ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA TESE DEFENDIDA POR Narciso Ichano Junior E APROVADA PELA COMISSÃO JULGADORA EM 29/02/2010

ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Estudo de Amortecedor de Suspensão Veicular Eletronicamente Parametrizável

Autor: **Narciso Ichano Junior**

Orientador: **Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles**

Campinas, 2010

37/2010

Narciso Ichano Júnior

Estudo de Amortecedor de Suspensão Veicular Eletronicamente Parametrizável

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Orientador: Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles

Campinas, 2010
S.P. - Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

Ic3e

Ichano Junior, Narciso
Estudo de amortecedor de suspensão veicular eletronicamente parametrizável / Narciso Ichano Junior. --Campinas, SP: [s.n.], 2010.

Orientador: Pablo Siqueira Meirelles.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Automóveis. 2. Amortecedores. 3. Amortecimento (Mecânica). I. Meirelles, Pablo Siqueira. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

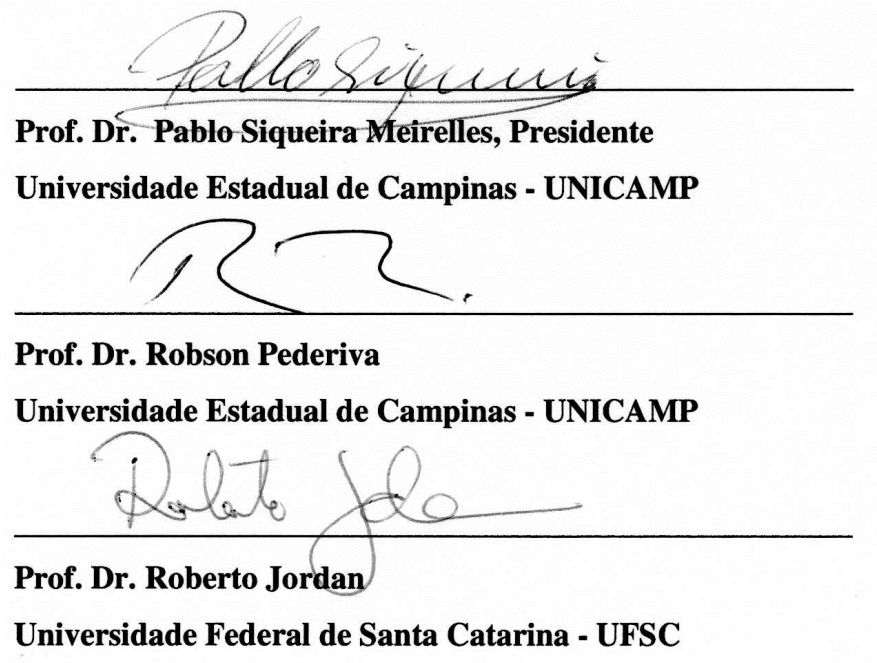
Título em Inglês: Study of a automotive suspension shock absorber electronically parameterized
Palavras-chave em Inglês: Automobiles, Shock absorber, Damping (Mechanics)
Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico
Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica
Banca examinadora: Robson Pederiva, Roberto Jordan
Data da defesa: 24/02/2010
Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE MECÂNICA COMPUTACIONAL

Estudo de Amortecedor de Suspensão Veicular Eletronicamente Parametrizável

Autor: **Narciso Ichano Junior**
Orientador: **Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles**

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles, Presidente
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP

Prof. Dr. Robson Pederiva
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP

Prof. Dr. Roberto Jordan
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Campinas, 24 de fevereiro de 2010.

Dedico este trabalho a toda minha família, em especial à minha esposa Cristiane e meu pai Narciso, pela compreensão e carinho dedicados a mim por todo este tempo.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Aos meus pais pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles, que me mostrou os caminhos a serem seguidos e certamente sem o apoio e a paciência deste amigo este trabalho não seria possível.

A Tenneco Automotive Brasil pelo suporte e apoio prestados durante este trabalho.

A todos os professores e colegas do departamento, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

A Deus, certamente sem Ele este trabalho não seria possível.

“Escrevam algo que valha a pena ler ou façam algo que valha a pena escrever.”
(Benjamin Franklin)

Resumo

ICHANO, Narciso Junior, *Estudo de amortecedor de suspensão veicular eletronicamente parametrizável,* Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009. Dissertação (Mestrado)

Este trabalho analisa e compara diferentes conceitos de amortecedores de suspensão automotiva existentes, dentre elas os amortecedores passivos, semi-ativos e os atuadores do sistema de suspensão ativa, propondo um amortecedor eletronicamente parametrizável de forma a permitir o ajuste manual da curva de amortecimento do sistema, como sendo esta uma alternativa que evita os principais pontos falhos apresentados atualmente pelos amortecedores passivos e semi-ativos. A base do amortecedor proposto neste trabalho é a de ser um amortecedor semi-ativo, cujo ajuste das forças de amortecimento ocorre de forma pré definida, tomando como base as características dos amortecedores passivos já otimizados, porém com atuação eletrônica. A estratégia de atuação não consiste em algoritmos de controle existentes, sendo que estes geralmente consideram apenas a estabilidade dinâmica do veículo e assumem baixo ou nenhum nível de conforto ou vice-versa, já que estes parâmetros são antagônicos aos sistemas de controle. O ajuste manual é uma característica de destaque do sistema passivo, já que este último permite o ajuste e o refino iterativo baseado em resultados de testes de caracterização da curva de amortecimento. Já a possibilidade de mudar facilmente a curva de amortecimento do amortecedor passivo acrescenta grande versatilidade e capacidade de adaptação a situações diversas.

Palavras chave: automóveis, suspensão automotiva, suspensão semi-ativa, amortecedor ajustável, amortecimento variável.

Abstract

ICHANO, Narciso Junior, *Study of a automotive suspension shock absorber electronically parameterized,* Campinas,: Faculdade de engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009. Master thesis.

This work analyzes and compares different concepts of existing automotive shock absorbers and suspension, including the passive, semi-active dampers and the active actuators of the active suspension, providing a shock absorber electronically parameterized to allow the manual adjustment of the damping curve of the system as being an alternative covering the lack points made today by passive and semi-active shock absorbers. The base of the proposed shock absorber in this work is to be a semi-active damper, where the damping forces adjustment occurs in a pre-defined way, taking as target the optimized passive damper, but operated electronically. The action strategy is not made by a control of existing algorithms due to them generally consider only the dynamic stability of the vehicle and take low or no level of comfort, since these parameters are subjective and antagonistic to the systems of control. The manual adjustment is a prominent feature of the passive system, since it allows the manual adjustment of the damping curve based on tests results of characterization data. The possibility of the damping force could be easily changed bring versatility and ability to fit and operate in different situations.

Key words: vehicle, automotive suspension, semi-active suspension , variable damper, adjustable shock absorber.

Lista de Figuras

Figura 3.1 – (a) Gráfico Força x Velocidade e (b) Força x Deslocamento 13
Figura 3.2- Gráfico de Força x Velocidade do amortecedor para três diferentes tipos de excitação. 14
Figura 3.3 - Detalhamento interno do amortecedor passivo bitubo.....16
Figura 3.4 -Diagrama hidráulico interno de uma amortecedor bitubular.....17
Figura 3.5 -Localização dos elementos controladores de fluxo na Guia da Haste no amortecedor Passivo.....18
Figura 3.6 - Localização dos elementos controladores de fluxo no Conjunto Pistão no amortecedor Passivo 19
Figura 3.7 - Localização dos elementos controladores de fluxo no Conjunto Válvula Base no amortecedor Passivo. 19
Figura 3.8 - Diagrama geral do modelo matemático proposto para o amortecedor passivo.....21
Figura 3.9 - Diagrama do modelo de atrito 27
Figura 3.10 - Evolução da força de atrito: (a) de acordo com o deslocamento, (b) de acordo com o tempo e o comportamento dinâmico.....28
Figura 4.1 - Detalhamento interno do amortecedor parametrizável eletronicamente.....32
Figura 4.2 - Esquema hidráulico do amortecedor eletronicamente parametrizável. 33
Figura 4.3 - Principais elementos internos no amortecedor eletronicamente parametrizável proposto.....34
Figura 4.4 -Diagrama geral do modelo matemático proposto para o amortecedor eletronicamente parametrizável 35
Figura 4.5 - Diagrama do amortecedor parametrizável proposto com atrito. 37
Figura 5.1 - Layout do sistema de caracterização dos sistemas (a) passivo e (b) semi-ativo. 39
Figura 5.2 – Posicionamento do transdutor de deslocamento 40

Figura 5.3 – (a) Sinal de velocidade obtido através de derivada numérica do sinal do transdutor de deslocamento e (b) através de cálculo teórico (derivada analítica). 42
Figura 5.4 - Caracterização com base na medição de um único ciclo. 44
Figura 5.5 - Resposta do amortecedor com válvula controladora de fluxo proporcional disponível comercialmente, submetida às condições de excitação analógico regulado (a) 20Vdc, (b) 15Vdc e (c) 10Vdc. 45
Figura 5.6 - Resposta do amortecedor com válvula controladora de fluxo proporcional disponível comercialmente, submetida às condições de excitação PWM (a) 20Vdc, (b) 15Vdc e (c) 10Vdc. 46
Figura 5.7 - Resposta do amortecedor com válvula controladora de fluxo proporcional desenvolvida para amortecedores semi-ativos, submetida às condições de comando (a) 0,2A, (b) 0,8A e (c) 1,6A 48
Figura 5.8 - Gráfico de caracterização do amortecedor eletronicamente parametrizável. 49
Figura 5.9 - Histerese característica em função de não-linearidades internas do amortecedor eletronicamente parametrizável proposto.....50
Figura 5.10 - Caracterização do amortecedor eletronicamente parametrizável, dividido entre aceleração e desaceleração para os ciclos de extensão e compressão. 51
Figura 5.11 - Caracterização do amortecedor passivo, expresso através do gráfico de força x velocidade e força x deslocamento. 53
Figura 5.12 - Caracterização do amortecedor passivo, dividido entre os estágios de aceleração e desaceleração para os ciclos de extensão e compressão. 54
Figura 5.13 – Previsão de resposta do amortecedor eletronicamente parametrizável, dividido entre os estágios de aceleração e desaceleração para os ciclos de extensão e compressão. 57
Figura 5.14 – Diagrama de blocos do processamento do algoritmo de comando do amortecedor parametrizável.....59
Figura 6.1 – Esquema da bancada experimental para comando do amortecedor parametrizável. .60
Figura 6.2 – Visão geral do sistema de aquisição de dados 62
Figura 6.3 – Comparativo entre as forças de amortecimento dos amortecedores eletrônicamente parametrizável e do amortecedor passivo de referência para as condições (a) Força x Velocidade e (b) Força x Deslocamento.....63

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 - Relação dos elementos das válvulas do amortecedor passivo 18
Tabela 3.2 -Seleção de modelos físicos/paramétricos encontrados na literatura e fenômenos físicos abordados por eles.....20
Tabela 4.1 - Relação dos elementos das válvulas do amortecedor eletronicamente parametrizável. 33
Tabela 5.1 – Parâmetros de tensão e velocidade de caracterização do amortecedor eletronicamente parametrizável proposto.....45
Tabela 5.2 - Parâmetros de corrente e velocidade de caracterização do amortecedor eletronicamente parametrizável, utilizando válvula controladora de fluxo desenvolvida para amortecedores semi-ativos. 48
Tabela 5.3 – Parâmetros de caracterização do amortecedor passivo.....52
Tabela 6.1 - Parâmetros utilizados para excitação do amortecedor eletronicamente parametrizável.....61

Lista de Símbolos e Siglas

Letras Latinas:

a_{P1} = área da câmara de extensão;

a_{P2} = área da câmara de compressão;

a_g = área de contato do gás com o volume de óleo reserva;

a_r = área da haste do amortecedor;

A = Amplitude de sinal padrão (senoidal);

C_c = Coeficiente de amortecimento constante;

CP = Caracterização do amortecedor de eletronicamente parametrizável;

CR = Caracterização do amortecedor de referência (passivo);

d = deslocamento axial da roda;

D = Matriz de comando (driver) do amortecedor eletronicamente parametrizável;

f_d = Força de amortecimento;

f_r = Força de atrito;

F_e = Frequência de excitação;

F_s = Frequência de amostragem;

I = Corrente de comando da válvula do amortecedor eletronicamente parametrizável;

k_t = rigidez elástica do pneu;

K = Módulo Bulk do óleo;

K_E = Módulo Bulk do óleo após expansão térmica;

K_s = Rigidez da mola da suspensão;

m = massa volumétrica do fluido;

$\dot{m}$ = Taxa do fluxo de massa volumétrica;

m_s = massa suspensa do veículo ;

m_u = massa não suspensa do veículo;

N = Número de amostras em tempo discreto;

p = Número de períodos;

P = Pressão da câmara interna ;

P_g = Pressão do gás na câmara reservatório;

Q = Vazão das válvulas internas do amortecedor;

R = Válvulas internas do amortecedor;

R_m = Coeficiente do fluxo de massa nas válvulas internas do amortecedor;

S_N = Deslocamento medido no instante N;

t = tempo;

T = Temperatura de trabalho do óleo;

T_0 = Temperatura de referência (15ºC);

u = tensão de comando da válvula do amortecedor eletronicamente parametrizável;

v = velocidade de atuação do amortecedor;

V_0 = Volume de câmara na temperatura T_0;

V_1 = Volume de câmara na temperatura T;

V_g = volume de gás na câmara reservatório;

v_N = velocidade teórica do sinal senoidal;

x = Deslocamento da haste do amortecedor;

x_s = Deslocamento da massa suspensa do veículo;

x_u = Deslocamento da massa não suspensa do veículo;

Letras Gregas:

ρ_0 = Densidade inicial do óleo (temperatura T);

ρ_1 = Densidade do óleo na temperatura T_1;

γ = Índice adiabático do gás;

η = Deslocamento do pistão fictício da câmara reservatório;

ρ = Densidade do óleo;

ω = velocidade angular;

Abreviações:

DOF - Do inglês "Degree of Freedom" - Grau de liberdade;
LQG - Do inglês "Linear Quadratic Gaussian" - Controle Gaussiano Linear Quadrático;
NARX - Do inglês "Nonlinear Auto-Regressive with eXogeneus input" - Modelo polinomial não - linear regressivo
SAS - Do inglês "Semi-Active Suspension" - Suspensão semi-ativa

SUMÁRIO

1) INTRODUÇÃO....1
2) REVISÃO BIBLIOGRÁFICA....4
2.1) TIPOS DE SUSPENSÃO AUTOMOTIVA 4
2.1.1) Sistema Passivo 4
2.1.2) Sistema Ativo 5
2.1.3) Sistema Semi-Ativo 5
2.2) AMORTECEDOR PASSIVO (BREVE REVISÃO TEÓRICA).... 6
2.3) Amortecedor Semi-ativo 7
2.3.1) Tipos de amortecedores Semi-Ativos 8
2.3.2) Modelos para Simulações Computacionais 9
2.3.3) Principais Técnicas de Controle 10
2.3.4) Novas tecnologias de amortecedores semi-ativos 12
3) MODELAMENTO DE UM AMORTECEDOR PASSIVO.... 13
3.1) INTRODUÇÃO 13
3.1.1) Detalhamento do amortecedor passivo bitubo 15
3.2) MODELO MATEMÁTICO PROPOSTO PARA O AMORTECEDOR PASSIVO.... 20
3.2.1) Modelo do amortecedor passivo sem atrito 22
3.2.2) Modelamento de atrito 26
3.2.3) Modelamento do amortecedor passivo com atrito 29
4) PROPOSTA DE AMORTECEDOR ELETRONICAMENTE PARAMETRIZÁVEL ATRAVÉS DE VÁLVULA CONTROLADORA DE FLUXO 30
4.1) INTRODUÇÃO 30
4.1.1) Detalhamento da proposta do amortecedor eletronicamente parametrizável 31
4.2) MODELO MATEMÁTICO PROPOSTO DO AMORTECEDOR ELETRONICAMENTE PARAMETRIZÁVEL 35

4.2.1) Modelo do amortecedor eletronicamente parametrizável sem atrito 36
4.2.2) Modelamento de atrito do amortecedor eletronicamente parametrizável.....37
4.2.3) Modelamento do amortecedor eletronicamente parametrizável com atrito.....37
5) CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL.....38
5.1) OBTENÇÃO DO SINAL DE VELOCIDADE 39
5.2) CARACTERIZAÇÃO DO AMORTECEDOR ELETRONICAMENTE PARAMETRIZÁVEL 43
5.2.1) Proposta de amortecedor eletronicamente parametrizável utilizando válvula controladora de fluxo comercialmente disponível (tipo cartucho) 44
5.2.2) Proposta de amortecedor eletronicamente parametrizável utilizando válvula controladora de fluxo desenvolvida para amortecedores semi-ativos.....47
5.3) AMORTECEDOR PASSIVO DE REFERÊNCIA 51
5.4) ALGORITMO DE PROCESSAMENTO E GERAÇÃO DO SINAL DE COMANDO PROPOSTO AO AMORTECEDOR PARAMETRIZÁVEL ELETRONICAMENTE 55
6) RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....60
7) CONCLUSÕES GERAIS E PERSPECTIVAS FUTURAS.....65
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....68
ANEXOS.....77
A.1 CIRCUITO ELETRÔNICO PARA ACIONAMENTO DA VÁLVULA VIA PWM.....77
A.1.1 - INTRODUÇÃO.....77
A.1.2 – CÁLCULO DA TENSÃO MÉDIA ATRAVÉS DE MODULAÇÃO PWM.....78
A.1.3 – HARDWARE DE IMPLEMENTAÇÃO DO CIRCUITO PWM 79
A.2 SOFTWARE DE AQUISIÇÃO E REGISTRO DE DADOS 81
A.2.1 - INTRODUÇÃO.....81
A.2.2 – SOFTWARE DE AQUISIÇÃO DE DADOS – INTERFACES COM O USUÁRIO 82
A.2.3 – SOFTWARE DE AQUISIÇÃO DE DADOS – ALGORITMO EM LABVIEW 85
A.3 SOFTWARE DE PROCESSAMENTO DADOS.....88
A.3.1 – INTRODUÇÃO.....88
A.3.2 – SOFTWARE DE PROCESSAMENTO DE DADOS – INTERFACE COM O USUÁRIO 89
A.3.3 – SOFTWARE DE PROCESSAMENTO DE DADOS – ALGORITMO EM LABVIEW.....94

1) Introdução

A idéia principal deste trabalho é apresentar a aplicação de uma válvula proporcional como dispositivo de controle do fator de amortecimento em um amortecedor automotivo, como alternativa aos sistemas de suspensão ativo e semi-ativo de controle existente comercialmente, assim como aos atuais sistemas passivos, sem deixar de apresentar as principais vantagens deste último, tais como baixo custo, robustez e acurácia da curva de amortecimento pretendida.

Atualmente os sistemas de amortecimento disponíveis no mercado (principalmente os telescópicos hidráulicos) atuam de forma passiva, com um conjunto de componentes mecânicos internos dimensionados para oferecer uma determinada força axial, dependente da velocidade de deslocamento relativo entre as suas extremidades. O mecanismo de geração do esforço interno do amortecedor baseia-se no princípio da perda de carga associada à vazão de um fluído hidráulico (geralmente óleo mineral) e, com base neste princípio, muitos fatores inerentes ao sistema (tal como aeração do óleo) e influência de variáveis externas (tal como temperatura à qual o sistema é submetido, variando assim a viscosidade do fluído interno) fazem com que este tipo de sistema tenha um comportamento não linear e não estacionário, às vezes imprevisível e fora das condições de projeto. Porém, ponto de destaque deste tipo de amortecedor é que, isolado da aplicação de qualquer algoritmo de controle, é possível de se obter um desempenho satisfatório em termos de conforto e segurança (antagônico aos sistemas de controle geralmente aplicados aos sistemas de suspensão semi-ativo e ativo), dependendo do ajuste interno das válvulas. Possui ainda construção robusta e baixo custo de fabricação.

Na maioria das aplicações comerciais de amortecedores é exigido que este sistema apresente um controle em ambos os sentidos da força axial aplicada. Sabendo que um amortecedor hidráulico passivo apresenta uma força contrária à força de atuação, é possível que o

sistema seja projetado para apresentar esta característica tanto em relação às forças de compressão do sistema, quanto em relação às forças de extensão.

Além das desvantagens que os amortecedores hidráulicos passivos apresentam (mencionados anteriormente), há um grande tempo de desenvolvimento e é necessária muita experiência por parte do projetista, já que o controle do fluxo do fluido interno é realizado por vários componentes e em vários formatos. Este sistema ainda tem como desvantagem a impossibilidade de alteração da carga de atuação do amortecedor devido aos sistemas de encapsulamento existentes em processos industriais, os quais necessitam ter uma boa vedação para que o sistema tenha um bom funcionamento.

No mercado atualmente há várias tecnologias de suspensão ativa, sendo uma alternativa aos sistemas passivos, porém todos apresentam elevado custo. A alternativa que será apresentada neste projeto consiste em exteriorizar a parte de controle da vazão do fluído através de uma válvula proporcional disponível comercialmente e que venha a ser controlada por um sistema eletro-eletrônico, cuja atuação será pré-parametrizada com base nas forças de amortecimento de um amortecedor passivo de referência, sem precisar de todos os periféricos que encarecem os sistemas ativos e sem deixar de atender às condições de uma determinada aplicação da mesma forma que um amortecedor passivo atenderia em seu regime de trabalho ideal, caracterizando assim um amortecedor fisicamente semelhante ao amortecedor semi-ativo (ausência de injeção de energia no sistema de suspensão).

O objetivo deste trabalho é caracterizar um amortecedor com capacidade de amortecimento determinada por uma válvula de controle externa ao corpo do amortecedor que, interligada às câmaras superior e inferior do amortecedor, possa regular a restrição ao fluxo de óleo entre elas.

O principal diferenciador com relação a várias propostas de amortecedores com controle (com válvulas internas, magnetoreológicos [1], eletromagnético [2]) reside no fato da válvula estar posicionada externamente, evitando assim problemas típicos de vedação, estanqueidade dos circuitos, superaquecimento de componentes eletrônicos, entre outros. Adicionalmente, o fato de ter a válvula posicionada externamente possibilita melhores condições para manutenção e eventual reconfiguração do sistema (troca de válvula, por exemplo).

Obviamente o posicionamento externo da válvula de controle altera a geometria usual dos amortecedores passivos existentes no mercado, dificultando a aplicação em série em alguns casos. Porém, a possibilidade de se alterar as características de amortecimento do amortecedor através de alterações do programa de controle (via "software"), podem fazer deste amortecedor um valioso aliado para o desenvolvimento de novos produtos, diminuindo o tempo de projeto e testes. Neste trabalho, o intuito principal é o de se propor um amortecedor eletronicamente parametrizável, caracterizado, de forma a responder com a mesma curva pré-definida num amortecedor passivo de referência, evitando-se o problema da escolha e ajuste da estratégia de controle que, muitas vezes, não chegam a propiciar um bom compromisso entre conforto e estabilidade do veículo tal como ocorre nas aplicações conhecidas de amortecedores semi-ativos. A avaliação da possibilidade de se utilizar amortecedores com esta configuração em aplicações de série, através de alterações mais profundas na concepção da suspensão como um todo, deve ser um sub-produto deste trabalho.

2) Revisão Bibliográfica

2.1) Tipos de Suspensão Automotiva

Algumas configurações de sistemas de amortecimento automotivo foram revisadas anteriormente [3], mencionando pontos favoráveis e também problemas dos amortecedores passivos, semi-ativos e sistemas de controle ativos. Embora muitos estudos já tenham sido realizados, atualmente ainda permanecem os amortecedores passivos como sendo o principal dispositivo empregado nas diversas configurações de suspensão automotiva existentes. Este sistema convencional de isolação de vibração possui a vantagem de ser de fácil manufatura, implementação e manutenção [4]. Recentemente, no entanto, avanços nas técnicas de otimização e controle automático, em adição à disponibilidade de transdutores sofisticados, processadores e atuadores, trouxeram grandes avanços para as suspensões automotivas. Sistemas de suspensões ativas aparecem como resultado deste avanço tecnológico [5,6]. Embora tenha sido comprovado [4] que o nível de conforto dos passageiros tenha sofrido grandes melhorias com os sistemas ativos, este último é amplamente penalizado pela complexidade de produção, custos de implementação e manutenção, assim como a complexidade de operação. Tendo em vista os fatores de custo e performance, a solução de sistemas semi-ativos é apresentada como uma alternativa que apresenta bom equilíbrio entre esses dois parâmetros [8].

2.1.1) Sistema Passivo

Entende-se como sistema de suspensão passivo um sistema constituído basicamente por elementos passivos [3], sem possibilidade de alteração dos seus parâmetros, tais como amortecedor e mola com características fixas, cumprindo a função primária da suspensão automotiva, isolando a carroceria do veículo e respectivos passageiros das oscilações e vibrações

criadas pela irregularidades do pavimento de rodagem. O amortecedor passivo possui aspectos positivos, tais como custo, simplicidade de produção e performance razoável, havendo também alguns pontos que ainda o tornam objeto de complexas pesquisas, tais como modelamento analítico em função do aumento de temperatura, que provoca mudança no atrito do sistema e perda de viscosidade do óleo [9]. Mesmo com certas dificuldades, alguns modelos matemáticos já foram desenvolvidos, alguns sendo considerados incompletos [10] por não levar em consideração a histerese característica deste tipo de amortecedor, e alguns modelos representados através de complexas equações diferenciais não-lineares, sendo necessário considerável esforço computacional para manipulação deste tipo de modelo [7,11,12,13].

2.1.2) Sistema Ativo

Sistemas ativos têm como objetivo, ao menos parcialmente, o de substituir a mola e o amortecedor dos sistemas passivos através de atuador hidráulico ou eletromagnético, o qual age produzindo força de acordo com alguma lei de controle [2,3]. Estes atuadores operam juntamente com transdutores, geralmente de força e de deslocamento (posicionados respectivamente em série e paralelo com os atuadores), podendo haver a contribuição de diversos outros sensores distribuídos ao longo do veículo (tais como sensores de freio, direção e acelerômetros), os quais fornecem sinais de comando ao sistema de controle (operação tipo malha fechada). Um dos grandes problemas deste tipo de sistema é a determinação da lei de controle, o qual possui o compromisso de oferecer uma boa performance ao sistema, aliando conforto e segurança, fatores que conduzem a soluções antagônicas [23], demandando níveis de energia e potência compatíveis com a realidade.

2.1.3) Sistema Semi-Ativo

Sistemas semi-ativos são considerados como um sistema intermediário entre passivo e ativo, em geral havendo uma mola passiva no sistema de suspensão (para suportar a carga estática da suspensão, tal como no sistema passivo), porém com um amortecedor controlável ao invés dos amortecedores passivos. Quanto aos componentes deste tipo de suspensão, alguns itens

necessários para as suspensões ativas, tais como bomba hidráulica, acumuladores, filtros, reservatório de óleo e sistema de refrigeração não são necessários [3], resultando num sistema de menor custo em relação aos sistemas de suspensão ativa. Outro ponto forte deste tipo de suspensão é a viabilidade de fabricação dos amortecedores, exigindo menos sofisticação em relação a um atuador hidráulico do sistema ativo (por necessitar de servo-válvula como meio de controle). Fluidos eletro-reológicos e até motores lineares [8,14] tem sido empregados no controle dos amortecedores semi-ativos.

Quanto as leis de controle para este tipo de suspensão, Picado [15] aborda uma revisão das principais técnicas de controle de sistema semi-ativo mais utilizadas, mencionando entre elas o sistema "On-Off", "Skyhook", "Clipped Optimal Control" e ainda sistemas semi-ativos utilizando redes neurais artificiais.

2.2) Amortecedor Passivo (breve revisão teórica)

O clássico amortecedor de dois tubos (ou bi-tubo) consiste de três câmaras internas: câmara de extensão, câmara de compressão e câmara de reserva. Estas câmaras são preenchidas com óleo, exceto a câmara de reserva que é parcialmente preenchida com gás (geralmente nitrogênio). O óleo não é compressível o suficiente para permitir variações de volume no corpo do amortecedor em casos de extensão e compressão, ocasionada pelo movimento da haste. No entanto, o gás é utilizado para compensar estas mudanças volumétricas na câmara de reserva, ao contrário de um amortecedor para motocicletas, onde o tubo externo (câmara de reserva) contém somente óleo. Neste caso, o volume é compensado por uma bolsa de gás comprimido localizada na câmara de compressão [16].

O óleo flui entre a câmara de extensão e a câmara de compressão através de uma montagem de válvulas no pistão. O fluxo entre as câmaras de reserva e a câmara de compressão se dá através da montagem de válvulas na base do tubo interno. Devido à viscosidade do óleo, o fluxo através das passagens pelas válvulas, seja ela a válvula do pistão ou a válvula da base, acarreta no aumento da diferença de pressão e consequentemente na força de sentido oposto ao movimento da haste. Cada válvula consiste basicamente de dois canais de fluxo, sendo um para cada direção, conforme segue:

Em cada um dos canais há a porta de restrição ou de admissão: responsáveis por checar a correta direção do fluxo em apenas uma pré-determinada direção. Geralmente as portas de admissão são as maiores e usualmente não apresentam grandes restrições ao fluxo.

Em paralelo com a porta de admissão há outros dois canais que operam em apenas um sentido: em um situa-se a restrição de escape e no outro a válvula de alívio. Estes dois canais são muito menores e criam um grande aumento de pressão. A válvula de alívio abre apenas quando a pressão atinge um alto nível, prevenindo que a força de amortecimento atinja níveis muito elevados.

A implementação da válvula de alívio permite certo ajuste passivo do amortecedor, acarretando na melhoria da performance e isolação da vibração [17,18]. Durante o curso de extensão, o pistão e haste movem-se juntamente, como se estivessem saindo para fora do corpo do amortecedor, fazendo com que haja o fluxo de óleo da câmara de reserva e câmara de extensão no sentido da câmara de compressão. Durante o curso de compressão, o fenômeno inverso é obtido.

2.3) Amortecedor Semi-ativo

Conforme mencionado anteriormente, o conceito básico do sistema de suspensão semi-ativa consiste praticamente da mesma configuração do sistema passivo, porém com a substituição de um amortecedor passivo por um controlável, ou simplesmente semi-ativo. O conceito de suspensão semi-ativa foi primeiramente analisado baseado no modelo de um único grau de liberdade (DOF) em ¼ de veículo [8]. Este sistema foi criado para se obter uma resposta similar aos sistemas de suspensão ativa, conforme pesquisado por Karnopp e Margolis [19], num trabalho onde a pressão dos freios e a velocidade de excursão da suspensão foram utilizados como parâmetros de *"dive"* e *"roll"*, respectivamente. Um esquema de suspensão semi-ativa (SAS) também consegue, baseado em gráficos de resposta em frequência, ser eficiente no controle do *"picth"* e *"bounce"* em um modelo de ½ veículo de 2-DOF [8], sendo que a maior vantagem deste tipo de modelo é a capacidade de controle destas duas ressonâncias *("picth"* e *"bounce"*) independentemente e, portanto, isto resulta em um resposta significativamente próxima da obtida com um sistema de suspensão ativa. Em outro estudo, sinais de realimentação

da velocidade somente ou então velocidade e posição de deslocamento dos amortecedores também foram utilizados para um modelo 2-DOF para um sistema de suspensão-ativa [20]. Ambos modelos mostraram melhorias na rodagem do veículo quando comparados ao sistema de suspensão passiva. Vários outros esquemas de suspensão semi-ativa baseado em outras metodologias de controle foram sugeridas e demonstradas para modelos 1-DOF [21]. Oulestad e Sankar [4] chegaram a comparar a suspensão semi-ativa em relação à suspensão passiva de 1-DOF.

2.3.1) Tipos de amortecedores Semi-Ativos

Amortecedores Semi-Ativos Convencionais: A forma de controle mais comum de um amortecedor semi-ativo convencional é a variação da área seccional que interconecta as câmaras de extensão e compressão, obtendo múltiplas curvas de amortecimento, sendo esta a diferença em relação a um amortecedor passivo [22,23]. Vários tipos de sistemas de restrições ao fluxo ou válvulas são chaveados ou acionados continuamente, resultando respectivamente em características de controle em passos fixos ou contínuos. A restrição ativa pode também ser integrada ao amortecedor ou simplesmente através de um by-pass externo, onde na maioria das vezes utiliza-se como atuador um motor de passo ou válvulas eletro-magnéticas (solenóides), sendo que este último permite alto chaveamento e um ajuste contínuo.

No passado, muitas alternativas inovadoras foram desenvolvidas com o intuito de melhorar a funcionalidade do amortecedor semi-ativo, tais como amortecedores ajustados manualmente, com nivelamento de carga e muitas outras características que vieram a influenciar na característica de amortecimento.

Amortecedores Eletro-Reológicos e Magneto-Reológico: Nos últimos anos, um novo conceito de amortecedores semi-ativos tem surgido, usando a tecnologia de líquidos eletro-reológicos e magneto-reológicos. Ambos princípios baseiam-se na alteração da viscosidade do fluído, dependendo da carga elétrica ou do campo magnético aplicado. Comumente, este campo é aplicado no canal de interligação entre as câmaras de extensão e compressão do amortecedor. Uma das propriedades em destaque para os fluídos eletro-reológicos é a rápida resposta em

comparação aos magneto-reológicos, permitindo uma faixa de controle em frequência maior [24]. A fim de conseguir forças de amortecimento necessárias para uma suspensão semi-ativa veicular, um alto campo elétrico em torno de 5kV/mm e altas tensões elétricas até 6kV [25] devem ser aplicados para os casos de amortecedores eletro-reológicos. Já para os amortecedores magneto-reológicos, uma tensão de alimentação entre 2-25V por 1-2A é necessária [26]. Obviamente, estas características e a estabilidade do fluido a longo prazo são grandes obstáculos para ambos sistemas.

2.3.2) Modelos para Simulações Computacionais

Levando em consideração que o amortecedor passivo é atualmente o mais utilizado em função de obter fortes características, tais como custo e produtividade, além de fornecer um desempenho razoável de estabilidade e conforto, muitos autores partem do modelamento de amortecedores passivos (monotubo, bi-tubo e pressurizados) [9,34-47] e acrescentam demais variáveis a estes modelos de forma a obter o modelamento para sistemas semi-ativos. Às vezes esta estratégia de modelamento não é tão simples quanto parece em função dos amortecedores passivos constituírem de vários canais de fluxo de fluído através do pistão e válvulas, tendo que adotar modelos de viscosidade simples ou turbulentos a fim de se obter a força de amortecimento [48,49,50]. Alguns modelos mais completos visam contemplar o atrito entre o pistão e o tubo interno, atrito de selo e constantes de molas caso sejam eventualmente usadas em determinados amortecedores passivos, porém para uma velocidade constante de atuação [51]. Outros autores, tal como Lee e Moon [52] propuseram um modelo para outra variante de amortecedor passivo, sensitivos ao deslocamento (ou DSSA do inglês *Displacement Sensitive Shock Absorber*). Há modelos que caracterizam o amortecedor passivo como tendo duas componentes principais [53], sendo uma delas devida ao fluxo não-linear através dos orifícios e a outra, também não linear, representando o efeito mola (em função da diluição do gás/ar no meio fluídico). Outros levaram em consideração a dinâmica veicular da suspensão do veículo no modelo proposto [54, 55], e a inserção de ruído [56].

Um dos primeiros a demonstrar a capacidade de um sistema semi-ativo através de simulação foi Karnopp [8], chegando a conclusões e resultados bem semelhantes aos de um sistema ativo. Margolis [27], Sharp e Hassan [28] conseguiram também resultados semelhantes. Levando em consideração a parte experimental, Karnopp encontrou algumas dificuldades quanto à redução suficiente de amortecimento quando as leis de controle demandam força nula ao sistema. Além desta, outras melhorias fizeram-se necessárias, já que as leis de controle atuavam de forma a limitar o curso da suspensão (consequentemente também a do amortecedor), fazendo com que a roda deixasse de ter contato com o pavimento de rodagem. Tal fato foi comprovado por Sharp e Crolla [29]. Modelos mais recentes já se depararam com termos não lineares em função da mola da suspensão e, finalmente, outras não linearidades em função do modelamento correto do conjunto pneu/roda foram introduzidos [33]. Desde então, vários autores continuaram a modelar alguns parâmetros independentemente. Armstrong e Canudas [57] produziram o modelo de retardo independente de frequência, Erylmaz e Wilson [58] assumiram fluxo turbulento e uma correlação empírica para modelar os efeitos da abertura da servo-válvula no controle semi-ativo.

