

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM

ENGENHARIA MECÂNICA

**MODELAGEM E ANÁLISE DE UM DISPOSITIVO DE AMORTECIMENTO DE
FIM DE CURSO AUTO-AJUSTÁVEL PARA CILINDROS HIDRÁULICOS**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

CRISTIANO SCHWARTZ

Florianópolis, junho de 2004

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

MODELAGEM E ANÁLISE DE UM DISPOSITIVO DE
AMORTECIMENTO DE FIM DE CURSO AUTO-AJUSTÁVEL PARA
CILINDROS HIDRÁULICOS

CRISTIANO SCHWARTZ

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

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

Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Raul Guenther, Dr. Sc. - Presidente

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.

A minha família

AGRADECIMENTOS

A Deus que sempre guiou meu caminho, proporcionando-me força e sabedoria para desenvolver este trabalho.

A minha família pelo apoio, incentivo e cuidado prestados em todos os momentos.

Aos meus pais Cezar Augusto Schwartz e Maria Elizabeth Schwartz pelo apoio dedicado a mim durante o desenvolvimento deste trabalho.

A minha futura esposa Tamara Cardozo Ciochetta por todo o apoio e amor dedicado a mim durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Professor Victor Juliano De Negri pelo apoio, orientação e respeito demonstrados no decorrer do trabalho, através do qual foi possível a sua concretização.

Aos amigos e colegas da Universidade Federal de Santa Catarina, principalmente aos amigos do LASHIP pela amizade, incentivo, paciência e colaboração durante o desenvolvimento do trabalho.

À empresa BOSCH REXROTH Ltda. pela colaboração e financiamento prestados.

Ao CNPq – Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico pela bolsa cedida e incentivo ao desenvolvimento da pesquisa acadêmica.

À instituição pela oportunidade de crescimento pessoal e profissional.

SUMÁRIO

ÍNDICE.....	v
LISTA DE FIGURAS.....	vii
LISTA DE TABELAS.....	x
LISTA DE DIAGRAMAS.....	x
SIMBOLOGIA.....	xi
RESUMO.....	xiv
ABSTRACT.....	xv

ÍNDICE

1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 – Contextualização.....	1
1.2 - Objetivo e metodologia	2
1.3 - Justificativas	2
1.4 – Estrutura do trabalho.....	3
2 – DISPOSITIVOS DE AMORTECIMENTO DE FIM DE CURSO.....	4
2.1 – Dispositivo convencional de amortecimento de fim de curso	4
2.2 – Dispositivo de amortecimento de fim de curso auto-ajustável.....	5
2.2.1 – Escoamento do fluido na região da bucha.....	7
2.3 – Vantagens do dispositivo de amortecimento auto-ajustável.....	9
2.4 – Aplicação dos cilindros hidráulicos com amortecimento de fim de curso	10
2.5 – Dimensionamento dos dispositivos de amortecimento de fim de curso.....	12
2.5.1 – Dispositivo de amortecimento de fim de curso convencional	12
2.5.2 – Dispositivo de amortecimento de fim de curso auto-ajustável	16
3 – MODELAGEM MATEMÁTICA	19
3.1 – Introdução	19
3.2 – Vazão nos orifícios da válvula direcional proporcional	21
3.3 – Cilindro hidráulico	25

3.3.1 – Forças atuantes nos cilindros hidráulicos.....	25
3.3.2 – Vazão.....	27
3.4 – Modelagem experimental do dispositivo de amortecimento	27
3.5 – Modelagem analítica do dispositivo de amortecimento.....	32
3.5.1 – Modelagem a partir da equação da vazão em orifícios	32
3.5.2 – Modelagem a partir da equação do escoamento entre placas paralelas	36
3.6 – Relação entre fator de amortecimento e dados de catálogo	37
4 – DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO	41
4.1 – Bancada de Testes.....	42
4.1.1 – Modificações no cilindro hidráulico	47
4.1.2 – Procedimento dos testes	49
5 – ANÁLISE DOS RESULTADOS	50
5.1 – Parâmetros do sistema.....	50
5.2 – Resultados teóricos experimentais.....	54
6 – CONCLUSÃO.....	72
7 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	75
APÊNDICE A – DESENHOS DA BUCHA E DA BANCADA.....	78
APÊNDICE B – PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO	83
B.1 MODELO COM DADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS	83
B.2 MODELO COM DADOS TEÓRICOS	86
APÊNDICE C – DIAGRAMA DE BLOCOS DO CILINDRO HIDRÁULICO.....	87
C.1 – CILINDRO HIDRÁULICO COM AMORTECIMENTO.....	88
APÊNDICE D – ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA DOS COMPONENTES.....	101
D.1 – VÁLVULA DIRECIONAL PROPORCIONAL	101
D.2 – VÁLVULA REDUTORA DE PRESSÃO PROPORCIONAL	102
D.3 – VÁLVULA REDUTORA DE PRESSÃO DIRETAMENTE OPERADA ..	103
D.4 – CILINDRO HIDRÁULICO DIFERENCIAL	104

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Dispositivo convencional de amortecimento de fim de curso (FIALHO, 2002).....	4
Figura 2 - Amortecimento de fim de curso auto-ajustável (BOSCH REXROTH, 2000)	6
Figura 3 – Cilindro hidráulico com amortecimento de fim de curso auto-ajustável	7
Figura 4 – Dispositivo de amortecimento em partes	7
Figura 5 – (a) Disposição da bucha na haste, (b) Entrada na região de amortecimento e (c) Saída do amortecimento (MANNESMANN REXROTH, 1998).....	8
Figura 6 – Bucha de amortecimento e seu perfil em detalhe.....	9
Figura 7 – Circuito hidráulico de uma prensa (MANNESMANN REXROTH, 1987).....	11
Figura 8 – Identificação dos parâmetros para realização do balanço de energia mecânica – cilindro no início do amortecimento.....	13
Figura 9 – Gráficos da capacidade de amortecimento do dispositivo auto-ajustável para o cilindro hidráulico CDT 63/45 (BOSCH REXROTH, 2000)	17
Figura 10 – Gráficos de capacidade de amortecimento para cilindros hidráulicos(BOSCH REXROTH, 2003).....	18
Figura 11 – Posições do cilindro hidráulico para modelagem.....	20
Figura 12 – Montagem válvula – cilindro	20
Figura 13 – Representação da válvula direcional proporcional de 4 vias	21
Figura 14 – Comportamento do K_{VA}^{exp} e K_{VB}^{exp} da válvula, com pressão de suprimento de $4,1 \times 10^6$ Pa (41 bar) e 50% de abertura na válvula.....	24
Figura 15 – Gráfico da vazão da válvula(BOSCH REXROTH 2002).....	25
Figura 16 – Comportamento do fator de amortecimento na posição para carregamentos variados.....	29
Figura 17 – Comportamento do fator de amortecimento no tempo para carregamentos distintos.....	30
Figura 18 – Zoom do comportamento do fator de amortecimento no tempo, para carregamentos distintos	30

Figura 19 – Fator de amortecimento, o qual não engloba a área da seção transversal e a densidade do fluido.....	31
Figura 20 – Parâmetros e variáveis para modelagem do amortecimento	33
Figura 21 – coeficiente de descarga para um orifício tipo tubo curto (MERRITT, 1967).....	33
Figura 22 – Velocidade teórico-experimental utilizando $A_0 = f(x)$	35
Figura 23 – Velocidade teórico-experimental considerando escoamento laminar entre placas paralelas.....	37
Figura 24 – Energia cinética total gerada pelo balanço das forças no sistema ao longo do deslocamento do cilindro.....	39
Figura 25 – Energia Cinética total gerada pelo balanço das forças no sistema ao longo do tempo	40
Figura 26 - Bancada de testes disposta no (LASHIP)	41
Figura 27 - Componentes hidráulicos e de medição dispostos na bancada.....	42
Figura 28 - Circuito hidráulico utilizado na bancada de testes.....	43
Figura 29 - Circuito elétrico para aquisição de sinais	46
Figura 30 - Circuito elétrico para comando dos solenóides da válvula, dos transmissores e termopar.....	47
Figura 31 - Cabeçote com as devidas alterações	48
Figura 32 - Pressão nas câmaras do cilindro hidráulico experimental	51
Figura 33 – Curva típica de regime permanente de uma válvula de alívio de pressão (MANNESMANN REXROTH 1997)	52
Figura 34 – Mapa estático do atrito do cilindro hidráulico	53
Figura 35 – Comportamento das pressões nas câmaras do cilindro teórico-experimental no tempo	55
Figura 36 – Comparação entre deslocamento teórico-experimental no tempo	56
Figura 37 - Pressões teóricas e experimentais nas câmaras do cilindro ao longo da posição ..	57
Figura 38 - Velocidade teórico-experimental, utilizando o fator de amortecimento e pressão de suprimento, ambos experimentais	58

Figura 39 – Comportamento do fator de amortecimento teórico – experimental	59
Figura 40 – Zoom no comportamento do fator de amortecimento	59
Figura 41 - Comparação entre a velocidade experimental e a simulada que faz uso do fator de amortecimento teórico	60
Figura 42 - Pressões nas câmaras do cilindro, com pressão de suprimento constante	62
Figura 43 - Comportamento da pressão de amortecimento, desde um caso ideal à situações reais de aplicação do dispositivo de amortecimento (GUO, 2002)	62
Figura 44 – Comportamento da velocidade simulada com um carregamento de 1200 kg.....	63
Figura 45 – Pressões nas câmaras do cilindro hidráulico para um carregamento de 1200 kg .	64
Figura 46 – Comparação entre o fator de amortecimento atual e um proposto para nova condição de trabalho	65
Figura 47 – Velocidade da haste para o perfil de amortecimento proposto	66
Figura 48 – Pressões nas câmaras do cilindro para o perfil da bucha alterando somente a geometria	67
Figura 49 – Comparativo do comportamento do fator de amortecimento da bucha atual com a nova bucha	68
Figura 50 – Comportamento da velocidade para um novo fator de amortecimento	69
Figura 51 – Comportamento das pressões para o novo perfil do fator de amortecimento	70
Figura 52 – Nova bucha de amortecimento, medidas em mm	71
Figura 53 – Desenho detalhado da nova bucha de amortecimento em mm	78
Figura 54 – Desenho detalhado da bucha com detalhe do perfil em mm.....	78
Figura 55 – Vista isométrica 1 do desenho da bancada de teste.....	79
Figura 56 – Vista isométrica 2 do desenho da bancada de teste.....	80
Figura 57 – Vista isométrica explodida com identificações.....	81
Figura 58 – Cilindro com amortecimento de fim de curso auto-ajustável: entrada principal ..	88
Figura 59 – Cilindro com amortecimento: entrada secundária.....	89
Figura 60 - Cilindro com amortecimento: vazão nos orifícios da válvula	90
Figura 61 – Cilindro com amortecimento: vazão câmara A.....	91

Figura 62 – Cilindro com amortecimento: vazão câmara B.....	92
Figura 63 – Cilindro com amortecimento: vazão na câmara B antes do amortecimento	93
Figura 64 – Cilindro com amortecimento: vazão na câmara B no amortecimento	94
Figura 65 – Cilindro com amortecimento: comportamento do fator de amortecimento	95
Figura 66 – Cilindro com amortecimento: equação da continuidade nas câmaras	96
Figura 67 – Cilindro com amortecimento: equação da continuidade câmara A	97
Figura 68 – Cilindro com amortecimento: equação da continuidade câmara B.....	98
Figura 69 – Cilindro com amortecimento: força externa	99
Figura 70 - Cilindro com amortecimento: dinâmica do movimento do êmbolo	100

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Componentes do circuito hidráulico	11
Tabela 2 - Componentes do circuito hidráulico de testes.....	44
Tabela 3 – Identificação dos componentes e partes construtivas da bancada da Figura 57	82

LISTA DE DIAGRAMAS

Diagrama 1 – Especificações técnicas da válvula direcional proporcional.....	101
Diagrama 2 – Especificações técnicas da válvula reguladora de pressão	102
Diagrama 3 – Especificações técnicas da válvula redutora de pressão de operação direta....	103
Diagrama 4 – Especificações técnicas do cilindro hidráulico diferencial.....	104

SIMBOLOGIA

Alfabeto Grego

β	módulo de compressibilidade do óleo isento de ar	[Pa]
β_e	módulo de compressibilidade do fluido efetivo	[Pa]
Δp	diferença de pressão à montante e à jusante da restrição	[Pa]
Δp_t	diferença de pressão total na restrição	[Pa]
Δp_{via}^v	diferença de pressão na via da válvula	[Pa]
Δp_t^v	diferença de pressão total na válvula	[Pa]
Δp_t^{Amo}	diferença de pressão no orifício de amortecimento	[Pa]
ΔE_c	variação da energia cinética	[J]
ΔE_p	variação da energia potencial	[J]
ΔE_{int}	variação da energia interna	[J]
ν	viscosidade cinemática	[m ² /s]
ρ	massa específica	[kg/ m ³]
μ	viscosidade do óleo	[kg/m.s]
α	ângulo de inclinação do cilindro em relação à horizontal	[graus]

Alfabeto Latino

A	área do êmbolo	[m ²]
A_0	área na seção plana do orifício de controle	[m ²]
A_3	área do orifício 3 da válvula	[m ²]
A_4	área do orifício 4 da válvula	[m ²]
A_5	área do orifício 5 da válvula	[m ²]
A_6	área do orifício 6 da válvula	[m]
A_A	área da câmara do A cilindro	[m ²]
A_B	área da câmara B do cilindro	[m ²]
B_c	coeficiente de atrito viscoso	[N.s/m]
Cd	coeficiente de descarga	[adim]
Cd_{lam}	coeficiente de descarga para um escoamento laminar	[adim]
Cd_{turb}	coeficiente de descarga para um escoamento turbulento	[adim]
C_{in}	coeficiente de vazamento no cilindro hidráulico	[Pa.m ³ /s]

D_m	fator relacionado ao carregamento do cilindro hidráulico	[adim]
D_p	fator relacionado a pressão de suprimento e posição de montagem do cilindro no circuito hidráulico	[adim]
D_h	diâmetro hidráulico	[m]
d_b	diâmetro da bucha de amortecimento	[m]
d_o	diâmetro do orifício de saída do fluido	[m]
E_{c1}	energia cinética no início do amortecimento	[J]
E_{c2}	energia cinética no final do amortecimento	[J]
E_{p1}	energia potencial no início do amortecimento	[J]
E_{p2}	energia potencial no final do amortecimento	[J]
f_{Amo}	fator de amortecimento	$[(m^3/s)/(Pa)^{1/2}]$
F	força	[N]
F_A	força hidráulica na câmara A	[N]
F_B	força hidráulica na câmara B	[N]
F_{at}	força de atrito	[N]
F_c	coeficiente de atrito de Coulomb	[N]
F_{es}	coeficiente de atrito estático	[N]
F_h	força hidráulica	[N]
F_p	força de frenagem	[N]
f_r	folga radial	[m]
F_u	força útil aplicada a massa	[N]
h	altura em relação a um referencial	[m]
i_n	corrente elétrica nominal	[A]
K'_v	coeficiente relacionado ao diâmetro do cilindro, retirado do catálogo	[adim]
K_v	coeficiente de vazão da válvula	$[(m^3/s)/(Pa)^{1/2}]$
K_t^{exp}	coeficiente de vazão da válvula experimental total	$[(m^3/s)/(Pa)^{1/2}]$
K_A^{exp}	coeficiente de vazão da válvula na via A experimental	$[(m^3/s)/(Pa)^{1/2}]$
K_B^{exp}	coeficiente de vazão da válvula na via B experimental	$[(m^3/s)/(Pa)^{1/2}]$
K_x	constante elástica da mola	[N]
L, l	comprimento	[m]

M_e	massa do êmbolo	[kg]
M, m	massa total	[kg]
p	pressão	[Pa]
p_A	pressão na câmara A do cilindro hidráulico	[Pa]
p_B	pressão na câmara B do cilindro hidráulico	[Pa]
p_C	pressão de carga	[Pa]
p_T	pressão de reservatório	[Pa]
p_S	pressão de suprimento	[Pa]
q_V	vazão volumétrica	[m ³ /s]
q_{Vlam}	vazão volumétrica laminar	[m ³ /s]
q_{Vturb}	vazão volumétrica turbulenta	[m ³ /s]
q_{Vtrans}	vazão volumétrica de transição	[m ³ /s]
q_{VA}	vazão na câmara A do cilindro hidráulico	[m ³ /s]
q_{VB}	vazão na câmara B do cilindro hidráulico	[m ³ /s]
s	comprimento do amortecimento	[m]
U	signal de controle da válvula proporcional	[V]
U_n	signal de controle nominal da válvula proporcional	[V]
x	deslocamento linear do cilindro hidráulico	[m]
x_n	deslocamento nominal	[m]
v	velocidade	[m/s]
v_1	velocidade no início do amortecimento do cilindro	[m/s]
v_2	velocidade no final do amortecimento do cilindro	[m/s]
V_A	volume na câmara A	[m ³]
V_B	volume da câmara B	[m ³]
W_A	trabalho da força de pressão na câmara A	[J]
W_{at}	trabalho da força de atrito no cilindro	[J]
W_B	trabalho de amortecimento	[J]

RESUMO

Este trabalho trata do estudo teórico-experimental de um dispositivo de amortecimento de fim de curso auto-ajustável utilizado em cilindros hidráulicos. Especificamente, é investigada a geometria da bucha que é utilizada para efetuar este amortecimento. O cilindro hidráulico, com o respectivo dispositivo, foi fornecido pela empresa Bosch Rexroth Ltda., a qual mantém parceria com o Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos – LASHIP, do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

O trabalho apresenta dois dispositivos de amortecimento de fim de curso, o considerado convencional e o auto-ajustável que é o foco principal do estudo, sendo apresentado o princípio de funcionamento de ambos. A importância do dispositivo auto-ajustável reside em sua simplicidade de fabricação e montagem, bem como no menor custo frente a outros dispositivos ou métodos de amortecimento de fim de curso.

Gera-se um modelo não-linear o qual é empregado para obtenção de resultados teóricos através de simulação numérica, onde são inseridos alguns fenômenos físicos que exercem influência significativa no desempenho deste componente hidráulico.

Por meio de uma bancada desenvolvida para testar o dispositivo de amortecimento de fim de curso em cilindros hidráulicos, valida-se o modelo estático e dinâmico do dispositivo auto-ajustável. Por sua vez, os resultados teóricos são analisados e comparados com os resultados experimentais.

A análise dos resultados possibilita a identificação e a determinação da influência dos principais parâmetros. Com isto pretende-se fazer uso deste modelo como ferramenta de projeto para dispositivos de amortecimento de fim de curso.

ABSTRACT

This work deals with the theoretical-experimental study of a end position cushioning device which uses auto-adjustable stroke in hydraulic cylinders. Specifically, the geometry of the bush, used to provide the cushioning effect, is investigated. The hydraulic cylinder, with the respective device, was supplied by the company Bosch Rexroth Ltda., which keeps partnership with the Laboratory of hydraulic Systems and Pneumatic – LASHIP, of the Department of Engineering Mechanics of the Federal University of Santa Catarina.

The work presents two devices of end position cushioning devices, conventional considered one and the auto-adjustable one, which is the main focus of the study, being also discussed both principle functioning. The importance of the auto-adjustable device is its manufacturing and assembling simplicity, as well as a low cost if compared to other devices or methods of end position cushioning device.

A nonlinear model is generated and it is used to achieve the theoretical results through numerical simulation, where some physical phenomena are inserted, once this phenomena has significant influence in the hydraulic component performance.

Using a test bench developed to test the end position cushioning device in hydraulic cylinders, the static and dynamic models of the auto-adjustable device are validated. In turn, the theoretical results are analyzed and compared with the experimental results.

The results analysis allows the identification and the determination of main parameters influence. Considering this fact it is intended to make use of this model as a design tool to end position cushioning devices.

1 - INTRODUÇÃO

1.1 – Contextualização

Atualmente, os componentes hidráulicos são elementos de grande importância tanto no meio industrial quanto no móbil. Ao longo dos anos estes elementos foram evoluindo de maneira tal que se tornaram muito confiáveis em todas as suas aplicações. Sendo assim, faz-se necessário não somente um projeto adequado do sistema como um todo, mas também assegurar que cada componente possa vir a garantir um desempenho satisfatório frente às condições de trabalho as quais é exposto.

Os dispositivos de amortecimento de fim de curso são utilizados em cilindros hidráulicos que movimentam grandes massas e/ou quando têm velocidades de fim de curso superiores a 0,1 m/s, com o objetivo de minimizar os efeitos do choque contra o cabeçote ou tampa de fundo, choque este causado pela energia cinética adquirida pelo conjunto êmbolo, haste e carga durante seu deslocamento.

Os dispositivos de amortecimento sofreram uma série de modificações ao longo dos tempos com o objetivo de acompanhar os avanços tecnológicos dos sistemas hidráulicos e equipamentos que fazem uso dos mesmos, sendo que, atualmente existem várias formas de se efetuar este amortecimento. Diversos autores estrangeiros apresentam de alguma forma estes dispositivos de amortecimento em seus livros, tais com PEASE (1967), ESPOSITO (2000) e CUNDIFF (2002), entre outros. Segundo LINSINGEN (2001), o amortecimento de fim de curso em cilindros hidráulicos pode ser realizado de diversas maneiras, seja por associação de válvulas no sistema hidráulico, seja por dispositivos incorporados ao cilindro hidráulico.

Neste contexto, este trabalho refere-se ao estudo teórico-experimental de um dispositivo de amortecimento de fim de curso auto-ajustável para cilindros hidráulicos, descrevendo suas características físicas por meio de modelagem matemática. Ou seja, o trabalho trata da análise da geometria da bucha que é utilizada para efetuar este amortecimento. Porém, o projeto de componentes hidráulicos é algo complexo, fazendo-se necessária a inclusão de não linearidades para que se possa representar suas características. Segundo MERRIT (1967), a atividade de projeto envolve a modelagem e análise necessária à seleção e dimensionamento de elementos físicos para formar um componente ou sistema.

A partir dos resultados obtidos com o modelo matemático, será realizada a análise do comportamento estático e dinâmico do cilindro hidráulico. A modelagem possibilita

alterações nos parâmetros do componente de modo fácil e versátil e com grande economia de tempo e custo, uma vez que os modelos dos protótipos são apenas virtuais. Assim, nesta etapa, procura-se encontrar os parâmetros adequados no intuito de aprimorar os resultados da simulação, visando alcançar a configuração que melhor atenda aos requisitos do projeto. Uma vez encontrados estes parâmetros, propostas para modificações e melhorias na geometria da bucha de amortecimento são realizadas.

1.2 - Objetivo e metodologia

O objetivo deste trabalho é a modelagem de um cilindro hidráulico, que faz uso de dispositivo de amortecimento de fim de curso auto-ajustável, utilizando equações fundamentais da mecânica clássica e da mecânica dos fluidos, de forma a representar o comportamento real deste tipo de dispositivo, bem como a obtenção dos coeficientes e parâmetros significativos para as condições de regime permanente e transiente. Com a comparação e validação do modelo por meio de testes experimentais possibilita-se gerar novas geometrias de buchas com o intuito de atender o mercado de cilindros com amortecimento de fim de curso auto-ajustável.

1.3 - Justificativas

O vasto campo de aplicação dos cilindros com amortecimento de fim de curso e o surgimento do sistema auto-ajustável, o qual ainda não atende a todas as situações de trabalho existente na sua aplicação, motiva a exploração e o estudo deste componente, cuja tendência é ampliar sua aplicação no mercado de componentes hidráulicos, uma vez que este sistema possui inúmeras vantagens em relação a outros dispositivos de uso mais tradicional. O dispositivo auto-ajustável é caracterizado por sua simplicidade construtiva, viabilizando os projetos com custos relativamente baixos com a possibilidade de desenvolvimento de várias geometrias diferentes.

Pode-se ressaltar ainda a integração entre a análise teórica dos modelos e a realização de testes experimentais com os possíveis protótipos a serem desenvolvidos, cujos benefícios aparecem na redução de tempo e custos do projeto global e na otimização dos resultados alcançados.

1.4 – Estrutura do trabalho

De forma geral, este trabalho será apresentado na seguinte forma:

No capítulo 1 é apresentada a descrição do trabalho enfocando os objetivos, justificativas e metodologia aplicada.

No capítulo 2 descreve-se alguns aspectos gerais relativos a tecnologia dos cilindros com amortecimento de fim de curso, bem como o princípio de funcionamento destes cilindros, destacando as características inerentes a cada sistema.

O capítulo 3 trata da realização da descrição matemática e da análise das particularidades do dispositivo de amortecimento auto-ajustável. Para tanto, faz-se o uso das ferramentas disponíveis no *software* MATLAB, para fins de simulação computacional.

No capítulo 4 trata-se da descrição dos testes e do aparato experimental utilizado no estudo.

No capítulo 5 faz-se uma análise dos resultados teóricos e experimentais alcançados, apresentando-se algumas conclusões frente à bucha, que é responsável pelo amortecimento no dispositivo auto-ajustável.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões e recomendações para trabalhos futuros.

2 – DISPOSITIVOS DE AMORTECIMENTO DE FIM DE CURSO

Devido ao avanço tecnológico que os cilindros hidráulicos vêm sofrendo ao longo dos anos, junto com os equipamentos que fazem uso dos mesmos, fez-se necessário desenvolver estudos mais aprofundados dos fenômenos que vêm danificar os cilindros hidráulicos e, conseqüentemente, os equipamentos nos quais estão inseridos.

O sistema mais utilizado para amortecimento de fim de curso, hoje em dia, apesar do surgimento de novas tecnologias, é o que utiliza dispositivos agregados ao corpo do cilindro, existindo assim dois dispositivos distintos: o considerado convencional, que faz uso de uma válvula redutora de vazão e outra de retenção, e o denominado auto-ajustável, que é comercializado hoje pela empresa Bosch Rexroth e que é foco principal do estudo deste trabalho.

Atualmente, o maior desafio no projeto destes componentes é gerar uma frenagem no conjunto da melhor forma possível, ou seja, fazer com que o cilindro chegue ao final do seu curso com uma velocidade inferior a 0,1 m/s, porém de forma controlada, não gerando picos de pressão no momento do amortecimento e absorvendo a velocidade de forma gradual.

A seguir será apresentado em detalhes cada um destes dispositivos.

2.1 – Dispositivo convencional de amortecimento de fim de curso

Atualmente o dispositivo de amortecimento de fim de curso mais utilizado, tanto no meio industrial quanto no móbil, é o chamado convencional, o qual pode ser visto na Figura 1 onde algumas partes de sua construção são apresentadas.

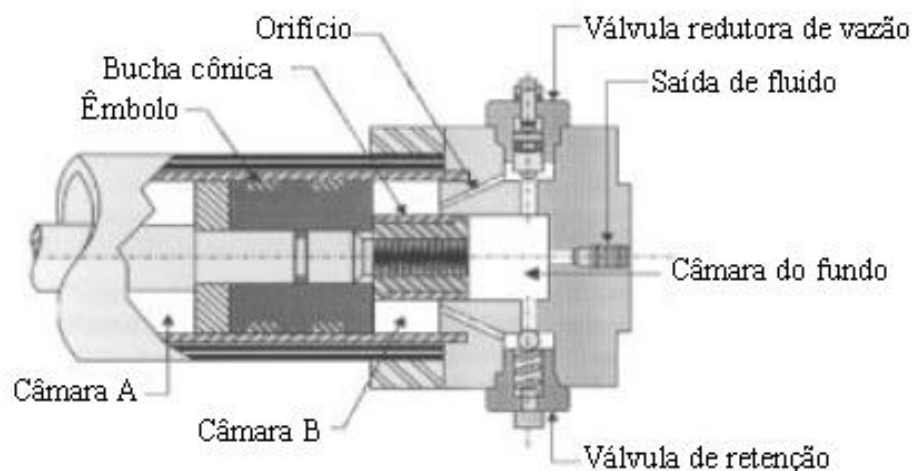


Figura 1 - Dispositivo convencional de amortecimento de fim de curso (FIALHO, 2002)

Ao observar o movimento de um cilindro hidráulico, tanto no seu avanço como no retorno, tem-se uma massa formada pelo conjunto haste, êmbolo e carga que, deslocando-se a uma determinada velocidade, adquire uma energia cinética durante seu deslocamento. Esta energia deve ser absorvida pelo cabeçote no caso do avanço, e na tampa de fundo no caso de retorno; porém a capacidade de absorção dessa energia depende do limite de elasticidade do material.

Portanto, sempre que a velocidade de um cilindro hidráulico exceder 0,1 m/s e/ou se trabalhar com grandes massas, deve existir uma frenagem hidráulica (amortecimento de fim de curso), com objetivo de evitar que haja choque no fim de curso.

Observando a Figura 1, quando o êmbolo aproxima-se do final do seu curso, a bucha cônica inicia sua entrada na câmara do fundo impedindo, desta maneira, a saída do fluido. O volume da câmara B continua a diminuir com o movimento, comprimindo o fluido que, não podendo mais sair diretamente pela câmara do fundo, é obrigado a fluir através do orifício, passando por uma válvula redutora de vazão que dará o efeito de amortecimento hidráulico, gerando uma força contrária ao movimento do cilindro e fazendo com que o mesmo diminua sua velocidade. Quando o movimento se dá no sentido contrário, isto é, saindo do amortecimento, o fluido escoar através da válvula de retenção atuando diretamente na câmara B do cilindro; fazendo com que o movimento de partida do cilindro seja uniforme e evitando uma aceleração muito baixa no início da operação.

2.2 – Dispositivo de amortecimento de fim de curso auto-ajustável

Na Figura 2 observa-se o dispositivo auto-ajustável, onde o amortecimento se dá entre o fundo e/ou cabeçote do cilindro e a cabeça da haste, onde está localizada a bucha responsável pelo amortecimento. Quando esta bucha penetra no orifício situado no fundo e/ou cabeçote do cilindro, faz com que o fluido hidráulico passe por uma fenda ou folga muito pequena entre o orifício de saída do fluido e a bucha, gerando uma pressão na câmara B - ou então chamada de câmara de amortecimento – e, conseqüentemente, uma força contrária à força de acionamento.

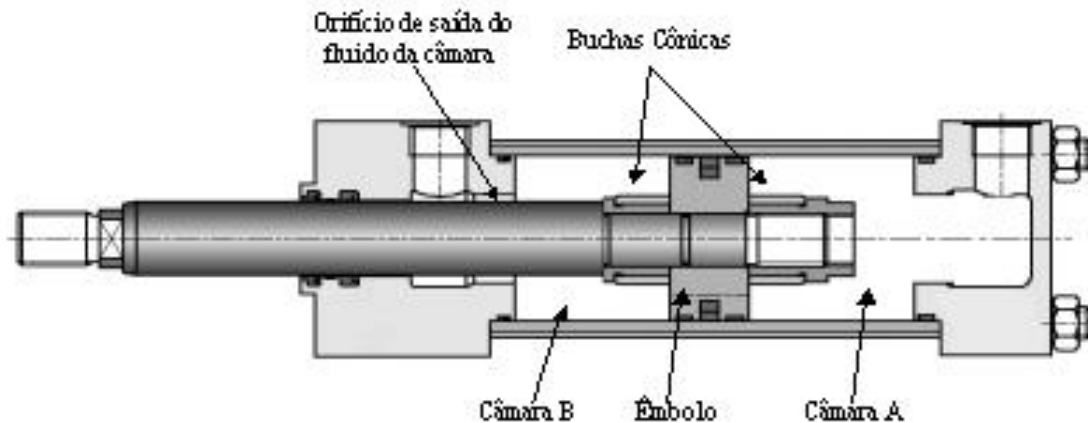


Figura 2 - Amortecimento de fim de curso auto-ajustável (BOSCH REXROTH, 2000)

Desta maneira, quando a força de amortecimento resultante da pressão de amortecimento na câmara B, torna-se maior que a força de acionamento decorrente da pressão de acionamento na câmara A, há uma redução na velocidade do êmbolo e o conjunto móvel tende a parar.

Os parâmetros que são considerados primordiais para a determinação deste amortecimento auto-ajustável são: massa a ser movida, velocidade da haste, posição na qual o cilindro é montado e pressão de suprimento.

Na Figura 3 observa-se o cilindro hidráulico com amortecimento de fim de curso auto-ajustável, onde são identificadas algumas partes do componente e a Figura 4 apresenta o dispositivo de amortecimento, no qual pode-se visualizar as duas buchas utilizadas para efetuá-lo: uma para o avanço e outra para o retorno.

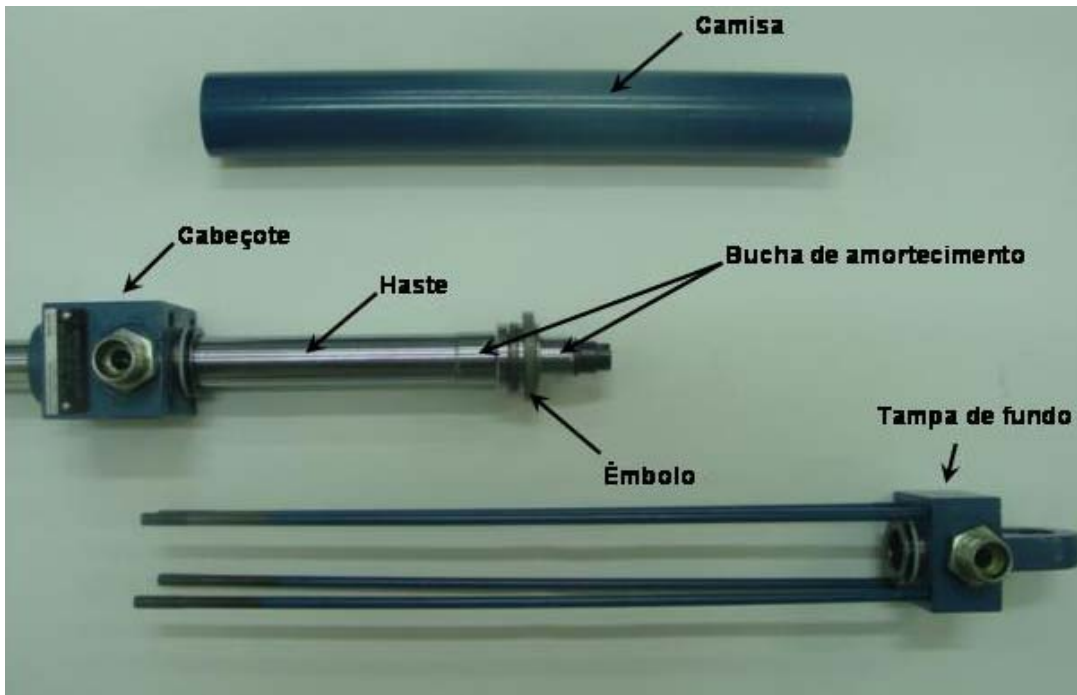


Figura 3 – Cilindro hidráulico com amortecimento de fim de curso auto-ajustável

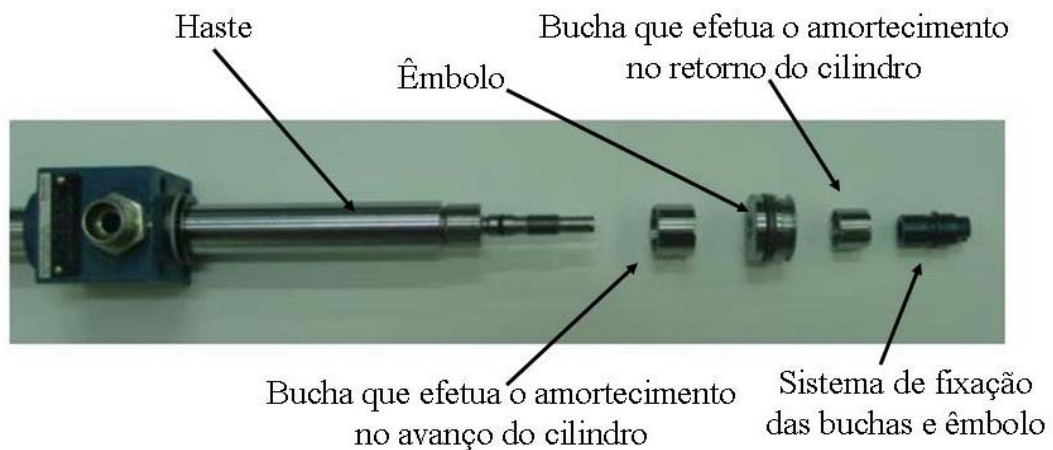


Figura 4 – Dispositivo de amortecimento em partes

2.2.1 – Escoamento do fluido na região da bucha

Na Figura 5 pode-se observar como ocorre a circulação do fluido no momento do amortecimento e também o movimento do êmbolo no sentido contrário, sem ação do amortecimento.

A bucha, ao ser montada na haste do cilindro hidráulico possui uma folga tanto no sentido axial quanto no sentido radial, construção esta necessária para que se possa ocorrer o processo de retorno do cilindro (saída do amortecimento). Quando a bucha entra no

amortecimento, ou seja, quando ela começa a penetrar no orifício, ocorre um aumento da pressão na câmara de amortecimento, fazendo com que bucha se desloque em um sentido axial, indo de encontro ao ressalto da haste do êmbolo. Neste momento, o fluido tem que passar pela estreita região entre a bucha de amortecimento e o orifício de saída de fluido gerando, assim, um acréscimo na perda de carga à medida que a bucha penetra-o. Existem várias geometrias de buchas, neste caso, há um nivelamento modificado na direção axial, como pode ser visto no detalhe da Figura 6. Por conseguinte, a área da seção transversal de saída do fluido é alterada à proporção que a mesma desloca-se para dentro do orifício ocorrendo, então, uma perda de carga controlada durante o escoamento do fluido. Quando o movimento se dá no sentido contrário, isto é, saindo do amortecimento, no dispositivo convencional tem-se uma válvula de retenção. Aqui, isto ocorre através da própria bucha, sendo que a mesma apresenta uma folga em relação à haste. Na fase de acionamento (partida do cilindro) a bucha é empurrada com o auxílio da pressão de acionamento e pressionada contra a face do êmbolo; surgindo, então, uma fresta entre a bucha e o assento da haste do êmbolo. O fluido escoo, na sua maior parte, por esta brecha existente entre a bucha e a haste, como também pela região entre a bucha e o orifício.

