineares que descrevem o comportamento da válvula e do atuador (Apêndice C).

Como já discutido na seção 4.3.4 o modelo linear apresenta certas limitações devido as não-linearidades presentes em um sistema eletro-hidráulico. Logo, projetar controladores utilizando o método do lugar das raízes pode implicar em erros significativos em função da:

- Saturação da válvula;
- Equação da vazão na válvula.

Como ferramenta de análise, utilizou-se o SISO Design Tool do software MATLAB.

Primeiramente, foi necessário definir a função transferência em malha aberta do sistema hidráulico (Apêndice C) com os parâmetros dos componentes já determinados. Em seguida, esta função é importada para o SISO e, variando o valor do ganho do controlador proporcional, pode-se visualizar a localização geométrica dos pólos e a resposta ao degrau unitário deste sistema.

Também foi implementada a função transferência em malha fechada (Apêndice C) do sistema hidráulico para possibilitar análises de resposta a degraus de diferentes amplitudes, fato este não disponível na ferramenta SISO.

5.4.1 Saturação da válvula

Conforme verificado na seção 4.3.4.1 as respostas de posicionamento do cilindro na simulação do modelo linear divergem das do modelo não-linear quando são enviados sinais de comando para a válvula superiores à 10V em módulo (U_n).

Sendo assim, o modelo linear apresenta uma resposta adequada quando o ganho do controlador proporcional multiplicado pelo valor do erro no posicionamento (diferença entre posição desejada e posição do cilindro) não satura a válvula.

Em um sistema de controle de posição, o erro máximo ocorre no instante em que o sinal degrau de referência é enviado ao sistema. Logo, o valor máximo do ganho proporcional pode ser obtido com a seguinte equação:

$$K_{p_{m\acute{a}x}} = U_n/U_r \quad (5.7)$$

Para verificar esta relação que define o valor máximo que pode ser ajustado no controlador, utilizou-se um sistema hidráulico com a seguinte configuração:

- Válvula: $K_v = 2,86 \text{ lpm}$; $\omega_n^V = 70 \text{ Hz}$; $\zeta^V = 0,9$; $U_n = \pm 10V$;
- Cilindro: $\phi_e = 25 \text{ mm}$; $\phi_h = 18 \text{ mm}$; $L = 200 \text{ mm}$;
- Transdutor de posição: $K_s = 50 \text{ V/m}$;
- Sistema sem carregamento;
- Coeficiente de atrito viscoso: $B = 600 \text{ N.s/m}$. **Erro! Fonte e referência não encontrada.**

A localização dos pólos geométricos deste sistema com diferentes valores de K_p pode ser visualizada na Figura 5.58 obtida com a ferramenta SISO.

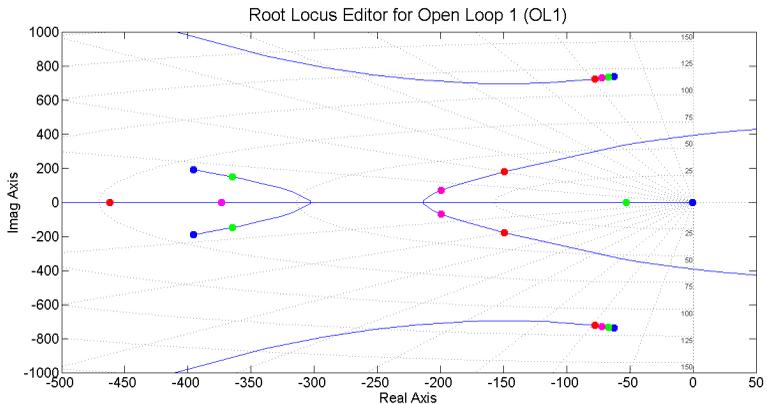


Figura 5.58 – Pólos do sistema hidráulico com válvula de $K_v=2,86$ e $K_p=15$

Notam-se os seguintes pólos do sistema hidráulico em malha aberta (pontos azuis):

- $(-395,84 \pm 191,71i)$ – dinâmica da válvula
- $(0 \text{ e } -62,60 \pm 738,16i)$ – dinâmica do cilindro

Ao fechar a malha de controle com o transdutor de posição e controlador proporcional, verifica-se o deslocamento dos pólos em malha fechada de acordo com os seguintes valores de ganhos proporcionais:

- $K_p = 5$ – pontos verdes;
- $K_p = 10$ – pontos rosa;
- $K_p = 15$ – pontos vermelhos.

Como a ferramenta SISO só realiza análises com degrau unitário, foram realizadas simulações com o modelo não-linear com sinal de referência 1V (20 mm) e comparadas as respostas obtidas (Figura 5.59). Ao utilizar este valor como sinal de referência, pode-se calcular com a equação 5.7 o valor $K_{p_{m\acute{a}x}} = 10$ para que o sistema linear apresente respostas adequadas.

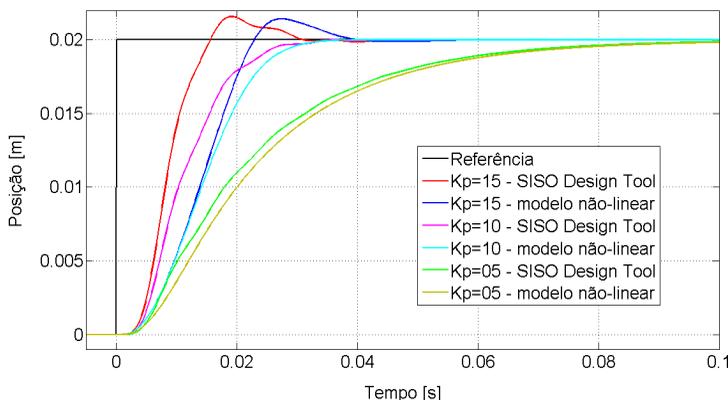


Figura 5.59 – Posição do cilindro com referência de 1V e diferentes K_p

Nota-se que as respostas do SISO e do modelo não-linear com $K_p = 5$ são bem semelhantes. Já com o $K_{p_{m\acute{a}x}} = 10$, observa-se uma pequena diferença na trajetória do cilindro, porém, o tempo de acomodação é o mesmo para ambas as respostas.

Com valores de ganho proporcional superiores ao $K_{p_{m\acute{a}x}}$, nota-se uma grande diferença nas trajetórias de posicionamento e no tempo de acomodação. Este comportamento pode ser verificado quando se utiliza um $K_p = 15$.

Visando avaliar o comportamento do sistema com outros sinais de referência, foram comparadas as respostas de simulação do modelo não-linear com as obtidas aplicando degraus na função transferência em malha fechada (Apêndice C) do sistema hidráulico em questão.

Com um sinal degrau de referência de 5V (100 mm), o ganho máximo do controlador proporcional é de $K_{p_{máx}}=2$.

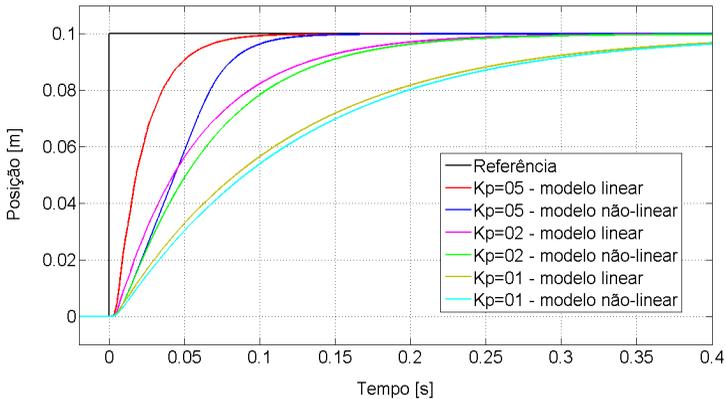


Figura 5.60 – Posição do cilindro com referência de 5V e diferentes K_p

Na Figura 5.60 pode-se verificar que com ganhos superiores à 2, o modelo linear (função transferência em malha fechada) apresenta uma dinâmica de posicionamento do cilindro bem distinta da obtida com o modelo não-linear.