2.3.3) Principais Técnicas de Controle

Conforme apresentado anteriormente, sistemas de suspensão semi-ativa oferecem a possibilidade de variar as características do amortecedor, através de um sistema menos complexo e mais viável de implementação em relação ao sistema ativo. A literatura descreve muitas técnicas lineares e não-lineares de controle para suspensões semi-ativas para veículos. Butsuen [59], Karnopp e Crosby [8] e Esmailzadeh e Taghirad [60] aplicaram estratégias com técnicas lineares de controle baseados nos modelos lineares de veículos, consistindo de massa (conjunto da roda), molas lineares e amortecedores modelados como uma fonte de força ideal. A dinâmica real de um veículo é mais complexa [61], e tanto amortecedores semi-ativos quanto atuadores ativos não são uma fonte de força ideal e possuem um complexo comportamento dinâmico não-linear. Estes fatores não realísticos fazem com que os controles lineares não sejam apropriados para situações práticas [68].

Estratégias de controle não-linear tal como ganho variado de parâmetros lineares [62,63], *"backstepping"* [64] e controle adaptativo [65,66] tem sido aplicadas para suspensões ativas. Estes controles são baseados na física não-linear de veículos e modelos de amortecedores, o qual possuem um grande número de parâmetros. A identificação experimental destes modelos paramétricos é um problema complexo, ainda mais, o projeto e ajuste dos controles não-lineares acima mencionados não são tão óbvios. Basicamente o uso de modelos de controle não-linear demanda de um grande tempo de desenvolvimento, desde que técnicas e recursos computacionais estejam disponíveis [68].

Lauwerys *et al* [67] apresentou um modelo prático e experimental usando uma aproximação linear, resultando numa técnica robusta de controle, porém se deparando com os mesmos problemas anteriormente encontrados por Karnopp [8]. Algumas outras estratégias de controle para sistemas semi-ativos foram e ainda são pesquisados, tais como modelo controle adaptativo [69], controle otimizado [70], LQG [75], algoritmos de controle robusto [76], estratégia de estrutura variável [70], Sky-Hook, Ground-Hook, Fuzzy, Fuzzy Sky-Hook e controle híbrido [70,71,73,74,80], $\mathcal{H}_\infty$ [72,73], Bouc-Wen [77], rede neural [78,79], modelo"blackbox" não linear [81], NARX [82], modelo plástico viscoelastico [83], modelo polinomial [84] e outros [85]. Como técnica de controle robusto, Camino [87] propõe a teoria $\mathcal{H}_2$ e $\mathcal{H}_\infty$ via desigualdade matricial linear (LMI), assim como a parametrização de Youla como ponto de partida para outras técnicas, já que esta possibilita investigar o limite de desempenho do sistema.

Conforme define Sweevers [67], há vários pontos que impedem o desenvolvimento da estratégia de controle perfeita, pois: a) ainda não existem critérios de desempenho objetivos para conforto e dirigibilidade, pois estes critérios baseiam-se em fatores subjetivos e variam de acordo com cada veículo; b) modelamento de veículos que incluem elementos dinâmicos relevantes são muito complexos de serem obtidos; c) otimização da teoria de controle é um processo incômodo. Mesmo que se obtenham todos os parâmetros dinâmicos e a definição do comportamento desejado da suspensão do veículo, o próximo passo seria a otimização do controlador, o qual deveria ter uma estrutura apropriada e parâmetros de controle otimizados, não sendo esta uma tarefa simples.

2.3.4) Novas tecnologias de amortecedores semi-ativos

Uma das técnicas que vêm sendo discutida com o intuito de melhorar o desempenho das estratégias de controle de sistemas semi-ativos baseia-se na medição antecedente das irregularidades do pavimento de rodagem ("*road preview*"), proposto por Gordon e Sharp [86]. Bender [88] e Tomizuka [89] foram dos poucos pioneiros que começaram a estudar e a viabilizar este tipo de técnica. Alguns estudos [90,91] sugerem que este tipo de ferramenta não chega a apresentar muitas vantagens para sistemas semi-ativos em termos de melhorias de desempenho e consumo de energia. Porém, Hac e Youn [92] provaram através de cálculos de desempenho, considerando todo a faixa de atuação em frequência para sistemas de suspensão semi-ativa, com excitações senoidais, aleatórias e obstáculos comuns e concluíram que previsão antecipada da excitação que a suspensão sofrerá traz melhorias significativas a este tipo de sistema, resultado constatado também pelo próprio Gordon e Sharp [86].

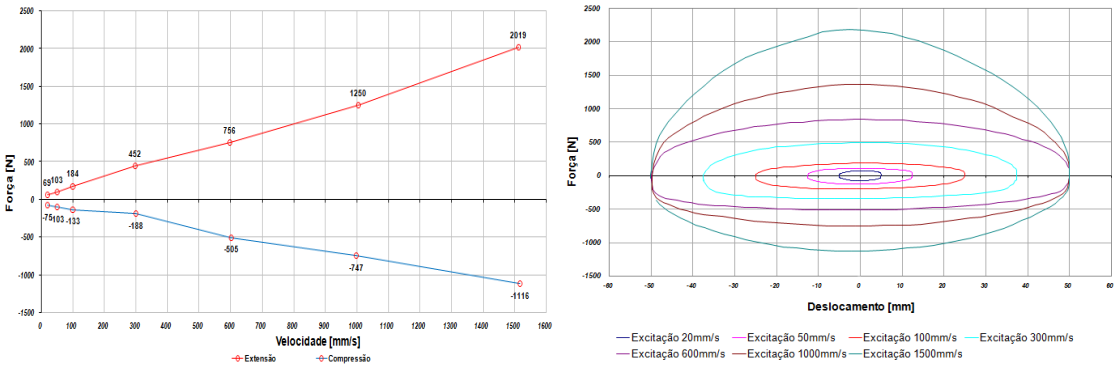
Outra alternativa de amortecedor semi-ativo é proposta dor Guglielmino e Edge [93], onde, ao contrário das tradicionais válvulas e fluidos eletro e magneto-reológicos, utiliza um pistão com pinças expansivas, sem a necessidade de qualquer outro fluído ou gás comprimido nas câmaras de extensão e compressão, em estrutura monotubular, cujo sistema é denominado pelos próprios autores como "amortecedor de atrito controlável".

Fora do ambiente automotivo, Sá [94] propõe uma suspensão hidropneumática com controle semi-ativo destinado a carretas agrícolas, o qual também pode ser facilmente implementado em sistemas veiculares de passeio.

3) Modelamento de um amortecedor passivo

3.1) Introdução

O amortecedor é um dos componentes da suspensão mais complexos de se modelar. Em geral, o comportamento do amortecedor é não linear e variante no tempo. Algumas informações importantes sobre este componente podem ser obtidas através de medições experimentais, geralmente caracterizando através do gráfico de força versus velocidade (figura 3.1a). Algumas informações também podem ser extraídas a partir de gráficos de força em função do deslocamento (figura 3.1b), também conhecido como gráfico de trabalho ou diagrama de controle.

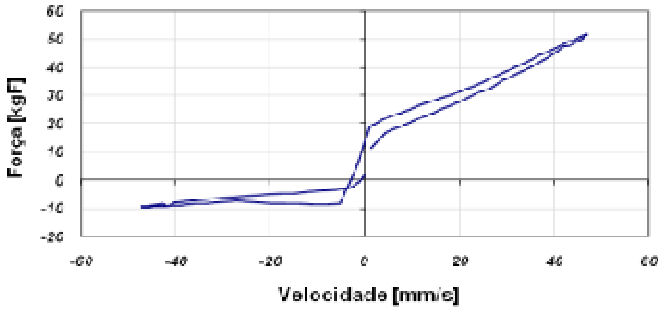


(a) (b)

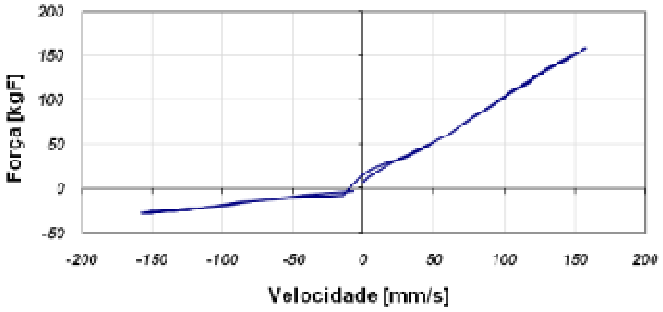
Figura 3.1 – (a) Gráfico Força x Velocidade e (b) Força x Deslocamento

A complexidade maior do modelamento dá-se principalmente em função do aumento da temperatura do óleo, gerada através do atrito interno e também pela conversão de energia cinética em calor, causando assim uma diminuição da viscosidade do óleo, sendo esta variável o fator determinante das características do amortecedor e altamente influenciável pela temperatura. Para

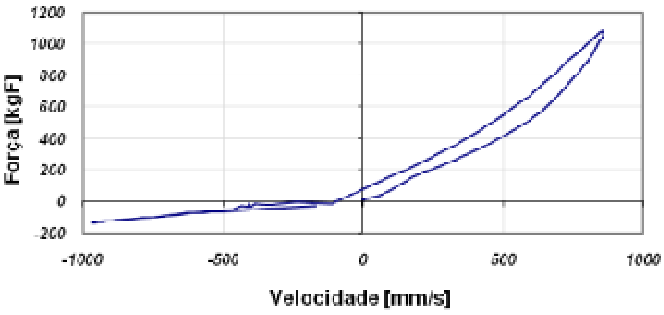
simplificar o modelamento a ser mencionado nos próximos capítulos, a influência da temperatura e a emulsificação do óleo com o gás internamente contido no amortecedor não serão considerados neste trabalho.



(a) 0,3Hz



(b) 1Hz



(c) 6Hz

Figura 3.2- Gráfico de Força x Velocidade do amortecedor para três diferentes tipos de excitação.

A fim de ilustrar a não linearidade e o efeito de histerese gerado pelo amortecedor, a figura 3.2 representa a resposta de um amortecedor submetido às condições de excitações senoidais com 25mm de amplitude, respectivamente nas frequências de (a) 0,3Hz, (b) 1Hz e (c) 6Hz. Para o teste em baixa velocidade (0,3Hz), a descontinuidade observada em torno da velocidade zero dá-se em função do atrito entre alguns componentes internos, tais como haste, guia da haste, pistão e selo. O comportamento linear, apesar da descontinuidade, é típico do fluxo laminar a baixa velocidade do óleo. Uma não linearidade é introduzida de propósito no projeto, fazendo com que a fase da força durante o curso de extensão (quando a haste do amortecedor move para fora do corpo) seja diferente da fase da força durante o curso de compressão (quando a haste move para dentro do corpo). Esta característica bilinear pode ser observada a partir de velocidades de atuação intermediárias (figura 3.2b). Para altas velocidades, uma alta pressão interna gera a abertura das válvulas de "blow off" (alívio), gerando um fenômeno característico no gráfico de força x velocidade no momento em que esta válvula passa a operar, gerando uma considerável histerese característica (figura 3.2c).

Dentre os tipos de projetos de amortecedores passivos existentes, sendo o monotubo e o bitubo os principais, este último torna-se o projeto utilizado em larga escala na suspensão automotiva em função de suas características construtivas, tornando seu processo de industrialização viável e também mais robusto estruturalmente, favorecendo a aplicação deste em sistemas de suspensão dianteira do tipo McPherson.

3.1.1) Detalhamento do amortecedor passivo bitubo

O clássico amortecedor bitubo consiste de três câmaras: câmara de extensão, câmara de compressão e câmara reservatório (figura 3.3). Estas câmaras são preenchidas com óleo (geralmente de base mineral), exceto a câmara reservatório que é parcialmente preenchida com gás (ar comum ou nitrogênio). O óleo não é compressível o suficiente para absorver as variações de volume nas câmaras de extensão/compressão geradas pelo movimento da haste. A mudança de volume é então compensada pelo gás contido na câmara reservatório que, em alguns casos, é

levemente comprimido para gerar uma pressão sobre o óleo de forma a evitar o processo de aeração e assim mantê-lo em condições de trabalho mais estáveis.

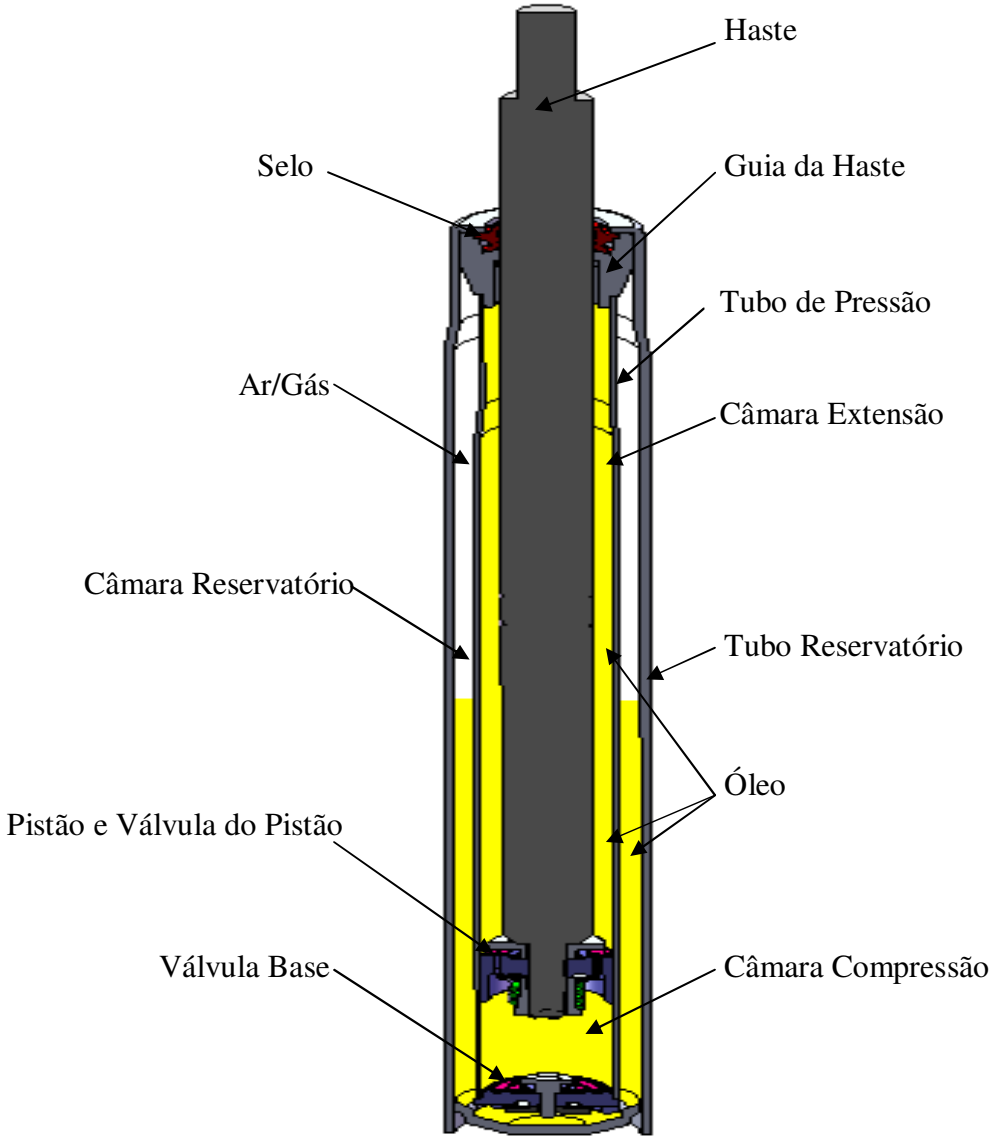


Figura 3.3 - Detalhamento interno do amortecedor passivo bitubo.

O óleo flui entre as câmaras de compressão e extensão através da válvula do pistão, já entre a câmara de compressão e a câmara reservatório, a responsável por permitir a passagem do fluido é a válvula de base. Devido à viscosidade do óleo, o fluxo através das passagens pelas válvulas, seja ela a válvula do pistão ou a válvula da base, acarreta no aumento da diferença de

pressão e consequentemente na força de sentido oposto ao movimento da haste. Cada válvula consiste basicamente de dois canais de fluxo, sendo um para cada direção, conforme segue:

- Em cada uma das válvulas há a porta de admissã, responsável por garantir a correta direção do fluxo em apenas uma pré-determinada direção. Geralmente as portas de admissão são as maiores e usualmente não apresentam grandes restrições ao fluxo.
- Em paralelo com a porta de admissão, em cada válvula há outro canal que opera em apenas um sentido, constituindo de uma porta de restrição em série com dois canais em paralelo: em um situa-se a restrição de escape e no outro a válvula de alívio. Estes dois canais são muito menores e criam um grande aumento de pressão. A válvula de alívio abre apenas quando a pressão atinge um alto nível, prevenindo que a força de amortecimento atinja níveis muito elevados. A figura 3.4 ilustra o esquema hidráulico proposto neste trabalho para o amortecedor passivo.

A implementação da válvula de alívio permite certo ajuste passivo do amortecedor, acarretando na melhoria do desempenho e isolação da vibração

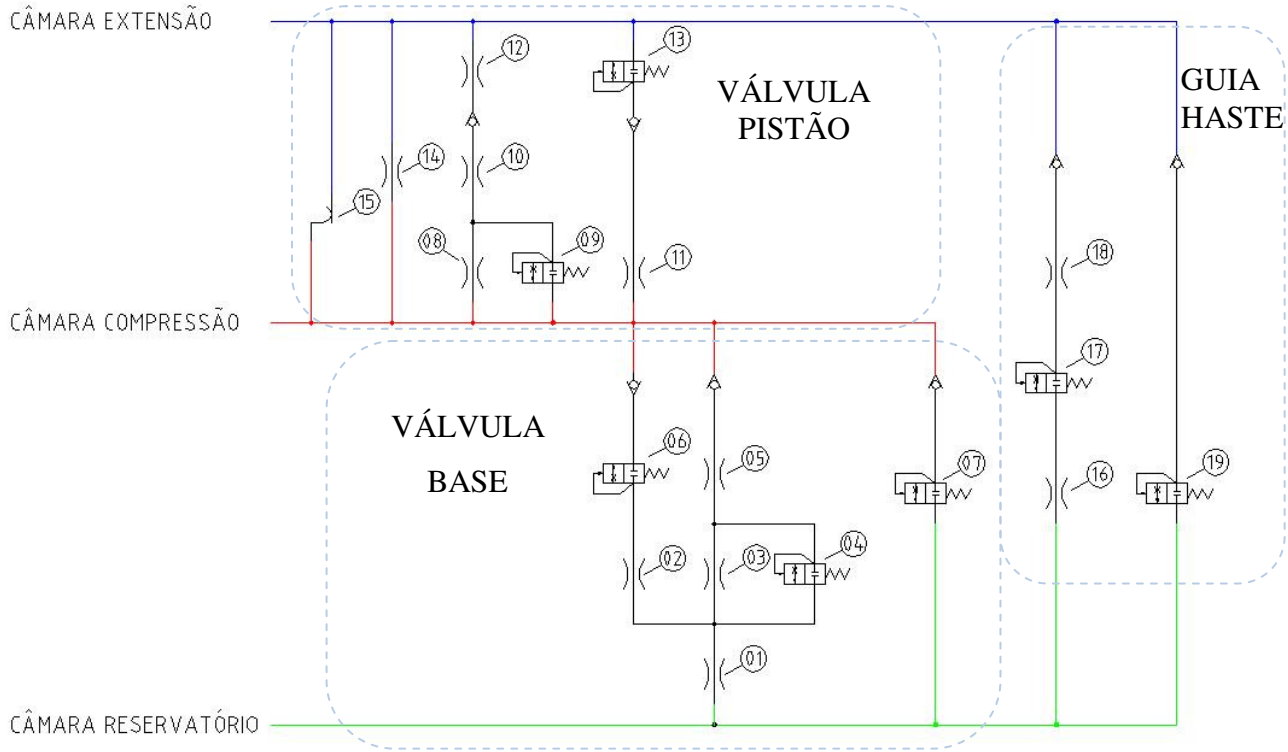


Figura 3.4 -Diagrama hidráulico interno de uma amortecedor bitubular.

Tabela 3.1 - Relação dos elementos das válvulas do amortecedor passivo

Item #	Descrição
01	Restrição do apoio da válvula base
02	Restrição da admissão da válvula base
03	Bleed válvula base
04	"Blow-off" da válvula base
05	Restrição interna da válvula base
06	Válvula de admissão da válvula base
07	Vazamento entre tubo e válvula
08	Restrição Bleeds pistão
09	Válvula "Blow-off" pistão
10	Restrição interna do pistão
11	Restrição da válvula de admissão do pistão
12	Restrição entrada/saída da válvula do pistão
13	Válvula de admissão do pistão
14	Vazamento lateral do pistão
15	Atrito do pistão
16	Restrição guia/haste
17	Válvula de alívio do selo
18	Restrição do dreno do selo
19	Vazamento entre tubo e guia da haste

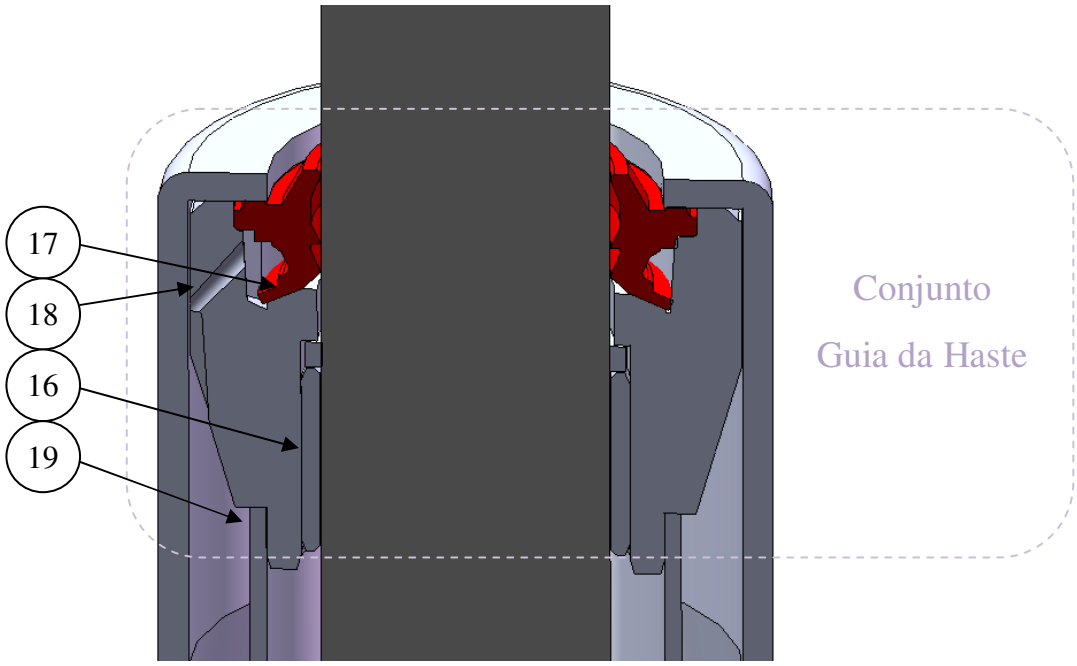


Figura 3.5 -Localização dos elementos controladores de fluxo na Guia da Haste no amortecedor Passivo

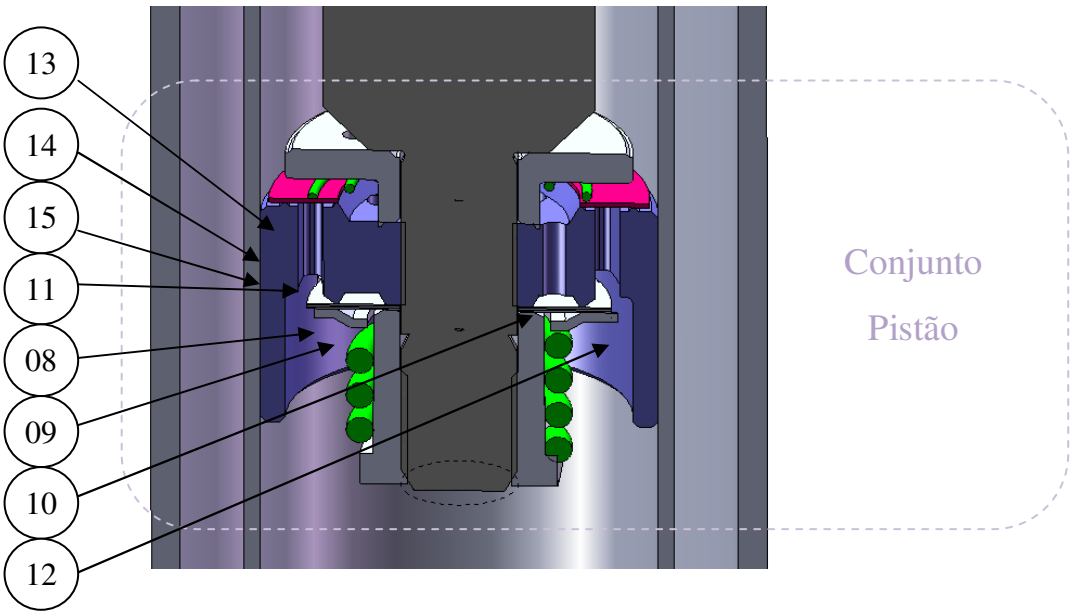


Figura 3.6 - Localização dos elementos controladores de fluxo no Conjunto Pistão no amortecedor Passivo

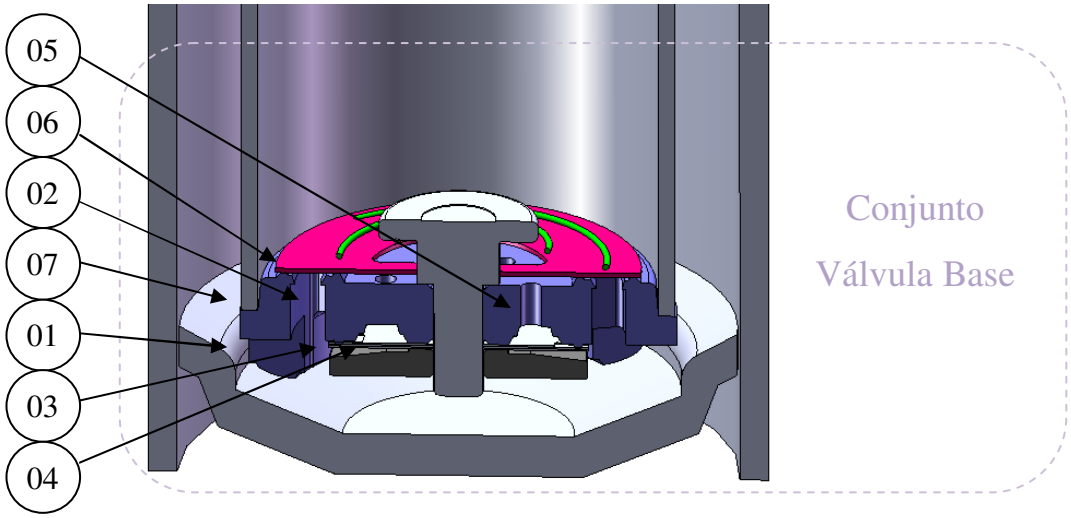


Figura 3.7 - Localização dos elementos controladores de fluxo no Conjunto Válvula Base no amortecedor Passivo.

3.2) Modelo Matemático Proposto para o Amortecedor Passivo

Com o propósito de apresentar um modelo intuitivo, é oportuno indicar uma expressão analítica explícita para a força de amortecimento. O modelo proposto por Lang em 1977 [11, 95] foi o primeiro modelo macro-físico, obtendo o cálculo da força a partir de equações diferenciais, não sendo este um modelo em que se pudesse obter todos os parâmetros a partir de medições de força em função da velocidade e deslocamento, sendo também necessário obter medições de pressões internas. Outros modelos físicos foram propostos posteriormente, descrevendo a resposta do amortecedor utilizando formulações para os fenômenos físicos e a cinemática dos mecanismos para se obter um conjunto de equações diferenciais não-lineares. Um ponto comum entre estes métodos é a necessidade de realizar muitas simulações e aplicar técnicas de minimização de algoritmos para determinar valores aos parâmetros físicos. Modelos paramétricos para amortecedores são utilizados nas referências [34], [38], [39], [42], [44] até [47]. Estes modelos são todos similares no princípio, mas diferentes nos detalhes. Para efeitos de comparação, as características entre os modelos matemáticos mais relevantes são listados na tabela 3.2 abaixo.

	FONTE LITERÁRIA							
	Hall e Gill [34] (1986)	Surace *et al* [38] (1991)	Lee [39] (1997)	Purdy [42] (2000)	Yung e Cole [44] (2002)	Duym et al [47] (1997)	Duym a Reybrouck [45] (1998)	Duym [46] (2000)
Tipo de amortecedor	Bitubular	Monotubular	Monotubular	Bitubular	Monotubular	Bitubular	Bitubular	Mono e Bitubular
Atrito	√	√	√	√	√		√	√
Olé e comunicação entre câmaras	√	√	√	√	√	√	√	√
Compressão adiabática do gás			√	√	√	√	√	√
Cavitação/Pressão de Vapor	√	√		√				
Emulsificação do gás/Lei de Henry						√		
Fluxo Lamelar				√				
Fluxo Turbulento	√	√	√	√	√	√	√	√
Alívio de Pressão (Blow-off)					√	√	√	√
Efeitos Térmicos			√				√	

Tabela 3.2 -Seleção de modelos físicos/paramétricos encontrados na literatura e fenômenos físicos abordados por eles.

Conforme comentado anteriormente, o modelo proposto por Lang [11] é muito complexo, tanto para projeto de amortecedores ou simulações computacionais, mas inclui a compressibilidade do fluido e cavitação (pressões negativas). Já o modelo que será utilizado como referência a seguir foi mencionado por Purdy [42], consistindo basicamente no modelo proposto por Surace *et al* [38], sendo mais simples e também incluindo a compressibilidade do fluido, com adição de uma versão simplificada do modelo de cavitação proposto por Lang [11]. Basicamente o modelo proposto por Surace *et al* [38] distingue-se do modelo proposto por Lang [11], Hall e Gill [34] por utilizar a conservação de massa para formular as equações de movimento. Um diagrama simples é proposto para melhor compreensão do modelo matemático, conforme ilustra a figura 3.8 abaixo. Algumas modificações no modelo original de Purdy [42] foram realizadas para que fosse melhor adaptado ao amortecedor passivo, tais como controle bi-direcional das válvulas do pistão e válvula base, sendo estas as válvulas 2 e 3 respectivamente no diagrama apresentado pela figura 3.8, e nulo controle e passagem de fluxo através da válvula 1, já que esta destina-se apenas à lubrificação do sistema de vedação da haste (selo).

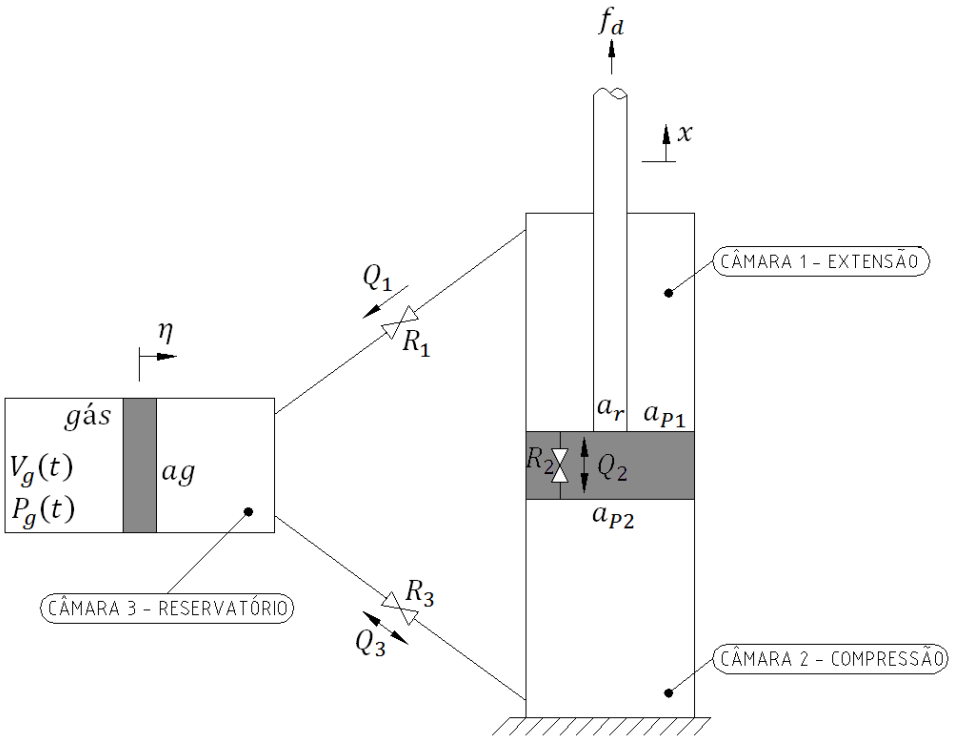


Figura 3.8 - Diagrama geral do modelo matemático proposto para o amortecedor passivo.

3.2.1) Modelo do amortecedor passivo sem atrito

O modelo matemático do amortecedor é proposto baseado nas seguintes condições:

- A temperatura é constante;
- Um módulo Bulk efetivo é utilizado para considerar a compressibilidade do óleo em função da emulsificação com gás ou vapor de óleo;
- A compressibilidade do líquido na câmara reservatório 3 é desconsiderada em função de haver pouca variação na pressão;
- A pressão de vapor do óleo é assumida igual a 0N/m² e qualquer vapor torna-se ao estado original para qualquer pressão maior que esta [11];
- A válvula 1 é unidirecional, considerando fluxo nulo entre as câmaras 1 e 3;
- As válvulas 2 e 3 são bi-direcionais e as taxas de fluxo de massa são proporcionais à diferença de pressão que suportam;
- A massa do pistão de gás é nula e não há atrito;
- O gás do acumulador é adiabático tanto para extensão quanto para compressão.

Aplicando a conservação de massa na câmara 1 temos:

$$m_1 = m_{10} - \int_0^t \dot{m}_{v1} dt + \int_0^t \dot{m}_{v2} dt \qquad (3.2.1.1)$$

onde m_1 e m_{10} são as massas corrente e inicial no volume 1 respectivamente, e $\dot{m}_{v1}$ e $\dot{m}_{v2}$ são as taxas do fluxo de massa através das válvulas 1 e 2 respectivamente. Sendo $\dot{m}_1$ a taxa do fluxo de massa total na câmara 1, esta equação pode ser escrita como:

$$m_1 = m_{10} - \int_0^t \dot{m}_1 dt \qquad (3.2.1.2)$$

A capacidade da câmara 1 é dada por:

$$V_1 = V_{10} - x a_{p1} \qquad (3.2.1.3)$$

onde V_1 e V_{10} são os volumes corrente e inicial na câmara 1, x é o deslocamento do pistão do amortecedor em relação ao cilindro e a_{p1} é a área efetiva do pistão na câmara 1.

A densidade do óleo na câmara 1 é dada por:

$$\rho_1 = \frac{m_1}{V_1} \tag{3.2.1.4}$$

A equação de estado linearizada para o líquido [30] é dada por:

$$\rho_1 = \rho_0 \left[1 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T (P - P_0) + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P (T - T_0)\right] \tag{3.2.1.5}$$

onde $\rho \; e \; \rho_0$ são as densidades corrente e inicial, $P \; e \; P_0$ são as pressões corrente e inicial e $T \; e \; T_0$ são as temperaturas corrente e inicial.

O módulo Bulk isotérmico e o coeficiente de expansão para o fluido são definidos respectivamente por:

$$K_B = \rho_0 \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_T = -V_0 \left(\frac{\partial P}{\partial V}\right)_T \tag{3.2.1.6}$$

e

$$\alpha = -\frac{1}{\rho_0}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P = \frac{1}{V_0}\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P \tag{3.2.1.7}$$

O módulo de Bulk efetivo para o sistema K_e [30], o qual inclui o efeito do fluido, emulsificação com o gás e expansão dos componentes mecânicos, também será utilizado no modelamento. Para uma temperatura constante, ignorando o efeito da expansão térmica, a pressão na câmara 1 é dada por:

$$P_1 = K_e \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} - 1\right) + P_0 \tag{3.2.1.8}$$

onde P_1 é a pressão corrente na câmara 1.

Aplicando a conservação de massa no volume 2 temos:

$$m_2 = m_{20} - \int_0^t \dot{m}_{v2} dt + \int_0^t \dot{m}_{v3} dt \qquad (3.2.1.9)$$

onde m_2 e m_{20} são as massas corrente e inicial na câmara 2 respectivamente, e $\dot{m}_{v3}$ é a taxa do fluxo de massa através da válvula 3. Sendo $\dot{m}_2$ a taxa de fluxo total de massa na câmara 2, esta equação pode ser escrita como:

$$m_2 = m_{20} + \int_0^t \dot{m}_2 dt \qquad (3.2.1.10)$$

A capacidade do volume 2 é dada por:

$$V_2 = V_{20} - xa_{p2} \qquad (3.2.1.11)$$

onde V_2, V_{20} e xa_{p2} são os volumes corrente e iniciais da área do pistão na câmara 2.