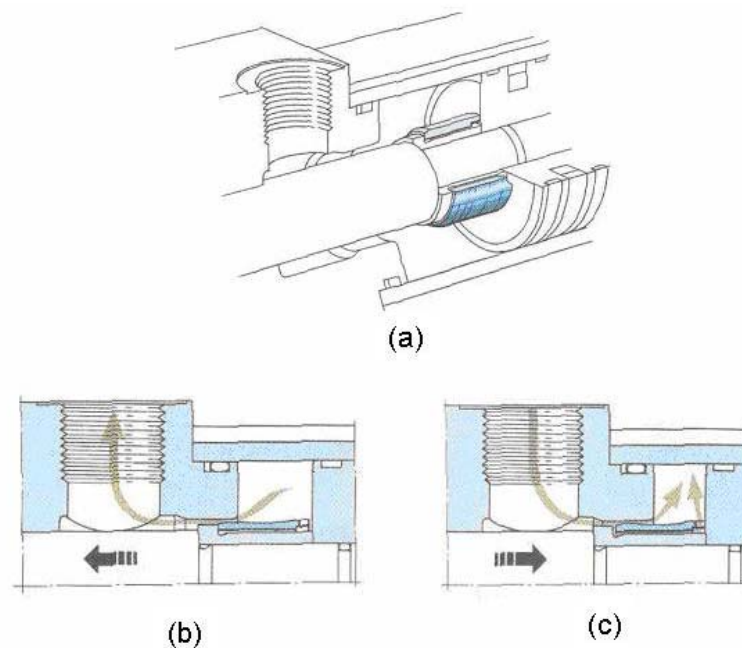


Figura 5 – (a) Disposição da bucha na haste, (b) Entrada na região de amortecimento e (c) Saída do amortecimento (MANNESMANN REXROTH, 1998)

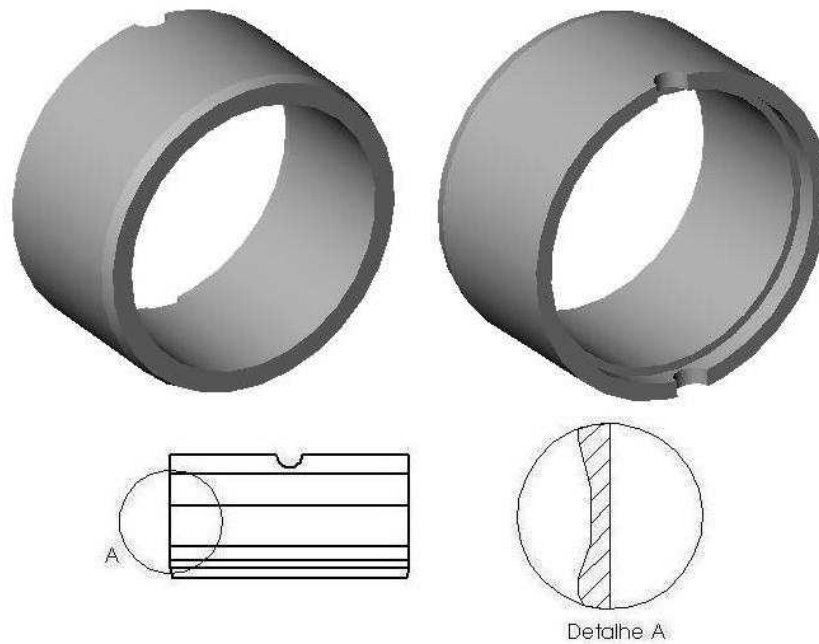


Figura 6 – Bucha de amortecimento e seu perfil em detalhe

2.3 – Vantagens do dispositivo de amortecimento auto-ajustável

Segundo GUO (1996), o dispositivo auto-ajustável possui algumas vantagens frente ao dispositivo convencional:

- O dispositivo auto-ajustável aqui estudado possui menor número de partes construtivas frente ao convencional, diminuindo assim seu custo de fabricação.
- No dispositivo convencional, ao efetuar uma má regulagem na válvula reguladora de pressão pode ocorrer picos elevados na pressão de amortecimento, já no dispositivo auto-ajustável isto não ocorre, pois não necessita de regulagem.
- O amortecimento do dispositivo convencional tem que ser regulado manualmente, sendo que o auto-ajustável não.
- Devido ao fato da existência de uma válvula reguladora de vazão e outra de retenção, o dispositivo de amortecimento convencional possui maior vazamento; como no dispositivo auto-ajustável elas não existem, os mesmos são eliminados.
- Pelo fato de existir maior número de peças na sua construção, o dispositivo convencional possui maior custo de fabricação comparado com o dispositivo auto-ajustável.

Porém, o dispositivo auto-ajustável apresenta algumas desvantagens segundo LIE *et al* (2000) tais como:

- Variação da pressão de amortecimento com a velocidade inicial do cilindro.
- A ocorrência de pressões de amortecimento excessivas que podem decorrer do posicionamento incorreto da restrição. O ajuste apropriado da restrição requer medições do comportamento transiente do cilindro, dados estes que geralmente não estão disponíveis ao usuário.
- A pressão de amortecimento é máxima no início do amortecimento e decai ao longo do curso da bucha de amortecimento.

2.4 – Aplicação dos cilindros hidráulicos com amortecimento de fim de curso

Os cilindros hidráulicos com amortecimento de fim de curso, tanto o sistema convencional como o sistema auto-ajustável, possuem uma série de aplicações no campo da hidráulica. Como exemplo de aplicações pode-se citar: máquinas para fundição, máquinas injetoras, prensas hidráulicas, máquinas operatrizes, indústria siderúrgica e laminação, indústria de papel e madeira, tecnologia de transportes, construção de navios em aço, entre outras aplicações.

Na Figura 7 observa-se a representação do circuito hidráulico de uma prensa segundo ISO 1219-1 e ISO 1219-2, onde é aplicado um cilindro hidráulico com amortecimento de fim de curso, sendo que o mesmo pode ser gerado utilizando o sistema convencional ou o auto-ajustável. Por tratar-se de uma prensa, sabe-se que existe uma grande massa em movimento; isto é, ao longo do percurso o sistema adquire uma grande energia cinética que tem que ser absorvida de forma que não ocorra o choque no final do curso do cilindro. A Tabela 1 lista a identificação dos componentes do circuito.

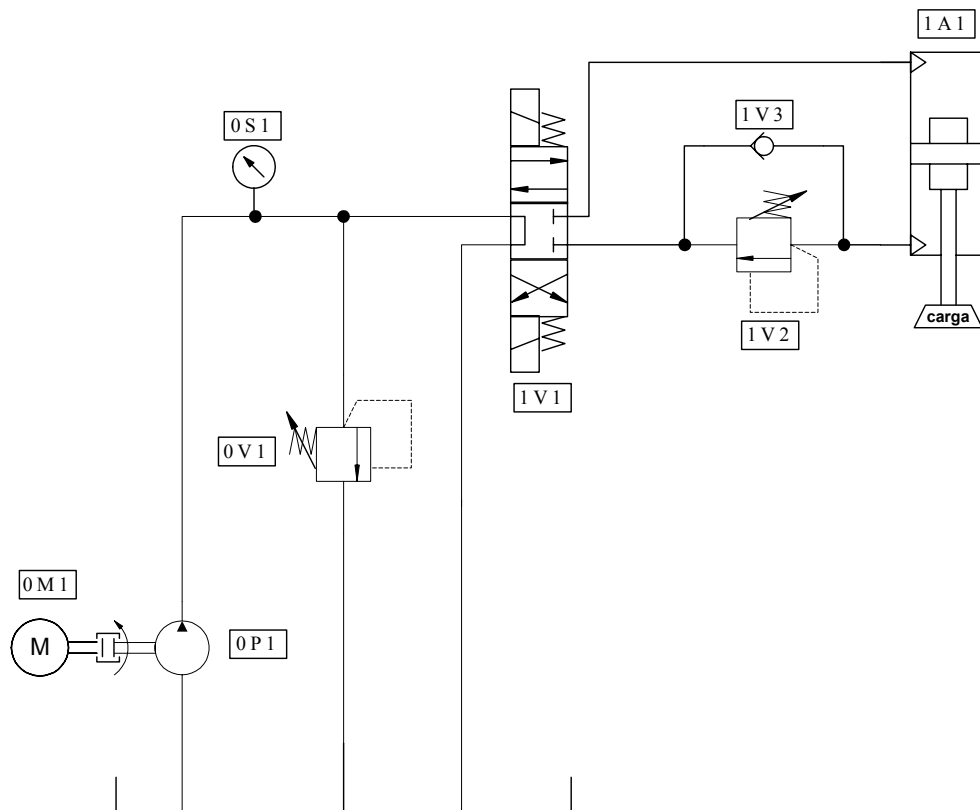


Figura 7 – Circuito hidráulico de uma prensa (MANNESMANN REXROTH, 1987)

Tabela 1 – Componentes do circuito hidráulico

CÓDIGO DE IDENTIFICAÇÃO DOS COMPONENTES		
Descrição	Circuito	Componente
Motor elétrico	0	M1
Válvula limitadora de pressão	0	V1
Bomba hidráulica	0	P1
Manômetro	0	S1
Válvula direcional	1	V1
Válvula limitadora de pressão	1	V2
Válvula de retenção	1	V3
Cilindro hidráulico com amortecimento	1	A1

Para este tipo de aplicação o dispositivo mais recomendado é o auto-ajustável porque ele evita picos muito elevados de pressão na câmara de amortecimento e faz com que a velocidade diminua gradualmente frente ao dispositivo convencional.

2.5 – Dimensionamento dos dispositivos de amortecimento de fim de curso

Nesta seção apresentar-se-á o roteiro de cálculos para o dimensionamento de dispositivos de amortecimento, tanto para o dispositivo convencional como para o auto-ajustável. Estas rotinas de cálculos serão apresentadas de forma comparativa como o que é feito nos catálogos de fabricante e o que é apresentado na literatura especializada.

2.5.1 – Dispositivo de amortecimento de fim de curso convencional

O dispositivo de amortecimento de fim de curso apresentado na Figura 1 pode ser dimensionado a partir da aplicação do princípio da conservação da energia mecânica (BEER e JOHNSTON, 1991 e HALLIDAY e RESNICK, 1983), onde será analisado o balanço de energia a partir do momento em que o cilindro hidráulico atinge a região de amortecimento.

$$\Delta E_c + \Delta E_p + \Delta E_{\text{int}} + \text{variação de outras formas de energia} = 0 \quad (2.1)$$

Onde ΔE_c é a variação da energia cinética no sistema; ΔE_p variação da energia potencial; ΔE_{int} variação da energia térmica, a qual será desconsiderada nesta análise. Será acrescentado o trabalho da força de pressão nas câmaras do cilindro, o trabalho gerado pela força de atrito e o trabalho da força útil aplicada ao cilindro.

Agora faz-se a análise da conservação da energia mecânica para o cilindro da Figura 8, instante em que o êmbolo atinge a região de amortecimento. Faz-se o balanço de energia entre os pontos 1 e 2.

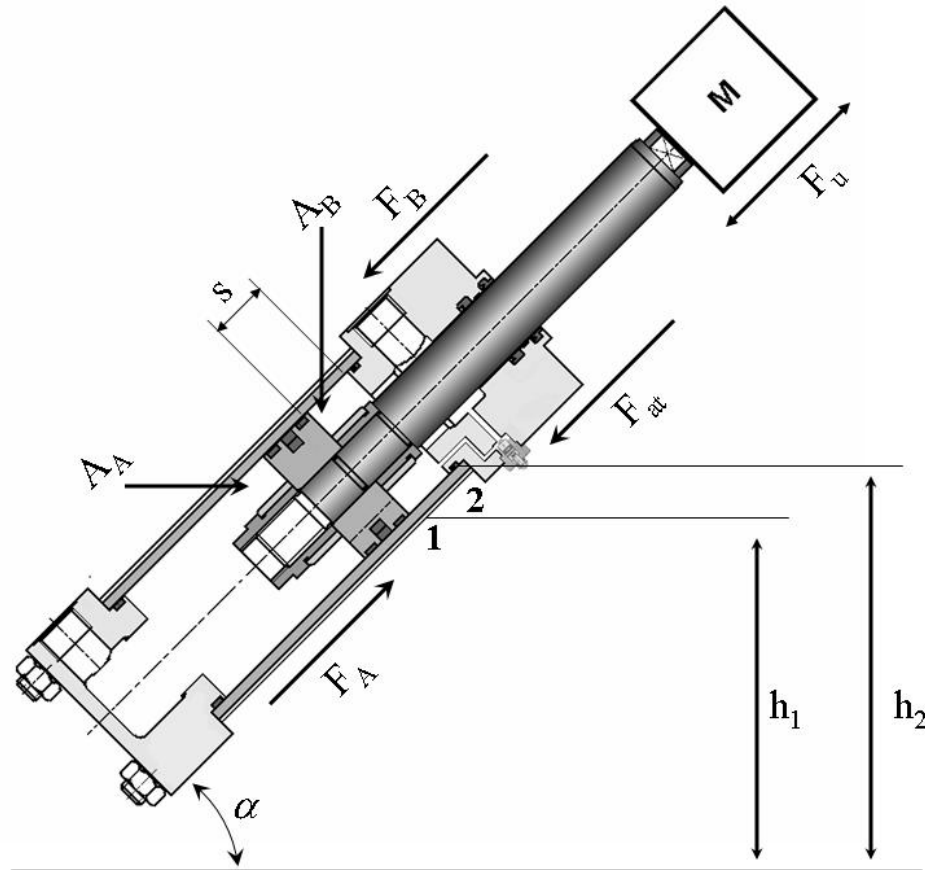


Figura 8 – Identificação dos parâmetros para realização do balanço de energia mecânica – cilindro no início do amortecimento

$$(E_{c2} - E_{c1}) + (E_{p2} - E_{p1}) + W_A + W_B + W_{at} + W_u = 0 \quad (2.2)$$

onde:

E_{c1} = energia cinética no início do amortecimento [J]

E_{c2} = energia cinética no final do amortecimento [J]

E_{p1} = energia potencial no início do amortecimento [J]

E_{p2} = energia potencial no final do amortecimento [J]

W_A = trabalho exercido pela força de pressão na câmara A [J]

W_B = trabalho exercido pela força de pressão na câmara B [J]

W_{at} = trabalho exercido pela força de atrito no cilindro [J]

W_u = trabalho exercido pela força útil aplicada ao cilindro [J]

logo, tem-se que:

$$(E_{c2} - E_{c1}) + (- (m \cdot g \cdot (h_2 - h_1) \cdot \text{sen} \alpha)) + (F_A \cdot s) + (-F_B \cdot s) + (-F_{at} \cdot s) + (\pm F_u \cdot s) = 0 \quad (2.3)$$

onde:

h = altura em relação a um referencial [m]

F_A = força hidráulica na câmara A do cilindro [N]

F_B = força hidráulica na câmara B do cilindro [N]

F_u = força externa [N]

F_{at} = força de atrito no cilindro [N]

m = massa total do conjunto haste, êmbolo e carregamento [kg]

α = ângulo de inclinação do cilindro em relação à horizontal [graus]

s = comprimento do amortecimento [m]

Considerando que a velocidade no ponto 1 seja conhecida e que, na maioria das construções admite-se uma velocidade residual não amortecida, que deve ser absorvida pela estrutura do cilindro, tem-se:

$$\left(\frac{m \cdot v_2^2}{2} - \frac{m \cdot v_1^2}{2} \right) + (- (m \cdot g \cdot (h_2 - h_1) \cdot \text{sen} \alpha)) + (F_A \cdot s) + (-F_B \cdot s) + (-F_{at} \cdot s) + (\pm F_u \cdot s) = 0 \quad (2.4)$$

Logo, o trabalho de amortecimento obtido pela força F_B atuando sobre a distância s , é dado por:

$$W_B = \frac{m \cdot (v_2^2 - v_1^2)}{2} - ((m \cdot g \cdot (h_2 - h_1) \cdot \text{sen} \alpha)) + (F_A \cdot s) - (F_{at} \cdot s) + (\pm F_u \cdot s) \quad (2.5)$$

Assim, com a equação (2.5) pode-se dimensionar o comprimento do amortecimento e, conseqüentemente, observar se o dispositivo irá gerar a força suficiente para amortecer o sistema.

A forma na qual este dimensionamento é apresentado nos catálogos de fabricantes é algo mais simplificado. O método restringe-se apenas em verificar se o sistema atingirá velocidades superiores a 0,1 m/s. Tendo velocidades superiores a esta, então se determina a chamada força de frenagem gerada para um comprimento de bucha já pré-selecionada (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1991).

$$F_p = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot s} + A_A \cdot p_s \quad (2.6)$$

onde:

$F_p = F_B =$ força de frenagem [N]

$A_A =$ área da êmbolo da câmara oposta ao amortecimento [cm²]

$p_s =$ pressão de suprimento do sistema [bar]

Em uma situação normal, a pressão nominal máxima suportada pelo cilindro não pode ser ultrapassada pela pressão média do amortecimento. Observando a Figura 8: $F_B/A_B \leq F_A/A_A$, se a pressão na câmara B exceder a pressão nominal máxima do cilindro, então deve-se redimensionar o comprimento do amortecimento ou reduzir a pressão de suprimento (MANNESMANN REXROTH GMBH, 1991). A correlação entre a equação (2.5) e (2.6) é que a equação (2.6) é uma forma mais simplificada de determinação da força de frenagem ou de amortecimento, forma esta apresentada nos catálogos de fabricantes. A

equação (2.5) representa uma forma mais detalhada para determinar a força de frenagem do cilindro e, conseqüentemente, de dimensionar o comprimento do amortecimento.

2.5.2 – Dispositivo de amortecimento de fim de curso auto-ajustável

Dispositivos de amortecimento de fim de curso auto-ajustáveis ainda não são apresentados na nossa literatura, devido ao fato de serem uma tecnologia mais recente. Contudo, sua função é a mesma, ou seja, absorver a energia adquirida pelo conjunto massa, haste e êmbolo de forma controlada. As equações demonstradas anteriormente são válidas para este dispositivo. Aqui se apresenta a forma na qual se procede a seleção de um amortecimento de fim de curso auto-ajustável feita através de dados de catálogo.

No dimensionamento de um dispositivo auto-ajustável os parâmetros utilizados para sua determinação são: massa a ser movida, posição de montagem do cilindro hidráulico, velocidade do conjunto e pressão de suprimento. Fazendo uso destes parâmetros calcula-se dois fatores D_m e D_p , que determinam se o dispositivo de amortecimento auto-ajustável possui capacidade de absorver ou não a energia cinética gerada pelo sistema. Então, calcula-se estes dois fatores da seguinte forma:

$$D_m = \frac{m}{10^K} \quad (2.7)$$

onde:

$$K = K'_v \cdot (0,5 - v) \quad (2.8)$$

m = massa a ser movida [kg]

v = velocidade da haste [m/s]

K'_v = coeficiente que varia de acordo com o cilindro utilizado, cujo valor é dado no catálogo

$$D_p = p_s \pm \frac{m \cdot 9,81 \cdot \text{sen} \alpha}{A \cdot 10} \quad (2.9)$$

α = ângulo em relação a horizontal [graus]

p_s = pressão de suprimento [bar]

$A = \text{área do êmbolo [cm}^2\text{]}$

Com estes dois fatores insere-se em um gráfico, que é apresentado na Figura 9, para identificar o ponto de intersecção entre D_m e D_p . Neste gráfico são apresentadas quatro curvas, onde duas delas demonstram os valores do K_v para dois cilindros de diâmetros de hastes diferentes e outras duas curvas que vão determinar a capacidade de amortecimento deste dispositivo. Se a intersecção entre os fatores estiver abaixo da curva 1, a aplicação que fará uso do cilindro não necessita de amortecimento de fim de curso. Caso o ponto esteja entre as curvas 1 e 2, é necessária a utilização do amortecimento de fim de curso e, por fim, se o ponto estiver acima da curva 2 o dispositivo de amortecimento não possuirá capacidade suficiente de amortecimento.

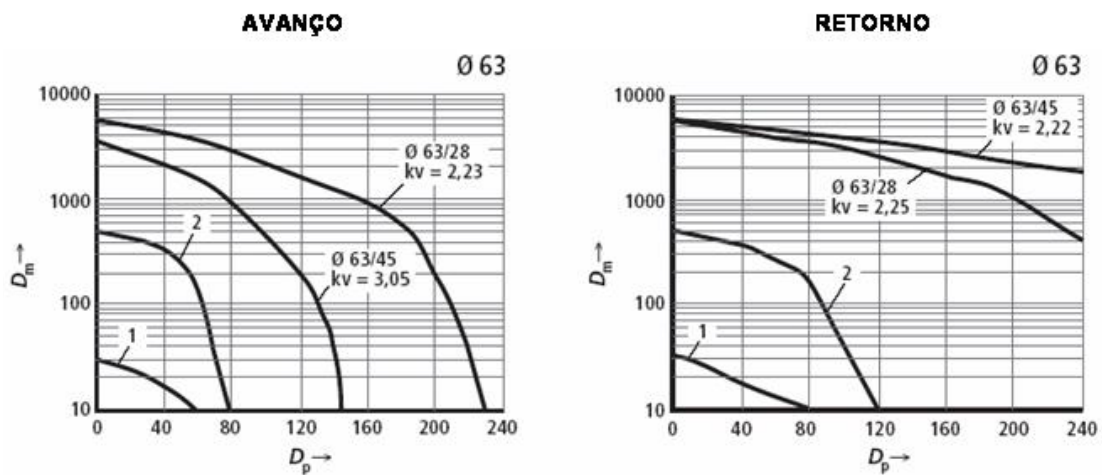


Figura 9 – Gráficos da capacidade de amortecimento do dispositivo auto-ajustável para o cilindro hidráulico CDT 63/45 (BOSCH REXROTH, 2000)

Todavia, a determinação da capacidade do amortecimento da bucha, neste caso, torna-se um tanto quanto obscura frente à origem de seus parâmetros experimentais para a sua determinação. Por isso não se consegue correlacionar diretamente a forma como foram determinados estes dois fatores D_m e D_p . Entretanto, sabe-se que o fator D_m está relacionado com a energia cinética sobre a qual o dispositivo tem capacidade de dissipar, e o D_p está relacionado basicamente com a força hidráulica que faz o cilindro se movimentar.

Já existem novos dispositivos de amortecimento auto-ajustáveis desenvolvidos pela própria Bosch Rexroth Ltda., cujos dados de catálogo são mais claros; ou seja, apresentam diretamente a energia cinética máxima que o cilindro pode admitir, sem que o mesmo venha a ser danificado. Isto é observado na Figura 10, onde as curvas representam o diâmetro do

êmbolo do cilindro. Através deste gráfico pode-se encontrar a energia cinética máxima que o cilindro suporta para uma dada pressão de suprimento do sistema, levando em conta também o ângulo de montagem e a massa a ser movida.

Utilizando a equação (2.5), a qual foi determinada a partir da literatura e não sendo encontrada em catálogos de fabricantes, pode-se determinar de forma mais detalhada a energia cinética máxima que um cilindro hidráulico pode suportar, admitindo-se alterar o comprimento do amortecimento, até que o mesmo possa vir a amortecer a situação de trabalho desejada.

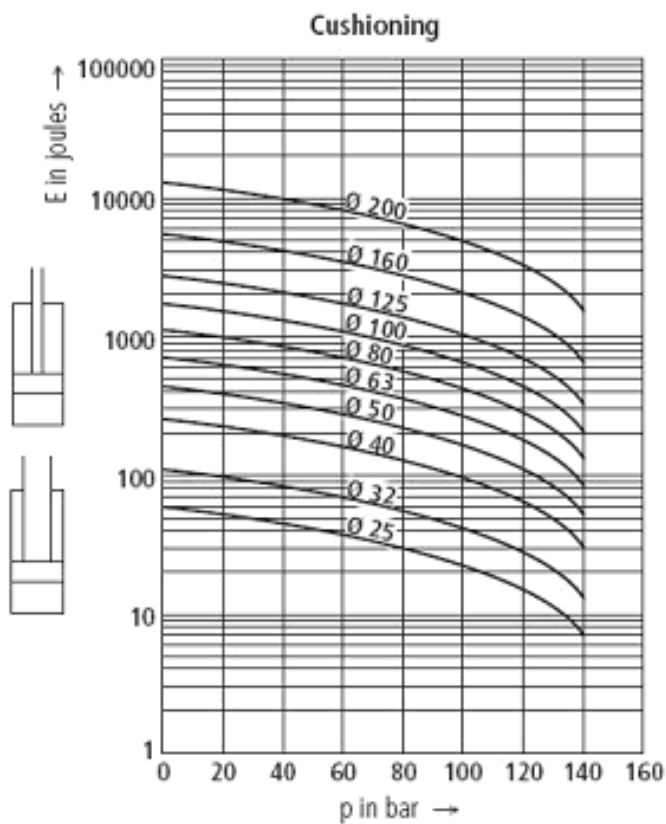


Figura 10 – Gráficos de capacidade de amortecimento para cilindros hidráulicos(BOSCH REXROTH, 2003)

3 – MODELAGEM MATEMÁTICA

3.1 – Introdução

Os cilindros hidráulicos com amortecimento de fim de curso são muito utilizados em sistemas hidráulicos em diversas aplicações, tanto no meio móbil quanto no industrial. São normalmente selecionados com base nas características operacionais de regime permanente. Sendo assim, seu comportamento dinâmico afeta significativamente a resposta do sistema hidráulico.

A modelagem descrita a seguir está baseada nas equações não-lineares, que regem o comportamento eletro-mecânico da válvula e do cilindro hidráulico, e nas grandezas físicas, que regem o comportamento do componente em estudo. Esta modelagem consiste na aplicação das leis físicas fundamentais para os componentes do sistema hidráulico e nas interligações destes componentes, de forma a gerar um conjunto de equações que descrevem de forma adequada o comportamento do sistema físico. Na modelagem, utiliza-se equações com base na mecânica dos fluidos e na mecânica clássica, especificamente, a equação da conservação da massa ou a equação da continuidade, a equação da conservação da quantidade de movimento para haste do cilindro e a equação da vazão em orifícios (LINSINGEN, 2001 e DE NEGRI, 1987).

No sistema, utilizou-se um cilindro hidráulico diferencial 063/045-400 com uma válvula direcional proporcional pilotada de 4 vias assimétrica, sendo que as especificações técnicas destes componentes são apresentadas no apêndice D. Na modelagem, analisa-se somente a câmara de amortecimento (p_{Bin}) onde, na Figura 11a observa-se, em uma primeira configuração, o cilindro fora da região de amortecimento; ou seja, a pressão assume um único valor tanto para a câmara B como para a câmara de amortecimento. Na Figura 11b observa-se que o cilindro se encontra na região de amortecimento, neste momento têm-se valores de pressões diferentes para câmara de amortecimento e câmara B. Na Figura 12 observa-se um desenho esquemático, contendo os principais parâmetros e variáveis usados nas equações, onde pode-se identificar os componentes utilizados: “1” é o circuito eletrônico da válvula redutora de pressão “2”, que é a piloto da válvula direcional proporcional “3”, a qual direciona o fluido para as câmaras do cilindro hidráulico “4”.

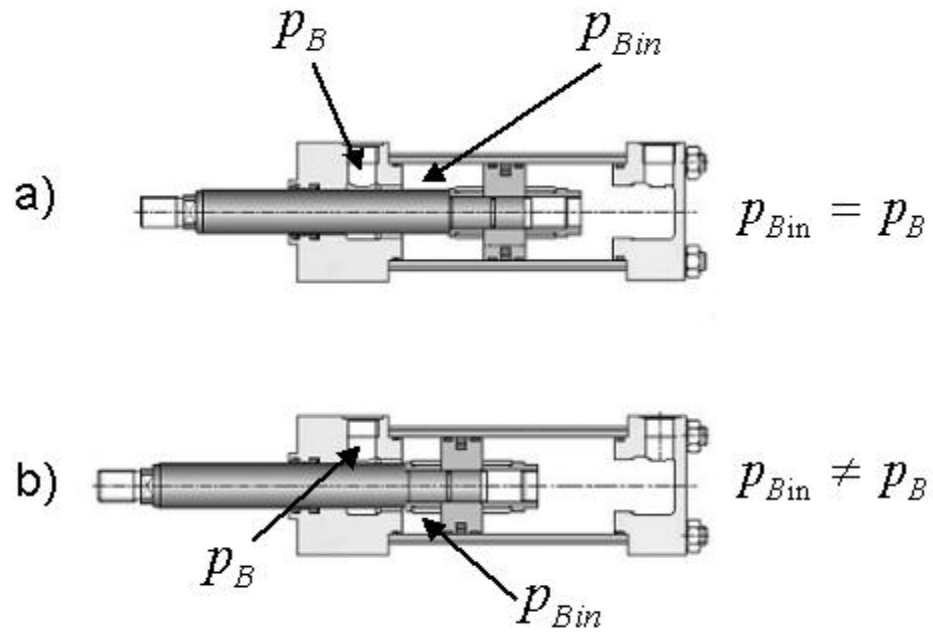


Figura 11 – Posições do cilindro hidráulico para modelagem

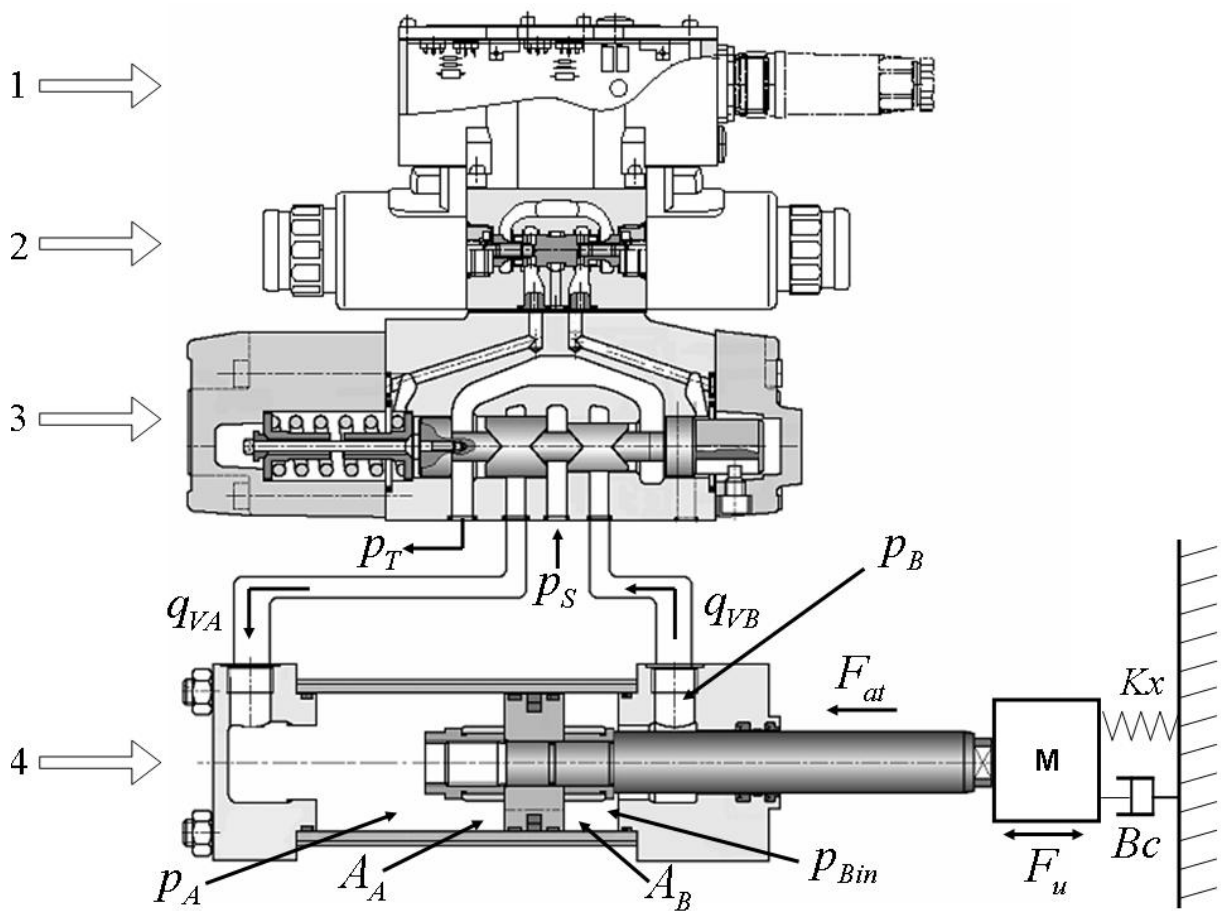


Figura 12 – Montagem válvula – cilindro

A apresentação da modelagem nesta seção está ordenada da seguinte forma:

1. Equações da vazão para válvula assimétrica;
2. Modelagem do dispositivo de amortecimento;
3. Aplicação da equação da conservação da quantidade de movimento para a haste e continuidade para as câmaras do cilindro.

3.2 – Vazão nos orifícios da válvula direcional proporcional

A descrição matemática do comportamento dinâmico da válvula direcional proporcional de 4 vias assimétrica pode ser encontrada a partir da equação da vazão do orifício de controle nas vias, a qual se originou da equação de Bernoulli (FOX e McDONALD, 1995; SHAMES, 1973; STREETER e WYLIE, 1982 e BLACKBURN *et al*, 1960). Os parâmetros variáveis para modelagem são vistos na Figura 13; a dinâmica do carretel da válvula não será considerada nesta modelagem. Sendo assim, tem-se que:

$$q_{VA} = Cd.A_3.\sqrt{\frac{2}{\rho}.(p_S - p_A)} - Cd.A_4.\sqrt{\frac{2}{\rho}.(p_A - p_T)} \quad (3.1)$$

$$q_{VB} = Cd.A_6.\sqrt{\frac{2}{\rho}.(p_S - p_B)} - Cd.A_5.\sqrt{\frac{2}{\rho}.(p_B - p_T)} \quad (3.2)$$

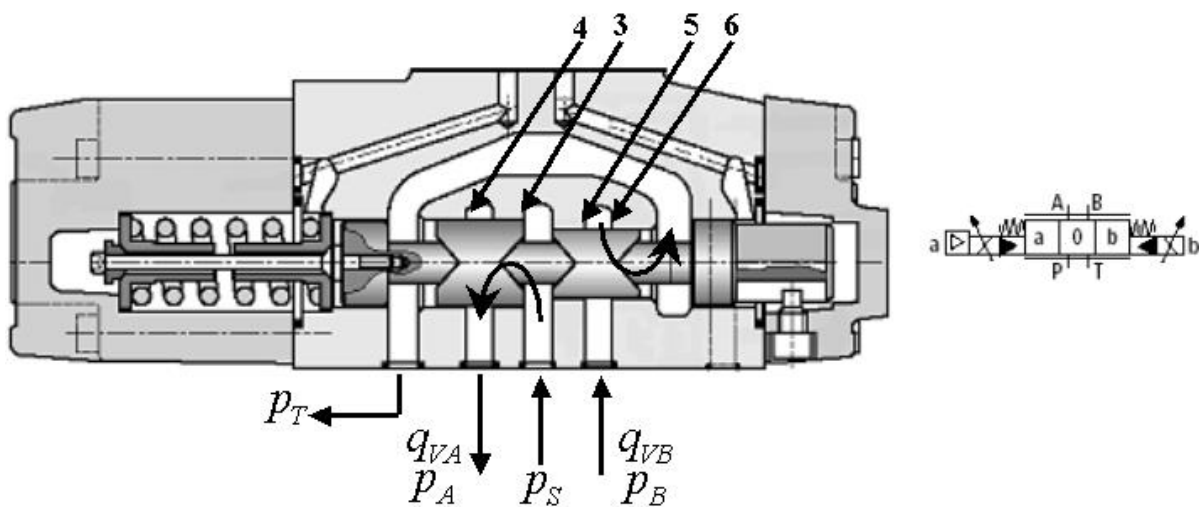


Figura 13 – Representação da válvula direcional proporcional de 4 vias

Segundo FURST (2001), um desafio que o projetista de sistemas hidráulicos encontra durante a etapa de dimensionamento é a obtenção dos valores dos parâmetros presentes nos modelos matemáticos. O problema está na extração dos parâmetros requeridos dos dados técnicos de catálogos de fabricantes, que não possuem uma forma unificada de caracterização de seus produtos.

Sabendo-se que para a validação deste modelo fez-se uso de uma válvula direcional proporcional de 4 vias assimétrica, as equações (3.1) e (3.2) sofreram algumas alterações segundo a metodologia desenvolvida por FURST (2001). Utiliza-se, então, o coeficiente Kv que pode ser calculado a partir de dados de catálogo e representa a relação da vazão para uma entrada nominal em x_n , i_n ou U_n e uma pressão de teste.

Logo, tem-se que:

$$q_{VA} = Kv \cdot \frac{U}{U_n} \cdot \sqrt{\Delta p_t^v} \quad (3.3)$$

$$q_{VB} = Kv \cdot \frac{U}{2U_n} \cdot \sqrt{\Delta p_t^v} \quad (3.4)$$

q_{VA} = vazão na câmara A do cilindro [m³/s]

q_{VB} = vazão na câmara B do cilindro [m³/s]

Kv = coeficiente de vazão da válvula [$(m^3/s)/(Pa)^{1/2}$]

U = sinal de tensão de entrada da válvula [V]

U_n = tensão nominal [V]

Δp_t^v = diferença de pressão total na válvula [Pa]

Sabendo-se que o objetivo deste trabalho é o estudo do amortecimento de fim de curso em cilindros hidráulicos, as equações para os orifícios da válvula, para efeito de validação do modelo matemático, tomaram a seguinte forma:

$$q_{VA} = Kv_A^{\text{exp}} \cdot \sqrt{\Delta p_{via}^v} \quad (3.5)$$

$$q_{VB} = Kv_B^{\text{exp}} \cdot \sqrt{\Delta p_{via}^v} \quad (3.6)$$

Kv_A^{exp} = coeficiente de vazão da válvula experimental para via A [(m³/s)/(Pa)^{1/2}]

Kv_B^{exp} = coeficiente de vazão da válvula experimental para via B [(m³/s)/(Pa)^{1/2}]

A alteração foi feita devido ao fato de se estar trabalhando com cilindro com amortecimento de fim de curso. Desta maneira, a vazão nos orifícios da válvula será afetada, pois no momento em que o cilindro entra na região de amortecimento ocorre uma grande variação no comportamento da vazão e nas pressões do sistema. Como o coeficiente de vazão da válvula é determinado para uma vazão específica e uma dada queda de pressão nos orifícios da válvula ($K_v = q_v / \sqrt{\Delta p}$), este só poderá ser considerado como constante quando não existir variação nestas condições de trabalho. No momento em que os mesmos passam a variar consideravelmente, este coeficiente se torna variável também.

Na Figura 14 é apresentado o comportamento deste coeficiente nas vias da válvula durante o avanço do cilindro hidráulico, onde Kv_A^{exp} se dá de $p_S \rightarrow p_A$ e Kv_B^{exp} se dá de $p_B \rightarrow p_T$, possibilitando observar a variação do comportamento deste coeficiente, tanto na partida do cilindro, momento este em que sai da região de amortecimento, como no momento em que o mesmo atinge a região de amortecimento no avanço. Logo, para que se possa analisar de forma mais correta o comportamento do conjunto válvula-cilindro, utilizar-se-á este coeficiente experimental, objetivando validar o modelo matemático proposto para o cilindro hidráulico com amortecimento de fim de curso auto-ajustável. Este coeficiente de vazão de válvula experimental será válido somente para a condição na qual foi determinado, ou seja, neste caso para uma abertura de 50% da válvula e uma perda de carga total na válvula de $5,2 \times 10^6$ Pa (52 bar), condição esta que será utilizada para todos os experimentos apresentados a seguir.