Finalmente, aplica-se um sinal referência de 9V (180 mm). Na Figura 5.61 comprova-se que modelos lineares com valores de ganhos proporcionais superiores ao $K_{p_{máx}}$ (1,11) não representam adequadamente o comportamento do sistema hidráulico.

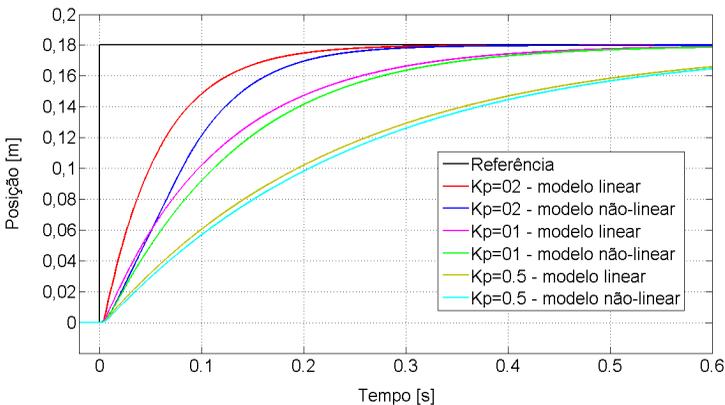


Figura 5.61 – Posição do cilindro com referência de 9V e diferentes K_p

5.4.2 Equação da vazão na válvula

A equação da vazão linearizada representa satisfatoriamente a vazão na válvula em sistemas hidráulicos sem carregamento. Este mesmo desempenho, entretanto, não é verificado para condições de operação com massa e mola acoplada (seção 4.3.4.2).

No caso de sistemas hidráulicos com mola, constata-se na Figura 4.40 uma pequena diferença no tempo de acomodação no posicionamento do cilindro entre as respostas obtidas com o modelo linear e modelo não-linear sem perda de carga. Sendo assim, projetar o controlador proporcional para este sistema utilizando o método do lugar das raízes, pode acarretar em pequenas diferenças no comportamento esperado do sistema real. Todavia, para uma estimativa inicial do ganho proporcional, este método de projeto garante valores razoáveis.

O modelo linear também apresenta problemas na representação da dinâmica do sistema com massas acopladas ao cilindro (Figura 4.41). Mas, como analisado na seção 5.1.1.3.3 para que o posicionamento do cilindro com massa acoplada ocorra no tempo especificado, o valor do ganho proporcional utilizado é igual ao ajustado no sistema sem carregamento. Portanto, pode-se projetar o controlador com o método do lugar das raízes utilizando como parâmetro de massa total somente a massa do próprio cilindro.

5.4.3 Considerações finais

Diante destas análises, conclui-se que, para projetar controladores pelo método do lugar das raízes, deve-se utilizar no sistema hidráulico uma válvula com coeficiente de vazão suficientemente grande para que não ocorra saturação do sinal de controle.

Utilizando a sistematização de projeto preliminar de Furst e De Negri (2002), observa-se que as válvulas adequadamente dimensionadas nos posicionadores com diferentes condições de operação apresentam saturação (seção 5.1.1.3), inviabilizando assim a utilização do método de lugar das raízes para projetar controladores.

Comprova-se com estas análises que o projeto de controladores utilizando a metodologia de lugar das raízes apresenta significativa limitação frente à outras técnicas (*backstepping* e cascata) quando o objetivo final é obter um desempenho ótimo do SHCP. Porém, considera-se esta técnica linear adequada para realizar análises qualitativas iniciais.

Capítulo 6

CONCLUSÕES

O estudo conduzido nesta dissertação apresentou de maneira mais detalhada algumas das principais características de válvulas proporcionais e, por meio de experimentos e simulações, foram evidenciadas as principais influências destas características no comportamento de sistemas eletro-hidráulicos de controle de posição. Discutir algumas situações e conclusões obtidas nesta dissertação é importante para garantir que as informações disponíveis sejam adequadamente compreendidas e utilizadas.

6.1 MODELAGEM E PARAMETRIZAÇÃO

Sobre as etapas de modelagem e de levantamento de parâmetros do sistema real (PHP), ressaltam-se os seguintes aspectos:

- Desconsiderar o efeito de perda de carga na modelagem altera significativamente o tempo de resposta do posicionador eletro-hidráulico. Modelos sem esta consideração apresentam respostas mais rápidas, velocidades maiores e menor tempo de acomodação do que nos sistemas reais;
- O efeito da elasticidade em mangueiras hidráulicas e consequente redução do módulo de compressibilidade efetivo do fluido resultam em maiores atrasos na resposta e modificações na trajetória de posicionamento do cilindro, podendo ocasionar oscilações indesejáveis. Desconsiderar a influência destes componentes na modelagem pode acarretar em resultados bem diferentes da realidade;
- Os parâmetros obtidos por meio de catálogos técnicos nem sempre são confiáveis e compatíveis com a realidade. A maior diferença ocorreu no ajuste do zero hidráulico da válvula de $K_v=2,86$. O catálogo apresenta um erro de $\pm 1\%$ da tensão nominal e foi necessário um ajuste de aproximadamente 15%.

- Ao utilizar o Diagrama de Bode dos catálogos para extrair a frequência natural de válvulas aplicadas em controle de posição, deve-se utilizar a curva com sinal de comando de 100%.
- No modelo linear, estipular um valor coerente de coeficiente de atrito viscoso é muito importante para obter resultados de simulação satisfatórios e coerentes.

6.2 SIMULAÇÕES E ENSAIOS REALIZADOS

Durante as simulações e os ensaios realizados na bancada de trabalho, algumas considerações e conclusões devem ser destacadas:

- O ajuste do centro hidráulico da válvula é fundamental para evitar erros de posicionamento em regime permanente. Muitos projetistas corrigem este erro utilizando um controlador PI, sendo que uma simples correção no *offset* da válvula já seria suficiente para garantir ótimos resultados;
- Em posicionadores onde a posição desejada exige compressão de mola e consequente diferença de pressões nas câmaras em regime permanente, ajustar o centro hidráulico da válvula no novo ponto de equilíbrio de forças garante erros e oscilações em regime permanente bem menores;
- Os resultados de simulação com o modelo linear para sistemas eletro-hidráulicos com mola acoplada são semelhantes à realidade. Porém, com massa, as respostas não são condizentes.