A densidade do fluido na câmara 2 é dada por:

$$\rho_2 = \frac{m_2}{V_2} \qquad (3.2.1.12)$$

A pressão do fluido na câmara 2 é dada por:

$$P_2 = K_e \left(\frac{\rho_2}{\rho_0} - 1 \right) + P_0 \qquad (3.2.1.13)$$

onde P_2 é a pressão corrente na câmara 2.

Como não há mudança de densidade, o volume do fluido na câmara 3, V_3, é dada por:

$$V_3 = \frac{m_3}{\rho_0} \tag{3.2.1.14}$$

e a massa do fluido na câmara 3 é dada por:

$$m_3 = m_{30} + \int_0^t \dot{m}_{v1} dt - \int_0^t \dot{m}_{v3} dt \tag{3.2.1.15}$$

onde m_3 e m_{30} são as massas correntes e iniciais na câmara 3, respectivamente. Esta equação pode ser escrita como:

$$m_3 = m_{30} + \int_0^t \dot{m}_3 dt \tag{3.2.1.16}$$

onde $\dot{m}_3$ é a taxa do fluxo de massa total na câmara 3. O movimento do pistão de gás, η, é dado por:

$$\eta = \frac{V_3 - V_{30}}{a_g} = \frac{\int_0^t \dot{m}_3 dt}{a_g \rho_0} \tag{3.2.1.17}$$

onde V_{30} é o volume inicial na câmara 3 e a_g é a área efetiva do pistão de gás.

A pressão do gás e portanto a pressão do fluído na câmara 3 é dada por:

$$P_3 = P_g = P_0 \left(\frac{V_{g0}}{V_{g0} + m_3/\rho_0} \right)^{\gamma} \tag{3.2.1.18}$$

onde P_g é a pressão corrente do gás, V_{g0} é o volume inicial do gás e γ é o índice adiabático.

A taxa de fluxo de massa através das três válvulas é dada por:

$$\dot{m}_{v1} = 0 \tag{3.2.1.19}$$

$$\dot{m}_{v2} = \begin{cases} \frac{P_2 - P_1}{R_{m2_A}}, & P_2 > P_1 \\ \frac{P_1 - P_2}{R_{m2_B}}, & P_2 \leq P_1 \end{cases} \tag{3.2.1.20}$$

$$\dot{m}_{v3} = \begin{cases} \frac{P_3 - P_2}{R_{m3_A}}, & P_3 > P_2 \\ \frac{P_2 - P_3}{R_{m3_B}}, & P_3 \leq P_2 \end{cases} \tag{3.2.1.21}$$

onde R_{m2_A} e R_{m2_B} são os coeficientes do fluxo de massa para a válvula 2 nos ciclos de compressão e extensão respectivamente e R_{m3_A} e R_{m3_B} os coeficientes do fluxo de massa para a válvula 3 nos ciclos de compressão e extensão respectivamente.

A força de amortecimento f_d, sem atrito, é dada por:

$$f_d = P_1 a_{P1} - P_2 a_{P2} \tag{3.2.1.22}$$

3.2.2) Modelamento de atrito

Geralmente o atrito do amortecedor é caracterizado de forma dinâmica, com controle em movimento, fazendo com que os modelos sejam selecionados e ajustados para assemelharem-se com a força medida. Também é possível fazer a caracterização em força, na qual se aplica uma força conhecida e registra-se o movimento, porém esta forma de caracterização pode não operar corretamente em casos de amortecedores com alta força de atrito, fazendo com que não haja deslocamentos em alguns intervalos de tempo. Ambos atritos devem ser considerados, tanto estático quanto dinâmico, porém isto não é algo simples de se mensurar em função da complexidade de saber se o amortecedor está operando no regime dinâmico ou estático

(excitações extremamente baixas). Um modelo eficaz de atrito de amortecedores deve levar em consideração o correto comportamento de histerese. Spencer *et al* [77] relatarem nos seus estudos uma comparação entre os modelos de Bingham e Bouc-Wen, assim como as suas variações. Haessig [31] propôs um modelo baseado apenas no atrito de Coulomb. O modelo que será aplicado neste trabalho é proposto por Zubieta *et al* [32], no qual é indicado um modelo similar ao modelo de Bingham, porém com um método de análise diferente, no qual é adicionado um elemento mola, fazendo assim com que o modelo seja de dois graus de liberdade (2DOF), que podem ser desacoplados pela análise do sinal de movimento. Também pode ser considerado que o modelo proposto apresenta um atrito variável. O diagrama do modelo é ilustrado pela figura 3.9 abaixo:

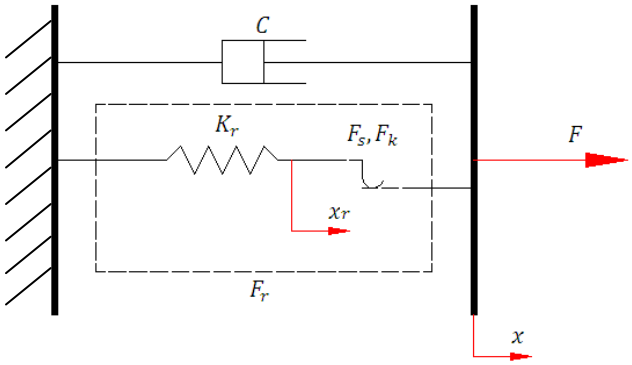


Figura 3.9 - Diagrama do modelo de atrito

Neste modelo, o elemento de atrito F_r é composto de um elemento elástico, K_r, somado ao atrito de Coulomb, F_k. Desta forma, a mudança do sentido de força é progressivo e o parâmetro de rigidez tem sua interpretação física na elasticidade dos contatos. Baseado no diagrama acima, as seguintes equações são obtidas:

$$F = F_c + F_r \tag{3.2.2.1}$$

$$F_c = C\dot{x} \tag{3.2.2.2}$$

$$F_r = k_r x_r \tag{3.2.2.3}$$

No comportamento estático, assim como no dinâmico, a força de atrito será proporcional, de acordo com a rigidez do contato k_r, ao deslocamento do grau de liberdade x_r (o deslocamento dinâmico x_k corresponde à força de atrito estática F_k, conforme ilustra a figura 3.10). No início do comportamento dinâmico, a força de atrito será igual à força estática, e na medida do tempo irá decrescer exponencialmente até o valor dinâmico, de acordo com a equação:

$$F_r = F_k + (F_s - F_k)e^{\frac{t_0 - t}{\tau}} \tag{3.2.2.4}$$

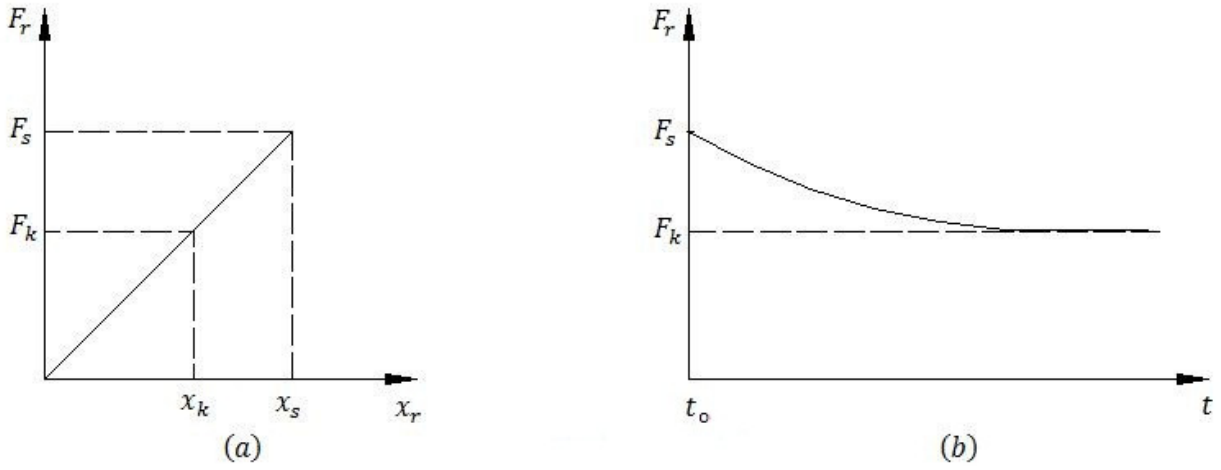


Figura 3.10 - Evolução da força de atrito: (a) de acordo com o deslocamento, (b) de acordo com o tempo e o comportamento dinâmico.

Para trabalhar com o modelo proposto, os dois graus de liberdade devem ser desacoplados em um primeiro momento. É conhecido que o movimento relativo entre os dois graus de liberdade é nulo no comportamento estático, não havendo escorregamento. No momento em que se inicia o comportamento dinâmico, o escorregamento iniciará e a velocidade aumentará repentinamente, ocorrendo o inverso no fim do comportamento dinâmico, onde a velocidade diminuirá rapidamente e novamente não se tem escorregamento.

3.2.3) Modelamento do amortecedor passivo com atrito

Incorporando as características de atrito ao modelamento do amortecedor passivo na equação 3.2.1.22, temos a seguinte equação para a força de amortecimento:

$$f_d = P_1 a_{P1} - P_2 a_{P2} + f_r \qquad (3.2.3.1)$$

onde f_r é a força de atrito.

4) Proposta de amortecedor eletronicamente parametrizável através de válvula controladora de fluxo

4.1) Introdução

Geralmente, dentre as tecnologias de amortecedores passivos, semi-ativos e ainda os atuadores das suspensões ativas (hidráulicos, eletromecânico e eletrodinâmico), todos possuem algum fator positivo que os tornam aplicáveis em certos tipos de suspensão, porém dificilmente dentre estas tecnologias há uma combinação dos fatores positivos entre todas as demais. No caso dos amortecedores passivos, o baixo custo, a simplicidade de produção e resposta dinâmica aceitável o torna mais atrativo, já os tipos de atuadores utilizados na suspensão ativa possuem a flexibilidade de poder ser totalmente controlado, eliminando assim o comportamento não linear do sistema passivo. Os amortecedores semi-ativos visam ser uma alternativa intermediária, possuindo a capacidade de ser controlados a um menor custo. Dentre os controlados, as estratégias de controle disponíveis e já pesquisadas visam geralmente um bom compromisso entre estabilidade dinâmica do veículo e conforto, pois estes objetivos levam a estratégias de controle antagônicas e, principalmente em relação a esta segunda, fatores subjetivos são envolvidos e estes não são simples de serem considerados matematicamente.

Desconsiderando a instabilidade do amortecedor passivo, causado por fatores tais como temperatura, pressurização interna e outros, este tipo de amortecedor costuma oferecer uma boa relação entre conforto e estabilidade dinâmica ao veículo. Tal comportamento é obtido através do ajuste manual da curva de amortecimento, realizado durante a fase de desenvolvimento do mesmo, ajustando assim as necessidades da suspensão do veículo de modo com que satisfaça as expectativas dos clientes para um determinado veículo.

Ainda em fase de desenvolvimento, o ajuste do amortecedor passivo depende de processo de tentativa e erro, o qual é muito trabalhoso e dispendioso de tempo, já que para se obter o acesso aos componentes das válvulas internas é necessária a remoção do amortecedor do veículo e consequentemente a desmontagem deste.

A proposta oferecida neste trabalho é a de apresentar um amortecedor semi-ativo, utilizando-se uma válvula solenóide de comando externo implementada no amortecedor, no qual seja possível o ajuste da curva de amortecimento da mesma forma que é possível de ser feita no amortecedor passivo, sem a interação de algoritmos e modelos de controle autônomos. Desta forma, é possível ajustar manualmente a curva de atuação do amortecedor e este, por sua vez, encarrega-se de executar a atuação necessária para manter a resposta desejada. Em outras palavras, pode-se dizer que este seja um amortecedor passivo parametrizável eletronicamente.

4.1.1) Detalhamento da proposta do amortecedor eletronicamente parametrizável

Algumas modificações em relação ao amortecedor passivo foram realizadas para a adaptação da válvula de controle proporcional de fluxo (figura 4.1). Em função destas válvulas proporcionais existentes no mercado apresentarem histerese em relação ao sentido do fluxo, um terceiro tubo foi adicionado no tradicional modelo bitubo, caracterizando assim um modelo tri-tubular. Neste, o tubo intermediário opera de forma a coletar o fluxo do volume de óleo causado pelo deslocamento da haste dentro do tubo de pressão, mantendo o fluxo sempre em sentido único na válvula de controle, tanto para o sentido de compressão quanto o de extensão. A válvula base, assim como a válvula do pistão, passam a ser unidirecionais, permitindo a passagem do fluido apenas no sentido de comunicação entre tubo reservatório, tubo de pressão, tubo intermediário, válvula de controle e retornando finalmente à câmara reservatório. Todo este sentido de fluxo é realizado da seguinte forma: no sentido de compressão, a válvula base fecha-se e a válvula do pistão abre totalmente, fazendo com que o volume de óleo igual ao volume da haste que está entrando passe obrigatoriamente pelo canal existente entre a guia da haste e a extremidade superior do tudo de pressão, comprimindo assim o óleo existente no tubo

intermediário até a válvula de controle, cuja saída está interligada com a câmara reservatório; no sentido de extensão a válvula base abre totalmente e a válvula do pistão fecha, fazendo com que o óleo existente na câmara de extensão flua para o tubo intermediário e a diferença de volume na câmara de compressão seja preenchida pela admissão de óleo através da válvula base. A restrição da válvula é feita exatamente da mesma forma que no sentido de compressão. A figura 4.2 demonstra detalhadamente este conceito, conforme segue:

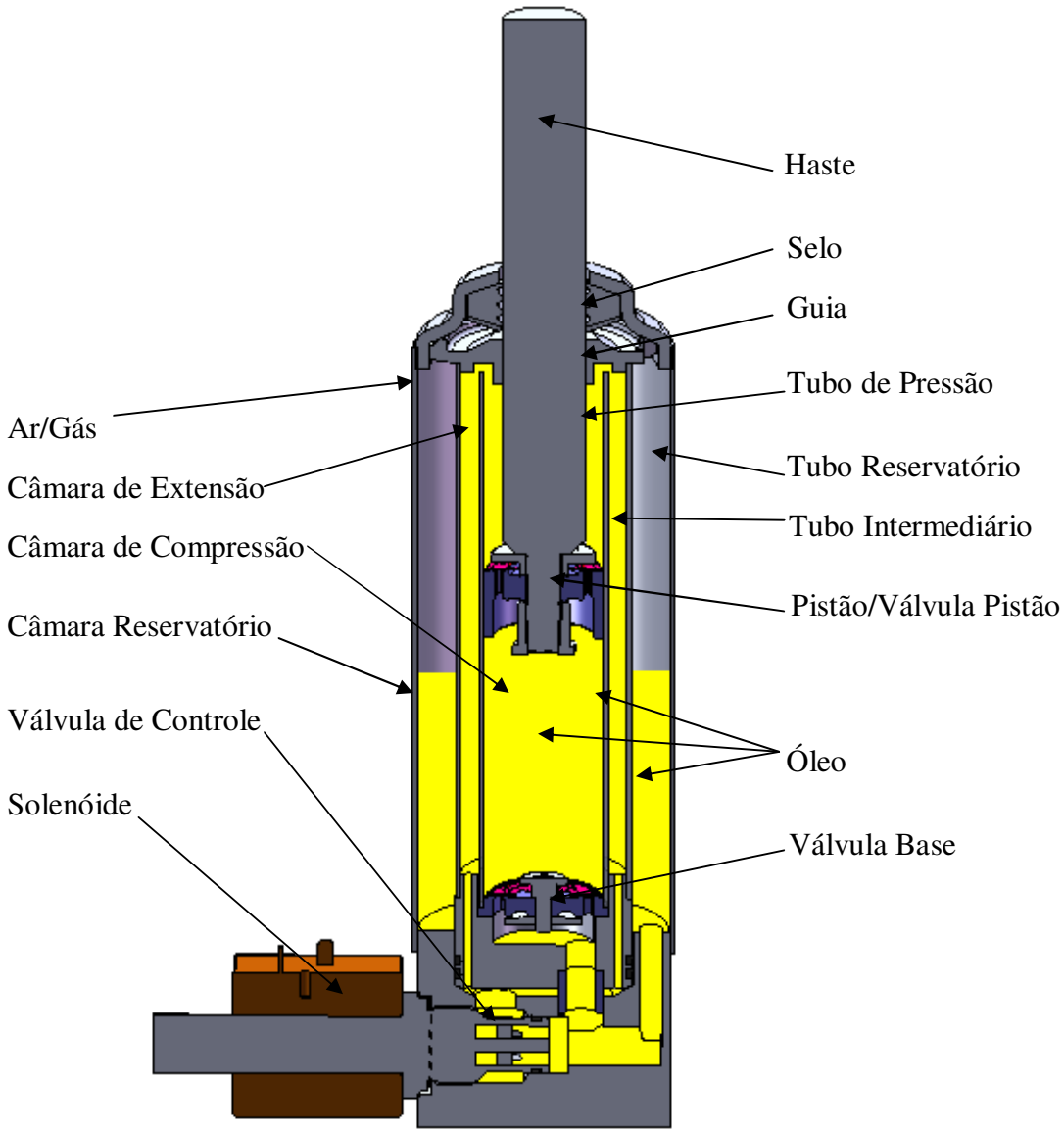


Figura 4.1 - Detalhamento interno do amortecedor parametrizável eletronicamente.

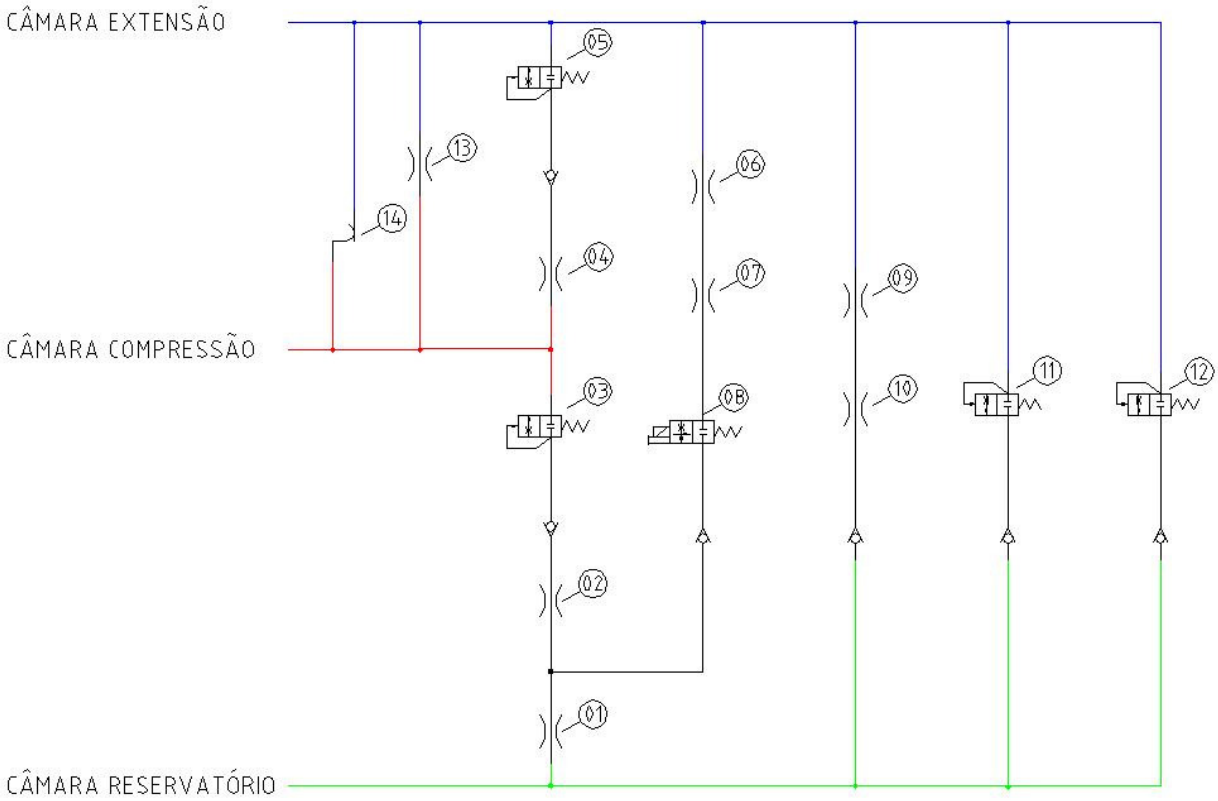


Figura 4.2 - Esquema hidráulico do amortecedor eletronicamente parametrizável.

Tabela 4.1 - Relação dos elementos das válvulas do amortecedor eletronicamente parametrizável.

Item #	Descrição
01	Restrição Interligação entre tubo reservatório e válvula base
02	Restrição admissão da válvula base
03	Válvula de admissão da válvula base
04	Restrição admissão do pistão
05	Válvula de admissão do pistão
06	Restrição interligação entre câmara de extensão e tubo intermediário
07	Restrição da base do tubo intermediário
08	Válvula de controle proporcional (fluxo)
09	Restrição Guia/Haste
10	Restrição do dreno de selo
11	Vazamento extremidade superior tubo intermediário
12	Vazamento extremidade inferior tubo intermediário
13	Vazamento lateral do pistão
14	Atrito do pistão

Obs.: O número dos itens correspondem ao modelo apresentado na figura 4.2

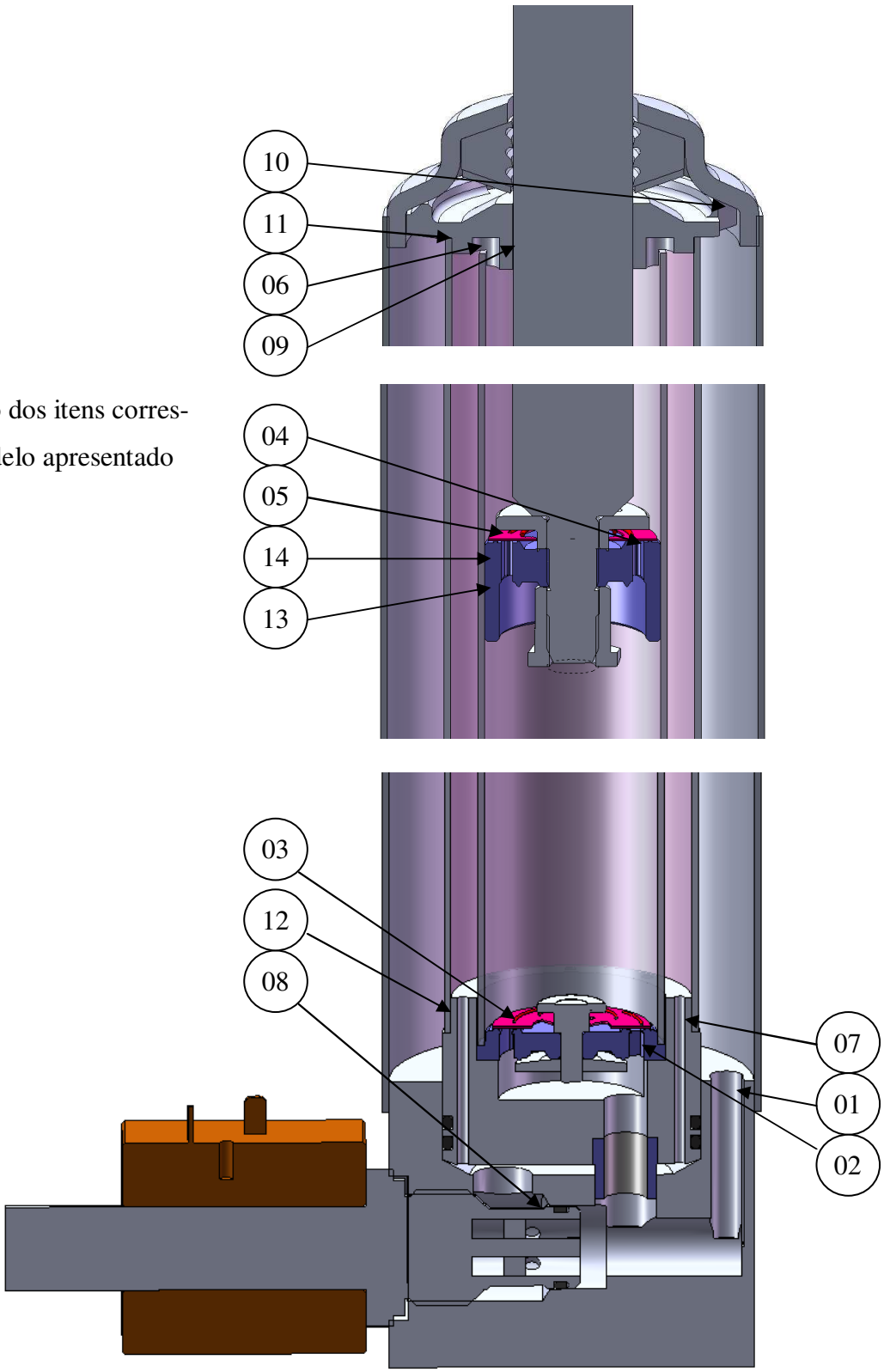


Figura 4.3 - Principais elementos internos no amortecedor eletronicamente parametrizável proposto

4.2) Modelo matemático proposto do amortecedor eletronicamente parametrizável

Para o modelo matemático do amortecedor semi-ativo, será utilizada a mesma abordagem utilizada por Purdy [42], porém este irá conter modificações nas atuações das válvulas 2 e 3, passando a ser válvulas unidirecionais e funcionando apenas como admissão. A força de amortecimento do sistema passa a ser exercida então pela válvula 1(fluxo unidirecional), tipo solenóide de controle de fluxo, conforme descrito anteriormente.

Um diagrama simples é proposto para melhor compreensão do modelo matemático, conforme ilustra a figura 4.4 abaixo:

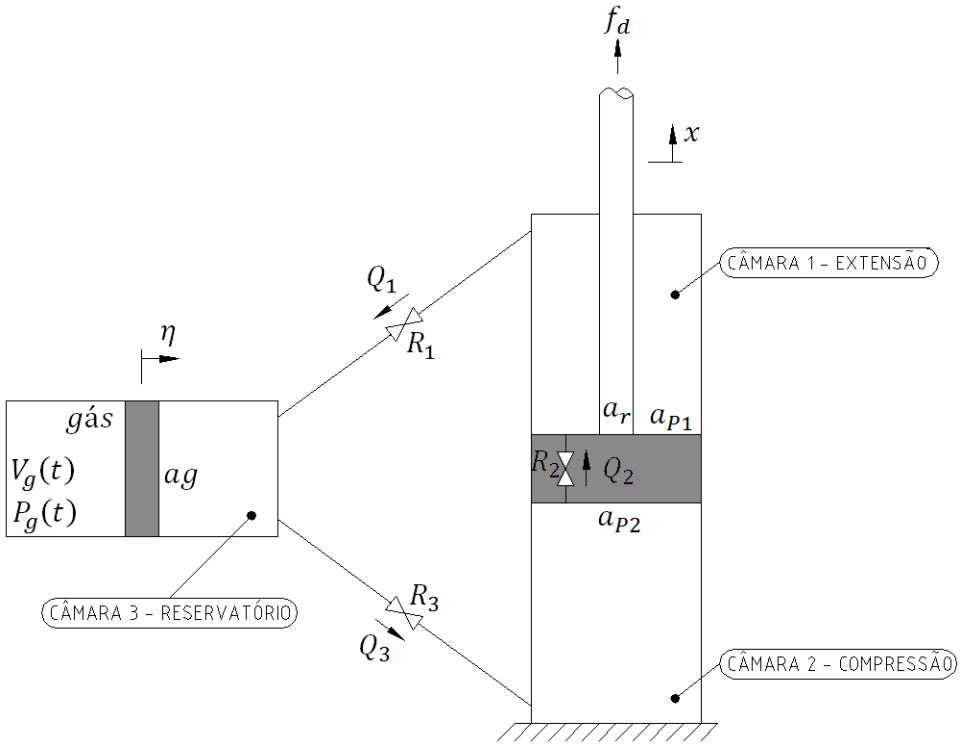


Figura 4.4 -Diagrama geral do modelo matemático proposto para o amortecedor eletronicamente parametrizável

4.2.1) Modelo do amortecedor eletronicamente parametrizável sem atrito

O modelo matemático do amortecedor eletronicamente parametrizável proposto será considerado o mesmo anteriormente aplicado ao amortecedor passivo (conforme menciona o item 3.2.1), porém considerando que as válvulas 2 e 3 (Q2 e Q3 respectivamente) sejam unidirecionais ideais e que todo o coeficiente de amortecimento será dado através da válvula 1 (Q1), os fluxos de massa através das três válvulas passam a ser:

$$\dot{m}_{v1} = \frac{\sqrt{P_1 - P_3}}{R_{m1}} \tag{4.2.1.1}$$

$$\dot{m}_{v2} = \begin{cases} \dfrac{P_2 - P_1}{R_{m2}}, & P_2 > P_1 \\ 0, & P_2 \leq P_1 \end{cases} \tag{4.2.1.2}$$

$$\dot{m}_{v3} = \begin{cases} \dfrac{P_3 - P_2}{R_{m3}}, & P_3 > P_2 \\ 0, & P_3 \leq P_2 \end{cases} \tag{4.2.1.3}$$

onde R_{m1}, R_{m2} e R_{m3} são os coeficientes do fluxo de massa para as válvulas.

A força de amortecimento f_d do amortecedor eletronicamente parametrizável, sem atrito, é dada por:

$$f_d = P_1 a_{P1} - P_2 a_{P2} \tag{4.2.1.4}$$

4.2.2) Modelamento de atrito do amortecedor eletronicamente parametrizável

A força de atrito para o amortecedor semi-ativo proposto será baseado no mesmo modelo apresentado no item 3.2.2 anterior, conforme proposto por Zubieta *et al* [32].

4.2.3) Modelamento do amortecedor eletronicamente parametrizável com atrito

Incorporando as características de atrito ao modelamento do amortecedor eletronicamente parametrizável resulta na seguinte equação:

$$f_d = P_1\alpha_{P1} - P_2\alpha_{P2} + f_r \qquad (4.2.3.1)$$

onde f_r é a força de atrito. O diagrama de blocos para o modelo do amortecedor semi-ativo com atrito é ilustrado na figura 4.5.

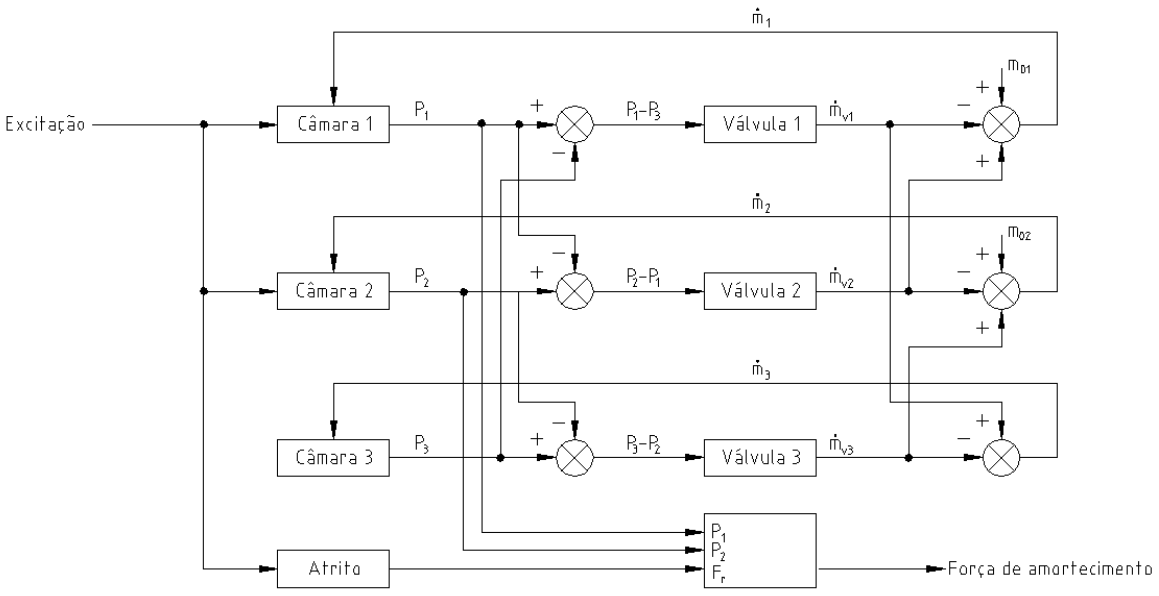


Figura 4.5 - Diagrama do amortecedor parametrizável proposto com atrito.

5) Caracterização Experimental

Um dos pontos em que o amortecedor passivo destaca-se em relação a certos tipos de tecnologias semi-ativas e ativas é o fato de poder ter a curva de amortecimento modelada e sintonizada manualmente de acordo com as necessidades do veículo. O amortecedor muitas vezes deve imprimir algumas características de conforto e dirigibilidade de acordo com o tipo de veículo o qual equipa e também por responder de acordo com os padrões de conforto de cada fabricante de veículo, sem que haja interferências de algoritmos e técnicas de controle e também devido à dificuldade destes modelos de controle em prever parâmetros subjetivos, tal como o conforto.

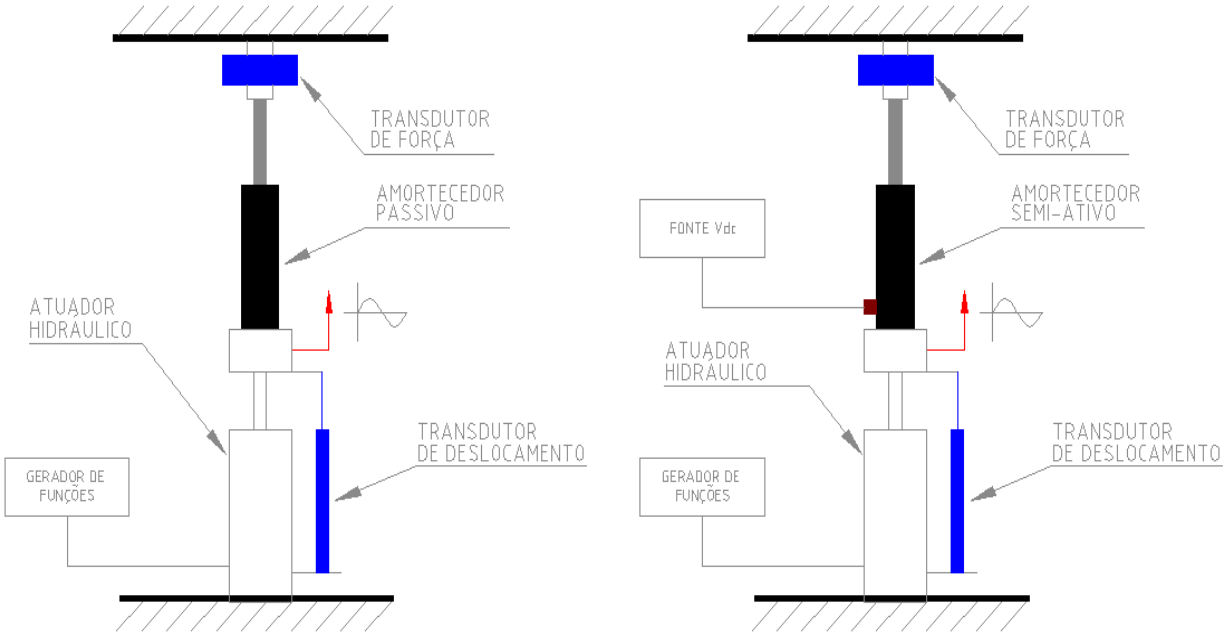
Como referência de coeficiente de amortecimento, o amortecedor eletronicamente parametrizável proposto neste trabalho visa reproduzir uma curva de amortecimento de um amortecedor passivo, sintonizada manualmente através de software, ou ainda reproduzir a mesma resposta gerada por um amortecedor passivo de referência, sendo que este último será considerado para o desenvolvimento do trabalho aqui descrito em função de viabilizar os estudos em laboratório, sem a necessidade de se obter um veículo para comprovação dos estudos aqui desenvolvidos.