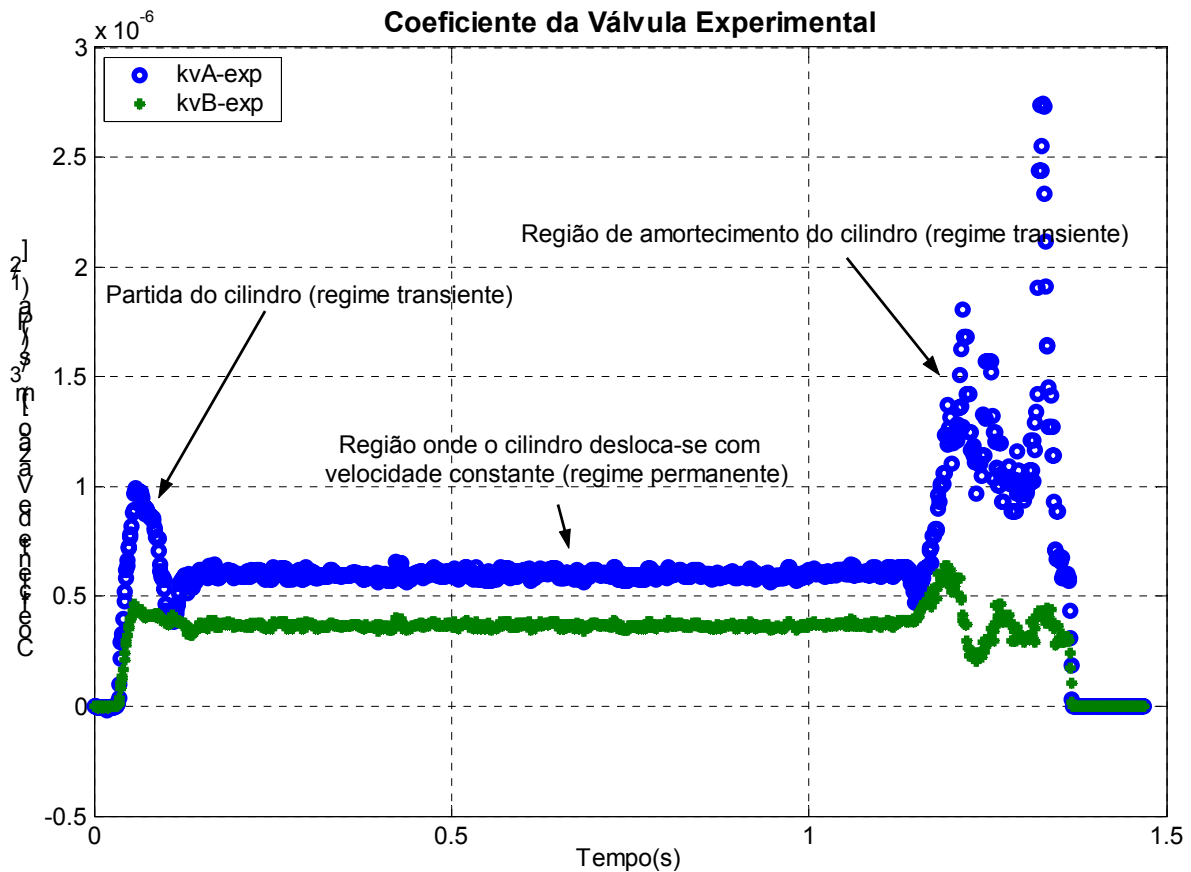


Figura 14 – Comportamento do $K_{V_A}^{\text{exp}}$ e $K_{V_B}^{\text{exp}}$ da válvula, com pressão de suprimento de $4,1 \times 10^6$ Pa (41 bar) e 50% de abertura na válvula

Para um $K_{V_t}^{\text{exp}} = 4,38 \times 10^{-7}$ (coeficiente de vazão total - $K_{V_t}^{\text{exp}} = K_{V_A}^{\text{exp}} / \sqrt{2}$), valor este determinado experimentalmente a partir da relação entre vazão e raiz quadrada da perda de carga na válvula, observado na região onde a haste do cilindro desloca-se em regime permanente e com um $\Delta p_t = 5,2 \times 10^5$ Pa (52 bar) na válvula, gera-se uma vazão de 1×10^{-3} m³/s (60 lpm). Pode-se observar na Figura 15, na qual é apresentado o gráfico de vazão da válvula utilizada, onde as curvas representam a perda de carga total na válvula, que os valores determinados experimentalmente estão coerentes. Com isto, justifica-se a utilização deste coeficiente de vazão experimental, tendo em vista que se está fazendo um estudo mais detalhado do comportamento do cilindro hidráulico e do dispositivo de amortecimento agregado ao mesmo.

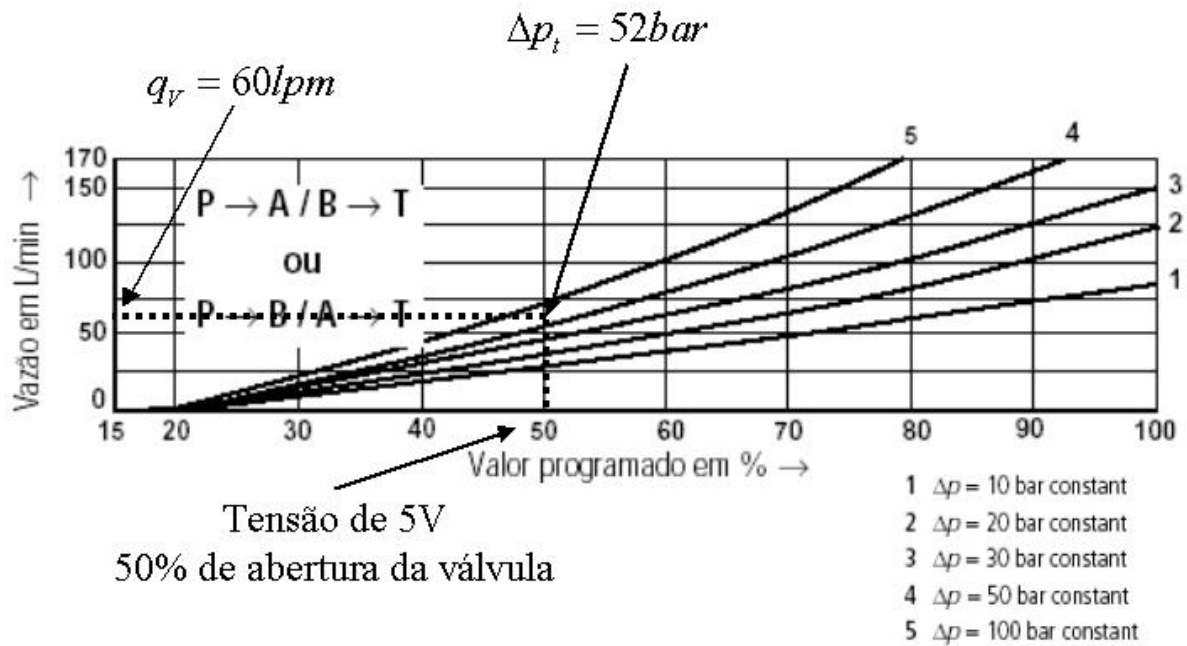


Figura 15 – Gráfico da vazão da válvula(BOSCH REXROTH 2002)

3.3 – Cilindro hidráulico

O comportamento de sistemas hidráulicos está diretamente ligado às condições de operação às quais estão submetidos. Seja em regime permanente ou transiente, é necessário conhecer os efeitos das variáveis que influenciam o comportamento estático e dinâmico do sistema (LINSINGEN, 2001).

Neste item serão apresentadas as equações que descrevem o comportamento dos cilindros hidráulicos, possibilitando uma análise destes.

3.3.1 – Forças atuantes nos cilindros hidráulicos

Conforme visto na Figura 12, as principais forças atuantes nos cilindros são: forças de inércia decorrentes da aceleração da massa do conjunto, forças devido às pressões atuantes em cada lado do êmbolo, forças úteis que o pistão exerce, forças de atrito e força de mola.

Então, pela segunda lei de Newton tem-se:

$$(p_A \cdot A_A) - (p_B \cdot A_B) = M \cdot \frac{d^2 X}{dt^2} + Bc \cdot \frac{dX}{dt} + Kx \cdot X + F_{at} + F_u \quad (3.7)$$

onde:

$(p_A \cdot A_A)$ = é a força aplicada na área A_A devido à pressão p_A na câmara A [Pa]

$(p_B \cdot A_B)$ = é a força aplicada na área A_B devido à pressão p_B na câmara B [Pa]

F_{at} = é a força de atrito presente em cilindros hidráulicos; resulta da combinação do atrito estático e do viscoso (este atrito foi determinado experimentalmente para o cilindro utilizado) [N]

F_u = força útil aplicada à carga [N]

B_c = módulo de compressibilidade [N.s/m]

K_x = constante elástica da mola [N]

$M = (M_e + M_c + M_f)$ = massa total [kg]

M_e = massa do êmbolo do cilindro [kg]

M_c = massa da carga [kg]

M_f = massa efetiva do fluido [kg]

$M_f = \rho \cdot V_f + \sum_{j=1}^n \rho \cdot V_j \cdot \left(\frac{Ah}{A_j} \right)$ (STRINGER, 1976) onde:

V_f = volume total de fluido nas câmaras A e B do cilindro [m³]

V_j = volume do fluido no j-ésimo seguimento da canalização [m³]

$Ah_{(A,B)}$ = área equivalente ao volume deslocado do êmbolo [m²]

A_j = área da seção transversal do j-ésimo seguimento da canalização [m²]

n = número de seguimentos de tubulação

3.3.2 – Vazão

O entendimento dos fenômenos físicos, que ocorrem em um cilindro, parte da aplicação da equação da conservação da massa (equação da continuidade) para um volume de controle definido no interior de cada câmara. A equação da continuidade determina que a direção da vazão que entra e a vazão que sai em um dado volume de controle é igual à taxa de variação do volume com o tempo, somada a parcela correspondente à expansão ou compressão do fluido neste volume de controle (DE NEGRI, 2001).

Deste modo, referindo-se à Figura 12, a vazão que entra no cilindro é dada pela equação da continuidade:

$$q_{VA} = A_A \frac{dX}{dt} + \frac{V_A}{\beta_e} \cdot \frac{dp_A}{dt} + C_{in} \cdot p_C \quad (3.8)$$

onde,

V_A = volume da câmara [m³]

β_e = é o modulo de compressibilidade efetivo [Pa]

C_{in} = constante de vazamento interno [Pa.m³/s]

p_C = pressão de carga ($p_A - p_B$) [Pa]

A vazão de saída da câmara do cilindro é:

$$q_{VB} = A_B \frac{dX}{dt} - \frac{V_B}{\beta_e} \cdot \frac{dp_B}{dt} + C_{in} \cdot p_C \quad (3.9)$$

3.4 – Modelagem experimental do dispositivo de amortecimento

Alguns caminhos foram seguidos com o objetivo de modelar o comportamento do dispositivo de amortecimento, porém não se obteve grande sucesso, onde os mesmos serão apresentados na seção 3.5 Partiu-se então para um estudo experimental com o intuito de representar da melhor forma possível o comportamento físico do dispositivo. Sabendo-se que o dispositivo de amortecimento é basicamente uma restrição a qual o fluido tem que vencer,

representou-se este comportamento como sendo um escoamento em um orifício, já citada na seção 3.2.

$$q_{VB} = Cd \cdot A_o \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_t^{Amo}} \quad (3.10)$$

C_d = coeficiente de descarga

A_o = área na seção plana do orifício de controle [m^2]

Onde através de algumas manipulações, chega-se à equação (3.11) utilizada para a determinação da vazão no dispositivo de amortecimento.

$$q_{VB} = f_{Amo} \sqrt{\Delta p_t^{Amo}} \quad (3.11)$$

f_{Amo} = fator de amortecimento [$(m^3/s)/(Pa)^{1/2}$]

q_{VB} = vazão na câmara B, que é a mesma vazão que passa pelo dispositivo de amortecimento [m^3/s]

$\Delta p_t^{Amo} = (p_{Bin} - p_B)$ = diferença de pressão total no amortecimento [Pa]

A necessidade da criação deste fator de amortecimento existiu devido ao fato de não se conseguir determinar o comportamento real do escoamento do fluido, na região do amortecimento, podendo ele ser laminar ou turbulento, pois se trabalha com folgas radiais na ordem de centésimos de milímetros e com variações na geometria da bucha de amortecimento, na ordem de centésimos de milímetros. Contudo, não se consegue determinar valores para o Cd (coeficiente de descarga), sendo assim, não se obtém relação direta entre a geometria da bucha e o comportamento do escoamento. Cria-se então o fator de amortecimento, cujos parâmetros que engloba são os seguintes: coeficiente de descarga, área da seção transversal e massa específica do fluido.

O comportamento do fator de amortecimento f_{Amo} é determinado a partir da relação entre a raiz quadrada da queda de pressão no amortecimento e a vazão que passa pela restrição, à medida que o cilindro se desloca ($f_{Amo} = q_V / \sqrt{\Delta p}$). O fator é obtido a partir de dados experimentais, pois o cilindro utilizado na bancada de testes apresenta algumas

modificações, que serão apresentadas no próximo capítulo, possibilitando a determinação deste fator.

Agora antecipam-se alguns resultados obtidos experimentalmente, com objetivo de apresentar o comportamento deste fator de amortecimento. Na Figura 16 é observada a variação deste fator, à medida que o cilindro se desloca, onde estão sendo comparados os ensaios efetuados para uma mesma condição de pressão de suprimento e uma pequena variação na velocidade do cilindro hidráulico. Porém, foram alterados os carregamentos do cilindro hidráulico, testadas situações desde o carregamento com pouca massa até massa total disponível. Pode-se constatar que o comportamento do fator de amortecimento não se altera; ou seja, independente da condição de trabalho a qual o cilindro hidráulico é exposto, o comportamento do fator de amortecimento é o mesmo. Conclui-se que o amortecimento está diretamente relacionado com a geometria da bucha de amortecimento. Isto ainda pode ser visto na Figura 17 e Figura 18, ao plotar o fator no tempo, observa-se que seu comportamento é mantido. Porém ao alterar a condição de velocidade do sistema, cada situação de trabalho inicia o amortecimento em um dado tempo. Contudo, o comportamento manteve-se o mesmo para todas as situações.

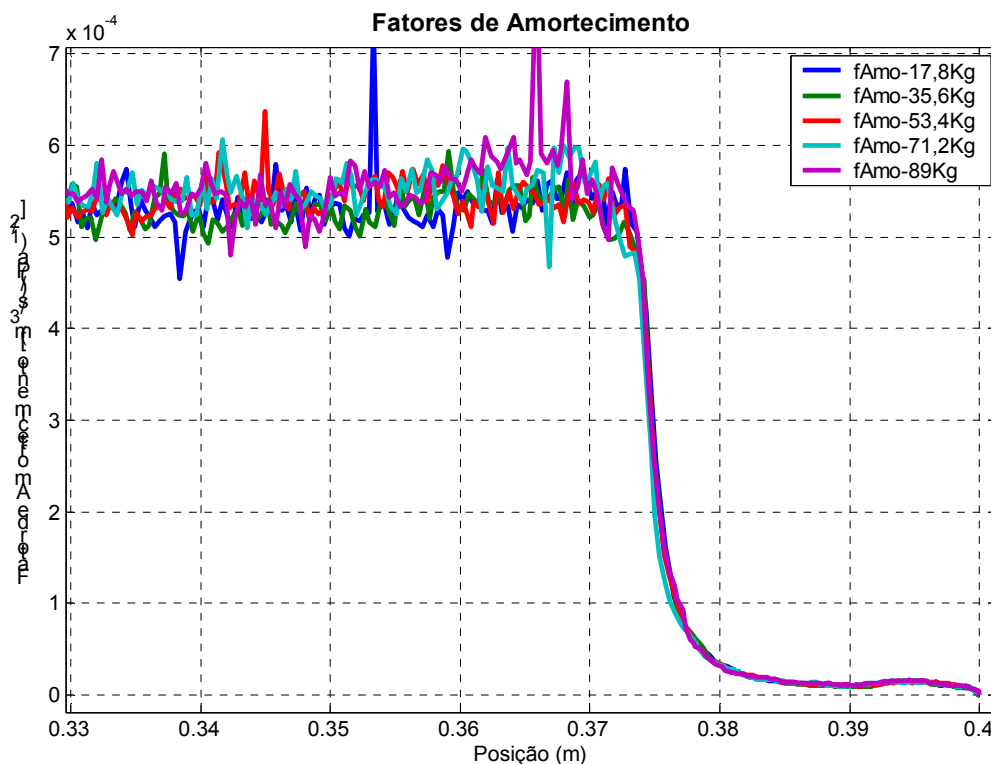


Figura 16 – Comportamento do fator de amortecimento na posição para carregamentos variados

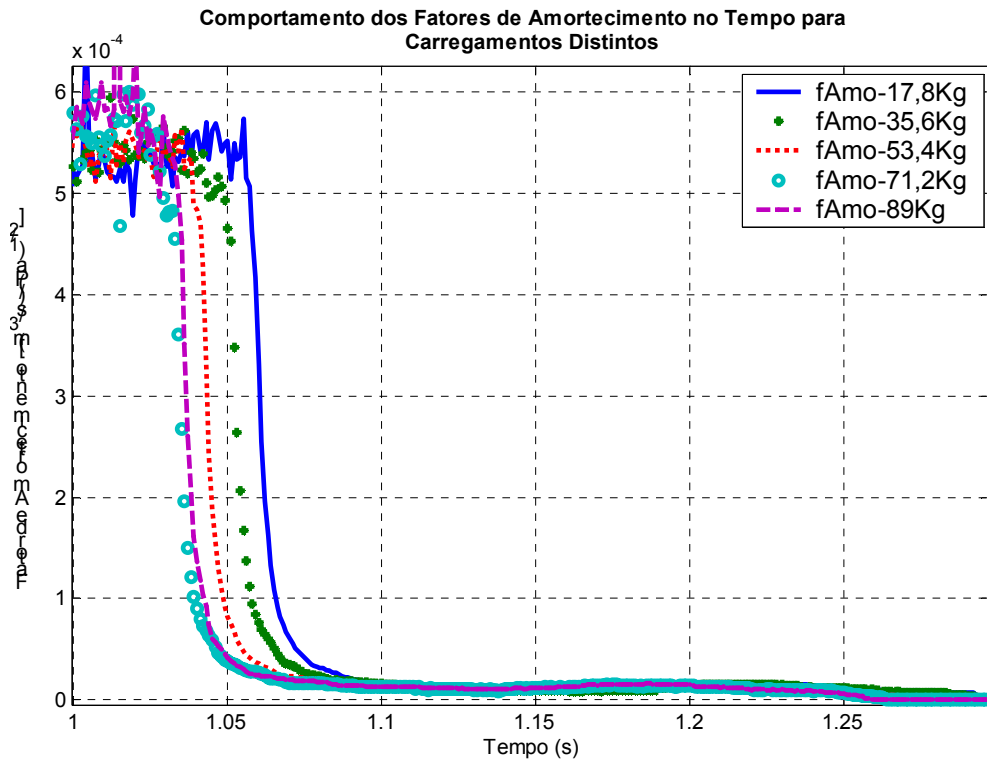


Figura 17 – Comportamento do fator de amortecimento no tempo para carregamentos distintos

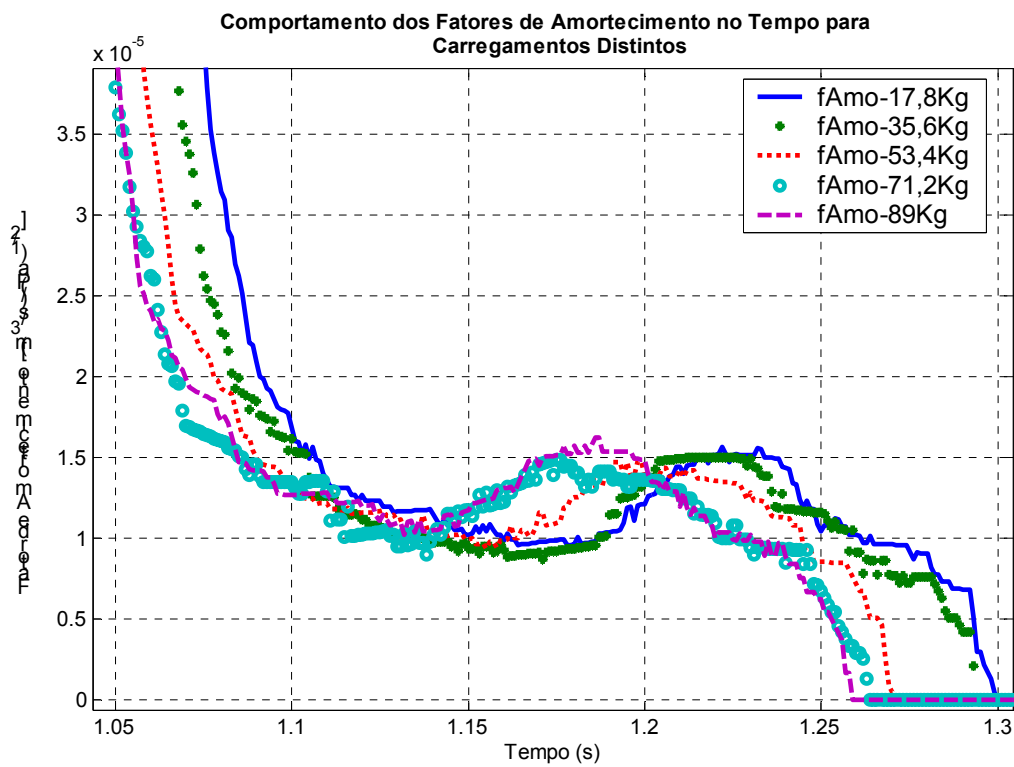


Figura 18 – Zoom do comportamento do fator de amortecimento no tempo, para carregamentos distintos

Ainda para comprovar a dependência do escoamento com a geometria da bucha, tem-se a Figura 19, onde plota-se um segundo fator de amortecimento (f'_{Amo}), o qual não engloba a variação da área da seção transversal de saída do fluido e nem a densidade do fluido ($f'_{Amo} = q_v / A_0 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p / \rho}$). Observa-se que ainda existe grande variação deste segundo fator de amortecimento, não chegando a um valor constante que possa vir a ser utilizado para outras geometrias de bucha.

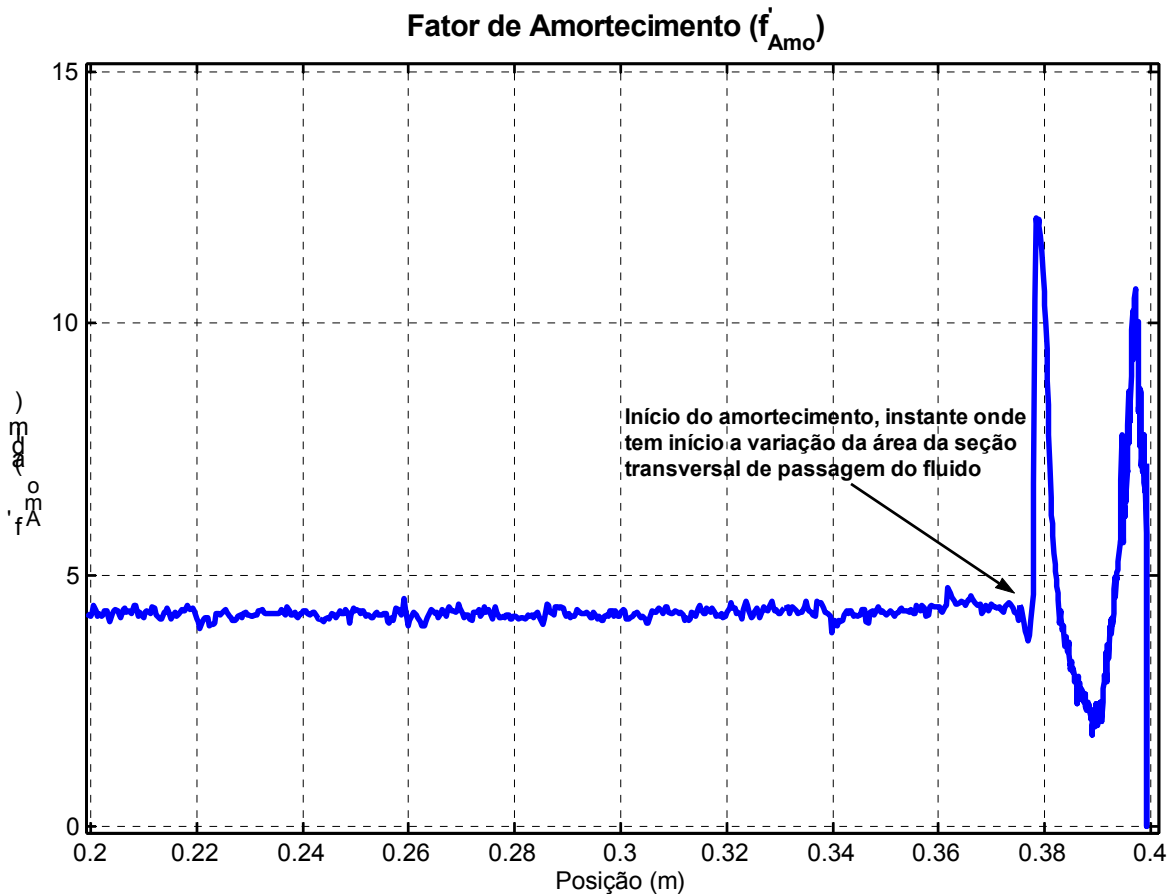


Figura 19 – Fator de amortecimento, o qual não engloba a área da seção transversal e a densidade do fluido

Objetivando a coerência no modelo matemático, no momento em que o cilindro atinge o amortecimento, considera-se a perda de carga no orifício da válvula e no orifício de amortecimento. Mesmo sabendo que a perda de carga no orifício de amortecimento é muito maior, tem-se então que:

$$\Delta p_t = \Delta p_{via}^v + \Delta p_t^{Amo} \quad (3.12)$$

Δp_t = diferença total entre câmara de amortecimento e válvula [Pa]

Δp_{via}^v = diferença de pressão na via da válvula [Pa]

Δp_t^{Amo} = diferença de pressão no amortecimento [Pa]

Substituindo as equações (3.6) e (3.11) em (3.12) tem-se que:

$$\Delta p_t = q_{VB}^2 \cdot \left(\frac{1}{(Kv_B^{exp})^2} \right) + (q_{VB})^2 \cdot \left(\frac{1}{f_{Amo}^2} \right) \quad (3.13)$$

logo:

$$q_{VB} = Kv_B^{exp} \cdot f_{Amo} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_t}{f_{Amo}^2 + (Kv_B^{exp})^2}} \quad (3.14)$$

A equação (3.14) é utilizada para modelar a câmara B no momento em que o cilindro atinge a região de amortecimento, pois não se pode considerar somente o dispositivo de amortecimento ou somente a válvula; ambos têm de ser considerados para que não haja incoerência no modelo.

3.5 – Modelagem analítica do dispositivo de amortecimento

Nesta seção serão apresentadas duas tentativas de modelagem analítica do dispositivo de amortecimento, em que se trabalha com $A_0 = f(x)$ ou então $d_b = f(x)$. Alguns resultados experimentais serão antecipados de forma a demonstrar a ineficiência destes modelos na representação do fenômeno de amortecimento no cilindro hidráulico.

3.5.1 – Modelagem a partir da equação da vazão em orifícios

Objetivando a análise do orifício do dispositivo de amortecimento, assim é importante investigar o tipo de escoamento que ocorre em função do deslocamento da bucha no momento em que a mesma se encontra naquela região. Assim foram utilizadas equações matemáticas para descrever o escoamento laminar e turbulento na região de amortecimento.

Em, DE NEGRI *et al.*, (1998) determina-se uma equação matemática referente a vazão de transição que determina a mudança do regime de escoamento no orifício. Ocorrendo vazões inferiores a vazão de transição, considera-se o escoamento uma função linear (escoamento laminar) e, caso contrário função quadrática (escoamento turbulento). Na Figura 20 observa-se alguns parâmetros geométricos utilizados na modelagem do dispositivo de amortecimento.

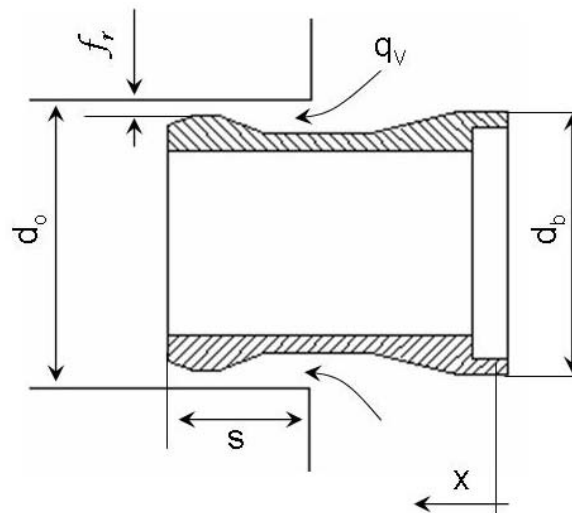


Figura 20 – Parâmetros e variáveis para modelagem do amortecimento

Escrevendo o coeficiente de descarga pelas assíntotas sobrepostas por (MERRITT, 1967) nas curvas da Figura 21:

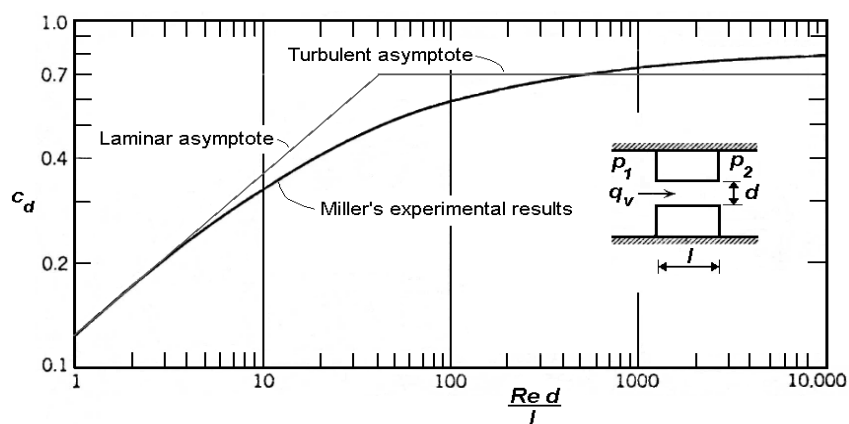


Figura 21 – coeficiente de descarga para um orifício tipo tubo curto (MERRITT, 1967)

Tem-se para situação de fluxo turbulento a seguinte equação:

$$q_{Vturb} = Cd_{turb} \cdot A_0 \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (3.15)$$

onde:

$$A_0 = \pi \cdot (d_o^2 - d_b^2) / 4 = \text{área da seção transversal de passagem do fluido [m}^2\text{]}$$

Cd_{turb} = coeficiente de descarga para um escoamento turbulento

Por outro lado, o coeficiente de descarga representado pela assíntota laminar do fluxo é dado por:

$$Cd = 0,1134 \cdot \sqrt{\frac{q_V \cdot D_h^2}{A_0 \cdot \nu \cdot S}} \quad (3.16)$$

Logo, tem-se para a condição de fluxo laminar a seguinte equação:

$$q_{Vlam} = 0,01286 \frac{D_h^2}{\nu \cdot S} \cdot A_0 \cdot \left(\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho} \right) \quad (3.17)$$

onde

$$D_h = d_o - d_b = 2 \cdot f_r = \text{diâmetro hidráulico [m]}$$

$$\nu = \text{viscosidade cinemática [m}^2\text{/s]}$$

$$\rho = \text{densidade do fluido [kg/m}^3\text{]}$$

E, por fim, considerando o coeficiente de descarga associado à assíntota do escoamento turbulento, pode-se determinar a vazão de transição da seguinte forma:

$$q_V = 77,7632 \cdot \frac{A_0 \cdot \nu \cdot S}{D_h^2} \cdot Cd_{turb}^2 \quad (3.18)$$

Então se: $q_{Vlam} \leq q_{Vtrans} \Rightarrow q_V = q_{Vlam}$ ou $q_{Vlam} > q_{Vtrans} \Rightarrow q_V = q_{Vturb}$

Na Figura 22 observa-se o comportamento da velocidade experimental, comparando-a com a simulada a partir da modelagem e considerando a vazão em orifícios, onde se analisa $A_0 = f(x)$. Pode-se concluir que esta forma de equacionamento não descreveu de forma satisfatória o fenômeno físico estudado. Nota-se que, no início do amortecimento a velocidade simulada teve uma queda muito acentuada se comparando com a experimental, não conseguindo recuperar a velocidade como no resultado experimental. Pode-se dizer que esta forma analítica de modelagem não demonstrou resultados satisfatórios.

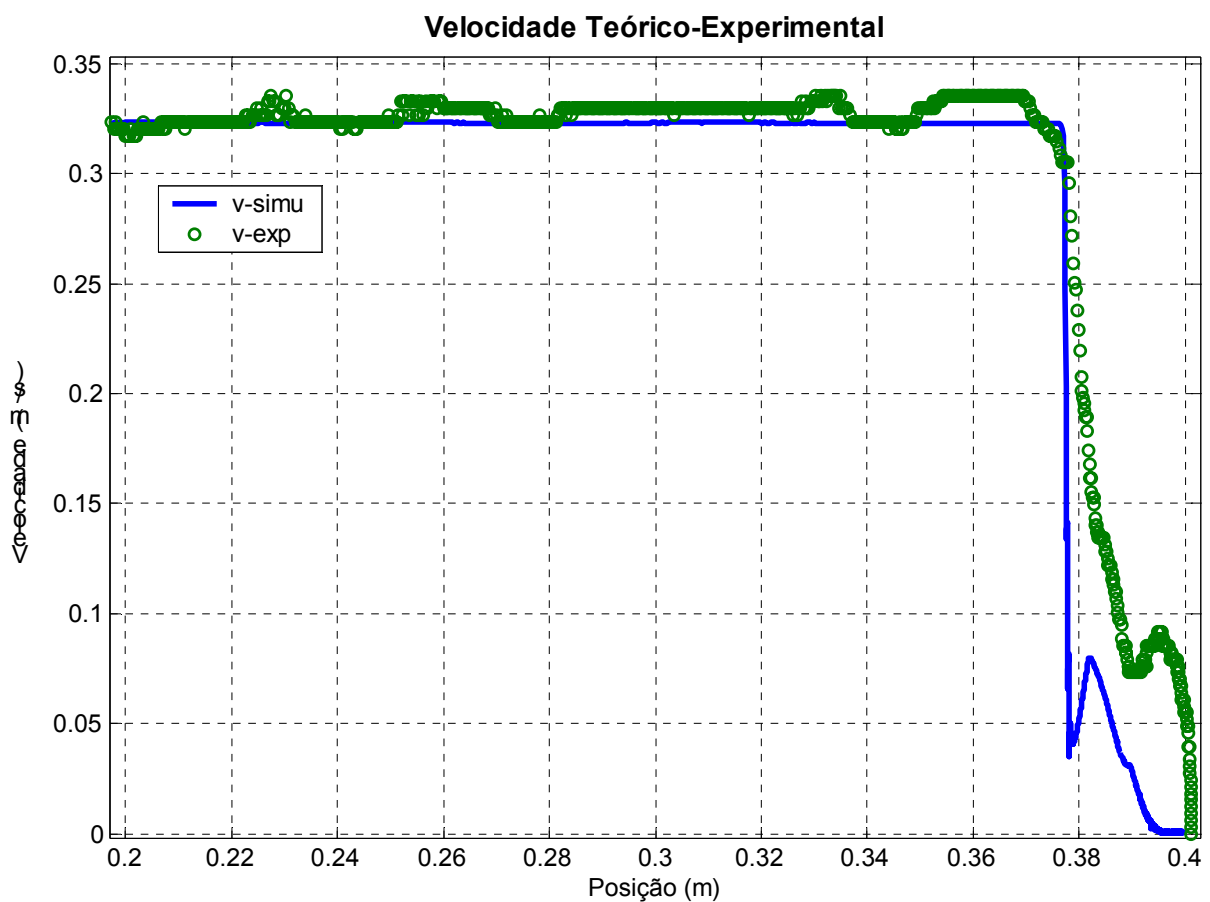


Figura 22 – Velocidade teórico-experimental utilizando $A_0 = f(x)$

3.5.1 – Modelagem a partir da equação do escoamento entre placas paralelas

Aqui será considerado o escoamento entre placas paralelas infinitas, sendo que uma delas se desloca com a velocidade constante, considerando um escoamento laminar do fluido no momento em que o cilindro atinge o amortecimento. Sendo $d_b = f(x)$, assim tem-se que:

$$q_v = \frac{\pi \cdot d_b \cdot v \cdot f_r}{2} - \frac{\pi \cdot d_b \cdot f_r^3 \cdot \Delta p}{12 \cdot \mu \cdot s} \quad (3.19)$$

onde:

$$f_r = d_o - d_b/2 = \text{folga radial [m]}$$

$$\mu = \text{viscosidade do óleo [kg/m.s]}$$

$$d_b = \text{diâmetro da bucha [m]}$$

A dedução da equação (3.19) pode ser encontrada em FOX e McDONALD, (1995).

Na Figura 23 observa-se o comportamento da velocidade experimental, comparando-a com a simulada a partir da modelagem e considerando um escoamento laminar entre placas planas, onde se analisa $d_b = f(x)$. Pode-se concluir que esta forma de equacionamento também não descreveu de maneira satisfatória o fenômeno físico estudado. Nota-se que, no início do amortecimento, a velocidade simulada teve uma queda muito acentuada se comparada com a experimental, não conseguindo recuperar a velocidade como no resultado experimental. Pode-se dizer que esta forma analítica de modelagem também não demonstrou resultados satisfatórios.

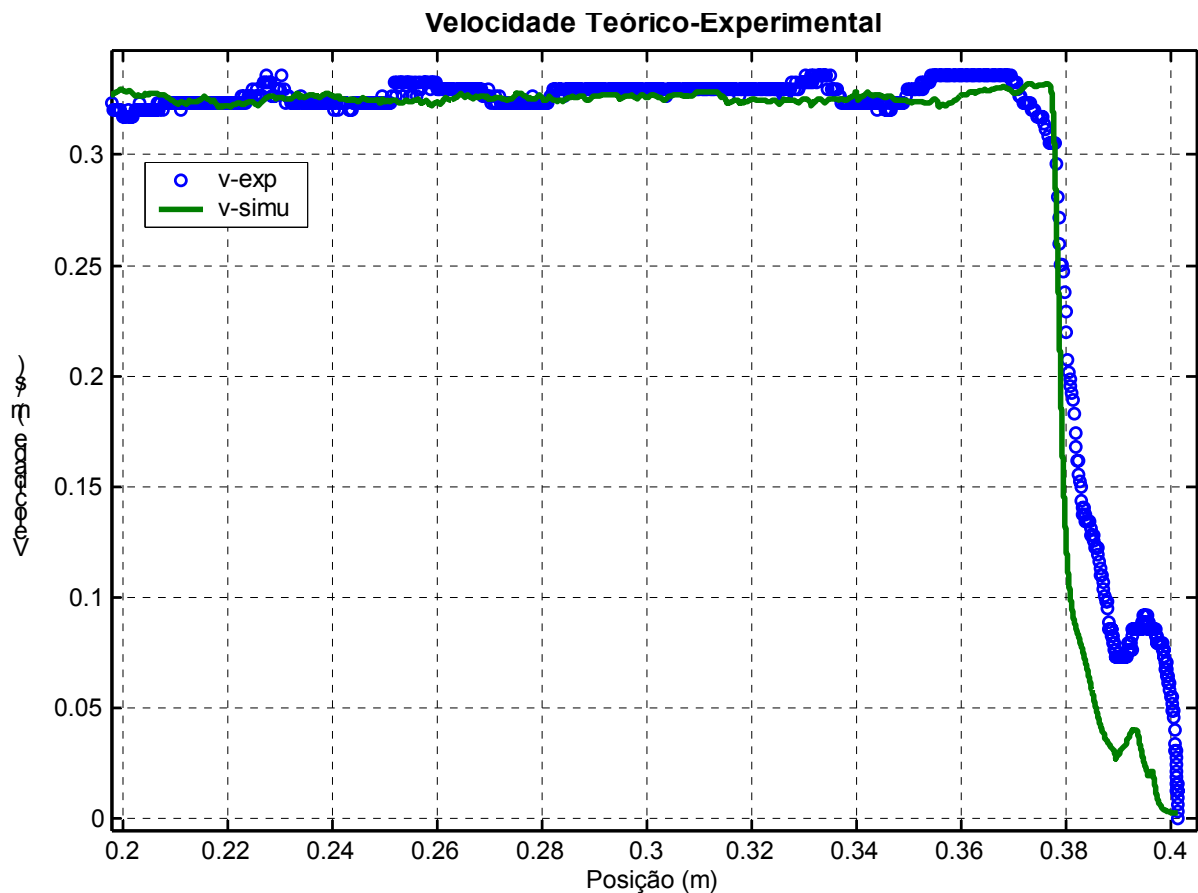


Figura 23 – Velocidade teórico-experimental considerando escoamento laminar entre placas paralelas

Contudo, pode-se justificar a criação do fator de amortecimento já apresentado na seção 3.4 porque as duas formas analíticas de modelagem aqui apresentadas - onde a geometria da bucha de amortecimento esta diretamente relacionada com o deslocamento do cilindro hidráulico - não demonstraram resultados satisfatórios. Desta forma, acredita-se de que a melhor maneira para descrever este fenômeno é através de uma simulação numérica do escoamento no momento do amortecimento, utilizando um *software* adequado.

3.6 – Relação entre fator de amortecimento e dados de catálogo

Uma forma de relacionar o fator de amortecimento com dados de catálogos é a partir da determinação da energia cinética do sistema, ou seja, ao determinar a quantidade de energia que o dispositivo pode dissipar, ou a quantidade de energia que o mesmo é capaz de gerar para amortecer o conjunto haste, êmbolo e carga. Na Figura 9 foram apresentados os gráficos de capacidade de amortecimento para este cilindro hidráulico e utilizados os termos D_m e D_p , que são determinados a partir de equações matemáticas originadas de uma série de

resultados experimentais. Tais resultados são oriundos do maior número de situações de trabalho em que a bucha demonstra capacidade no amortecimento.

O modelo matemático gerado para descrever este fenômeno fez uso da equação da vazão em orifícios. Ao modelar o orifício do dispositivo de amortecimento e da válvula, equação (3.14), insere-se o fator de amortecimento, de modo que este fenômeno esteja refletido na equação da continuidade para as câmaras do cilindro e, por fim, na equação da conservação da quantidade de movimento na haste do cilindro. Portanto, este modelo está diretamente ligado ao fator de amortecimento.

Como o objetivo do trabalho é analisar a capacidade de amortecimento do dispositivo, tem-se a Figura 24 apresentando o comportamento da energia cinética total gerada pelo cilindro hidráulico ao longo do seu deslocamento. Esta energia cinética é calculada a partir do modelo matemático desenvolvido, o qual faz uso da equação do movimento para a haste do cilindro, equação (3.7), pois ao determinar a velocidade gerada pelo balanço das forças no cilindro, determina-se a energia cinética ($E_c = m.v^2/2$) com que o conjunto haste, êmbolo e carga, inicia e termina a região de amortecimento. Observa-se assim, a diminuição da energia a partir do momento em que o cilindro atinge o amortecimento, a qual está correlacionada com a quantidade de energia absorvida pelo dispositivo.

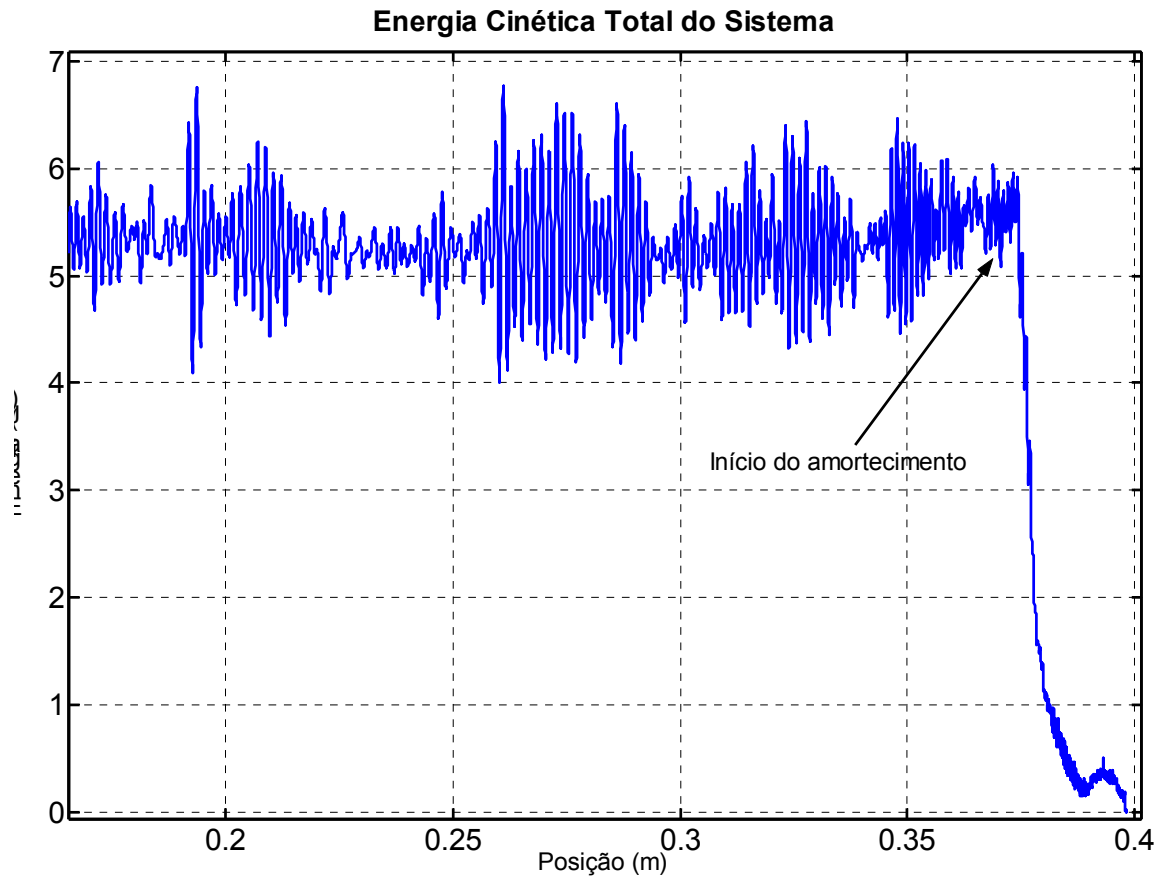


Figura 24 – Energia cinética total gerada pelo balanço das forças no sistema ao longo do deslocamento do cilindro

Na Figura 25 é apresentada a variação da energia cinética total do cilindro hidráulico em relação ao tempo. Pode-se observar que o dispositivo leva em média dois décimos de segundo para absorver a energia necessária para parar o conjunto haste, êmbolo e carga. Logo, a energia que é dissipada pelo dispositivo de amortecimento, com o objetivo de diminuir a velocidade do conjunto, parte é trocada com o meio através do cabeçote e parte permanece associada ao fluido, fazendo com que a temperatura do mesmo seja elevada.

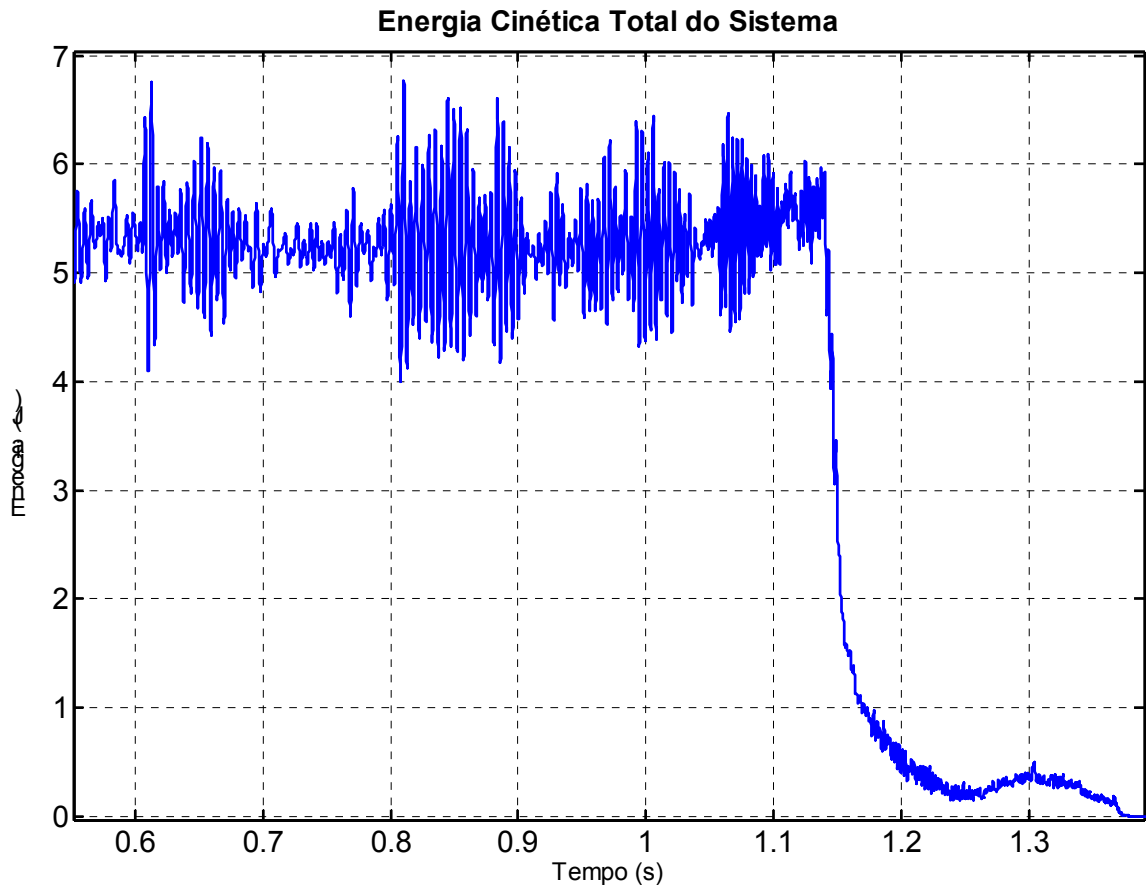


Figura 25 – Energia Cinética total gerada pelo balanço das forças no sistema ao longo do tempo

Contudo, pode-se fazer uso do fator de amortecimento, que é determinado neste trabalho, para encontrar a energia a ser dissipada pela geometria da bucha utilizada no dispositivo de amortecimento analisado. Assim este modelo matemático permite sua aplicação como ferramenta de projeto de cilindros hidráulicos com amortecimento de fim de curso.

4 – DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

Para a realização dos experimentos, foi necessário o desenvolvimento de uma bancada de testes, que possibilitou a simulação de situações reais de carregamentos. A mesma é composta de um cilindro hidráulico diferencial com amortecimento de fim de curso auto-ajustável, válvula direcional proporcional e conjunto de massas variáveis onde as especificações técnicas destes componentes são apresentadas no apêndice D. Na Figura 26 pode-se observar a bancada desenvolvida e disposta no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP).



Figura 26 - Bancada de testes disposta no (LASHIP)

4.1 – Bancada de Testes

O desenvolvimento da bancada de testes foi efetuada em parceria com a Bosch Rexroth Ltda., com o objetivo de realizar ensaios experimentais em laboratório, representando situações reais de carregamento a fim de validar o modelo matemático proposto.

Na Figura 27 observa-se os dispositivos de medição utilizados no estudo para levantamento de parâmetros com: pressões nas câmaras do cilindro, posição do cilindro e temperatura do óleo hidráulico.

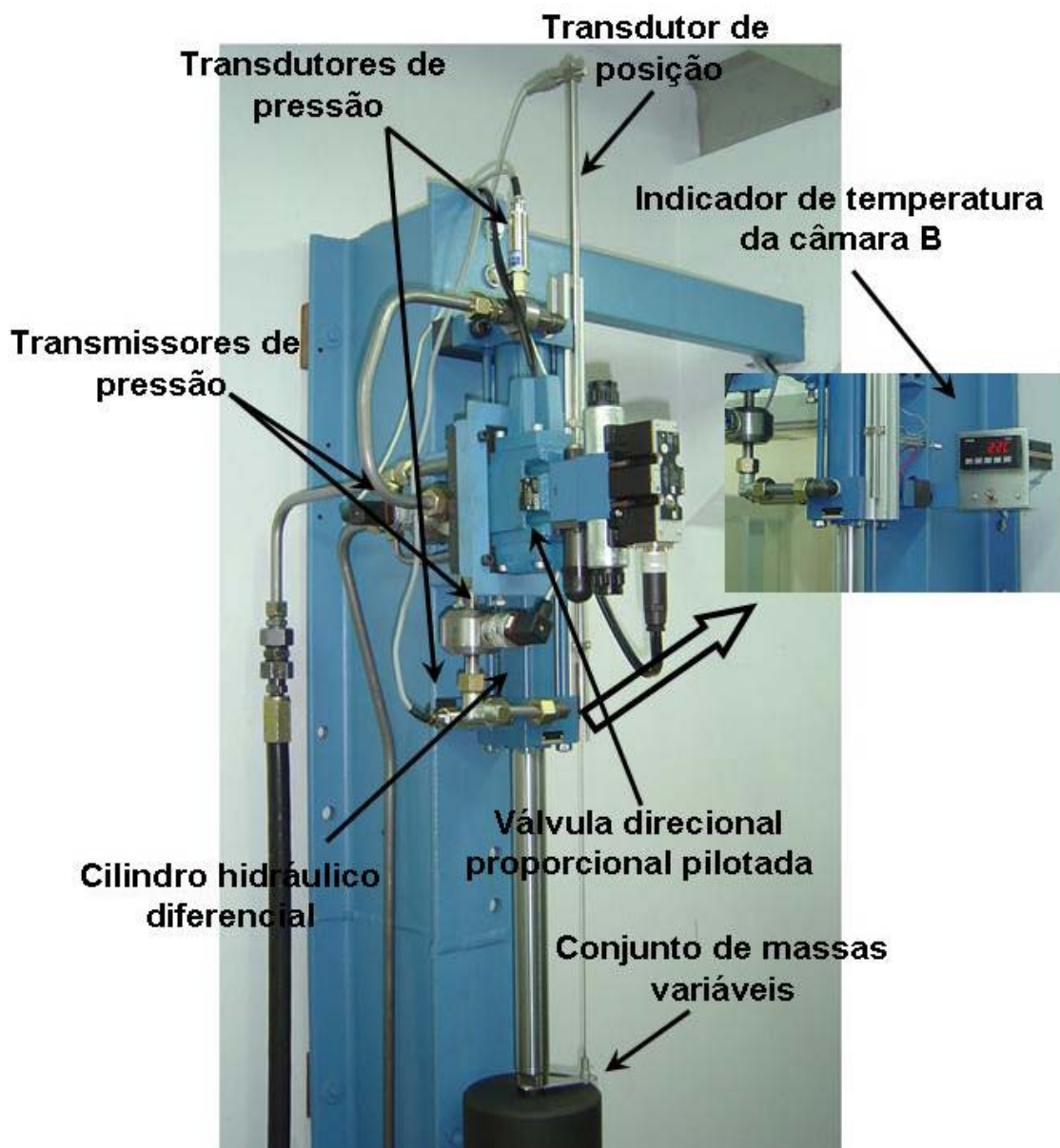


Figura 27 - Componentes hidráulicos e de medição dispostos na bancada

O circuito hidráulico de testes utilizado, segundo ISO 1219-1 e ISO 1219-2, é apresentado na Figura 28. A unidade de potência e condicionamento hidráulico (UPCH) possui duas bombas de pistões axiais de eixo inclinado, suprindo vazões volumétricas de até $8,33 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ (50 lpm) cada uma, podendo operar a uma pressão de trabalho de até $2,1 \times 10^7 \text{ Pa}$ (210 bar). A Tabela 2 identifica os componentes do circuito mostrado na Figura 28, onde apresenta-se um circuito simplificado da UPCH.

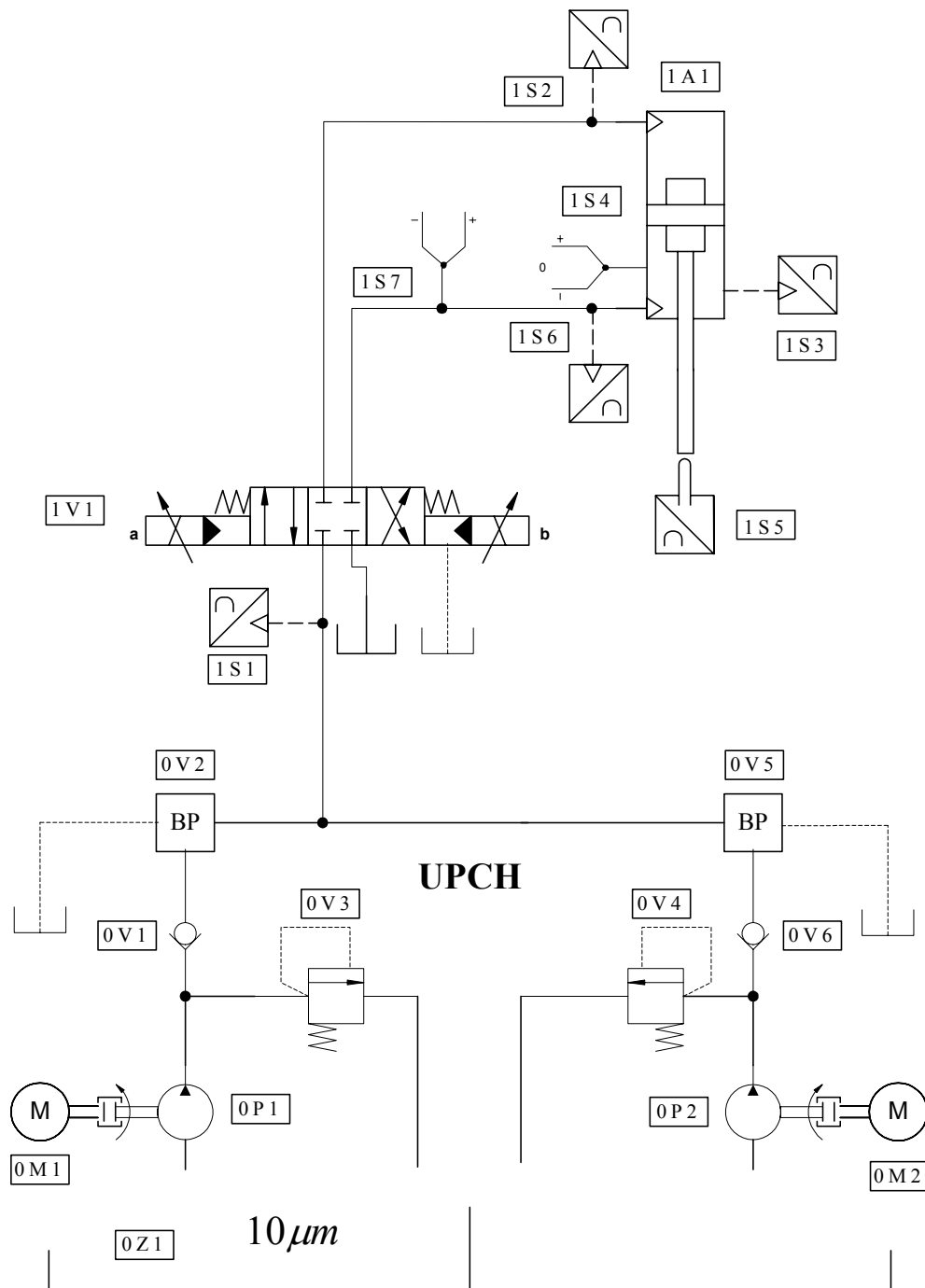


Figura 28 - Circuito hidráulico utilizado na bancada de testes

Tabela 2 - Componentes do circuito hidráulico de testes

UNIDADE DE POTÊNCIA E CONDICIONAMENTO HIDRÁULICO		
CÓDIGO DE IDENTIFICAÇÃO DOS COMPONENTES		
Descrição	Circuito	Componente
Bomba de pistões axiais de eixo inclinado	0	P1, P2
Válvula de retenção	0	V1, V6
Bloco proporcional de vazão e pressão	0	V2, V5
Válvula limitadora de pressão	0	V3, V4
Motor elétrico	0	M1, M2
Reservatório	0	Z1
Válvula direcional proporcional	1	V1
Atuador hidráulico diferencial	1	1A1
Termopar Fe-Cu Ni	1	S7, S4
Transmissor de pressão, marca HBM, faixa de medição de 0 a 200 bar, incerteza de medição de $\pm 0,4$ bar	1	S1
Transdutor de pressão, marca HBM, faixa de medição de 0 a 200 bar, incerteza de medição de $\pm 0,18$ bar	1	S2
Transdutor de pressão, marca HBM, faixa de medição de 0 a 500 bar, incerteza de medição de $\pm 0,18$ bar.	1	S3
Transdutor de pressão, marca HBM, faixa de medição de 0 a 200 bar, incerteza de medição de $\pm 0,18$ bar	1	S6
Transdutor de posição indutivo, marca HBM, faixa de medição de -200 a 200 mm, incerteza de medição de $\pm 0,23$ mm	1	S5

A regulação da vazão e pressão de suprimento é realizada através de um bloco proporcional, que contém válvulas de controle de vazão e pressão (BP) 0V2 e 0V5 instalado na UPCH.

Durante os ensaios, a vazão no cilindro hidráulico é controlada por uma válvula direcional proporcional 1V1, medindo-se as pressões e a posição do cilindro através dos respectivos transdutores indicados na Figura 28. O fluido empregado possui uma viscosidade de 32 Cst, cuja temperatura de trabalho é mantida em $41^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ com o auxílio de um sistema de controle de temperatura do óleo.

O carregamento da bancada de testes pode ser efetuado através de cinco blocos de aço com 18,5 kg aproximadamente. Estes blocos são fixados um a um na haste do cilindro hidráulico, podendo variar este carregamento de 0 kg até 90 kg, com um incremento de 18,5 kg.

Utilizou-se um sistema de comando, aquisição e processamento de sinais esquematizado na Figura 29, com o objetivo de levantar as características dinâmicas do sistema. Os sinais dos transdutores de pressão e de posição foram devidamente tratados num condicionador de sinais e, juntamente com o sinal de corrente, são adquiridos em um microcomputador por intermédio do sistema de aquisição de dados AQX, que permite operar com até 16 canais A/D com ganhos variáveis independentes. E a Figura 30 apresenta o circuito elétrico utilizado para o comando dos solenóides da válvula direcional proporcional, para alimentação dos transmissores de pressão e o indicador de temperatura.

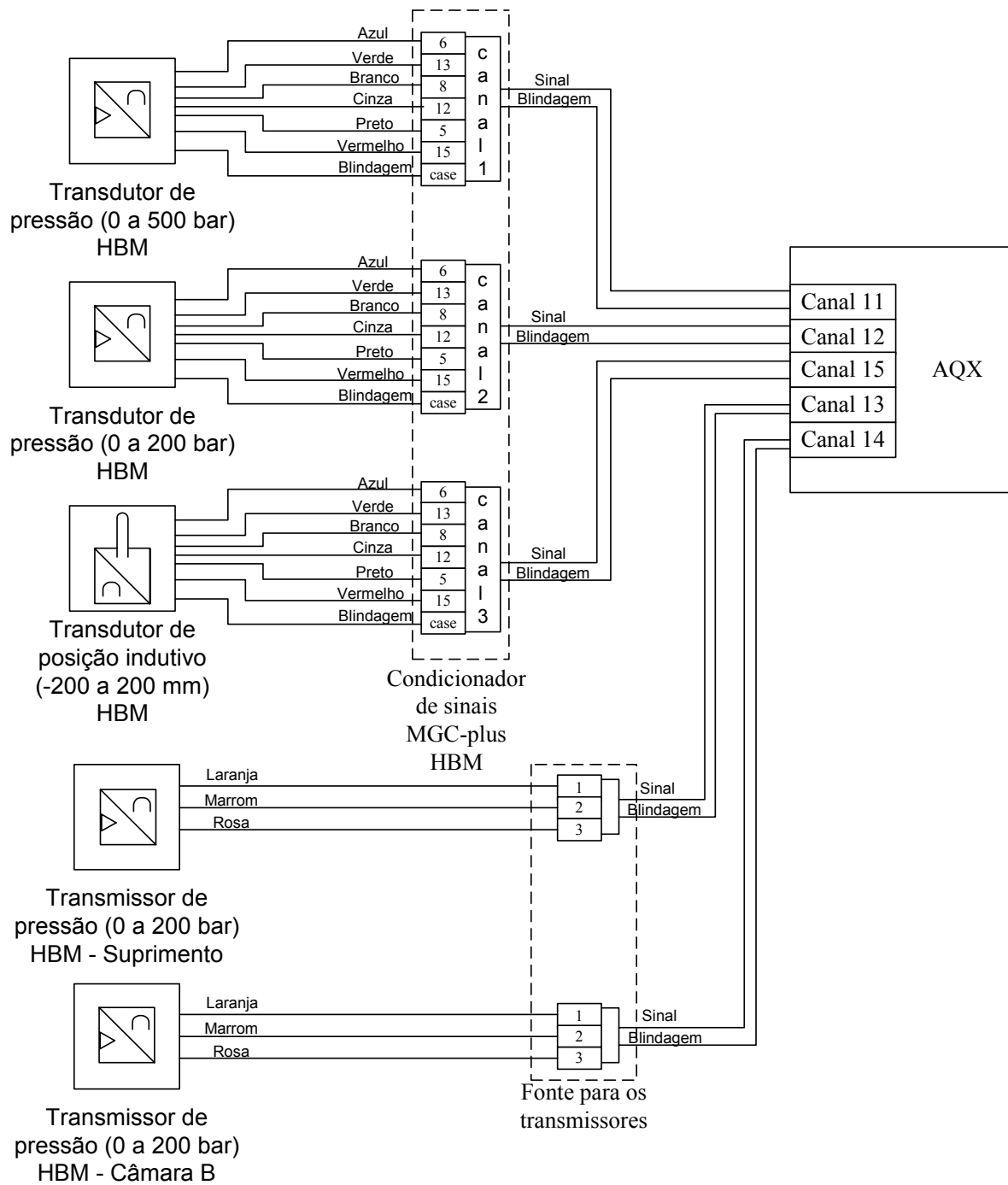


Figura 29 - Circuito elétrico para aquisição de sinais

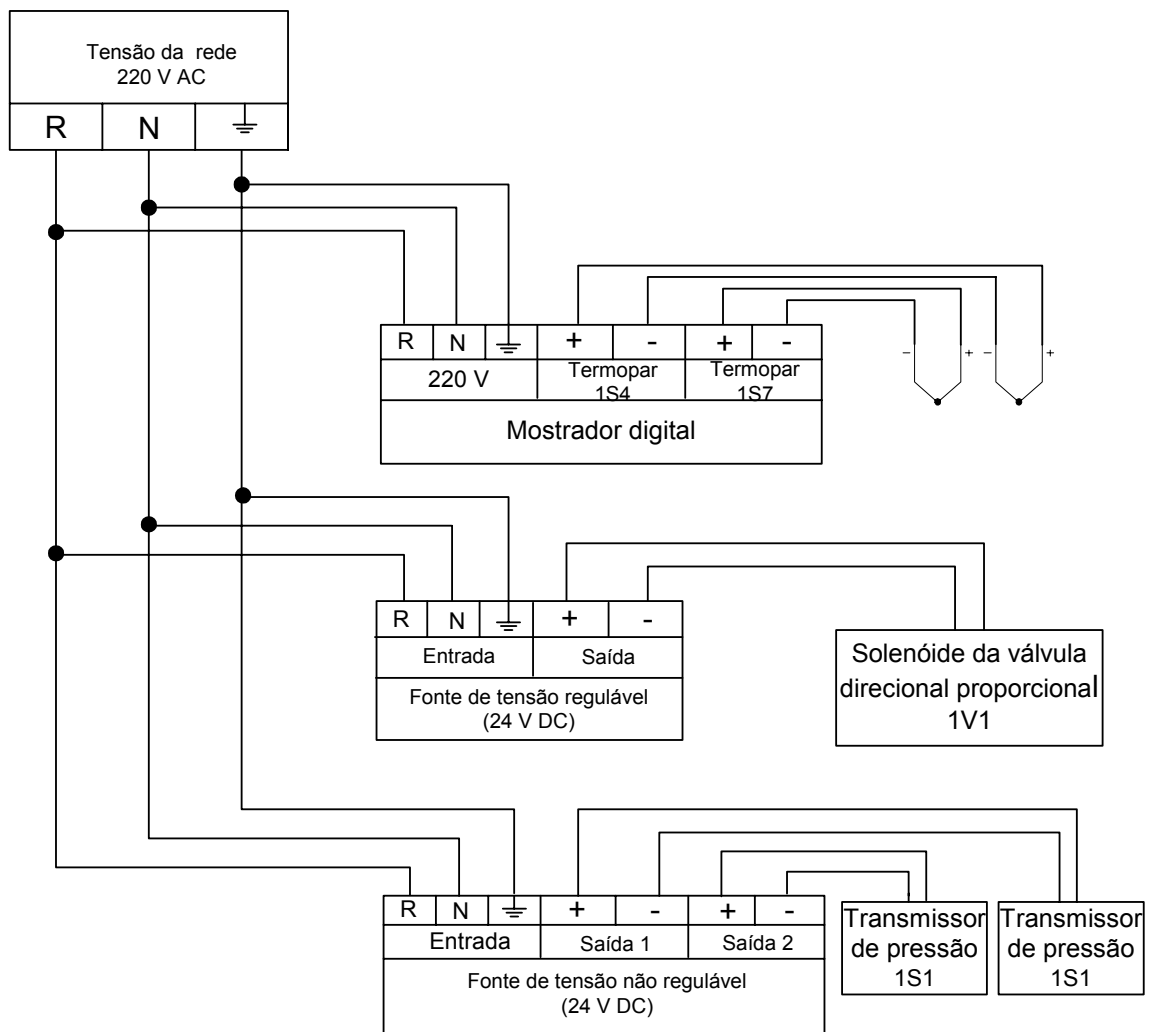


Figura 30 - Circuito elétrico para comando dos solenóides da válvula, dos transmissores e termopar

4.1.1 – Modificações no cilindro hidráulico

Tendo em vista que o objetivo deste trabalho é estudar o amortecimento de fim de curso em um cilindro hidráulico, logo se fez necessário um estudo do comportamento da pressão na câmara onde ocorre este amortecimento. Sendo assim, como os cilindros disponíveis no mercado não possibilitam este tipo de monitoramento, fez-se necessário algumas alterações no cilindro hidráulico a ser estudado.

Como pode ser observado Figura 12, no momento em que o cilindro atinge a região de amortecimento, torna-se inviável monitorar a pressão na câmara B interna, devido ao fato de que a bucha restringe a passagem de fluido, fazendo com que a pressão aumente. É gerada, assim, a pressão de amortecimento, sendo que a pressão depois da bucha cai para níveis

próximos à pressão de reservatório. Portanto, para que esta pressão seja monitorada, algumas alterações foram efetuadas no cabeçote do cilindro hidráulico utilizado.

Outro parâmetro a ser analisado nesta câmara no ato do amortecimento é a temperatura do óleo, com o objetivo de observar o quanto a temperatura do mesmo se eleva ao passar por esta restrição.

Criou-se dois canais, que podem ser observados na Figura 31, com o objetivo de que no momento do amortecimento fosse possível ter acesso à câmara onde se dá a pressão de amortecimento. Para que estes canais fossem criados alguns cuidados tiveram de ser tomados como, por exemplo, o comprimento do canal de tomada de pressão; o mesmo não podia ser muito longo para que não houvesse atraso na leitura da pressão. Outro problema encontrado foi gerar estes canais em cima de um cabeçote já projetado pela Bosch Rexroth Ltda., pois existiam algumas restrições dimensionais. Porém, através do trabalho em parceria com a empresa, todos estes problemas foram contornados chegando a um denominador comum entre a confiabilidade do cabeçote e as devidas alterações necessárias para que o estudo pudesse ser realizado.

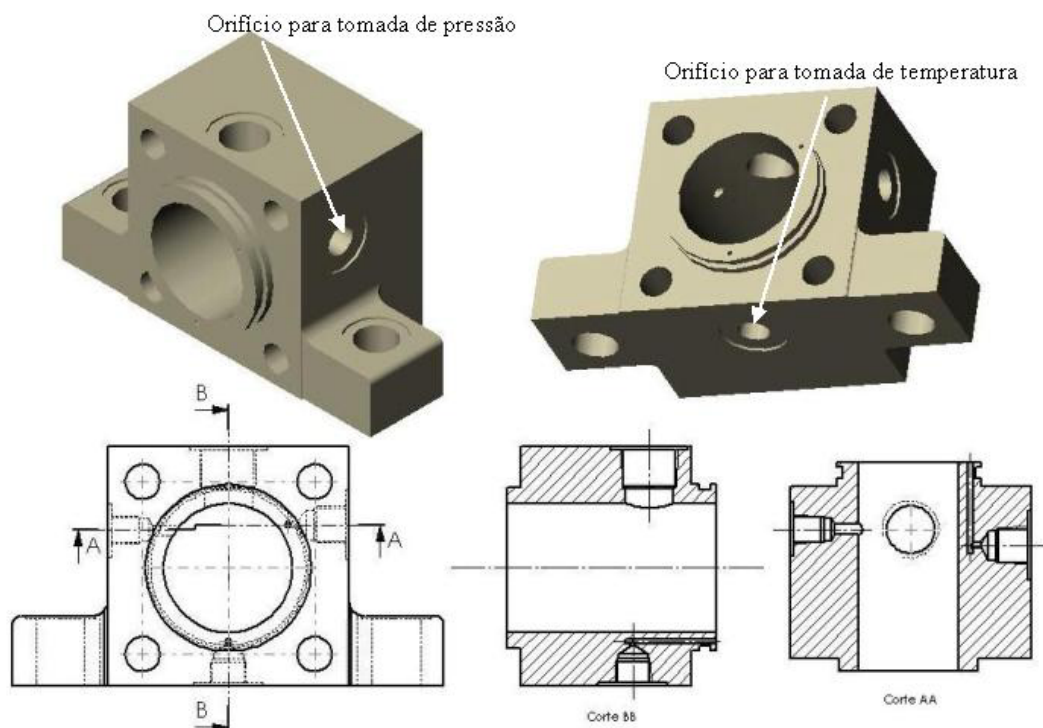


Figura 31 - Cabeçote com as devidas alterações

4.1.2 – Procedimento dos testes

A seguir será feita uma descrição dos passos para efetuar os ensaios dinâmicos na bancada de testes de amortecimento, segundo o esquema hidráulico apresentado na Figura 28.

- 1- Acoplar o carregamento desejado;
- 2- Regular as condições de vazão e pressão de suprimento através dos blocos proporcionais V2 e V5 na UPCH;
- 3- Carregar o modelo de simulação na AQX;
- 4- Ajustar no modelo de simulação a abertura desejada na válvula direcional proporcional V1;
- 5- Após, faz-se a captura dos dados a serem processados.

Nos ensaios dinâmicos foram levantadas, através de sistema de aquisição de dados AQX, a pressão na câmara de amortecimento, nas câmaras “A” e “B” do cilindro hidráulico, a pressão de suprimento e a posição do cilindro (através da qual foi determinada a velocidade do mesmo). Ainda foram monitoradas as temperaturas antes e depois do dispositivo de amortecimento, com objetivo de observar o aumento da temperatura devido à passagem do fluido pela restrição do dispositivo de amortecimento.

5 – ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos com o estudo, fazendo uma comparação entre dados experimentais e dados simulados. Serão apresentados, inicialmente, os parâmetros utilizados no experimento e ainda alguns fenômenos comuns em sistemas hidráulicos, que tiveram de ser levados em conta para fins de validação do modelo matemático.

5.1 – Parâmetros do sistema

A massa e a área do pistão foram identificadas experimentalmente para o cilindro hidráulico utilizado. O volume de óleo pode ser obtido através de cálculos considerando o volume interno das câmaras do cilindro e das tubulações ocupadas pelo óleo.

Como consta no capítulo 4, o coeficiente de vazão da válvula K_v foi determinado experimentalmente e pode-se observar que seu comportamento varia com a pressão e a vazão. Sendo assim, o termo K_v , para os resultados aqui apresentados, será denominado $K_{v_t}^{\text{exp}}$ (coeficiente de vazão da válvula experimental), que é válido para uma abertura de 50% da válvula em todos os experimentos.

Outro parâmetro que teve de ser observado e considerado foi à pressão de suprimento. Na Figura 32, observa-se o comportamento dinâmico de variáveis relacionadas ao cilindro hidráulico em função do seu deslocamento. Primeiramente, identifica-se a considerável variação da pressão de suprimento, tanto na partida do cilindro, quanto no momento em que o mesmo atinge o amortecimento; fenômeno este que tem grande probabilidade de ocorrer em qualquer circuito hidráulico que não faça uso de um acumulador prejudicando, assim, a resposta do sistema e, diretamente, a capacidade do dispositivo de amortecimento auto-ajustável.

A queda de capacidade do dispositivo de amortecimento, neste caso, ocorre devido ao fato de: quando se dimensiona o amortecimento a ser utilizado no cilindro hidráulico, utiliza-se a pressão de suprimento como parâmetro de seleção do amortecimento. No entanto, existindo uma variação nesta pressão altera-se, conseqüentemente, a capacidade deste dispositivo de amortecimento, que foi dimensionado para uma dada situação de trabalho. Desta maneira, faz-se necessário um profundo conhecimento do comportamento dinâmico do sistema, para que se possa assegurar a capacidade do dispositivo de amortecimento dimensionado.