6.3 DISCUSSÃO SOBRE METODOLOGIA DE PROJETO

Ao utilizar a sistematização de projeto preliminar proposta por Furst e De Negri (2002) para projetar posicionadores eletro-hidráulicos, algumas observações podem ser denotadas:

- O dimensionamento dos componentes hidráulicos com esta sistematização é uma tarefa rápida e eficiente. Outras metodologias, embora mais detalhada (i.e. JOHNSON (1996)), são complexas e apresentam muitos cálculos, despendendo tempo e exigindo maior conhecimento;

- Constatou-se a possibilidade de dimensionar cargas (massas acopladas) maiores que os valores encontrados de acordo esta sistematização, evitando assim o superdimensionamento do sistema hidráulico. Para tanto, utiliza-se para o cálculo o valor da aceleração máxima negativa ao invés da positiva;
- Selecionar uma válvula e um cilindro com frequência natural 05 vezes maior que a frequência natural do sistema garante respostas sem oscilações e um comportamento dinâmico estável e eficiente do posicionador eletro-hidráulico;
- Válvula e cilindro com frequências naturais menores que a relação mencionada acima resultam no aumento do tempo de acomodação e presença de oscilações na trajetória de posicionamento. Estas, por sua vez, decorrentes das elevadas variações nas pressões das câmaras do cilindro que podem ser extremamente prejudiciais ao sistema
- A menor válvula que pode ser utilizada em um posicionador eletro-hidráulico é aquela com um coeficiente de vazão 02 vezes menor do que o valor encontrado de acordo com a sistematização de Furst e De Negri. Selecionar válvulas menores implica em ganhos proporcionais elevados e conseqüente grande intervalo de tempo de saturação.
- Utilizar válvulas com coeficiente de vazão 02 vezes maior do que o valor encontrado de acordo com a sistematização resulta em ganhos proporcionais menores e sem presença de saturação. Válvulas maiores que esta não oferecem nenhuma vantagem e, na prática, são mais lentas e mais caras.

6.4 DISCUSSÃO SOBRE PROJETO DE CONTROLADORES

Ao utilizar as técnicas de controle linear para projetar o ganho proporcional do controlador a ser utilizado no sistema eletro-hidráulico de posicionamento, notou-se que:

- Projetar o controlador pelo método do lugar das raízes é eficiente para sistemas sem saturação da válvula e com pouca massa acoplada;
- O valor do ganho encontrado para sistemas com pouca massa também pode ser utilizado para aqueles com grande

massa acoplada, visto que não é necessário ajustar o ganho para que o cilindro com carga alcance a posição desejada no tempo especificado;

- Critérios para estabelecer o valor limite de ganho proporcional que garante estabilidade em sistemas com carga acoplada não são confiáveis, dado que o modelo linear não representa adequadamente estes sistemas.

6.5 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Diante dos resultados e conclusões obtidos com este trabalho, algumas sugestões para trabalhos futuros são mencionadas a seguir:

- Verificar a influência da zona-morta de válvulas no erro de posicionamento de sistemas eletro-hidráulicos. Analisar a eficiência de métodos de compensação de zona morta na correção deste erro e efeitos no comportamento do sistema;
- Estudo detalhados dos possíveis erros causados pela sensibilidade e histerese da válvula;
- Implementar nos modelos não-lineares características de sensibilidade e histerese em válvulas proporcionais e estudar detalhadamente os possíveis erros causados na dinâmica do sistema;
- Realizar experimentos de posicionadores eletro-hidráulicos com massas acopladas em condições de operações críticas;
- Fazer simulações e experimentos com outros tipos de controladores (lineares e não-lineares), verificando a influência destes no comportamento dinâmico do sistema e comparando os resultados obtidos com aqueles descritos nesta dissertação utilizando o controlador proporcional.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDRIGHETTO, Pedro Luís. **Posicionador eletro-hidráulico controlado por válvula proporcional direcional**. 1996. 170 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.

ARMSTRONG, B.; DE WIT, C. C. **Friction Modeling and Compensation**. In: LEVINE, W. S. **The Control Handbook**. Cleveland: CRC Press, 1996. p. 1369-1382.

AYALEW, Beshahwired; KULAKOWSKI, Bohdan T.. **Modeling supply and return line dynamics for an electrohydraulic actuation system**. In: 2005 ISA – The Instrumentation, Systems and Automation Society. Pennsylvania: 2004. p. 329-343.

BALLUFF. Transdutor Micropulse BTL5-A11-M0200-P S32 – Technical Description User's Guide. Catálogo. São Paulo: 2003. 32 p.

BOSCH. **Servo Solenoid Valves 13/2**. Datasheet v. 1.2. Robert Bosch GmbH. Stuttgart: 2002. 204 p.

BOSCH REXROTH. **Cilindro Hidráulico Tipo CDT3/CGT3**. Catálogo RS/E/P17032. Edição Brasil 10.03. Disponível em: <http://www.boschrexroth.com/country_units/south_america/brasil/pt/catalogs/a_downloads_09/cilindro/RP_17032.pdf>
Acesso em: 21 out. 2007.

BRAVO, Rafael R. da Silva. **Modelagem e análise de válvulas-cartucho**. 2002. 172 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

CUNHA, M. A. B. **Controle em Cascata de um Atuador Hidráulico: Contribuições Teóricas e Experimentais**. 2001. 177 f. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

DE NEGRI, V. J., RAMOS FILHO, J. R. B., SOUZA, A. D. C.. **A design method for hydraulic positioning systems**. In: International Power Transmission Exposition - IFPE 2008, 2008, Las Vegas. Proceedings of 51st National Conference on Fluid Power, 2008. Madison: Omnipress, 2008. p. 669-679.

DE NEGRI, Victor Juliano. **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle – parte III – sistemas hidráulicos para controle**. Apostila. Florianópolis: UFSC, 2001.

DSPACE. **Floating-Point Controller Board – DS1102**. User's Guide v. 2.0. Paderborn: 1993. 60 p.

EHTIWESH, Ismail Algelli Sassi; ĐUROVIĆ, Željko. **Comparative analysis of different control strategies for electro-hydraulic servo systems**. International Journal of World Academy of Science, Engineering and Technology. vol. 56, Ago 2009. p. 906-909. Disponível em: <<http://www.waset.org/journals/waset/v56/v56-164.pdf>>
Acesso em: 1 Out. 2009.

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

FURST, Fernando L., DE NEGRI, Victor J.. **Projeto de sistemas hidráulicos de controle de posição**. Apostila. Florianópolis: 2002. 107 p.

FURST, Fernando L.. **Sistematização do projeto preliminar de circuitos hidráulicos de controle de posição**. 2001. 149 f. Dissertação (Mes-

trado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

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

GOMIS-BELLMUNT, O., CAMPANILE, F., GALCERAN-ARELLANO, S., MONTESINOS-MIRACLE, D., RULL-DURAN, J.. Hydraulic actuator modeling for optimization of mechatronic and adaptive systems. **Mechatronics**, Cambridge, v. 18, n. 10, Dez. 2008. p. 634-640.

GUAN, Cheng; PAN, Shuangxia. Adaptive sliding mode control of electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters. **Control Engineering Practice**, Cambridge, v. 16, n. 11, Nov. 2008. p. 1275-1284.

GUENTHER, Raul, PERONDI, Eduardo A. O controle em cascata de sistemas pneumáticos de posicionamento. **Revista Controle & Automação**, vol. 15, n. 2, p. 149-161, Abr/Mai/Jun 2004. Disponível em: <http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0103-17592004000200004&lng=pt&nrm=iso> Acesso em: 03 out. 2009.

HENEY, P. J.; FRANZINGER, K. A. Fluid Power 20/20. **Hdraulics & Pneumatics Magazine**. v. 58, n. 1, Jan. 2005. p. 20-26. Disponível em: <http://vnweb.hwwilsonweb.com/hww/results/results_single_fulltext.jhtml;hwwilsonid=TGNVM21EVZUDRQA3DILSFGOADUNGIIV0> Acesso em: 13 out. 2007.

HITCHCOX, Alan L.. Size the cylinder right for proper servo operation. **Hydraulics & Pneumatics Magazine**, Cleveland, v. 58, n. 6, p. 16-19. Jun. 2005. Disponível em:

<http://vnweb.hwwilsonweb.com/hww/results/results_single_fulltext.jhtml;hwwilsonid=XAQSH5SB0EGNVQA3DINCFGGADUNGIIV0>

Acesso em: 18 set. 2009.