Na sequência é apresentada a caracterização experimental de ambos os sistemas, sendo eles o amortecedor eletronicamente parametrizável proposto e o amortecedor passivo de referência, de forma a obter a curva de resposta de cada um para uma determinada faixa de atuação em relação à velocidade axial da suspensão. No caso do amortecedor eletronicamente parametrizável, mesmos processos de caracterização para toda a faixa de velocidades de excitação foram realizados para cada valor da tensão de alimentação[1] da válvula de controle,

[1] A tensão de alimentação aqui descrito também pode ser em função de corrente elétrica, dependendo da válvula solenóide utilizada.

abrangendo assim toda a faixa de coeficientes de amortecimento em função da abertura da válvula proporcional.

O processo de caracterização foi realizado com auxílio de atuador hidráulico e transdutores de força e deslocamento, conforme ilustra a figura 5.1. No caso (a) para o amortecedor passivo, foi utilizado apenas o atuador hidráulico e no caso (b) para o amortecedor semi-ativo, também foi utilizado uma fonte Vdc para o acionamento da válvula de controle proporcional de fluxo. Em ambos casos, o atuador hidráulico é operado através de gerador de funções específico, no qual os parâmetros de forma de onda e deslocamento da excitação axial foram programados conforme dados mencionados na tabela 5.1, detalhada posteriormente no item 5.2.1.



(a) *(b)*

Figura 5.1 - Layout do sistema de caracterização dos sistemas (a) passivo e (b) semi-ativo.

5.1) Obtenção do sinal de velocidade

O sinal de velocidade a ser utilizado no processo de caracterização do amortecedor eletronicamente parametrizável, assim como no amortecedor passivo de referência, deve ser obtido de forma relativa entre o corpo do amortecedor e a haste de atuação.

Como tentativa inicial, um transdutor de deslocamento relativo foi utilizado conforme ilustra a figura 5.2 a seguir, obtendo o deslocamento relativo entre as extremidades do amortecedor:

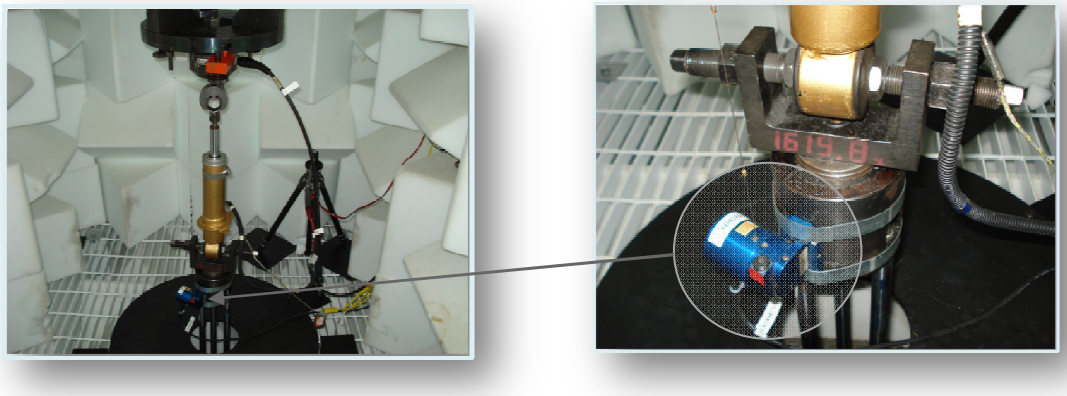


Figura 5.2 – Posicionamento do transdutor de deslocamento

Para obtenção do sinal de velocidade baseado no sinal do deslocamento obtido, a derivada do sinal em tempo discreto foi implementada, conforme segue:

$$v_N = \frac{S_N - S_{N-1}}{\frac{1}{F_S}} \ [mm/s] \qquad (5.1.1)$$

onde:

N = Número de amostras em tempo discretizado [adimensional];

v_N = Velocidade no instante N, valor expresso em [mm/s];

S_N = Deslocamento medido no instante N, valor expresso em [mm];

S_{N-1} = Deslocamento medido no instante anterior a N, valor expresso em [mm];

F_S = Frequência de amostragem [S/s] (neste caso utilizado $F_S = 1k[S/s]$.

O resultado da derivação do sinal de deslocamento foi obtido, porém alguns fatores decorrente do processo de discretização do sinal analógico realizada pelo sistema de aquisição de

dados, tal como máxima resolução do conversor analógico digital (neste caso, o ADC utilizado foi de 16 bits) somado à baixa resolução do sinal analógico de saída do transdutor de deslocamento, resultaram em um ruído de alta frequência sobreposto ao sinal de velocidade desejado, conforme ilustra a figura 5.3a. Com os resultados de velocidade obtidos, tal ruído foi considerado excessivo para a utilização no processo de caracterização, tanto na proposta do amortecedor parametrizável quanto no amortecedor passivo de referência, podendo levar a erros consideráveis na obtenção do resultado final. Como forma de contornar este problema e também levando-se em consideração o foco deste trabalho, onde a caracterização e os estudos baseiam-se em sinais de excitação harmônica (senoidal), o sinal de velocidade utilizado foi obtido teoricamente (figura 5.3b), com base na frequência e amplitude do sinal de excitação do amortecedor, conforme segue:

$$v_N = A * sen\left[\omega\left(\frac{1}{F_S}\right)N\Big|_{N=1}^{N=\frac{p*F_S}{Fe}}\right][mm/s] \qquad (5.1.2)$$

onde:

N = Número de amostras em tempo discretizado [adimensional];

v_N = Velocidade no instante N, valor expresso em [mm/s];

F_S = Frequência de amostragem [S/s] (neste caso utilizado $F_S = 1k[S/s]$;

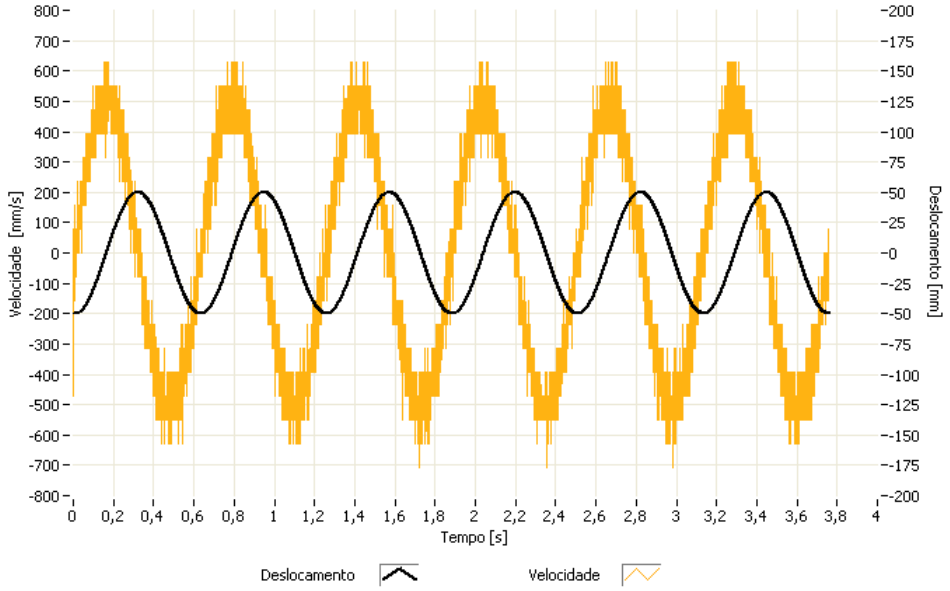
F_e = Frequência de excitação do amortecedor [Hz];

p = Número de períodos ou quantidade de ciclos a ser medido;

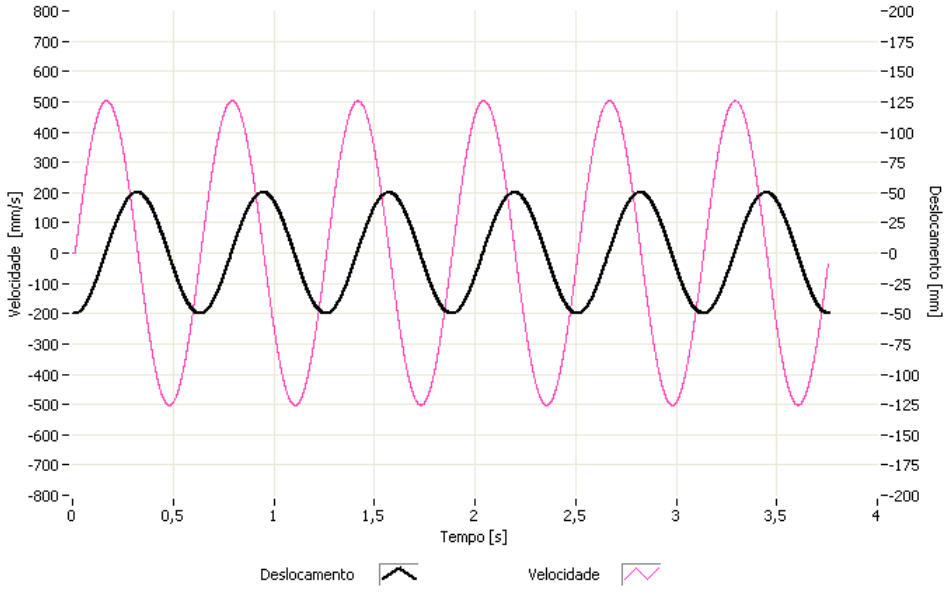
ω = velocidade angular, sendo que $\omega = 2 * \pi * F_e$ [rad/s];

A = Amplitude de pico no deslocamento [mm].

O resultado de velocidade, obtido teoricamente, não apresentou o ruído anteriormente gerado pela derivação do sinal do transdutor de deslocamento, conforme ilustra a figura 5.3 (a) e (b), podendo este ser utilizado na sequência das medições de caracterização dos amortecedores eletronicamente parametrizáveis e o passivo de referência.



(a)



(b)

Figura 5.3 – (a) Sinal de velocidade obtido através de derivada numérica do sinal do transdutor de deslocamento e (b) através de cálculo teórico (derivada analítica).

5.2) Caracterização do amortecedor eletronicamente parametrizável

A caracterização do amortecedor eletronicamente parametrizável foi realizada de forma a obter a força de ação do amortecedor em função do coeficiente de amortecimento C para uma dada velocidade $\dot{x}$, a partir da alimentação elétrica u da válvula proporcional de fluxo, conforme a equação:

$$F = C(u).\dot{x} \tag{5.2.1}$$

A partir deste modelo, o mapeamento de atuação da válvula foi obtido com base na medição da força durante um único ciclo de atuação senoidal até atingir a velocidade de pico desejada, conforme ilustra a figura 5.4. Para atingir a velocidade de pico desejada, durante a excitação senoidal o amortecedor sofre um processo de aceleração, passando assim através das demais velocidades antecedentes à desejada, seguido do processo inverso no ciclo de desaceleração. Tanto no processo de aceleração quanto na desaceleração, os valores de força e velocidade foram medidos em passos definidos, conforme mencionado posteriormente no item 5.2.1.

Com base neste tipo de medição, cada passo de tensão de atuação da válvula requer uma matriz de valores de força e velocidade, sendo:

$$[F(u)] = [\{C(u)\} \quad \{\dot{x}\}] \tag{5.2.2}$$

onde $F(u)$ é a força obtida para cada tensão de alimentação u da válvula, C é o coeficiente de amortecimento característico do amortecedor para a tensão de alimentação u e $\dot{x}$ é a velocidade na excitação senoidal.

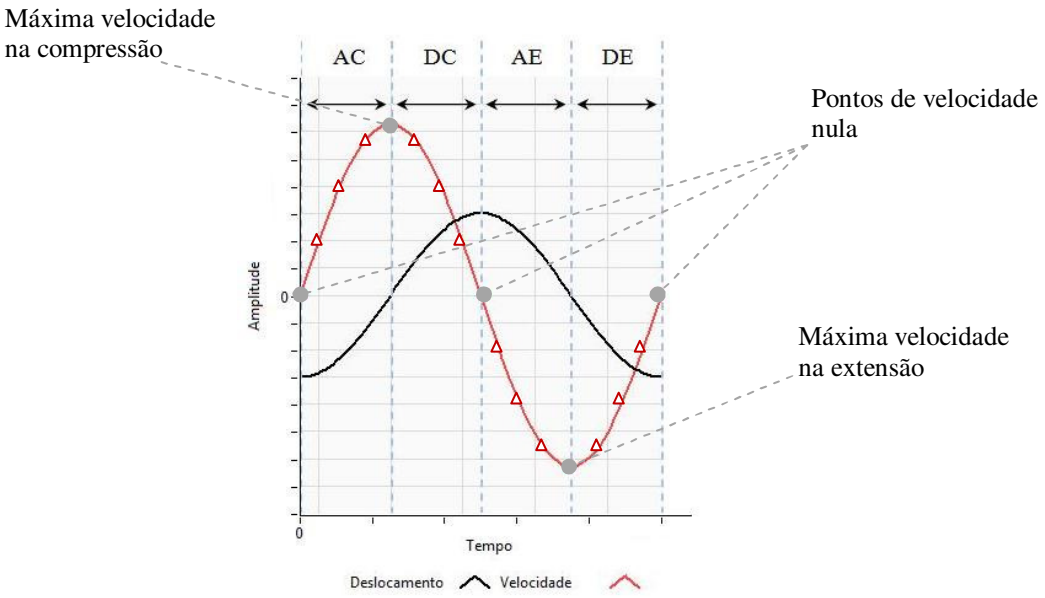


Figura 5.4 - Caracterização com base na medição de um único ciclo.

5.2.1) Proposta de amortecedor eletronicamente parametrizável utilizando válvula controladora de fluxo comercialmente disponível (tipo cartucho)

O protótipo de amortecedor eletronicamente parametrizável inicialmente foi elaborado com válvula controladora de fluxo proporcional ao comando elétrico de alimentação da solenóide da válvula. O objetivo principal desta proposta foi o de analisar o funcionamento deste tipo de válvula quando aplicada à suspensão automotiva, cuja válvula possui baixo custo e pode ser facilmente adquirida comercialmente[2].

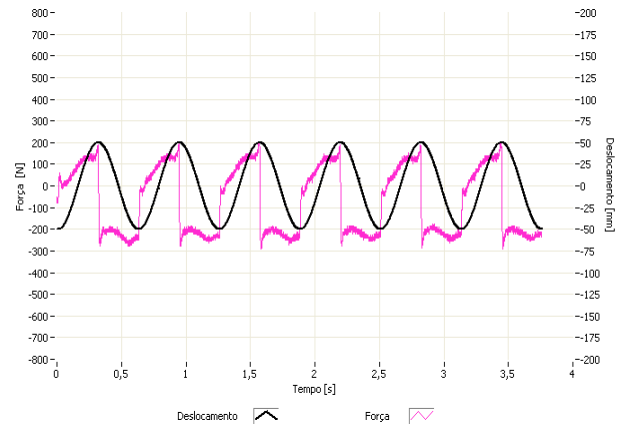
As condições de tensão e velocidade de medição são mencionadas na tabela 5.1, conforme segue:

[2] Para os trabalhos realizados foi utilizado a válvula na configuração NF em função de ser a mais comum de se encontrar comercialmente.

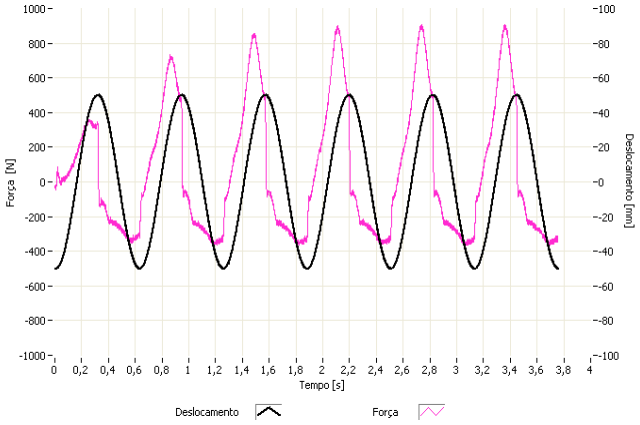
Tabela 5.1 – Parâmetros de tensão e velocidade de caracterização do amortecedor eletronicamente parametrizável proposto

Parâmetros de Caracterização				
Forma de onda:	Senoidal		Curso:	± 50mm
			Frequência	1,60Hz
	Unidade	Valor mínimo	Valor máximo	Passo
Tensão da válvula	V	5,0	24,0	0,1
Velocidade	mm/s	-500,0	500,0	5,0

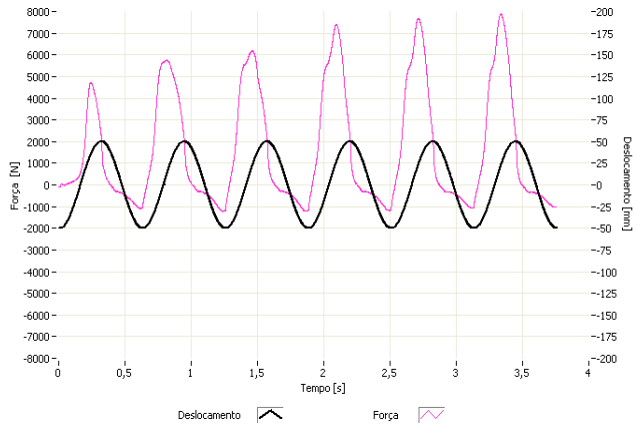
A fim de confirmar a confiabilidade de resposta da válvula de controle de fluxo proporcional obtida comercialmente, antes do processo de caracterização geral da válvula foram analisadas algumas excitações distintas dentre a faixa de atuação da mesma, neste caso utilizando-se as tensões de 20, 15 e 10Vdc respectivamente, conforme ilustra a figura 5.5.



(a)



(b)



(c)

Figura 5.5 - Resposta do amortecedor com válvula controladora de fluxo proporcional disponível comercialmente, submetida às condições de excitação analógico regulado (a) 20Vdc, (b) 15Vdc e (c) 10Vdc.

A proposta de amortecedor com válvula controladora de fluxo proporcional disponível comercialmente obteve uma resposta da força de amortecimento variando em função do tempo quando submetido a uma sequência de ciclos de excitação em uma mesma condição harmônica, não havendo confiabilidade e repetibilidade na resposta de força do amortecedor. Como uma segunda alternativa, uma breve alteração na eletrônica de comando da válvula (Anexo A.1) foi possível realizar o comando através de modulação por largura de pulso (PWM), cujos resultados passaram a ser conforme ilustra a figura 5.6.

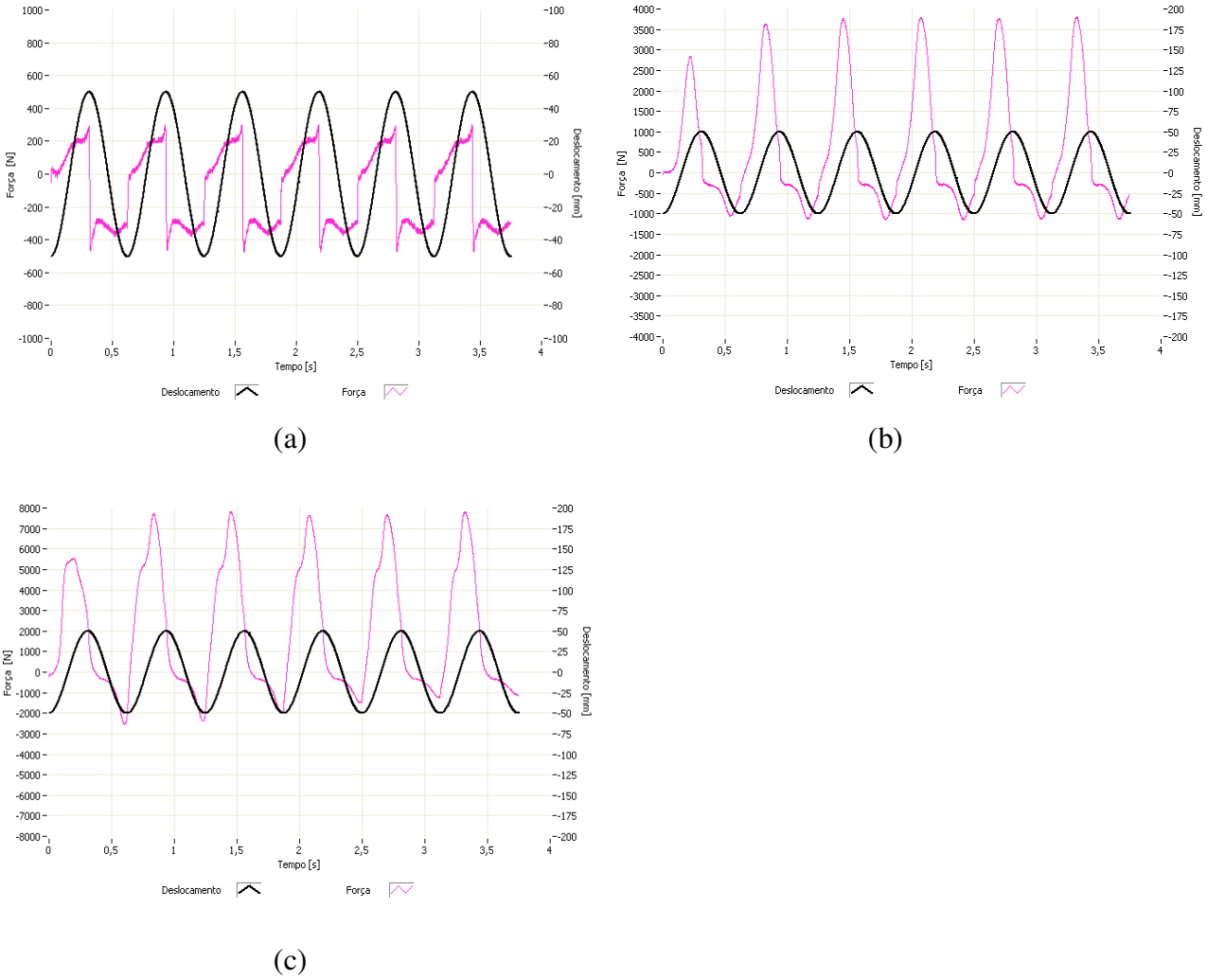


Figura 5.6 - Resposta do amortecedor com válvula controladora de fluxo proporcional disponível comercialmente, submetida às condições de excitação PWM (a) 20Vdc, (b) 15Vdc e (c) 10Vdc.

Nota-se que na excitação tipo PWM trouxe considerável melhora na resposta da válvula disponível comercialmente, fazendo com que esta realizasse a comutação de forma mais rápida em relação ao comando da válvula tipo analógico regulado. Porém, para ambas excitações, nota-se que não há uma estabilidade em relação à força de amortecimento entre os ciclos de atuação do amortecedor, evidenciando que a válvula necessita de um tempo maior para realizar a total comutação[3]. Mesmo a excitação tipo PWM não foi suficiente para eliminar ou atenuar esta falha. Considerando que tal estabilidade é um fator importante ao estudo apresentado neste trabalho, a proposta do amortecedor eletronicamente parametrizável utilizando válvula controladora de fluxo proporcional disponível comercialmente foi desconsiderada.

5.2.2) Proposta de amortecedor eletronicamente parametrizável utilizando válvula controladora de fluxo desenvolvida para amortecedores semi-ativos

Uma segunda proposta de amortecedor eletronicamente parametrizável foi obtida através da utilização de válvula controladora de fluxo proporcional, desenvolvida especificamente para amortecedores semi-ativos disponíveis comercialmente[4], cujo comando elétrico é efetuado em corrente elétrica.

As condições de corrente e velocidade de medição são mencionadas na tabela 5.2, conforme segue:

[3] Para os testes de comutação e análise da resposta da válvula controladora de fluxo disponível comercialmente foi utilizado um total de 6 ciclos senoidais com frequência fixa;
[4] Válvula controladora de fluxo cedida como cortesia pela Tenneco Automotive Corporation, divisão Monroe de Amortecedores.

Tabela 5.2 - Parâmetros de corrente e velocidade de caracterização do amortecedor eletronicamente parametrizável, utilizando válvula controladora de fluxo desenvolvida para amortecedores semi-ativos.

Parâmetros de Caracterização				
Forma de onda:	Senoidal		Curso:	± 50mm
			Frequência	1,00Hz
	Unidade	Valor mínimo	Valor máximo	Passo
Tensão da válvula	Adc	0,20	1,60	0,025
Velocidade	mm/s	-314,0	314,0	5,0

A fim de confirmar a confiabilidade de resposta da válvula de controle de fluxo proporcional desenvolvida para amortecedores semi-ativos, antes do processo de caracterização geral da válvula forram analisadas algumas excitações distintas dentre a faixa de atuação da mesma, neste caso utilizando-se as corrente de 0,2Adc, 0,8Adc e 1,6Adc respectivamente, conforme segue na figura 5.7.

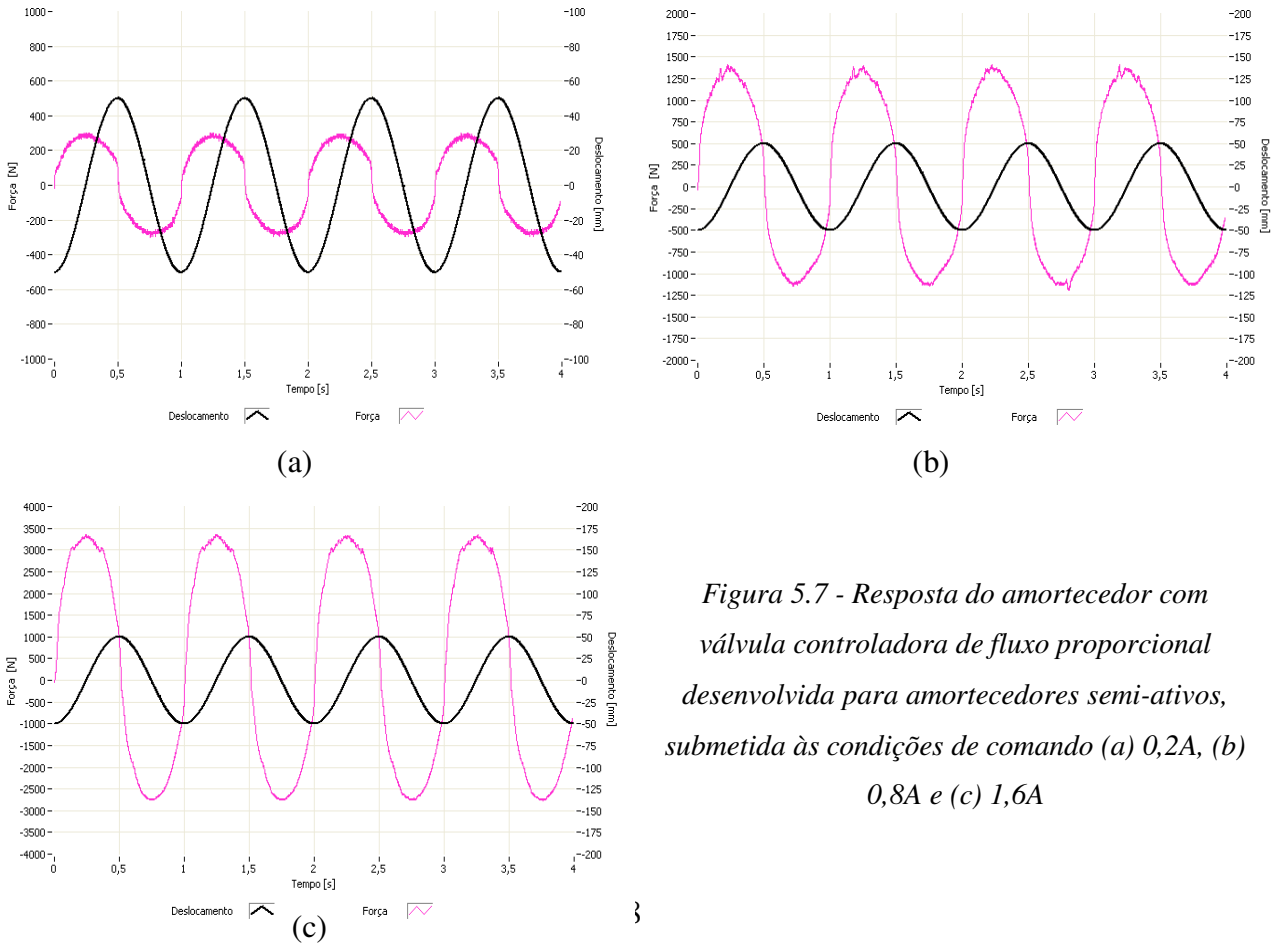


Figura 5.7 - Resposta do amortecedor com válvula controladora de fluxo proporcional desenvolvida para amortecedores semi-ativos, submetida às condições de comando (a) 0,2A, (b) 0,8A e (c) 1,6A

Mediante análise da figura 5.7, a proposta de amortecedor com válvula controladora de fluxo desenvolvida para amortecedor semi-ativo demonstrou-se confiável, cuja resposta de força de amortecimento em função do tempo teve comportamento constante para todos os ciclos de excitação aplicados. Mediante a análise prévia de repetibilidade da resposta da válvula, a caracterização completa foi realizada e obteve-se o gráfico 3D de resposta do amortecedor eletronicamente parametrizável, sendo este em função do comando em corrente elétrica da válvula proporcional, da velocidade e da força obtida, conforme figura 5.8. Para cada condição de medição, um total de 4 ciclos senoidais foram utilizados na medição, e a média aritmética da força obtida para cada passo de velocidade entre cada ciclo foi utilizado.

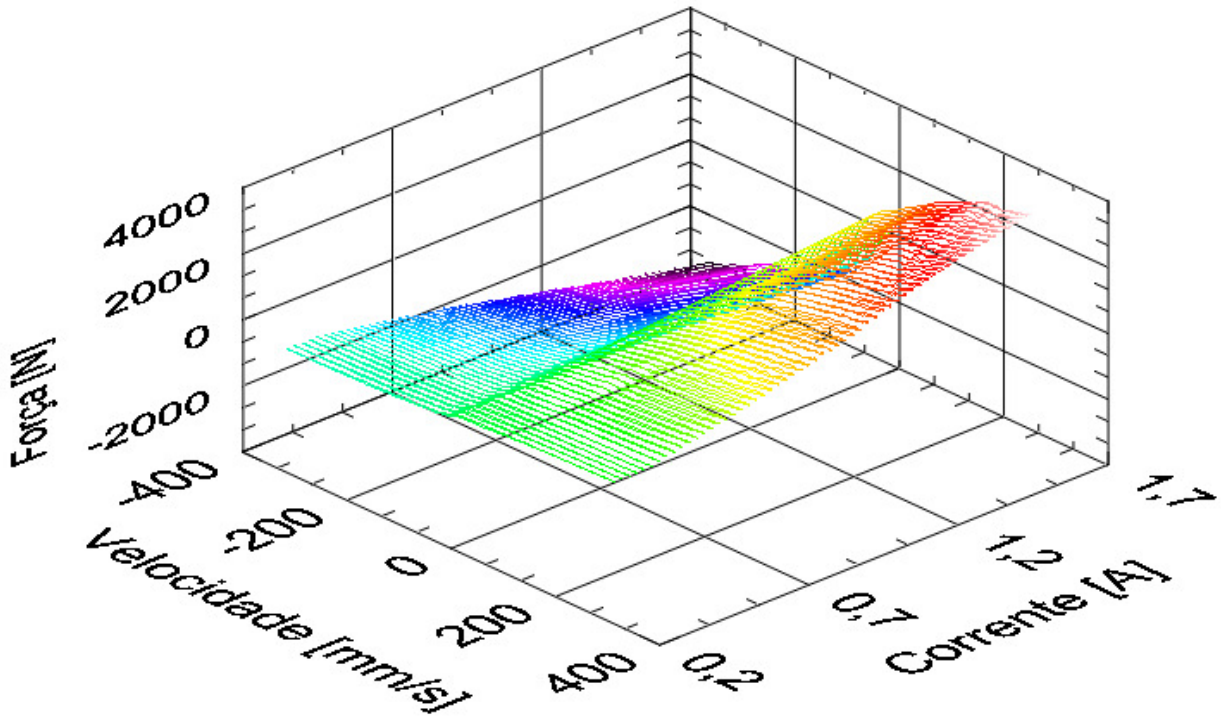


Figura 5.8 - Gráfico de caracterização do amortecedor eletronicamente parametrizável.

Dentre cada medição em velocidade, não linearidades internas do projeto do amortecedor semi-ativo e também pela diferença de fluxo de óleo submetido ao controle da válvula para os

sentidos de extensão e compressão serem diferentes em função da diferença de área do pistão e do volume da haste para ambos sentidos, as forças para uma dada velocidade no processo de aceleração e desaceleração não são exatamente iguais, acarretando à histerese de resposta do sistema, ilustrado pela figura 5.9, conforme segue:

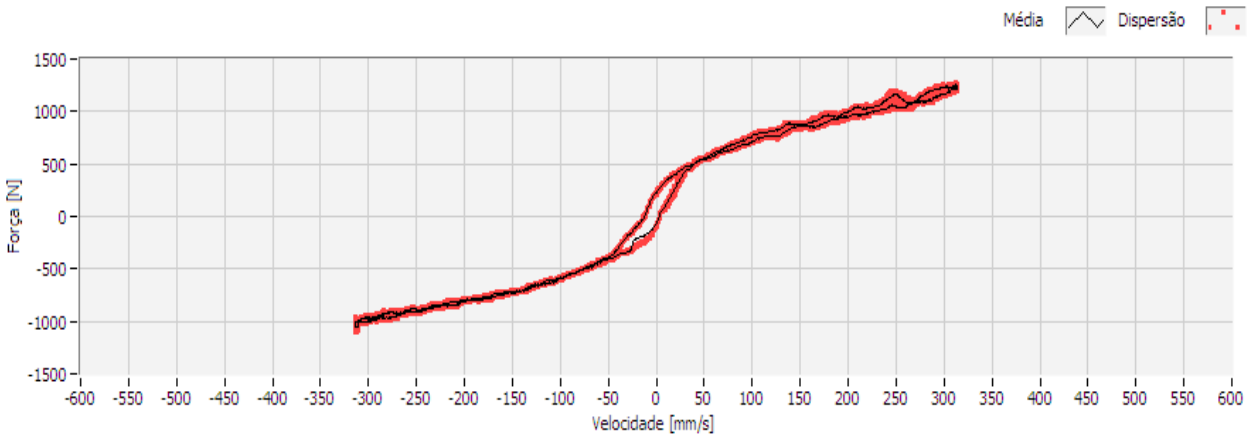


Figura 5.9 - Histerese característica em função de não-linearidades internas do amortecedor eletronicamente parametrizável proposto.

Para uma melhor resposta do algoritmo de comando, para contornar o problema de histerese do sistema, faz-se necessário discernir na caracterização do amortecedor eletronicamente parametrizável os seguintes estágios:

- Aceleração no sentido de extensão;
- Desaceleração no sentido de extensão;
- Aceleração no sentido de compressão;
- Desaceleração no sentido de compressão.