Observa-se na Figura 32, no momento da partida e também quando o cilindro atinge o amortecimento, que ocorre grande variação da pressão de suprimento do sistema. Ao efetuar-se uma abertura de 50% na válvula direcional proporcional, a mesma gera uma vazão de $1 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (60 lpm). Entretanto, a pressão de suprimento que foi regulada para $5 \times 10^6 \text{ Pa}$ (50 bar) teve uma queda de 20%; fenômeno este que pode ser explicado, de certa forma, pela existência de uma válvula de alívio no bloco proporcional da UPCH.

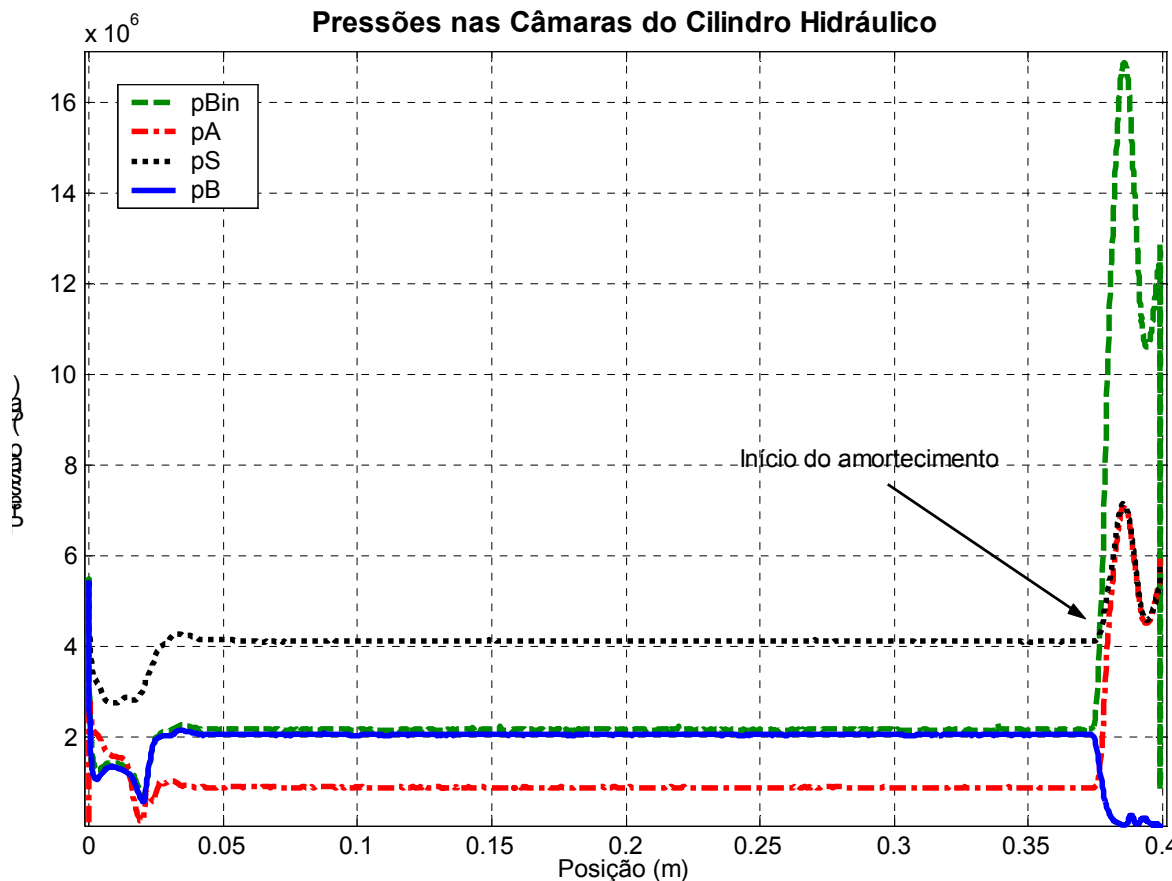


Figura 32 - Pressão nas câmaras do cilindro hidráulico experimental

Esta queda de aproximadamente 20% na pressão de suprimento está relacionada à resposta estática da válvula de alívio pois, quando a válvula direcional está fechada, toda a vazão é desviada para o reservatório através da válvula de alívio e, no momento em que se envia um sinal para abrir a válvula direcional, o sistema é afetado devido à mudança na condição de trabalho. No instante em que se abre a válvula direcional e por não se estar trabalhando com uma malha fechada de controle, ocorre uma queda na pressão de suprimento. Observando-se a Figura 33, onde é apresentada uma curva típica de uma válvula de alívio de pressão, observa-se que ao modificar a condição de trabalho de 1 para 2, devido a alteração na

vazão, a pressão é afetada. Este fenômeno poderia ser atenuado com a utilização de um acumulador.

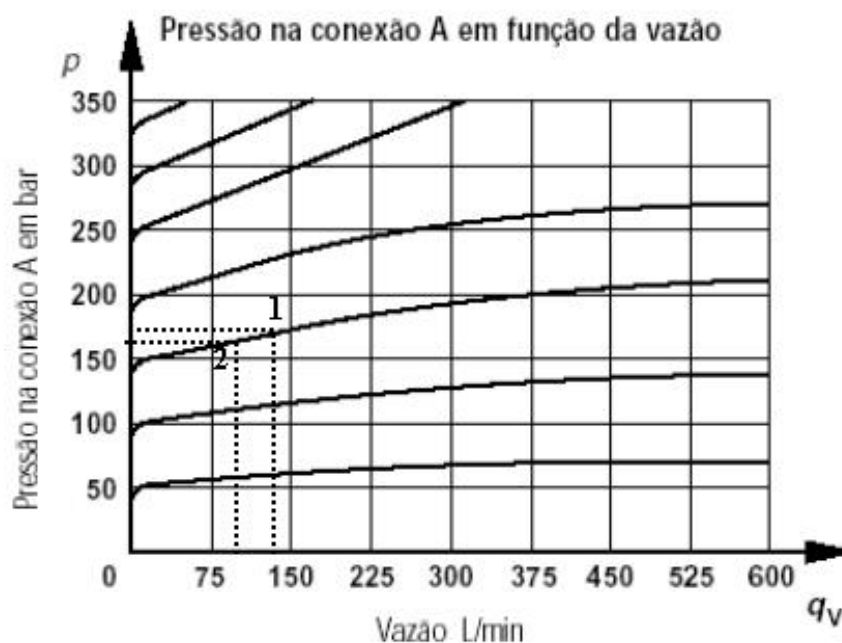


Figura 33 – Curva típica de regime permanente de uma válvula de alívio de pressão (MANNESMANN REXROTH 1997)

Outra situação em que ocorreu uma grande alteração da pressão de suprimento é quando o cilindro entra na região de amortecimento. A pressão de suprimento atinge um pico superior à pressão para a qual foi regulada. Constatou-se que este problema ocorre devido ao fato da válvula de alívio utilizada na UPCH apresentar um tempo de resposta grande; ou seja, assim que o cilindro atinge o amortecimento, ocorre uma reação contrária ao seu movimento, gerando um pico de pressão na câmara contrária ao amortecimento - que não é absorvido instantaneamente pela válvula de alívio. Todavia, para efeitos de validação do modelo teórico, utilizou-se a pressão de suprimento experimental como parâmetro de entrada no modelo matemático.

Outro parâmetro determinado experimentalmente foi o atrito do cilindro hidráulico utilizado através do levantamento do mapa estático de atrito, que pode ser observado na Figura 34.

Esse mapa é criado medindo a pressão aplicada para a realização de um movimento em velocidade constante e apresenta a relação entre a força de atrito e a velocidade relativa entre as superfícies em contato (MACHADO, 2003 e VALDIEIRO, 2001).

O levantamento do mapa estático de atrito é realizado com o cilindro hidráulico posicionado na horizontal onde, aplicando uma tensão constante na válvula proporcional, cria-se uma diferença de pressões que provoca o movimento.

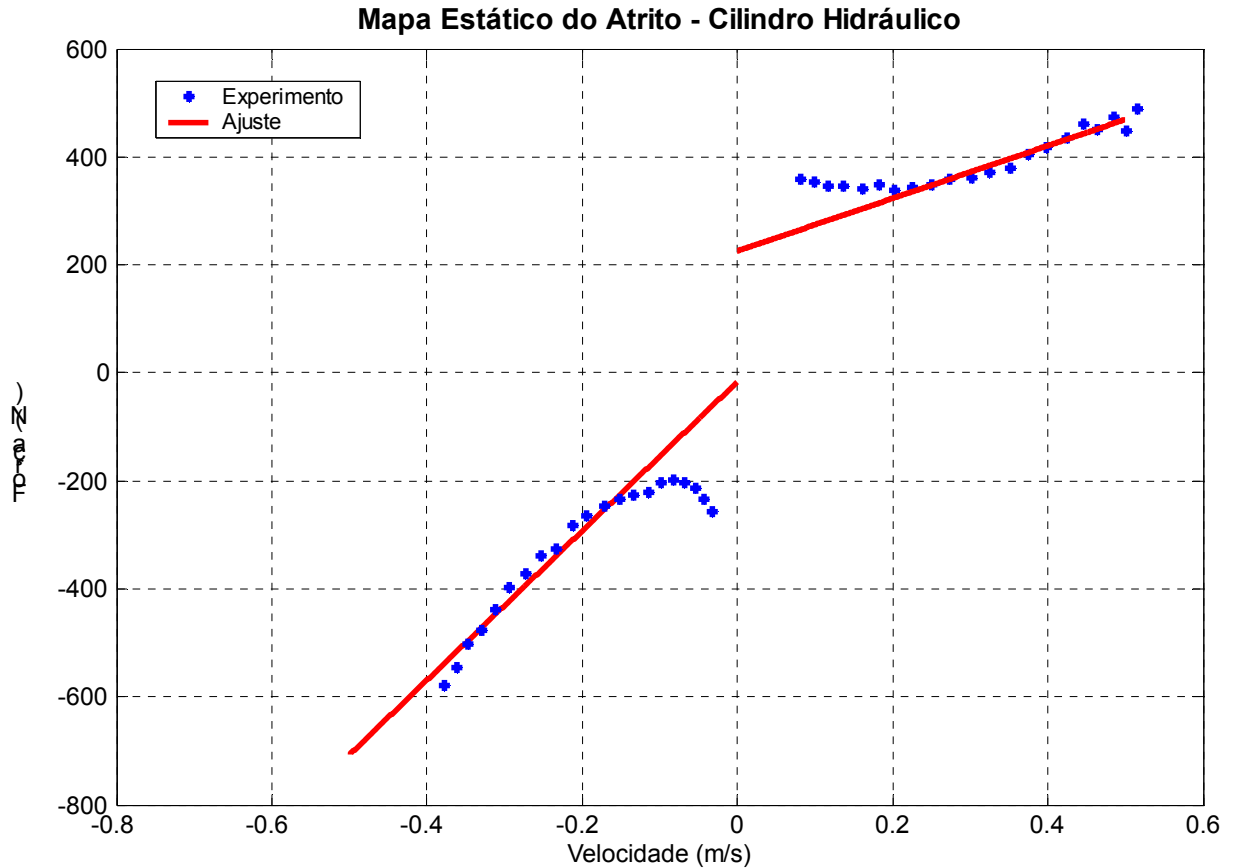


Figura 34 – Mapa estático do atrito do cilindro hidráulico

A força no cilindro hidráulico é determinada através da medição da diferença de pressão nas câmaras, na condição de movimento em regime permanente, observando a equação do movimento para o cilindro hidráulico. Na equação (3.7) verifica-se que com a força externa sendo nula e a velocidade do pistão sendo constante, a aceleração é nula. Então, pode-se escrevê-la da seguinte forma:

$$F_{at} = (p_a - p_b) \cdot A \quad (5.1)$$

Ao medir as pressões quando o movimento do pistão apresenta velocidade constante, obtém-se um ponto no mapa estático de atrito (velocidade e força de atrito). Logo, ao repetir este procedimento, gera-se o mapa apresentado na Figura 34.

5.2 – Resultados teóricos experimentais

Primeiramente, serão apresentados os resultados do comportamento do sistema, utilizando valores experimentais para a pressão de suprimento, coeficiente de vazão da válvula e fator de amortecimento, com objetivo de validar o modelo matemático.

Através de recursos disponíveis no *software* MATLAB, consegue-se utilizar os valores experimentais levantados na bancada de testes, apresentada na Figura 26, como parâmetros de entrada no modelo, pois através do sistema de aquisição de dados AQX, obtém-se vetores com o comportamento dinâmico destas variáveis, com um tempo de amostragem de 1 ms. Com isso basta ajustar o tempo de amostragem do *software* MATLAB, com os dados levantados e consegue-se um sincronismo entre os parâmetros experimentais e os simulados. Na Figura 35 observa-se o comportamento das pressões nas câmaras do cilindro hidráulico no tempo. Nota-se que o comportamento das variáveis ocorre de forma sincronizada, como por exemplo, a variação na pressão da câmara B, tanto a pressão experimental quanto a simulada, ambas sofrem alteração no mesmo instante, ponto este em que o cilindro atinge o amortecimento.

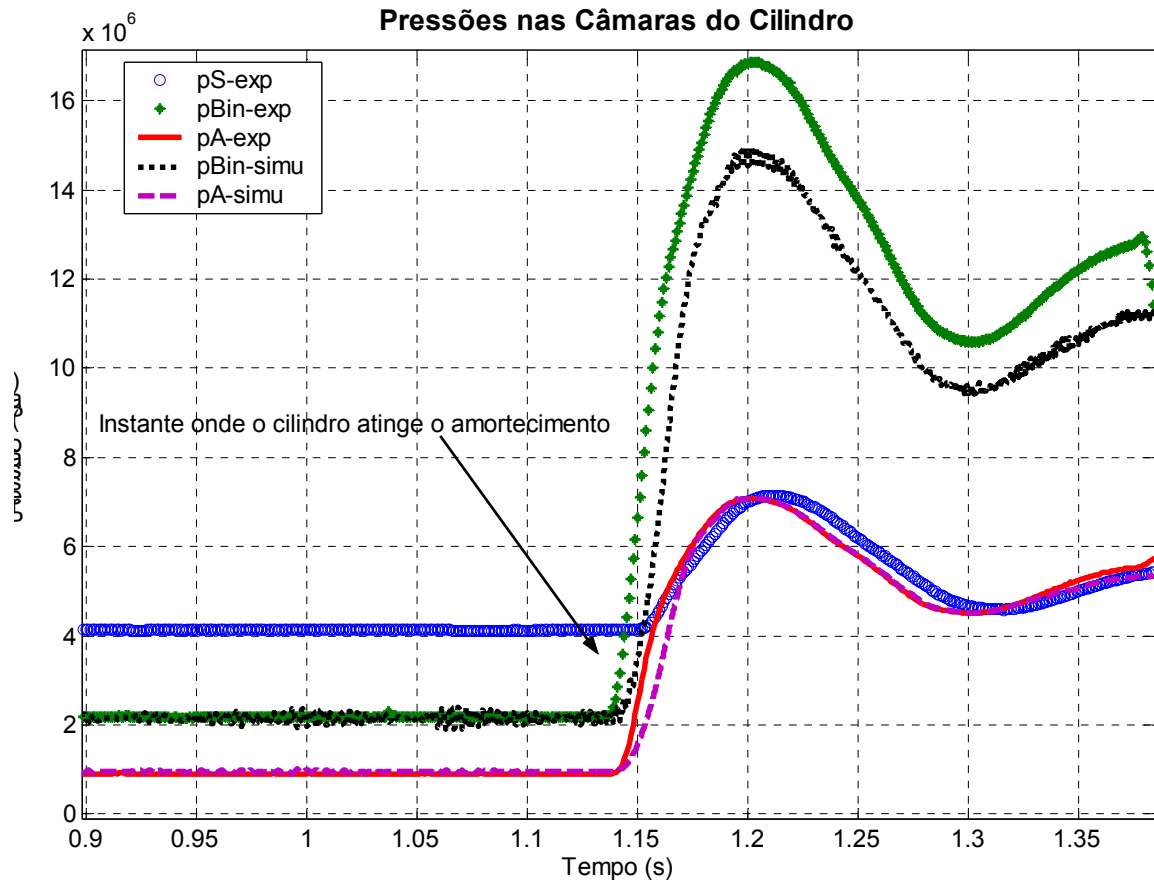


Figura 35 – Comportamento das pressões nas câmaras do cilindro teórico-experimental no tempo

Sendo este sincronismo ainda comprovado com a Figura 36, apresenta-se o deslocamento simulado e experimental. Com as Figuras 35 e 36 já se consegue observar a validade do modelo matemático desenvolvido para o cilindro hidráulico com amortecimento de fim de curso auto-ajustável. A seguir serão apresentados os resultados das simulações, analisando as variáveis em relação à posição do cilindro, pois como o objetivo deste trabalho é dimensionar outra geometria de bucha esta análise se faz necessária.

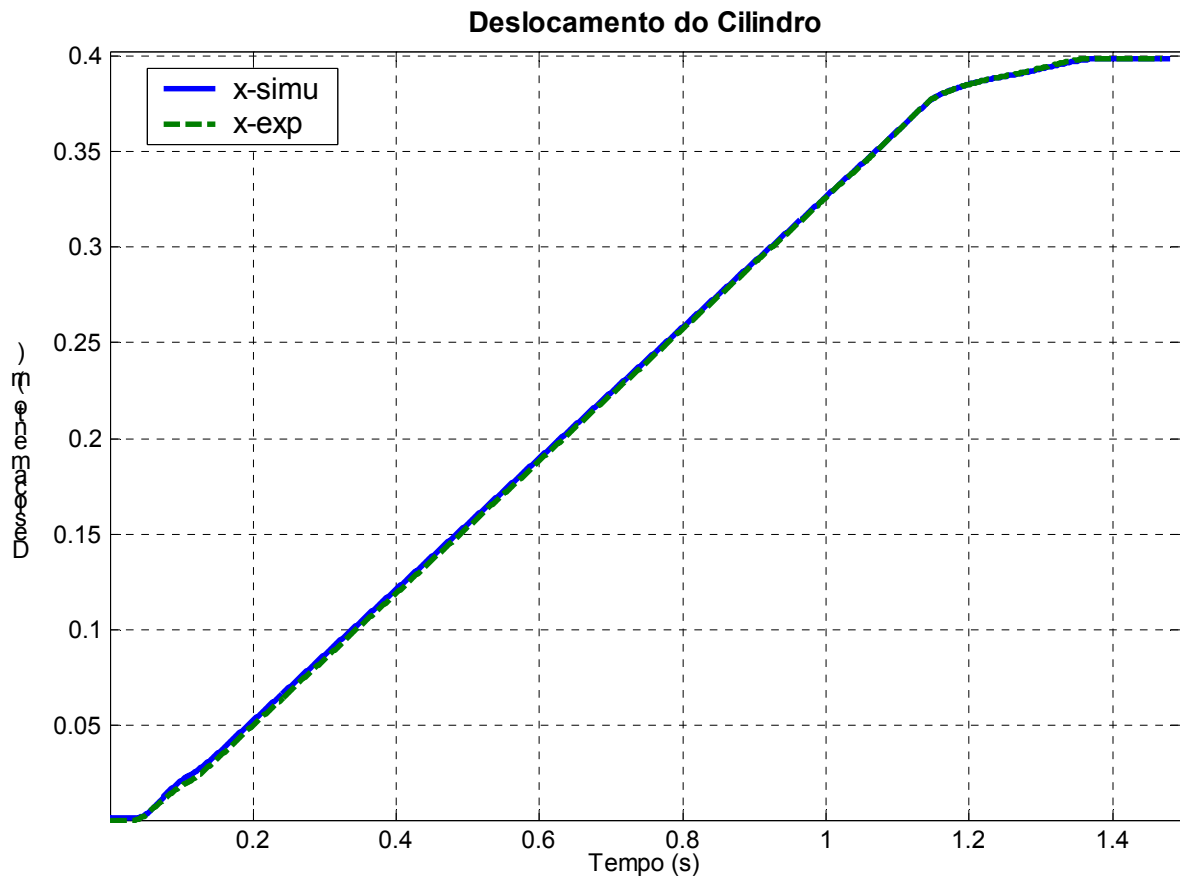


Figura 36 – Comparação entre deslocamento teórico-experimental no tempo

Na Figura 37, observa-se o comportamento das pressões simuladas frente às experimentais. Sabendo-se que o parâmetro pressão de suprimento, coeficiente de vazão da válvula e fator de amortecimento são dados experimentais, conseguiu-se representar de forma satisfatória o comportamento das pressões nas câmaras do cilindro hidráulico. O fato da pressão de amortecimento não ter atingido o mesmo nível da experimental, pode ser explicado pela razão de se estar trabalhando com uma série de dados experimentais no modelo; como por exemplo, a velocidade do sistema que se originou da derivada da posição e, com esta velocidade, gerou-se a vazão - a partir da qual foi determinado o coeficiente de vazão da válvula e o fator de amortecimento. Entretanto, uma série de ruídos foram sendo ampliados ao longo destas manipulações, fazendo-se necessária a utilização de filtros no modelo. Com isso, alguns valores sofreram distorções; porém, mesmo assim, o comportamento do modelo se deu de forma satisfatória. O comportamento da pressão de amortecimento foi o mais afetado. Obteve-se resultado com erros de aproximadamente 10%, o que é considerado aceitável a nível de simulação e, sendo assim, pode-se confiar nos resultados gerados pelo mesmo.

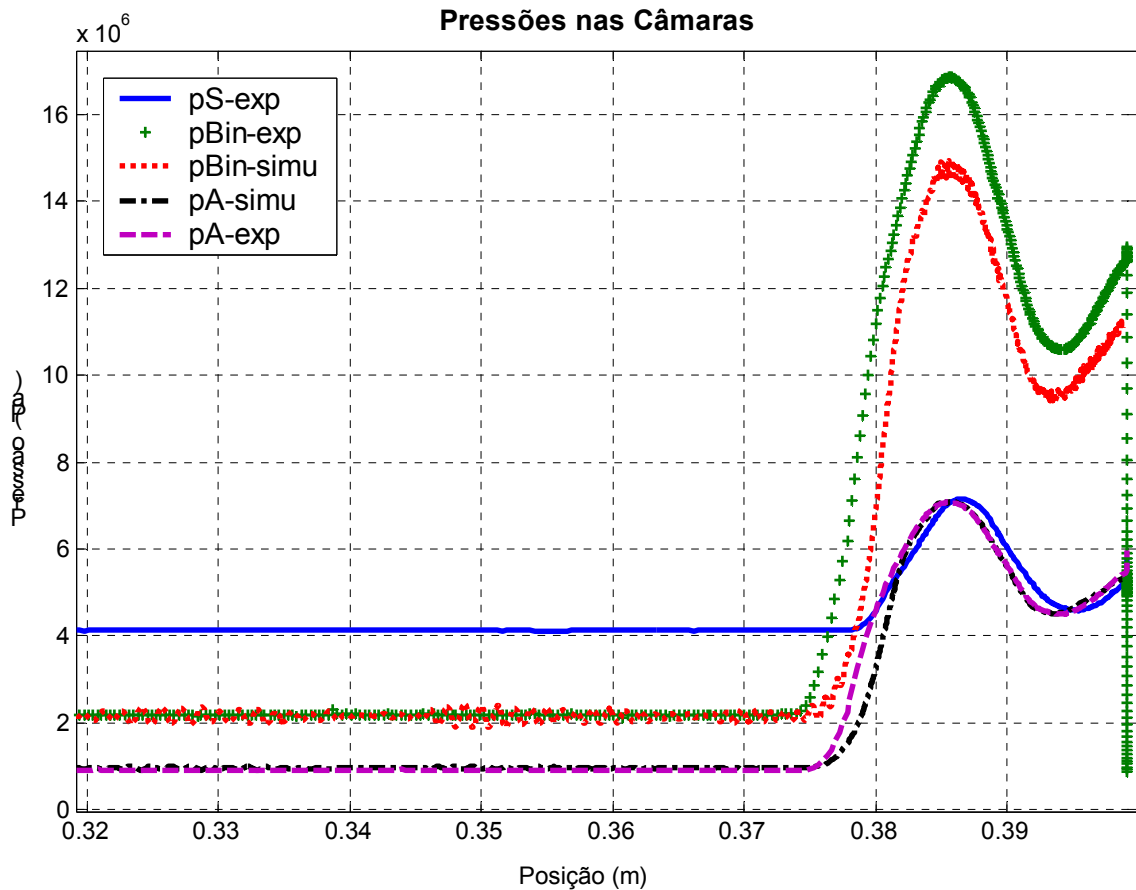


Figura 37 - Pressões teóricas e experimentais nas câmaras do cilindro ao longo da posição

Observa-se, na Figura 38, o comportamento da velocidade do cilindro no momento em que atinge o amortecimento. Tanto no resultado experimental como no simulado, a velocidade apresenta uma queda não linear, podendo ser explicada devido ao fato da bucha apresentar um perfil irregular no sentido axial; ou seja, ela gera uma perda de carga maior no início do amortecimento, mas logo reduz este estrangulamento fazendo com que a velocidade seja recuperada pelo cilindro. No momento em que se aproxima do final, ocorre novamente uma redução do orifício, gerando uma perda maior e, conseqüentemente, diminuindo a velocidade novamente. Através da comparação entre os resultados, observa-se que o modelo teórico apresentou uma excelente resposta dinâmica comparando-o com o experimental.

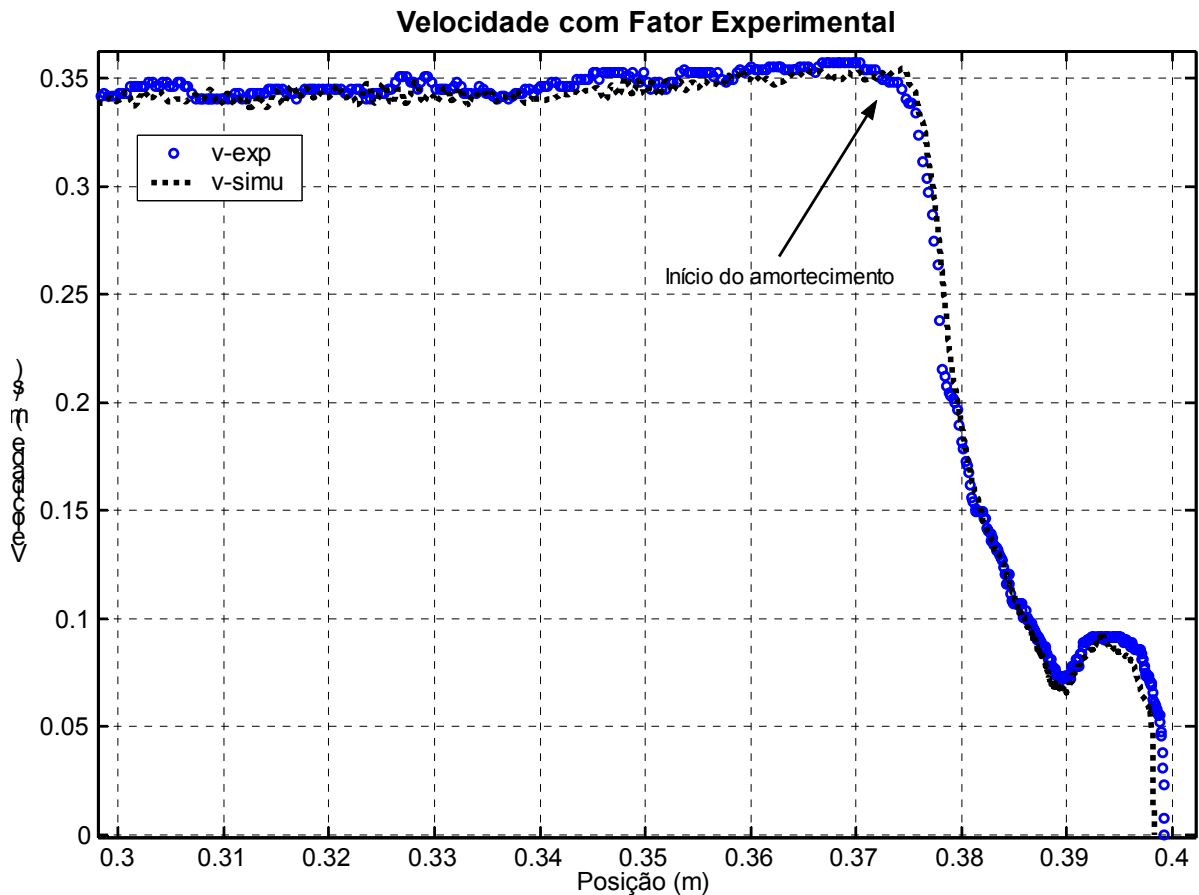


Figura 38 - Velocidade teórico-experimental, utilizando o fator de amortecimento e pressão de suprimento, ambos experimentais

Na Figura 39 é apresentada a comparação entre o fator de amortecimento experimental, onde a forma na qual o mesmo foi determinado é apresentada no capítulo 3 seção 3.4, e o fator criado teoricamente para a validação do modelo matemático; este fator teórico foi determinado a partir do fator experimental. Criou-se uma série de equações lineares em função da posição do cilindro hidráulico e pode-se observar na Figura 40 que estas equações descrevem de forma satisfatória o comportamento do fator de amortecimento experimental.

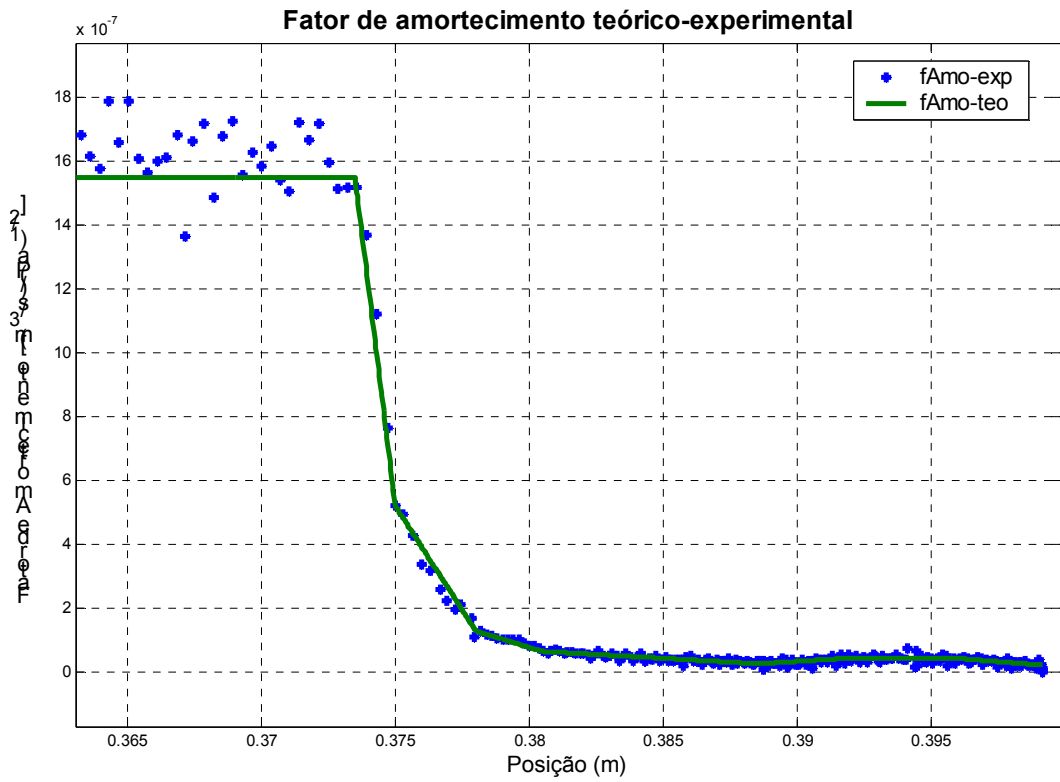


Figura 39 – Comportamento do fator de amortecimento teórico – experimental

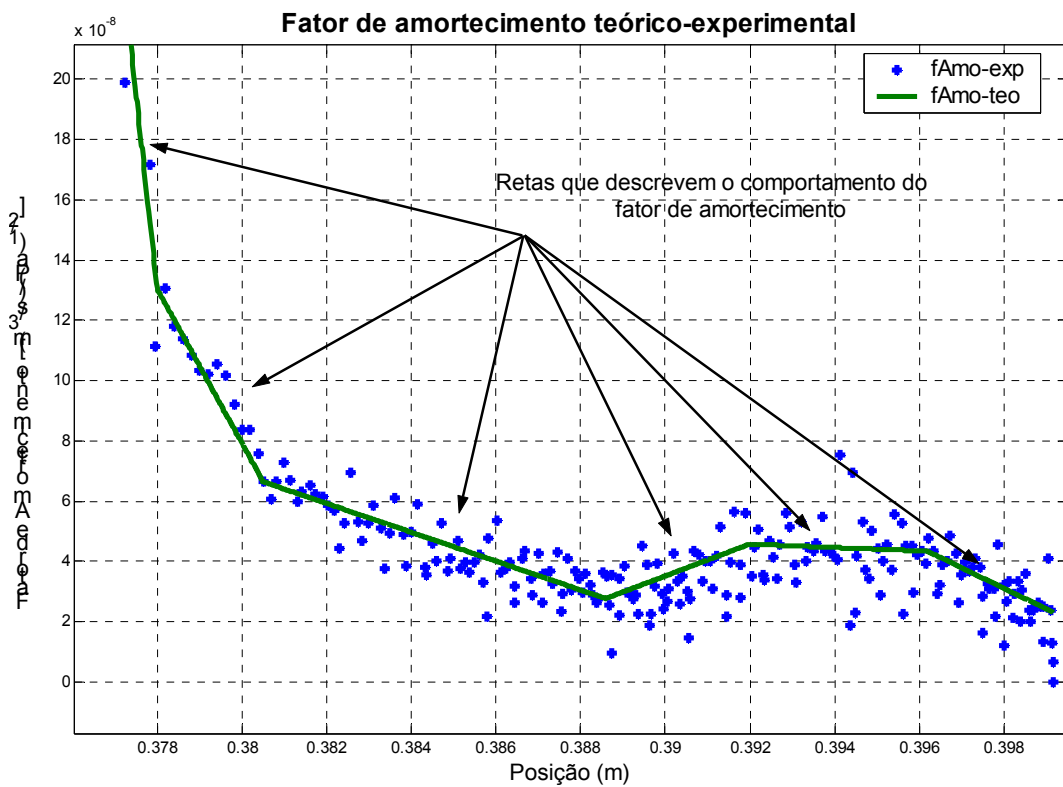


Figura 40 – Zoom no comportamento do fator de amortecimento

Na Figura 41 é apresentada a velocidade simulada comparada com a experimental. Utilizou-se um fator de amortecimento teórico, demonstrado anteriormente; desta forma, valida-se o modelo matemático desenvolvido, o qual faz uso do fator de amortecimento teórico.

Em posse deste modelo matemático validado, o mesmo pode ser utilizado como uma ferramenta de projeto no desenvolvimento de outras buchas; pois diferentes situações de amortecimento podem ser estudadas sem que, para isto, seja necessário depender tempo com experimentos ou alterações físicas experimentais, reduzindo, assim, custos com futuros projetos de dispositivos de amortecimento.

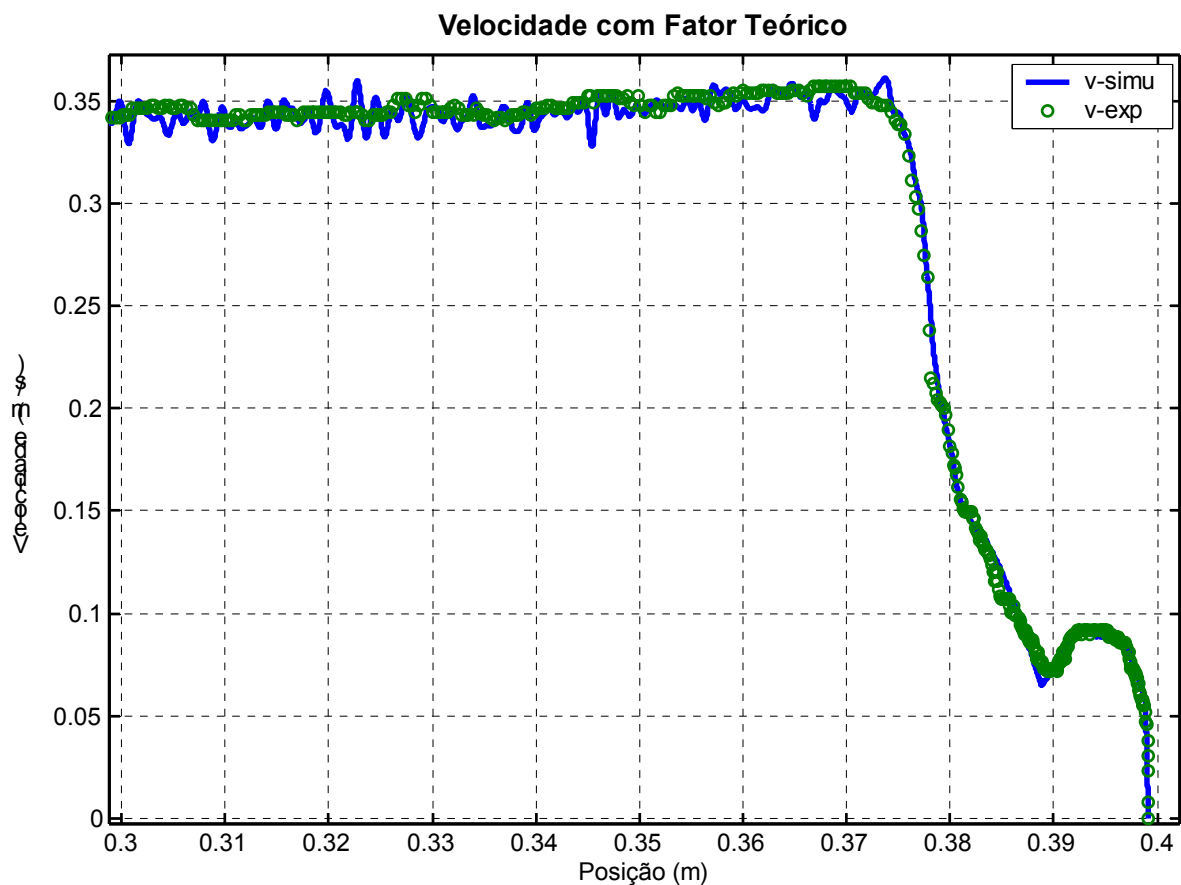


Figura 41 - Comparação entre a velocidade experimental e a simulada que faz uso do fator de amortecimento teórico

Fazendo uso deste modelo matemático validado, partiu-se para um estudo teórico do comportamento dinâmico do cilindro hidráulico, onde agora nos parâmetros de pressão de suprimento e coeficiente de vazão da válvula, que até então eram utilizados valores experimentais, passam a ser utilizados valores teóricos. Porém, sabe-se que o comportamento da pressão de suprimento de um circuito hidráulico, na sua grande maioria, não é constante durante seu funcionamento; ainda mais quando se trabalha em regime transiente e sem o uso do acumulador.

Na Figura 42, é observado o comportamento das pressões simuladas com suprimento constante de $4,1 \times 10^6$ Pa (41 bar), comparando com resultados da Figura 37, observa-se que a pressão simulada na câmara B não atingiu um pico de pressão de aproximadamente $1,65 \times 10^7$ Pa (165 bar), atingido experimentalmente. Na simulação, a pressão na câmara B na região de amortecimento atinge valores próximos a 9×10^6 Pa (90 bar) durante todo o percurso da bucha; logo, pode-se concluir que as pressões atingidas na prática podem ser muito maiores do que as esperadas.

Com isto constata-se que o fato de existir uma variação na pressão de suprimento no momento em que o cilindro hidráulico atinge o amortecimento, é prejudicial à resposta dinâmica do sistema, conseqüentemente, à capacidade de amortecimento do dispositivo auto-ajustável, pois as pressões nas câmaras do cilindro são afetadas de forma significativa.

Na Figura 43, apresenta-se várias curvas de pressão de amortecimento, sendo que curva 1 mostra um comportamento ideal. Já nas outras situações, denota-se curvas reais, como nas curvas 2 e 3 que utilizaram a mesma velocidade, porém dimensionamentos diferentes de amortecimento; ou seja, perfis de bucha distintos e a curva 4 descreve uma pressão de amortecimento para uma velocidade inferior as outras curvas. Comparando o comportamento da pressão simulada na câmara B e utilizando pressão de suprimento constante, no momento em que o cilindro está na região de amortecimento da Figura 42 com a curva de pressão 3 da Figura 43, conclui-se que o modelo gerado representa corretamente a forma de comportamento desta pressão.

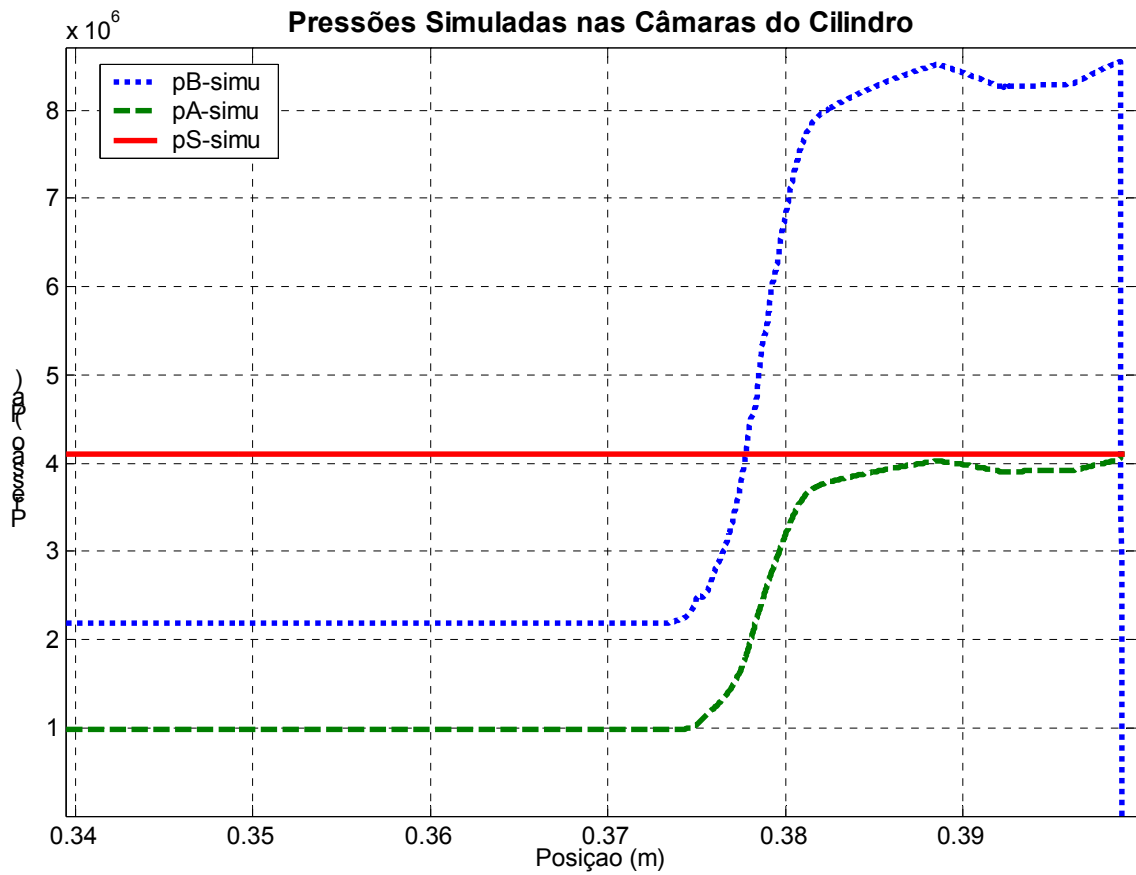


Figura 42 - Pressões nas câmaras do cilindro, com pressão de suprimento constante

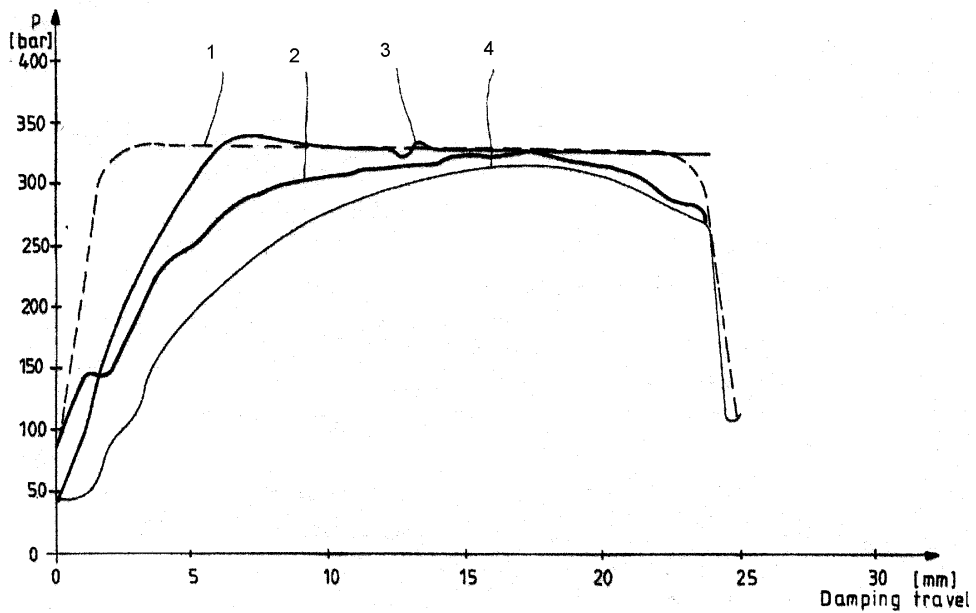


Figura 43 - Comportamento da pressão de amortecimento, desde um caso ideal à situações reais de aplicação do dispositivo de amortecimento (GUO, 2002)

Com o objetivo de demonstrar a potencialidade deste trabalho, será analisada uma condição de trabalho na qual a bucha utilizada atualmente não atende aos requisitos de amortecimento, objetivando redimensionar a bucha de amortecimento, adequando-a de forma a amortecer o conjunto haste, êmbolo e carga.

A condição de trabalho que será analisada será: pressão de suprimento constante de $1,2 \times 10^7$ Pa (120 bar), velocidade da haste de 0,34 m/s, cilindro posicionado na vertical e carregamento de 1200 kg.

Na Figura 44, apresenta-se o comportamento da velocidade do cilindro hidráulico frente a esta nova condição de operação do sistema. Observa-se que a velocidade do cilindro não foi amortecida de forma adequada, pois sua velocidade no final do curso foi superior a 0,1 m/s. Desta forma pode-se dizer que a bucha utilizada para efetuar o amortecimento não é eficiente.

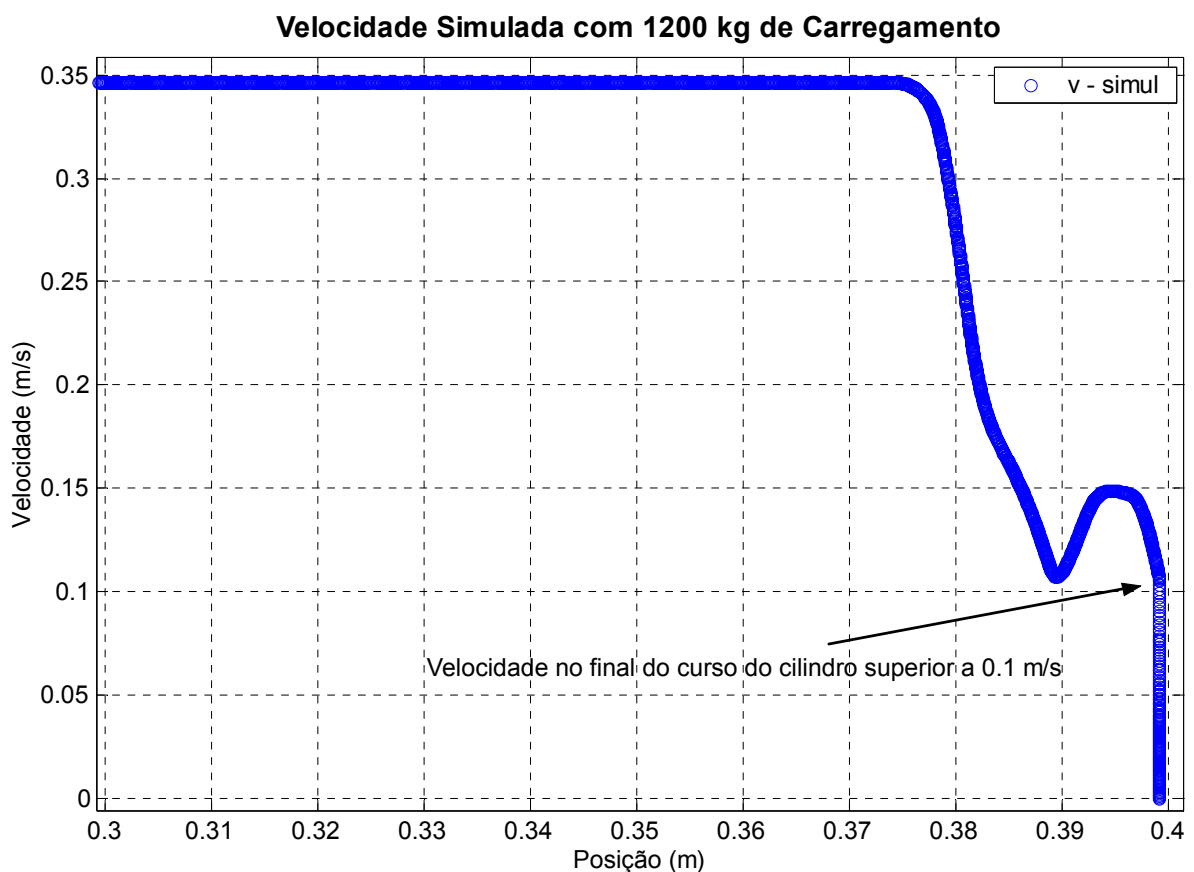


Figura 44 – Comportamento da velocidade simulada com um carregamento de 1200 kg

A Figura 45 demonstra o comportamento da pressão nas câmaras do cilindro hidráulico. Confirma-se, então, a não eficiência do dispositivo de amortecimento, pois dados de catálogos apresentam o valor de $2,1 \times 10^7$ Pa (210 bar) como pressão máxima de trabalho para este cilindro hidráulico. Sendo assim, como a pressão na câmara atingiu valores de pressão superiores a 3×10^7 Pa (300 bar) no momento do amortecimento, conclui-se que este cilindro possa ter uma vida útil muito reduzida, frente às condições de trabalho nas quais foi exposto. No momento em que este trabalhar durante um longo período, terá picos de pressão assim que o cilindro atingir o final do curso; isto fará com que suas vedações danifiquem-se, podendo ocorrer até quebra de alguma parte construtiva do cilindro.

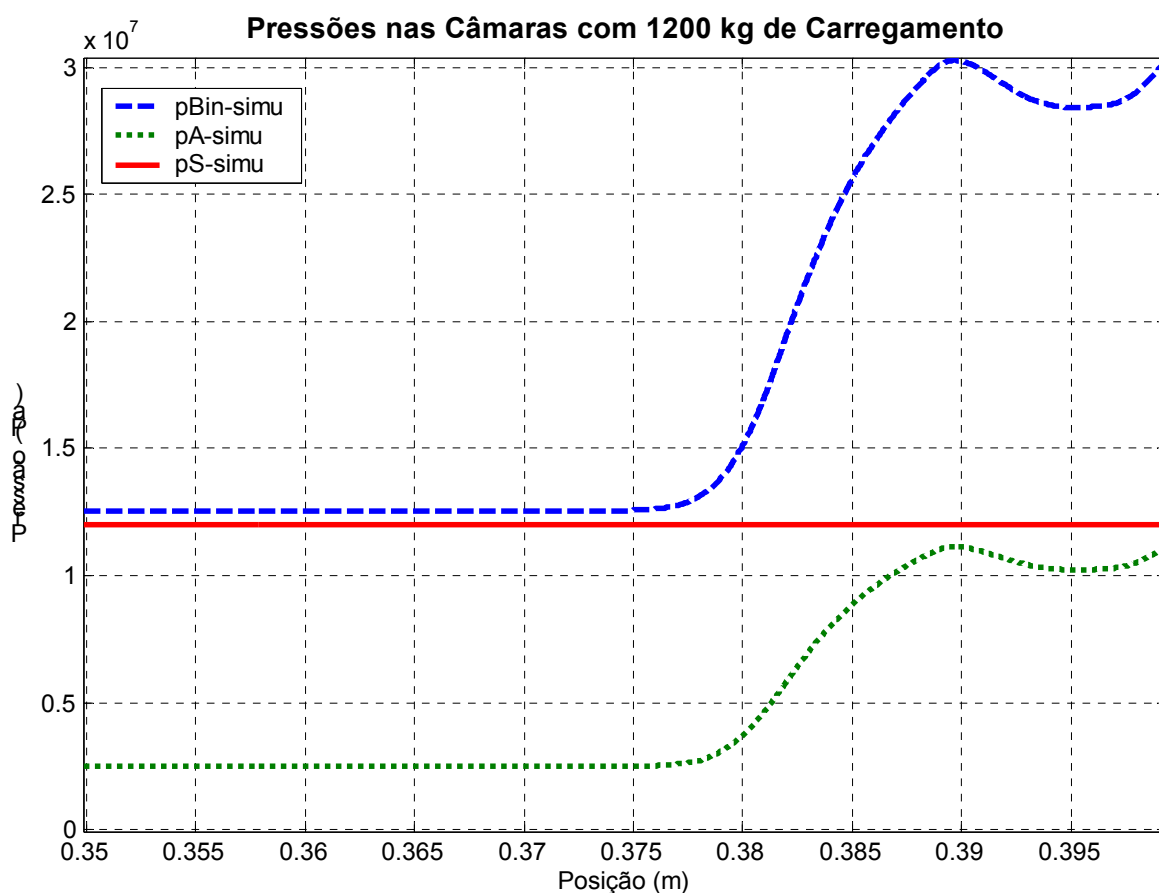


Figura 45 – Pressões nas câmaras do cilindro hidráulico para um carregamento de 1200 kg

Para que esta condição de trabalho possa vir a ser amortecida com este cilindro hidráulico, isto é, sem que seja necessário o dimensionamento de um cilindro de maior tamanho, fez-se uma série de simulações alterando sempre o comportamento do fator de amortecimento, com o objetivo de criar um novo perfil de bucha o qual amortecesse esta condição de trabalho. Pretende-se amortecer esta situação mantendo o comprimento da bucha de amortecimento para não se fazer necessário alterar o projeto do cilindro hidráulico,

somente alterações na geometria da bucha de amortecimento. Na Figura 46 pode-se observar o comportamento do fator de amortecimento, tanto da bucha atual utilizada no cilindro, como o da bucha proposta para esta condição de trabalho. Contudo, observa-se que o perfil do fator de amortecimento proposto apresenta um comportamento diferente do atual, pois uma série de simulações foram feitas alterando sempre o comportamento deste fator, objetivando um perfil que amortecesse o conjunto êmbolo, haste e carga. Entretanto, não se atingiu resultados satisfatórios como pode ser observado na Figura 47 onde observa-se que este fator de amortecimento não conseguiu absorver a velocidade do conjunto.

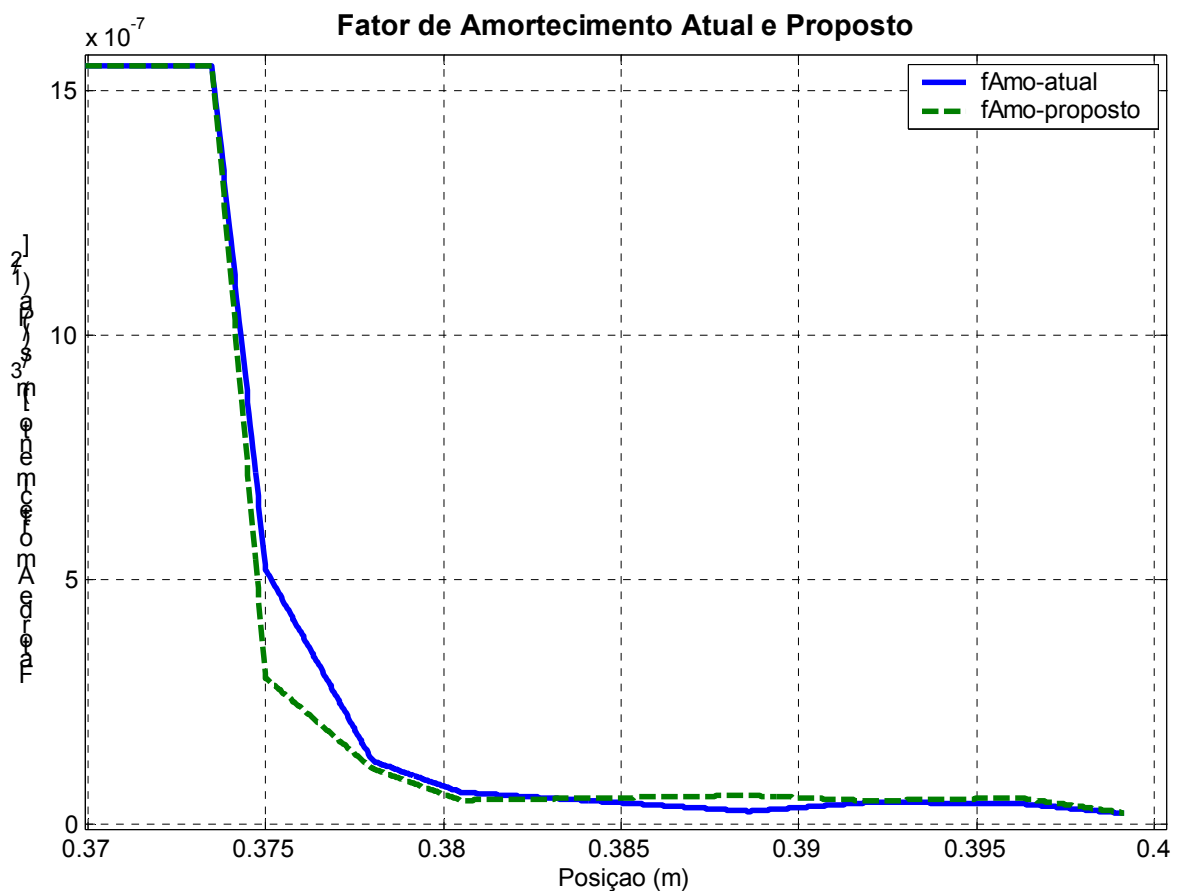


Figura 46 – Comparação entre o fator de amortecimento atual e um proposto para nova condição de trabalho

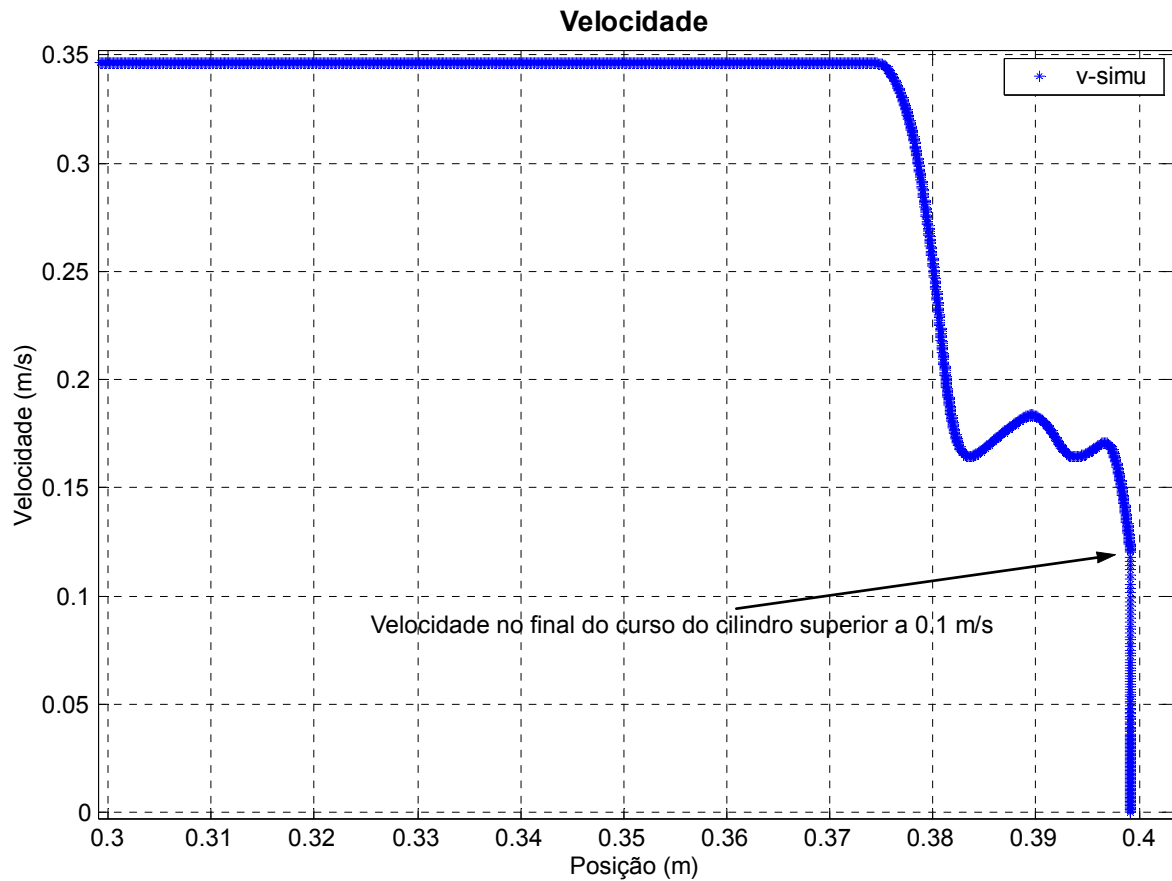


Figura 47 – Velocidade da haste para o perfil de amortecimento proposto

Na Figura 48 pode-se comprovar a ineficiência da bucha de amortecimento, na qual foi alterado somente o perfil, mantendo o seu comprimento de 24,7 mm. A pressão na câmara B é reduzida, porém comparando com a Figura 45, não de forma satisfatória, pois a pressão ainda atinge valores próximos a 3×10^7 Pa (300 bar).

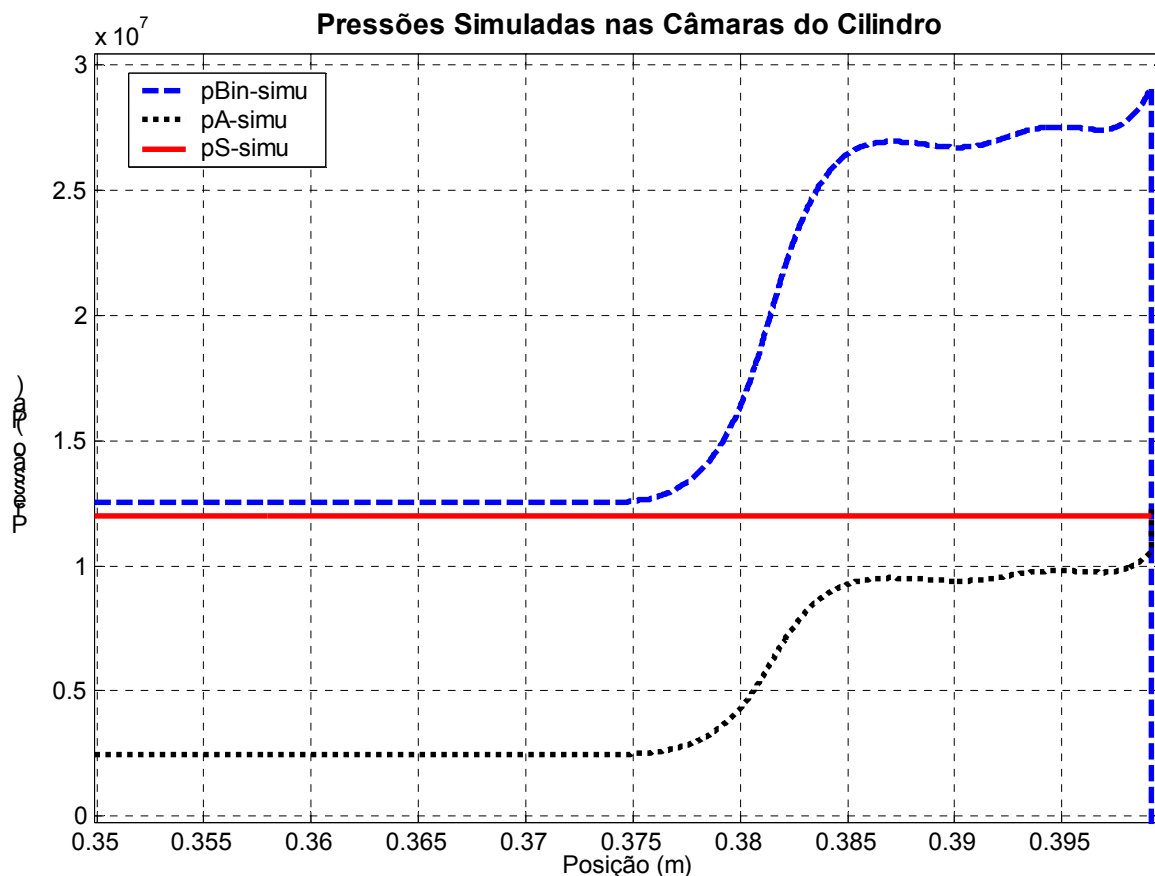


Figura 48 – Pressões nas câmaras do cilindro para o perfil da bucha alterando somente a geometria

Todavia, partiu-se para uma outra estratégia, onde altera-se o comprimento da região de amortecimento, passando de 24,7 mm para 34,2 mm; além do formato do perfil do fator de amortecimento. Utilizando esta nova proposta de perfil de amortecimento, o qual foi gerado após muitas simulações, chegou-se a resultados satisfatórios de amortecimento do cilindro. Na Figura 49 observa-se o comportamento do novo fator de amortecimento, proposto para esta condição de trabalho.

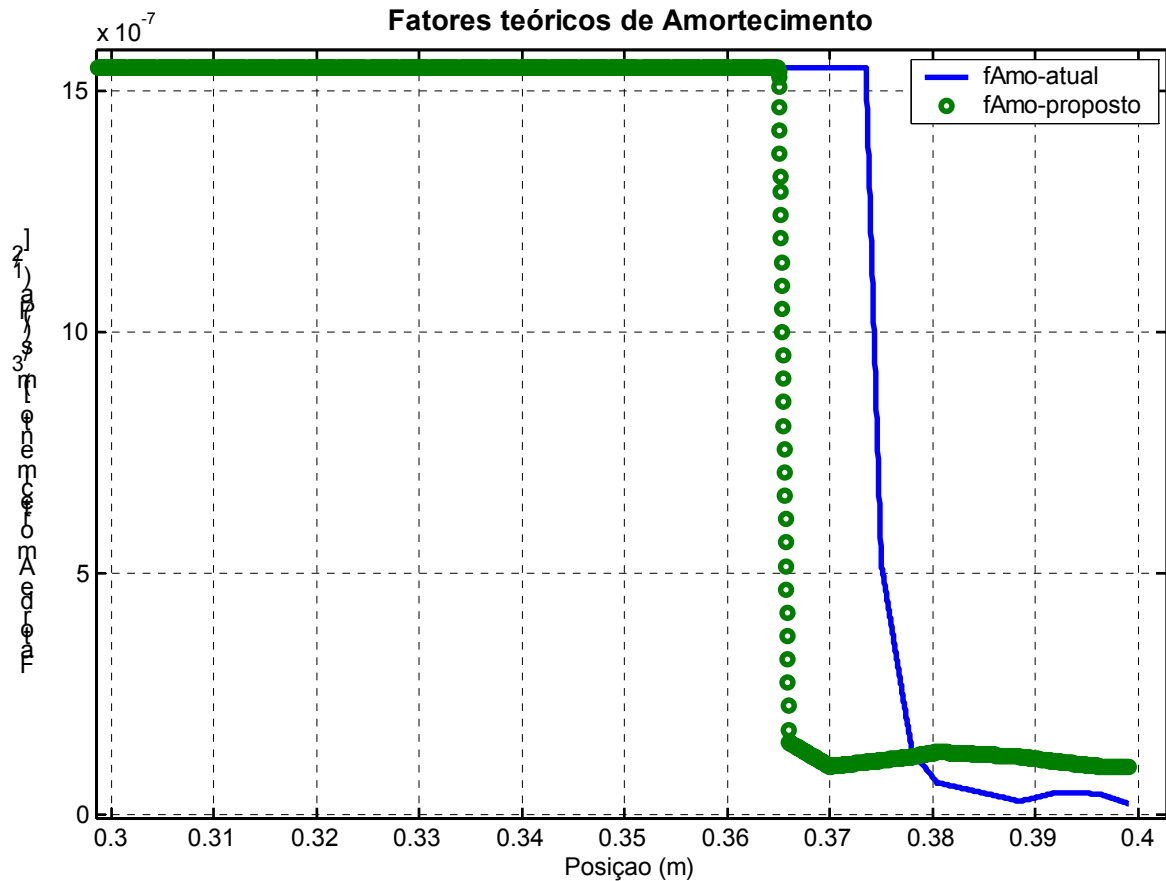


Figura 49 – Comparativo do comportamento do fator de amortecimento da bucha atual com a nova bucha

Na Figura 50 pode-se observar o comportamento da velocidade do êmbolo. Comparando-o com a Figura 44, o novo perfil do fator de amortecimento apresentou maior eficiência frente ao já existente, pois fez com que o cilindro chegasse ao final de seu curso com uma velocidade inferior a 0,1 m/s, o que é considerado aceitável para um cilindro hidráulico. Com isso, demonstra-se a influência do comportamento deste fator frente ao amortecimento do sistema; desta forma, afirma-se que a bucha, que é responsável por este novo perfil, será capaz de absorver toda a energia gerada por este cilindro no final do seu curso.

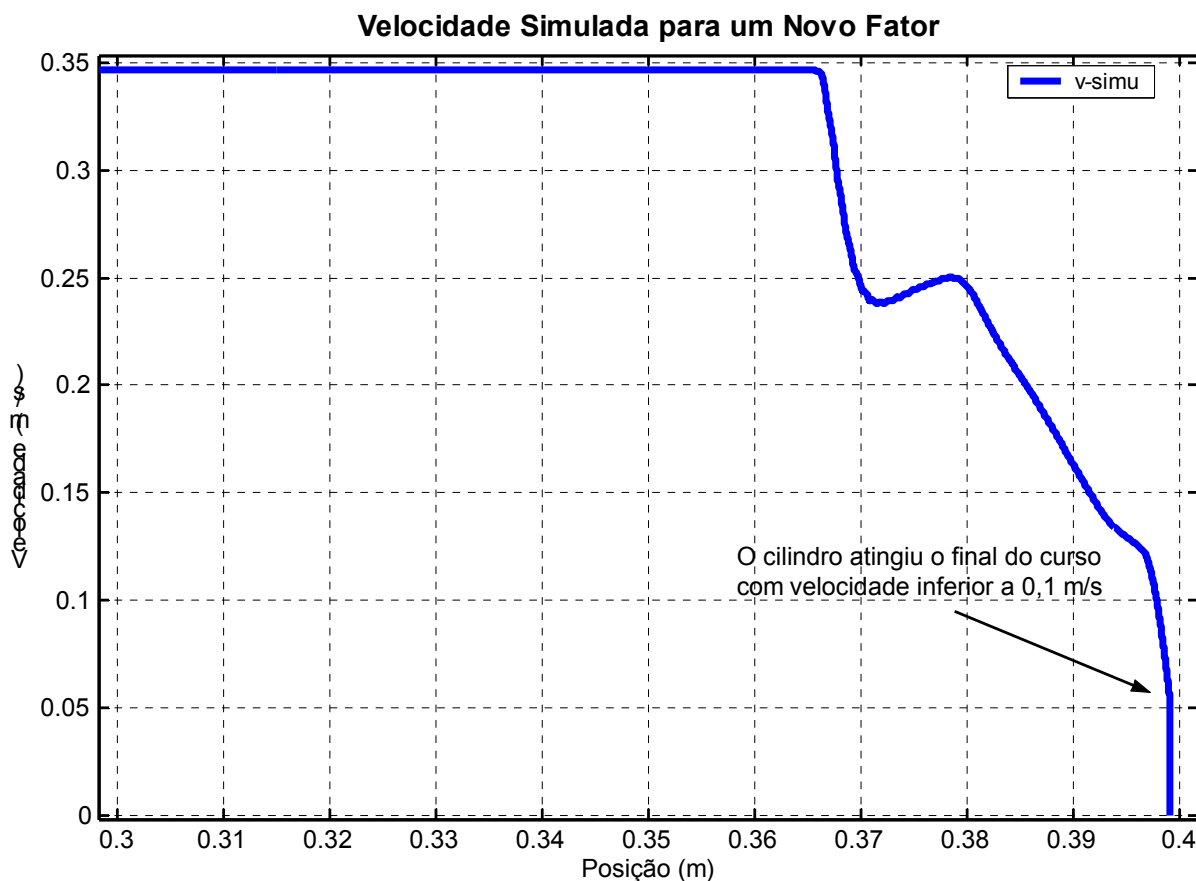


Figura 50 – Comportamento da velocidade para um novo fator de amortecimento

Na Figura 51 pode-se comprovar a eficiência do novo perfil do fator de amortecimento, pois comparando com a Figura 45 observa-se que o pico de pressão, de aproximadamente 3×10^7 Pa (300 bar) foi absorvido nesta situação, chegando a uma pressão máxima de aproximadamente $2,1 \times 10^7$ Pa (210 bar); pressão esta considerada pelo catálogo como a máxima de trabalho deste cilindro hidráulico. Assim sendo, comprova-se a eficiência deste fator de amortecimento criado para amortecer a condição de trabalho de 1200 kg de carregamento, e uma pressão de suprimento de $1,2 \times 10^7$ Pa (120 bar), que não foi amortecida pela bucha utilizada atualmente no cilindro hidráulico em estudo.

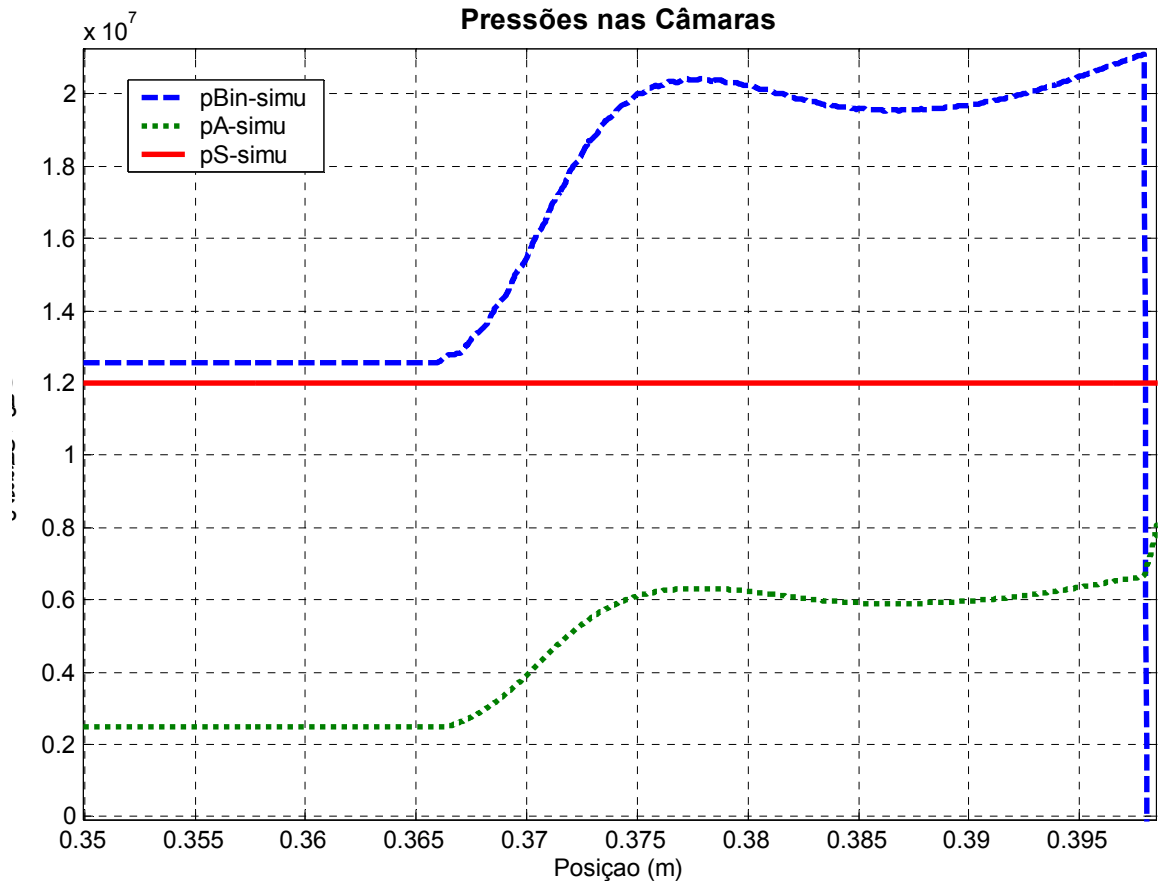


Figura 51 – Comportamento das pressões para o novo perfil do fator de amortecimento

A partir do comportamento deste fator de amortecimento é possível a proposição de uma nova geometria de bucha que, no momento em que for utilizada, terá de apresentar eficiência no amortecimento. É sabido que não se conseguiu correlacionar diretamente o comportamento do fator de amortecimento com a geometria da bucha; mas através de uma análise comparativa minuciosa com a bucha de amortecimento já existente, conseguiu-se chegar a uma geometria de bucha que pode ser observada na Figura 52. Geometria esta em que acredita-se que venha a demonstrar resultados satisfatórios em testes experimentais.

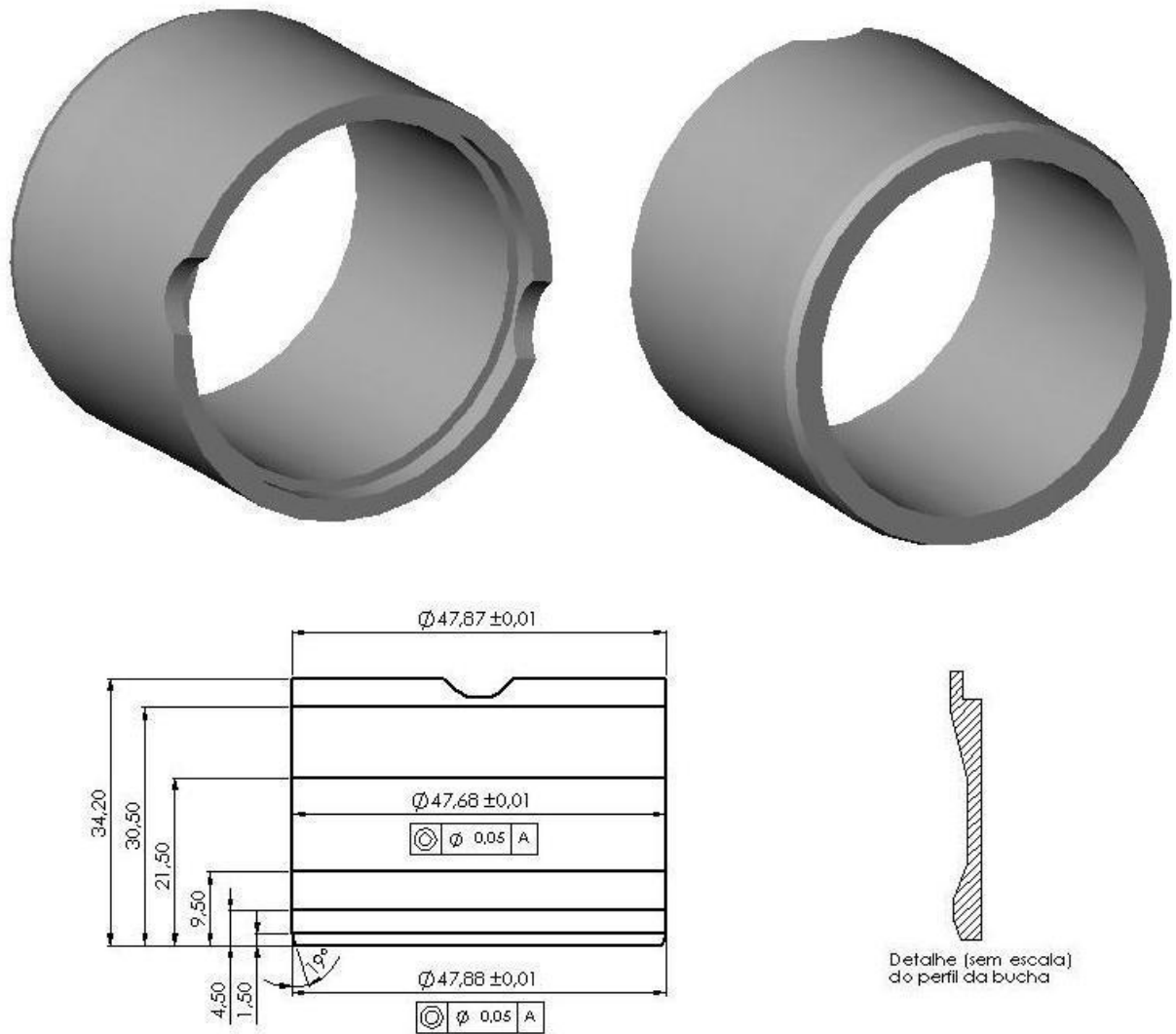


Figura 52 – Nova bucha de amortecimento, medidas em mm

A fabricação desta geometria de bucha não foi efetuada para este trabalho ficando, assim, como proposta para um seguimento de estudos futuros, ou então por parte da empresa parceira neste trabalho, Bosch Rexroth Ltda., que é a maior interessada. Algumas modificações deverão ser efetuadas no projeto do cilindro hidráulico CDT 045/063, para que o mesmo possa fazer uso desta nova bucha, sabendo que a mesma possui um comprimento maior que a bucha utilizada atualmente, com isto a região de amortecimento será maior.

6 – CONCLUSÃO

Atualmente a utilização de modelos matemáticos como ferramenta de projeto de componentes hidráulicos é fundamental, com o objetivo de uma possível redução do tempo e do custo no desenvolvimento do projeto. Observou-se ao longo deste trabalho que a obtenção de parâmetros inerentes é grandemente facilitada com a integração de atividades teóricas e práticas.

A importância deste trabalho surgiu da necessidade da empresa Bosch Rexroth Ltda. ampliar o campo de aplicação dos dispositivos de amortecimento auto-ajustáveis já comercializados pela empresa, sendo este mercado dominado pelo dispositivo convencional de amortecimento.

Na modelagem deste dispositivo de amortecimento de fim de curso, foram utilizadas equações fundamentais da mecânica clássica e da mecânica dos fluidos. A inclusão de não linearidades nos modelos propostos, tais como, geometria do orifício de controle, atrito e o fator de amortecimento, permitiu aproximações mais efetivas do modelo teórico em relação ao sistema físico real.

A parte experimental, necessária à validação do modelo do dispositivo de amortecimento de fim de curso, a qual foi viabilizada por parte da empresa parceira no estudo Bosch Rexroth Ltda., possibilitou a obtenção de parâmetros importantes, os quais, sendo aplicados no modelo teórico, permitiram resultados bastante aproximados deste com os dos ensaios. Algumas alterações tiveram de ser efetuadas no cilindro hidráulico utilizado no estudo, com intuito de se conseguir monitorar algumas variáveis como pressão dentro da câmara do cilindro e temperatura nesta mesma câmara, as quais não se consegue fazer no cilindro que é comercializado pela empresa, modificações estas que foram efetuadas pela Bosch Rexroth Ltda.

Uma dificuldade encontrada neste estudo refere-se à determinação de um modelo matemático que descreva o comportamento do dispositivo de amortecimento (bucha), relacionando a sua geometria com a dinâmica do sistema. Muitos caminhos foram tomados utilizando uma série de equações empíricas encontradas na bibliografia disponível, porém não se obteve sucesso na determinação deste comportamento. De qualquer maneira, conseguiu-se determinar um fator chamado de fator de amortecimento (f_{Amo}), o qual foi gerado de forma experimental e que está diretamente relacionado com a geometria da bucha. Todavia, não se conseguiu encontrar uma relação matemática para determiná-lo a partir da geometria da

bucha. Sendo assim, o modelo atual desenvolvido trabalha com este fator de amortecimento como parâmetro de entrada, ou seja, supõe-se que cada geometria irá possuir um comportamento deste fator. Conseqüentemente com o modelo matemático gerado e validado consegue-se estimar uma possível geometria para um dado fator. Em suma, o nível de detalhamento adotado na modelagem foi suficiente para a descrição do comportamento do dispositivo de amortecimento de fim de curso e a análise das variáveis e parâmetros envolvidos.

Acredita-se na idéia de que a melhor forma de descrever este fenômeno é através do uso da simulação numérica do escoamento no dispositivo de amortecimento, área esta que apresenta um grau de dificuldade maior. Porém, não se migrou para esta área de conhecimento devido ao fato da necessidade de um tempo maior de estudos. Caminho este que pode ser seguido futuramente, pois o Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos já dispõe do *software* CFX 5.1 o qual é uma ferramenta muito eficiente na análise numérica de escoamento.

Frente a todas as dificuldades encontradas na geração e validação do modelo matemático conseguiu-se chegar a resultados satisfatórios, os quais podem ser seguramente utilizados como ferramenta de projeto de dispositivos de amortecimento de fim de curso para cilindros hidráulicos, tanto que uma geometria de bucha para uma situação de trabalho pré-determinada foi proposta; geometria esta que resultou de um fator de amortecimento, o qual foi trabalhado de forma tal, que o sistema não teve um pico de pressão muito elevado no momento em que atingiu o amortecimento, porém sua velocidade foi absorvida pelo dispositivo de forma gradativa. Esta nova bucha deverá vir a ser fabricada futuramente com o objetivo de realizar ensaios experimentais e, desta forma, comprovar a real eficiência do modelo gerado.

Tem-se como contribuições deste trabalho um possível aumento no campo de aplicação dos dispositivos de amortecimento de fim de curso auto-ajustáveis, permitindo uma maior clareza quanto ao desempenho ocorrido com cada geometria de bucha, correlacionando-a com o tipo de carregamento, velocidade, posição do cilindro e pressão do sistema. Acredita-se, assim, em uma possível utilização deste modelo para geração de novas geometrias de buchas, também podendo ser utilizado como ponto inicial para estudos de novos dispositivos de amortecimento de fim de curso. Este trabalho ainda proporcionou um maior conhecimento frente a dispositivos de amortecimento de fim de curso, pois hoje na

literatura especializada só é apresentado o dispositivo de amortecimento convencional, sendo o auto-ajustável não mencionado, talvez devido ao fato de ser uma tecnologia recente.

Fica como proposta para trabalhos futuros, primeiramente a fabricação da bucha de amortecimento que foi sugerida neste trabalho, e efetuar novos experimentos com esta bucha, com objetivo de comprovar sua eficiência frente à condição de trabalho para qual foi projetada. Para isso terá de se trabalhar uma forma de realizar experimentos com carregamento maior (aproximadamente 1200 kg) na bancada disposta no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos – LASHIP pois, atualmente, consegue-se trabalhar com no máximo 90 kg de carga.

Ainda como proposta, aconselha-se a realização de uma análise numérica do escoamento no dispositivo de amortecimento de fim de curso, utilizando o *software* CFX 5.1 disponível no LASHIP, para com isto obter uma relação mais direta entre a geometria da bucha e o efeito de amortecimento no cilindro hidráulico.

7 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BEER, F. P.; JOHNSTON, E.R. Jr. **Mecânica Vetorial para Engenheiros. Cinética e Dinâmica.** 5ª Ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 1991. 982p.

BLACKBURN, J.F.; REETHOF, G.; SHEARER, J.L.. **Fluid Power Control.** Massachusetts Institute Of Tecnology Press, 1960. 710 p.

BOSCH REXROTH. **Proportional directional valves, pilot operated.** Lhor am Main. Bosch Rexroth AG. Catálogo RE 29 115/02.02, 2002

BOSCH REXROTH. **Hydraulic cylinder.** Lhor am Main. Bosch Rexroth AG. Catálogo RE 17 039/03. 2003.

BOSCH REXROTH. **Cilindros Hidráulicos e pneumáticos.** Atibaia-SP. Bosch Rexroth Ltda. Catálogo RS/E/P 17 334/01.00, 2000.

CUNDIFF, John S. **Fluid Power Circuits and Controls. Fundamentals and Applications.** First Edition. New York: CRT Press, 2002. 533p.

Circuit diagrams are in accordance with ISO 1219-2, Fluid Power Systems and Components – Graphic symbols and circuit diagrams – Part 2: Circuit diagrams.

Circuit diagrams are in accordance with ISO 1219-2, Fluid Power Systems and Components – Graphic symbols and circuit diagrams – Part 2: Circuit diagrams.

DE NEGRI, V. J. **Estudo do Comportamento Dinâmico de Sistemas Hidráulicos.** Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 1988. 80p. (Apostila do curso de pós-graduação).

DE NEGRI, V.J. **Modelagem de servomecanismos hidráulicos e simulação de um servomecanismo mecânico-hidráulico.** 1987. 141p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

DE NEGRI, V.J. **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle. Parte III – Sistemas hidráulicos para controle.** Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2001 (Apostila do curso de graduação).

DE NEGRI, V.J. SILVEIRA, J. KINCELER, R. **Relatório técnico à Reivax automação e controle. Determinação de características comportamentais de válvulas distribuidora modelo Reivax 002.** Projeto PADCT / Reivax. Florianópolis, Novembro, 1998.

ESPOSITO, Anthony, **Fluid Power with Applications.** Fifth Edition. New Jersey: Prentice Hall., 2000. 648p.

FIALHO, Eng. Arivelto Bustamante. **Automação Hidráulica. Projetos, Dimensionamento e Análise de circuitos.** 1^a ed. São Paulo: Editora Érica Ltda, 2002. 260p.

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

FURST, L. F. **Sistematização do projeto preliminar de circuitos hidráulicos com controle de posição.** 2001. 132p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

GUO, Xu. **Endlagendämpfung für serienmäßige industriezylinder.** Lhor am Main. Bosch Rexroth AG. Relatório interno, 1996.

GUO, Up. **Working Cylinder Actuated by Hydraul Fluid.** United States Patente, Nº US 6,481,331 B1, Lhor am Main. Bosch Rexroth AG, nov. 19, 2002.

HALLIDAY, D. RESNICK, R. **Física 1.** 4^a ed. Rio de Janeiro: Editora Livros Técnicos e Científicos Ltda., 1983. 348p.

LINSINGEN, Irlan von. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos.** 1^a Ed. Florianópolis: Ed. da UFSC, 2001. 399p.

LIE, T.; CHAPPLE P. J. AND TILLEY D. G. **Actuator cushion performance simulation and test results.** Bath Workshp on Power Transmission and Motion Control (PTMC 2000), Bath, UK. 2000. p. 187-198.

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

MANNESMANN REXROTH GMBH. **“Hidráulica”, Princípios básicos e Componentes da Tecnologia dos Fluidos,** volume 1. São Paulo: 1991. 344p.

MANNESMANN REXROTH. **Treinamento Hidráulico MHR (curso de hidráulica básica)**. São Paulo: Mannesmann Rexroth, 1987. 182p. ex.1.

MANNESMANN REXROTH. **CDT3 Zugankerzylinder**. Lhor am Main. Mannesmann Rexroth, Folheta, 1998.

MANNESMANN REXROTH. **Válvula Limitadora de Pressão Proporcional**. Atibaia-SP. Mannesmann Rexroth, Catálogo RP 29 160/06.97, 1997.

MARTIN, Hugh. **The design of hydraulic components and systems**. 1. ed. Canada: Ellis Horwood, 1995. 259p.

MERRIT, H. E. **Hydraulic Control System**. John Wiley & Sons, Inc. New York: 1967.

PEASE, Dualey. A. **Basic fluid power**. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1967.

SHAMES, Irving Herman. **Mecânica dos fluidos: princípios básicos**. São Paulo: Edgard Blücher, 1973. v.1, 192 p.

STRINGER, J. D. **Hydraulic Systems Analysis, an introduction**. 1st Ed. London: The Macmillan Press Ltd: 1976, 173p.

STREETER, V. L. WYLIE, E. B. **Mecânica dos Fluidos**. 7^a Ed. São Paulo: editora McGraw-Hill Ltda, 1982. 585p.

VALDIEIRO, A. C. **Projeto e Implementação de Controladores para Atuadores Hidráulicos**. Relatório Interno do Laboratório de Robótica. Universidade Federal de Santa Catarina. 2001.

APÊNDICE A – DESENHOS DA BUCHA E DA BANCADA

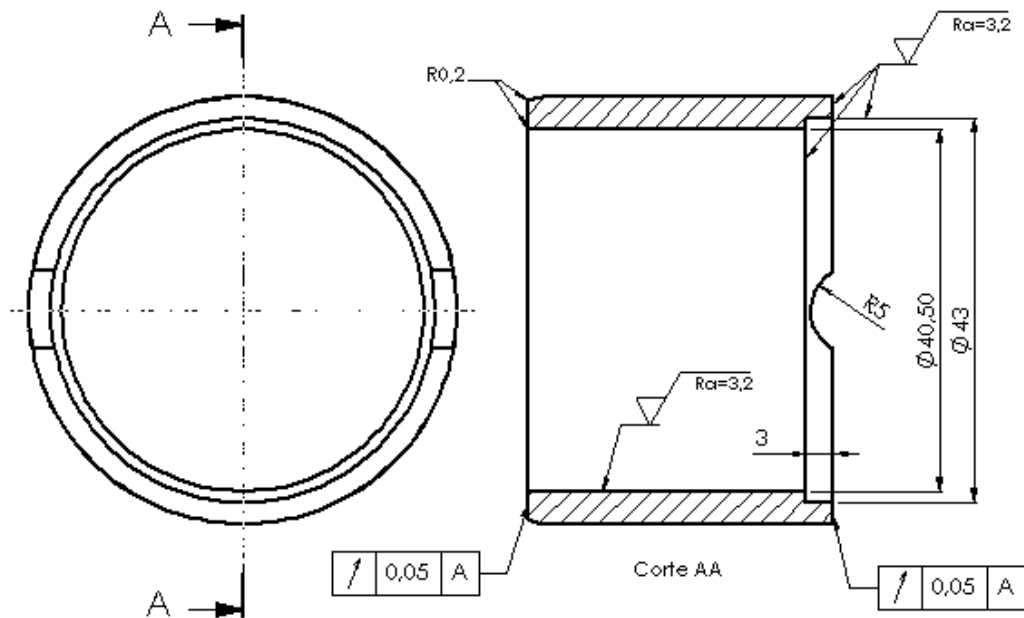


Figura 53 – Desenho detalhado da nova bucha de amortecimento em mm

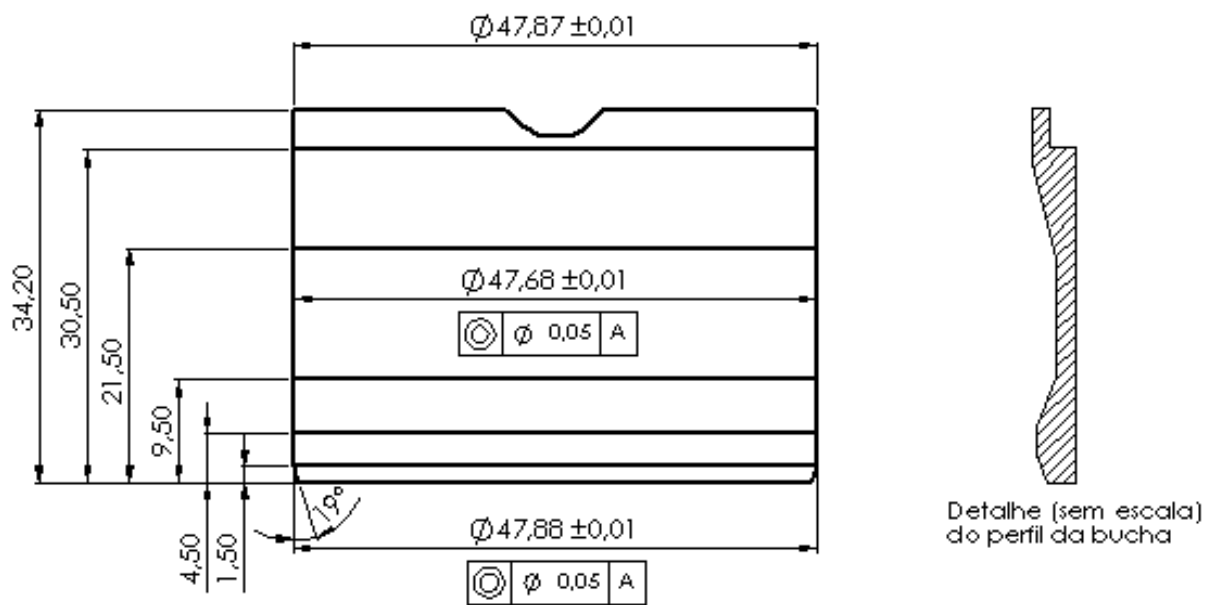


Figura 54 – Desenho detalhado da bucha com detalhe do perfil em mm

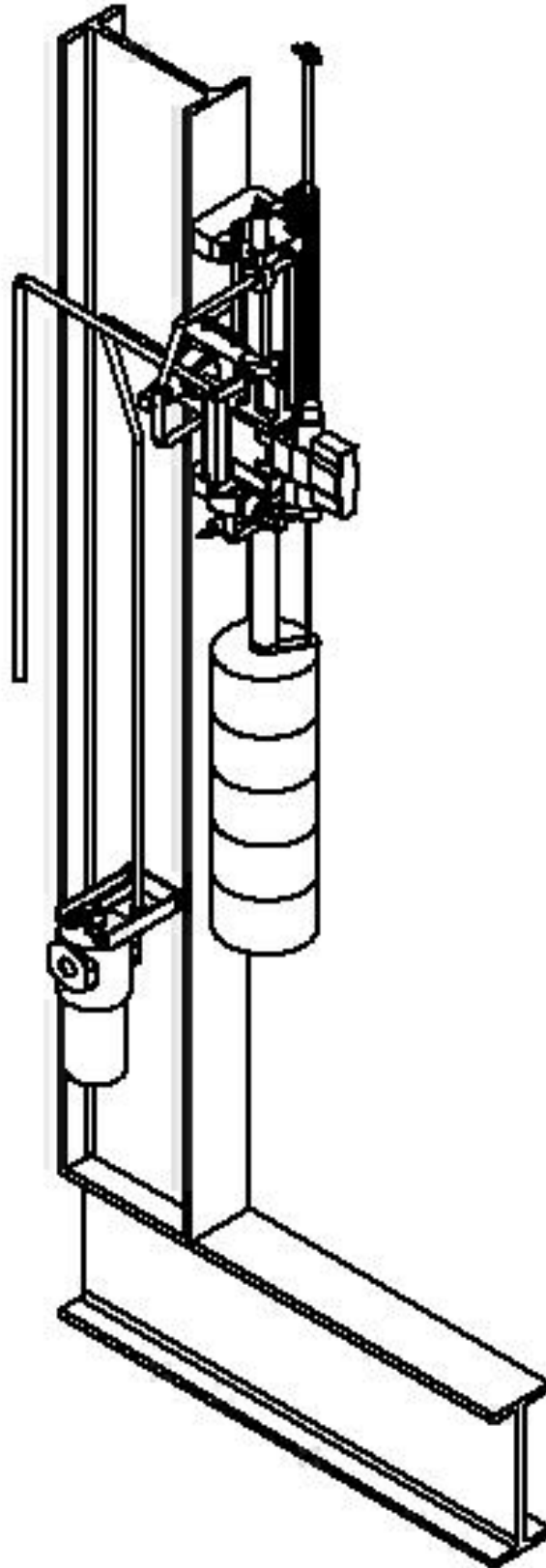


Figura 55 – Vista isométrica 1 do desenho da bancada de teste

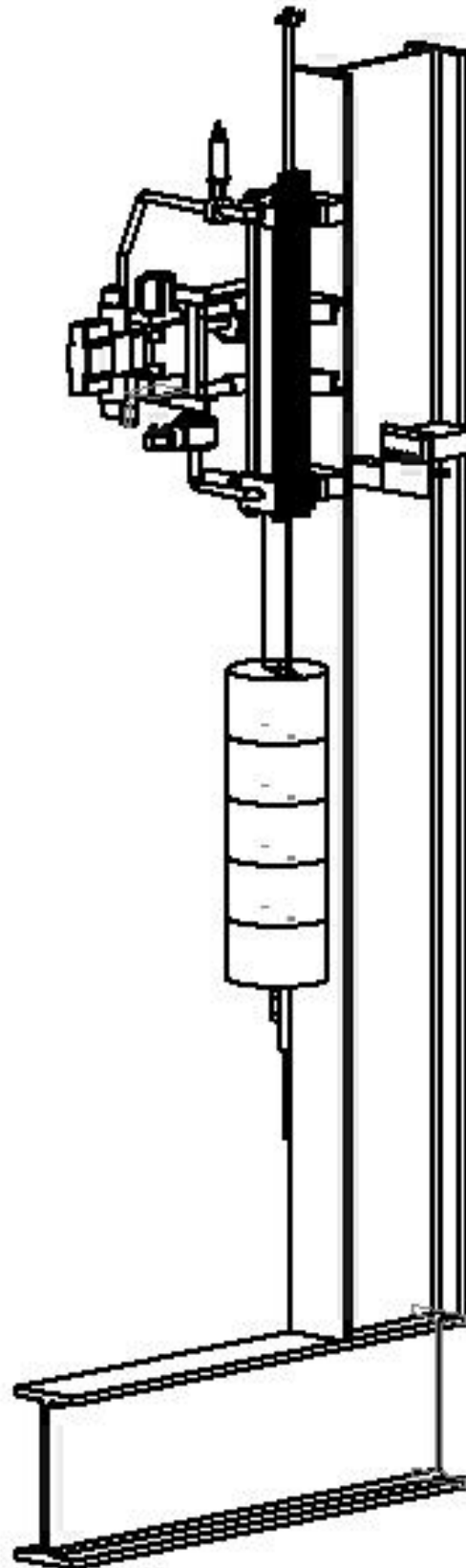


Figura 56 – Vista isométrica 2 do desenho da bancada de teste

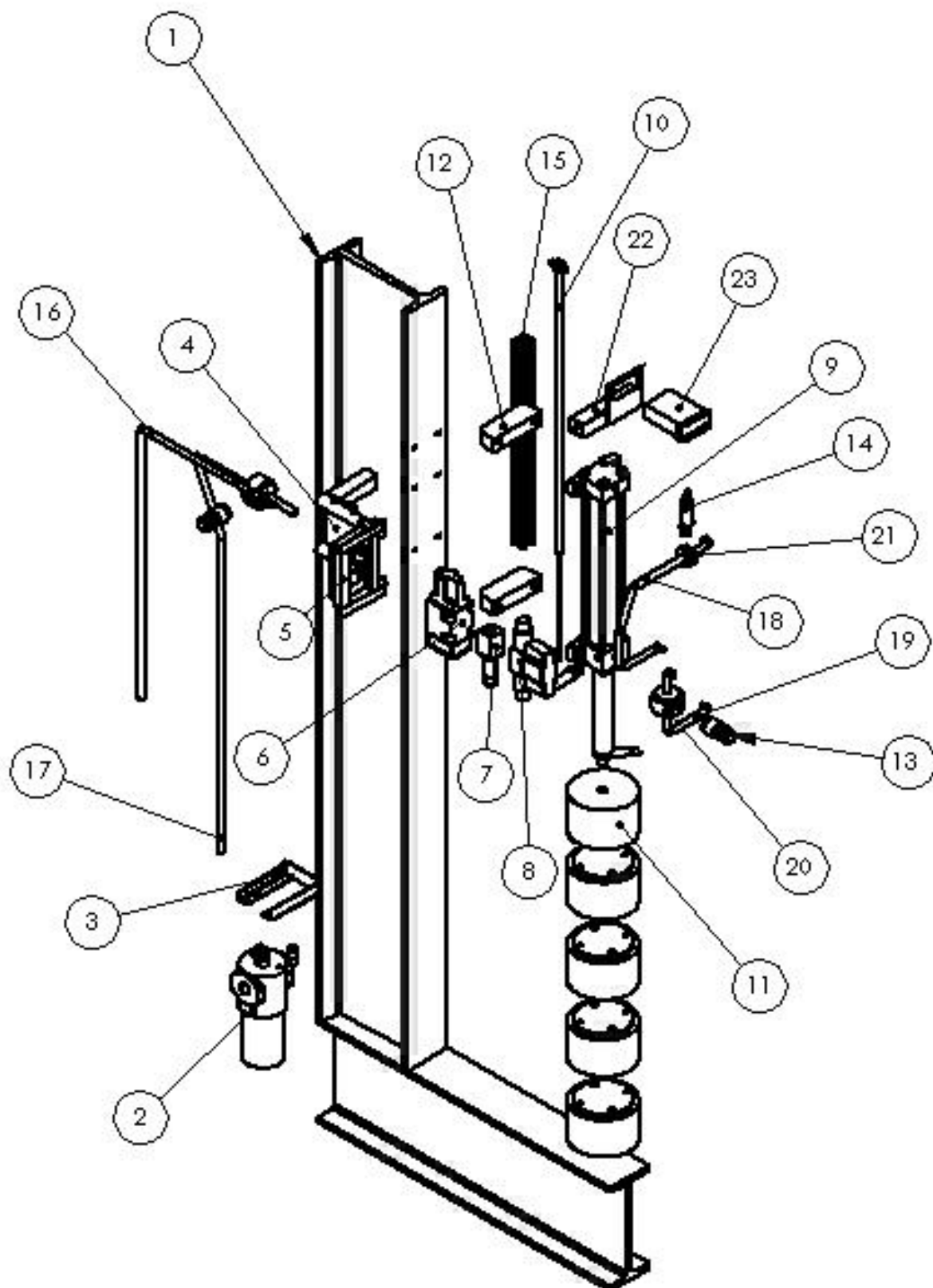


Figura 57 – Vista isométrica explodida com identificações

Tabela 3 – Identificação dos componentes e partes construtivas da bancada da Figura 57

IDENTIFICAÇÃO DAS PARTES DA BANCADA DE TESTES	
Nº.	IDENTIFICAÇÃO
1	Estrutura da bancada
2	Filtro de pressão
3	Suporte para fixação do filtro de pressão
4	Suporte para válvula direcional
5	Placa de ligação da válvula proporcional
6	Válvula direcional proporcional pilotada
7	Válvula redutora de pressão
8	Válvula de pressão (piloto)
9	Cilindro hidráulico diferencial
10	Transdutor de deslocamento
11	Bloco de carregamento (cinco unidades)
12	Suporte para o cilindro hidráulico (duas unidades)
13	Transmissor de pressão (duas unidades)
14	Transdutor de pressão (duas unidades)
15	Suporte para transdutor de deslocamento
16	Tubulação do óleo de retorno
17	Tubulação do óleo de suprimento
18	Tubulação de acesso a câmara A
19	Tubulação de acesso a câmara B
20	Suporte para conectar o transmissor de pressão na linha (duas unidades)
21	Suporte para conectar o transdutor de pressão na linha
22	Suporte para o indicador de temperatura
23	Indicador de temperatura

APÊNDICE B – PARÂMETROS USADOS NA SIMULAÇÃO

B.1 MODELO COM DADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS

```
clear
```

```
clc;
```

Parâmetros do cilindro, do fluido e da carga

```
Fes=392;           %atrito estático  
beta=0.7e9;       %módulo de elasticidade do fluido hidráulico  
Aa=0.003117;     %área da seção transversal da câmara A do cilindro  
Ab=0.001527;     %área da seção transversal da câmara B do cilindro  
Va0=6.652e-6;    %volume da câmara A  
Vb0=6.146e-4;    %volume da câmara B  
pt=0;            %pressão de reservatório  
M=10;            %massa total  
Fl=0;            %força externa  
Fg=883.39;       %força de carga no cilindro no caso a massa é 90 kg  
B=488;           %coeficiente de atrito viscoso  
curso=0.39916;   %curso do cilindro
```

Rotina de cálculo da velocidade, fator de amortecimento e constante hidráulica da válvula

```
load f5;          %vetor experimental que deve ser carregado para calcular os  
fatores do modelo
```

Identificação dos parâmetros provindos do sistema de aquisição de dados AQX.

```
t=BaseDeTempo;
```

```
pAmort=(Sinais(1).pontos-0.55)*1e5;  
pA=(Sinais(2).pontos-1.02)*1e5;  
ps=(Sinais(3).pontos)*1e5;  
pB=(Sinais(4).pontos)*1e5;  
y=(((-Sinais(5).pontos+199.176)/1000));  
y1=y;  
U=Sinais(6).pontos;
```

Cálculo da velocidade do êmbolo

```
yf=medfilt1(y1,30);           %valor da posição do cilindro hidráulico filtrada  
deltat=diff(t1);             %variação do tempo  
deltay=diff(yf);            %variação de posição  
dy=deltay./deltat;          %velocidade do êmbolo do cilindro  
dyf=medfilt1(dy,30);        %velocidade filtrada
```

Determinação do fator de amortecimento

```
deltap=(abs(pAmort-pB));     %variação de pressão no dispositivo de amortecimento  
deltapr=(sqrt(deltap));      %raiz quadrada da variação da pressão no dispositivo de  
                              amortecimento  
qv=(dyf*Ab);                %vazão na câmara B do cilindro hidráulico  
famo=(qv./deltapr(1:7586));  %fator de amortecimento do cilindro hidráulico
```

Cálculo da constante hidráulica de válvula (Kva) experimental

```
deltap1=(ps-pA);           %variação da pressão no orifício da válvula
deltap1r=(sqrt(abs(deltap1))); %raiz quadrada da variação da pressão no orifício da válvula
qv1=(dyf2*Aa);           %vazão no orifício da válvula
kv1=(qv1./deltap1r(1:7586)); %constante hidráulica da válvula experimental
```

Cálculo da constante hidráulica da válvula (Kvb) experimental

```
deltap3=(pB-pt);           %variação da pressão no orifício da válvula
deltap2r=(sqrt(abs(deltap3))); %raiz quadrada da variação da pressão no orifício da válvula
qv2=(dyf3*Ab);           %vazão no orifício da válvula
kv2=(qv2./deltap2r(1:7586)); %constante hidráulica da válvula experimental
```

Vetores de entrada da simulação

```
k=[t(1:1470),alfa(1:1470)];
kvA=[t(1:1470),kv1(1:1470)];
kvB=[t(1:1470),kv2(1:1470)];
c=[t(1:1470),ps(1:1470)];
d=[t(1:1470),U(1:1470)-1];
p=[t(1:1470),y(1:1470)];
```

```
disp('Dados e parâmetros do modelo do atuador hidráulico assimétrico diferencial')
```

B.2 MODELO COM DADOS TEÓRICOS

```
clear
```

```
clc;
```

Parâmetros do cilindro, do fluido e da carga

```
Fes=392; %atrito estático
beta=0.7e9; %módulo de elasticidade do fluido hidráulico
Aa=0.003117; %área da seção transversal da câmara A do cilindro
Ab=0.001527; %área da seção transversal da câmara B do cilindro
Va0=6.652e-6; %volume da câmara A
Vb0=6.146e-4; %volume da câmara B
pt=0; %pressão de reservatório
M=10; %massa total
Fl=0; %força externa
Fg=883.39; %força de carga no cilindro
B=488; %coeficiente de atrito viscoso
curso=0.39916; %curso do cilindro
kvB=1.5e-7; %constante hidráulica da válvula linha A
kvA=3.5e-7; %constante hidráulica da válvula linha B
```

```
disp('Dados e parâmetros do modelo do atuador hidráulico assimétrico diferencial')
```

APÊNDICE C – DIAGRAMA DE BLOCOS DO CILINDRO HIDRÁULICO

C.1 – CILINDRO HIDRÁULICO COM AMORTECIMENTO

MODELO DO AMORTECIMENTO DE FIM DE CURSO CILINDRO ASSIMÉTRICO CDT3 MS2 63/45-400

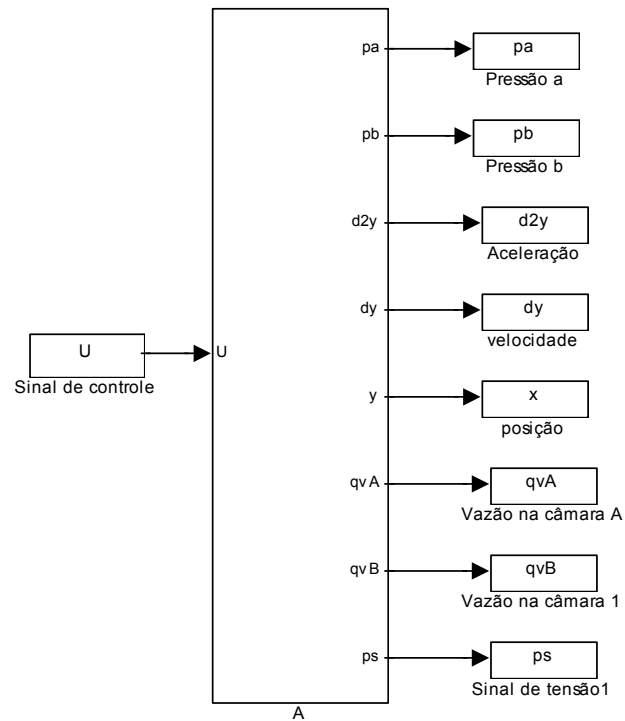


Figura 58 – Cilindro com amortecimento de fim de curso auto-ajustável: entrada principal

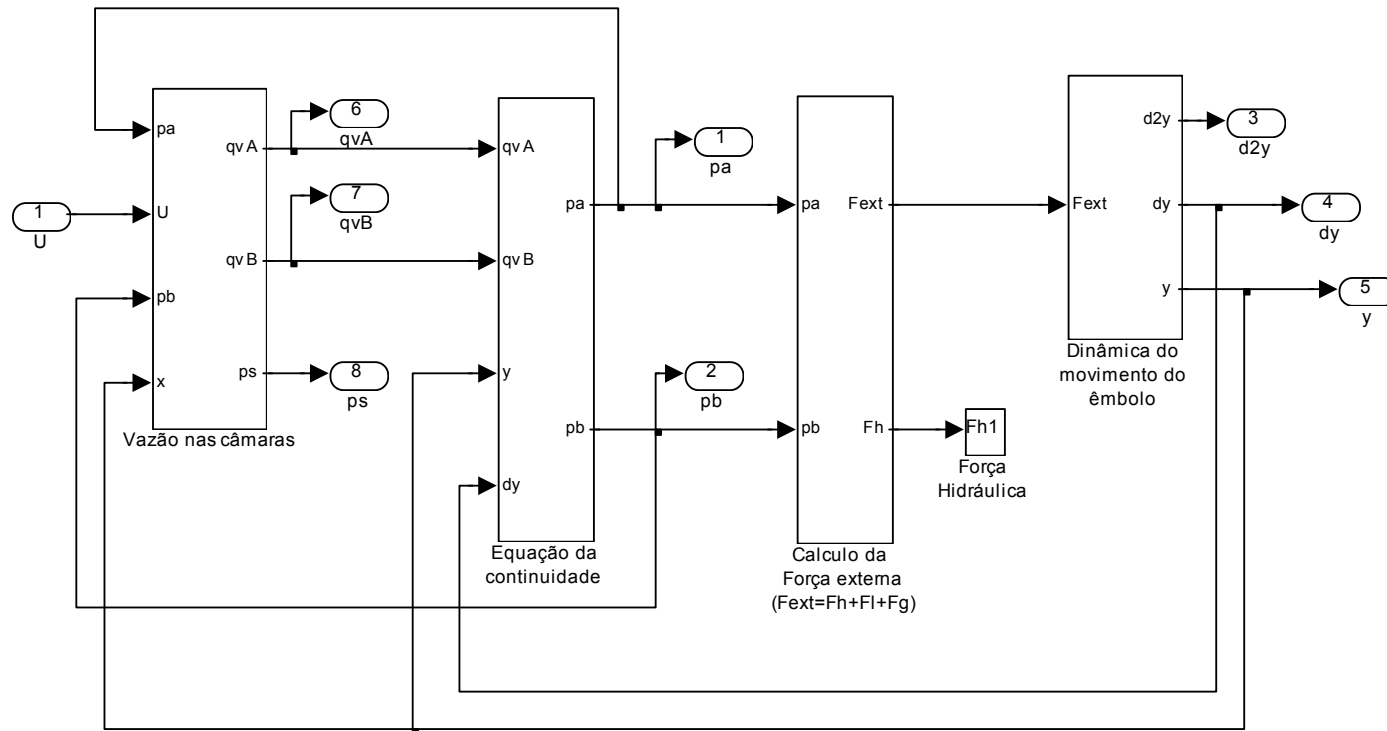


Figura 59 – Cilindro com amortecimento: entrada secundária

Vazão nas câmaras

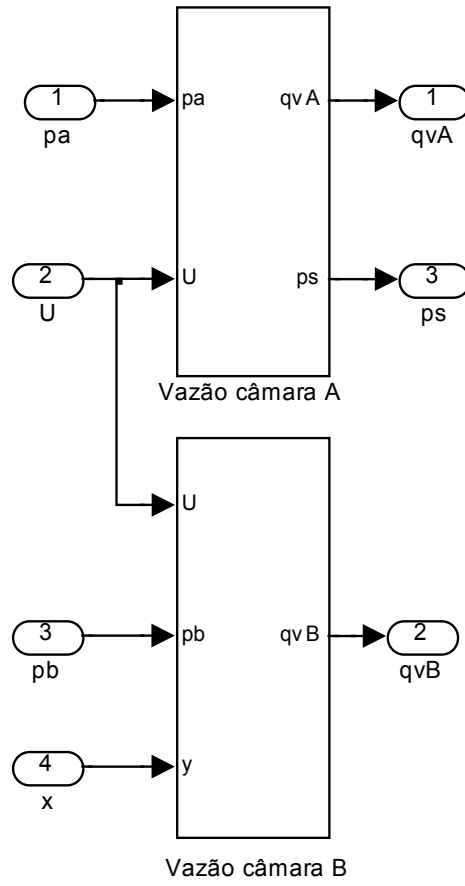


Figura 60 - Cilindro com amortecimento: vazão nos orifícios da válvula

Vazão na câmara A

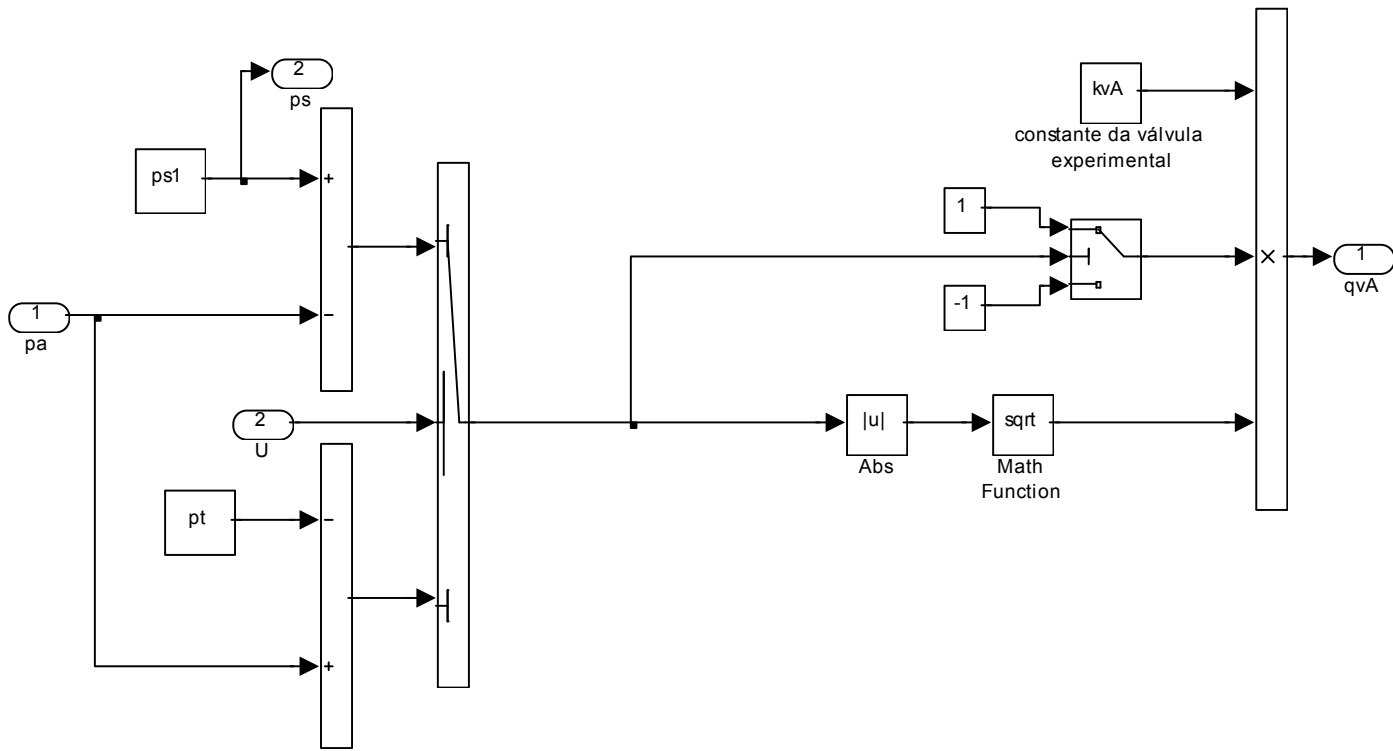


Figura 61 – Cilindro com amortecimento: vazão câmara A

Vazão na câmara B

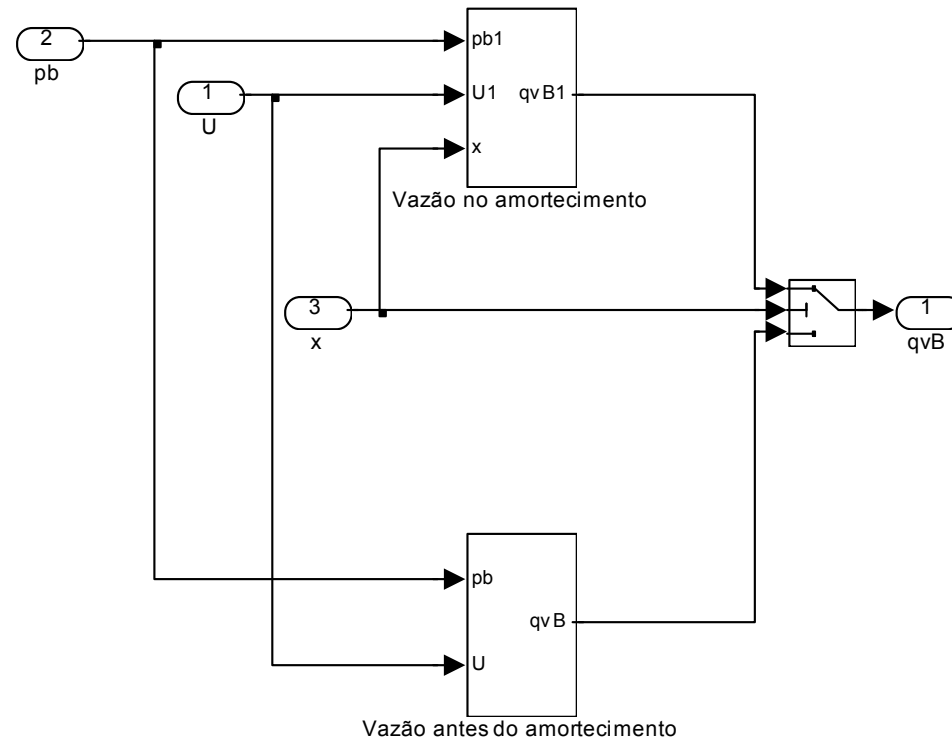


Figura 62 – Cilindro com amortecimento: vazão câmara B

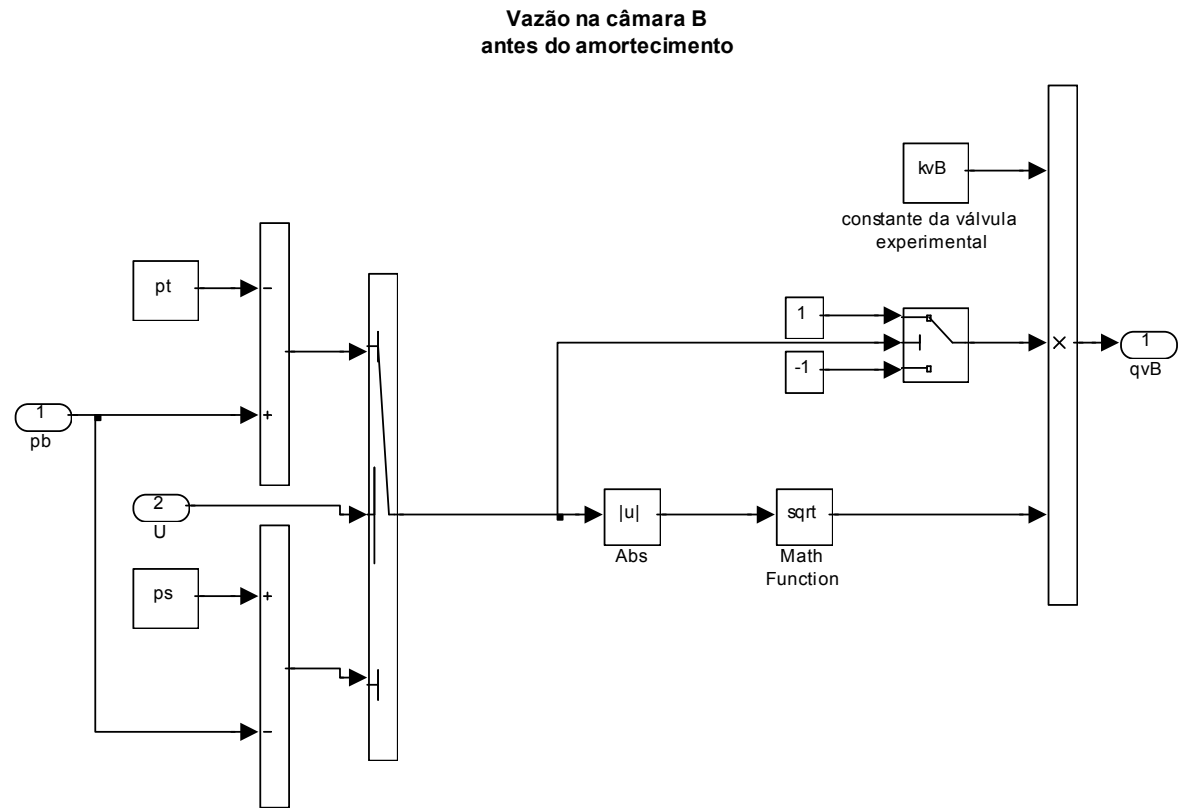


Figura 63 – Cilindro com amortecimento: vazão na câmara B antes do amortecimento

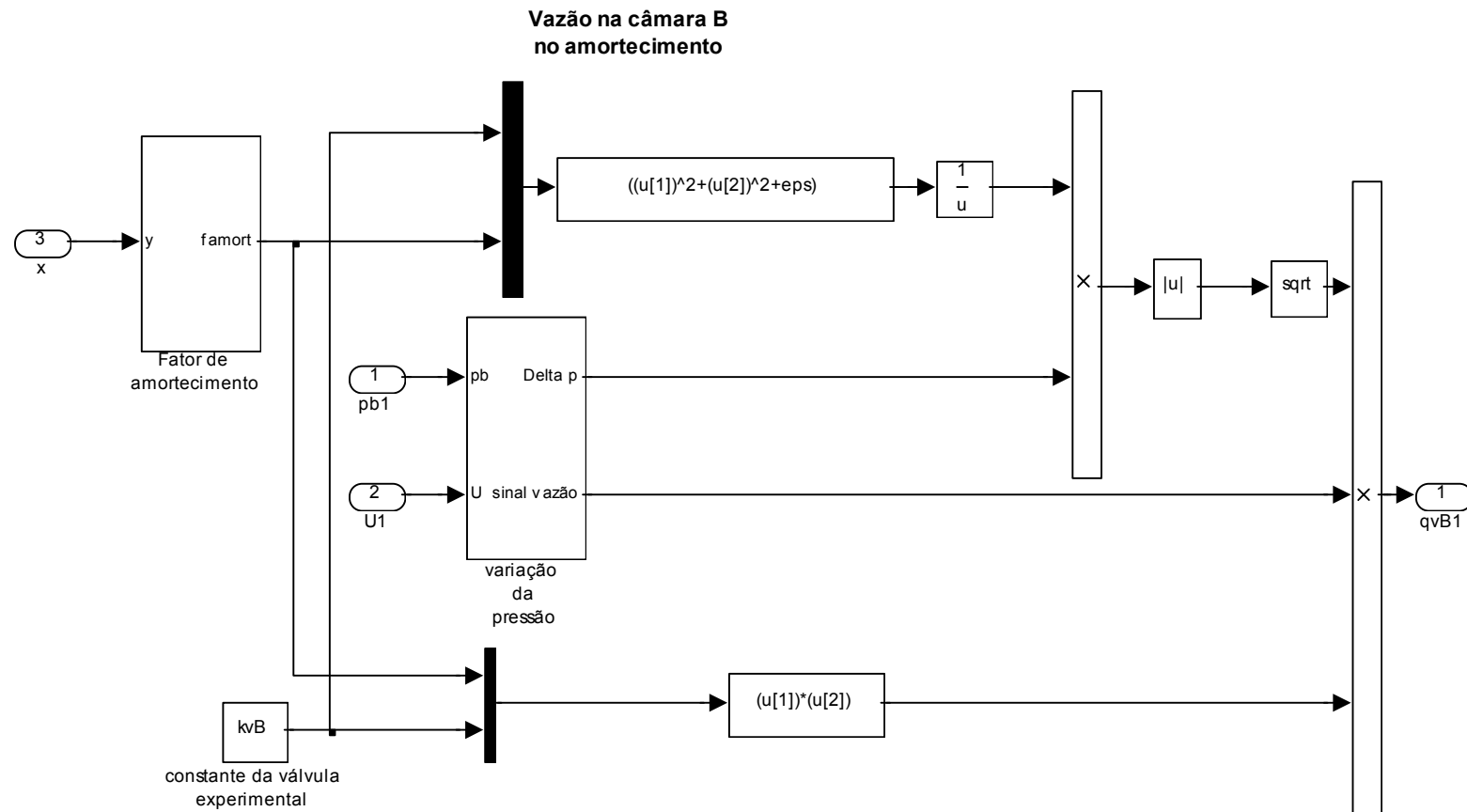


Figura 64 – Cilindro com amortecimento: vazão na câmara B no amortecimento

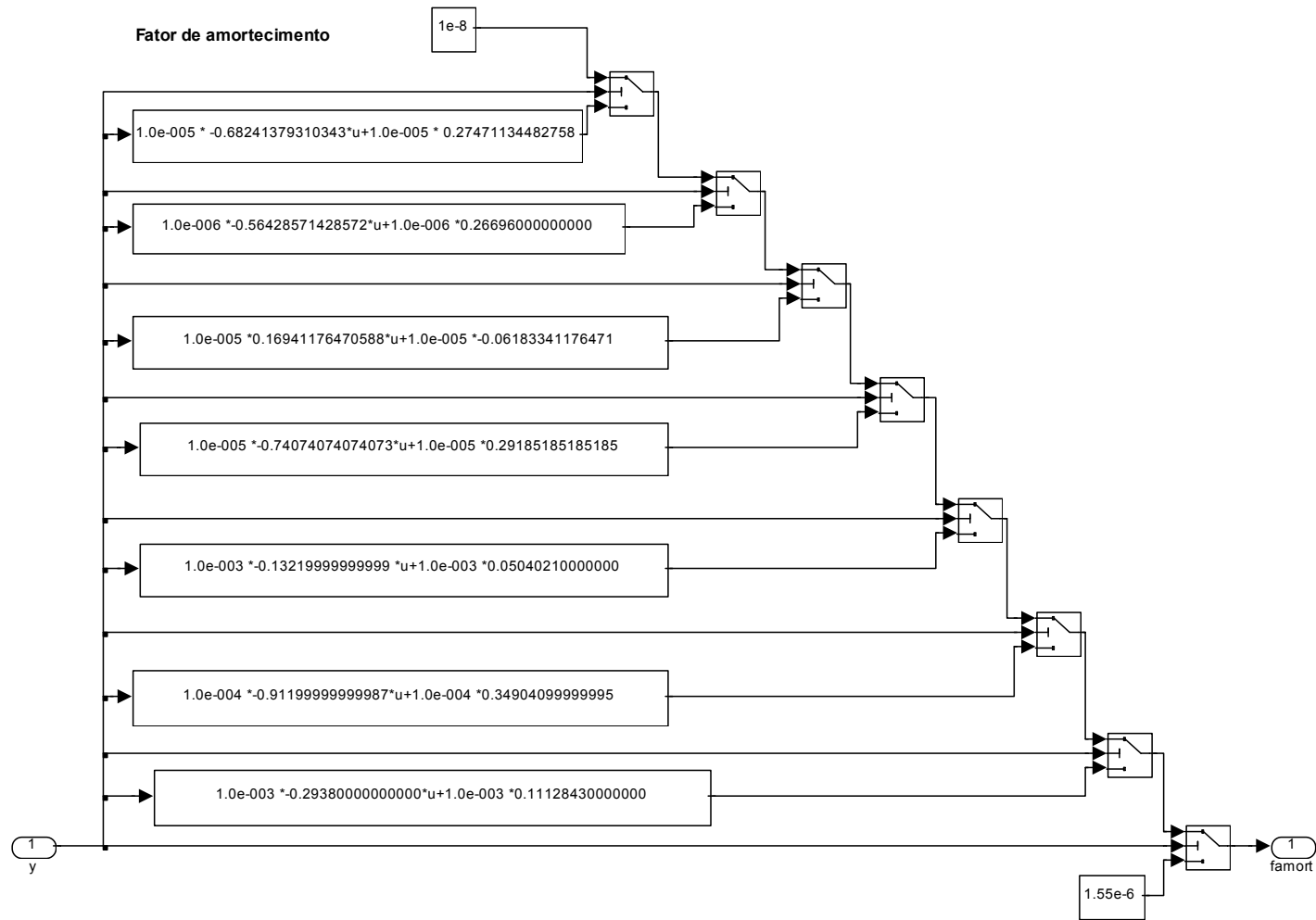


Figura 65 – Cilindro com amortecimento: comportamento do fator de amortecimento

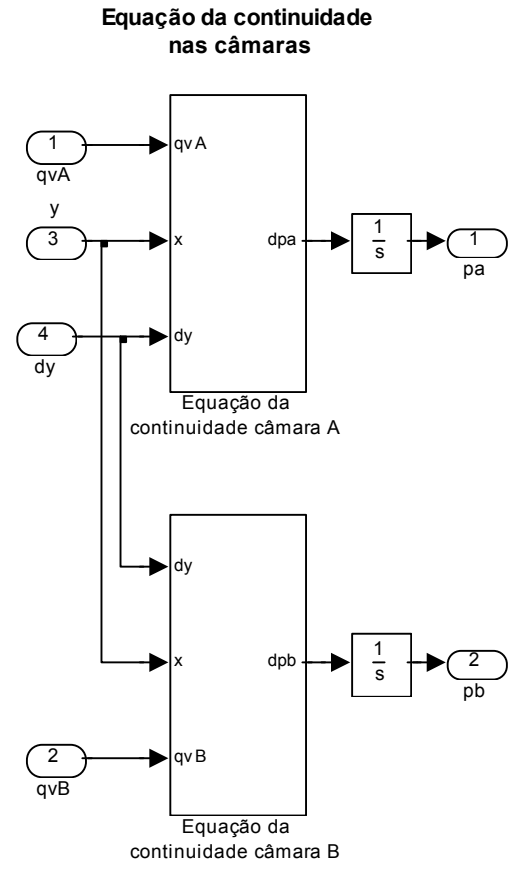


Figura 66 – Cilindro com amortecimento: equação da continuidade nas câmaras

Equação da continuidade câmara A

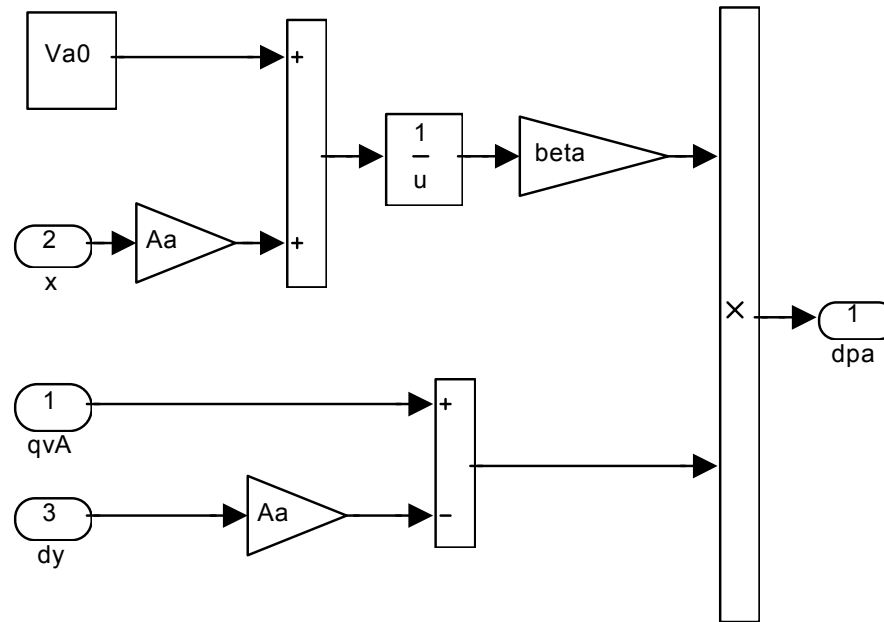


Figura 67 – Cilindro com amortecimento: equação da continuidade câmara A

Equação da continuidade câmara B

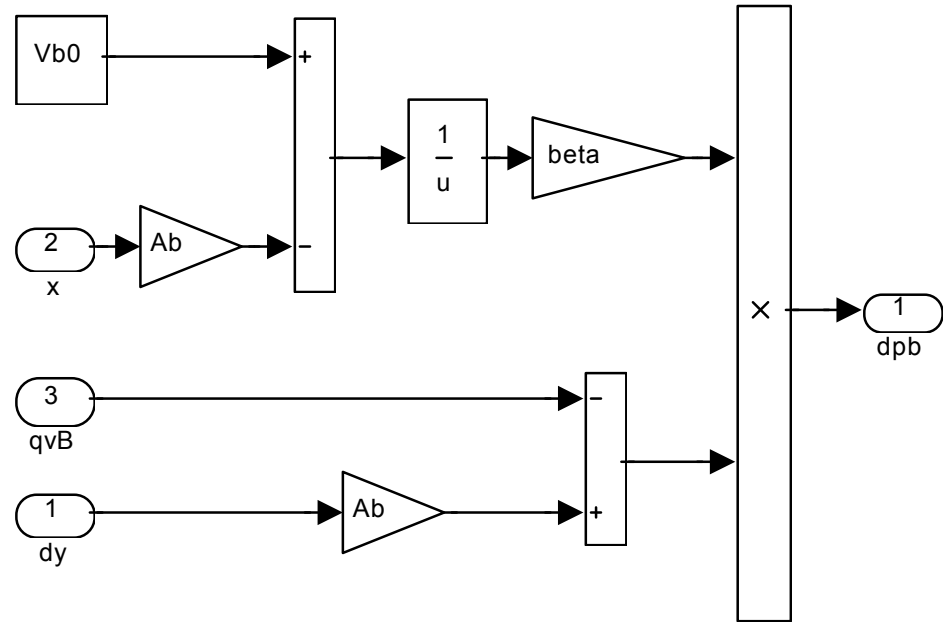


Figura 68 – Cilindro com amortecimento: equação da continuidade câmara B

Força externa

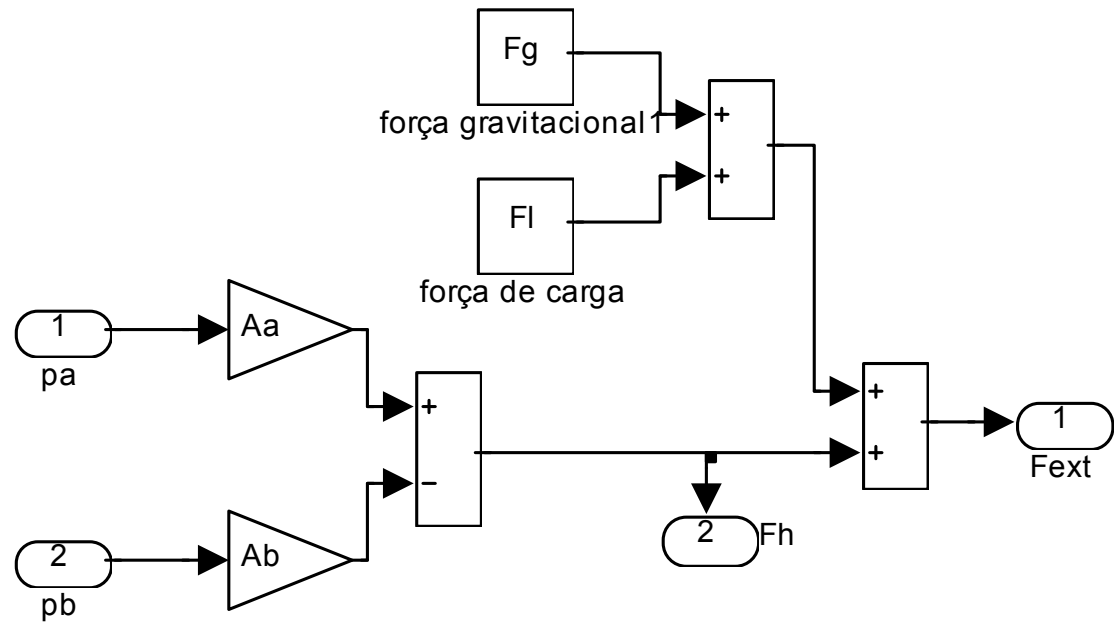


Figura 69 – Cilindro com amortecimento: força externa

Dinâmica do movimento do êmbolo

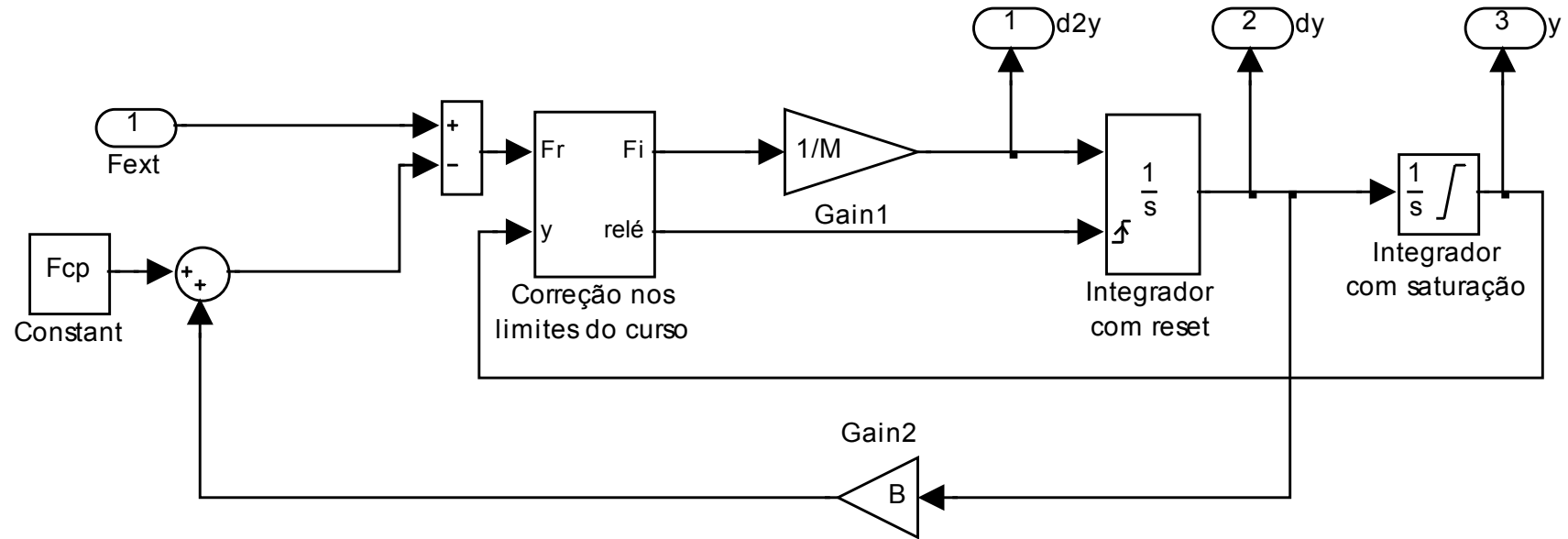


Figura 70 - Cilindro com amortecimento: dinâmica do movimento do êmbolo

APÊNDICE D – ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA DOS COMPONENTES

D.1 – VÁLVULA DIRECIONAL PROPORCIONAL

Na bancada de testes utilizou-se uma válvula direcional proporcional de quatro vias e três posições, pilotada internamente, com pressão máxima de trabalho de $3,15 \times 10^7$ Pa (315 bar), vazão máxima $2,83 \times 10^{-3}$ m³/s (170 lpm), cujo modelo é: 4WRZ10E185-7X/ED3V, sendo esta especificação apresenta no Diagrama 1.

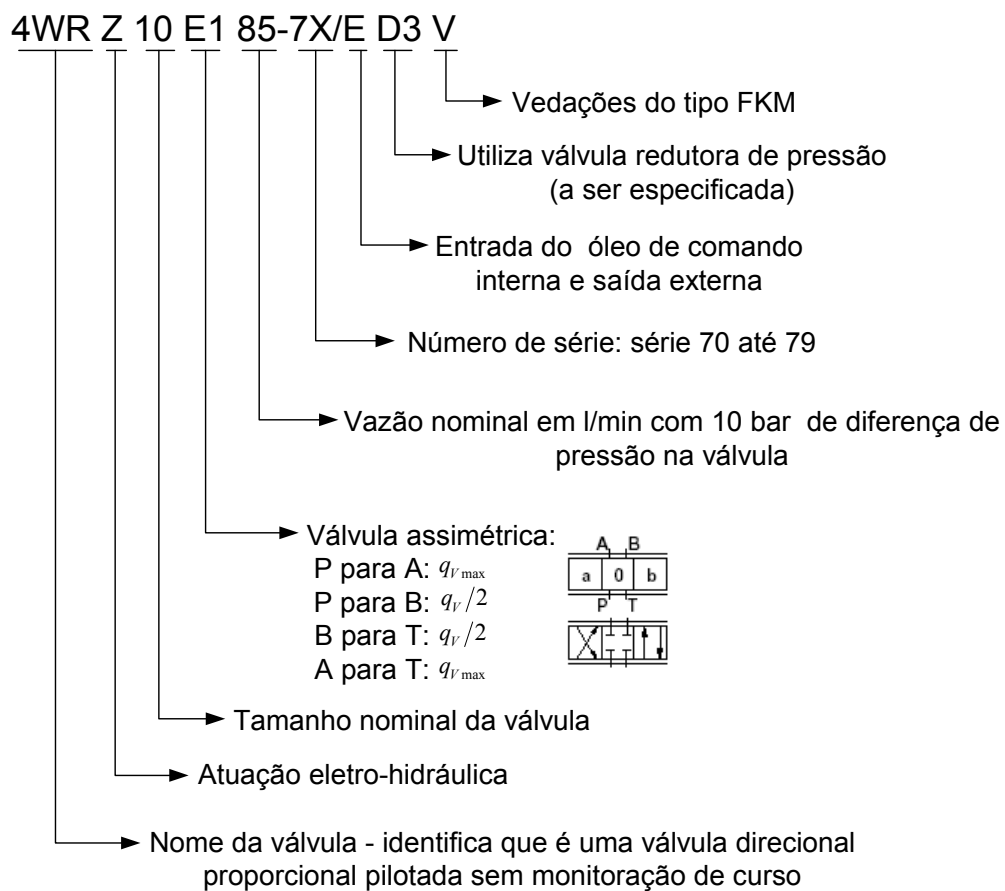


Diagrama 1 – Especificações técnicas da válvula direcional proporcional

D.2 – VÁLVULA REDUTORA DE PRESSÃO PROPORCIONAL

Esta válvula redutora de pressão proporcional é utilizada como piloto na válvula direcional. É uma válvula de três vias, possui uma pressão máxima de trabalho de 1×10^7 Pa (100 bar) e vazão máxima de $2,5 \times 10^{-4}$ m³/s (15 lpm), cujo modelo é: 3DREPE6C2X/25EG24K31/A1, sendo esta especificação apresentada no Diagrama 2.

3DREP E 6 C 2X/25 E G24 K31/A1

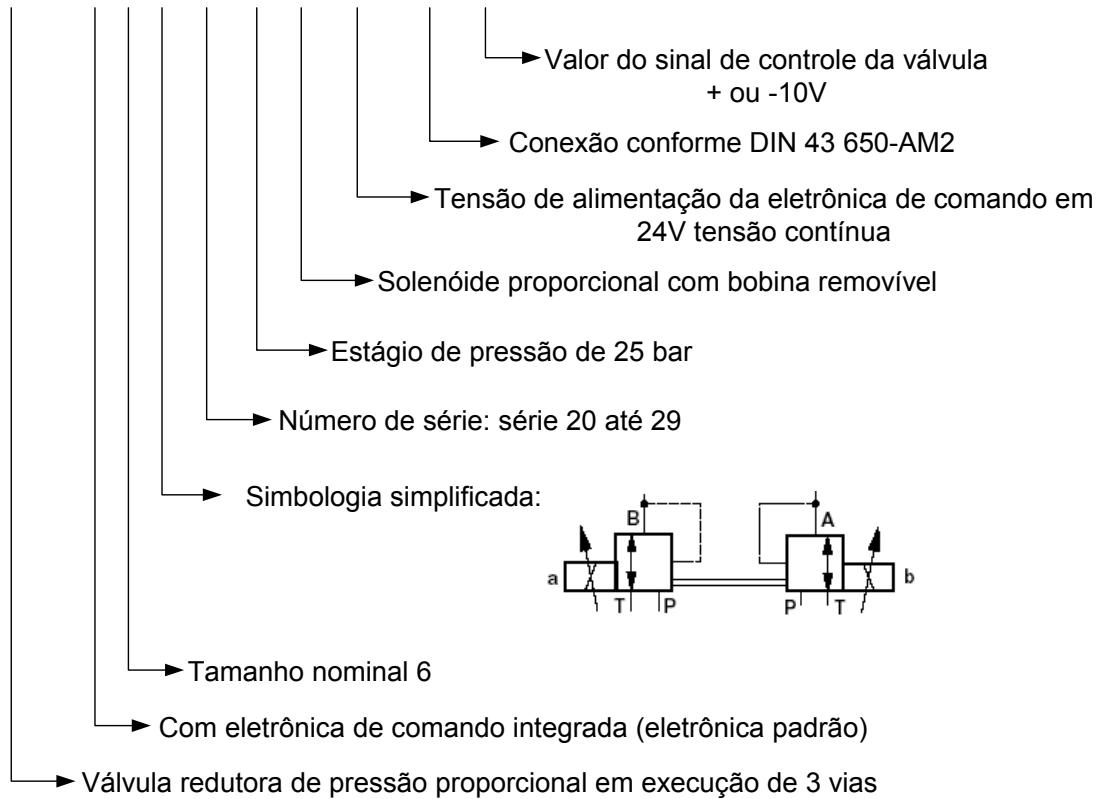


Diagrama 2 – Especificações técnicas da válvula reguladora de pressão

D.3 – VÁLVULA REDUTORA DE PRESSÃO DIRETAMENTE OPERADA

Esta válvula redutora de pressão diretamente operada é utilizada como o objetivo de reduzir a pressão de pilotagem da válvula piloto, pois é sabido que a pressão máxima de operação da piloto é de 1×10^7 Pa (100 bar), e a unidade de potência do Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos opera até $2,1 \times 10^7$ Pa (210 bar). Sua pressão máxima de trabalho é $3,15 \times 10^7$ Pa (315 bar) e uma vazão máxima de 5×10^{-4} m³/s (30 lpm), cujo modelo é: ZDR6DP2-3X/75YM, sendo esta especificação apresentada no Diagrama 2.

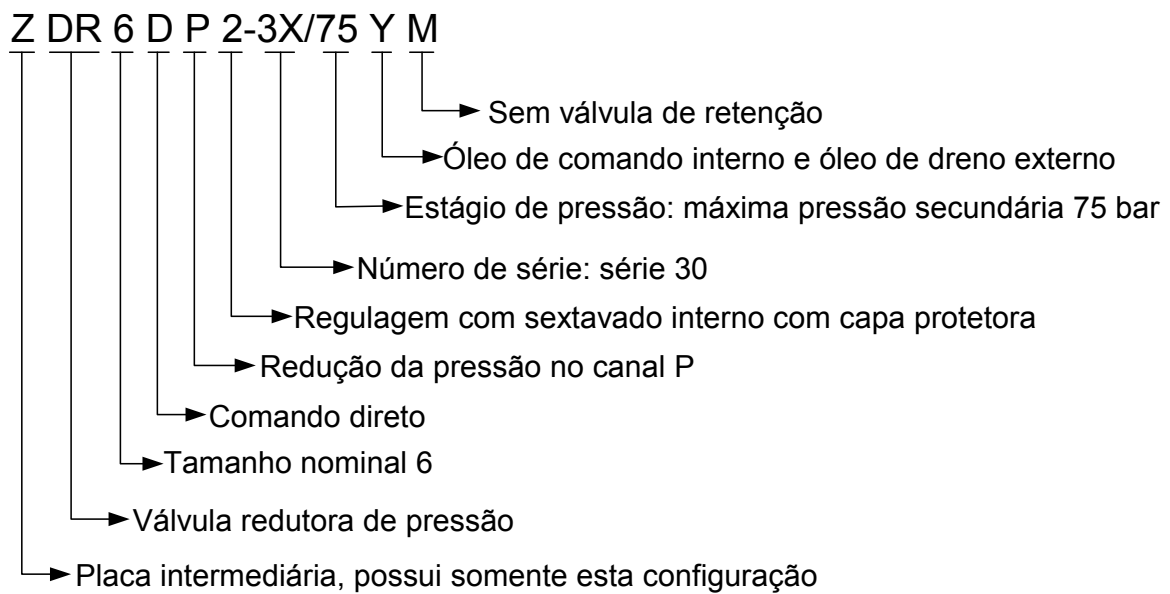


Diagrama 3 – Especificações técnicas da válvula redutora de pressão de operação direta

D.4 – CILINDRO HIDRÁULICO DIFERENCIAL

O cilindro hidráulico utilizado foi o de modelo: CDT3MS263/45/400Z1X/B1HHLM, sendo esta especificação apresentada no Diagrama 4.



Diagrama 4 – Especificações técnicas do cilindro hidráulico diferencial