HBM. **P2VA1, P2VA2 Pressure Transmitter**. Datasheet. Darmstadt: 2006. 04 p.

HUTCHINGS, I. M. **Tribology, friction and wear of engineering materials**. 1. ed. Cambridge: Elsevier, 1992. 284 p.

International Organization for Standardization. **ISO 10770-1**. Hydraulic fluid power – Electrically modulated hydraulic control valves – Part 1: Test methods for four-way directional flow control valves. Geneva: 1998. 50 p.

International Organization for Standardization. **ISO 1219-1**. Fluid power systems and components – Graphic symbols and circuit diagrams – part 1: graphic symbols for conventional use and data-processing applications. Geneva: 2006. 165 p.

JOHNSON, Jack L.. **Design of Electrohydraulic Systems for Industrial Motion Control**. 2. ed. Milwaukee: Parker Hannifin Corporation, 1995. 386 p.

JOHNSON, Jack L.. Revelations of frequency response. **Hydraulics & Pneumatics Magazine**, Cleveland, v. 56, n. 11, p. 26-27. Nov. 2003. Disponível em:

<http://vnweb.hwwilsonweb.com/hww/results/results_single_fulltext.jhtml;hwwilsonid=GSQJKAM5FRXOLQA3DILCF4ADUNGIIV0>

Acesso em: 22 set. 2008.

JOHNSON, Jack L. Learning about valve frequency response. **Hydraulics & Pneumatics Magazine**, Cleveland, v. 57, n. 2, p. 25-27. Fev. 2004. Disponível em:

http://vnweb.hwwilsonweb.com/hww/results/results_single_fulltext.jhtml;hwwilsonid=5I0Z4XMM2IADNQA3DILCF4ADUNGIIV0>

Acesso em: 22 set. 2008.

JOHNSON, Jack L.. Physics of motion control and flow profiles. **Hydraulics & Pneumatics Magazine**, Cleveland, v. 58, n. 12. Dez. 2005. Disponível em:

http://vnweb.hwwilsonweb.com/hww/results/results_single_fulltext.jhtml;hwwilsonid=VVA2LHWYIFX0JQA3DINCFGGADUNGIIV0>

Acesso em: 10 jun. 2009.

JOHNSON, Jack L.. Myth #8: Cylinders stop because the valve shuts off flow. **Hydraulics & Pneumatics Magazine**, Cleveland, v. 61, n. 10, p. 20-32. Out. 2008. Mensal. Disponível em:

http://vnweb.hwwilsonweb.com/hww/results/results_single_fulltext.jhtml;hwwilsonid=H3OKFAVHQJ5GLQA3DIMSFGGADUNGIIV0>

Acesso em: 21 ago. 2009.

JOHNSON, Jack L.. Myth #9: Servo and proportional valves can control no more than their rated flow. **Hydraulics & Pneumatics Magazine**, Cleveland, v. 61, n. 11, p. 20-22. Nov. 2008. Mensal. Disponível em:

http://vnweb.hwwilsonweb.com/hww/results/results_single_fulltext.jhtml;hwwilsonid=UACMTJZM2LEKZQA3DIMSFGGADUNGIIV0>

Acesso em: 15 ago. 2009.

JOHNSON, Jack L.. Why mathematical models?. **Hydraulics & Pneumatics Magazine**, Cleveland, v. 62, n. 2, p. 6. Fev. 2009. Mensal. Disponível em:

http://vnweb.hwwilsonweb.com/hww/results/results_single_fulltext.jhtml;hwwilsonid=H3OKFAVHQJ5GLQA3DIMSFGGADUNGIIV0>

Acesso em: 23 ago. 2009.

KALYONCU, Mete; HAYDIM, Mustafa. Mathematical modelling and fuzzy logic based position control of an electrohydraulic servosystem with internal leakage. **Mechatronics**, Cambridge, v. 19, n. 6, Set. 2009. p. 847-858.

MACHADO, Cláudio Luís D'Elia. **Compensação de atrito em atuadores hidráulicos utilizando redes neurais**. 2003. 86 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2003.

MANRING, Noah D.. **Hydraulic Control Systems**. New Jersey: John Wiley ADN Sons, 2005. 446 p.

MERRIT, Herbert E.. **Hydraulic Control Systems**. New York: John Wiley and Sons, 1967. 368 p.

MOOG. **760 Series Servovalves**. Electronic Datasheet. Disponível em: <<http://www.moog.com/literature/ICD/760seriesvalves.pdf>> Acesso em: 23 out. 2007.

MOOG. **Servoválvulas e Servocontroles**. São Paulo: Moog do Brasil Controles Ltda, [2001]. 95 slides, color. Acompanha texto.

MURARO, Irving. **Verificação dos princípios hidrostáticos em controle de posição em malha fechada para acionamentos hidráulicos**. 2006. 134 f. Monografia (Projeto de Fim de Curso) – Curso de Engenharia de Controle e Automação, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

NACHTWAY, Peter. Choosing the right valve. **Hydraulics & Pneumatics Magazine**, Cleveland, v. 59, n. 3, p. 30, 32, 34, 36. Mar. 2006. Disponível em: <http://vnweb.hwwilsonweb.com/hww/results/results_single_fulltext.jhtml;hwwilsonid=WRZLIT0Y5SCDJQA3DIMCFF4ADUNGIIV0> Acesso em: 14 abr. 2008.

OGATA, Katsuhiko. **Engenharia de Controle Moderno**. 3. ed. Rio de Janeiro: Prentice Hall do Brasil, 2000. 813 p.

PEREIRA, Pedro Ivo Inácio. **Análise teórico-experimental de controladores para sistemas hidráulicos**. 2006. 163 f. Dissertação (Mestrado) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

PEREIRA, L. F. A., HAFFNER, J. F.. **Resposta em frequência de sistemas lineares – Diagramas de Bode**. Apostila. Porto Alegre: 2005. Disponível em:

<www.ee.pucrs.br/~gacs/new/disciplinas/ascn/apostilas/Aula10.pdf>

Acesso em: 25 abr. 2008.

RAMOS FILHO, José R. B.. **Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico – Implementação**. 2006. 65 f. Relatório (Estágio) – Curso de Engenharia de Controle e Automação, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

RAMOS FILHO, José R. B.. **Modelagem de um Sistema de Posicionamento Hidráulico e Análise de seu Comportamento sob Carga**. 2007. 110 f. Monografia (Projeto de Fim de Curso). Curso de Engenharia de Controle e Automação, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

REXROTH. **Treinamento Hidráulico – volume 2**. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH, 1986. paginação irregular.

REXROTH. **Proportional and Servo Valve technology**. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH, 1991. 299 p.

SILVA, Jonny C.; NASCIMENTO, Julio C.. Modelagem e Simulação Dinâmica. AMESim- Ambiente para Protótipos Virtuais. **Revista da ABHP- Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática**, São Paulo, v. 120, p. 4-8. 30 Jul. 2002.

STRINGER, J. D.. **Hydraulic Systems Analysis**. London: The Macmillan Press, 1976. 173 p.

SZPAK, Rodrigo. **Análise Teórico-Experimental das Pressões em Posicionadores Hidráulicos**. 2008. 143 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

VIRVALO, T. On the damping of a hydraulic cylinder drive. In: PROCEEDINGS OF THE SIXTH SCANDINAVIAN INTERNATIONAL CONFERENCE ON FLUID POWER, May 26-28, 1999, Tampere, Finlândia. **Proceedings**. Tampere: Scandinavian International Conference on Fluid Power, 1999. p. 499-518.

VON LINSINGEN, Irlan. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 3. ed. Florianópolis: Editora UFSC, 2008. 399 p. (Didática).