Estes pontos foram extraídos da caracterização geral do sistema, onde as velocidades positivas foram classificadas como extensão e as velocidades negativas como compressão. Em relação à aceleração e desaceleração de cada fase, entende-se como aceleração como sendo o percurso até que se atinja a máxima velocidade (de compressão ou extensão), sendo a desaceleração o percurso inverso até que a velocidade seja nula (igual a zero). A figura 5.10 ilustra a divisão entre os estágios, conforme segue:

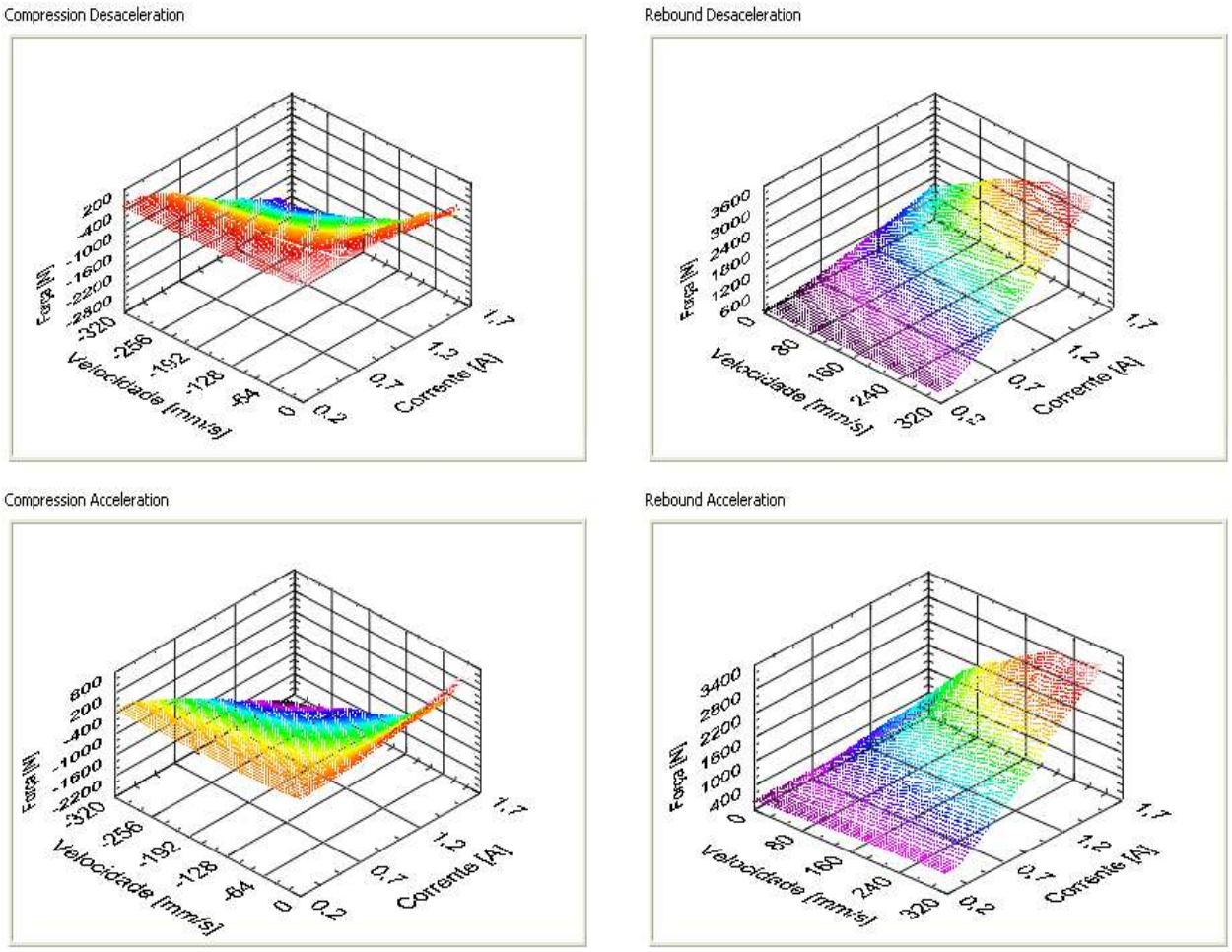


Figura 5.10 - Caracterização do amortecedor eletronicamente parametrizável, dividido entre aceleração e desaceleração para os ciclos de extensão e compressão.

5.3) Amortecedor Passivo de Referência

A caracterização do amortecedor passivo, assim como no eletronicamente parametrizável, foi realizada de forma a obter a força de ação do amortecedor em função do coeficiente de amortecimento C para uma dada velocidade $\dot{x}$, porém sem depender da tensão de alimentação da válvula solenóide, conforme segue:

$$F = C\dot{x} \tag{5.3.1}$$

A fim de se obter uma curva de referência, a medição da força em função das velocidades de atuação também seguiram o modelo de medição a partir de um único ciclo de atuação senoidal até atingir a máxima velocidade desejada, obtendo o mapeamento de atuação do amortecedor passivo. Para atingir a velocidade de pico desejada, durante a excitação senoidal o amortecedor sofre um processo de aceleração, passando assim através das demais velocidades antecedentes à desejada, seguido do processo inverso no ciclo de desaceleração. Tanto no processo de aceleração quanto na desaceleração, os valores de força e velocidade foram medidos em passos definidos, conforme ilustra a tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Parâmetros de caracterização do amortecedor passivo.

Parâmetros de Caracterização				
Forma de onda:	Senoidal		Curso:	± 50mm
			Frequência	1,00Hz
	Unidade	Valor Inicial	Valor Final	Passo
Velocidade	mm/s	-314,0	314,0	5,0

Com base neste tipo de medição, cada passo de velocidade aplicada resulta em uma matriz com valores de força e velocidade, sendo:

$$[F]_{(\dot{X})} = [\{C\dot{x}\} \quad \{\dot{x}\}] \tag{5.3.2}$$

onde $[F]_{(\dot{X})}$ é a força obtida para cada velocidade $\dot{x}$ e C é o coeficiente de amortecimento característico do amortecedor na velocidade $\dot{x}$ na excitação senoidal.

A partir destas medições, foram obtidos os gráficos de força em função da velocidade e força em função do deslocamento, conforme figura 5.11.

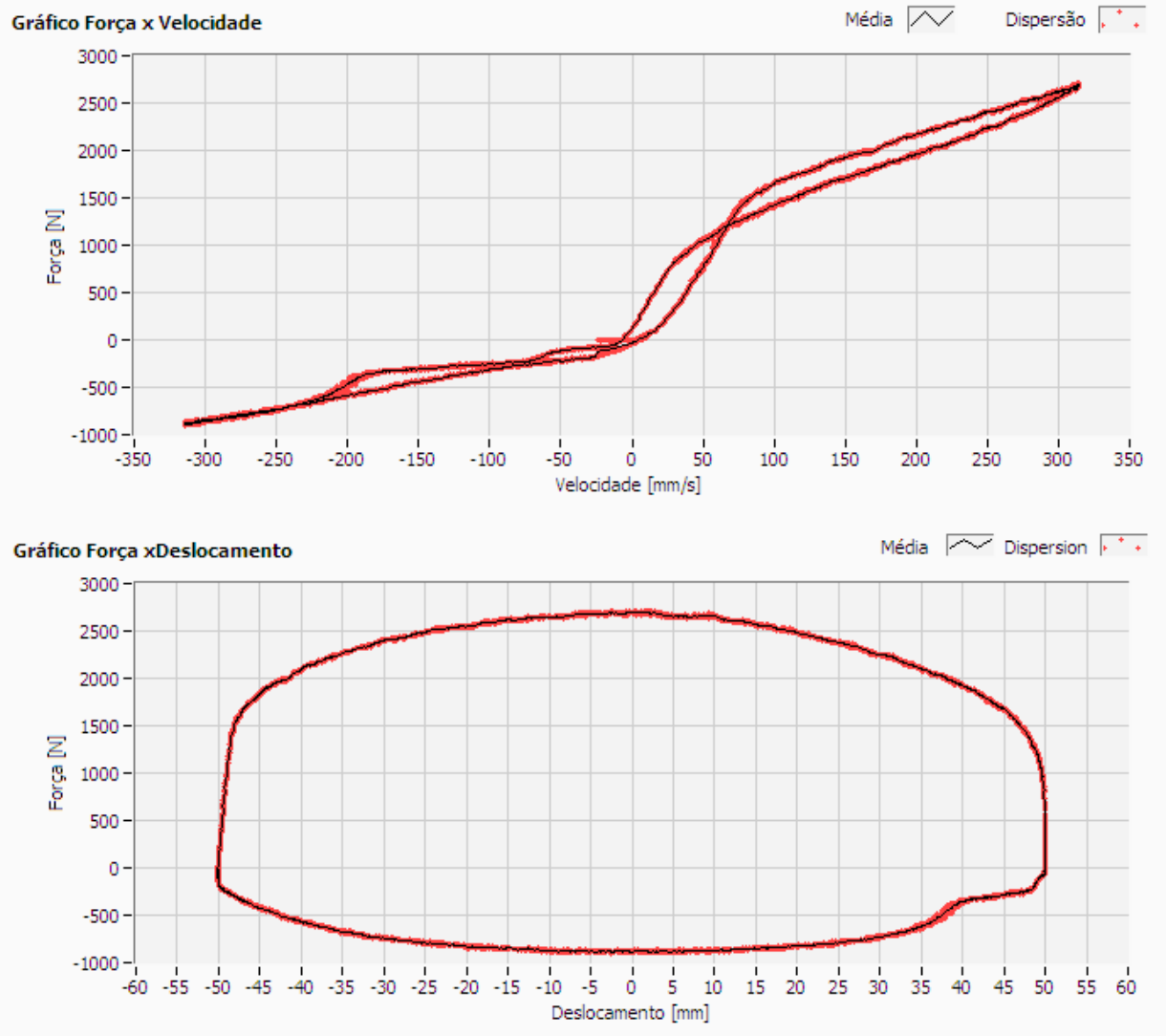


Figura 5.11 - Caracterização do amortecedor passivo, expresso através do gráfico de força x velocidade e força x deslocamento.

Para uma melhor decomposição dos resultados e melhor correlação com a caracterização do amortecedor semi-ativo, a caracterização do amortecedor passivo de referência também foi dividida nos mesmos estágios (figura 5.12), sendo:

- Aceleração no sentido de extensão;
- Desaceleração no sentido de extensão;
- Aceleração no sentido de compressão;
- Desaceleração no sentido de compressão.

Estes pontos foram extraídos da caracterização geral do sistema passivo, onde as velocidades positivas foram classificadas como extensão e as velocidades negativas como compressão. Em relação à aceleração e desaceleração de cada fase, entende-se como aceleração como sendo o percurso até que se atinja a máxima velocidade (de compressão ou extensão), sendo a desaceleração o percurso inverso até que a velocidade seja nula (igual a zero).

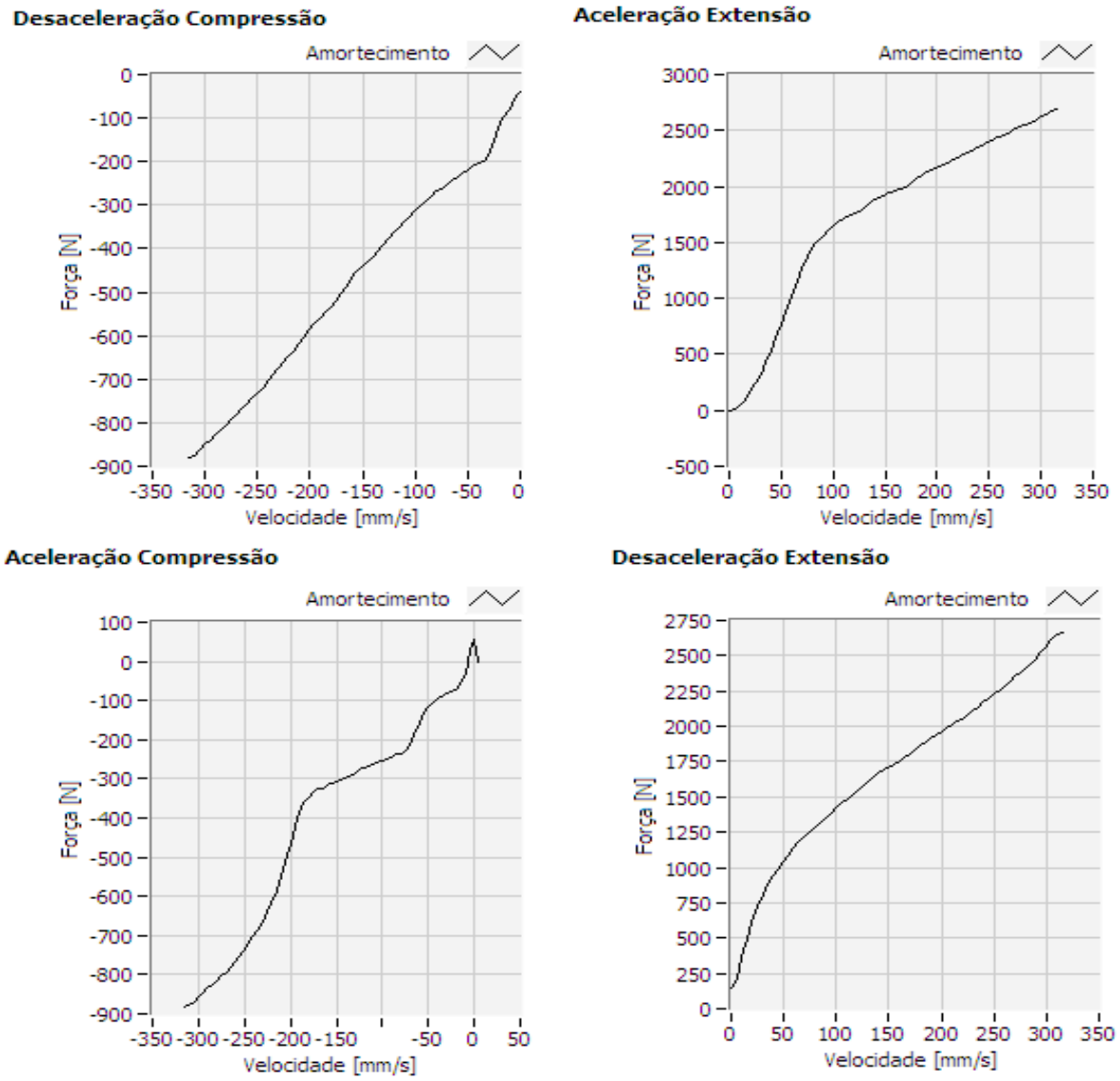


Figura 5.12 - Caracterização do amortecedor passivo, dividido entre os estágios de aceleração e desaceleração para os ciclos de extensão e compressão.

5.4) Algoritmo de processamento e geração do sinal de comando proposto ao amortecedor parametrizável eletronicamente

Após a obtenção da caracterização de ambos amortecedores, sendo o amortecedor eletronicamente parametrizável e o amortecedor passivo de referência, os dados medidos foram agrupados dentre as matrizes $[CP]$ para o amortecedor parametrizável e $[CR]$ para o amortecedor de referência. Nota-se que a matriz do amortecedor parametrizável possui uma dimensão a mais, sendo esta justamente a corrente de comando da válvula solenóide durante o processo de caracterização para a obtenção de uma força de amortecimento em função de uma velocidade de excitação específica. Desta forma temos que

$$[CP] = [\{F_p\}\{V_p\}\{I_p\}] \tag{5.4.1}$$

onde F_p é a força obtida para um determinado V_p e I_p A matriz de caracterização $[CR]_{(F,V)}$ do amortecedor de referência pode ser expressa por:

$$[CR] = [\{F_r\}\{V_r\}] \tag{5.4.2}$$

Conforme mencionado anteriormente, a aquisição do sinal de velocidade foi discretizado em passos constantes (neste caso iguais a 5mm/s), em ambas caracterizações dos amortecedores. Sendo assim podemos assumir que:

$$\{V_r\} = \{V_p\} \quad para\ valor\ de\ I\ qualquer \tag{5.4.3}$$

Após a obtenção das matrizes de caracterização respectiva para cada amortecedor, a forma proposta para que o amortecedor parametrizável possa responder o mais próximo possível em relação às forças de amortecimento obtidas através do amortecedor de referência é através da elaboração da matriz de comando $[D]$, onde para cada velocidade V_d há uma corrente elétrica I_d específica para gerar a força de amortecimento desejada F_r. Sendo assim, temos que:

$$[D] \quad = [\{V_d\} \quad \{I_d\}] \tag{5.4.4}$$

onde :

$$\{V_r\} = \{V_p\} = \{V_d\} \quad para\ valor\ de\ I\ qualquer \tag{5.4.5}$$

Para a obtenção de $\{V_d\}$ e $\{I_d\}$ temos que, para $j = 1$, repete-se:

$$V_d(j) = V_r(j) \tag{5.4.6}$$

$$I_d(j) = I_p\ para\ |F_p - F_r| mínimo \tag{5.4.7}$$

Para a obtenção de I_d durante o funcionamento do amortecedor eletronicamente parametrizável, temos:

$$V_{teste} = D(j, 1) \tag{5.4.8}$$

$$Selecionar\ j\ para\ |V_j - V_{teste}| mínimo \tag{5.4.9}$$

$$I_d = D_{(j,2)} \tag{5.4.10}$$

Conforme mencionado anteriormente, a fim de evitar a histerese característica do amortecedor parametrizável, as caracterizações tanto do amortecedor parametrizável quanto do amortecedor de referência foram divididas em quatro partes distintas, sendo:

- Aceleração no sentido de extensão;
- Desaceleração no sentido de extensão;
- Aceleração no sentido de compressão;
- Desaceleração no sentido de compressão.

Desta forma, uma matriz de caracterização do amortecedor parametrizável $[CP]_{(IxFxV)}$ foi obtida para cada condição, obtendo-se $[CP_{AE}]_{(V,I,F)}$, $[CP_{DE}]_{(V,I,F)}$, $[CP_{AC}]_{(V,I,F)}$ e $[CP_{DC}]_{(V,I,F)}$, para o amortecedor de referência obtiveram-se $[CR_{AE}]_{(V,F)}$, $[CR_{DE}]_{(V,F)}$, $[CR_{AC}]_{(V,F)}$ e $[CR_{DC}]_{(V,F)}$ e finalmente a matriz de comando $[D]_{(VxI)}$ foi obtida para cada condição, denominando-se $[D_{AE}]_{(V,I)}$, $[D_{DE}]_{(V,I)}$, $[D_{AC}]_{(V,I)}$ e $[D_{DC}]_{(V,I)}$ respectivamente. A previsão de resposta do sistema pode ser obtida plotando-se as matrizes de comando juntamente com as respectivas matrizes do amortecedor de referência, conforme ilustra a figura 5.13.

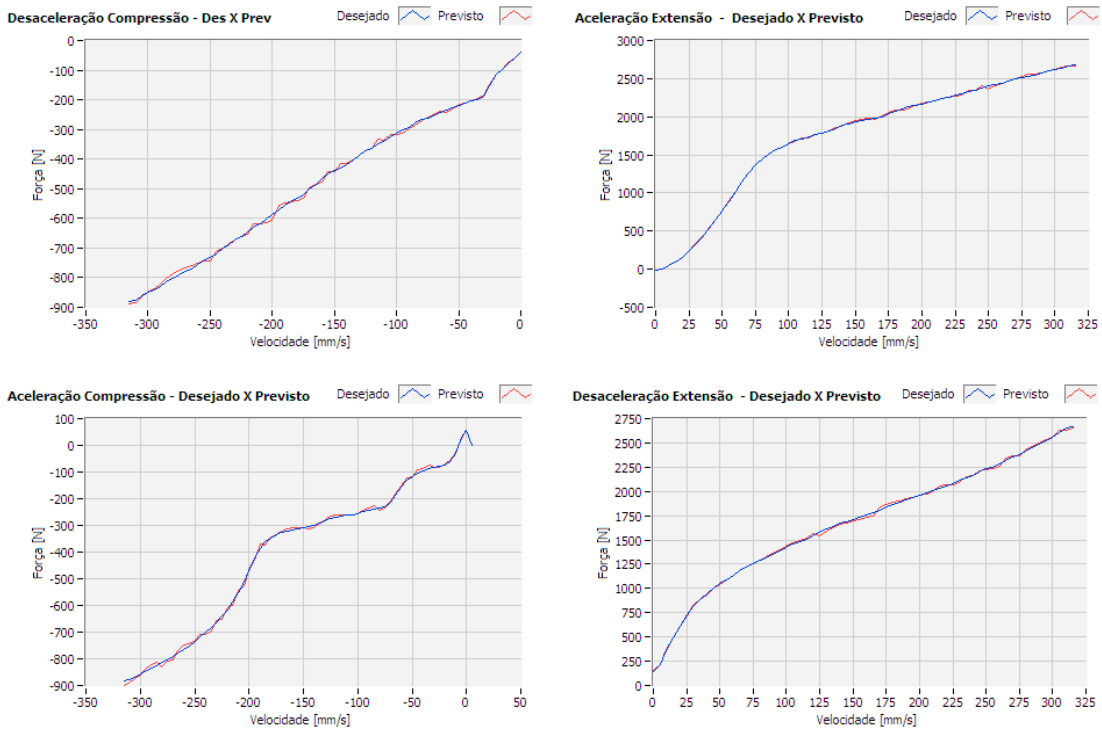


Figura 5.13 – Previsão de resposta do amortecedor eletronicamente parametrizável, dividido entre os estágios de aceleração e desaceleração para os ciclos de extensão e compressão.

Após a obtenção do vetor de comando $[D]_{(V,I)}$ para cada condição, é necessário que o valor de velocidade logo após a discretização seja identificado em relação ao tipo de atuação a que pertence, ou seja, o devido reconhecimento entre estágios de aceleração e desaceleração para os ciclos de extensão e compressão que o amortecedor parametrizável se encontra, conforme segue:

Se:

$$v_N \geq 0 \begin{cases} v_N \geq v_{N-1} \Rightarrow v_{N_{AE}} \\ v_N < v_{N-1} \Rightarrow v_{N_{DE}} \end{cases} \tag{5.4.11}$$

$$v_N \leq 0 \begin{cases} v_N \geq v_{N-1} \Rightarrow v_{N_{DC}} \\ v_N < v_{N-1} \Rightarrow v_{N_{AC}} \end{cases} \tag{5.4.12}$$

Após a correta identificação de v_N, entre $v_{N_{AE}}$, $v_{N_{DE}}$, $v_{N_{AC}}$ e $v_{N_{DC}}$, a respectiva matriz de comando para cada condição será a responsável por conter a informação da corrente elétrica a ser aplicada na válvula, sendo:

$$\begin{aligned} v_{N_{AE}} &\Rightarrow [D_{AE}]_{(V,I)}; \\ v_{N_{DE}} &\Rightarrow [D_{DE}]_{(V,I)}; \\ v_{N_{AC}} &\Rightarrow [D_{AC}]_{(V,I)}; \\ v_{N_{DC}} &\Rightarrow [D_{DC}]_{(V,I)} \end{aligned} \tag{5.4.13}$$

O diagrama de blocos para visualização geral da estrutura do algoritmo de comando pode ser representado conforme segue:

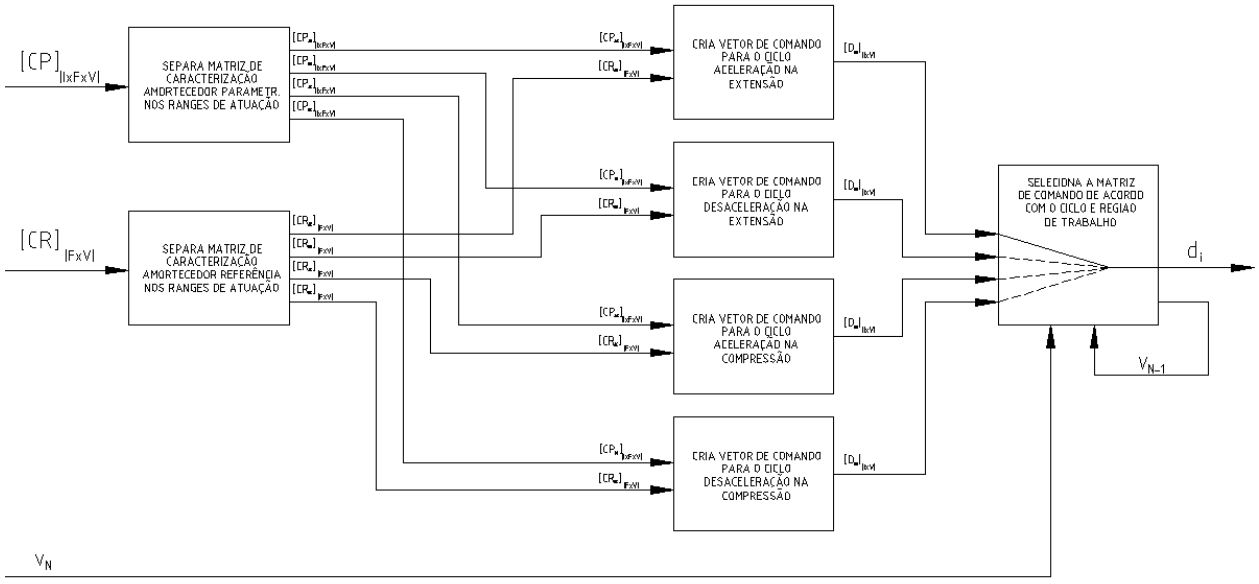


Figura 5.14 – Diagrama de blocos do processamento do algoritmo de comando do amortecedor parametrizável.

Como forma de viabilizar a implementação do algoritmo de comando descrito anteriormente, foi utilizada a ferramenta de aquisição e processamento de dados e sinais LabVIEW, da National Instruments, cujo algoritmo desenvolvido é apresentado no Anexo A.2 deste trabalho.

6) Resultados Experimentais

Após a obtenção dos vetores de comando $[D]_{(VxI)}$, a verificação final dos resultados pode ser obtida através de sistema específico para esta finalidade, conforme layout ilustrado na figura 6.1.

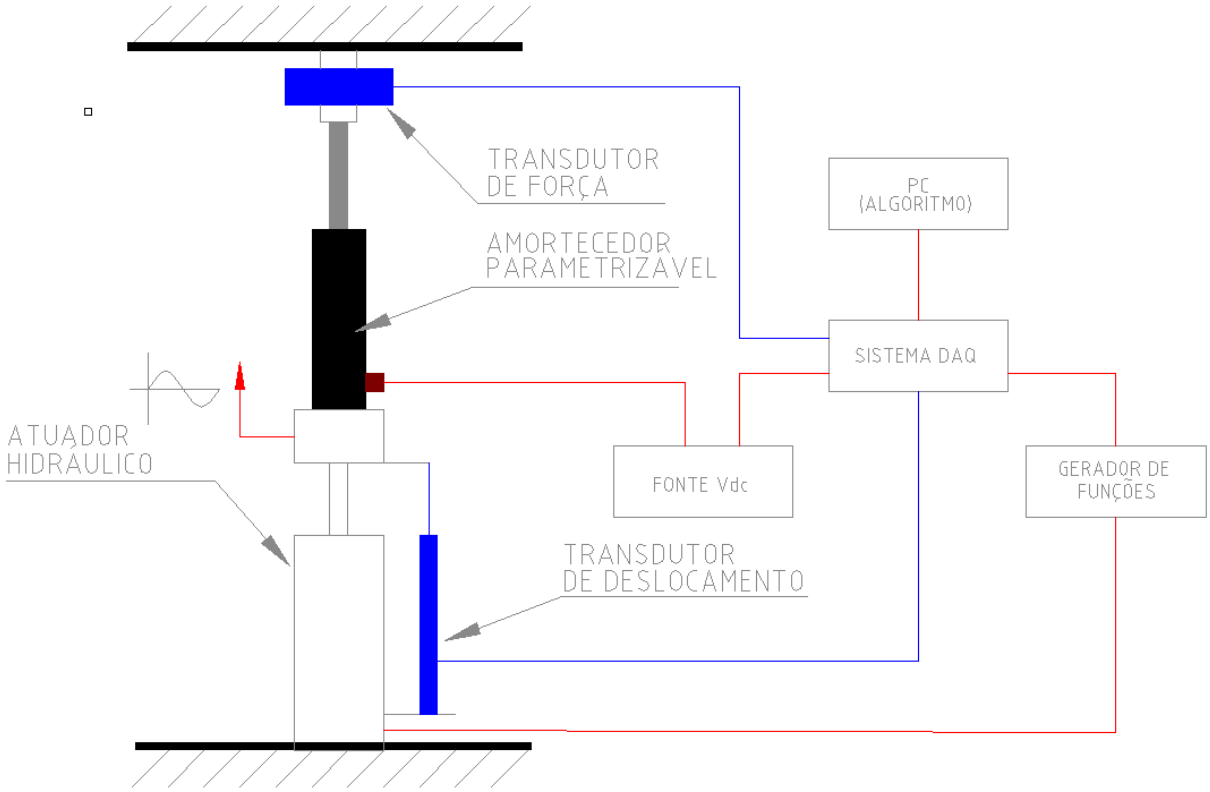


Figura 6.1 – Esquema da bancada experimental para comando do amortecedor parametrizável.

Neste caso, a fonte de corrente contínua serve apenas para realizar a amplificação do sinal de comando I_d necessário para a atuação da válvula e o gerador de funções para gerar o sinal senoidal de excitação a ser reproduzido pelo atuador hidráulico, consequentemente no corpo do amortecedor eletronicamente parametrizável que trabalha juntamente com a massa não-suspensa do veículo. Os parâmetros de excitação do atuador hidráulico e os parâmetros do sistema de aquisição de dados utilizado seguem conforme mencionado na tabela 6.1.

Tabela 6.1 - Parâmetros utilizados para excitação do amortecedor eletronicamente parametrizável.

Parâmetros de excitação do amortecedor		
Forma de onda:	Senoidal	
	Unidade	Valor
Velocidade de pico	mm/s	314,0
Curso do atuador hidráulico	mm	± 50,0
Taxa de amostragem ADC	S/s	2k
Taxa de atualização da válvula (DAC)	S/s	1k

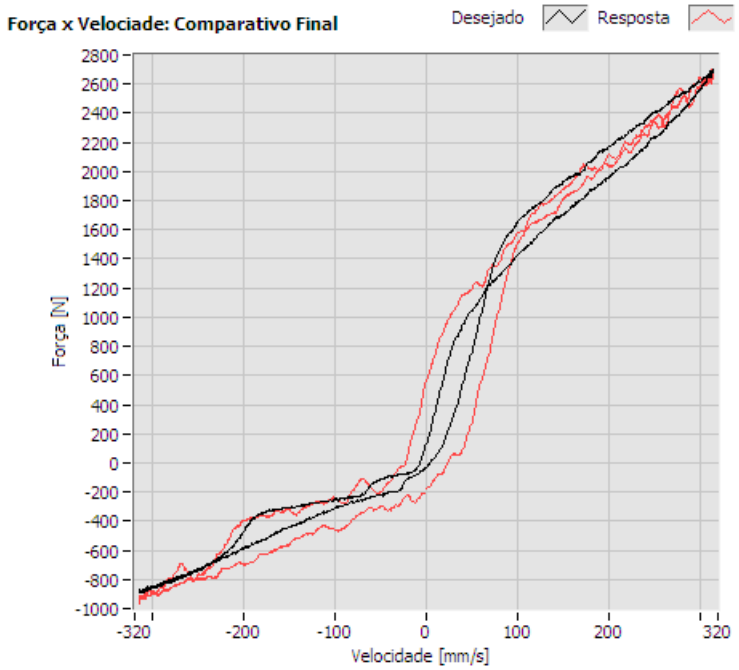
Neste experimento, é de extrema importância que o processamento dos dados, assim como a leitura dos sinais analógicos e atualização da saída analógica seja em tempo real[5], ou seja, a defasagem gerada entre a obtenção do sinal de velocidade, a busca do valor de corrente elétrica dentre as matrizes de comando e a atualização do sinal elétrico na válvula sejam os menores possíveis e invariantes no tempo. A opção da alta taxa de aquisição utilizada (2kS/s), assim como a alta taxa de atualização do sinal analógico de comando da válvula (1kS/s) visam a amenização deste problema. Uma visão geral do sistema utilizado é melhor ilustrado na figura 6.2.

[5] Compreende-se como aquisição de dados do tipo tempo real (do inglês *"real time"*) a aquisição de dados capaz de manter um intervalo de tempo (dt) entre cada amostragem do sinal, garantindo que não haverá alteração deste intervalo em função do sistema operar sobre um sistema operacional aplicado a um computador (PC)

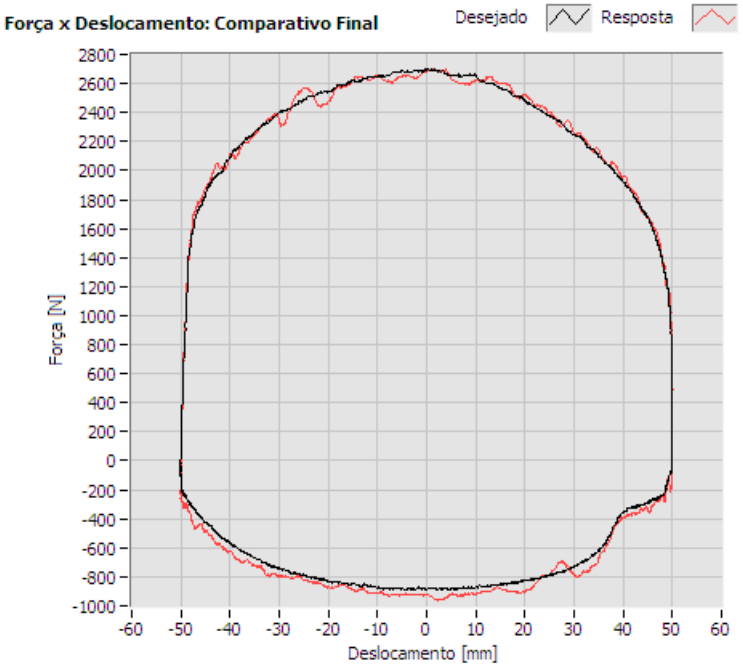
Figura 6.2 – Visão geral do sistema de aquisição de dados[6]

Os resultados obtidos mediante o sistema de aquisição e processamento de dados proposto e o algoritmo de comando devidamente implementado são apresentados na figura 6.3.

[6] Todos os equipamentos utilizados no processo de caracterização, tais como computadores, softwares, sensores, sistemas de aquisição de dados, os protótipos dos amortecedores eletronicamente parametrizáveis e o amortecedor de referência, a válvula proporcional controladora de fluxo comercialmente disponível e a válvula controladora de fluxo desenvolvida especificamente para amortecedores semi-ativos foram cedidos em caráter de cortesia pela Tenneco Automotive Brasil.



(a)



(b)

Figura 6.3 – Comparativo entre as forças de amortecimento dos amortecedores eletrônicamente parametrizável e do amortecedor passivo de referência para as condições (a) Força x Velocidade e (b) Força x Deslocamento.

Nota-se na figura 6.3 que a resposta do amortecedor eletronicamente parametrizável foi satisfatória em relação ao desejado (reprodução do amortecedor de referência). Algumas perturbações e ruídos na resposta podem ser melhor atenuados com o devido ajuste da eletrônica de comando e também com o aumento da taxa de atualização do comando da válvula.

7) Conclusões Gerais e Perspectivas Futuras

O objetivo principal deste trabalho foi o de propor um amortecedor eletrônicamente parametrizável, sendo esta uma solução complementar aos sistemas semi-ativos disponíveis comercialmente, diferenciando-se pela ausência da estratégia de controle. Esta solução visa amenizar os problemas de ajuste da força de amortecimento no amortecedor passivo, pois neste, independente da tecnologia utilizada, a força de amortecimento dá-se através do ajuste de vários componentes com geometrias complexas e tolerâncias restritas. Assim a variação da força de amortecimento na linha de produção é praticamente inevitável, porém este tipo de amortecedor, em função de permitir o ajuste fino da força de amortecimento por parte das montadoras de automóveis e assim permitir um bom compromisso entre estabilidade e conforto, aliado ao baixo custo, impedem que haja a preferência em relação aos amortecedores semi-ativos que, por sua vez, nem sempre conseguem boa relação de estabilidade e conforto, já que estas variáveis são antagônicas às teorias de controle existentes e que são utilizadas neste tipo de tecnologia. A estratégia proposta neste trabalho tem o objetivo de aproveitar toda a experiência e metodologia dos fabricantes de amortecedores convencionais, acrescentando facilidade de mudança de curvas e adaptabilidade às condições diversas.

Os resultados aqui obtidos, embora adquiridos e elaborados de forma simples, demonstram a possibilidade em se criar um amortecedor eletronicamente parametrizável que consiga obter uma boa resposta em relação ao amortecedor passivo, porém com a possibilidade de permitir que a força de amortecimento seja facilmente parametrizada, podendo ser utilizado como ferramenta no desenvolvimento de suspensões passivas ou até possuir várias curvas de forças de amortecimento pré-desenvolvidas pela montadora e deixá-las disponível para que o usuário final do veículo possa ajustar a curva de preferência em função das condições de uso do veículo e também do tipo de pavimento desejado.

Para viabilizar a proposta aqui apresentada em um produto final, vários pontos ainda necessitam ser aprimorados, tais como a obtenção do sinal de velocidade, sendo que a qualidade deste é imprescindível ao bom funcionamento do sistema. A forma de se obter o sinal de velocidade, em grande escala e com baixo custo de implementação, dá-se através de transdutores de deslocamento relativos e/ou acelerômetros. Porém, os cálculos matemáticos aplicados sobre a resposta destes tipos de sensores para se obter o sinal de velocidade demandam complexos ajustes em hardware (filtros) e em parâmetros matemáticos, o que pode inviabilizar a aplicação deste tipo de amortecedor em escala. Outro ponto que também demanda aprimoramento é em relação às válvulas disponíveis comercialmente (as quais possuem baixo custo em relação às válvulas desenvolvidas especificamente para este tipo de atuação) porém não possuem resposta rápida e nem confiabilidade quando aplicadas a esta finalidade, já que destinam-se a aplicações hidráulicas com pressão e vazão de controles constantes, o que dificilmente ocorrerá dentro de um amortecedor. Outro ponto de dificuldade encontrado em relação às válvulas disponíveis comercialmente é que geralmente são do tipo normal fechada (NF) e este tipo de configuração de válvula aplicado à suspensão automotiva pode acarretar em falhas de segurança em casos de pane no sistema elétrico do veículo, impedindo a implementação de um modo de operação da suspensão do veículo em casos de falha elétrica.

É recomendado ainda melhores estudos em relação à alimentação elétrica da válvula aplicando o chaveamento por modulação de largura de pulsos (do inglês *PWM – Pulse Width Modulation*). Este tipo de chaveamento tende a apresentar melhores respostas das válvulas em função de atenuar o atrito interno da comutação da válvula e tal implementação num futuro sistema embarcado no próprio veículo é de baixo custo e extrema simplicidade de implementação (a maioria dos microcontroladores existentes comercialmente possuem saída do tipo PWM e estes possuem baixo custo, mesmo que para poucas quantidades).

Em relação à eletrônica utilizada, embora fossem aplicados equipamentos externos ao amortecedor para operar com o comando da válvula, tal função de comando e controle interno pode ser facilmente incorporada internamente ao amortecedor, desde que a válvula não demande alta potência elétrica na operação. Todo o comando do amortecedor, assim como as matrizes de comando $[D_{AE}]_{(V,I)}$, $[D_{DE}]_{(V,I)}$, $[D_{AC}]_{(V,I)}$ e $[D_{DC}]_{(V,I)}$, podem ser facilmente implementados em um microcontrolador de escala comercial, de baixo custo e dimensões reduzidas, e ainda a

interação deste com um *"software"* onde é possível importar os dados de caracterização de um amortecedor passivo ou ainda criar-se manualmente uma curva de amortecimento a ser descarregada posteriormente na eletrônica interna (embarcada) do amortecedor, sendo este uma proposta a futuras continuações deste trabalho.

Referências Bibliográficas

[1] YAO, G.Z.; YAP, F.F.; CHEN, G.; LI, W.H.; YEO, S.H. MR damper and its application for semi-active control vehicle suspension system. **Mechatronics**, v.12, n.7, p.963-973, 2002.

[2] MARTINS, I.; ESTEVES, J.; SILVA, F. P.; VERDELHO, P. Eletromagnetic hybrid active-passive vehicle suspension system. **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, v.99, p.2273-2277, 1999.

[3] SHARP, R. S.; CROLLA, D. A. Road vehicle suspension system design: a review. **Vehicle System Dynamics**, v.16, p. 167-192, 1987.

[4] OULESTAD, F. SANKAR, S.A. A class of semi-active suspension schemes for vehicle vibration control. **Journal of Sound and Vibration**, v.172, n. 3, p. 391-411, 1994.

[5] KARNOPP, D.C. Are active suspensions really necessary? **ASME Winter Annual Meeting**, 1978.

[6] GOODALL, R.M.; KORTUM, W. Active control in a ground transportation – a review of the state of the art and future potential. **Vehicle System Dynamics**, v.12, p.225-227, 1983

[7] WEN, Y.K. Method for random vibration of hysteretic system. **Journal of the Engineering Mechanics Division**, v.102, n.EM2, p.249-263, April1976.

[8] KARNOPP, D.; CROSBY, M.J.; HARWOOD, R.A. Vibration control using semi-active force generators. Journal of Engineering for Industry - **Transactions of the American Society of Mechanical Engineering**, v.96, p.619-626, 1974

[9] DUYM, S.; STIENS, R.; REYBROUCK, K. Evaluation of shock absorber models. **Vehicle System Dynamics**, v.27, p.109-127, 1997.

[10] REYBROUCK, K.A. Non linear parametric model of an automotive shock absorber. **SAE International Congress**, SAE Paper 940869, p.79-86, February 28 – March 3, Detroit: 1994

[11] LANG, H.H. **A Study of the characteristics of automotive hydraulic dampers at high stroking frequencies**. Phd Thesis, Univerty of Michigan, 1977.

[12] MORMAN, K.N. A modeling and identification procedure for the analysis and simulation of hydraulic shock absorber performance. **ASME Winter Annual Meeting**, Louisiana: December, 1984.

[13] CAFFERTY, S.; WORDEN, K.; TOMLINSON, G. Characterization of automotive shock absorber using random excitation. **Journal of Automobile Engineering – Proceedings of Mechanical Engineering**, v.99, p.239-248, 1995.

[14] KARNOPP, D.C. Active damping in road vehicle suspension systems. **Vehicle System Dynamics**, v.12, p.291-316, 1983.

[15] PICADO, R. **Controle semi-ativo em suspensões automotivas.** Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, Novembro 1998.

[16] AUDENIO, A.L.; BELINGARDI, G. Modeling the dynamic behavior of a motorcycle damper. **Journal of Automobile Engineering – Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers**, v.209, p.249-262, 1995.

[17] SU, H.S.; RAKHEJA, S.; SANKAR, T.S. Vibration and shock isolation performance of a pressure-limited hydraulic damper. **Mechanical System and Signal Processing**, v.3, n.1, p.71-86, 1989.

[18] SU, H.S.; RAKHEJA, S.; SANKAR, T.S. Response of a nonlinear vehicle suspension with tunable shock absorber to road random excitations. **Proceedings of the 12th Biennial ASME Design Technical Conference**, p.185-193, 1989.

[19] KARNOPP, D.C.; MARGOLIS, D. Adaptive suspension concepts for road vehicles. **Vehicle System Dynamics**, v.113, p.145-160, 1984

[20] MARGOLIS, D. Semi-active heave and pitch control for ground vehicles. **Vehicle System Dynamics**, v.11, p.31-42, 1982.

[21] ALANOLY, J.; SANKAR, S. A new concept in a semi-active vibration isolation. **ASME** Paper t86-DET-28, 1986

[22] FISCHER, D.; ISERMANN, R. Mechatronics semi-active and active vehicle suspensions. **Control and Engineering Practice**, v.12, p.1353-1367, 2004.

[23] MOTTA, D.S. **Modelagem de uma suspensão veicular com elementos não lineares e comparação de seu desempenho com um modelo semi-ativo.** Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, fevereiro 2005.

[24] CHOI, S.B.; LEE, H.K.; CHANG, E.G. Field test results of a semi-active ER suspension system associated with skyhook controller. **Mechatronics**, v.11, p.345-353, 2001.

[25] KIM, W.K.; CHOI, S.B. Vibration control of semi-active suspension featuring electro-rheological fluid dampers. **Journal of Sound and Vibration**, v.343, n.3, p.537-546, 2000.

[26] CARLSON, J.D.; JOLLY, M.D. MR fluid, foam elastomer devices. **Mechatronics**, v.10, p.555-569, 2000.

[27] MARGOLIS, D.L. Semi active control of wheel-hop in ground vehicles. **Vehicle System Dynamics**, v.12, p.317-330, 1983.

[28] SHARP, R.S.; HASSAN, S.A. The relative performance capabilities of passive, active and semi-active car suspensions systems. **Proceeding for instrumentations for Mechanical Engineering**, v.200, p.219-228, 1986.

[29] SHARP, R.S.; CROLLA, D.A. Intelligent suspensions for road vehicles – current and future developments. **Proc. E.A.E.C. Conference on New Developments in Power Train and Chassis Engineering**, Strasbourg:1987

[30] MERRIT, H.E. **Hydraulic Control Systems.** 1st Ed. New York: John Wiley, 1967

[31] HAESSIG, D.A.; FRIEDLAND, B. **On the modeling and simulation of friction. Journal od Dymanic Systems, Measurement and Control**, v.113, p.354-362, 1991.

[32] ZUBIETA, M. et al. Characterization of the friction of a damper in open loop control. **12th IFTOMM World Congress**, France, June 2007

[33] VERROS, G.; NATSIAVAS, S. Dynamics of vehicles with semi-active suspensions exhibiting wheel hop. **Vehicle system dynamics**, v.35, p.135-148, 2001.

[34] HALL, B.B.; GILL, K.F. Performance of a telescopic dual-tube automotive damper and implications for ride prediction. **Journal of Automobile Engineering – Proceedings of Mechanical Engineering**, v.200(D2), 1986.

[35] KARADAYI, R.; MESADA, G.Y. A nonlinear shock absorber model. **Proceedings of ASME Symposium on Simulation and Control of Ground Vehicles and Transportation Systems**, v.80, p.7-12, 1996.

[36] HAGEDORN, P.; WALLASCHEK, J. On equivalent harmonic and stochastic linearization for nonlinear shock absorbers. Proceedings of Nonlinear Stochastic Dynamic Engineering Systems. **IUTAM Symposium**, p.21-26, Innsbruk-Austria: June 1987.

[37] WALLASCHECK, J. Dynamics of non-linear automobile shock absorbers. International **Journal of Non-Linear Mechanics**, v.25, n.2, p.299-308, 1990.

[38] SURACE, C.; WORDEN, K.; TOMLINSON, G.R. An improved nonlinear model for an automotive shock absorber. **Journal of Nonlinear Dynamics**, v.3, p.413-429, 1992.

[39] LEE, K. Numerical modeling for the hydraulic performance prediction of automotive monotube dampers. **Vehicle System Dynamics**, v.28, p.25-39, 1997.

[40] MOSTOFI, A. The incorporation of damping in lumped parameter modeling techniques. Journal of Multi-body Dynamics – **Proceedings of Mechanical Engineering**, v.213, p.11-17, 1999.

[41] RAO, M.D.; GRUENBERG, S.; TORAB, H.; GRIFFITHS, D. Vibration testing and dynamic modeling of automotive shock absorbers. **International Society of Optimization Engineering**, v.3989, p.423-429, 2000.

[42] PURDY, D.J. Theoretical and experimental investigation into a adjustable automotive damper. Journal of Automobile Engineering – **Proceedings of Mechanical Engineering**, v.214, p.265-283, 2000.

[43] YUNG, V.Y.B.; COLE, D.J. Analysis of high frequency forces generated by hydraulic automotive dampers. **Vehicle System Dynamics**, v.37, p.441-452, 2002.

[44] YUNG, V.Y.B.; COLE, D.J. Mechanisms of high-frequency force generation in hydraulic automotive dampers. **Vehicle System Dynamics**, v.41, p.617-626, 2004.

[45] DUYM, S.; REYBROUCK, K. Physical characterization of nonlinear shock absorber dynamics. **Journal of Mechanical Engi**neering, v.43, n.4, p.181-188, 1998.

[46] DUYM, S. Simulation tools, modelling and identification, for an automotive absorber in the context of vehicle dynamics. **Vehicle System Dynamics**, v.33, p.261-285, 2000.

[47] DUYM, S.; STIENS, R.; BARON, G.; REYBROUCK, K. Physical modeling of the hysteric behavior of automotive shock absorbers. **SAE Transactions – J. Passenger Car** (SAE Paper 970101), 1997.

[48] VLIET, M.; SANKAR, T.S. Computer-aided analysis and experimental verification of a motorcycle suspension. **Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design**, v.105, p.120-131, 1983.

[49] RAKHEJA, S.; SU, H.; SANKAR, T.S. Analysis of a passive Sequential hydraulic damper for vehicle suspension. **Vehicle System Dynamics**, v.19, p.289-312, 1990.

[50] WALLASCHEK, J. Dynamics of nonlinear automobile shock absorbers. **Journal of Non-linear Mechanics**, v.25, n.2, p.299-308, 1990.

[51] BASSO, R. Experimental characterization of damping force in shock absorber with constant velocity excitation. **Vehicle System Dynamics**, v.30, p.431-442, 1998.

[52] LEE, C.; MOON, B. Simulation and experimental validations of vehicle dynamic characteristics for displacement-sensitive shock absorber using fluid-flow modelling. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v.20, p.373-388, 2006.

[53] ALLEN, P.J.; HAMEED, A.; GOYDER, H. Automotive damper model for use in multi-body dynamic simulations. **Journal of Automobile Engineering – Proceedings of Mechanical Engineering**, v.220, p.1221-1233, 2006.

[54] FRÝBA, L. Dynamic interaction of vehicles with tracks and roads. **Vehicle System Dynamics**, v.16, p.129-138, 1987.

[55] UYS, P.E.; ELS, P.S.; THORESSON, M. Suspension settings for optimal ride comfort of off-road vehicles travelling on roads with different roughness and speeds. **Journal of Terramechanics**, v.4, p.163-175, 2007.

[56] ELS, P.S.; UYS, P.E.; SNYMAN, J.A.; THORESSON, M.J. Gradient-based approximation to the optimal design of vehicle suspension systems using computational models with severe inherent noise. **Mathematical and Computer Modelling**, v.43, p.787-801, 2006.

[57] ARMSTRONG, H.; DUPONT, P.; CANUDAS, W. A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. **Automatica**, v.30, n.7, p.1083-1138, 1994.

[58] ERYLMAZ, B.; WILSON, B.H. Model of internal leakage of hydraulic servovalves. **ASME IMECE 2000**, Orlando:2000.

[59] BUTSUEN, T.; **The design of semi-active suspensions for automotive vehicles**. Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, June 1989.

[60] ESMAILZADEH, E.; TAGHIRAD, H. State-feedback control for passenger ride dynamics. **Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering**, v.19, n.4, p.495-508, 1995.

[61] FIALHO, I.; BALAS, G. Road adaptive active suspension design using linear parameter varying gain-scheduling. **Proceeding of the IEEE Transactions on Control Systems Technology**, v.10, n.1, p.43-54, 2002.

[62] BARBIERI, N. **Análise do comportamento dinâmico de um veículo automotivo.** Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas – UNCIAMP, Novembro 1989.

[63] SZÁSZI, I.; GÁSPÁR, P.; BOKOR, J. Nonlinear active suspension modeling using linear parameter varying approach. **Proceedings of the 10th IEEE Mediterranean Conference on Control and Automation**, Portugal: 2002.

[64] LIN, J.S.; KANNELLAKOPOULOS, I. Road adaptive nonlinear design of active suspension. **Proceeding of the American Control Conference**, p.714-718, 1997.

[65] ALLEYNE, A.; HEDRICK, J.K.; Nonlinear adaptive control of active suspensions. **Proceeding of the IEEE Transactions on Control System Technology**, v.3, n.1, p.94-101, 1995.

[66] ZHAN, Y.; ALLEYNE, A. A practical and effective approach to active suspension control. **6th International Control Symposium on Advanced Vehicle Control**, Hiroshima:2002.

[67] LAUWERYS, C.; SWEVERS, J.; SAS, P. Robust linear control of an active suspension on a quarter car test rig. **Control Engineering Practice**, v.13, n.5, p.577-586, 2005.

[68] SWEVERS, J. et al. A model-free control structure for the on-line tuning of the semi-active suspension of a passenger car. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v.21, p.1422-1436, 2007.

[69] YOUN, I.; HAC, A. Semi-active suspensions with adaptive capability. **Journal of Sound and Vibration**, v.180, n.3, p.475-492, 1995.

[70] TITLI, A.; ROUKIEH, S.; DAYRE, E. Three control approaches for the design of car semi-active suspension (optimal control, variable structure, Fuzzy control). **Proceeding of the 32nd Conference on Decision and Control**. Texas: December 1993.

[71] CHO, J.; JUNG, T.; KWON, S.; JOH, J. Development of a Fuzzy Sky-Hook algorithm for a semi-active ERR vehicle suspension using inverse model. **Proceeding of the IEEE International Conference on Fuzzy Systems**, Canada: July 2006.

[72] DU, H.; SZE, K.Y.; LAM, J. Semi-active H∞ control of vehicle suspensions with magnet-rheological dampers. **Journal of Sound and Vibration**, V.283, p.981-996, 2005.

[73] CHOI, S.B.; LEE, H.S., PARK, Y.P. H∞ control performance of a full-vehicle suspension featuring magnetorheological dampers. **Vehicle System Dynamics**, v.38, n.5, p.341-360, 2002.

[74] AHMADIAN, M.; PARE, C.A. A quarter car experimental analysis of alternative semiactive control methods. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v.11, n.8, p.604-612, 2000.

[75] BARAK, P.; HROVAT, H. Application of LQG approach to the design of an automotive suspension for three-dimensional vehicle model. **Proceeding of the IMechE advanced suspensions conference**, p.11-26, London:1988.

[76] CHOI, S.B.; CHOI, Y.T.; PARK, D.W. A sliding model control of a full-car electrorheological suspension via hardware in the loop simulation, **Journal of Dynamics Systems, Measurement and Control**, v.122, p.114-121, 2000.

[77] SPENCER, B.F.; DYKE, S.J.; SAIN, M.K.; CARLSON, J.D. Phenomenological model for magnetorheological dampers. **Journal of Engineering Mechanics**, v.123, n.3, p.230-238, 1997.

[78] CHANG, C.C.; ROSCHKE, P. Neural network modeling of a magnetorheological damper. **Journal of Intelligent Systems and Structures**, v.9, n.9, p.755-764.

[79] CHANG, C.C.; ZHOU, L. Neural network simulation of inverse dynamics for a magnetorheological damper. **Journal of Structural Engineering**, v.128, n.2, p.231-239, 2002.

[80] SCHURTER, K.C.; ROSCHKE, P.N. Fuzzy modeling of a magnetorheological damper using ANFIS. **Proceedings of the IEEE International Conference on Fuzzy Systems**, p.122-127, 2000

[81] JIN, G.; SAIN, K.D.; PHAM, K.D.; SPENCER Jr., B.F.; RAMALHO, J.C. Modeling MR-dampers: a nonlinear blackbox approach. **Proceedings of the American Control Conference**, p.429-434, 2001.

[82] LEVA, A.; PIRODDI, L. NARX-based technique for the modelling of magnetorheological damping devices. **Smart Material and Structures**, v.11, n.1, p.79-88, 2002.

[83] WERELY, N.M.; PANG, L.; KAMATH, G. Idealized histeresis modeling of electrorheological and magnetorheological dampers. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v.9, n.8, p.642-649.

[84] CHOI, S.B.; LEE, S.K.; PARK, Y.P. A hysteresis model for the fild-dependent damping force of a magnetorheological damper. **Journal of Sound and Vibration**, v.245, n.2, p.375-383, 2001.

[85] ALVAREZ, L.; JIMEZES, R.; Real-time identification of magnetorheological dampers. **Proceeding of 15th IFAC**, p.2252-2258, 2002.

[86] GORDON, T.J.; SHARP, R.S. On improving the performance of automotive semi-active suspension systems through road preview. **Journal of Sound and Vibration**, v.217, n.1, p.163-182, 1998.

[87] CAMINO, J.F. **Análise de suspensões veiculares utilizando técnicas de controle robusto**. Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, Março 1998.

[88] BENDER, E.K.; Optimal linear preview control with application to vehicle suspension. **ASME Journal of Basic Engineering**, v.90, n.2, p.213-221, 1968.

[89] TOMIZUKA, M. Optimal linear preview control with application to vehicle. **ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control**, v.98, n.3, p.309-315, 1976.

[90] SHARP, R.S. **Preview control of active suspensions. in Smart Vehicles** (Pauwelussen, J.P.; Pacejka, H.B., editors), p.166-182, Swets & Zeitlinger, 1995.

[91] SHARP, R.S.; PILBEAM, C. Performance potential and power consumptions of slow-active suspension systems with preview. **Vehicle System Dynamics**, v.25, n.3, p.169-183, 1996.

[92] HAC, A.; YOUN, I. Optimal semi-active suspension with preview based on a quarter car model. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.114, p.84-92, 1992.

[93] GUGLIELMINO, E.; EDGE, K. A controlled friction damper for vehicle applications. **Control Engineering Practice**, v.12, p.431-443, 2004.

[94] SA, R.L. **Controle Skyhook aplicado a uma suspensão hidropneumática para carretas agrícolas.** Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, Fevereiro 2006.

[95] SEGEL, L.; LANG, H.H. The machanics of automotive hydraulic dampers at high stroking frequencies. **Vehicle System Dynamics**, v.10, p.82-85, 1981.

ANEXOS

A.1 Circuito eletrônico para acionamento da válvula via PWM

A.1.1 - Introdução

O circuito eletrônico de acionamento da válvula via PWM foi proposto com a finalidade de regular a tensão aplicada sobre a válvula e também o de obter uma resposta mais rápida deste componente. O tempo de comutação da válvula em muitos casos é afetado pelo atrito estático interno do êmbolo de vedação da válvula e em certas aplicações, tais como as servo válvulas aplicadas em controles hidráulicos, chega-se a adicionar um ruído em alta frequência, chamado de *"Dither"*[7], juntamente com a tensão de comando da válvula para que tal ruído gere um micro movimento contínuo sobre o êmbolo da válvula de modo a evitar o atrito estático que ocorre quando o êmbolo para de se movimentar por alguns instantes, sem que este ruído influencie na resposta final da válvula.

Para os estudos apresentados neste trabalho, o PWM além de causar uma resposta semelhante ao *"Dither"*, também foi utilizado com o intuito de ser um regulador de tensão através de pulsos de tensão sobre a válvula, sob uma frequência constante, de modo que a carga indutiva presente na solenóide da válvula trabalhasse apenas com a tensão média dos pulsos aplicados. Outro fator para a aplicação do PWM neste trabalho foi o de aumentar a velocidade de resposta do sistema, pois nesta forma o circuito gerador de PWM não está vinculado a um sistema DAC (tal como o analógico regulado), evitando assim eventuais atrasos na resposta de um sinal de comando pertinente a uma eletrônica intermediária.

[7] A frequência de Dither nas aplicações industriais geralmente estão na faixa de 40 a 60Hz.

A definição clássica de PWM, do inglês *"Pulse Width Modulation"*, ou Modulação por largura de pulso, trabalha de forma a controlar a largura do pulso em um sinal quadrático, de forma que apenas a tensão média do pulso gerado é capaz de gerar potência elétrica sobre a carga do circuito, neste caso sendo a própria solenóide da válvula. A figura A.1.1 ilustra um sinal modulado em PWM, conforme segue:

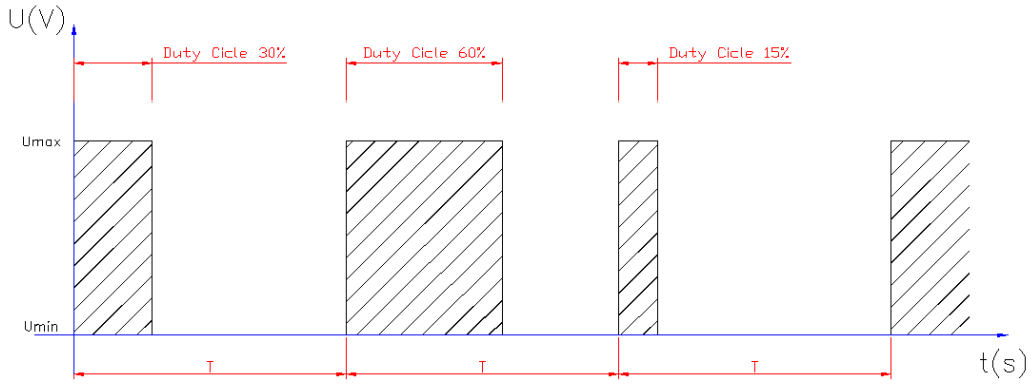


Figura A.1.1 - Exemplo de modulação PWM

Para a modulação PWM, considerando $U_{min} = 0V$, o valor do "Duty Cicle" (D) em porcentagem aplicado sobre o valor de U_{max} será o valor da tensão que será aplicada na saída. Por exemplo, se U_{max} for de 20V e o D=50%, a tensão de saída será 10V, se D=30%, a saída será 30% de 20V, ou seja, igual a 6V e assim por diante.

A.1.2 – Cálculo da tensão média através de modulação PWM

Por definição matemática, temos que:

$$\bar{u} = \frac{1}{T}\int_{1}^{T} f(t)dt \qquad \text{(A.1.2.1)}$$

Como $f(t)$ é um sinal composto por pulsos, o valor máximo da modulação será U_{max} para $0 > t > D.T$ e será igual a U_{min} quando $D.T < t < T$. Sendo assim, a expressão A.1.1 pode ser escrita como:

$$\bar{u} = \frac{1}{T}\left(\int_1^{D.T} U_{max}dt + \int_{D.T}^{T} U_{min}dt\right) \quad \text{(A.1.2.2)}$$

$$\bar{u} = \frac{D.T.U_{max} + T(1-D)U_{min}}{T} \quad \text{(A.1.2.3)}$$

$$\bar{u} = DU_{max} + (1-D)U_{min} \quad \text{(A.1.2.4)}$$

A.1.3 – Hardware de implementação do circuito PWM

O hardware utilizado para implementação do circuito de chaveamento PWM foi proposto conforme ilustra a figura A.1.1:

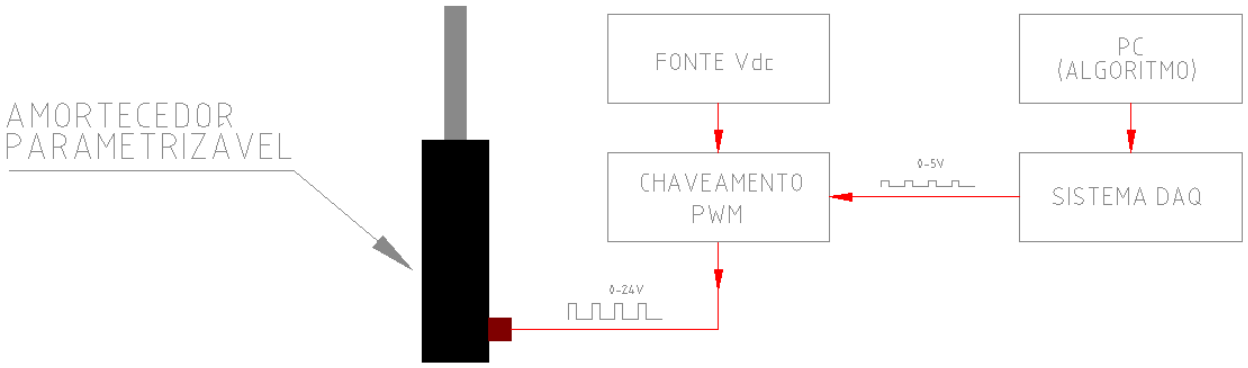


Figura A.1.2 – Hardware proposto para o chaveamento do válvula via modulação PWM

A modulação do sinal PWM foi gerado automaticamente via aplicativo desenvolvido sobre o software LabVIEW[8], conforme figura A.1.3.

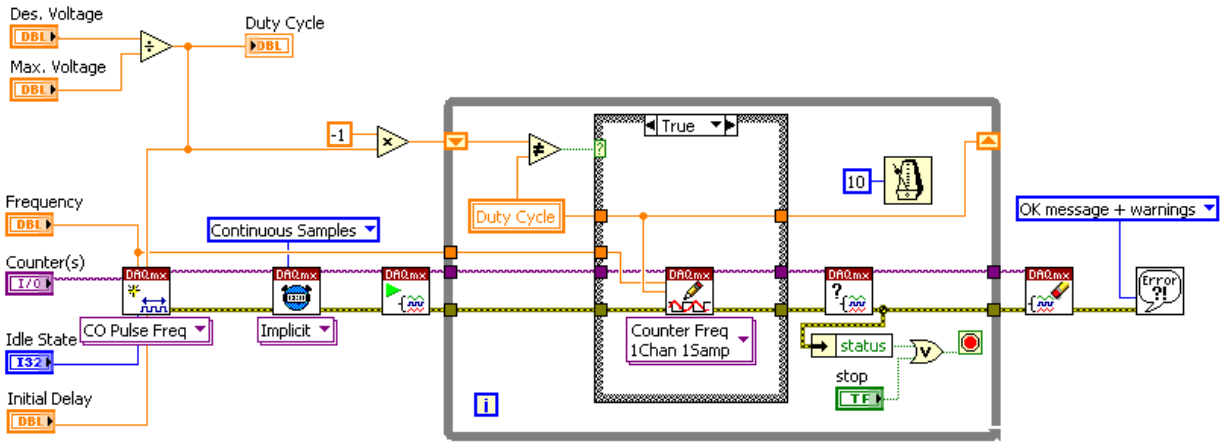


Figura A.1.3 – Algoritmo de comando do modular PWM em linguagem LabVIEW.

Em função do sinal de saída digital da placa de aquisição de dados possuir a faixa entre 0-5Vdc/100mA (padrão TTL) e a necessidade de chaveamento da bobina da válvula controladora de fluxo proporcional ser entre 0-24Vdc com picos de corrente de 2A, foi proposto o circuito de interface de potência, conforme segue:

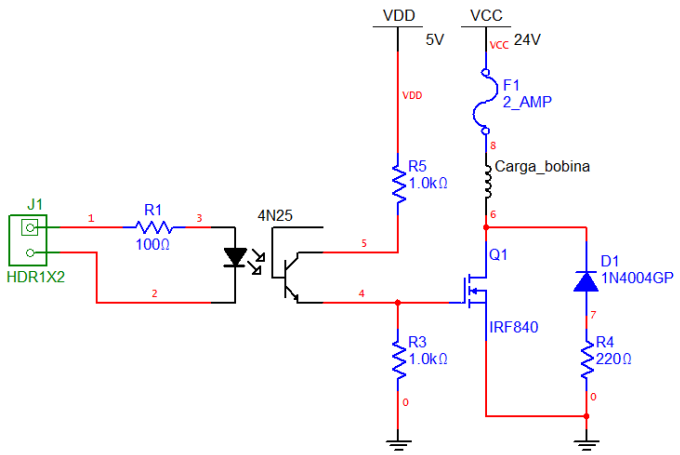


Figura A.1.4 – Circuito eletrônico proposto para amplificação do chaveamento PWM da bobina da válvula.

[8] LabVIEW é uma marca registrada da National Instruments Corporation (www.ni.com)

A.2 Software de aquisição e registro de dados

A.2.1 - Introdução

Para os testes e estudos necessários a este trabalho foi necessário o desenvolvimento de um sistema apenas para aquisição e visualização dos dados medidos. Dentre este sistema, os dados foram obtidos através dos sensores e medidores em forma de tensão, convertidos posteriormente em grandezas de engenharia, disponibilizados para visualização gráfica e posteriormente gravados em formato Microsoft Excel (arquivo *.xls) a ser utilizado futuramente no software de processamento dos dados conforme o modelamento matemático detalhado no item 5.4 deste trabalho. Para uma melhor visão do sistema de aquisição desenvolvido, segue fluxograma abaixo:

Figura A.2.1 – Visão geral do sistema de aquisição de dados.

Dentre os sinais medidos nos testes de caracterização dos amortecedores de referência e propostas de amortecedores eletronicamente parametrizáveis, as seguintes variáveis foram monitoradas:

a) Tempo [s]: dentre a frequência de amostragem, o valor do tempo exato em que a aquisição ocorreu para cada variável foi registrada (tempo real);
b) Deslocamento do atuador hidráulico [mm];
c) Célula de carga [N]: para monitoramento da força de amortecimento medido entre a haste do amortecedor e o atuador hidráulico;
d) Sensor de deslocamento externo [mm]: confirmação do sinal de deslocamento relativo do amortecedor. Em função do sinal de deslocamento do atuador passar por um

condicionador de sinais dentre um equipamento específico, a possibilidade de haver defasagem do sinal de deslocamento em relação ao sinal de força tem de ser confirmado;

e) Temperatura do óleo interno do amortecedor [ºC];
f) Sinal de comando do atuador hidráulico [mm]: necessidade de confirmação entre o sinal de comando desejado e o sinal de deslocamento obtido no atuador hidráulico;
g) Tensão de comando da válvula [V]: medido tanto para o comando da válvula através de sinal analógico regulado quanto via modulação PWM;
h) Sinal de velocidade [mm/s] da atuação do atuador hidráulico: obtido através da derivação do sinal de deslocamento do atuador;
i) Sinal de velocidade [mm/s] da atuação do amortecedor: obtido através da derivação do sinal de deslocamento do sensor de deslocamento externo;
j) Velocidade teórica [mm/s]: em função de se conhecer o sinal harmônico aplicado como comando sobre o atuador hidráulico e consequentemente no amortecedor, o sinal teórico da velocidade foi calculado dentro do algoritmo e disponibilizado para análise.

A.2.2 – Software de aquisição de dados – Interfaces com o usuário

Para uma melhor interação com sistema de aquisição de dados, uma interface constituída apenas com os comandos necessários foi constituída, dividida entre as seguintes telas:

Parâmetros gerais (*"General Settings"*): tela para entrada de variáveis de excitação, constantes de conversão dos sinais, parâmetros da modulação PWM, parâmetros de varredura de medição e nome do arquivo cujos sinais serão salvos, conforme figura A.2.2;

Parâmetros de Reprodução de Sinais Dinâmicos (*"Dynamic Playout Settings"*): tela para entrada dos arquivos que contemplam as matrizes de comando (geradas pelo software de processamento de dados, a ser descrito no Anexo A.3 posteriormente). Quando ativado o modo

de reprodução de sinais dinâmicos, um sinal harmônico é gerado baseado nas excitações (deslocamento axial) sofrido pelo amortecedor no processo de caracterização, e juntamente a este o amortecedor é operado conforme as matrizes de comando, de forma a reproduzir a curva de amortecimento desejada. Esta tela é ilustrada pela figura A.2.2;

Aquisição de dados (*"Data Acquisition"*): tela desenvolvida para elaborar o sinal de comando de atuação do amortecedor conforme descrito na tela anterior e registro dos sinais provenientes do sistema e amortecedor quando submetidos ao sinal de comando desejado, conforme figura A.2.4;

Analise dos dados medidos (*"Analyse"*): tela desenvolvida para plotar graficamente, de modo temporial, todos os sinais monitorados no sistema, com possibilidade de ativar/desativar a visualização de cada sinal, aplicar *"zoom"*, ajuste de escala e demais ferramentas de visualização, conforme figura A.2.5.

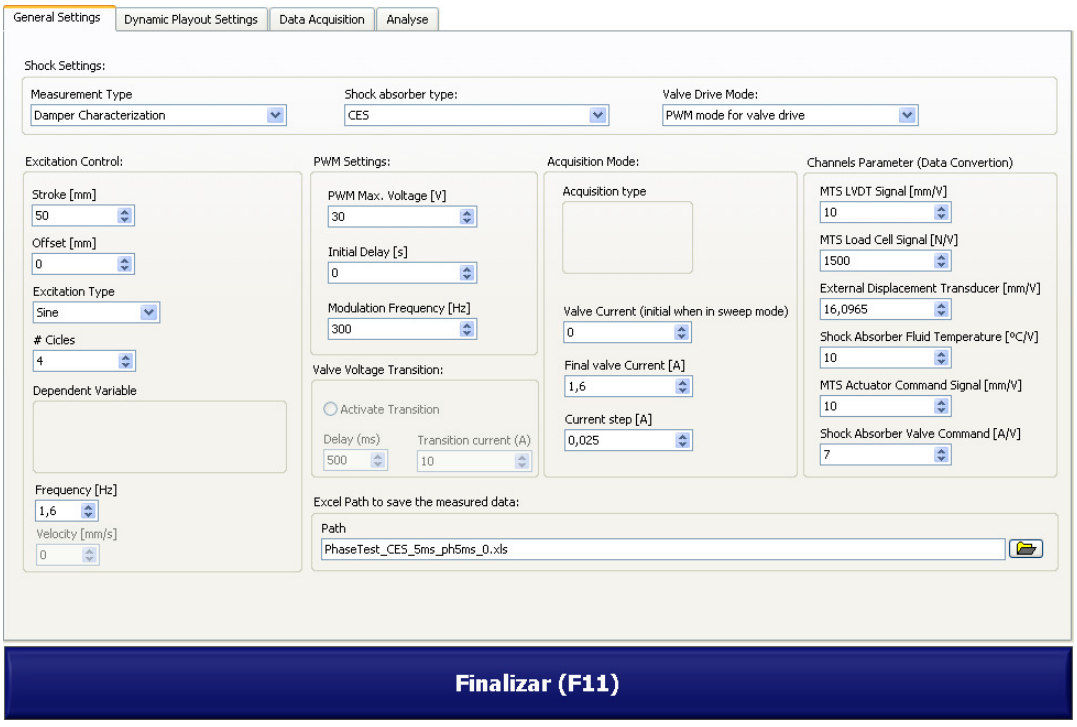


Figura A.2.2 – Tela "General Settings" – Parâmetros Gerais.