APÊNDICE A – FORÇA DE ATRITO (DADOS)

FORÇA DE ATRITO VISCOSO

Cilindro CGT3 25/18/200 - Área: 2,37e-4

AVANÇO				RETORNO			
velocidade	pressão de carga	atrito	FH	velocidade	pressão de carga	atrito	FH
0,0035	4,30E+05	29043,43	101,65	-0,0035	-4,20E+05	28368,00	-99,29
0,004	4,00E+05	23640,00	94,56	-0,005	-4,10E+05	19384,80	-96,92
0,0055	3,80E+05	16333,09	89,83	-0,0065	-3,50E+05	12729,23	-82,74
0,007	3,30E+05	11144,57	78,01	-0,01	-3,50E+05	8274,00	-82,74
0,012	3,00E+05	5910,00	70,92	-0,015	-3,00E+05	4728,00	-70,92
0,015	2,70E+05	4255,20	63,83	-0,018	-2,80E+05	3677,33	-66,19
0,02	2,60E+05	3073,20	61,46	-0,022	-2,70E+05	2901,27	-63,83
0,023	2,50E+05	2569,57	59,10	-0,027	-2,65E+05	2320,22	-62,65
0,027	2,50E+05	2188,89	59,10	-0,032	-2,80E+05	2068,50	-66,19
0,031	2,50E+05	1906,45	59,10	-0,036	-2,80E+05	1838,67	-66,19
0,035	2,65E+05	1789,89	62,65	-0,040	-2,80E+05	1654,80	-66,19
0,040	2,65E+05	1566,15	62,65	-0,044	-2,80E+05	1504,36	-66,19
0,047	2,65E+05	1332,89	62,65	-0,052	-2,70E+05	1227,46	-63,83
0,055	2,65E+05	1139,02	62,65	-0,059	-2,65E+05	1061,80	-62,65
0,063	2,50E+05	938,10	59,10	-0,067	-2,70E+05	952,66	-63,83
0,070	2,60E+05	878,06	61,46	-0,074	-2,70E+05	862,54	-63,83
0,080	2,60E+05	768,30	61,46	-0,082	-2,80E+05	807,22	-66,19
0,117	2,90E+05	585,95	68,56	-0,120	-3,00E+05	591,00	-70,92
0,155	3,20E+05	488,05	75,65	-0,155	-3,40E+05	518,55	-80,38
0,190	3,50E+05	435,47	82,74	-0,190	-3,70E+05	460,36	-87,47
0,220	3,80E+05	408,33	89,83	-0,220	-4,00E+05	429,82	-94,56
0,250	4,10E+05	387,70	96,92	-0,250	-4,30E+05	406,61	-101,65
0,275	4,50E+05	386,84	106,38	-0,280	-4,60E+05	388,37	-108,74
0,305	4,80E+05	372,04	113,47	-0,305	-5,00E+05	387,54	-118,20
0,330	5,20E+05	372,51	122,93	-0,330	-5,30E+05	379,67	-125,29
0,375	5,70E+05	359,33	134,75	-0,380	-6,05E+05	376,37	-143,02
0,415	6,30E+05	358,87	148,93	-0,415	-6,55E+05	373,11	-154,84
0,450	6,80E+05	357,23	160,75	-0,455	-7,10E+05	368,89	-167,84
0,480	7,30E+05	359,53	172,57	-0,485	-7,60E+05	370,44	-179,66
0,495	7,60E+05	362,96	179,66	-0,500	-7,95E+05	375,88	-187,94
0,505	7,80E+05	365,13	184,39	-0,510	-8,15E+05	377,78	-192,67
0,550	8,80E+05	378,24	208,03	-0,550	-8,80E+05	378,24	-208,03
0,595	9,60E+05	381,42	226,94	-0,595	-9,60E+05	381,42	-226,94
0,630	1,03E+06	386,50	243,49	-0,625	-1,01E+06	382,02	-238,76
0,650	1,08E+06	392,79	255,31	-0,650	-1,06E+06	385,51	-250,58
0,670	1,11E+06	391,65	262,40	-0,670	-1,107699	390,84	-261,86
0,700	1191371	402,34	281,64	-0,700	-1,171024	395,47	-276,83
0,800	1445178	427,05	341,64	-0,800	-1,396658	412,71	-330,17
0,900	1728426	454,00	408,60	-0,900	-1,644882	432,06	-388,85
1,000	2041117	482,52	482,52	-1,000	-1,915694	452,87	-452,87
1,100	2383164	512,16	563,38	-1,100	-2,264002	486,55	-535,21
1,200	2754653	542,67	651,20	-1,200	-2,682530	528,46	-634,15

APÊNDICE B – PARÂMETROS DOS MODELOS

Parâmetros do Fluido Hidráulico – Óleo Mineral Mobil DTE24

$R_o=873$;	Massa específica [Kg/m ³]
$B_e=0.8e9$;	Módulo de compressibilidade do fluido da UPCH [Pa]
$B_{epi}=1.4e9$;	Módulo de compressibilidade do fluido nos tubos de aço [Pa]
$B_{eh}=0.8e8$;	Módulo de compressibilidade do fluido nas mangueiras [Pa]

Parâmetros da UPCH

$p_s=70e5$;	Pressão de suprimento [Pa]
$p_t=00e5$;	Pressão de retorno ideal [Pa]
$p_c=00e5$;	Pressão de carga [Pa]
$p_{tpc}=1.25e5$;	Pressão de retorno da PHP [Pa]
$d_{pt}=p_s-p_t-p_c$;	ΔP na válvula [Pa]

Parâmetros do sinal de referência

$d_{grau}=0.05$;	Sinal degrau de referência para posição da haste [m]
$x_0=0.02$;	Posição inicial em 20mm [m]

Parâmetros do Controlador

$K_p=3.75$;	Ganho Proporcional
$K_i=0$;	Ganho Integral

Parâmetros da Válvula Bosch - 0 811 404 601

$U_n=10$;	Tensão nominal [V]
$Q_n=12$;	Vazão nominal [lpm]
$d_{ptn}=70e5$;	ΔP nominal [Pa]
$\omega_n=60*2*\pi$;	Frequência natural [rad/s]
$E=0.7$;	Razão de amortecimento
$Q_{in}=300e-6$;	Vazamento interno [m ³ /min]
$P_{qin}=100e5$;	ΔP nominal do vazamento interno [Pa]
$K_{pu}=4.7e7$;	Ganho de Pressão experimental [Pa/V]

Parâmetros da Válvula Bosch - 0 811 404 038

$U_n=10;$	Tensão nominal [V]
$Q_n=24;$	Vazão nominal [lpm]
$d_{ptn}=70e5;$	ΔP nominal [Pa]
$\omega_n=70*2*\pi;$	Frequência natural [rad/s]
$E=0.9;$	Razão de amortecimento da válvula
$Q_{in}=500e-6;$	Vazamento interno [m^3/min]
$P_{qin}=100e5;$	ΔP nominal do vazamento interno [Pa]
$K_{pu}=7e7;$	Ganho de Pressão experimental [Pa/V]

Parâmetros da Equação da Vazão da Válvula

$K_v=Q_n/(60e3*\sqrt{d_{ptn}});$	Coefficiente de vazão [$m^3/s*Pa^{1/2}$]
$K_q=K_v*\sqrt{d_{ptn}}/U_n;$	Ganho de vazão [$m^3/s.V$]
$K_c=K_v/(2*\sqrt{d_{pt}});$	Ganho de vazão-pressão (linearização) [$m^3/s.Pa$]
$K_c=K_q/K_{pu};$	Ganho de vazão-pressão (ganhos) [$m^3/s.Pa$]
$K_{via}=K_v*\sqrt{2};$	Coefficiente de vazão por via da válvula
$K_{va}=K_{via};$	Coefficiente de vazão da via A da válvula
$K_{vb}=K_{via};$	Coefficiente de vazão da via B da válvula
$K_{vin}=(Q_{in})/(60*\sqrt{2*P_{qin}});$	Coefficiente de vazamento interno [$m^3/s.Pa$]
$K_{vinA3}=K_{vin};$	Coefficiente do orifício A3 da válvula
$K_{vinA4}=K_{vin};$	Coefficiente do orifício A4 da válvula
$K_{vinB5}=K_{vin};$	Coefficiente do orifício B5 da válvula
$K_{vinB6}=K_{vin};$	Coefficiente do orifício B6 da válvula

Parâmetros do Transdutor de Posição Balluff - BTLS A11 M0200-P S32

$K_{si}=50;$	Ganho do transdutor [V/m]
--------------	---------------------------

Parâmetros das molas

$K_x=0;$	Sem utilização de mola
$K_x=2618.4;$	Constante da mola 1 [N/m]
$K_x=5982.1;$	Constante da mola 2 [N/m]
$K_x=16083;$	Constante da mola 3 [N/m]
$PreCarga=K_x*0.15;$	Pré-Carga [N]

Parâmetros de Perda de Carga no Sistema

$Cls=1.4e-10;$	Coefficiente de perda de carga na via de suprimento [$m^5/N*s$]
$Clr=1.8e-10;$	Coefficiente de perda de carga na via de retorno [$m^5/N*s$]
$ClA=1.5e-10;$	Coefficiente de perda de carga na via A [$m^5/N*s$]
$ClB=1.5e-10;$	Coefficiente de perda de carga na via B [$m^5/N*s$]

Parâmetros do Cilindro Hidráulico Rexroth – CGT3 MS2 25/18 200

$De=0.025;$	Diâmetro do êmbolo [m]
$Dh=0.018;$	Diâmetro da haste [m]
$L=0.2;$	Curso total da haste do cilindro [m]
$Mc=1.5+L*6.8;$	Massa do cilindro (êmbolo + haste) [kg]
$A=((De/2)^2-(Dh/2)^2)*\pi;$	Área da seção transversal (m^2)
$Aa=((De/2)^2-(Dh/2)^2)*\pi;$	Área da seção transversal da câmara A [m^2]
$Ab=((De/2)^2-(Dh/2)^2)*\pi;$	Área da seção transversal da câmara B [m^2]
$Vt=A*L;$	Volume total das câmaras [m^3]
$Va0=Aa*L*0.1;$	Volume inicial câmara A [m^3]
$Vb0=Ab*L*0.9;$	Volume inicial câmara B [m^3]

Parâmetros das Vias A e B

$Vav=2.36e-5;$	Volume da válvula [m^3] – Via A
$Vbv=2.36e-5;$	Volume da válvula [m^3] – Via B
$Dda=0.0064;$	Diâmetro interno da tubulação [m^2] – Via A
$Aain=(\pi*Dda^2)/4;$	Área interna da tubulação [m^2] – Via A
$La=1;$	Comprimento da tubulação [m] – Via A
$Vain=Aain*La;$	Volume interno da tubulação [m^3] – Via A
$Ddb=0.0064;$	Diâmetro interno da tubulação [m^2] – Via B
$Abin=(\pi*Ddb^2)/4;$	Área interna da tubulação [m^2] – Via B
$Lb=1;$	Comprimento da tubulação [m] – Via B
$Vbin=Abin*Lb;$	Volume interno da tubulação [m^3] – Via B
$Ma=76.53;$	Massa Acoplada à Haste do Cilindro [Kg]
$Mt=Mc+Ma;$	Massa do Cilindro + Massa Acoplada [Kg]
$Cin=0;$	Vazamento Interno do Cilindro [$m^5/s*N$]

$$M_f = R_o * V_{ain} * (A_a / A_{ain})^2 + R_o * V_{bin} * (A_b / A_{bin})^2;$$

Massa efetiva de fluido [Kg]

Parâmetro de atrito viscoso para o modelo linear

$$B = 600;$$

Coefficiente de Atrito Viscoso [N*s/m]

Parâmetros para o modelo não-linear de coeficiente de atrito viscoso

Coefficientes do polinômio de 6ª ordem referente ao comportamento da força de atrito para valores de velocidade maiores que dxlimp

$$\text{Polyp} = [0.4040e4 \ -1.5314e4 \ 2.2225e4 \ -1.5405e4 \ 0.5502e4 \ -0.0647e4 \ 0.0083e4];$$

Coefficientes do polinômio de 6ª ordem referente ao comportamento da força de atrito para valores de velocidade maiores que dxlimn em módulo

$$\text{Polyn} = [-0.4083e4 \ -1.5245e4 \ -2.2067e4 \ -1.5466e4 \ -0.5594e4 \ -0.0664e4 \ -0.0087e4];$$

$$F_{sp} = 101.65;$$

Força de atrito estático no sentido positivo [N]

$$F_{sn} = -99.29;$$

Força de atrito estático no sentido negativo [N]

$$dx_{limp} = 0.0035;$$

Velocidade limite no sentido positivo [m/s]

$$dx_{limn} = -0.0035;$$

Velocidade limite no sentido negativo [m/s]

$$dx_{0p} = 0.0033;$$

Velocidade de *stick* no sentido positivo [m/s]

$$dx_{0n} = -0.0033;$$

Velocidade de *stick* no sentido negativo [m/s]

APÊNDICE C – FUNÇÕES TRANSFERÊNCIA DO SISTEMA ELETRO-HIDRÁULICO

$$FTMA = \frac{K_q}{As^5 + Bs^4 + Cs^3 + Ds^2 + Es + F}$$

$$A = \frac{M_t \cdot V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot A^A \cdot (\omega_n^V)^2}$$

$$B = \frac{B \cdot V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot A^A \cdot (\omega_n^V)^2} + \frac{M_t \cdot V_t \cdot \zeta^V}{2 \cdot \beta_e \cdot A^A \cdot \omega_n^V} + \frac{(C_{in} + K_c) \cdot M_t}{A^A \cdot (\omega_n^V)^2}$$

$$C = \frac{K_x \cdot V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot A^A \cdot (\omega_n^V)^2} + \frac{B \cdot V_t \cdot \zeta^V}{2 \cdot \beta_e \cdot A^A \cdot \omega_n^V} + \frac{(C_{in} + K_c) \cdot B}{A^A \cdot (\omega_n^V)^2} + \frac{2 \cdot (C_{in} + K_c) \cdot M_t \cdot \zeta^V}{A^A \cdot (\omega_n^V)^2} + \frac{M_t \cdot V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot A^A} + \frac{A^A}{(\omega_n^V)^2}$$

$$D = \frac{K_x \cdot V_t \cdot \zeta^V}{2 \cdot \beta_e \cdot A^A \cdot \omega_n^V} + \frac{(C_{in} + K_c) \cdot K_x}{A^A \cdot (\omega_n^V)^2} + \frac{2 \cdot (C_{in} + K_c) \cdot B \cdot \zeta^V}{A^A \cdot \omega_n^V} + \frac{B \cdot V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot A^A} + \frac{2 \cdot A^A \cdot \zeta^V}{\omega_n^V} + \frac{(C_{in} + K_c) \cdot M_t}{A^A}$$

$$E = \frac{2 \cdot (C_{in} + K_c) \cdot K_x \cdot \zeta^V}{A^A \cdot \omega_n^V} + \frac{K_x \cdot V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot A^A} + \frac{(C_{in} + K_c) \cdot B}{A^A} + A^A$$

$$F = \frac{(C_{in} + K_c) \cdot K_x}{A^A}$$

$$FTMF = \frac{K_p \cdot K_q}{As^5 + Bs^4 + Cs^3 + Ds^2 + Es + F}$$

$$A = \frac{M_t \cdot V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot A^A \cdot (\omega_n^V)^2}$$

$$B = \frac{B \cdot V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot A^A \cdot (\omega_n^V)^2} + \frac{M_t \cdot V_t \cdot \zeta^V}{2 \cdot \beta_e \cdot A^A \cdot \omega_n^V} + \frac{(C_{in} + K_c) \cdot M_t}{A^A \cdot (\omega_n^V)^2}$$

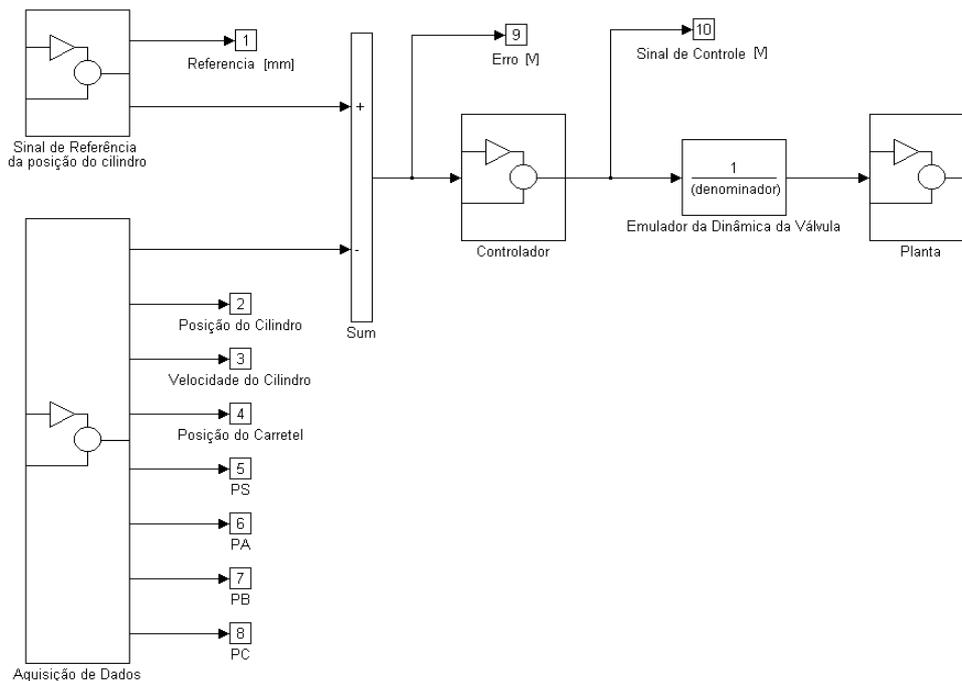
$$C = \frac{K_x \cdot V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot A^A \cdot (\omega_n^V)^2} + \frac{B \cdot V_t \cdot \zeta^V}{2 \cdot \beta_e \cdot A^A \cdot \omega_n^V} + \frac{(C_{in} + K_c) \cdot B}{A^A \cdot (\omega_n^V)^2} + \frac{2 \cdot (C_{in} + K_c) \cdot M_t \cdot \zeta^V}{A^A \cdot (\omega_n^V)^2} + \frac{M_t \cdot V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot A^A} + \frac{A^A}{(\omega_n^V)^2}$$

$$D = \frac{K_x \cdot V_t \cdot \zeta^V}{2 \cdot \beta_e \cdot A^A \cdot \omega_n^V} + \frac{(C_{in} + K_c) \cdot K_x}{A^A \cdot (\omega_n^V)^2} + \frac{2 \cdot (C_{in} + K_c) \cdot B \cdot \zeta^V}{A^A \cdot \omega_n^V} + \frac{B \cdot V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot A^A} + \frac{2 \cdot A^A \cdot \zeta^V}{\omega_n^V} + \frac{(C_{in} + K_c) \cdot M_t}{A^A}$$

$$E = \frac{2 \cdot (C_{in} + K_c) \cdot K_x \cdot \zeta^V}{A^A \cdot \omega_n^V} + \frac{K_x \cdot V_t}{4 \cdot \beta_e \cdot A^A} + \frac{(C_{in} + K_c) \cdot B}{A^A} + A^A$$

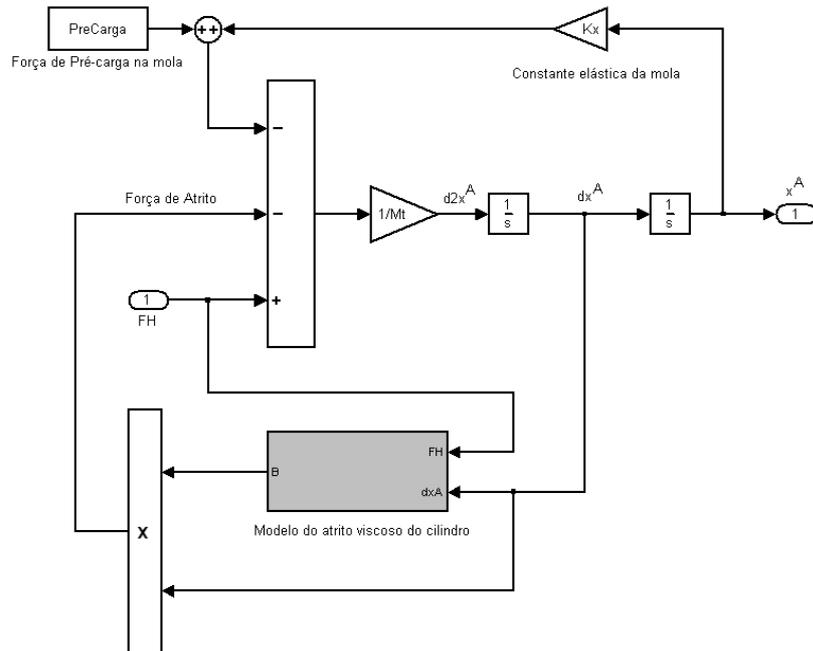
$$F = \frac{(C_{in} + K_c) \cdot K_x}{A^A} + K_p \cdot K^S \cdot K_q$$

APÊNDICE D – DIAGRAMA DE BLOCOS DA MALHA DE CONTROLE

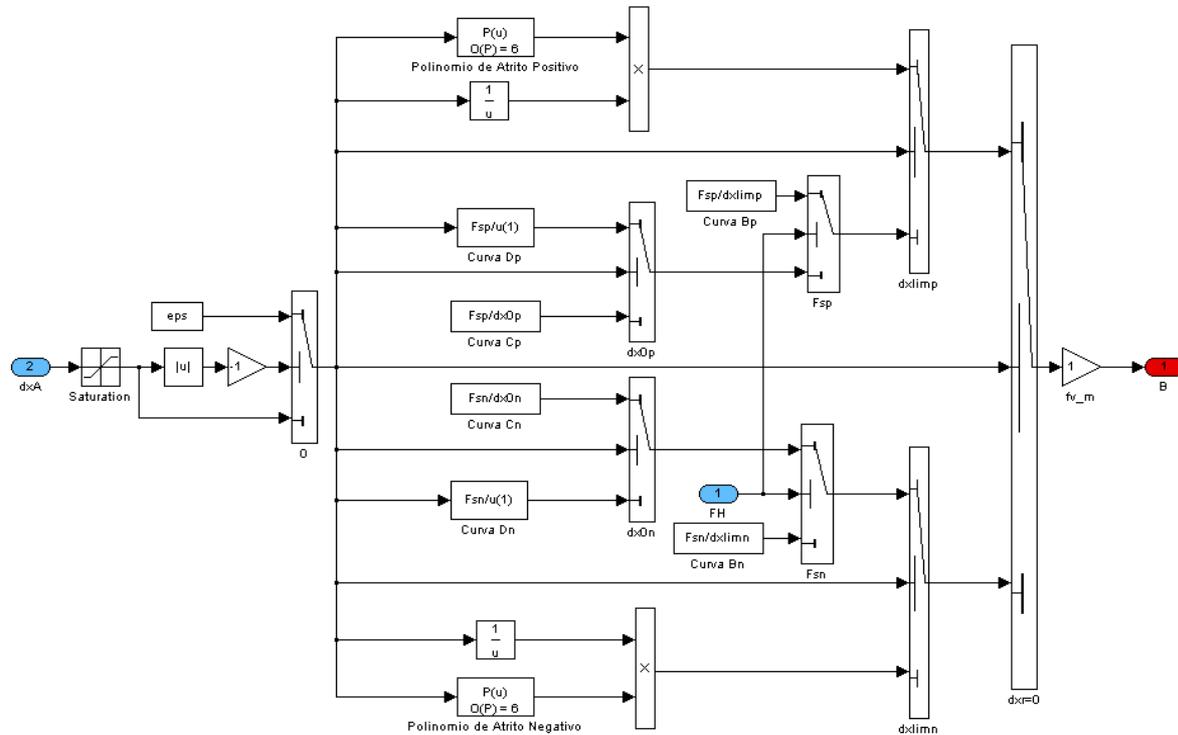


APÊNDICE E – DIAGRAMA DE BLOCOS DE SIMULAÇÃO NO SIMULINK

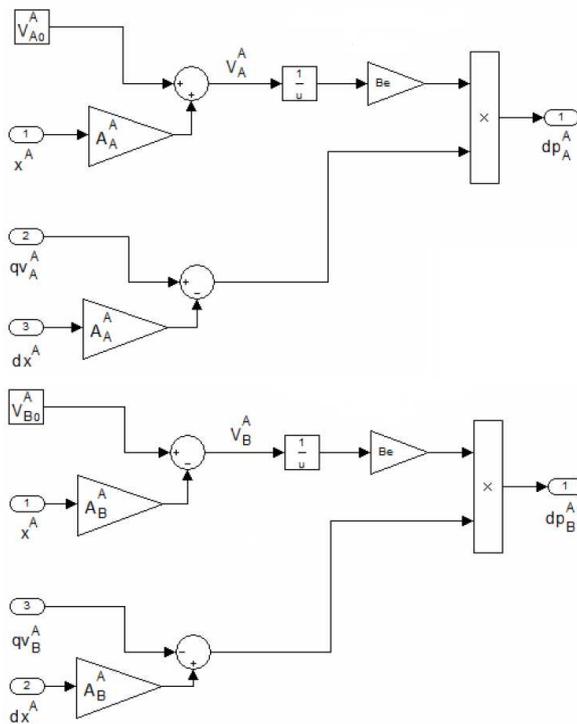
E.1 – Diagrama de blocos da equação do movimento do cilindro



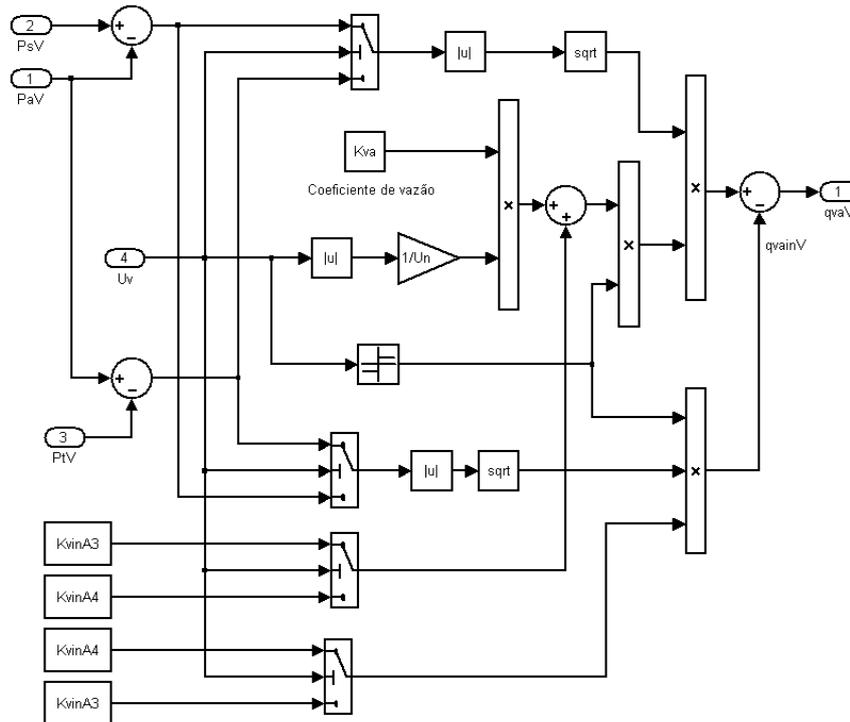
E.2 – Diagrama de blocos do modelo de atrito no cilindro



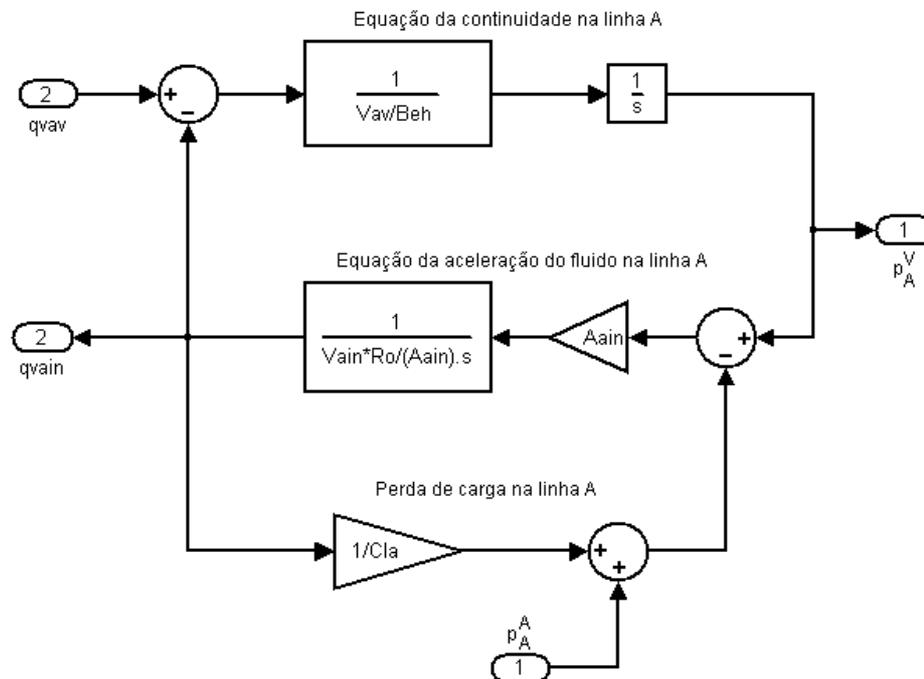
E.3 – Diagrama de blocos da equação da continuidade das câmaras A e B



E.4 – Diagrama de blocos da equação da vazão na linha A



E.5 – Diagrama de blocos da linha de transmissão da via A



E.6 – Diagrama de blocos da linha de transmissão da via B