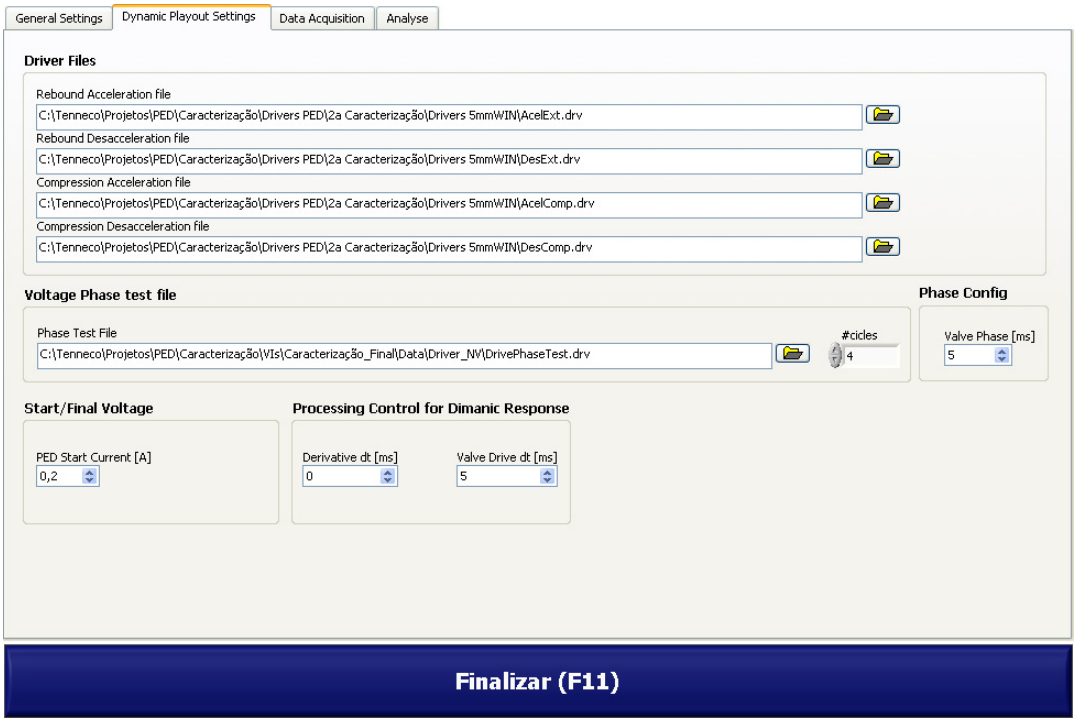


Figura A.2.3 – Tela "General Settings" – Parâmetros Gerais.

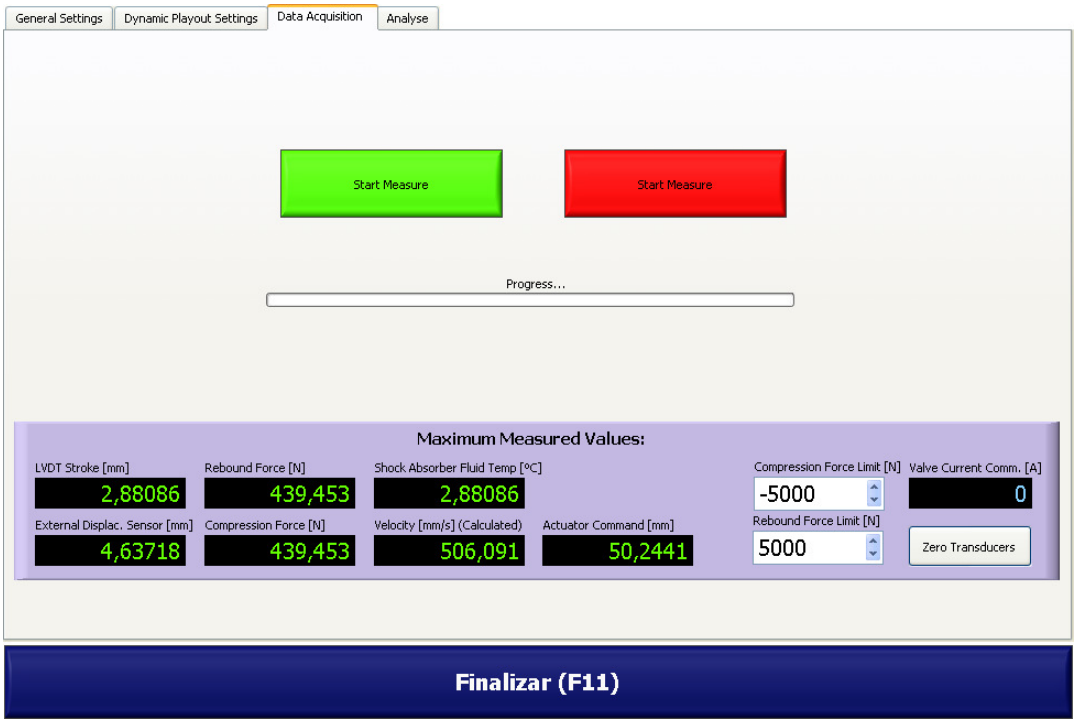


Figura A.2.4 – Tela "Data Acquisition" – Aquisição de Sinais

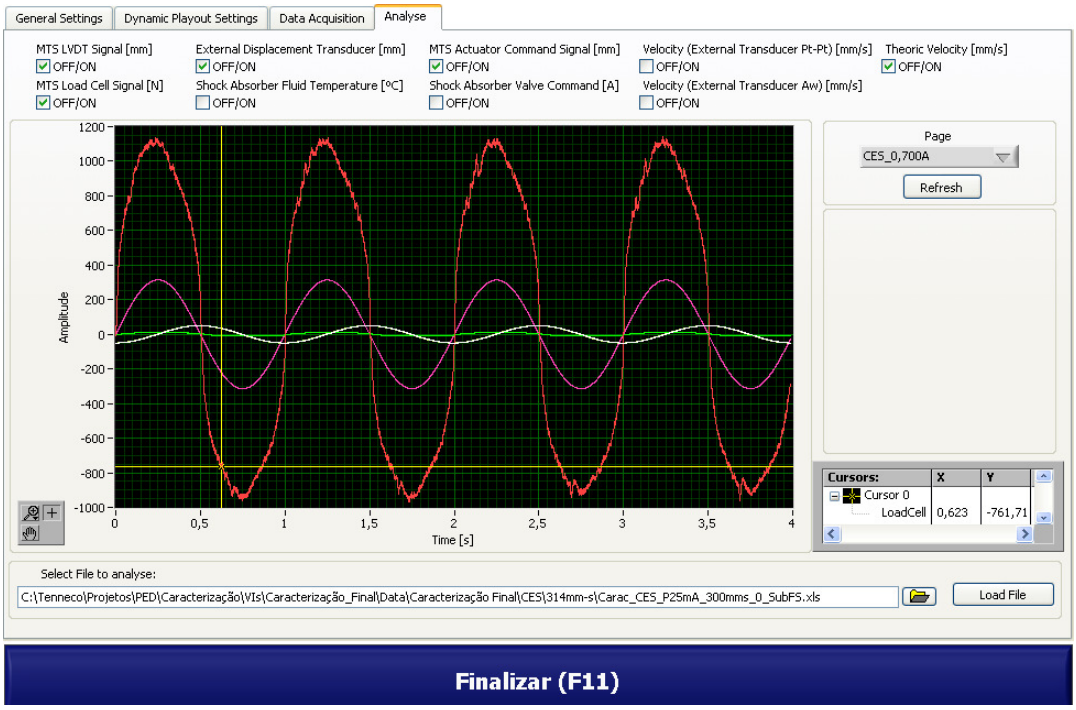
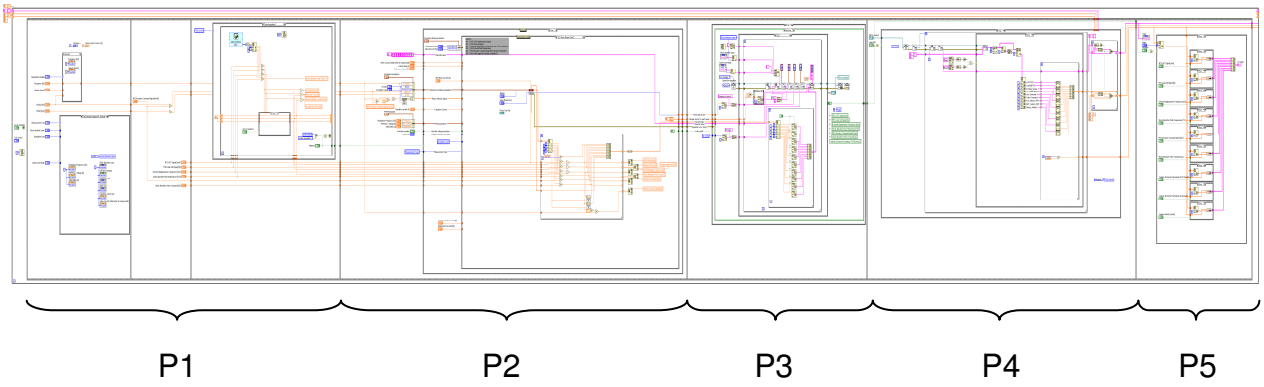


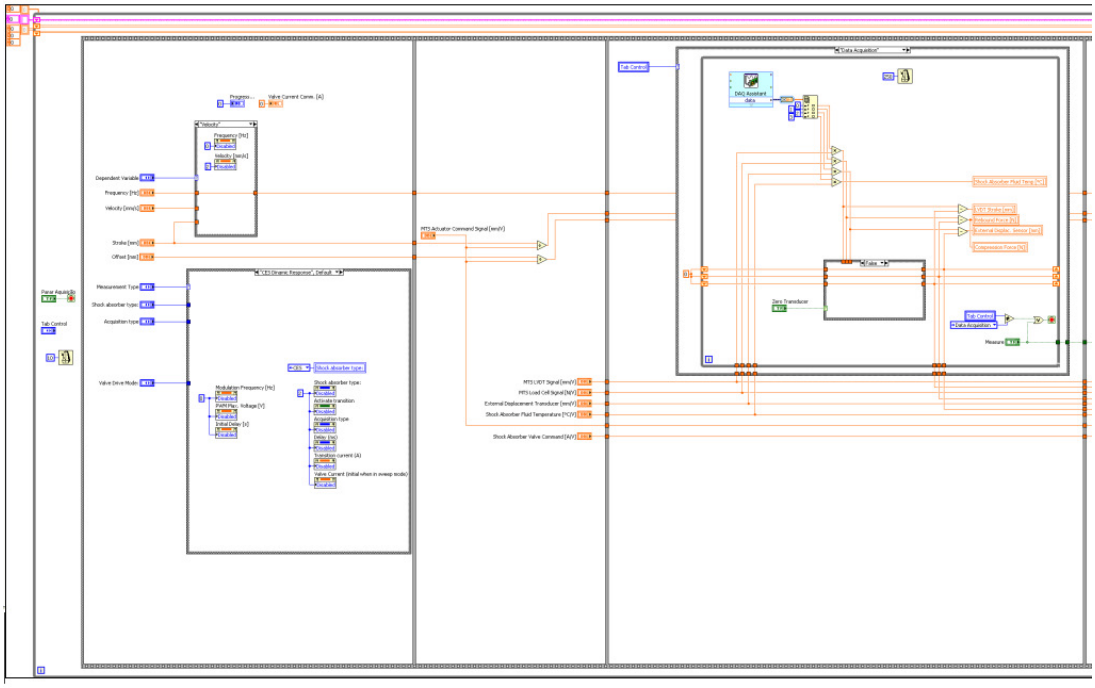
Figura A.2.5 – Tela "Analyse" – Visualização dos dados medidos

A.2.3 – Software de aquisição de dados – Algoritmo em LabVIEW

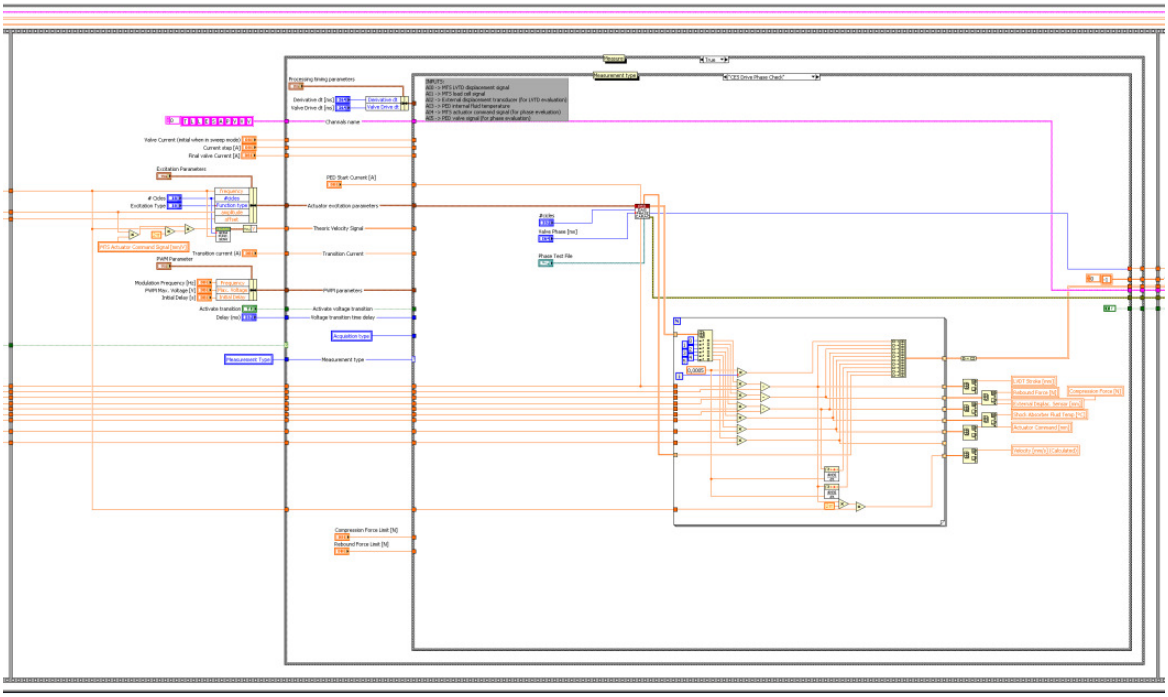
O algoritmo de comando de todo o software de aquisição de dados desenvolvido para este trabalho, assim como a automação das telas descritas anteriormente tópico A.2.2 anterior, segue:



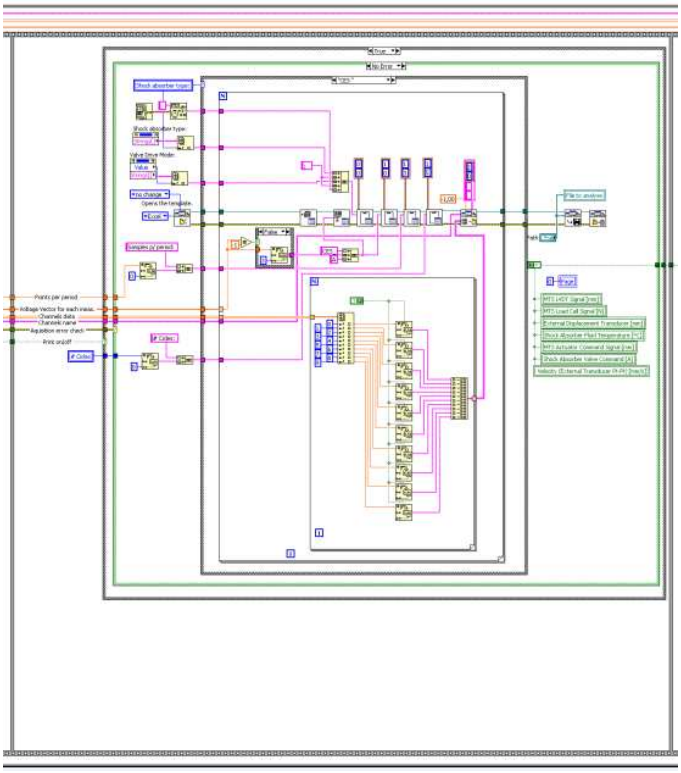
Parte P1:



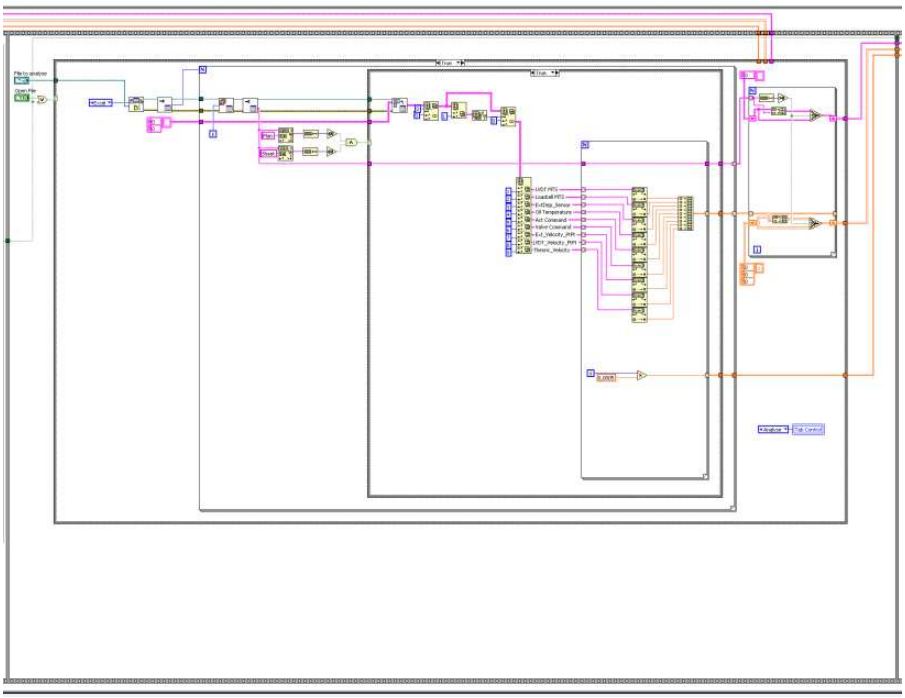
Parte P2:



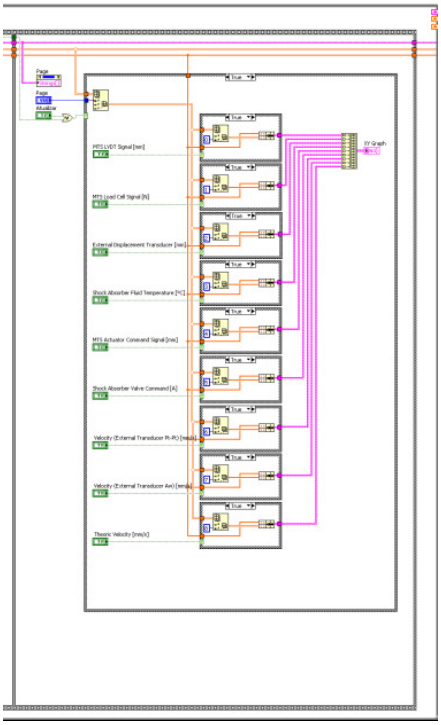
Parte P3:



Parte P4:



Parte P5:



A.3 Software de processamento dados

A.3.1 – Introdução

Para os testes e estudos necessários à este trabalho foi necessário o desenvolvimento de um software para processamento dos dados medidos. Primeiramente, é realizada a abertura dos arquivos de caracterização salvos anteriormente pelo software de aquisição de dados. A partir deste, os dados respectivos de cada caracterização passam por um processo de separação do estágio de atuação do amortecedor, sendo entre:

- Aceleração na extensão;
- Desaceleração na extensão;
- Aceleração na compressão;
- Desaceleração na compressão.

Após obtido o divisão dos estágios de atuação de cada amortecedor (passivo e proposta de amortecedor eletronicamente parametrizável), é aplicado o processamento conforme descrito anteriormente no item 5.4, de modo a obter as matrizes de comando $[D_{AE}]_{(V,I)}$, $[D_{DE}]_{(V,I)}$, $[D_{AC}]_{(V,I)}$ e $[D_{DC}]_{(V,I)}$ respectivamente, seguido do arquivamento destas matrizes em arquivos de texto *.txt (formato interno ASCII). Para uma visão geral do software de processamento de dados, segue fluxograma dividido entre os principais blocos:

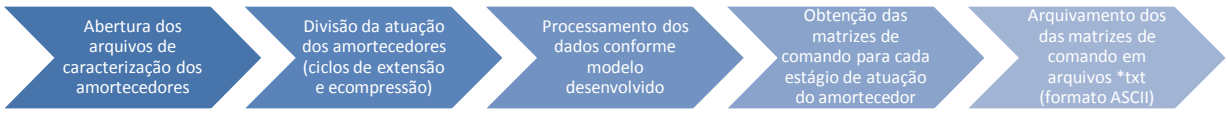


Figura A.3.1– Visão geral do software de processamento de dados.

A fim de obter um melhor aproveitamento dos recursos de processamento dos dados e manter a interface com os dados gerados pelo software de aquisição de dados, o software de processamento de dados também foi elaborado através do LabVIEW.

A.3.2 – Software de processamento de dados – Interface com o usuário

Para uma melhor interação com sistema de aquisição de dados, uma interface constituída apenas com os comandos necessários foi constituída, dividida entre as seguintes telas:

Configurações Principais (*"Main Configurations"*): Tela para entrada dos arquivos de caracterização dos amortecedores passivo de referência (o qual deseja-se que as forças de

amortecimento sejam reproduzidas) e também a caracterização do amortecedor eletronicamente parametrizável, conforme figura A.3.2:

Visualização da Caracterização do Amortecedor Eletronicamente Parametrizável (*"Caracterization El. Parameterized"*): Tela de visualização do gráfico 3D (Velocidade x Força x Corrente) referente a caracterização do amortecedor eletronicamente parametrizável, conforme figura A.3.3.

Visualização da Caracterização Discretizada Amortecedor Eletronicamente Parametrizável (*"Discrete Caracterization El. Parameterized"*): Tela de visualização do gráfico 3D (Velocidade x Força x Corrente) exibido na tela anterior, porém dividido entre os estágios de atuação do amortecedor, conforme figura A.3.4.

Visualização da Caracterização do Amortecedor de Referência (*"Reference Damper Data"*): Tela de visualização das forças de amortecimento referente a caracterização do amortecedor de referência, já contemplando a separação entre os estágios de atuação do amortecedor, conforme figura A.3.5.

Previsão de resposta (*"Response Preview"*): Tela de exibição, em forma gráfica, dos das curvas de amortecimento desejada (proveniente do amortecedor passivo de referência) e a previsão de resposta do amortecedor eletronicamente parametrizável, conforme figura A.3.5.

Comparativo Final (*"Final comparative"*): Tela para exibição gráfica entre as forças de amortecimento desejado (amortecedor passivo) e as forças de amortecimento de resposta do amortecedor eletronicamente parametrizável (coso esta já tenha sido medido previamente pelo software de aquisição de dados), conforme figura A.3.6.

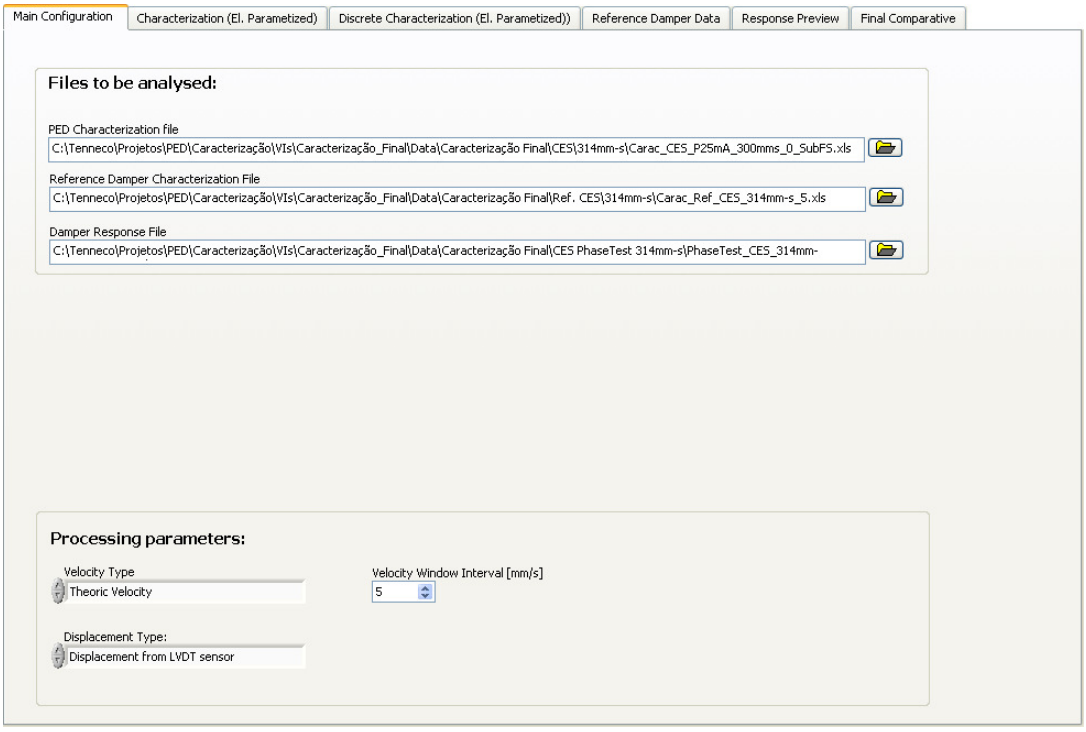


Figura A.3.2 – Tela "Main Configuration"- Configurações principais.

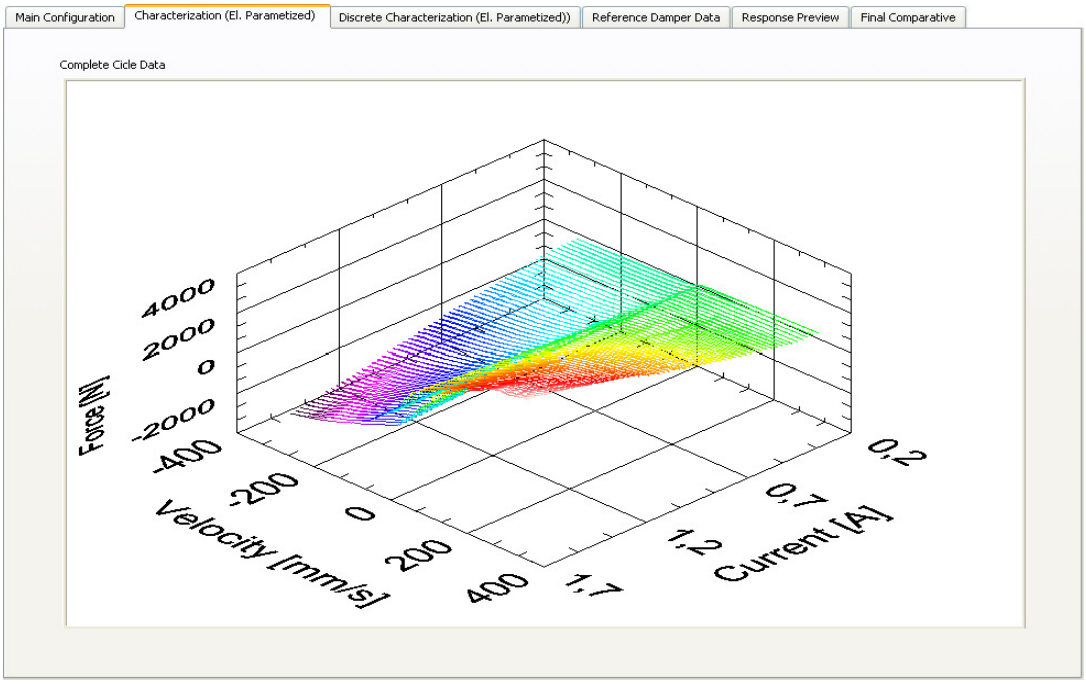


Figura A.3.3 – Tela "Characterization (El. Parametized)" – Caracterização do amortecedor eletronicamente parametrizável.

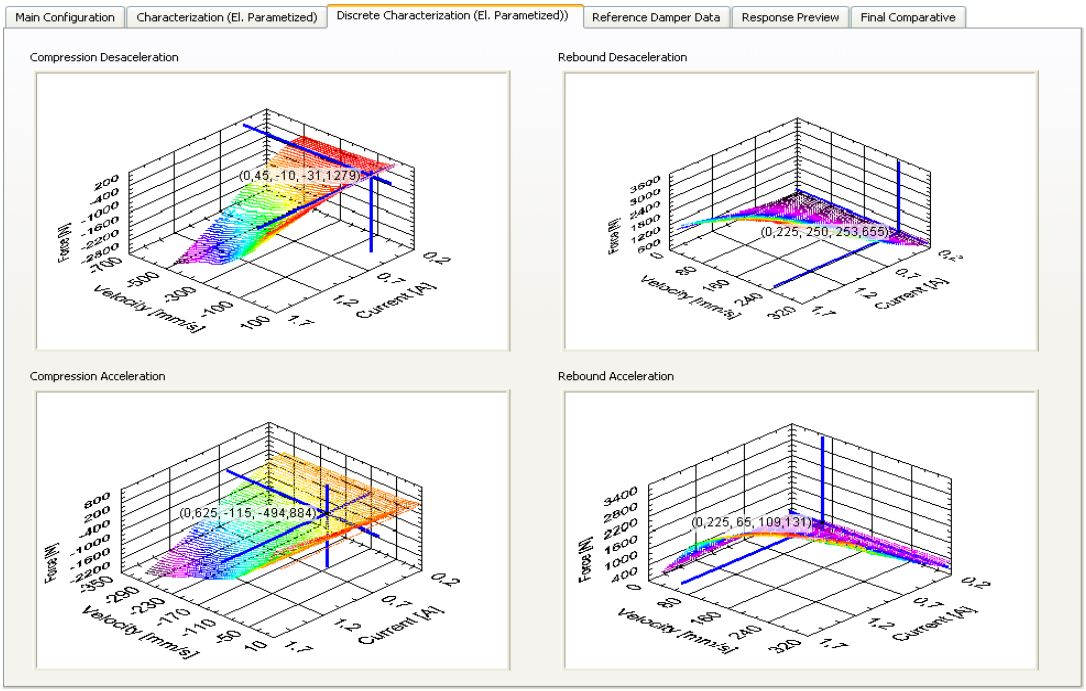


Figura A.3.4 – Tela "Discrete Characterization (El. Parametized)" – Caracterização do amortecedor eletronicamente parametrizável dividido em estágios.

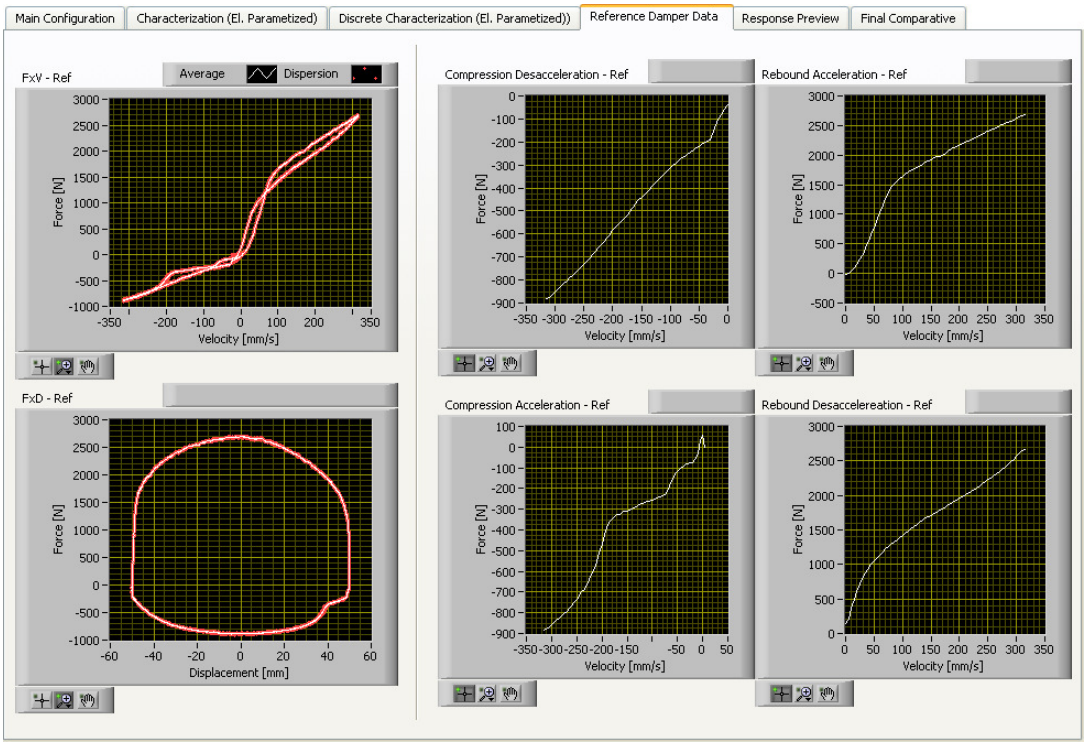


Figura A.3.5 – Tela "Reference Damper Data" – Discretização do amortecedor de referência

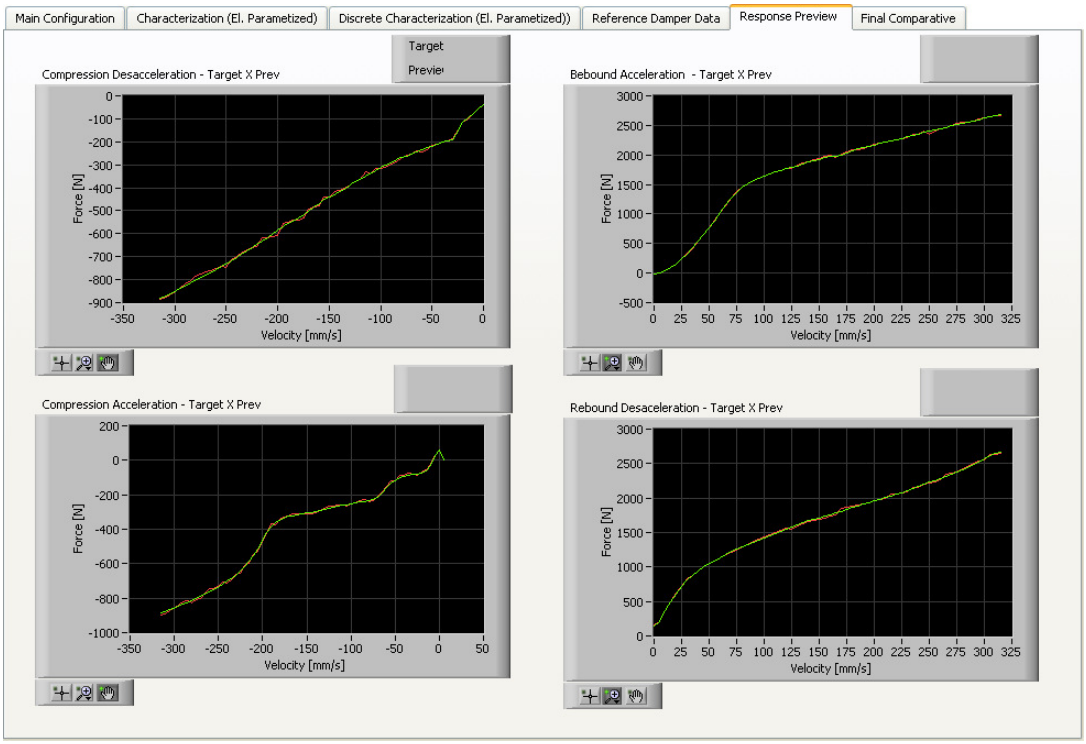


Figura A.3.6– Tela "Response Preview" – Previsão de resposta

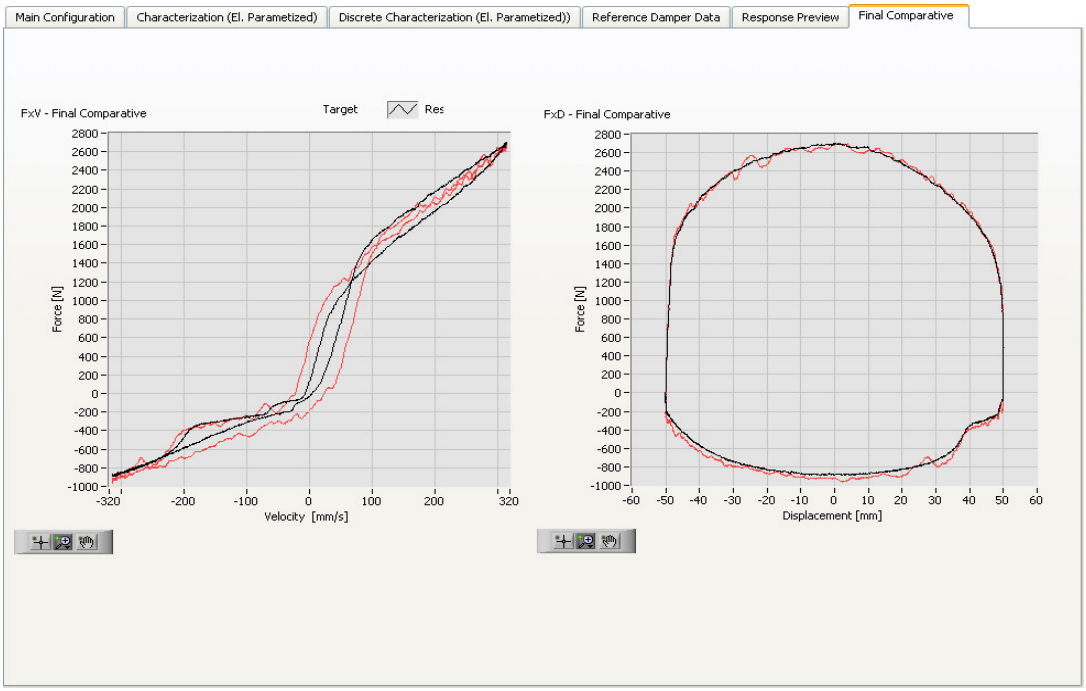
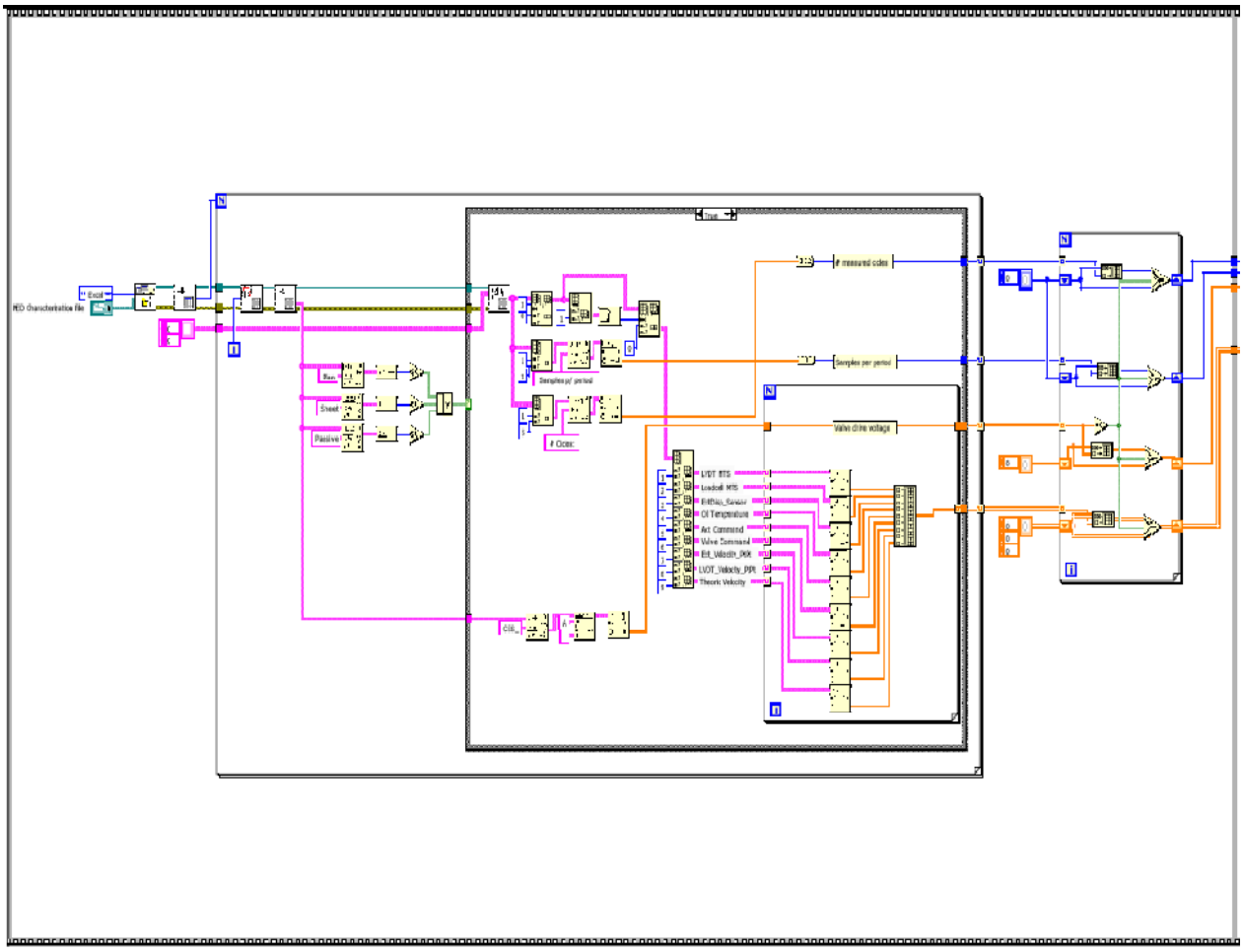


Figura A.3.7 – Tela "Final Comparative" – Comparativo final entre amortecimento desejado e obtido.

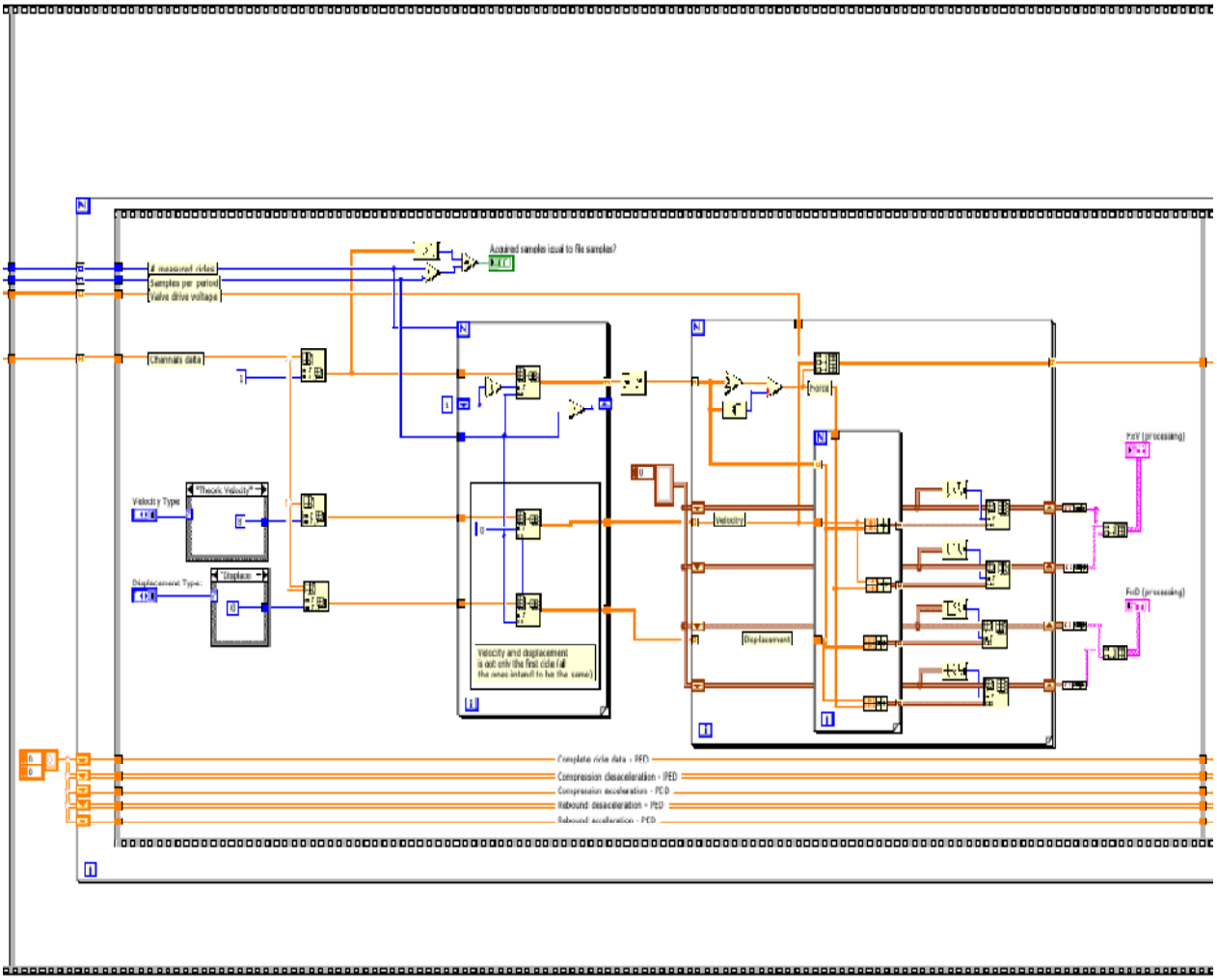
A.3.3 – Software de Processamento de Dados – Algoritmo em LabVIEW

O algoritmo de comando de todo o software de processamento de dados desenvolvido para este trabalho, assim como a automação das telas descritas anteriormente tópico A.3.2 anterior, segue:

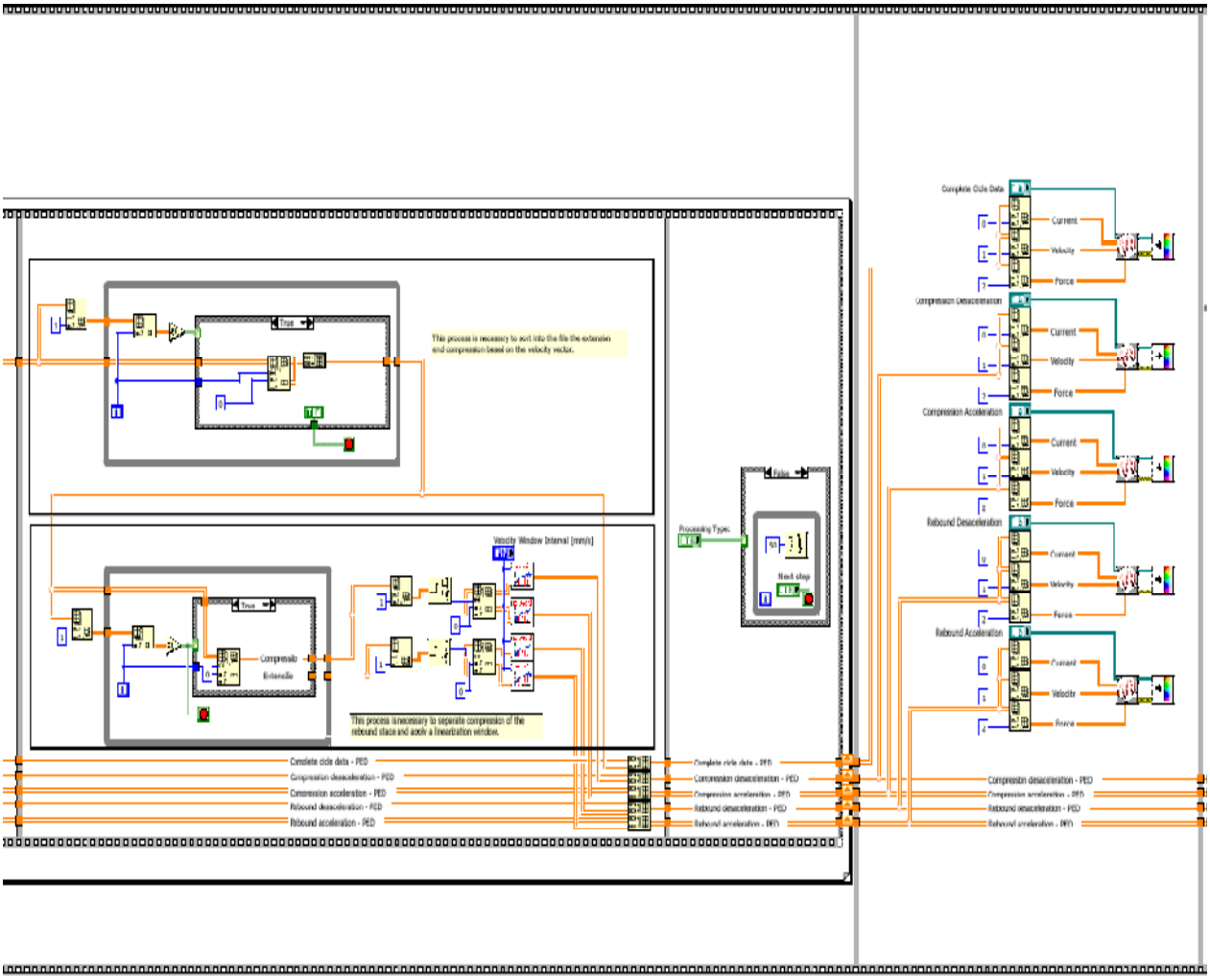
Bloco 1:



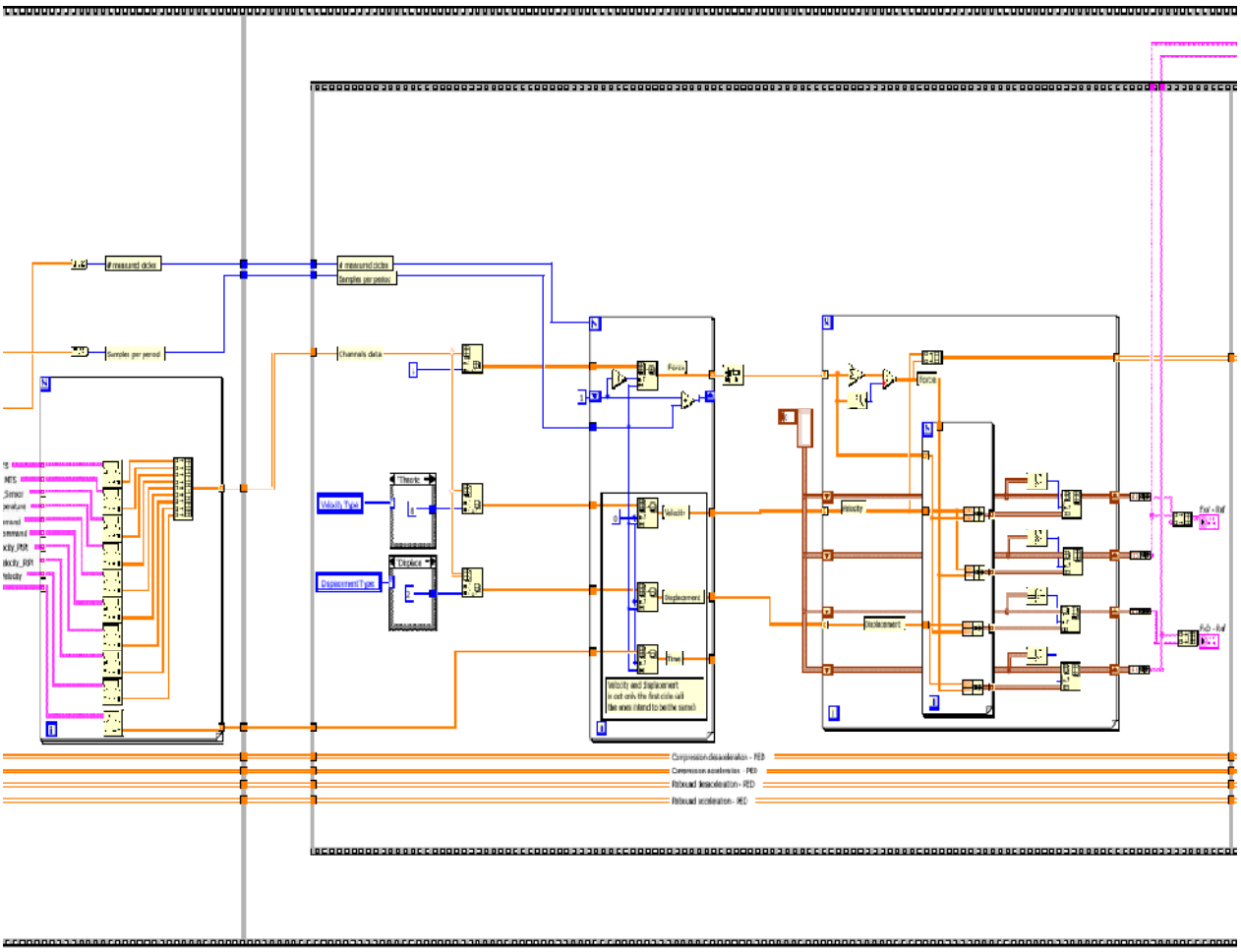
Bloco 2:


Acquired samples equal to file samples?
measured cycles
Samples per period
Valve drive voltage
Channels data
Velocity Type
"Theoric Velocity"
Displacement Type:
Displace
Velocity and displacement
is not only the first cicle (all
the ones intenall to be the same)
Velocity
Displacement
Force
FxV (processing)
FxD (processing)
Complete cicle data - PFD
Compression deacceleration - PED
Compression acceleration - PCD
Rebound deacceleration - PED
Rebound acceleration - PCD

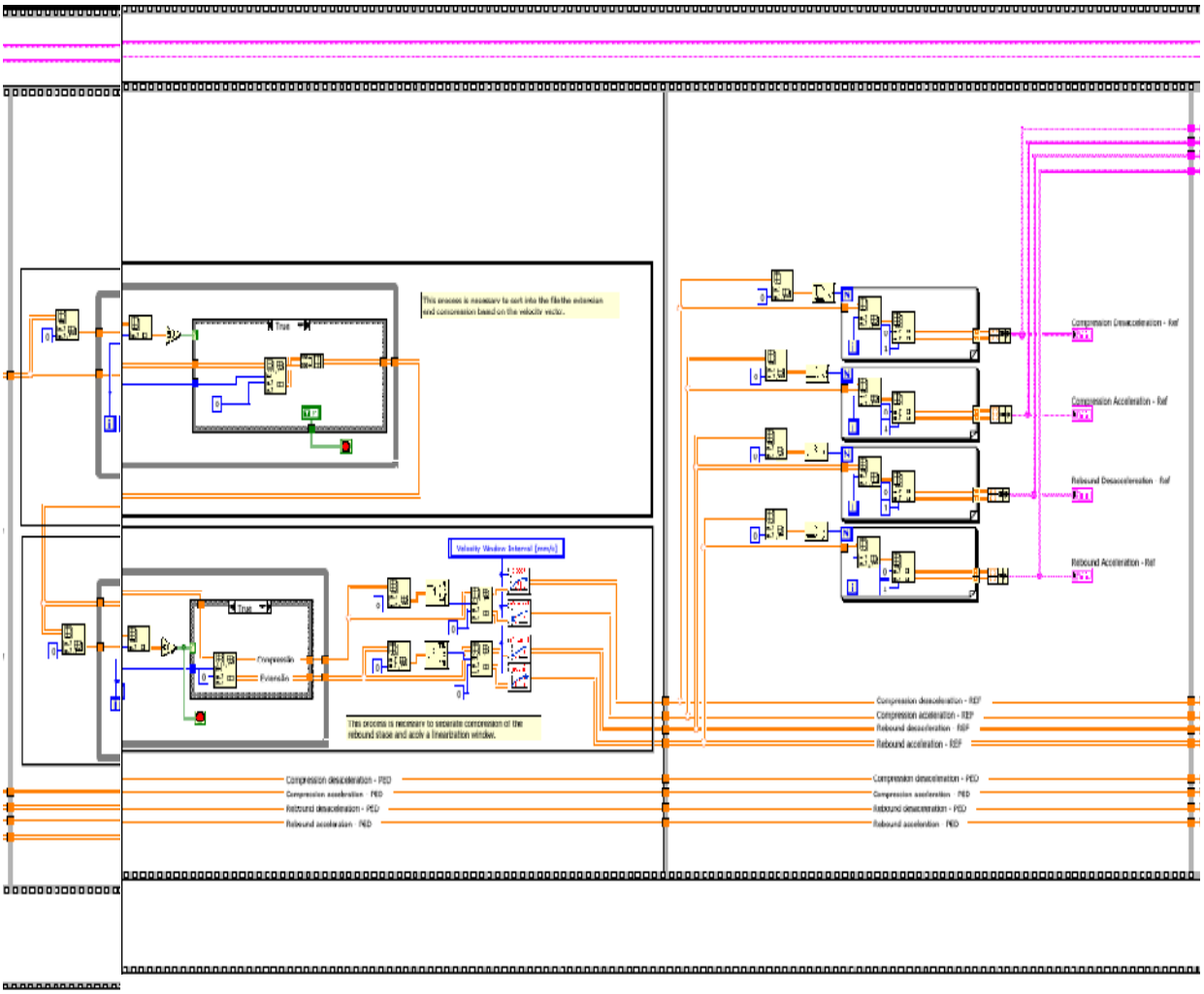
Bloco 3:


This process is necessary to sort into the file the extension and compression based on the velocity vector.
Velocity Window Interval [mm/s]
This process is necessary to separate compression of the rebound stage and apply a linearization window.
Complete cicle data - PED
Compression deacceleration - PED
Compression acceleration - PED
Rebound deacceleration - PED
Rebound acceleration - PED
Complete Cicle Data
Compression Deacceleration
Compression Acceleration
Rebound Deacceleration
Rebound Acceleration
Current
Velocity
Force

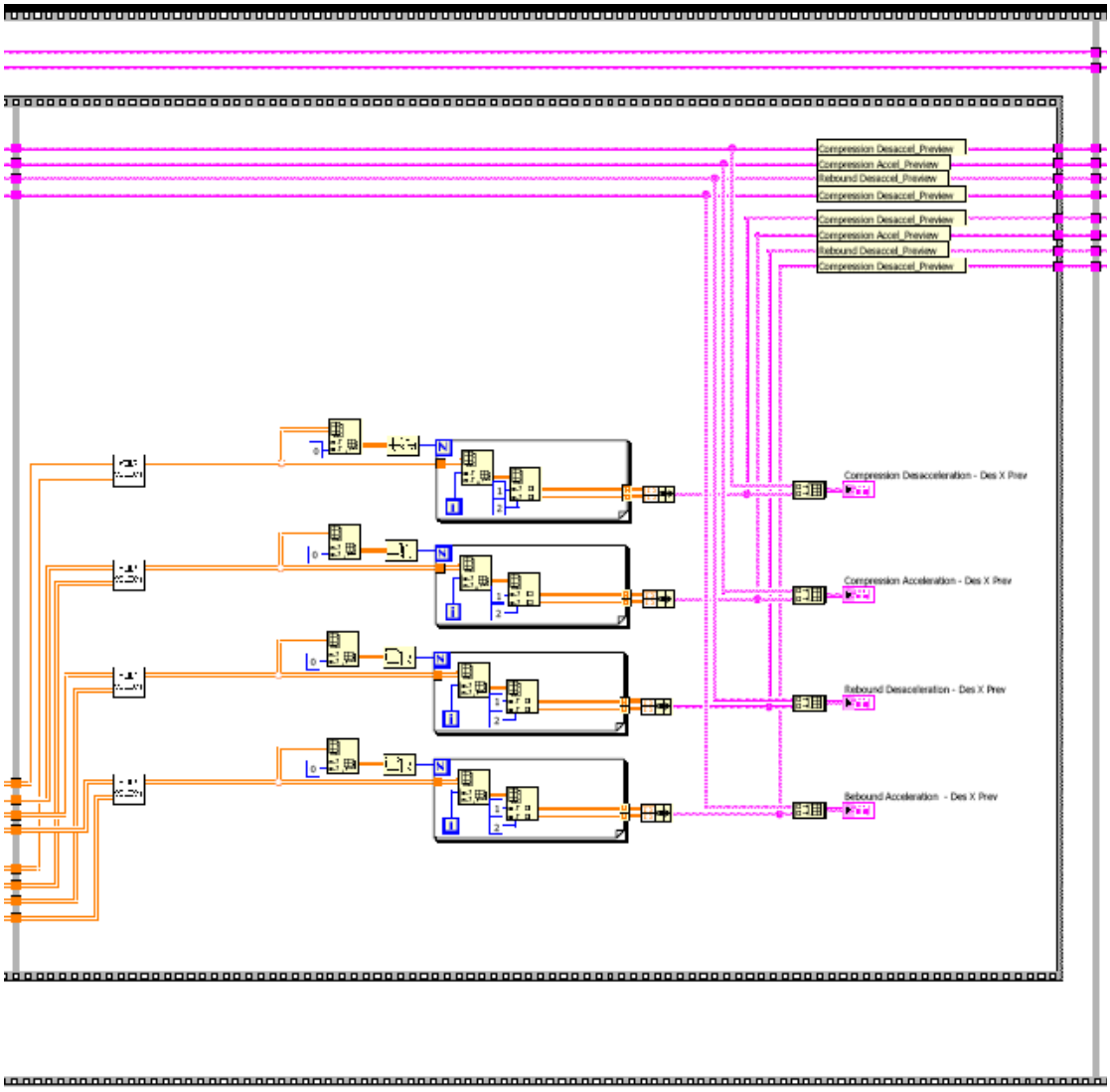
Bloco 4:



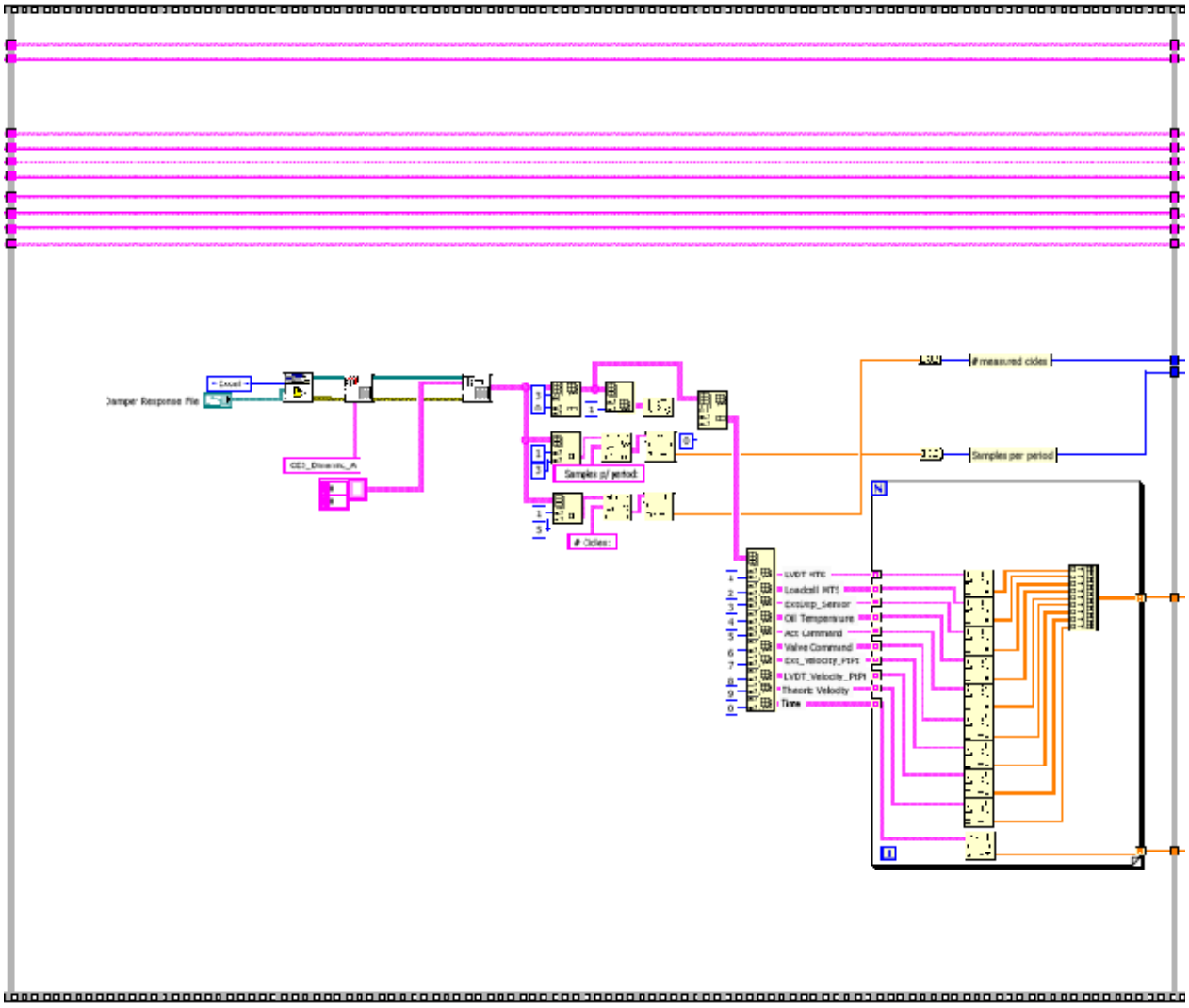
Bloco 5:


Compression Desacceleration - Ref
Compression Acceleration - Ref
Rebound Desacceleration - Ref
Rebound Acceleration - Ref
Compression desacceleration - REF
Compression acceleration - REF
Rebound desacceleration - REF
Rebound acceleration - REF
Compression desacceleration - PID
Compression acceleration - PID
Rebound desacceleration - PID
Rebound acceleration - PID

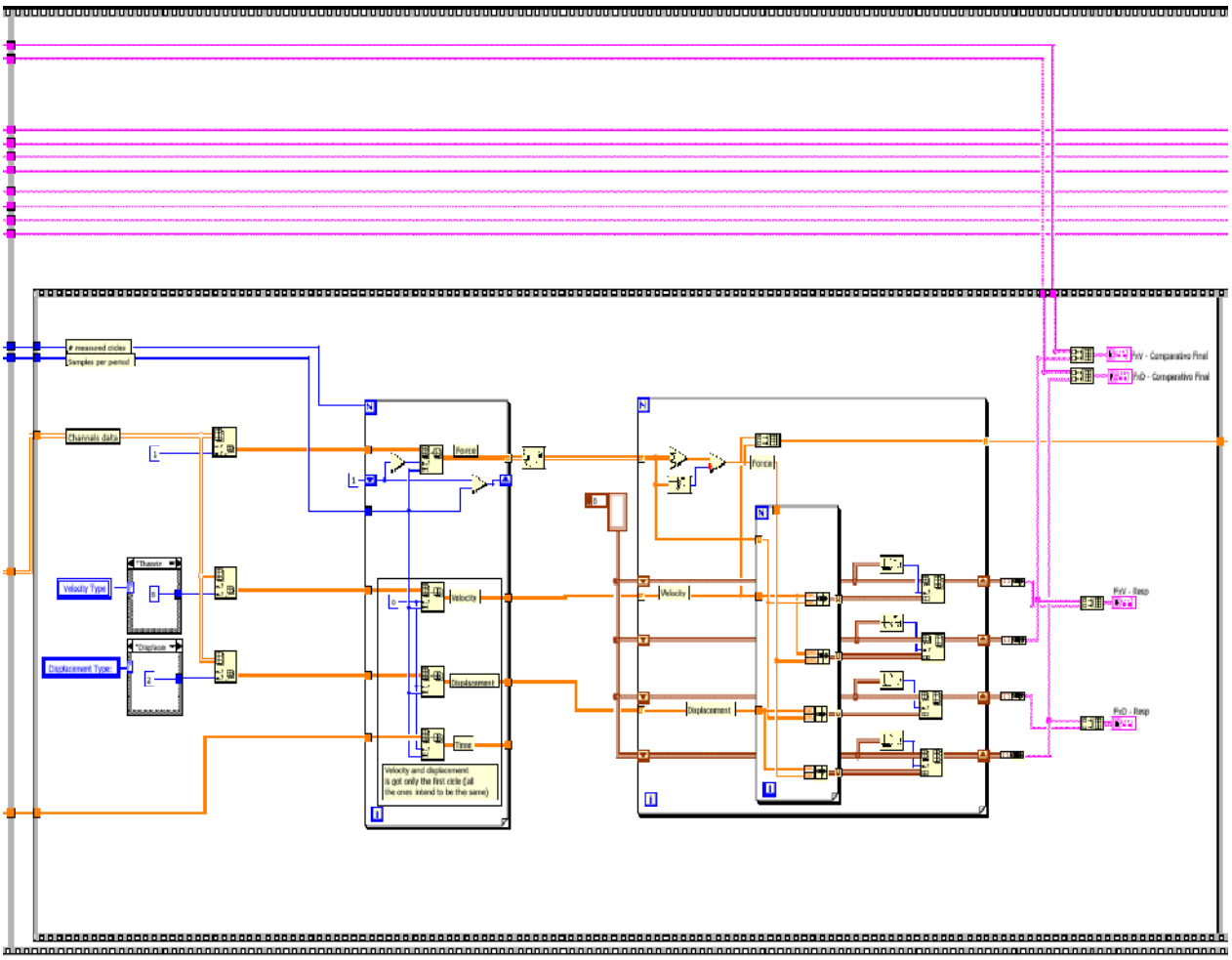
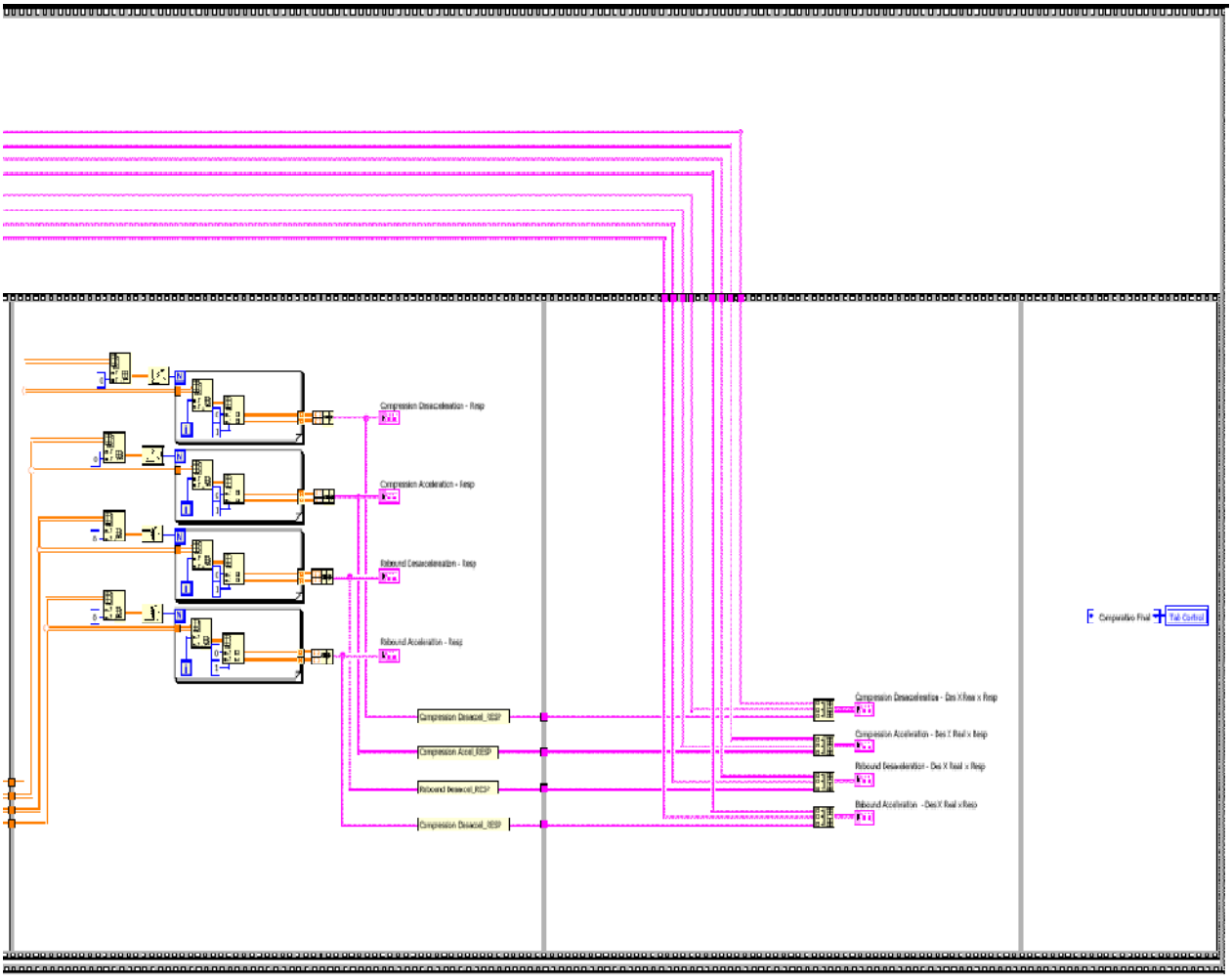
Bloco 6:


Compression Desaccel_Preview
Compression Accel_Preview
Rebound Desaccel_Preview
Compression Desaccel_Preview
Compression Desaccel_Preview
Compression Accel_Preview
Rebound Desaccel_Preview
Compression Desaccel_Preview
Compression Desacceleration - Des X Prev
Compression Acceleration - Des X Prev
Rebound Desacceleration - Des X Prev
Rebound Acceleration - Des X Prev

Bloco 7:


Jumper Response File
Samples p/ period:
Cicles:
measured cicles
Samples per period

Bloco 8:


measured cicles
Samples per period
Channels data
Velocity Type
Displacement Type
Force
Velocity
Displacement
Time
Velocity and displacement
is got only the first cicle (all
the ones intend to be the same)
Force
Velocity
Displacement
FxV - Comparativo Final
FxD - Comparativo Final
FxV - Resp
FxD - Resp

Bloco 9: