

RAFAEL LUÍS TEIXEIRA

**PROJETO, CONSTRUÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DE UM
AMORTECEDOR ATIVO CONTROLADO
POR ATUADOR PIEZOELÉTRICO**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

MG

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

T266p Teixeira, Rafael Luís, 1971-
Projeto, construção e caracterização de um amortecedor ativo controlado por atuador piezoelétrico / Rafael Luís Teixeira. - 2007.
214 p. : il.

Orientador: Francisco Paulo Lépore Neto.

**Tese (doutorado) – Universidade Federal de
Uberlândia, Programa
de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.**

Inclui bibliografia.

1. Vibração - Teses. 2. Amortecedores - Teses. 3. Transdutores piezoelétricos - Teses. 4. Método dos elementos finitos - Teses. I. Lépore Neto, Francisco Paulo. II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621:534

RAFAEL LUÍS TEIXEIRA

**PROJETO, CONSTRUÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DE UM
AMORTECEDOR ATIVO CONTROLADO
POR ATUADOR PIEZOELÉTRICO**

Tese apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Orientador: Prof. Dr. Francisco Paulo Lépore Neto

Co-orientador : Prof. Dr. José Francisco Ribeiro

UBERLÂNDIA

MG

A meus pais Pedro e Vânia,
a meus irmãos Renata e Pedro,
a meu tio Evandro Rafael,
e ao meu sobrinho Diego.

MEUS AGRADECIMENTOS

Agradeço aos senhores, colegas e inesquecíveis professores Francisco Paulo Lépore Neto, o LÉPORE, e José Francisco Ribeiro, o TITO, pelo ensinamento e auxílio no decorrer da orientação e que me proporcionaram chegar até aqui.

Ao colega de laboratório Patrick Magalhães Cardoso pela ajuda nos ensaios experimentais, sempre com idéias e soluções sucintas.

A todos os colegas estudantes e professores da FEMEC que diretamente ou não me apoiaram, incentivaram e ajudaram durante o desenvolvimento da pesquisa. A todos os funcionários e técnicos da FEMEC que contribuíram para a execução deste trabalho.

Ao apoio financeiro oferecido pelo CAPES – Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, CNPq – Conselho Nacional de Pesquisa e a FAPEMIG - Fundação de Amparo à Pesquisa de Minas Gerais.

Finalmente, agradeço a Deus pela oportunidade e conquista dessa importantíssima etapa de minha formação acadêmica.

PROJETO, CONSTRUÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DE UM AMORTECEDOR ATIVO CONTROLADO POR ATUADOR PIEZOELÉTRICO

SUMÁRIO

1 – Introdução	01
2 – Estado da arte dos amortecedores semi-ativos	07
2.1 – O sistema de controle de vibração semi-ativo	07
2.2 – Os conceitos ativos e semi-ativos	08
2.3 – Aplicações de redução de vibração com amortecedores ativos	09
2.3.1 – Amortecedores com orifício variável	10
2.3.2 – Amortecedores com líquido sintonizado	12
2.3.3 – Amortecedores a fricção piezoelétricos	13
2.3.4 – Amortecedores magneto-reológico e eletro-reológico	15
2.3.5 – Amortecedores para aplicações aeroespaciais	19
3 - O amortecedor ativo proposto.	25
3.1 – Análise de possíveis soluções para o projeto do amortecedor ativo	25
3.2 – Os subsistemas do amortecedor construído	27
3.2.1 – O subsistema hidráulico	30
3.2.2 – O subsistema de controle	33
3.2.3 – O subsistema de alimentação	35

4 – O Circuito Hidráulico e seu Modelo em Elementos Finitos	37
4.1 – Formulação matemática de um escoamento isotérmico	37
4.2 – O modelo em elementos finitos com interação fluido-estrutura	43
4.3 – Simulações em regime permanente	50
4.4 – Simulações em regime transiente	57
4.5 – Comparação entre os regimes permanente e transiente	64
4.6 – Modelos Reduzidos que Estimam a Força Amortecedora	66
4.6.1 – Modelos Matemático direto e inverso	66
4.6.2 – Modelos direto Neuro-fuzzy	68
5 - Validação Experimental do Projeto do Amortecedor Ativo	73
5.1 – Validação do projeto do amortecedor na versão passiva no domínio do tempo	73
5.2 – Caracterização do amortecedor na versão passiva no domínio da frequência	90
6 - O Atuador Piezoelétrico e o seu Modelo em Elementos Finitos	95
6.1 Formulação Matemática da Piezoelectricidade e o Modelo em Elementos Finitos do Atuador Piezoelétrico	95
6.2 Modelo Reduzido do atuador piezoelétrico.	103
6.3 Projeto de um controlador PID para acionamento do atuador piezoelétrico.	104
7 - Validação Experimental do Projeto do Amortecedor Piezoelétrico	109
7.1 – Caracterização do atuador piezoelétrico e seu amplificador em malha aberta	109
7.2 – Projeto de um controle local PID para comandar o atuador piezoelétrico	124

8 - Estudos de Casos para Projeto da Estratégia do Controle Hierárquico	137
8.1 – Modelo Matemático de $\frac{1}{4}$ de veículo e a suspensão passiva	137
8.2 – A suspensão semi-ativa e seu algoritmo	139
8.3 – O projeto do controle ótimo	141
8.4 – Projeto de um controlador global <i>fuzzy</i> para o sistema de controle hierárquico	149
9 - Avaliação do Amortecedor Ativo utilizando o Controle Hierárquico	155
9.1 – Modelo da planta local: atuador APA e amplificador quando instalado no protótipo	155
9.2 - Desempenho do controlador local PID quando instalado no protótipo	158
9.3 – Modelo da planta global: sistema linear de 1 GDL acoplado ao amortecedor ativo	161
9.4 - A instrumentação envolvida no controle hierárquico da suspensão semi-ativa	167
9.5 - Performance do amortecedor passivo ativado pelo controlador PID	168
9.6 - Performance dos controladores: global <i>on-off</i> e local PID no domínio do tempo.	171
9.7 - Performance dos controladores: global <i>fuzzy</i> e local PID no domínio do tempo	174
9.8 - Performance dos controladores: passivo e local PID no domínio da frequência	178
9.9 - Performance dos controladores: global <i>fuzzy</i> e local PID no domínio da frequência	180
10 – Conclusão	185
Referências Bibliográficas	189
Apêndices	195

SIMBOLOGIA

ALE	-	ARBITRARY LAGRANGIAN–EULERIAN
$[c^E]$	-	MATRIZ ELASTICIDADE PARA CAMPO ELÉTRICO CONSTANTE
C_{V1} e C_{V2}	-	VÁLVULAS DE SEGURANÇAS
C_μ	-	CONSTANTE DO MODELO TURBULENTO $K\varepsilon$.
$C_{ótimo}$	-	COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO DESEJÁDO PARA SUSPENSÃO.
$\{D\}$	-	VETOR DESLOCAMENTO ELÉTRICO OU DENSIDADE DE FLUXO ELÉTRICO
$[e]$		MATRIZ DE CONSTANTES DE TENSÕES PIEZELÉTRICAS
$\{E\}$	-	VETOR CAMPO ELÉTRICO
f	-	FREQÜÊNCIA
f_n	-	FREQÜÊNCIA NATURAL EM HZ
f_{APA}	-	FREQÜÊNCIA NATURAL DO APA EM HZ
$f_{a,b,c,d,e}$	-	FREQÜÊNCIA DO APA EM HZ
f_O	-	FREQÜÊNCIA NATURAL DO OBTURADOR MAIS APA EM HZ
F_v	-	FORÇA AGINDO NO OBTURADOR DA VÁLVULA
F	-	FORÇA DO FLUIDO AGINDO SOBRE A FLANGE DO FOLE
GAP	-	ABERTURA DA VÁLVULA
G_{AMP}	-	GANHO DO AMPLIFICADOR DE POTÊNCIA DO APA
$K\varepsilon$.	-	MODELO DA DINÂMICA DOS FLUIDOS NÃO LINEAR
K	-	ENERGIA CINÉTICA TURBULENTO
$[K]$	-	MATRIZ DE RIGIDEZ ESTRUTURAL
$K\varepsilon$.	-	MODELO DA DINÂMICA DOS FLUIDOS NÃO LINEAR

K_S	-	RIGIDEZ DA SUSPENSÃO
K_s	-	MÓDULO DE BULK ISENTRÓPICO A VELOCIDADE ACÚSTICA
K_A K_B	-	RIGIDEZES
K_P, K_D e K_I	-	GANHOS DO CONTROLADOR PID, PROPORCIONAL DERIVATIVO E INTEGRAL
K_A K_B	-	RIGIDEZES
L	-	COMPRIMENTO HIDRÁULICO CARACTERÍSTICO GEOMÉTRICO
$[M]$	-	MATRIZ DE MASSA ESTRUTURAL
m_A		MASSA MÓVEL DO APA
m_O		MASSA DO OBTURADOR
P_{V1}	-	VÁLVULA SOLENOIDE
P_{stat}	-	PRESSÃO ESTÁTICA
$\{\ddot{q}\}$	-	VETOR DE ACELERAÇÃO NODAL
$\{q\}$	-	VETOR DE DESLOCAMENTO NODAL
RP_i	-	REGIME PERMANENTE
RT_i	-	REGIME TRANSIENTE
Re	-	NÚMERO ADIMENSIONAL DE REYNOLDS
t	-	TEMPO
U	-	VELOCIDADE DO ESCOAMENTO
U_e	-	TENSÃO DE ENTRADA DO AMPLIFICADOR DE POTÊNCIA DO APA
U_s	-	TENSÃO DE SAÍDA DO AMPLIFICADOR DE POTÊNCIA DO APA
V_R	-	VELOCIDADE RELATIVA DA SUSPENSÃO
u'	-	COMPONENTE DE FLUTUAÇÃO DAS TENSÕES DE REYNOLDS
\bar{u}	-	VALOR MÉDIO DA VELOCIDADE NA DIREÇÃO X
u v w	-	VELOCIDADE NA DIREÇÃO X Y E Z , RESPECTIVAMENTE
y_s	-	DESLOCAMENTO DA SUSPENSÃO
\dot{y}_s	-	VELOCIDADE DA MASSA SUSPENSA

\ddot{y}_s	-	ACELERAÇÃO DA MASSA SUSPENSA
y_R	-	DESLOCAMENTO DA RODA
\dot{y}_R	-	VELOCIDADE DA RODA
\ddot{y}_R	-	ACELERAÇÃO DA RODA
y_w	-	DESLOCAMENTO DA PISTA
\dot{y}_w	-	VELOCIDADE DA PISTA
β	-	MÓDULO DE BULK
ξ	-	FATOR DE AMORTECIMENTO
$\{\varepsilon\}$	-	TENSOR DEFORMAÇÃO
$[\xi^\varepsilon]$		TENSOR DE CONSTANTES DIELÉTRICAS OU PERMISSIVIDADE DE DEFORMAÇÃO
ε	-	TAXA DE DISSIPAÇÃO DE ENERGIA CINÉTICA
μ_e	-	VISCOSIDADE EFETIVA DO FLUIDO
μ_T	-	COEFICIENTE DE VISCOSIDADE TURBULENTA
ω_n	-	FREQUENCIA NATURAL EM RAD/S
σ^R	-	TENSÕES DE REYNOLDS
$\{\sigma\}$	-	TENSOR TENSÃO MECÂNICA

Teixeira, R. L., 2007, “Projeto, construção e caracterização de um Amortecedor Ativo controlado por Atuador Piezoelétrico”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG

RESUMO

Esta tese apresenta o desenvolvimento de uma metodologia de projeto, a construção de um protótipo e a validação experimental de um amortecedor ativo de vibrações controlado por um atuador piezoelétrico. O dispositivo proposto contém um circuito hidráulico constituído por dois foles metálicos flexíveis conectados a um reservatório rígido cheio com um fluido viscoso. Quando um dos foles é conectado a uma estrutura vibratória um fluxo de fluido é forçado através de um orifício variável, produzindo o efeito de amortecimento. O tamanho do orifício é ajustado por um sistema piezoelétrico de controle que posiciona um obturador cônico numa cavidade cônica. O amortecedor é modelado pela técnica dos elementos finitos considerando que o corpo da válvula rígido e que existe interação entre o fluido interno e a estrutura flexível dos foles. Este modelo é discretizado utilizando uma formulação Lagrangeana–Euleriana. O atuador, composto por uma estrutura metálica flexível que amplifica o deslocamento produzido por uma pilha de cerâmicas piezoelétricas, também é modelado pela técnica dos elementos finitos. Foi construído um protótipo do amortecedor e realizados ensaios experimentais com excitações impulsivas e harmônicas, para determinar o comportamento dinâmico e para validar os modelos computacionais desenvolvidos. A relação entre o tamanho do orifício e a correspondente força de amortecimento produzida é obtida tanto a partir de simulações feitas com o modelo computacional, como através de ensaios com o protótipo, para valores do tamanho do orifício fixos e variáveis. Propõe-se o uso de modelos dinâmicos reduzidos para representar a dinâmica do amortecedor. Para garantir que o atuador piezoelétrico posicione corretamente o obturador da válvula, foi incorporado ao amortecedor um controlador local clássico tipo PID. O amortecedor ativo foi aplicado a um sistema vibratório que representa o modelo de um quarto de um automóvel. Desenvolveu-se projeto de um controlador liga - desliga e de um controlador *fuzzy* para controlar a vibração do veículo equipado com o amortecedor ativo. Testes experimentais mostraram que as alterações no valor do coeficiente de amortecimento da suspensão, comandadas pelo controlador global, foram realizadas em tempos inferiores a 10 milissegundos, indicando excelente desempenho do amortecedor proposto.

Palavras chave: Amortecedor ativo, Controle Ativo de Vibrações, Elementos Finitos, Atuadores Piezoelétricos e Inteligência Artificial.

Teixeira, R. L., 2007, "Active Damper - design, construction and characterization controlled by Piezoelectric Actuator", Doctorate Thesis, Federal University of Uberlândia, Uberlândia, MG - Brazil.

ABSTRACT

This thesis presents the design methodology, the construction of a prototype and the experimental validation of an active vibration damper which is controlled by a piezoelectric actuator. The proposed device has two flexible metallic bellows connected to a rigid reservoir filled with a viscous fluid. When one of the bellows is connected to a vibrating structure a periodic flow passes through a variable internal orifice and the damping effect is produced. The size of the orifice is adjusted by a piezoelectric control system that positions the conical core into a conical cavity. The damper device finite element computational model was developed considering that the valve body is rigid and that the fluid - structure interaction occurs between the fluid and the flexible bellows. This model is discretized using a Lagrangian-Eulerian formulation. The actuator has a closed flexible metallic structure that amplifies the displacement produced by an internally mounted stack of piezoelectric ceramic layers, and it is also modeled by the finite element method. The damper prototype was built and experimental tests using impulsive and harmonic excitations were conducted to determine its dynamic behavior and also to validate the developed computational models. The simulation and experimental results are compared by curves that relate the damping coefficient with the size of the orifice. Reduced dynamical models are proposed to represent the behavior of the damper device with fixed and variable orifice sizes. A local classic PID controller for the piezoelectric actuator was designed to assure that the valve core assumes the correct position, providing the commanded damping coefficient. The damper device was applied to a vibration system that represents the model of a quarter-car vehicle. One on-off controller and another fuzzy controller were designed to control the vibrations of the vehicle equipped with the proposed active damper. Experimental tests shown that the damping coefficient values, commanded by the global controller, were achieved in time intervals lesser than 10 milliseconds. These results demonstrate the very good performance of the proposed damper device.

Keywords: Active Damper, Vibration Active Control, Finite Elements Technique, Piezoelectric Actuator, and Soft Computing.

CAPÍTULO I

Introdução

Em diversas aplicações de engenharia os sistemas mecânicos envolvidos estão freqüentemente sujeitos as excitações que provocam vibrações indesejáveis.

Várias são as estratégias que têm sido propostas para superar este problema. Há soluções simples que empregam materiais viscoelásticos como amortecedores passivos (Lima-2003) e outras mais sofisticadas baseadas no uso de materiais "inteligentes" e técnicas de controle moderno (Trindade-2000, Teixeira-2001b).

Os amortecedores passivos de grande porte, os atuadores hidráulicos a pistão, são utilizados em aplicações industriais que exigem elevadas forças de amortecimento, porém apresentam frequentemente custos elevados de implantação, operação e manutenção.

De uma maneira geral as técnicas de controle utilizadas neste problemas podem ser classificadas em dois grandes grupos: técnicas de controle passivo e ativo.

Como técnicas passivas, destacam-se os absorvedores dinâmicos de vibrações (ADVs) passivos. Uma limitação dos ADVs passivos está na sua sintonia. O fato de seus parâmetros construtivos serem definidos (sintonizados) para operar em uma banda de freqüência estreita, limitam o seu desempenho. Estes perdem grande parte de sua eficiência quando as excitações são produzidas por forças impulsivas sem nenhum padrão de repetição.

No caso de suspensões veiculares, por exemplo, os amortecedores passivos em uso corrente são projetados para cada tipo de veículo e não permitem ajustes de desempenho em função do tipo de pista de rolamento ou mesmo do tipo de operação desejada para o veículo, seja conforto ou estabilidade.

Em geral, uma boa suspensão deveria gerar um passeio confortável e uma boa dirigibilidade.

Todavia, os critérios de projeto dependem do propósito do veículo. Por exemplo, um motorista de carro esportivo ou de corridas aceitará uma suspensão com alto coeficiente de amortecimento para uma boa dirigibilidade, principalmente em curvas a alta velocidade. Nesse caso, as vibrações são transmitidas ao motorista. Já em um carro de passeio, as suspensões possuem baixo coeficiente de amortecimento no intuito de se obter conforto, através da redução da transmissibilidade.

Assim o amortecedor passivo veicular ou prioriza a estabilidade ou o conforto. Como tratar essa questão em um amortecedor ativo que atenda a esses dois critérios? É exatamente o principal objetivo dessa tese: projetar, construir e caracterizar um amortecedor ativo. Há várias pesquisas atuais de projetos de amortecedores ativos, tal que conseguem modificar o seu modo de operação, passando de uma condição em que exige estabilidade para outra de conforto, e vice-versa.

As suspensões controláveis podem ser classificadas em duas distintas configurações:

(a) Suspensões ativas: são as capazes de suprir e dissipar energia do sistema através de atuadores hidráulicos que modificam o percurso da suspensão. É chamada de ativa porque com a mudança do percurso da suspensão modifica-se tanto a rigidez como o amortecimento, ou seja, atua na mola e no amortecedor. As suspensões ativas utilizam componentes como as bombas hidráulicas ou compressores que além de requererem manutenções, são de alto custo. Há, também, um compromisso com o rendimento global do sistema, como por exemplo, em sistemas veiculares esses componentes afetam o rendimento do motor resultando em um maior consumo de combustível para atingir uma mesma tarefa. Proibiu-se o uso desta suspensão na Fórmula 1 em 1994, por que proporcionava uma aerodinâmica variável.

(b) Suspensões semi-ativas: são as que apenas dissipam energia por meio de amortecedores controláveis, isto é, através dos amortecedores ativos. É chamada de semi-ativa porque somente os amortecedores são modificados. Neste caso a rigidez das molas permanece constante.

O conceito de suspensão semi-ativa foi introduzido na década de 70 (Crosby e Karnopp, 1973) na forma de amortecedores variáveis e controláveis. Desde sua concepção, os amortecedores ativos têm sido utilizados em diversas aplicações durante as últimas décadas, tais como: em trens (Klinger et al., 1976), tratores e veículos 'off-road' (Margolis e Hrovat, 1976), tanques militares (Miller e Nobles, 1988).

A evolução das pesquisas (Margolis, 1982; Karnopp, 1983; Iver e Miller, 1989; Konik, 1996; Hrovat, 1997) mostraram que a suspensão semi-ativa imprimiu benefícios substanciais tanto no tocante ao conforto como à dirigibilidade, quando comparados às suspensões passiva e ativa.

Nos últimos anos, novas concepções de amortecedores ativos de vibração foram propostas, investigadas e testadas. Destacam-se aqui alguns desses projetos: Kitching *et. al* (1998), Hagopian *et al.*(1999), Giliomee e Els (1998) desenvolveram sistemas de amortecedores a pistão cujo orifício variável é controlado por uma válvula eletrodinâmica (solenóide) acionada por controladores clássicos PID.

Nessa mesma linha, Wu e Xu (1999) e Yoshimura (1998), utilizam controladores *fuzzy* para posicionamento de uma válvula de múltiplos estágios, no qual cada estágio corresponde a um coeficiente de amortecimento imposto ao veículo. Em Teixeira_a (2001) é mostrado um controlador *fuzzy* para controle das suspensões semi-ativas de um veículo modelado com 7 GDL.

Há também soluções que empregam o uso de fluidos eletro-reológicos cuja característica é a viscosidade variável (Petek, 1992 ; Docie e Hac, 2000). Oh e Onoda (2001) fizeram uso de foles metálicos flexíveis associados ao uso de fluidos magneto-reológicos. Parker e Lau [1988] e Feigel e Romano [1996] investigaram válvulas com acionamento piezoelétrico. Alguns desses amortecedores ativos serão detalhados no capítulo que se sucede.

Para concepção de um amortecedor ativo, além do projeto mecânico hidráulico, existe o projeto do sistema de controle envolvido. O controle de sistemas físicos por meio de computadores digitais e micro-controladores vem se tornando uma técnica cada vez mais versátil.

No campo do controle de vibrações novos materiais foram desenvolvidos como atuadores e sensores possibilitando o projeto de controladores mais robustos e adaptativos a variações temporais e/ou paramétricas da planta.

Destacam-se aqui dois desses materiais ditos “inteligentes”: os piezoelétricos que são utilizados como atuadores ou sensores, que apresentam baixo tempo de resposta, e os fluidos inteligentes, os eletro-magneto reológicos que estão sendo aplicados nos amortecedores veiculares, nas construções civis e também em bioengenharia.

Assim, essa tese se concentra em unir ferramentas de modelagem e controle para projetar e avaliar um amortecedor ativo. A seguinte metodologia de projeto do amortecedor ativo é proposta:

- *modelar os subsistemas do sistema hidráulico e do atuador piezoelétrico utilizando a técnica dos elementos finitos;*
- *gerar modelos reduzidos a partir dos modelos em elementos finitos dos subsistemas;*
- *construir o protótipo do amortecedor ativo conforme o projeto realizado;*
- *validar os modelos em elementos finitos através da caracterização experimental do protótipo de amortecedor ativo construído;*
- *propor numericamente em simulação de estudos de casos para projeto do sistema de controle para o amortecedor, a partir dos modelos reduzidos validados,;*
- *implementar o sistema de controle proposto no protótipo; e*
- *avaliar uma suspensão semi-ativa que possui o amortecedor ativo projetado como elemento atuante.*

Para tanto, pretende-se projetar um amortecedor ativo que utiliza foles metálicos flexíveis em substituição aos amortecedores a pistão. Os foles metálicos, quando instalados como elementos passivos de uma suspensão, podem ser projetados de modo que sua deformação axial imprima um fluxo de fluido que, ao passar por uma servo-válvula, gera uma perda de carga que se reflete como pressão interna no dispositivo, provocando a força de amortecimento variável em função do tamanho do orifício.

Para variação do orifício propõe-se o uso de atuadores piezoelétricos para comandar a variação do orifício da válvula, permitindo uma maior banda dinâmica de controle do amortecimento, quando comparados aos atuadores eletrodinâmicos indutivos (solenóides), que são utilizados em amortecedores ativos. Os piezoelétricos têm um tempo de resposta menor e maiores forças de bloqueio, todavia são mais caros.

Nessa tese os capítulos foram divididos buscando atingir a metodologia de projeto de síntese de um amortecedor ativo para suspensões semi-ativas. Resumidamente, os capítulos são comentados tal como se sucede:

- No Capítulo II é apresentado o estado da arte dos amortecedores ativos que, nas últimas décadas, se destacaram no cenário industrial mundial assim como nos grandes centros de pesquisas;

- No Capítulo III, primeiramente, é apresentada uma comparação entre as diversas possibilidades de variação do amortecimento em um amortecedor ativo. A escolha de foles metálicos flexíveis e, também, do atuador piezoelétrico são comentadas. Então, o protótipo do amortecedor ativo construído é previamente mostrado e seus subsistemas comentados, de modo que esclareça ao leitor a funcionalidade de seus principais mecanismos e componentes mecânicos, elétrico e hidráulico. No decorrer dos próximos capítulos, o leitor entenderá essa construção mecânica do protótipo.
- No Capítulo IV, desenvolve-se a modelagem em elementos finitos do circuito hidráulico que consiste em um escoamento isotérmico em domínio fechado. Assim, são apresentadas formulações matemáticas relativas ao problema físico com o objetivo de determinar os campos de velocidade e as distribuições de pressão em todo o escoamento, possibilitando, portanto, o cálculo da força fluido-dinâmica, ou seja, da força amortecedora resultante na superfície móvel efetiva do fole metálico. São executadas simulações nos regimes permanente e transiente, considerando sempre a interações fluido-estrutura. Nas análises preliminares detectou-se a ocorrência de vorticidades e, devido a isso, utilizou-se o modelo turbulento $K\epsilon$. Após a comparação entre os regimes, o capítulo se encerra com algumas propostas de modelos reduzidos que se ajustam aos resultados obtidos com o modelo em elementos finitos em bandas de frequências reduzidas, a fim de se ter simulações em um tempo relativamente baixo.
- No Capítulo V é feita a validação experimental dos modelos em elementos finitos desenvolvidos no capítulo anterior. O protótipo é ensaiado na versão passiva que consiste em posicionar a válvula amortecedora manualmente, ou seja, o orifício resultante no amortecedor é obtido com o posicionamento do obturador sem controle ativo.
- No Capítulo VI, o atuador piezoelétrico é modelado pela técnica dos elementos finitos em que é considerada a interação eletro mecânica. Assim, são apresentados o histórico da piezoelectricidade e a sua formulação matemática. Objetiva-se com esse modelo obter o comportamento relativo ao deslocamento do atuador em função da voltagem aplicada. Uma análise modal é feita com esse modelo para obtenção tanto das frequências naturais como dos modos de vibrar. Propõe-se um modelo reduzido dinâmico que represente o comportamento do atuador piezoelétrico, o qual será útil para projeto do sistema de controle.

- O Capítulo VII é dedicado à validação experimental do modelo em elementos finitos do atuador piezoelétrico, que é caracterizado no domínio da frequência. Após a validação, alguns ensaios a malha aberta com atuador piezoelétrico alimentado pelo seu amplificador de potência são realizados e projeta-se um controlador local PID para comandar o atuador piezoelétrico quando alimentado pelo seu amplificador de potência.
- No Capítulo VIII são feitos estudos de casos relativos ao projeto de controle hierárquico. Essa hierarquia é devida à dependência de um controlador local perante a ação de um controlador global. Inicialmente, apresenta-se o modelo de uma suspensão semi-ativa de $\frac{1}{4}$ de veículo. Essa suspensão é excitada por um sinal digital que imita uma pista de rolagem. Para simulação do amortecedor ativo são utilizados os modelos reduzidos obtidos no Capítulo 4. São propostos dois controladores, um baseado no controle ótimo e outro no controle *fuzzy*. Esse controlador global monitora a suspensão, definindo um coeficiente de amortecimento que é imposto fisicamente pela ação do controlador local PID projetado no capítulo anterior, que comandada o modelo reduzido do atuador piezoelétrico proposto no Capítulo 6. Essa suspensão semi-ativa é comparada às simulações com uma suspensão passiva.
- No Capítulo IX, o amortecedor ativo é avaliado quando engastado em uma suspensão tornando-a semi-ativa. Para tanto a estratégia de controle hierárquico é implementada experimentalmente.
- No Capítulo X, algumas conclusões são feitas e comentadas, através de uma análise sucinta do que fora desenvolvido e alcançado em relação à proposta aqui definida e, também, as futuras perspectivas desse protótipo de amortecedor ativo.

CAPÍTULO II

Estado da arte dos Amortecedores Ativos

Neste capítulo são apresentadas algumas concepções de amortecedores ativos que, nessas últimas décadas, se destacaram tanto nos centros de pesquisas como no cenário industrial. Todavia, inicialmente, algumas considerações básicas são realizadas.

2.1 Um sistema de controle de vibração

As estratégias de controle semi-ativo baseiam-se na redução dos níveis de vibração modificando as características da estrutura tais como a rigidez e o amortecimento e, para tanto, é necessário o projeto de um mecanismo para atuar na estrutura vibrante.

A Figura 2.1 apresenta os componentes básicos de um sistema de controle de vibrações. A estrutura a ser controlada é submetida a excitações e, diante dessas perturbações, a estrutura responde mostrando, assim, seu comportamento dinâmico. Pode-se monitorar tanto as excitações como as respostas dinâmicas da estrutura, utilizando sensores apropriados e, esse estado, completo ou não, do sistema, é o ponto de partida para que um controlador possa definir ações a serem tomadas, tal que minimizam as vibrações estruturais. Essas ações de controle são instruções transmitidas aos atuadores alocados em posições estratégicas da estrutura, no intuito de modificar suas propriedades físicas estruturais amenizando as vibrações indesejáveis.

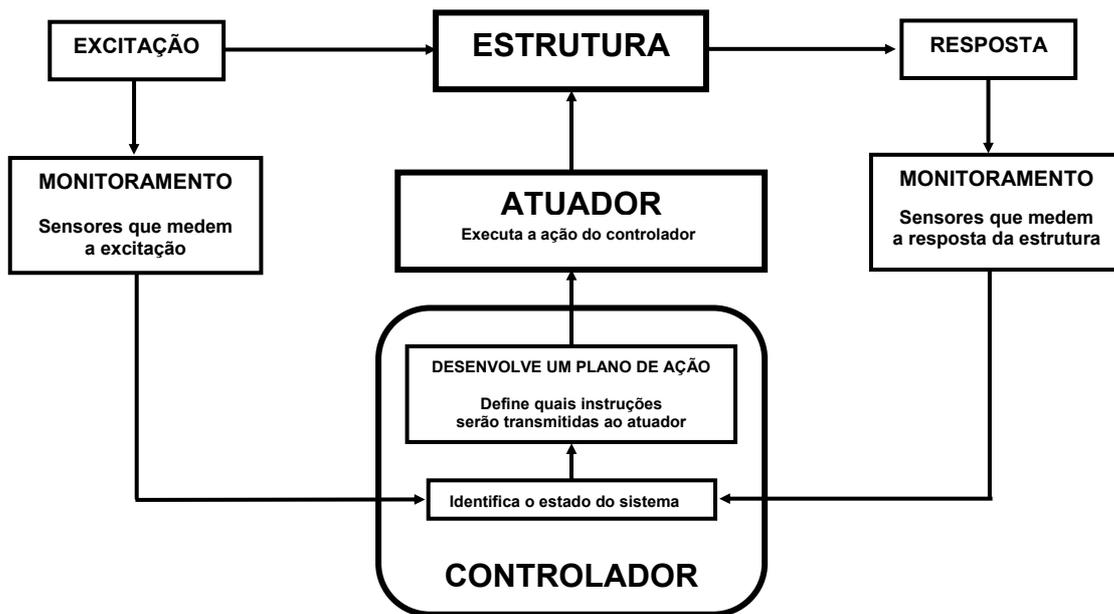


Figura 2.1 - Componentes de um sistema de controle de vibração estrutural ativo.

Quando não se pode o monitoramento da excitação não é disponível, ramo esquerdo da Figura 2.1, o projeto de controle tem que atuar baseando-se somente na resposta da estrutura, o que é normalmente encontrado nos projetos de sistema de controle.

Alguns exemplos de atuadores serão mostrados no decorrer desse capítulo, os quais tornam alguns amortecedores ativos, ou seja, amortecedores que possuem sistema de controle automático. São eles: os amortecedores de orifício variável, os amortecedores com líquido sintonizado, os amortecedores a fricção, os amortecedores que fazem uso de fluidos inteligentes e alguns amortecedores utilizados na indústria aeroespacial.

2.2 Os conceitos ativos e semi-ativos

Os sistemas de controle de vibração ativos e semi-ativos são compostos por elementos básicos semelhantes: os sensores, os atuadores e os controladores. Logo, o conceito fundamental das suspensões ativas e semi-ativas é idêntico, pois o controlador calcula ação exigida para minimizar as vibrações, e a partir das medidas dos sensores, uma ação de controle é transmitida aos atuadores.

As principais diferenças entre as concepções de suspensões ativas e semi-ativas são os atuadores envolvidos e os controladores associados. Diante desse fato, os

controladores para suspensões ativas e semi-ativas possuem algoritmos bem diferentes, uma vez que as ações geradas pelos seus atuadores produzem ações distintas na estrutura cuja vibração se deseja minimizar.

Há várias vantagens em se usar os conceitos semi-ativos em relação aos conceitos ativos, como por exemplo, o fato da potência demandada nas soluções semi-ativas ser tipicamente bem inferior da envolvida para suprimir as vibrações de uma suspensão ativa.

2.3 Aplicações de redução de vibração com amortecedores ativos

Nas últimas duas décadas, houve muito interesse entre os pesquisadores por estudar e desenvolver novas concepções de projetos de controle de vibração que fazem uso da concepção das suspensões semi-ativas. Muitos projetos foram dedicados a suspensões veiculares e às aplicações das quais é necessário prevenir colapsos estruturais gerados por terremotos.

Por curiosidade, um terremoto é um fenômeno de vibração brusca e passageira da crosta terrestre, originado por movimentos subterrâneos das placas tectônicas devido à atividade vulcânicas que resultam em grandes quantidades de energia na forma de onda sísmicas. Em 1935, foi desenvolvida a escala Richter pelos sismólogos Charles Richter e Breno Gutemberg. Essa escala é logarítmica e corresponde ao logaritmo da medida das ondas sísmicas a 100 Km do epicentro e é numerada de 1 a 9, onde: 1 é quando detectado por instrumentos, 2 quando sentido por algumas pessoas, 3 quando sentido por muitas pessoas, 4 quando sentido por muitas pessoas, 5 quando destrói algumas construções, 6 quando as estruturas balançam e as paredes caem, 7 quando destrói muitas construções e mata gentes, 8 um desastre e 9 uma destruição total. Como exemplo, o que ocorreu no Chile atingiu 9,5 em 1960, em El Salvador atingiu 7,9 em 2001, na Califórnia nos EUA atingiu 6 em 2004 e no Japão em 2006 atingiu 8,1 (Fonte: USGS *United States Geological Survey*).

Contudo, existem aplicações que fazem uso suspensões semi-ativas mais sofisticadas que são encontradas na indústria aeroespacial e que serão aqui apresentadas.

Nessa seção serão descritas algumas pesquisas desenvolvidas de projetos de sistemas de controle semi-ativo que, na sua maioria, tem melhores performances quando comparadas às suspensões passivas e ativas.

2.3.1 – Amortecedores com orifício variável

Um estudo do desempenho de um amortecedor ativo para veículos pesados foi realizado por Kitching et. al. (2000). A idéia central foi a de atender a legislação da comunidade europeia que impõe aos motoristas de caminhões a utilização de “suspensões amigáveis”. Para se ter uma noção o governo britânico gastou, entre 1995 e 1996, em manutenção de suas pistas de rolamento, aproximadamente 1,58 bilhões de libras. Soluções com suspensão a ar geram grandes benefícios que atendem à legislação, porém esses pesquisadores investigaram uma suspensão mais sofisticada e relatam ser mais viável.

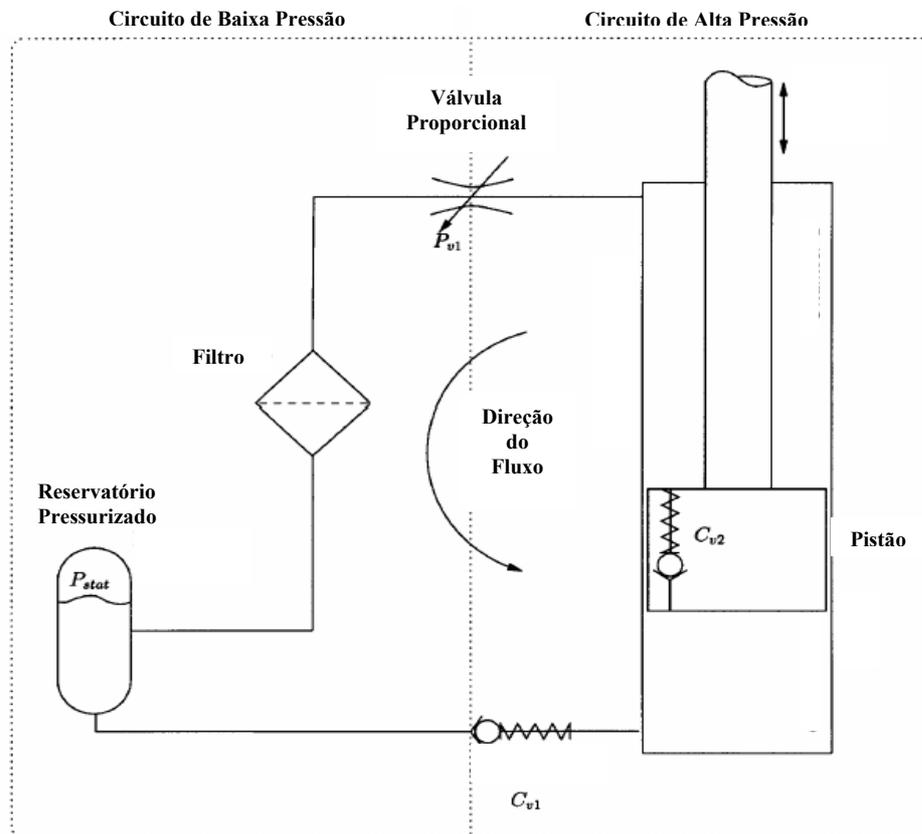


Figura 2.2 - Circuito hidráulico do amortecedor semi-ativo proposta para caminhões.

A solução adotada faz uso de uma válvula proporcional tipo solenóide para variar o orifício do amortecedor. As forças de contato do caminhão com a pista e a aceleração do corpo principal foram avaliadas sob condições de estrada. Uma das conclusões geradas por essa pesquisa é que o fluido de trabalho tem uma forte influência sobre a resposta do amortecedor.

O desempenho do amortecedor foi realizado experimentalmente utilizando uma eletrônica de realimentação (HiL: *hardware-in-the-loop*), que possui um dispositivo baseado no controle clássico tipo PID. Os resultados mostraram que, mesmo sendo de altas magnitudes, as forças geradas pelo amortecedor semi-ativo eram suficientes para estabilizar o sistema. Os pesquisadores fizeram uma comparação com o amortecedor passivo, e concluíram que o amortecedor semi-ativo é mais eficiente.

A Figura 2.2 apresenta o esquema do circuito hidráulico do amortecedor semi-ativo desenvolvido para caminhões proposto por Kitching et. al. (1998). Uma válvula solenóide (P_{V1}) controla a mudança de pressão através do circuito num tempo de acomodação de 25 mili-segundos, regulando-se a essa taxa a mudança do coeficiente de amortecimento. Um reservatório a alta pressão acomoda o deslocamento do óleo lubrificante causado pelo volume da haste do pistão. Essa pressurização é para prevenir a ocorrência de cavitação com gás nitrogênio que se encontra a uma P_{stat} . Nesse circuito hidráulico há ainda um filtro e duas válvulas de segurança (C_{V1} e C_{V2}). Selos mecânicos de baixa fricção foram utilizados entre a haste do pistão e o corpo do amortecedor. O circuito do fluido para esse amortecedor ativo foi projetado para permitir somente um fluxo unidirecional.

Gillione e Els (1998) desenvolveram um sistema hidro-pneumático de suspensão semi-ativa e ativa, pois num só dispositivo contempla dois estágios distintos, podendo atuar tanto na rigidez como no amortecimento. Especificamente desenvolvido para impor um melhor conforto e uma boa dirigibilidade para veículos fora de estrada (*off-roads vehicles*), esse sistema pesquisado não utiliza uma bomba hidráulica externa. Ensaio experimentais com uma bancada de um grau de liberdade foram realizados com uma massa de 3 toneladas e para gerar excitações utilizou-se um atuador hidráulico que é capaz de produzir forças até 160KN.

Como já dito, nesse projeto é possível modificar tanto as características da mola ajustando as pressões dos acumuladores, como do amortecedor através das válvulas solenóides que controlam o fluxo do fluido hidráulico.

O circuito hidráulico desse sistema é apresentado na Figura 2.3, que é constituído por uma estrutura hidráulica (1), dois acumuladores com gás pressurizado (2 e 3), um amortecedor hidráulico (4) e duas válvulas solenóides (5 e 6).

Consegue-se uma baixa rigidez quando a válvula 6 está aberta (*by-pass*) e o sistema tem que vencer um grande volume de gás presente nos acumuladores 2 e 3. Selando o acumulador 2 através do fechamento da válvula 6, somente um pequeno volume de gás (3) será comprimido e assim uma alta rigidez é imposta ao sistema. A rigidez pode ser ajustada modificando a pressão interna dos gases dos acumuladores.

Quanto ao amortecimento, caso queira um baixo amortecimento, a válvula 6 (*bypass*) é aberta e caso deseja-se um alto amortecimento fecha-se a válvula 6 obrigando, desta forma, a passagem forçada do fluido apenas pelo orifício do amortecedor hidráulico 4.

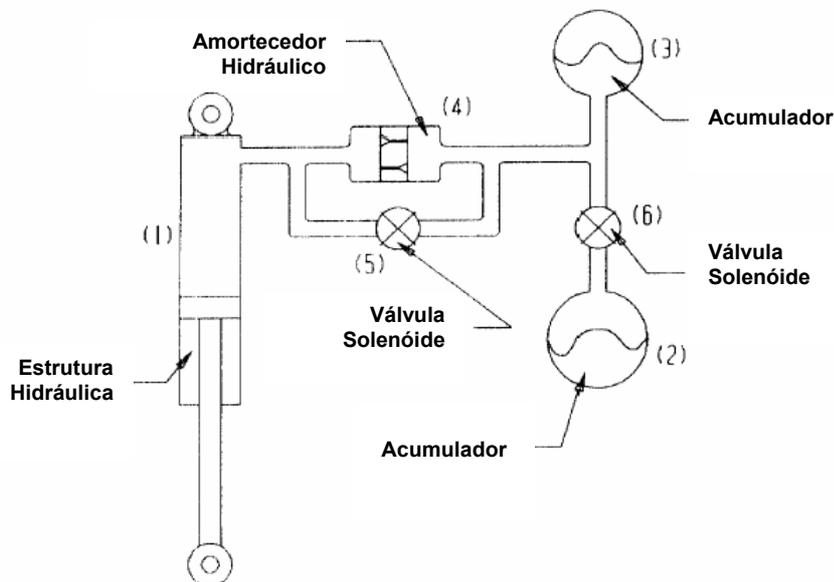


Figura 2.3 - Circuito hidráulico da suspensão ativa/semi-ativa proposta para veículos fora de estrada (*off-roads vehicles*).

Vários testes foram realizados para avaliação dessa suspensão ativa/semi-ativa quando submetidas a entradas aleatórias cujas características retrataram o pavimento de pistas de rolamento da Bélgica. O tempo de mudança de um estado a outro foi em rigidez de 70 mili-segundos e para o amortecimento 40 mili-segundos. A performance foi atingida uma vez que os parâmetros físicos do sistema puderam ser modificados continuamente durante as variações das excitações e diante aos requisitos de projeto. Quando desejou conforto foram abertas as válvulas 5 e 6, e quando se desejou estabilidade essas foram fechadas. Os pesquisadores sugerem que mais estágios de rigidez podem ser obtidos aumentando-se o número de acumuladores e para aumento dos estágios de amortecimento, aumenta-se a quantidade de válvulas solenóides em paralelo com a válvula 5.

2.3.2 - Amortecedores com líquido sintonizado

Amortecedores com líquidos sintonizados utilizam água em um tanque tubular com formato em U. Na Figura 2.4 são mostrados dois amortecedores de coluna com líquido sintonizado. Em cada extremidade do tubo em U, há um espaço de ar sobre a água, a uma dada pressão.

Para ajustar a frequência natural do amortecedor basta mudar o volume e a pressão interna do espaço com ar.

O princípio desse amortecedor consiste em utilizar o movimento da coluna líquida do tubo em U tal que seu movimento gere forças contrárias à ação de forças externas que agem em uma estrutura. Estes amortecedores são geralmente usados para a redução de vibrações em estruturas, tais como: o cancelamento dos efeitos causados por perturbações do vento e de terremoto em edifícios com muitos andares; e em estruturas marinhas como navios e plataformas flutuantes onde a propulsão e o próprio motor geram vibrações.

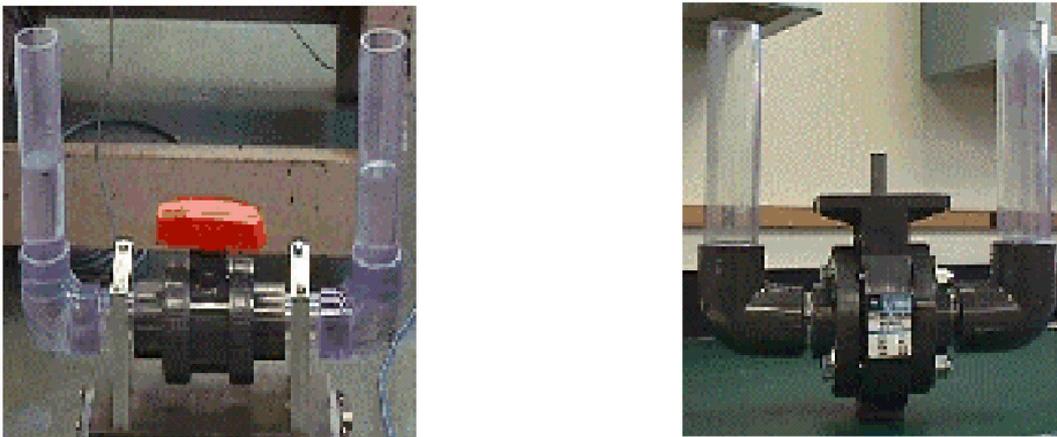


Figura 2.4 - Exemplos de amortecedores de coluna com líquido sintonizado, à esquerda com válvula manual, sistema passivo, e à direita com válvula automática, sistema semi-ativo.

Yalla et al. (2000) relatam que o valor preciso da frequência natural da estrutura, na qual será instalado esse tipo de amortecedor, é crítica de se calcular no intuito de sintonizar a frequência natural do amortecedor dinâmico com líquido sintonizado. No trabalho desses pesquisadores, a coluna líquida oscilante passa por um orifício que pode ser controlado para variar a força amortecedora tornando em um sistema semi-ativo.

2.3.3 - Amortecedores à fricção piezoelétricos

O amortecedor à fricção foi por muito tempo usado como um método efetivo e simples para gerar amortecimento em sistemas mecânicos de forma passiva. Esse sistema requer somente o contato direto entre duas partes móveis e pode ser incorporado em ambientes severos e, até mesmo, no vácuo.

Ferri e Heck (1992) foram os primeiros a proporem a idéia de variar a força normal em uma junta friccional aumentando ou não a dissipação de energia de uma estrutura

vibrante. O aumento ou a diminuição dessa força é obtido através de pastilhas piezoelétricas colocadas na região onde o atrito de Coulomb ocorre. Assim o amortecimento é modificado ativamente pelo controle desta força de atuação. A Figura 2.5 apresenta um desenho esquemático em corte dos componentes de um amortecedor ativo à fricção com atuadores piezoelétricos.

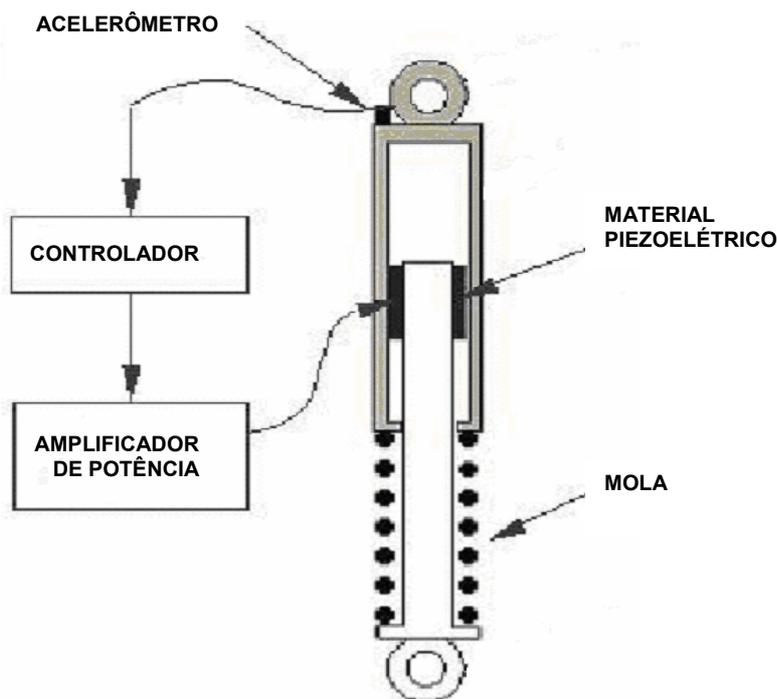


Figura 2.5 - Concepção de um amortecedor a fricção semi-ativo.

Em contraste aos amortecedores convencionais, os amortecedores de fricção a seco podem prover um mecanismo excelente para isolamento de choque desde que a força de fricção transmitida pelo amortecedor seja limitada. Por essa razão é que este tipo de dispositivo vem sendo incorporado em amortecedores de choque de motocicletas e veículos fora de estrada (*off-road*). Teoricamente, o desempenho dos amortecedores à fricção ativos é melhor do que outros amortecedores sobre vários aspectos, conforme relato desses pesquisadores. Por exemplo: para uma banda de frequência relativamente baixa, a avaliação do sistema de controle é simples e ele pode prover de forças amortecedoras consideráveis, até mesmo para pequenas velocidades, algo que não é possível para amortecedores tradicionais que exigem uma velocidade relativamente alta para transmitir uma quantidade de força.

2.3.4 – Amortecedores magneto-reológicos e eletro-reológicos

Desde o final do século passado, uma tecnologia que vem recebendo muita atenção entre os pesquisadores de controle de vibrações é o uso de amortecedores com fluidos inteligentes, a saber: os fluidos magneto-reológico (MR) e eletro-reológico (ER). Esses fluidos MR e ER foram desenvolvidos na década de 1940, respectivamente por Winslow (1947) e Rainbow (1948). Souza (1993) desenvolveu no seu doutorado um fluido magneto-reológico.

Os amortecedores que utilizam esses fluidos, MR ou ER, se assemelham ao amortecedor tradicional a não ser pelo fato de que no cilindro do amortecedor há um fluido especial que contém minúsculas partículas que podem ser polarizadas. Com essa polarização, a viscosidade do fluido é modificada lentamente e tem histerese, transformando o fluido do estado líquido para um estado semi-sólido e vice-versa. Isto é realizado ajustando a magnitude do campo magnético/elétrico produzida pelas espiras de um enrolamento ao redor da cabeça de pistão do amortecedor ativo, exatamente onde se localiza o orifício.

Quando nenhuma corrente é alimentada no eletroímã, o amortecedor MR/ER tem seu comportamento semelhante a um amortecedor tradicional. Por outro lado, quando corrente é enviada ao enrolamento, o fluido passa a ter uma maior viscosidade e conseqüentemente maiores forças amortecedoras.

O controle de estabilidade não é necessário nesses amortecedores, o que torna essa solução segura caso venha ocorrer algum dano, uma vez que apenas uma pequena quantidade de energia é requerida para seu funcionamento.

O comportamento dos fluidos magnetos-reológicos é semelhante ao comportamento dos fluidos eletro-reológicos com partículas dispersas, porém, quando comparados à temperatura de trabalho, dos fluidos MR têm propriedades superiores em uma maior banda de temperatura, tipicamente entre 40 e 150 °C (Oh e Onoda, 2001).

Atualmente, a tecnologia dos amortecedores MR vem se destacando como a melhor solução para controle de vibrações de eventos sísmicos que excitam construções civis tais como prédios e pontes. Nessas aplicações de proteção contra terremoto, o sistema de controle semi-ativo é projetado para reduzir o efeito da grande energia sísmica induzida pelo movimento oriundo do deslocamento de parte crosta terrestre. Do momento em que, uma região geográfica exista provavelmente grandes chances do aparecimento de eventos sísmicos, como o Japão, diversos sistemas de proteção ao terremoto são projetados para operar no intuito de prevenir e controlar vibrações, evitando catástrofes.

Na foto à esquerda da Figura 2.6 é mostrado o novo Museu Nacional Japonês de Ciência Emergente e Inovação, situado em Tóquio. Ele foi construído com um sistema de controle de vibrações compostas de amortecedores semi-ativos com fluido MR suportando 30 toneladas, conforme mostrado à direita da Figura 2.6. Sunakoda H. (2001) diz que um desses amortecedores faz parte das exposições tecnológicas do museu e mostrado no detalha à direita da Figura 2.6.



Figura 2.6 - Museu Nacional Japonês (à esquerda) que tem instalado amortecedores MR que suportam 30 toneladas (à direita).

Uma outra aplicação, desenvolvida em Hong Kong, foi adaptação dos tirantes da ponte que atualmente possui diversos amortecedores MR que controlam as vibrações induzidas pelo vento e pelo carregamento variável dos veículos, conforme pode ser visto na Figura 2.7.



Figura 2.7 - Ponte Dongting em Hong Kong que atualmente possui diversos amortecedores MR ativos para controle de vibrações.

Carlson *et. al* (2001) desenvolveram novos tipos de próteses ortopédicas de pernas mecatrônicas baseadas na utilização de amortecedores ativos com fluidos MR, conforme Figura 2.8.

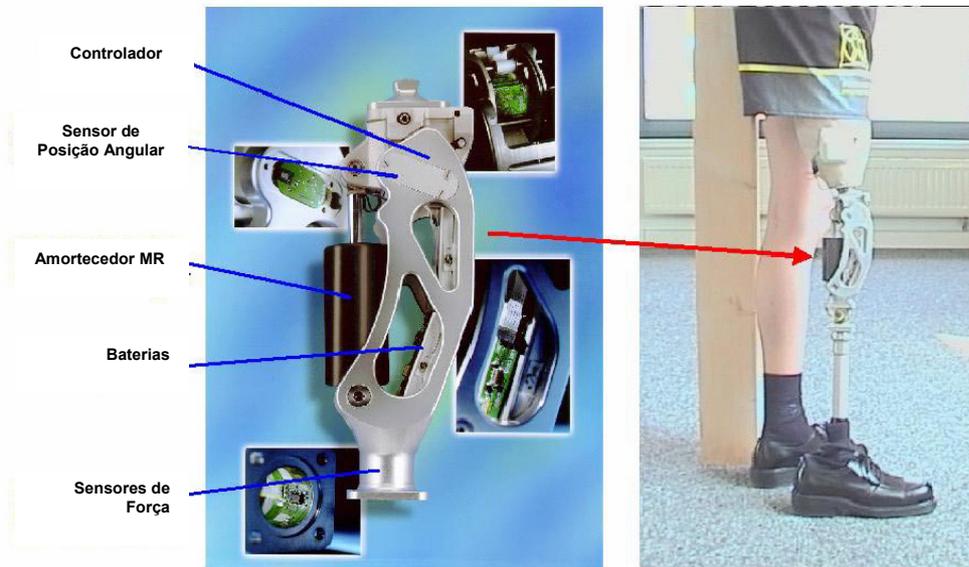


Figura 2.8 - Amortecedor MR instalado para controlar vibrações em pernas mecatrônicas.

Esse novo dispositivo tem vantagens quando comparado aos que usam motores de passo, tais como, um baixo custo, menos complexidade e menor tempo de resposta. O dispositivo possui uma bateria derivada da telefonia móvel que dá autonomia ao usuário de dois dias. O amortecedor, nomeado de Lord MR, é projetado para acomodar as vibrações durante as mudanças de velocidade do pedestre seja no movimento de aclive ou declive, cargas altas, rampas, degraus e ajustes de terreno. Atualmente, esta prótese ativa está sendo adaptada para ser aplicada em pessoas amputadas.

Na indústria automobilística, as suspensões semi-ativas já são uma realidade, pois os amortecedores baseados na tecnologia dos fluidos MR já estão disponíveis comercialmente. Essa evolução dos veículos com suspensão passiva à semi-ativa foi atingida graças a diversos estudos analíticos e experimentais realizados em grandes centros de pesquisa, tal como a bancada experimental de um quarto de veículo, desenvolvido por Lauwerys *et. al.* (2002) para simular o comportamento de uma suspensão semi-ativa com amortecedor magneto-reológico, conforme mostra à esquerda da Figura 2.9.

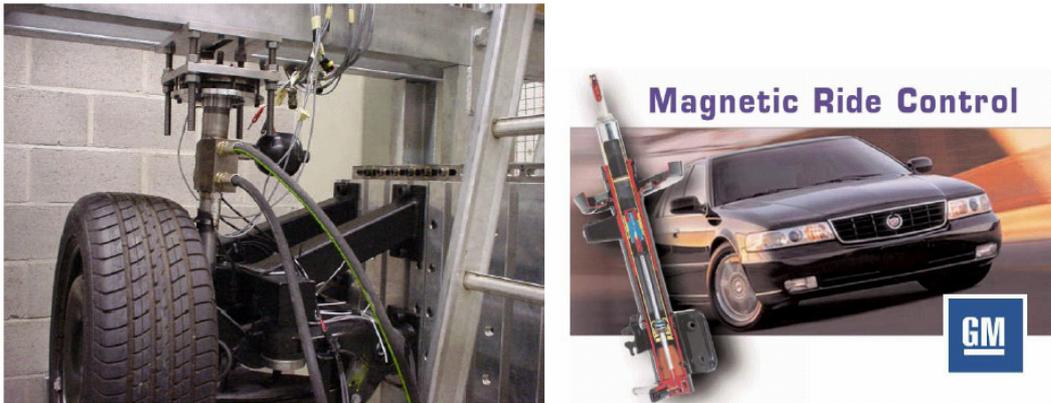


Figura 2.9 - Aplicação experimental de um quarto de suspensão e amortecedor do Cadillac Seville STS 2002.

Há várias companhias de automóveis que utilizam essa tecnologia dos amortecedores MR, tais como: Ford Motor Cia. (Fodor e Redfield, 1995), Toyota Motor Cia. (Ohsaku et. Al., 1999) e Nissan Motor Cia. (Kawabe et. al., 1998). A fabricante de sistemas automotivos Delphi foi o primeiro a comercializar o amortecedor MagneRide™, que fora instalado no Cadillac Seville STS 2002 com tecnologia dos fluidos MR, como mostrado na Figura 2.9 à direita.

Um último amortecedor que utiliza fluido MR é um estudo experimental realizado por Oh e Onoda (2001). A Figura 2.10 mostra a seção transversal do amortecedor ativo baseado no uso de dois foles metálicos flexíveis preenchidos com fluido MR, isto é, apresenta dois volumes variantes de fluido MR interligados por um canal onde é instalado um eletroímã externamente que, quando alimentado por corrente elétrica, gera um campo magnético que atua no fluido MR. Desta forma, as propriedades do fluido MR nesse canal são variáveis quando diferentes campos magnéticos são aplicados, ou seja, a viscosidade é modificada aumentando ou diminuindo o amortecimento.

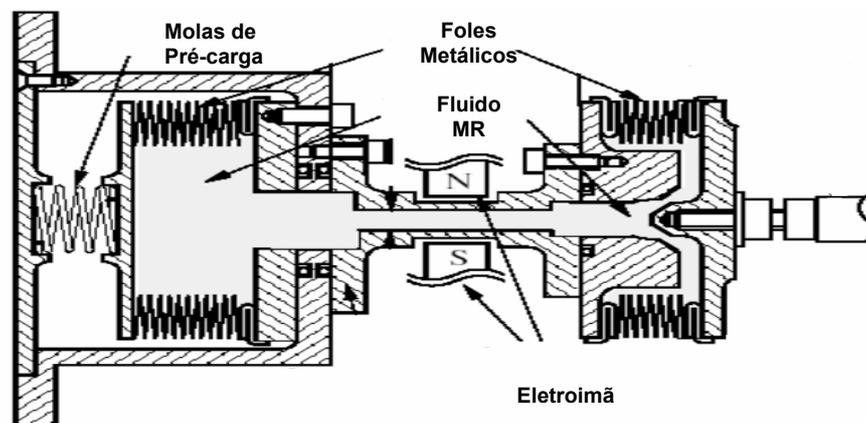


Figura 2.10 - Amortecedor ativo MR que utiliza foles metálicos flexíveis.

2.3.5 – Amortecedores para aplicações aeroespaciais

Há duas décadas, a NASA (*National Aeronautics and Space Administration*) juntamente com a empresa HONEYWELL desenvolveram as primeiras aplicações de isolamento passivo e semi-ativo utilizando foles metálicos flexíveis preenchidos com fluido. O objetivo foi isolar fontes de perturbação em estruturas ópticas de precisão, tal como instalado na base do telescópio espacial *Hubble* em 1985.

Esse isolador foi patenteado com a denominação de *D-Struct*. Desde essa primeira aplicação, os isoladores sofreram modificações e foram empregados em várias aplicações aeroespaciais. Muitos aspectos foram atribuídos ao isolador *D-Struct* como, por exemplo, a possibilidade de amortecer continuamente a níveis de nano metros de deslocamentos.

Davis *et. al.*(1994a) relatam que o tamanho e a complexidade das estruturas espaciais vem aumentando, principalmente durante o lançamento em que a aeronave espacial tem comportamento dinâmico não linear e variante no tempo, isso devido à queima de combustível que implica na variação de massa. Há ainda duas dinâmicas a serem vencidas na atmosfera: antes e após separação do foguete da nave autônoma. Essa tem como um primeiro obstáculo a transição da atmosfera para o espaço o que contempla diminuição da pressão e temperatura, além de sofrer, quando em órbita, transientes de fluxos de temperatura ora por radiação solar ora por sombra de astros.

O modelo clássico massa-mola é modelado com uma massa suspensa por uma mola em paralelo com um amortecedor, conforme Figura 2.11 superior. Porém, os pesquisadores projetistas da *D-Struct* a modelam analiticamente com uma segunda mola em série com o amortecedor assim como mostrado na Figura 2.11, inferior.

A característica resultante dessa modelagem da *D-Struct* é que alto desempenho em relação à taxa de 40 dB/década após a banda passante de controle no domínio da frequência, como pode ser visto nas funções de transferências dos dois modelos, também na Figura 2.11.

O mecanismo da *D-Struct* consiste em duas cavidades conectadas por um pequeno orifício anular, conforme mostra a Figura 2.12. Essas cavidades são hermeticamente seladas por um diafragma (membrana elástica) e pelo fole de amortecimento. O fole de amortecimento é pré-comprimido por uma mola, conforme mostra a Figura 2.13. Sob um deslocamento axial as forças do amortecedor são obtidas pelo gradiente de pressão gerado pela restrição imposta ao fluido durante sua passagem pelo orifício.

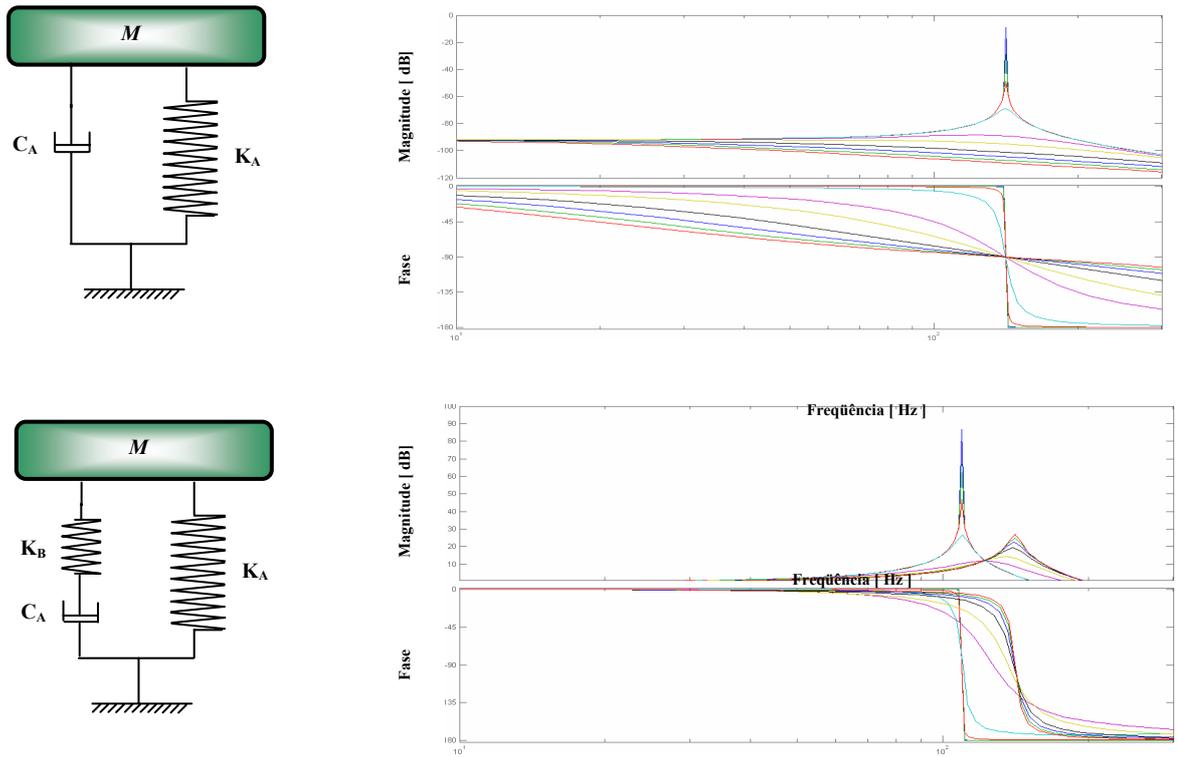


Figura 2.11 - Modelo clássico massa-mola e do isolador *D-Struct* com três parâmetros.

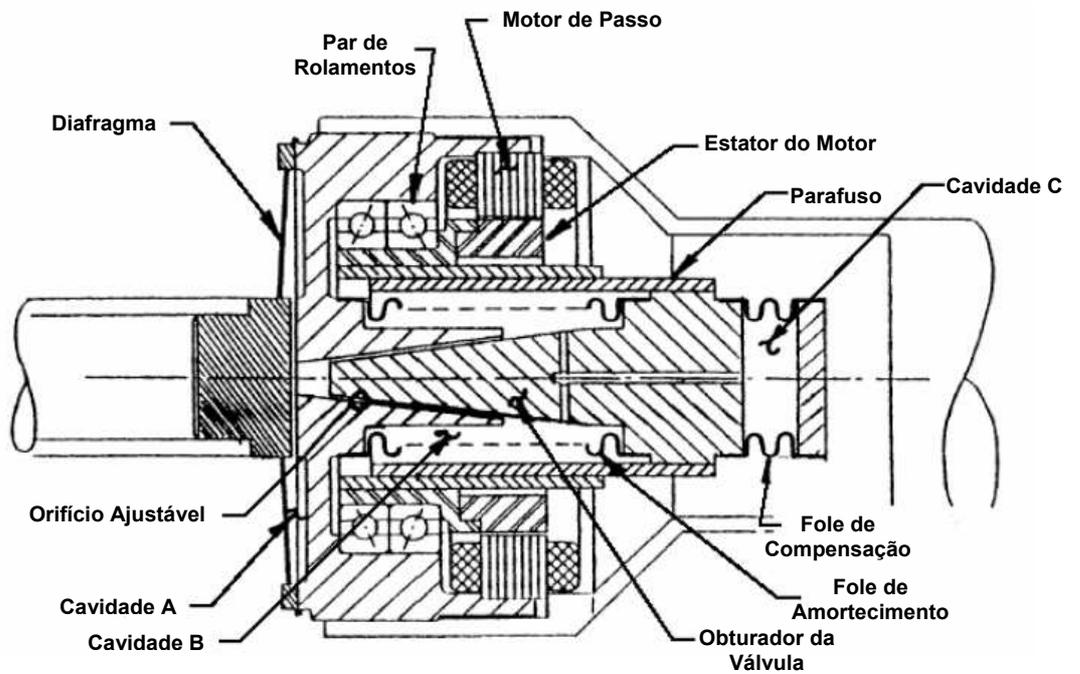


Figura 2.12 - Corte transversal do Isolador Ativo Adaptável: *An Adaptable D-Strut*TM

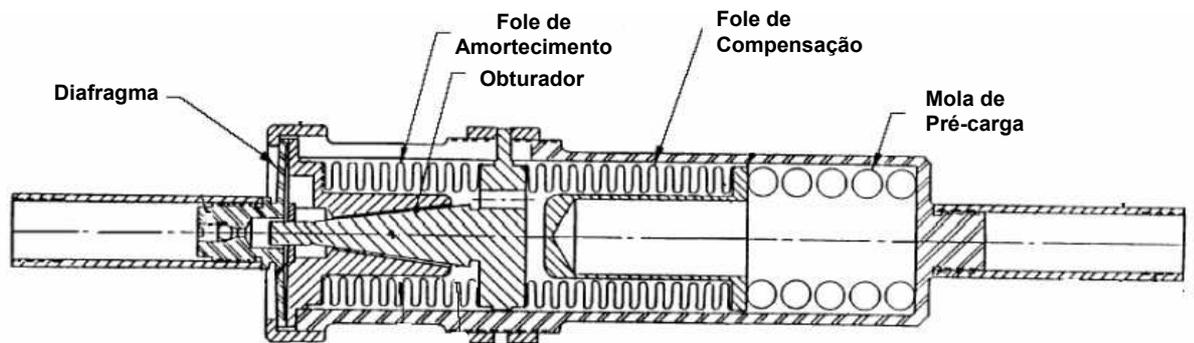


Figura 2.13 - Corte transversal do Isolador Ativo Adaptável: *An Adaptable D-Strut™*

O sistema se torna semi-ativo devido ao fato do orifício ser variável, e isso é obtido através da ação de um motor de passo que comanda um parafuso movendo o obturador axialmente, nos dois sentidos. Ao modificar a área do orifício anular, conseqüentemente há mudança no coeficiente de amortecimento da *D-Strut*.

Davis *et. al.*(1994b) projetaram um isolador *D-Strut* passivo, pois entre a associação dos foles metálicos flexíveis o orifício é fixo e específico para isolar a roda de reação de satélites, no intuito de controlar a orientação de um satélite. Esse amortecedor passivo em 1,5 Hz está mostrado nas Figuras 2.14 e 2.15.



Figura 2.14 - Amortecedor Passivo em 1,5 Hz.

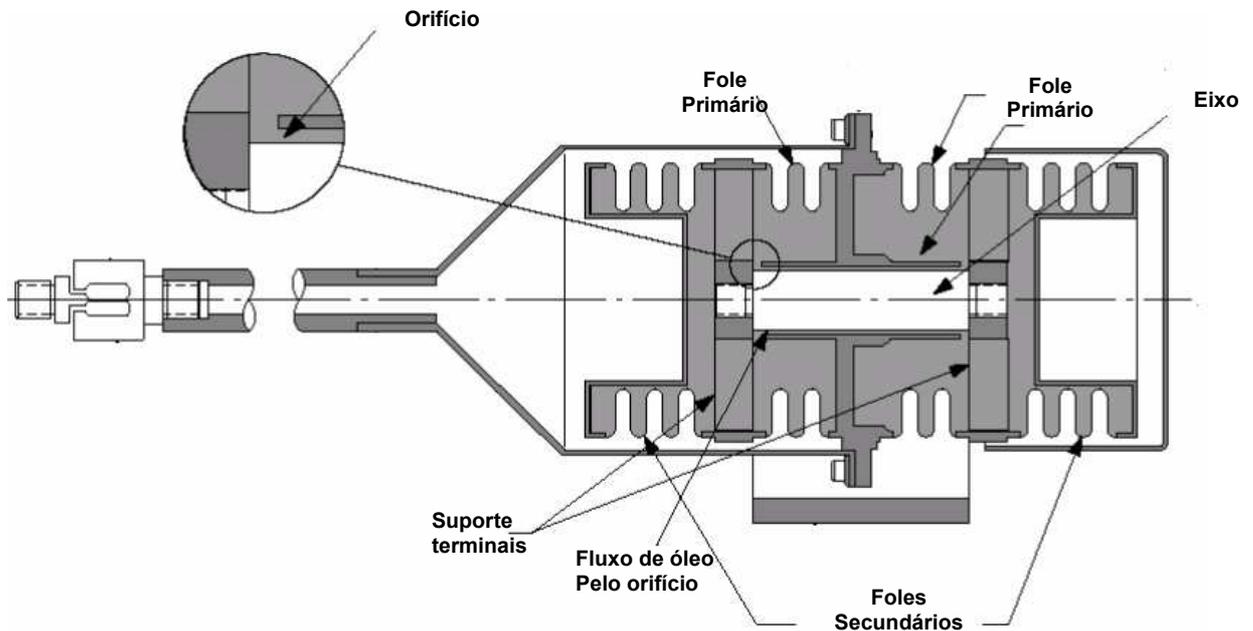


Figura 2.15 - Corte transversal do Amortecedor Passivo em 1.5 Hz.

Davis *et. al.*(1995) projetaram, juntamente com o MIT (*Massachusetts Institute of Technology*), a segunda geração de amortecedores ativos *D-Strut* para aplicações de isolamento ativo de estruturas aeroespaciais. A mudança no amortecimento é feita por intermédio de um atuador eletromagnético que controla a pressão interna do óleo no interior do fole secundário, conforme indicado na Figura 2.16. Salienta-se que caso o atuador eletromagnético ou o motor de passo deixar de funcionar, o sistema ainda irá amortecer passivamente.

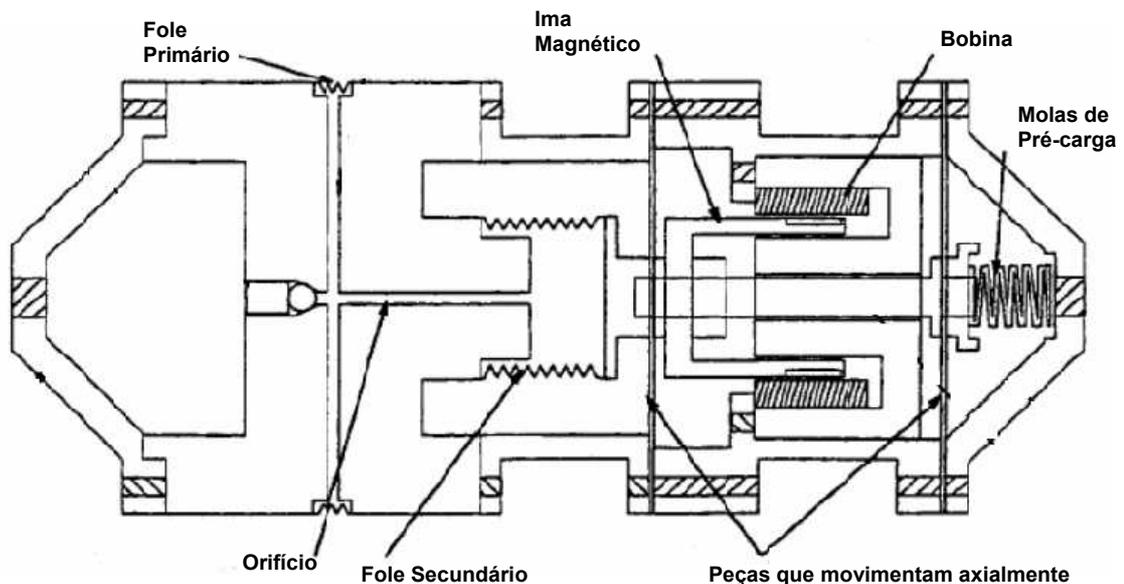


Figura 2.16 - Corte transversal da segunda geração de amortecedores híbridos *D-Strut*.

Em 2003, seis amortecedores formaram uma plataforma de *Stewart* que foi aplicada no ELVIS (*Evolved Launch Vibration Isolation System*) tornando um sistema para controlar as vibrações durante o lançamento de aeronave e está mostrado na Figura 2.17.

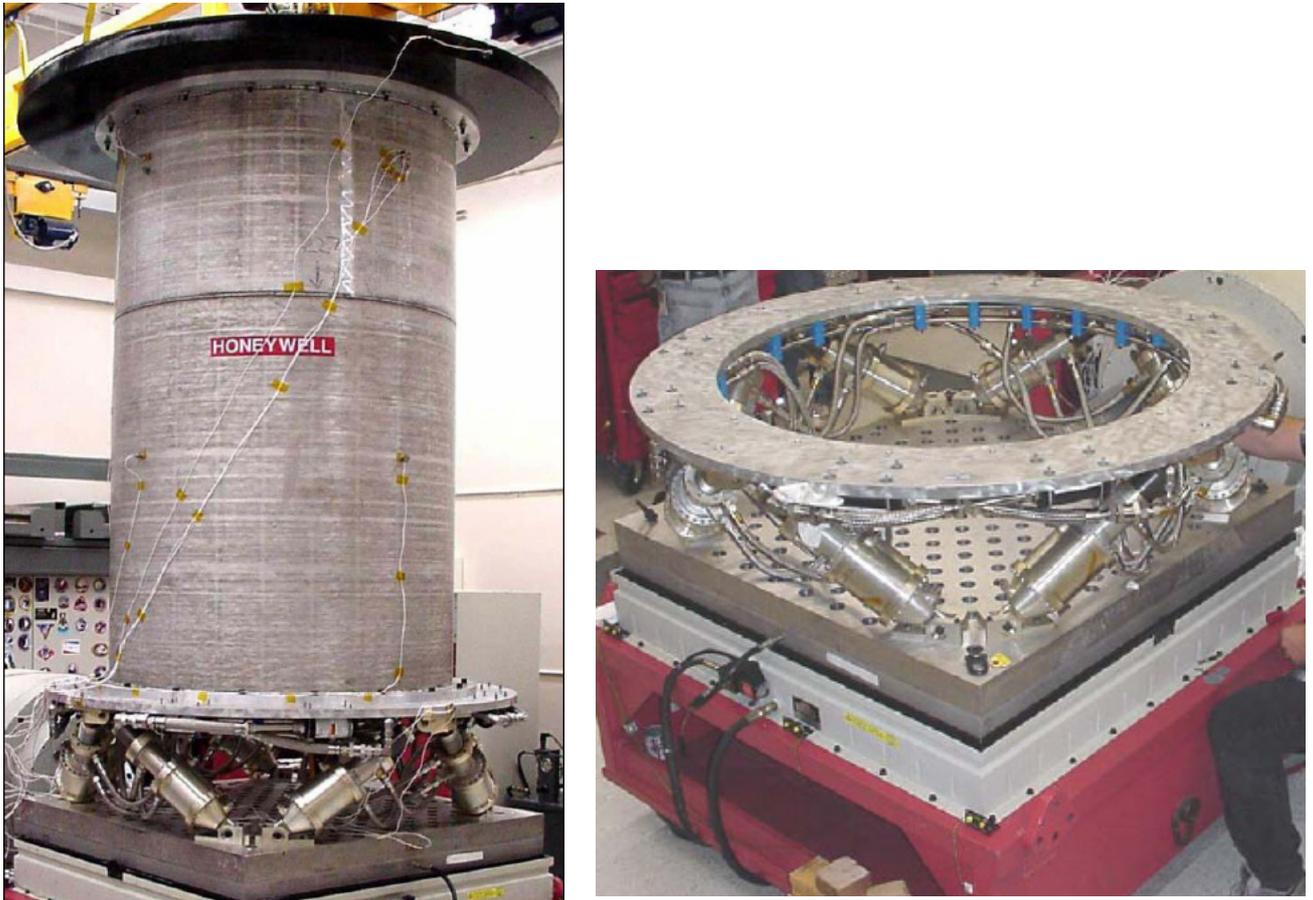


Figura 2.17. ELVIS – Unidade de teste da plataforma de *Stewart* para lançamento de aeronaves.

CAPÍTULO III

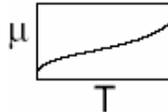
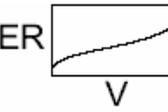
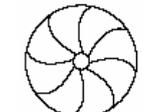
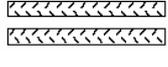
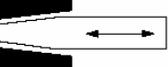
O Amortecedor Ativo Proposto

Nesse capítulo é feita, inicialmente, uma análise dentre as diversas possibilidades de concepções de projeto de um amortecedor ativo. A concepção adotada de projeto utiliza dois componentes comerciais, quais sejam: o fole metálico flexível e o atuador piezoelétrico. As características desses componentes são pontos de partida para o restante do projeto. Assim, o protótipo do amortecedor ativo projetado e construído é apresentado juntamente com a descrição do funcionamento de seus componentes. A modelagem envolvida no desenvolvimento desse projeto é feita utilizando a técnica dos elementos finitos.

3.1 Análise de possíveis soluções para o projeto do amortecedor ativo

São listados na Tabela 3.1 alguns possíveis conceitos para variar o amortecimento, em dispositivos que utilizam fluidos viscosos, citando suas vantagens e desvantagens. Em resumo, as diferentes maneiras de se ter a variação do coeficiente de amortecimento são: variar as propriedades do fluido utilizando efeito térmico ou fluido eletro/magneto-reológico; variar a geometria do orifício através do seu comprimento, diâmetro ou através de válvula com o corpo móvel controlado eletricamente e selecionando múltiplos e discretos orifícios.

Tabela 3.1- Possibilidades de projeto para os amortecedores ativos [Davis *et. al.*(1994a)].

CONCEITO	ILUTRAÇÃO	VANTAGENS	DESVANTAGENS
(a) Viscosidade (μ) variável por aquecimento e/ou esfriamento do fluido de trabalho		Não apresenta partes móveis e apresenta o amortecimento variável continuamente	Requer fonte de potência contínua e apresenta elevado tempo de resposta.
(b) Viscosidade (μ_{ER}) variável pelo uso de fluido eletro-reológico (ER) e magneto-reológico (MR)		Não apresenta parte moveis e apresenta o amortecimento variável continuamente	Não são conhecidos ainda o tempo de vida como a durabilidade dos fluidos ER. Apresenta também elevado tempo de resposta.
(c) Variação do comprimento do orifício utilizando um tubo telescópico		Conceito mecânico simples	Pouca faixa de ajuste do amortecimento.
(d) Variação do diâmetro do orifício (D) por expansão ou contração térmica do tubo do orifício		Não apresenta parte moveis e apresenta o amortecimento variável continuamente.	Requer fonte de potência contínua e apresenta elevado tempo de resposta.
(e) Variação do diâmetro do orifício (D) em obturador de lâminas.		Amortecimento continuamente variável	Construção mecânica complexa.
(f) Variação do diâmetro do orifício (D) por intermédio de materiais piezoelétricos ou eletro/magneto-resistivos.		Não apresenta partes mecânicas moveis.	Requer aplicação de tensão elétrica continuamente.
(g) Seleção de múltiplos e discretos orifícios		Conceito mecânico simples.	Requer posicionador mecânico elétrico.
(h) Orifício variável por uma válvula obturadora móvel.		Diversas possibilidades de ajuste e conceito mecânico simples.	Requer posicionador mecânico elétrico.

Buscou-se, também, unir algumas características desejáveis para o projeto do amortecedor ativo, tais como:

- Ser hermeticamente selado;
- Ter baixo atrito de Coulomb;
- Trabalhar sob carga de compressão para prevenir qualquer tipo de folga;
- Utilizar materiais estáveis possibilitando uma vida longa;
- Ter uma ampla faixa de capacidade de carga; e
- Possuir coeficientes de amortecimento continuamente ajustáveis.

A mais importante destas é ter coeficiente de amortecimento ajustável que é o que torna o amortecedor ativo. Das pesquisas realizadas no capítulo anterior e pela tabela apresentada, duas maneiras atrativas de variar o coeficiente de amortecimento são sugeridas, quais sejam:

- Variando a viscosidade do fluido uma vez que essas estão disponíveis da ordem de 1 a 300.000 centistokes; e
- Variando o tamanho do orifício pelo qual o fluido será forçado a passar que, dependendo do projeto, poder-se-á ter uma dependência exponencial do coeficiente de amortecimento em função do tamanho do orifício.

Decidiu-se pela mudança do tamanho do orifício, devido ao menor tempo de resposta que se pode ter quando comparado com os fluidos inteligentes eletro e/ou magneto-reológicos. Assim, o conjunto válvula e obturador foi escolhido porque é um conceito mecanicamente simples e que pode prover uma grande faixa de ajuste do coeficiente de amortecimento.

Para se ter um pequeno tempo de resposta foi especificado como posicionador mecânico elétrico, um atuador linear piezoelétrico multicamadas (*stack*). A descrição técnica desse atuador piezoelétrico especificado, fabricado pela empresa francesa CEDRAT, está no Apêndice I. Algumas características de atuador como operar numa faixa de deslocamento de 0,5 mm e suportar cargas até 570N, foram parâmetros iniciais limitantes de projeto.

A fim de evitar qualquer tipo de atrito de Coulomb, optou-se pelo uso de foles metálicos flexíveis, que define um outro parâmetro inicial de projeto, a pressão suportada pelo fole metálico flexível, isto é, a máxima força a ser suportada pelo amortecedor ativo proposto será a razão entre a máxima pressão interna suportada pelo fole metálico flexível pela sua área terminal. Assim, serão apresentados os subsistemas do protótipo do amortecedor construído.

3.2 Os subsistemas do amortecedor ativo construído

O protótipo do amortecedor ativo projetado possui, basicamente, três subsistemas que serão descritos separadamente, que são:

- Subsistema hidráulico: é o subsistema do amortecedor que gera a força amortecedora. Ele é composto principalmente por dois foles metálicos flexíveis unidos por uma válvula restritiva. Outros componentes são as molas de ajuste de pressão, rolamentos guias de eixos, retentor e anéis de elásticos de borracha (*o'rings*) para prevenir vazamentos. Esse subsistema será modelado computacionalmente utilizando a técnica dos elementos finitos com o ANSYS®.
- Subsistema de controle: é o subsistema que torna o amortecedor ativo. Ele é constituído do atuador linear piezoelétrico que ajusta o posicionamento da válvula restringente do fluxo de fluido. A cada posição que essa válvula assume, um determinado tamanho de orifício é gerado, facilitando ou não a passagem de fluido, ou seja, um novo coeficiente de amortecimento para cada posição da válvula. Além do atuador piezoelétrico esse sistema de controle é composto de um amplificador de potência que alimenta o atuador. Esse subsistema conta ainda com sensores, um computador e de uma placa de aquisição. No caso utilizou-se a placa dSpace® que permite o tratamento direto com o *Simulink*® do Matlab®.
- Subsistema de alimentação: é o subsistema pelo qual é feito o preenchimento do amortecedor com fluido, no caso, óleo lubrificante. Compõem esse subsistema as válvulas de esfera, tubos flexíveis, um reservatório de alimentação e um outro desaerador, uma bomba de vácuo e um sensor de pressão estática. Após o amortecedor ser preenchido com óleo esse aparato experimental é desacoplado do sistema, restando apenas as válvulas e o sensor de pressão.

Cada um desses subsistemas será apresentado separadamente comentando suas particularidades e funcionalidades. Para tanto é apresentado na Figura 3.1 o desenho de conjunto em corte do protótipo do amortecedor ativo projetado e construído.

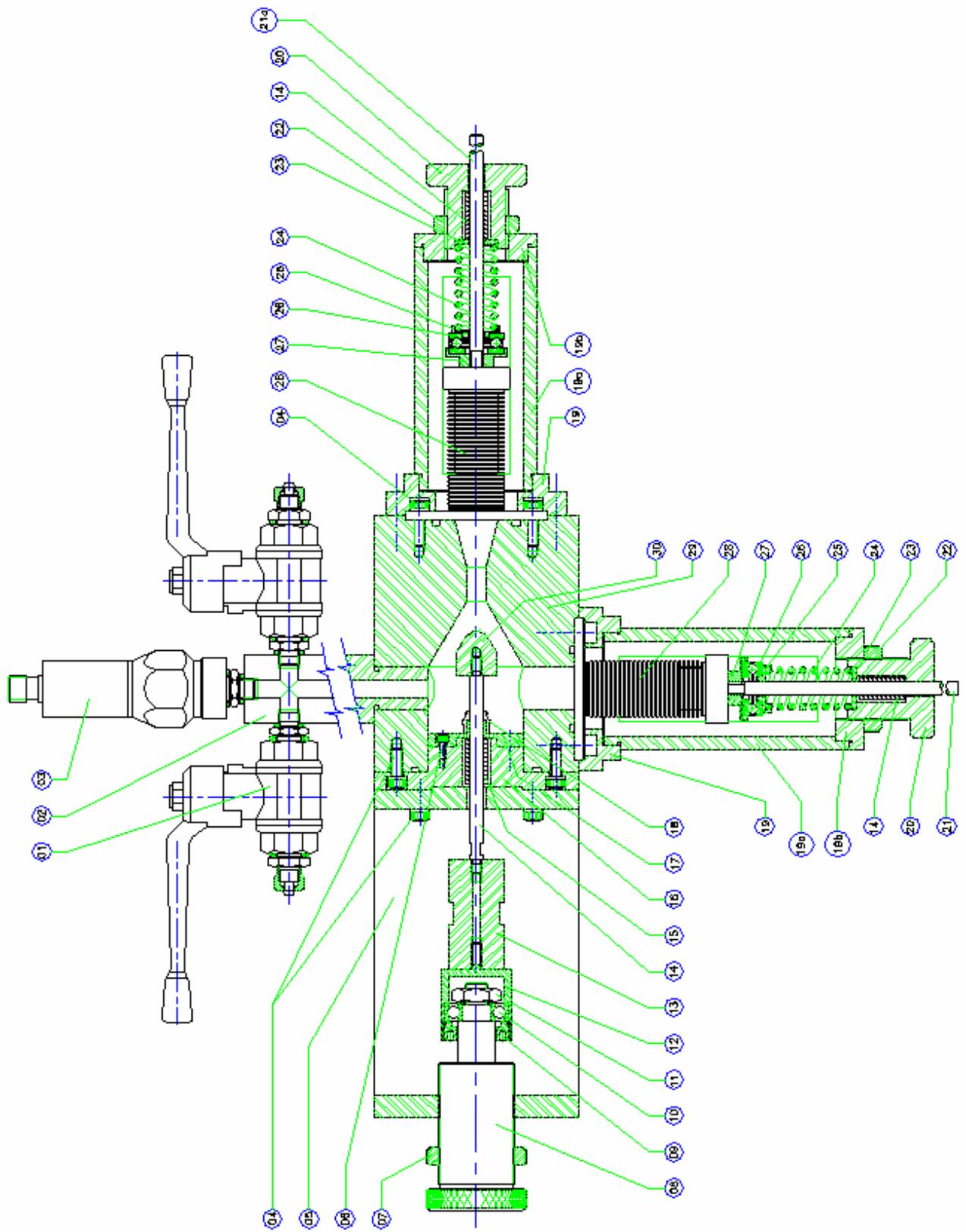


Figura 3.1 - Desenho de conjunto em corte do amortecedor ativo projetado.

3.2.1 O subsistema hidráulico

Um dos principais componentes do subsistema mecânico hidráulico é o fole metálico flexível que foi adotado no intuito de evitar atritos indesejáveis inerentes aos amortecedores comerciais a pistão. A Figura 3.2 mostra o fole metálico flexível especificado e as suas principais dimensões.

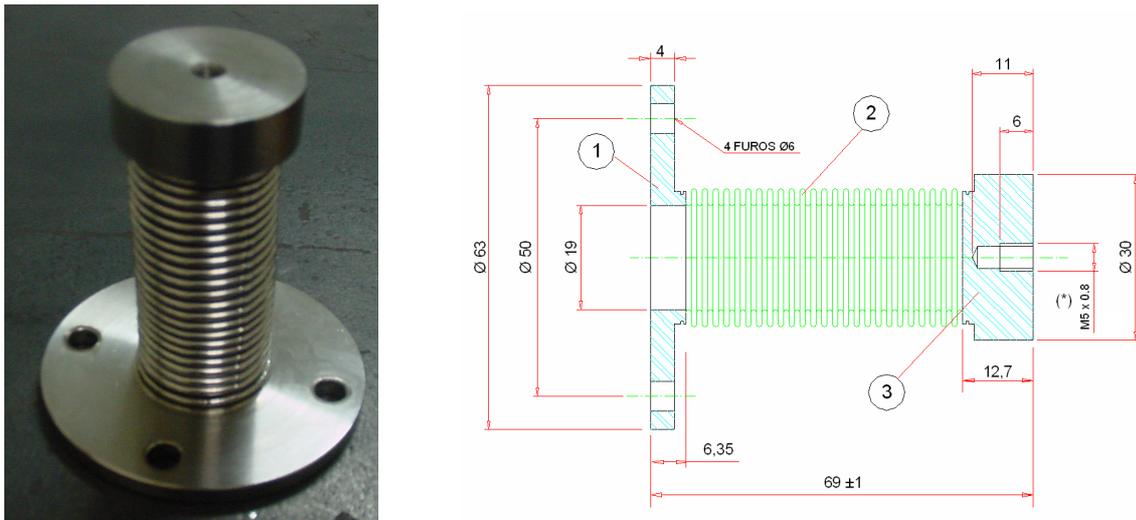


Figura 3.2 - O fole metálico flexível especificado e suas dimensões.

Para escolha do fole foi seguido um memorial de cálculo, apresentado no Apêndice II, que é proposto pelo fabricante Bellows do Brasil. O dimensionamento foi feito considerando a instrumentação disponível no laboratório. O fole especificado resultou numa pressão máxima de 3,3 MPa quando agindo numa área efetiva de 383,3mm², resulta em uma força amortecedora máxima de aproximadamente 1.265 N. Os deslocamentos máximos que o protótipo pode atingir quanto à compressão e à tração são, respectivamente, 6,19 e 8,26 mm o que totaliza em 14,45 mm de deslocamento da extremidade livre do amortecedor.

Pode ser percebido no desenho de conjunto da Figura 3.1 que há dois foles metálicos flexíveis interligados pela válvula restritiva. Esses foles possuem peças idênticas que os fixam na peça central, a sede da válvula do amortecedor ativo proposto. Pensou-se na possibilidade de utilização de uma membrana flexível, o que é uma futura solução unidirecional comercial, todavia para compensar o volume de óleo deslocado adotou-se um segundo fole de “sacrifício”.

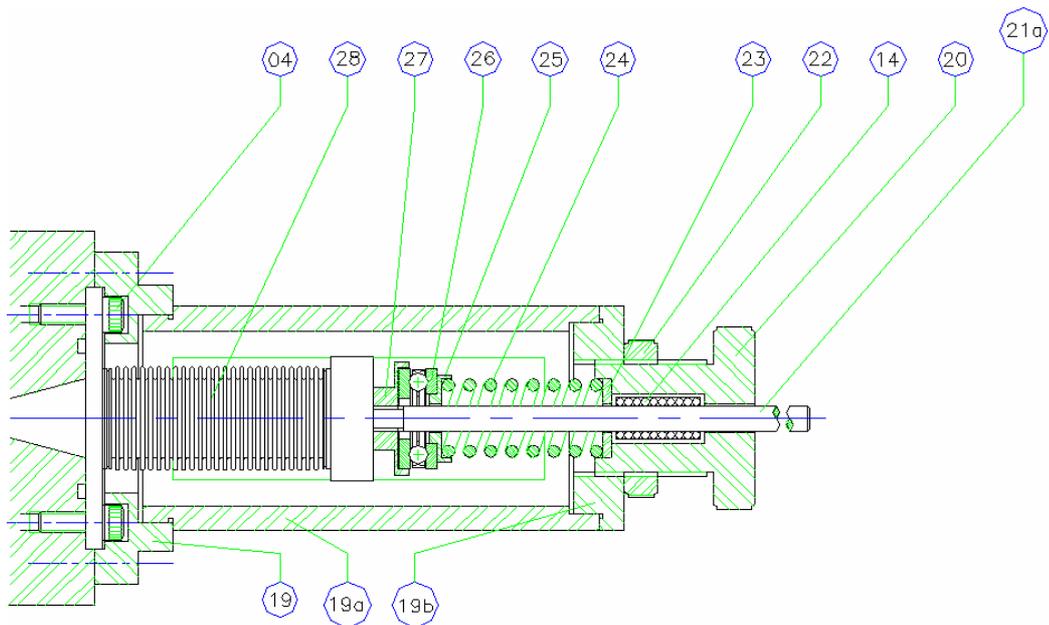


Figura 3.3 - Sistema fixação do fole flexível à sede da válvula.

Na Figura 3.3 é mostrado o conjunto de fixação dos foles na sede da válvula. É previsto, por intermédio de um parafuso (20), para comprimir a mola (24) em série com o fole (28), no intuito de ajustar sempre uma mesma pressão de trabalho para realização dos ensaios e também para eliminar qualquer tipo de folgas. Nesse parafuso há um rolamento linear que é uma guia do eixo de ação unidirecional do amortecedor. A Figura 3.4 mostra esse sistema de fixação do fole flexível na peça sede da válvula, conforme fora projetado e fabricado.



Figura 3.4 - Sistema fixação do fole flexível à sede da válvula construído.

A Figura 3.5 apresenta a região interna da válvula. O perfil do obturador da válvula foi obtido, após obter uma dependência exponencial da pressão do fluido no interior do fole em função do tamanho do orifício, utilizando simulação de um modelo em elementos finitos que representa o fluxo do fluido no interior da válvula. Essa modelagem será apresentada no próximo capítulo. Para vedação do sistema utilizou-se na união dos flanges dos foles (19) com a sede da válvula (29) um anel elástico de vedação (*o'ring*). Já para haste da válvula (14) foi utilizado um retentor labial (18) uma vez que essa se movimenta axialmente para posicionar o obturador da válvula (30).

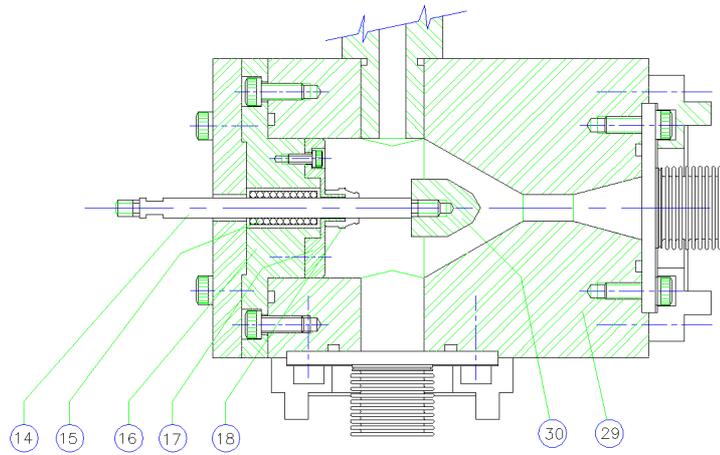


Figura 3.5 - Detalhamento do obturador da válvula e sua sede.

O suporte (17) do retentor labial também tem a função de batente do rolamento axial linear (15) que é guia da haste que interliga o obturador da válvula ao atuador piezoelétrico. À esquerda da Figura 3.6 é mostrado o obturador da válvula (30) fixo à sua haste (14) que transpassa o retentor labial (18). À direita, é mostrado um dos foles montado na peça sede da válvula e o espaço reservado para o outro fole onde pode ser visto o *o'ring* de vedação.

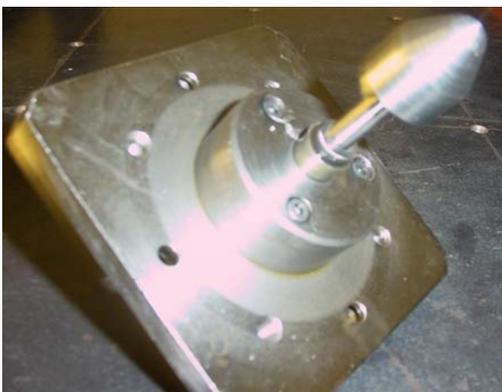


Figura 3.6 - O obturador da válvula e os elementos de vedação do sistema hidráulico.

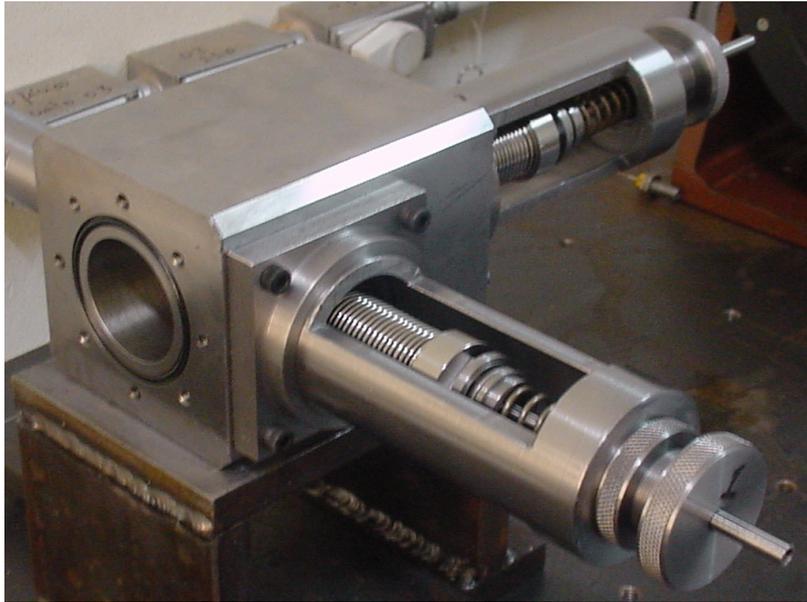


Figura 3.7 - Montagem dos suportes guias dos foles na peça sede da válvula do amortecedor.

Na Figura 3.7 os foles já estão montados nas suas estruturas que por sua vez estão fixadas na sede da válvula, restando apenas a montagem do conjunto apresentado à esquerda da Figura 3.6.

3.2.2 O subsistema de controle

O subsistema de controle, cuja estrutura mecânica está apresentado na Figura 3.8, possibilita duas configurações, quais sejam:

- Passiva: é a configuração na qual o obturador da válvula é posicionado manualmente. Esse posicionamento é feito por intermédio de um parafuso (8) cujo passo é de 0,75 mm por volta. A peça 13 é equivalente ao espaço a ser ocupado pelo atuador piezoelétrico. O parafuso posicionador (8) possui uma ponta de eixo que é montado sob pressão na pista interna do rolamento radial de esferas (10). A pista externa desse rolamento é montada na peça 13. O objetivo desse subconjunto é transformar o movimento rotativo do parafuso em movimento de translação do obturador da válvula. Para monitoramento da posição do obturador da válvula, utilizou-se um relógio comparador montado em uma base magnética, que pode se visto na Figura 3.9.

- **Ativa:** é configuração na qual a peça 13 é substituída pelo atuador piezoelétrico, conforme mostrado na Figura 3.9. Os detalhes do amplificador de potência que alimenta o atuador piezoelétrico serão apresentados somente no Capítulo VII, quando ele é utilizado. O atuador piezoelétrico foi modelado pela técnica dos elementos finitos, a ser vista no Capítulo V.

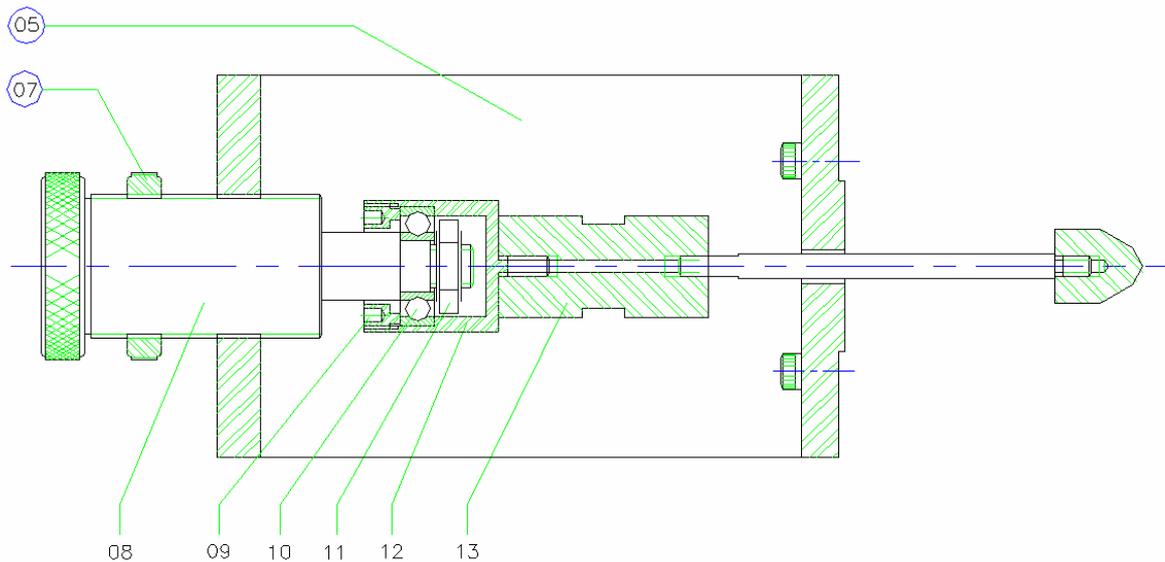


Figura 3.8: Estrutura mecânica do subsistema de controle do obturador da válvula.

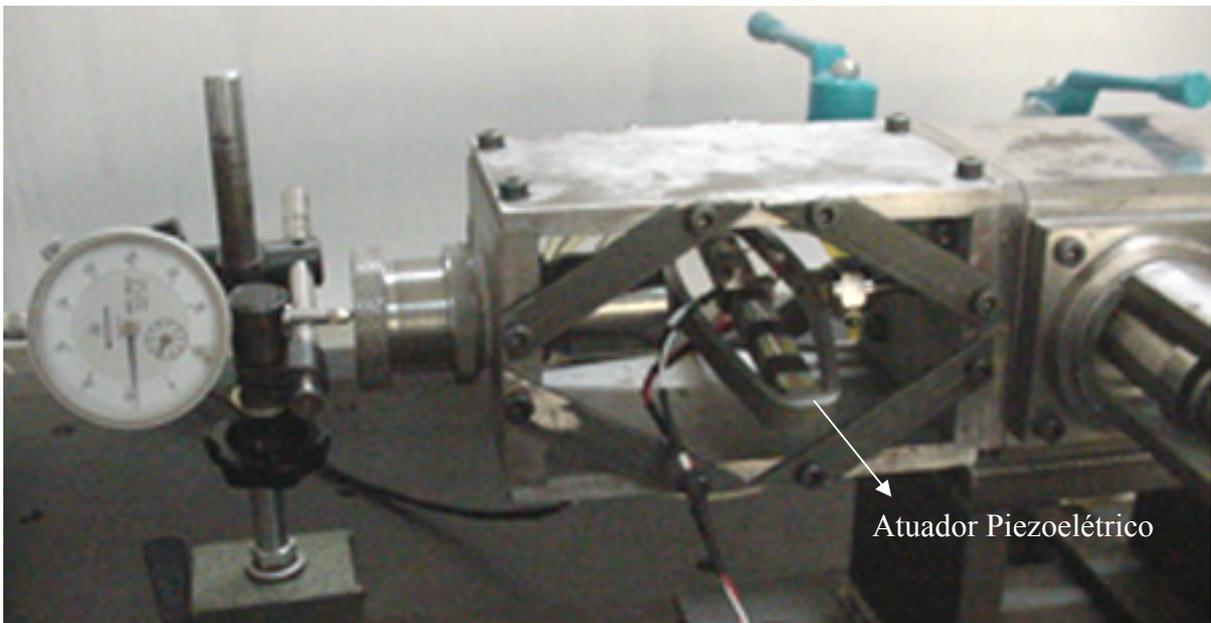


Figura 3.9 Suporte de fixação do atuador piezoelétrico.

3.2.3 O subsistema de enchimento do amortecedor com fluido e remoção de bolhas de ar

A presença de bolhas de ar no sistema interno hidráulico afeta efetivamente o rendimento do sistema, pois o ar é compressível. Através do monitoramento da pressão estática, considerou-se que o sistema hidráulico estivesse quase completamente preenchido com óleo hidráulico e, assim uma pressão de trabalho foi definida, tal que tornasse o fluido interno praticamente incompressível. O sensor de pressão estática foi calibrado antes do seu uso e a curva de calibração estática é apresentada no Apêndice III. Kitching *et al.* (1998) relatam que, tipicamente, o óleo hidráulico contém de 8 a 9 % de ar dissolvido e que a utilização de óleo com baixa viscosidade facilita a eliminação do excesso de ar.

Na Figura 3.10 é apresentado o sistema de alimentação do amortecedor com óleo, constituído por uma bomba de vácuo e um reservatório desaerador. No Apêndice IV descreve-se o procedimento para preencher o amortecedor com óleo. Após preenchimento todo sistema de alimentação é desacoplado, exceto o sensor de pressão estática e as válvulas A e B, que são mantidas fechadas.

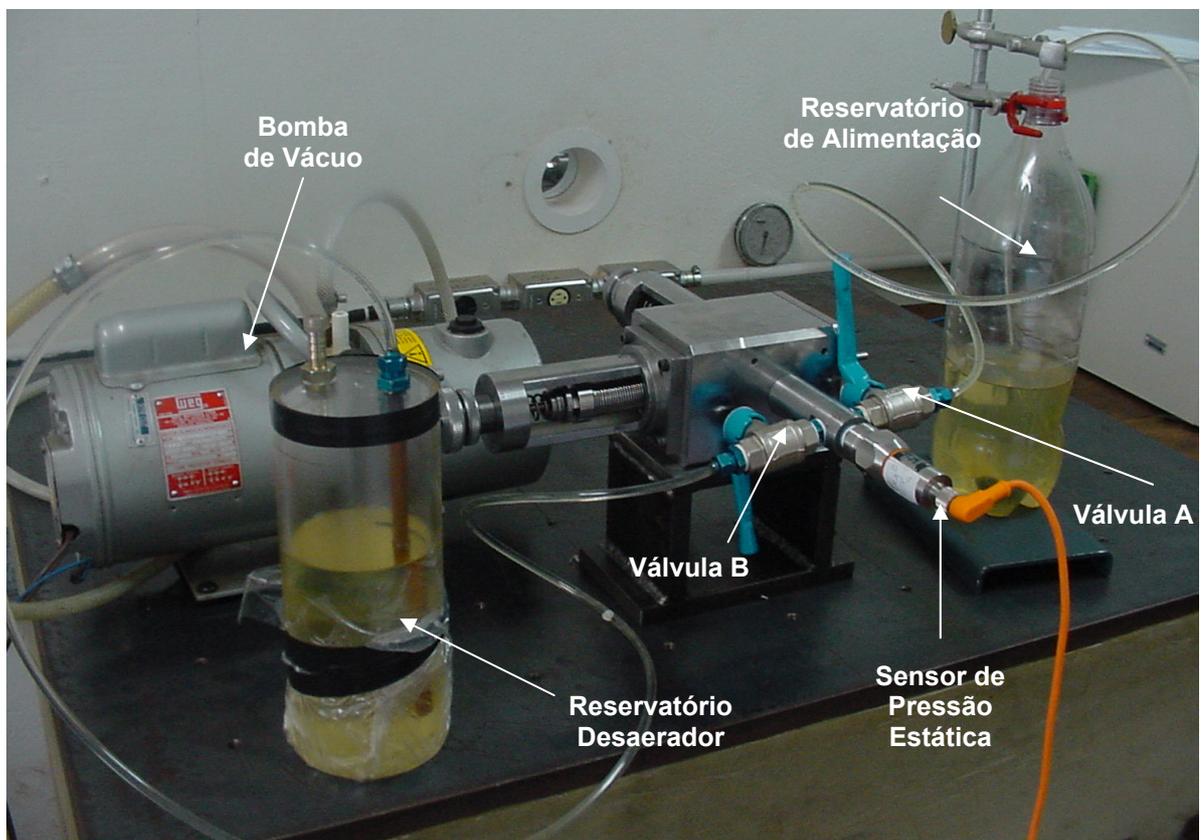


Figura 3.10: Montagem do subsistema de alimentação do amortecedor com óleo lubrificante.

Capítulo IV

O Modelo em Elementos Finitos do Circuito Hidráulico e seus Modelos Reduzidos

Nesse capítulo o modelo do circuito hidráulico é desenvolvido utilizando o método dos elementos finitos, o qual discretiza as equações governantes de um escoamento de fluido isotérmico juntamente, ou não, com as equações do modelo turbulento $K\varepsilon$. A flexibilidade dessa ferramenta permitiu investigar diversas possibilidades geométricas de projeto para o obturador da válvula amortecedora, sempre considerando as especificações iniciais dos componentes comerciais desse projeto: o fole metálico flexível e o atuador piezoelétrico. Assim, são feitas comparações dos resultados obtidos com as simulações nos regimes permanente e transiente, onde é considerada a interação fluido-estrutura. Porém, o modelo em elementos finitos, em virtude do alto custo computacional, não pode ser usado diretamente no projeto do sistema de controle. Então são propostos, no final desse capítulo, modelos reduzidos que mapeiam os resultados obtidos com a técnica dos elementos finitos.

4.1 – Formulação matemática de um escoamento isotérmico

O comportamento de uma partícula de fluido é descrito por três leis de conservação de propriedades físicas (White,1991), quais sejam: a conservação da massa também conhecida como a lei da continuidade, a conservação da quantidade de movimento que é baseada na 2ª lei de Newton e a da conservação da energia. Para um escoamento isotérmico, que é o adotado para solução do circuito hidráulico do amortecedor ativo proposto, não é necessário a utilização da última lei citada. A partir das duas primeiras leis,

expressas em termos de equações diferenciais parciais é possível obter os campos de velocidade e pressão, que são discretizadas utilizando a técnica dos elementos finitos.

A equação diferencial parcial da conservação da massa para um fluxo de fluido em coordenadas cartesianas tridimensionais é dada por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

sendo (u,v,w) a velocidade da partícula nas direções x , y e z , respectivamente e ρ é a densidade do fluido. A taxa de variação de massa contida em um elemento de volume, primeiro termo da equação 4.1 pode ser substituída pela taxa de variação da massa em relação à pressão multiplicada pela taxa de variação da pressão (P) temporal utilizando-se a regra da cadeia, conforme escrito na equação 4.2.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial \rho}{\partial P} \cdot \frac{\partial P}{\partial t} \quad (4.2)$$

Algumas hipóteses são feitas tal como a consideração de fluido incompressível. Contudo, é possível ter um relaxamento da incompressibilidade do fluido especificando o *Bulk Modulus* (β). O *Bulk Modulus* é dado pela equação 4.3.

$$\frac{\partial \rho}{\partial P} = \frac{1}{\beta} \quad (4.3)$$

O *Bulk Modulus* é utilizado em simulações transientes para fluxos incompressíveis onde se considera uma determinada compressibilidade, ou seja, a velocidade do som no fluido não é infinita. A velocidade do som, ou acústica, é a velocidade na qual uma onda sonora se propaga no meio fluido. Para qualquer fluido contínuo, a velocidade acústica (a) é dada pela equação 4.4.

$$a = \sqrt{\frac{Ks}{\rho}} \quad (4.4)$$

onde Ks é o *Bulk Modulus* isoentrópico, que por sua vez relaciona a taxa de variação de pressão com a mudança fracional da densidade, segundo a equação 4.5.

$$Ks = \rho \cdot \frac{\partial P}{\partial \rho} \quad (4.5)$$

A equação 4.6 é resultante da combinação das equações 4.3, 4.4 e 4.5.

$$a^2 = \frac{Ks}{\rho} = \frac{\partial P}{\partial \rho} = \beta \quad (4.6)$$

Os valores para o *Bulk Modulus* isoentrópico dos diferentes tipos de líquidos podem ser encontrados em *Handbooks* específico de líquidos. A unidade dimensional do *Bulk Modulus*, β , é a de velocidade quadrática. Combinando as equações 4.1, 4.2 e 4.6, obtem-se a equação da continuidade escrita em função do *Bulk Modulus* e da taxa de variação temporal da pressão:

$$\frac{1}{\beta} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4.7)$$

e considerando o gradiente de velocidade, a equação 4.7 é re-escrita tal como a equação 4.8.

$$\frac{\partial P}{\partial t} = -\beta \left[\nabla \cdot (\rho \vec{V}) \right], \text{ onde } \vec{V} = u \cdot \vec{i} + v \cdot \vec{j} + w \cdot \vec{k} \quad (4.8)$$

A lei da conservação da quantidade de movimento é obtida a partir da 2ª Lei de Newton e é conhecida como equação de Navier-Stokes. Para um elemento de fluido em um escoamento incompressível, a lei de conservação da quantidade de movimento pode ser escrita convenientemente tal qual mostra a equação 4.9.

$$\frac{D(\rho \vec{V})}{Dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla \cdot \mathbf{p} + \nabla \cdot (\mu_e (\nabla \cdot \vec{V})) \quad (4.9)$$

onde μ_e é a viscosidade nominal do fluido. O termo do membro esquerdo da equação 4.9 é a derivada substantiva que implica em derivar espacialmente e temporalmente. O efeito gravitacional será por hipótese desprezado e, assim, a equação 4.9 pode ser escrita em coordenadas cartesianas tridimensionais, resultando nas equações de 4.10a-b-c.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_e \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_e \frac{\partial u}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_e \frac{\partial u}{\partial z}\right) \quad (4.10a)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_e \frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_e \frac{\partial v}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_e \frac{\partial v}{\partial z}\right) \quad (4.10b)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho ww)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_e \frac{\partial w}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_e \frac{\partial w}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_e \frac{\partial w}{\partial z}\right) \quad (4.10c)$$

Os primeiros termos das equações 4.10a-b-c são as taxas de variações da quantidade de movimento da partícula de fluido em função do tempo. Os demais termos ainda no primeiro membro dessas equações representam o fluxo líquido adjectivo da quantidade de movimento. Os primeiro termos à direita representam os termos fontes da quantidade de movimento devido aos gradientes de pressões e os demais representam o fluxo líquido da quantidade de movimento difusivo.

O escoamento pode ser considerado como complexo nas regiões de maiores gradientes do modelo hidráulico do amortecedor que compreende a passagem pela válvula projetada, pode ser considerado como um jato e, também, apresentar esteiras devido aos pontos de estagnação. Devido a essa complexidade do escoamento não pode considerar o escoamento governado somente pelas equações da continuidade e da conservação da quantidade de movimento, uma vez observado, em simulações preliminares, a transição de laminar para turbulento quando o fluido passa pela válvula. Essa transição é caracterizada pelas vorticidades visualizadas. Então, definiu-se o número de Reynolds (Re) que é um parâmetro adimensional usado para caracterizar escoamentos que é calculado conforme a equação 4.11.

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu_e} \quad (4.11)$$

o qual depende das propriedades do fluido (densidade e viscosidade), a velocidade do escoamento (U) em um comprimento hidráulico característico geométrico (L), que nesse trabalho foi escolhido como sendo a mínima diferença entre o diâmetro maior pelo menor da área anular do orifício, ortogonal ao fluxo.

A transição do regime laminar para o turbulento, como já dito, é caracterizada pela aparição de vorticidades no escoamento, visualizadas nas simulações o que é equivalente a

dizer que os efeitos inerciais superam os efeitos viscosos e, nesse caso, resulta em se ter a velocidade instantânea fluante para todos os pontos do fluxo. Assim a velocidade é expressa em termos do valor médio e da componente de flutuação, como, por exemplo, na direção x:

$$u = \bar{u} + u' \quad (4.12)$$

onde \bar{u} é o valor médio da velocidade na direção x e u' é a componente de flutuação. Após a substituição da equação 4.12 nas equações 4.10a-b-c, devido à flutuação da velocidade em todas as direções, os seguintes termos extras denominados tensões de Reynolds (σ^R) são adicionados no modelo e escritos nas equações 4.13a-b-c.

$$\sigma_x^R = -\frac{\partial}{\partial x}(\overline{\rho u' u'}) - \frac{\partial}{\partial y}(\overline{\rho u' v'}) - \frac{\partial}{\partial z}(\overline{\rho u' w'}) \quad (4.13a)$$

$$\sigma_y^R = -\frac{\partial}{\partial x}(\overline{\rho v' u'}) - \frac{\partial}{\partial y}(\overline{\rho v' v'}) - \frac{\partial}{\partial z}(\overline{\rho v' w'}) \quad (4.13b)$$

$$\sigma_z^R = -\frac{\partial}{\partial x}(\overline{\rho w' u'}) - \frac{\partial}{\partial y}(\overline{\rho w' v'}) - \frac{\partial}{\partial z}(\overline{\rho w' w'}) \quad (4.13c)$$

Na modelagem em que é considerado turbulência, o termo de tensão viscosa possui um coeficiente não conhecido que é a viscosidade turbulenta (μ_T), conforme equação 4.14 que mostra o termo somente na direção x pois, nas outras direções, as equações são análogas.

$$\overline{-\rho uv} = -\mu_T \frac{\partial v}{\partial x} \quad (4.14)$$

Uma facilidade dessa abordagem turbulenta é o fato das tensões de Reynolds serem da mesma forma dos termos difusivos da equação original de Navier-Stokes. Esses dois termos podem ser combinados e a viscosidade efetiva passa a ser definida como a soma da viscosidade laminar e a viscosidade turbulenta, conforme equação 4.15.

$$\mu_e = \mu + \mu_T \quad (4.15)$$

A viscosidade turbulenta é calculada em função da energia cinética turbulenta (K) e a sua taxa de dissipação (ε), utilizando a relação da equação 4.16.

$$\mu_T = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{K^2}{\varepsilon} \quad (4.16)$$

onde C_μ é uma constante adotada igual a 0,09. Para simulação com modelos turbulentos duas equações diferenciais parciais são acrescentadas e que são bases da formulação desse modelo denominado $K\varepsilon$, cujo detalhamento pode ser encontrado em Launder e Spalding (1974) onde foram retirados todos os valores das constantes adotadas. A equação 4.17 da energia cinética turbulenta é:

$$\frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u K)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v K)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w K)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_K} \frac{\partial K}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_K} \frac{\partial K}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_K} \frac{\partial K}{\partial z} \right) + \mu_T \Phi - \rho \varepsilon \quad (4.17)$$

onde Φ é a dissipação viscosa e σ_K é uma constante adotada igual a 1. A equação 4.18 mostra a taxa de dissipação de energia cinética, que é:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \varepsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + C_1 \mu_T \Phi \frac{\varepsilon}{K} - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{K} \quad (4.18)$$

onde as constantes da equação 4.18 assumiram os seguinte valores: $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $C_1 = 1,44$ e $C_2 = 1,92$.

Serão feitas simulações que consideram o modelo turbulento $K\varepsilon$ e outras que não consideram resultando em um escoamento laminar.

Para solucionar as equações tanto em regime turbulento como laminar, utilizou-se o algoritmo da matriz tri-diagonal (TDMA: *Tri-diagonal matrix algorithms*) que consiste em separar o problema em uma série de problemas tri-diagonais.

Apresentadas as equações diferenciais parciais a serem discretizadas pelo método dos elementos finitos, será apresentado agora o modelo em elementos finitos.

4. 2 – O modelo em elementos finitos com interação fluido-estrutura

Existem diversos métodos numéricos para resolver as equações apresentadas, como, por exemplo, o método das diferenças finitas centradas, o método de volumes finitos e, dentre outros códigos numéricos, o método dos elementos finitos que é o método utilizado na modelagem do circuito hidráulico do amortecedor proposto. O código foi gerado com o módulo FLOTRAN CFD (*Computational Fluid Dynamics*), do programa ANSYS®.

O método dos elementos finitos é uma técnica largamente utilizada por pesquisadores e engenheiros, na solução de problemas complexos, onde não é possível a obtenção analítica da solução equação diferencial que descreve o problema.

Assim é necessário a discretização das equações matemáticas que regem o modelo físico para obtenção do modelo em elementos finitos. Com a discretização dessas equações, o modelo matemático do sistema passa a ser representado por um conjunto de equações diferenciais, expressas na forma matricial.

Salienta-se que o modelo que será apresentado foi escolhido após diversas investigações, para a definição do projeto do perfil da válvula. Salienta-se que o perfil cônico da válvula não foi obtido por nenhum processo de otimização de forma, isto é, não foi realizado um planejamento experimental utilizando a curva de resposta juntamente ao projeto fatorial completo ou parcial.

Duas razões descobertas nas simulações preliminares com a válvula escolhida foram decisivas, quais sejam: (a) uma grande sensibilidade quanto à mudança na área orifício, isto é, uma pequena abertura ou fechamento, gera grandes variações do coeficiente de amortecimento; e (b) por ser de fácil fabricação.

Na Figura 4.1 é apresentado, paralelamente aos componentes do sistema, o modelo axi-simétrico em elementos finitos do circuito hidráulico interagindo com a estrutura, que é representada pelo flange móvel do fole metálico flexível. A escolha oportunista por um modelo axi-simétrico reduz drasticamente o tempo de simulação computacional do modelo em elementos finitos tal com a possibilidade em trabalhar no espaço 2D ao invés do 3D.

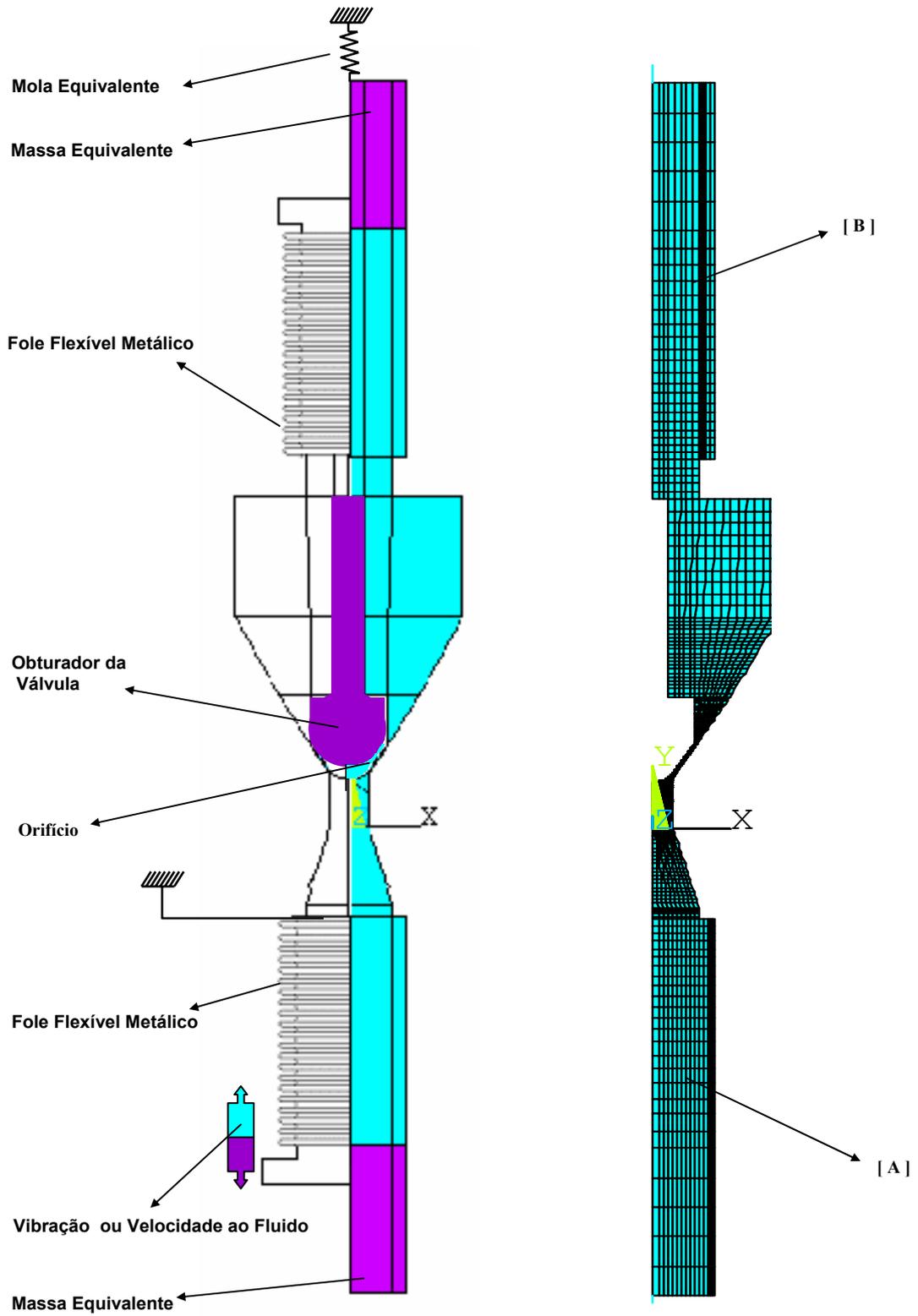


Figura 4.1 - Modelo axi-simétrico em elementos finitos do circuito hidráulico paralelo aos componentes do amortecedor proposto.

O fluido de trabalho utilizado foi um óleo que é usado no processo de eletro-erosão, com a densidade de $7,70 \times 10^2 \text{ kg/m}^3$ e viscosidade igual a $0,0022 \text{ kg/ms}$. Esses valores de densidade e viscosidade foram obtidos experimentalmente como descritos no Apêndice V e VI.

No terminal [A] o modelo possui uma estrutura com massa equivalente às partes móveis e essa massa, quando submetida a vibrações, transmite ao fluido uma velocidade devido ao contato com a parede terminal do fole.

Essa massa equivalente que impõe deslocamento ao fluido na jusante é ajustada ao valor da massa real das partes móveis do protótipo.

Já no terminal [B], o modelo prevê uma outra estrutura que é engastada por intermédio de uma mola cuja rigidez também será ajustada com a da montagem experimental.

Decidiu-se que a variação do tamanho do orifício da válvula será ajustado movimentando o obturador cônico na direção axial, contra ou a favor do fluxo.

As soluções obtidas com o modelo em elementos finitos resultam nos campos de velocidade e a distribuição de pressão em qualquer ponto do circuito hidráulico.

Integrando os resultados da distribuição de pressão no contorno do obturador da válvula e na superfície efetiva do fole metálico obtêm-se, respectivamente, a força fluido-dinâmica agindo no obturador da válvula e a força amortecedora que o fole é capaz de exercer na estrutura vibratória.

Na região do orifício anular existente entre o obturador e a sede da válvula o fluido atinge os maiores gradientes de velocidades, como esperado pelo princípio da conservação da massa.

Intuitivamente, espera-se também que quando o fole [A] é comprimido, a pressão na jusante irá aumentar em relação à pressão inicial nominal de referência e a pressão do lado [B] irá diminuir. No caso da expansão do fole a análise é análoga.

O modelo desenvolvido em elementos finitos tem uma malha estruturada não regular, o que permite um maior refinamento nas regiões de maiores gradientes de velocidade, ou seja, na região dos elementos de fluido localizados entre a válvula e sua sede.

A malha foi composta por 3754 elementos equivalente a 15016 nós, uma vez que nessa configuração as convergências das soluções são preservadas em relação a uma malha com mais elementos e diferentes refinamentos.

Na Figura 4.2 fica nítido o maior refinamento da malha na região entre a sede da válvula e o obturador.

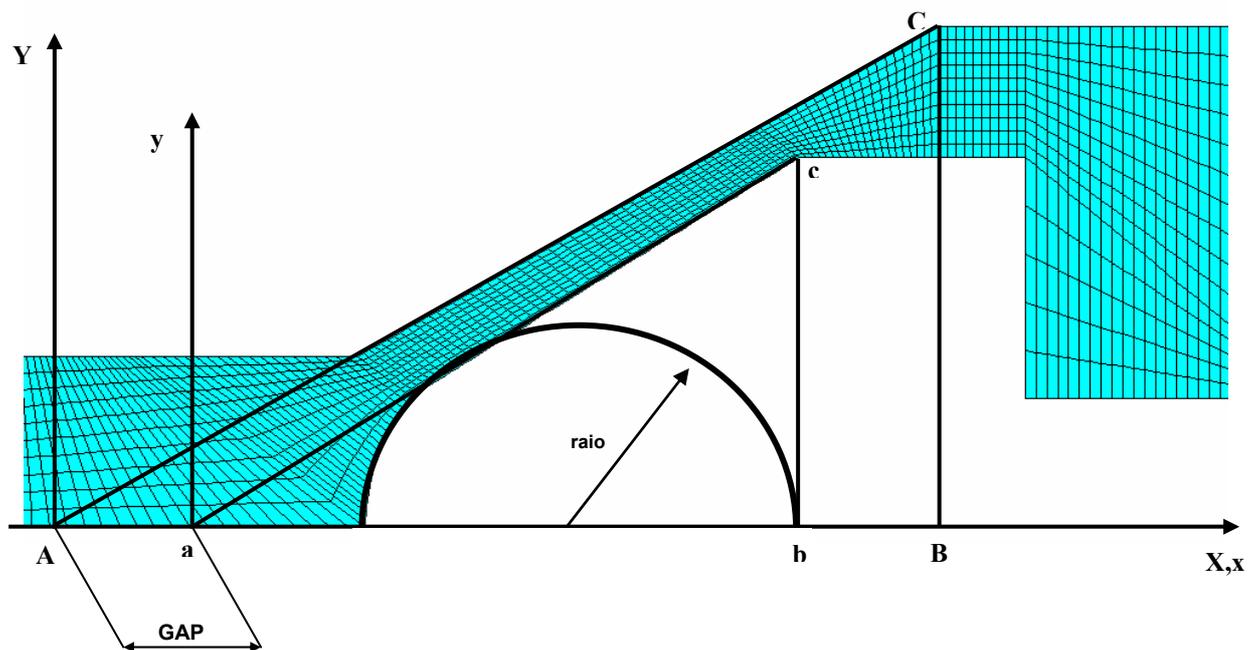


Figura 4.2 - Região entre a válvula e sua sede tronco-cônica onde há um maior refinamento da malha dos elementos finitos.

A posição axial relativa ao obturador cônico do corpo da válvula é a medida da variável GAP em relação ao referencial inercial XY. Como mostra a Figura 4.2, GAP é a distância entre os vértices dos triângulos: $\triangle ABC$ e $\triangle abc$. A ponta esférica do obturador é gerada por uma circunferência inscrita no $\triangle abc$. Selecionou-se um modelo para as simulações, cuja circunferência circunscrita possui raio igual a 5 mm. Na extremidade direita do obturador um eixo cilíndrico é previsto para acoplamento do obturador da válvula com o atuador piezoelétrico.

Para os elementos de fluido utilizou-se o elemento FLUID141 2-D, que é um elemento quadrilátero onde cada nó dos quatro vértices desse elemento, possui os seguintes graus de liberdade: as velocidades (u , v e w), pressão e temperatura. As velocidades são obtidas pelo princípio da conservação da quantidade de movimento e a pressão é obtida pelo princípio da conservação de massa. Caso seja ativado o modelo turbulento, são calculadas também duas quantidades adicionais devido à turbulência: a energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação de energia cinética.

Já para os elementos sólidos que representam a estrutura foi escolhido o PLANE42, que é um elemento quadrilátero onde cada nó possui dois graus de liberdade: as translações nodais nas direções dos vetores unitários \vec{i} e \vec{j} . Nesse elemento é incorporada

capacidade de análises, tais como as relativas à plasticidade, fluência, dilatação e encruamento, permitindo grandes deflexões e grandes capacidades de deformações. \vec{i}

Devido à geometria, os carregamentos adotados e o fato desses elementos admitirem axi-simetria, é que se utilizou um modelo axi-simétrico, cuja grande vantagem é a redução no tempo computacional de simulação. Assim, algumas condições de contorno são adotadas e impostas para resolução do problema. Para o fluido, as velocidades nas duas direções, x e y , nas paredes laterais do circuito hidráulico e no contorno do obturador da válvula foram impostas com valor nulo, conforme mostrado na Figura 4.3, à direita. À esquerda, devida a simetria do problema, a componente da velocidade na direção do vetor unitário \vec{i} V_x é nula para $X=0$.

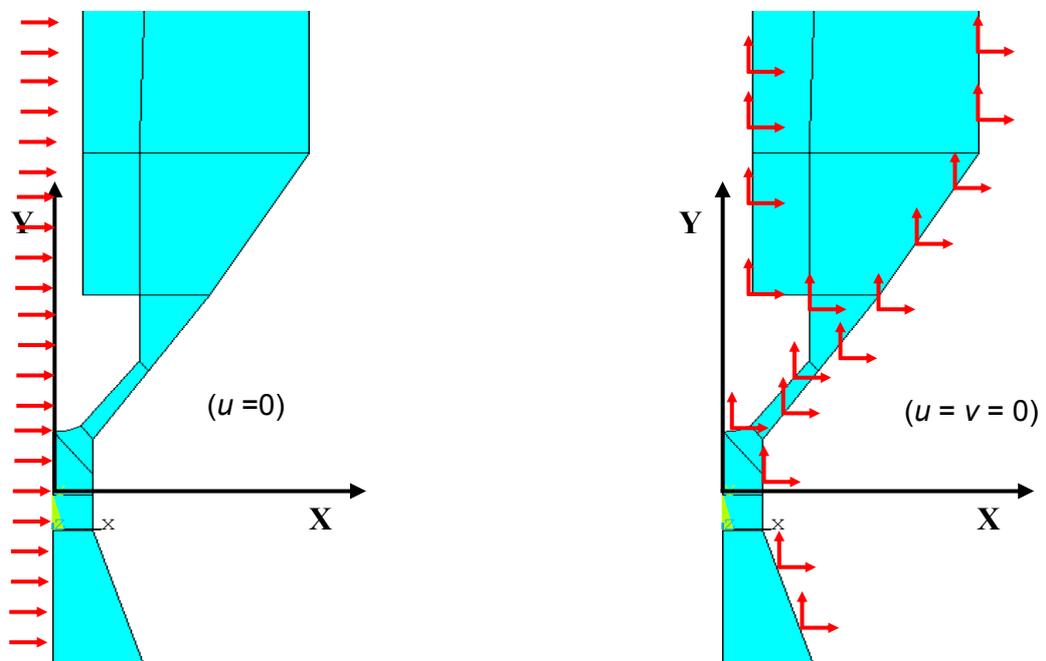


Figura 4.3 - Condições de contorno de parede à direita e de simetria à esquerda.

Para os elementos estruturais da massa da jusante, foi imposto deslocamento senoidal para todos os nós na direção Y e impedido deslocamento na direção X .

Outra consideração que merece um comentário é formulação lagrangeana-euleriana arbitrária que foi adotada para solucionar esse problema que envolve interação fluido-estrutura. Os algoritmos da mecânica do contínuo fazem uso de duas descrições clássicas do movimento: a descrição Lagrangeana e a descrição de Euleriana. A formulação lagrangeana-euleriana arbitrária (ALE - *Arbitrary Lagrangian–Eulerian*) foi escolhida na tentativa de combinar as vantagens de cada uma das descrições cinemáticas clássicas, enquanto minimiza-se suas devidas desvantagens.

Os algoritmos lagrangeanos são usualmente utilizados em mecânica estrutural. Neles cada nó individual da malha segue o elemento associado durante todo o seu movimento, conforme mostra a Figura 4.4. Uma desvantagem da descrição lagrangeana é sua inabilidade para seguir distorção de grandes domínios computacionais sem recurso para aplicar muitas operações como, por exemplo, a de re-malhagem. Já os algoritmos eulerianos são utilizados, principalmente, em dinâmica dos fluidos onde a malha computacional é fixa e o elemento se move em relação a malha, conforme ilustrado na Figura 4.4.

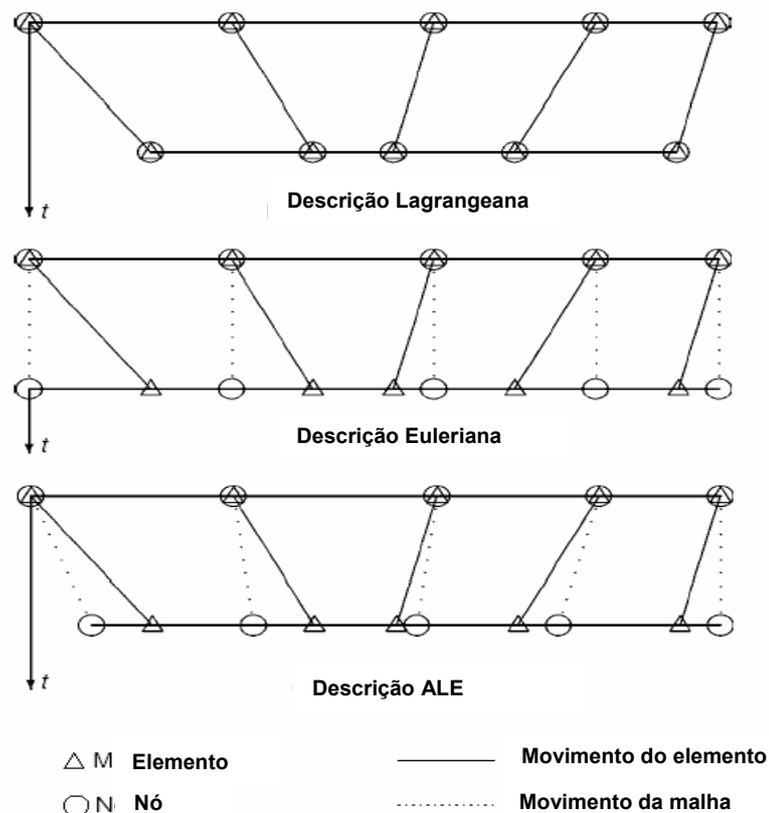


Figura 4.4 - Exemplo unidimensional do movimento da malha e do elemento para os casos de descrições lagrangeana, euleriana e lagrangeana-euleriana arbitrária.

Contudo percebe-se na descrição lagrangeana-euleriana arbitrária que os nós da malha podem ser movidos seguindo a descrição lagrangeana ou fixos de maneira de euleriana, ou, como sugerido na Figura 4.4, movidos arbitrariamente por caminhos que traduzem melhor a realidade do contínuo. Assim, é ativada a descrição ALE, devido à liberdade em mover a malha controlando maiores distorções da quantidade contínua movida, o que não seria permitido por um método puramente lagrangeano e, com maior resolução, da concebida por uma aproximação puramente euleriana. A formulação

lagrangeana-euleriana (ALE) pode ser vista com mais detalhamento em Donea *et. al.* (2004).

No algoritmo das simulações transientes, onde a interação fluido estrutura é considerada, cada um dos problemas são resolvidos independentemente, isto é, resolve-se as equações provenientes do fluxo de fluido em escoamento isotérmico e a partir do campo de pressão, obtido num intervalo de tempo, é transferido para estrutura a força (F) equivalente a essa pressão agindo sob a área na qual exista a interação.

Essa força entra no modelo dinâmico da estrutura como uma força externa não-linear e, a partir dela, a resposta estrutural é obtida. Esse novo posicionamento da estrutura é transferido para o modelo em elementos do fluido que sofrem uma re-malhagem de seus elementos próximos da interface fluido-estrutura.

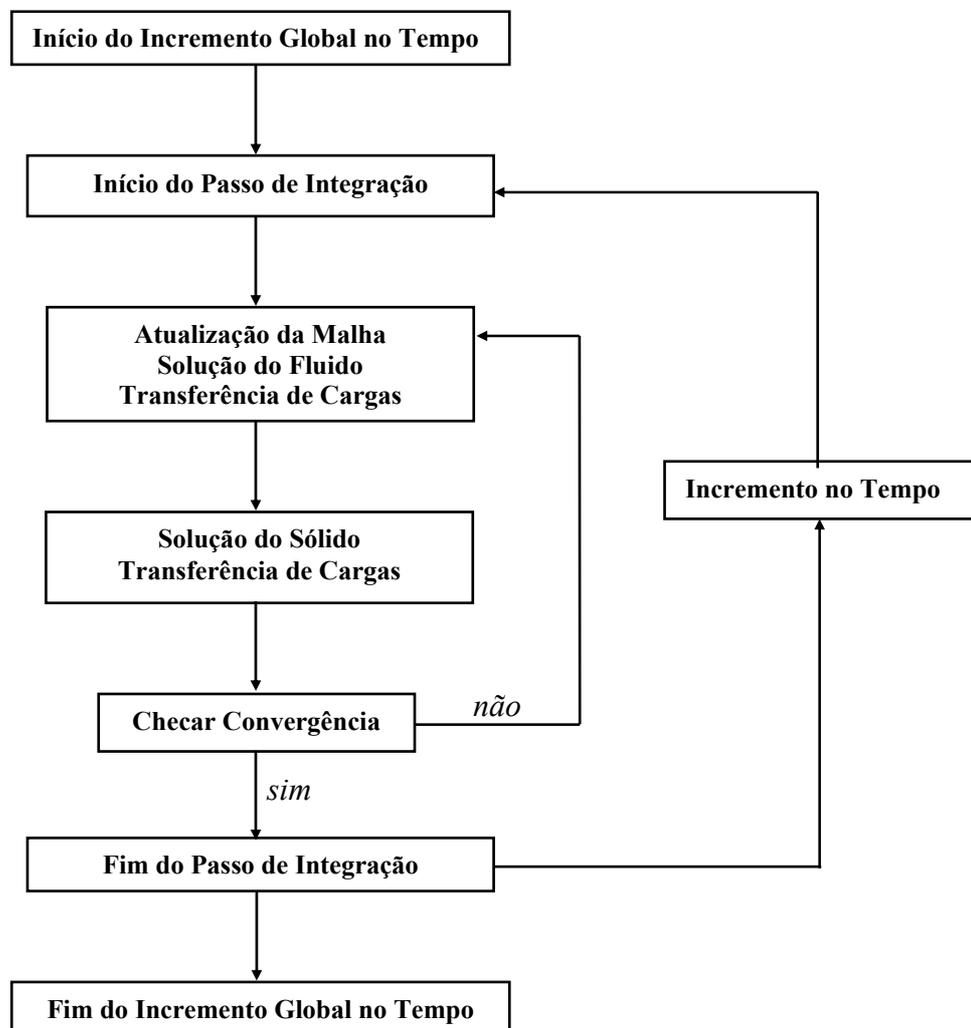


Figura 4.5 - Fluxograma do algoritmo da formulação lagrangeana-euleriana arbitrária.

O algoritmo da formulação lagrangeana-euleriana arbitrária, ilustrado no fluxograma da Figura 4.5, inicia considerando a malha inicial dos elementos de fluido sob uma condição inicial. O algoritmo calcula primeiramente a solução do escoamento do fluido e em função da

integração dos campos de pressões, as forças resultantes são transferidas para a estrutura, que é solucionada, transferindo os resultados dos deslocamentos nodais para atualização da nova malha de fluido e assim sucessivamente. Uma vez atingida a convergência da solução é feito o incremento no tempo até que se atinja o fim da simulação.

A re-malhagem é necessária para análises que envolvem o acoplamento de domínios diferentes como no caso em questão, que possui campo estrutural e de fluido.

Salienta-se que para ter uma boa convergência da solução na interface fluido-estrutura é necessário que haja uma coincidência entre os nós dos elementos de fluido e os da estrutura, na interface dos elementos que acoplam os domínios. A atualização da malha de elementos finitos não altera a malha estrutural e sim a malha dos elementos de fluidos.

Para aceitar ou não uma nova malha dos elementos de fluidos, duas condições têm que ser respeitadas, são elas:

- a razão de aspecto: razão entre o quadrado da média do comprimento nas extremidades do elemento pela área do elemento; e
- a mudança do tamanho do elemento: medido pelo calculo da exponencial do módulo do logaritmo da razão da nova área pela área inicial do elemento.

Os valores dos campos de pressão e velocidade para os elementos de fluidos re-malhados são obtidos por intermédio de interpolação dos campos de pressão e velocidade relativos ao instante anterior à re-malhagem.

A equação 4.19, é resolvida para obtenção da resposta estrutura.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (4.19)$$

onde $[M]$ é a matriz de massa estrutural, $[K]$ é a matriz de rigidez estrutural, $\{\ddot{q}\}$ é o vetor de aceleração nodal e $\{q\}$ é o vetor de deslocamento nodal. Para solução desse modelo dinâmico estrutural utilizou-se o método de integração no tempo de Newmark que utiliza expansão em diferenças finitas num intervalo de tempo (Δt) e pode ser encontrado com um maior detalhamento em Bathe (1996).

4.3 – Simulações em regime permanente

As simulações em regime permanente das equações apresentadas são simplificadas por não considerar as derivadas parciais em relação ao tempo. A interação fluido-estrutura também é desconsiderada. Desta forma o modelo fica bem reduzido diminuindo o tempo de simulação.

Ao invés de impor um deslocamento para a estrutura é imposto um perfil de velocidades na entrada da jusante e a estrutura da montante é substituída por uma pressão nominal constante, pressão essa que é ajustada diante da pressão estática a ser estabelecida para operação com o protótipo.

Foram realizadas 10.000 simulações com o escoamento no seu regime permanente, variando nessas simulações as combinações de duas condições:

- Condição geométrica de posicionamento da válvula: Ao GAP foram atribuídos 100 valores num domínio compreendido entre 0,1 e 1,0 mm, que são, respectivamente, as posições extremas de fechamento e abertura do orifício da válvula.
- Condição de velocidade relativa do fole: Para simular o fluxo de fluido no orifício foram admitidas 100 valores velocidades imposta ao fluido, o que fisicamente corresponde à velocidade resultante da contração ou expansão do fole. Essas velocidades variaram de $-0,4$ a $0,4$ m/s.

A Figura 4.6 apresenta os campos de velocidade e de pressão na região do modelo onde está localizado o obturador da válvula, para um valor de GAP igual a 0,3 mm, e velocidades de fluido imposta em [B] iguais a 0,1 m/s e $-0,1$ m/s. São simulados modelos com e sem turbulência. A Tabela 3.1 mostra os valores máximos da velocidade que ocorrem no canal anular formado entre o obturador e a válvula e os valores máximos e mínimos de pressão.

Tabela 3.1: Resultados dos ensaios no regime permanente relativos às Figuras 3.6 e 3.7

Simulação	RP 01	RP 02	RP 03	RP 04
Modelo	Sem Turbulência	Sem Turbulência	Com Turbulência	Com Turbulência
Velocidade na Entrada [m/s]	- 0,1	0,1	- 0,1	0,1
Módulo da Máxima Velocidade [m/s]	13,39	11,426	12,024	10,872
Mínima Pressão [Pa]	- 120,232	-18,74	-142,525	-4,536
Máxima Pressão [Pa]	20,556	98,256	16,172	124,556

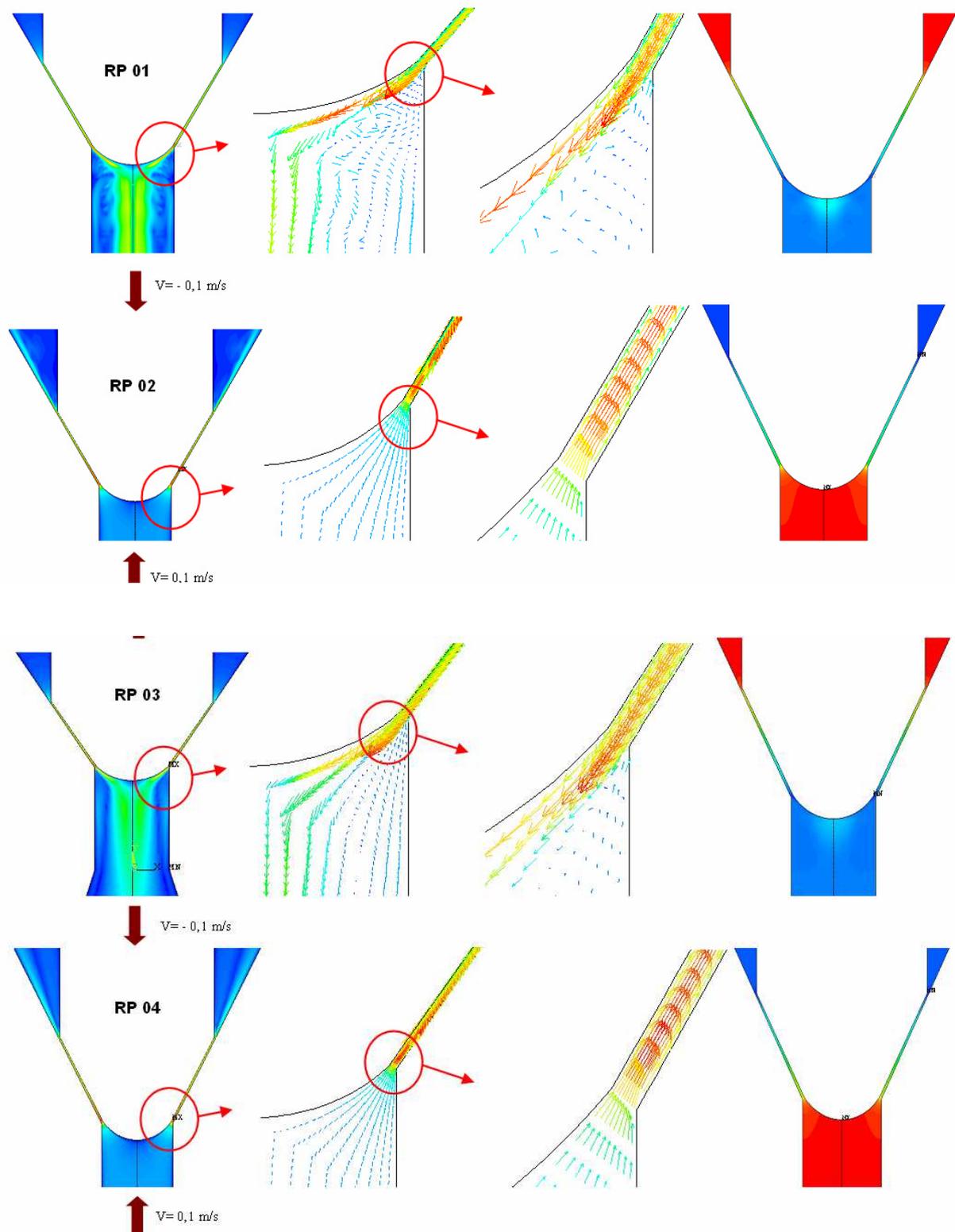


Figura 4.6 - Campo de velocidades (três primeiras colunas) e a distribuição de pressão (última coluna), relativas às simulações apresentadas na Tabela 3.1.

Tanto para velocidade de entrada positiva ou negativa quando o fluxo do fluido é revertido, a máxima velocidade resultante ocorre no canal do orifício da válvula, enquanto nas outras regiões, o fluido apresenta velocidades menores.

Para velocidade de entrada positiva a pressão máxima ocorre na face esférica do obturador e o valor mínimo é atingido na região [A] do obturador e o gradiente de pressão é máximo na região do orifício anular. Para velocidade de entrada negativa o campo de pressão tem comportamento inverso.

À partir dos valores apresentados na Tabela 4.1, conclui-se que a utilização ou não do modelo turbulento implica em ter pequenas diferenças entre as velocidades e uma maior discrepância relativa às pressões obtidas.

Integrando-se a pressão agindo sob a área da superfície do obturador resulta na força axial agindo sobre o obturador da válvula e é essa força que deverá ser suportada pelo atuador piezoelétrico.

Já a força amortecedora, a ser aplicada na estrutura vibratória, é obtida pela integração da distribuição de pressão na área do flange móvel do fole flexível.

Nas Figuras de 4.7 e 4.11 são apresentadas as superfícies de resposta que relacionam, respectivamente, as forças amortecedoras resultantes no fole e no obturador da válvula em função da velocidade de entrada do fluido e do posicionamento do GAP, para o regime permanente.

Salienta-se que quando o GAP assume o valor de 0,1 mm a válvula se encontra na situação com menor orifício, gerando maiores forças de bloqueio e, no valor de 1,0 mm, a válvula está na posição de maior abertura.

A partir das projeções dessas superfícies, Figuras 4.8, 4.9, 4.10 e 4.12, nos planos Força-Velocidade e Força-GAP, pode-se verificar que as forças apresentam comportamento quase linear com a velocidade e aproximadamente exponencial com o GAP.

Essa última característica é muito interessante uma vez que uma pequena mudança no posicionamento da válvula implica num ganho expressivo de força de amortecimento, devido à dependência exponencial.

Em outras palavras, esse efeito exponencial favorece a sensibilidade da válvula. Essa sensibilidade exponencial com o GAP, se faz necessária pois o projeto prevê um atuador piezoelétrico que é limitado a atuar numa faixa máxima de 0,5 mm.

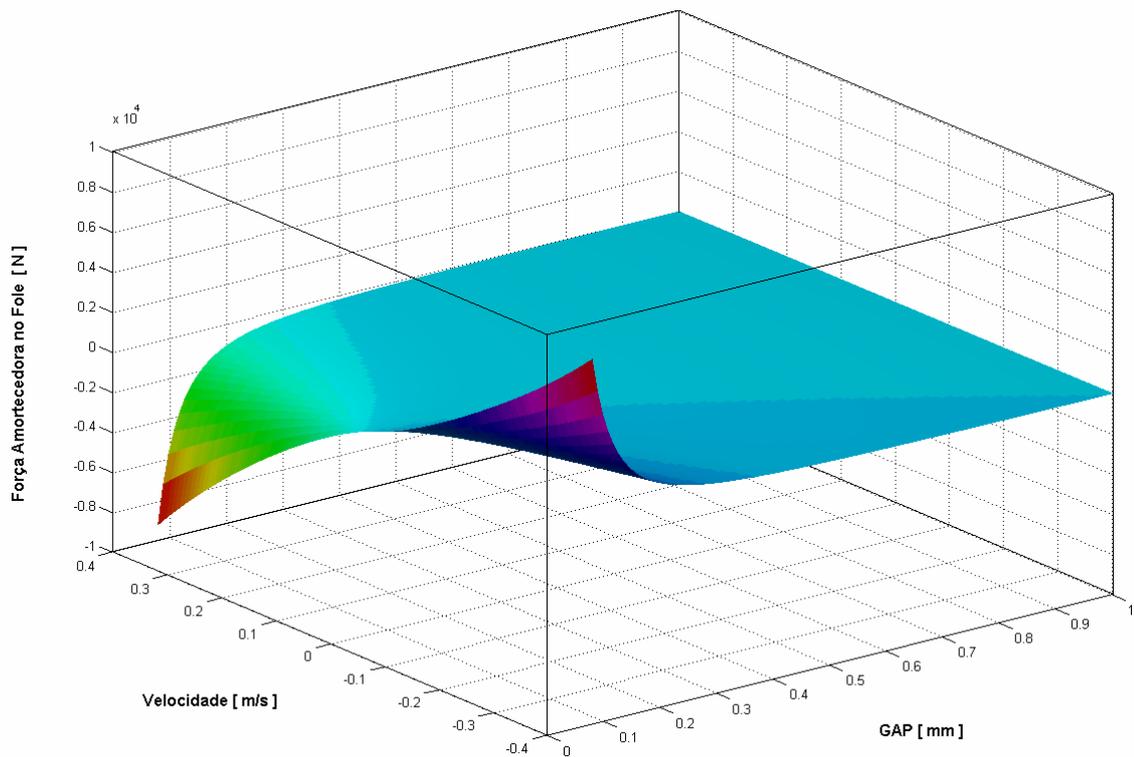


Figura 4.7- Forças Amortecedoras resultantes no fole calculadas para o regime permanente.

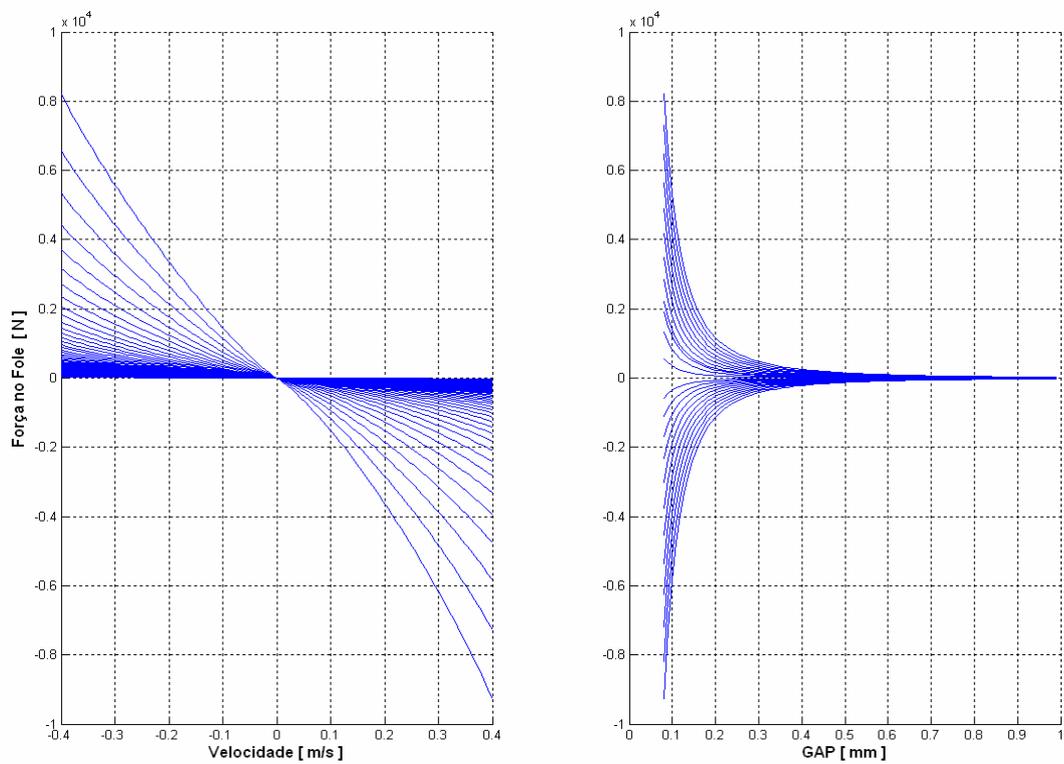


Figura 4.8 - Comportamento da força amortecedora no fole em relação à velocidade e ao GAP.

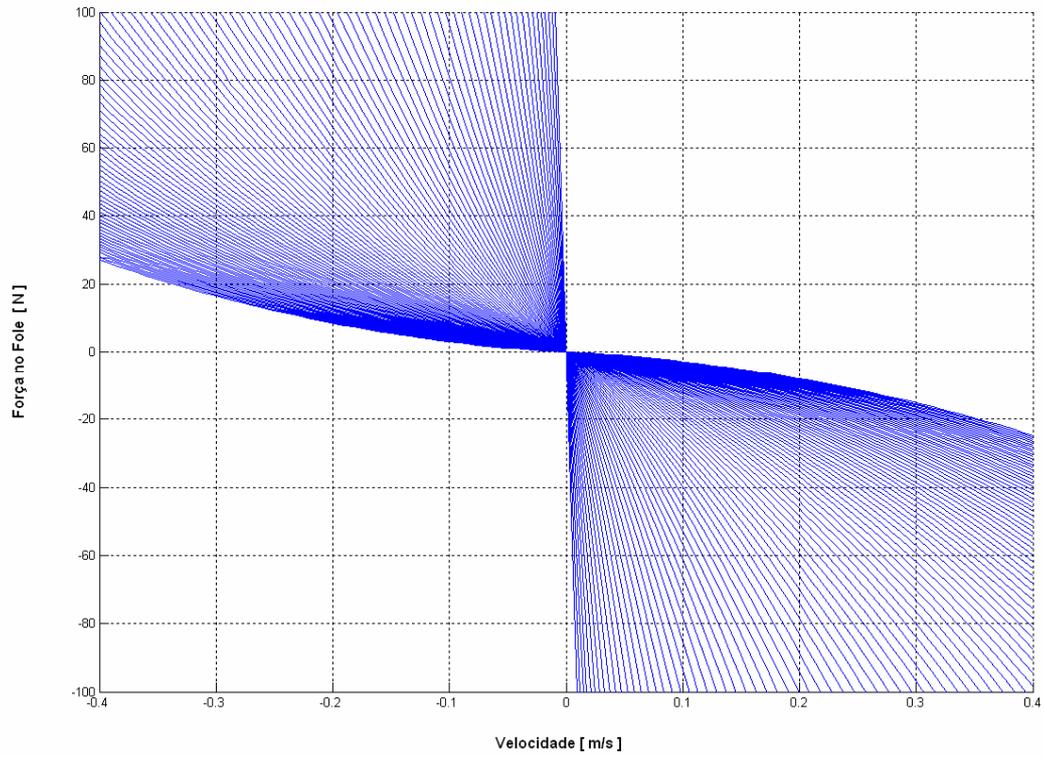


Figura 4.9 - Ampliação do gráfico da força amortecedora no fole em relação à velocidade.

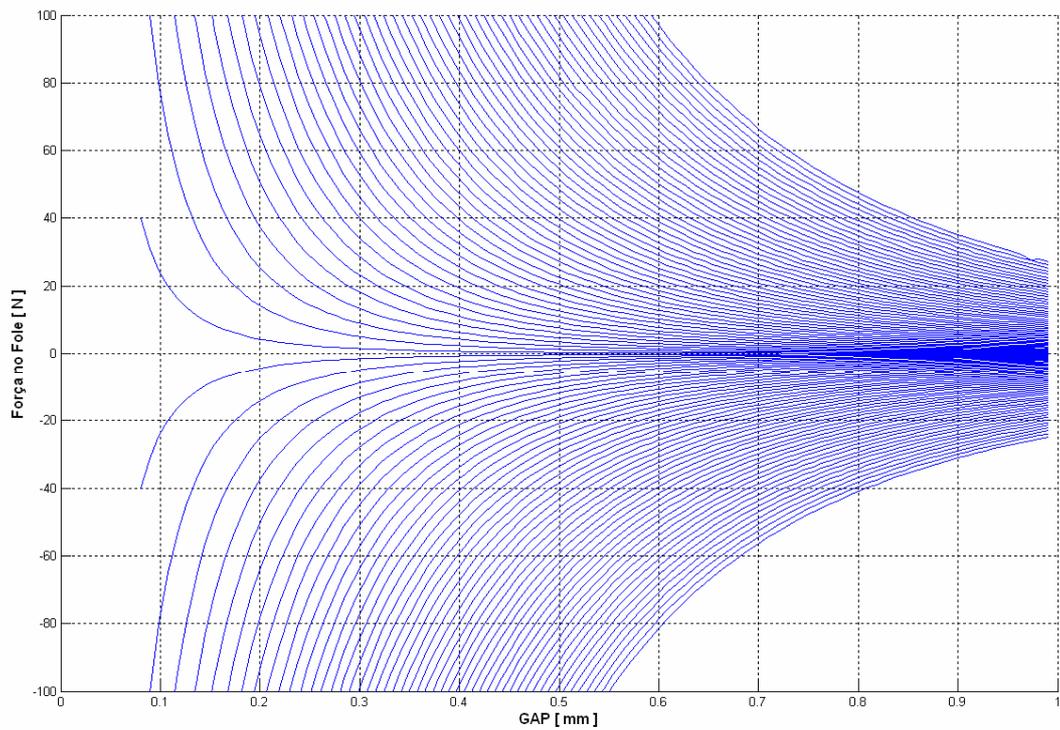


Figura 4.10 - Ampliação do gráfico da força amortecedora no fole em relação ao GAP.

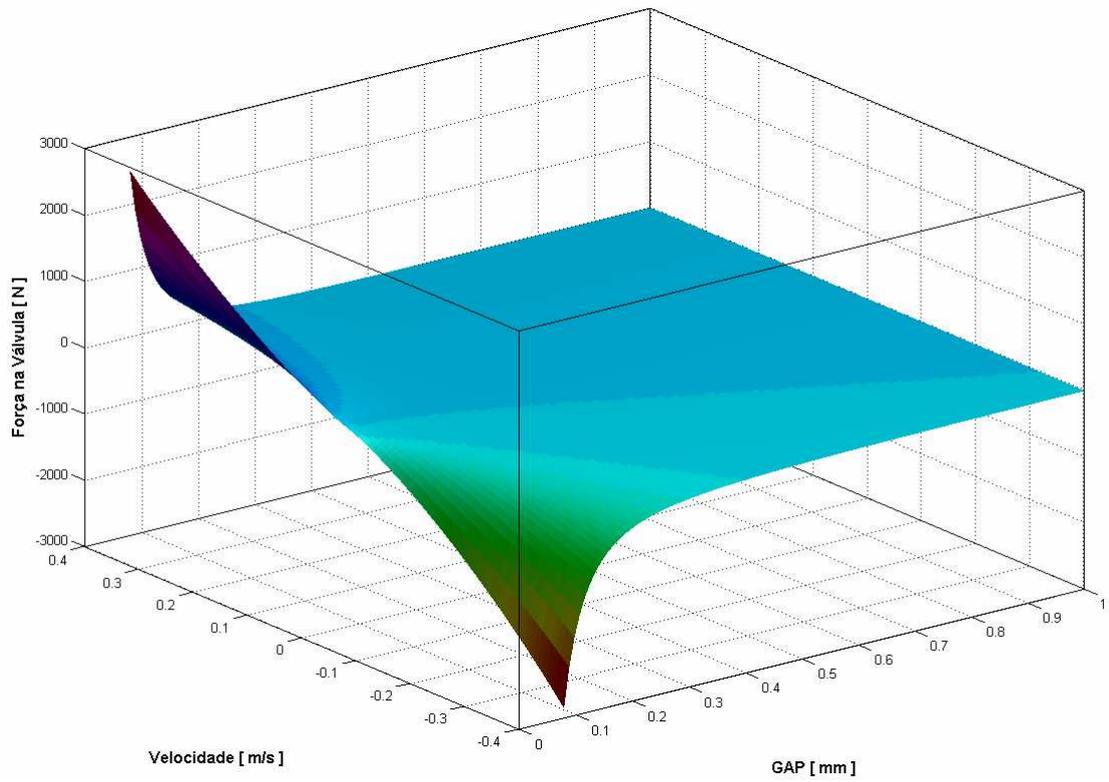


Figura 4.11 _ Força resultante no obturador válvula.

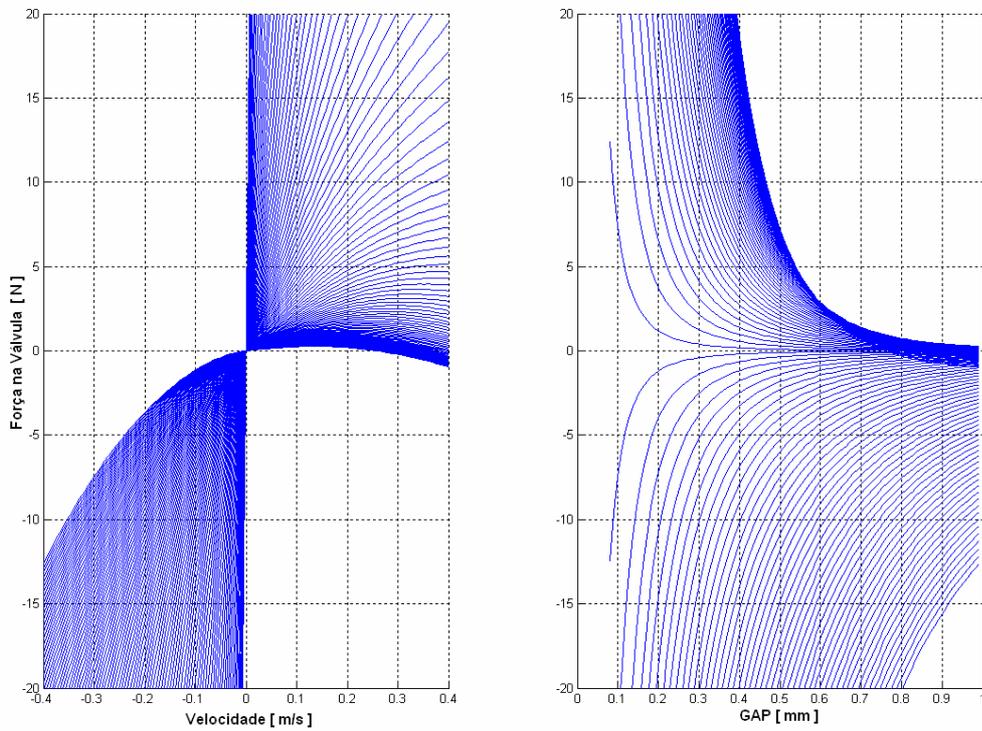


Figura 4.12 - Comportamento da força no obturador da válvula em relação à velocidade e ao GAP.

4.4 – Simulações em regime transiente

De todas as simulações investigadas com circuito hidráulico no regime transiente, onde é considerado o modelo turbulento $K\epsilon$, somente serão apresentados alguns resultados com três diferentes GAP's: 0,1, 0,45 e 0,8 mm representados por RT 01, RT 02 e RT 03, respectivamente. Na Figura 4.13 são definidos os nós da região [A], do canal do orifício e da região [B] que terão suas respostas mostradas pontualmente. Em todos os ensaios é considerado a imposição de um deslocamento senoidal com 15 Hz e amplitude de 3 mm, na massa equivalente da região [A]. Conforme mostra a Figura 4.14, há uma perda de amplitude do deslocamento resultante na massa equivalente da região [B] e isso ocorre para todos os GAP's analisados.

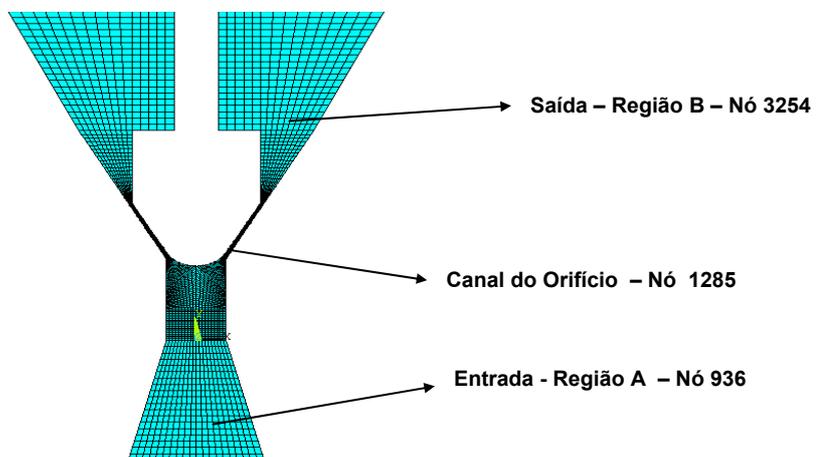


Figura 4.13 - Definição dos nós da jusante, montante e do canal do orifício.

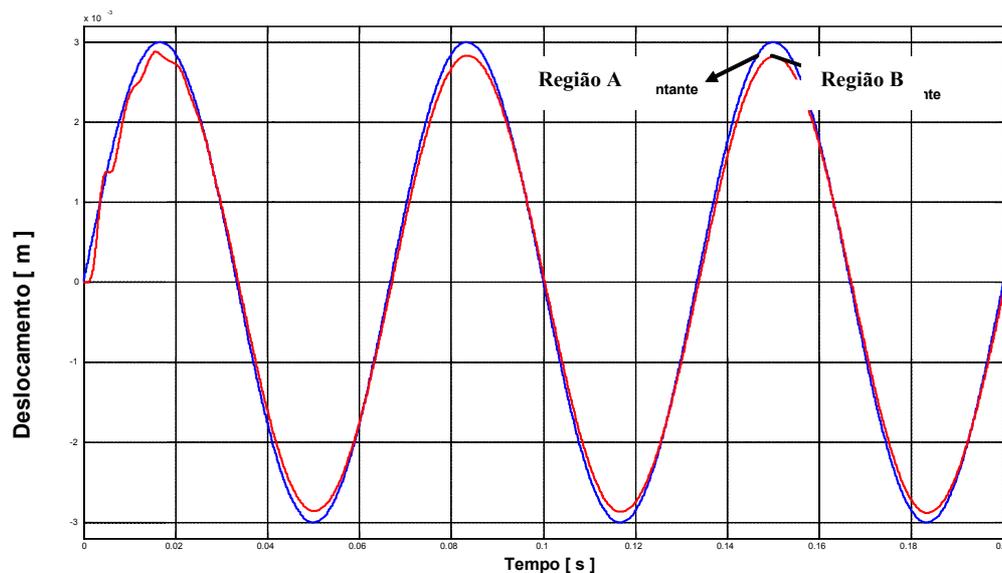


Figura 4.14 - Movimento das massas equivalentes das regiões A e B para o GAP de 0,45 mm.

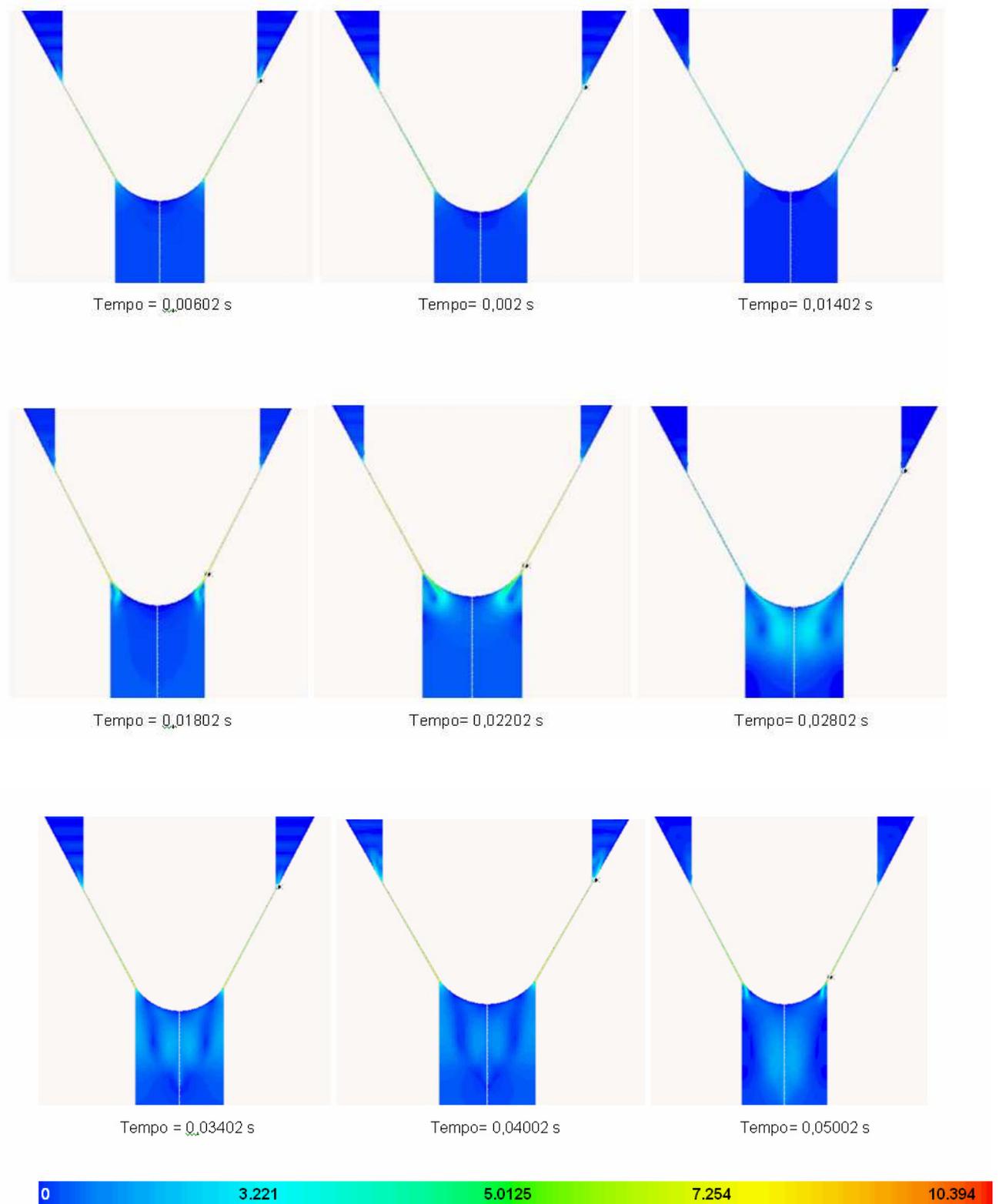


Figura 4.15. Campo de Velocidades para resposta ao transiente RT 01 – Valores em m/s.

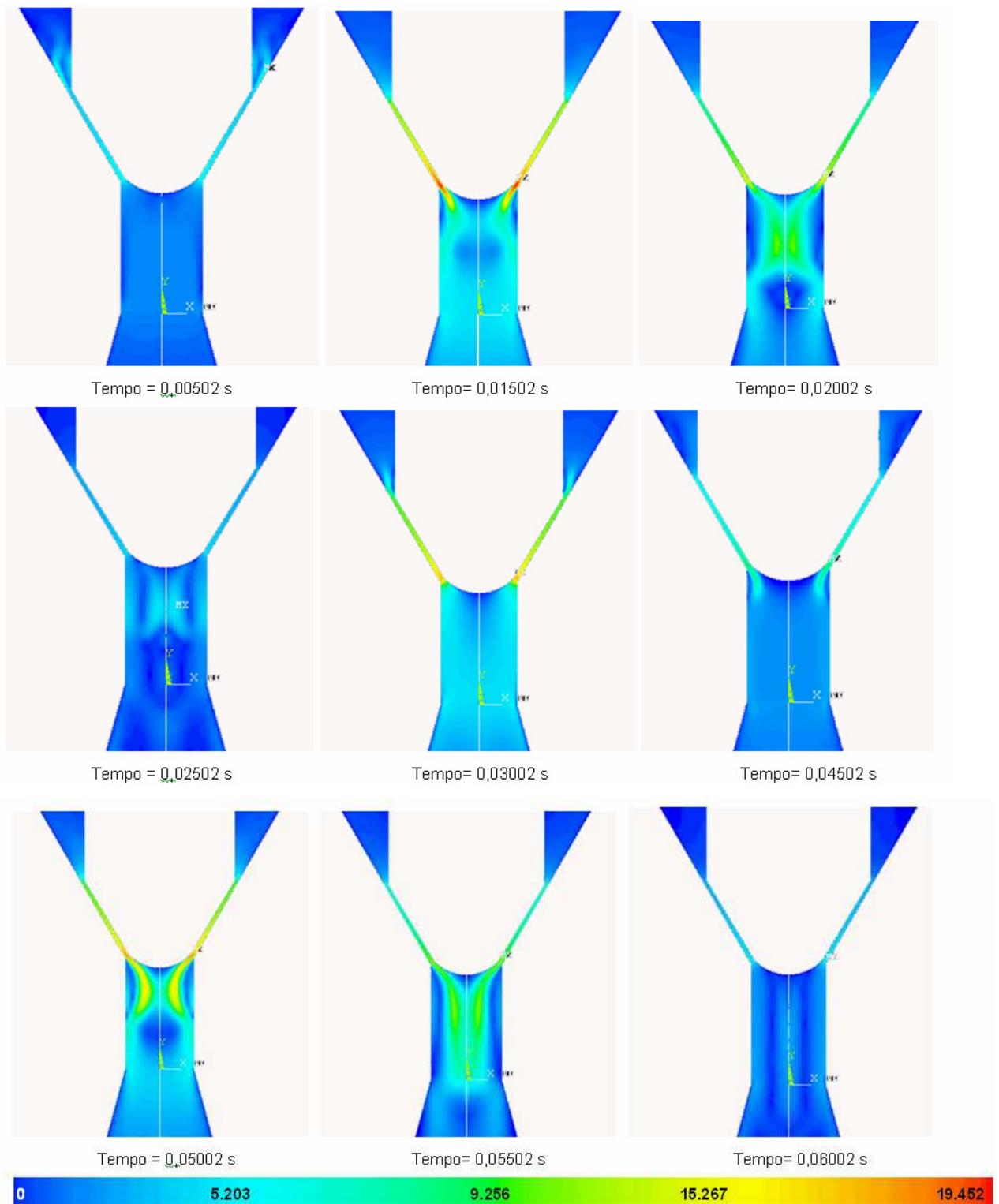


Figura 4.16 Campo de Velocidades para resposta ao transiente RT 02 – Valores em m/s.

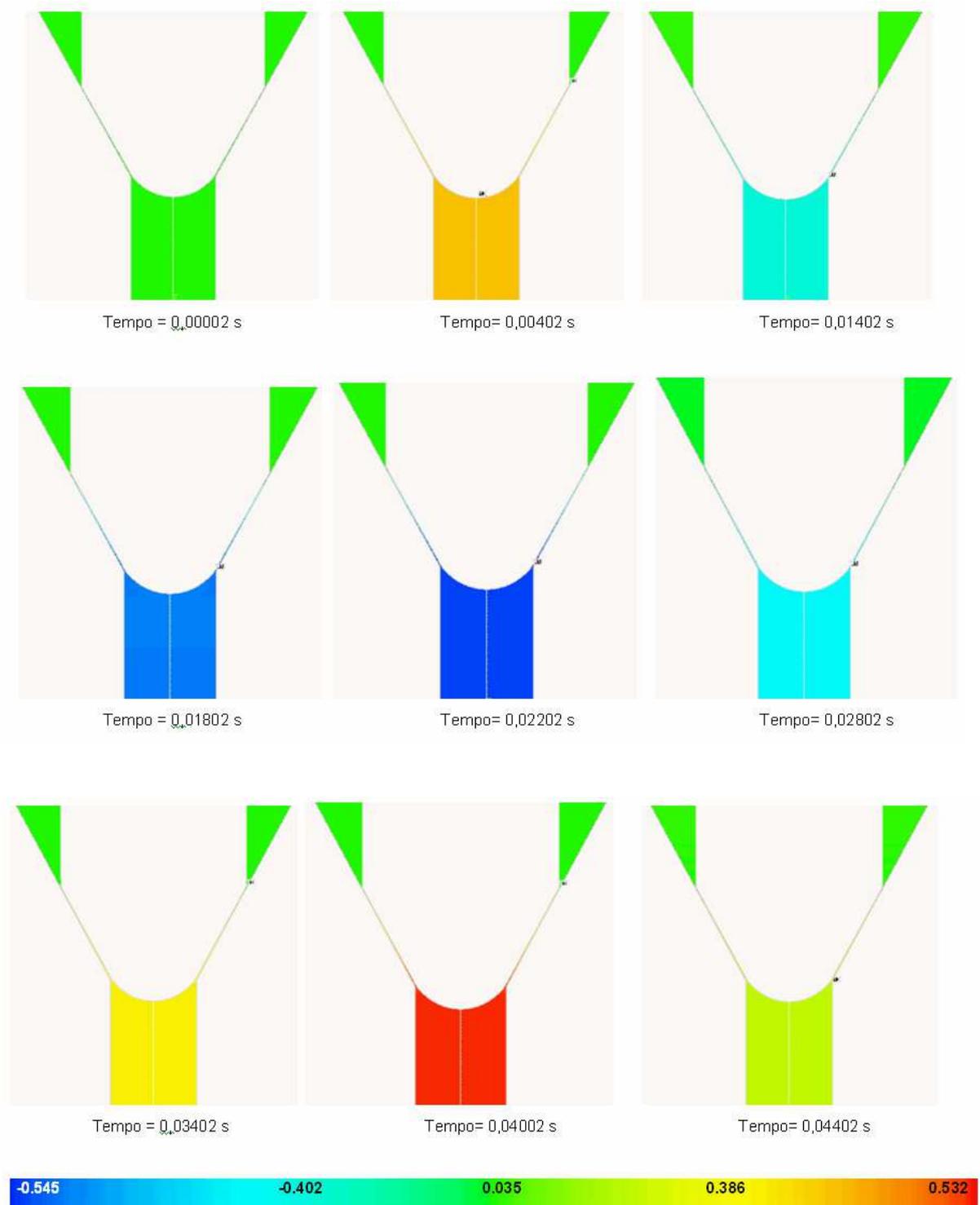


Figura 4.17. Distribuição de Pressão da resposta ao transiente RT 01 – Valores em MPa.

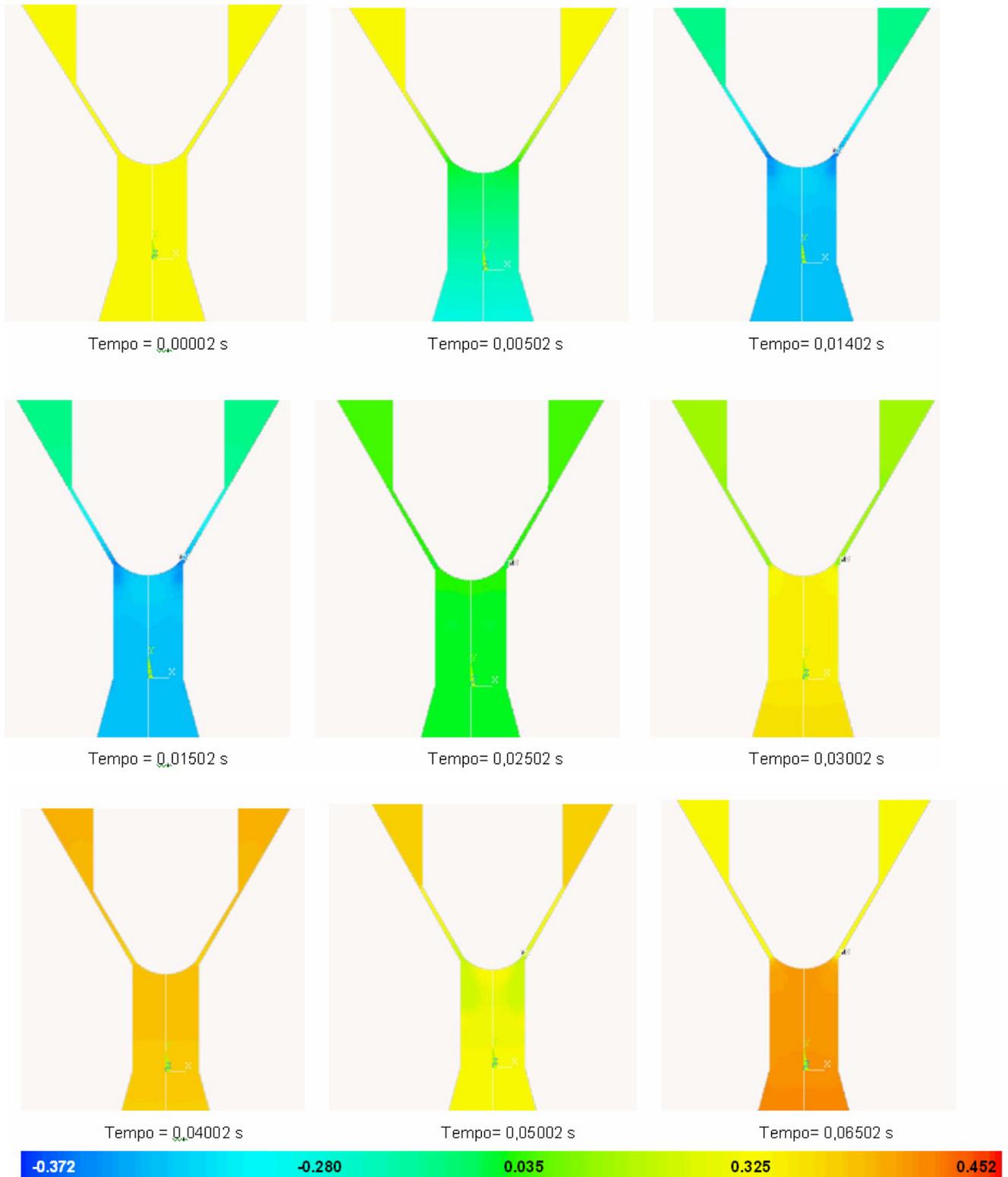


Figura 4.18. Distribuição de Pressão da resposta ao transiente RT 02 – Valores em MPa.

As Figuras 4.15 e 4.16 apresentam, respectivamente, os campos de velocidade para os ensaios para RT 01 e RT 02 com um transiente de duração de 0,1 segundos. Com a válvula mais fechada, RT 01, a velocidade máxima atingida no canal é de 10,4 m/s e o escoamento é comportado, isto é, não apresenta vorticidades. Já o ensaio com a válvula mais aberta, a velocidade máxima atingida foi de 19,4 m/s e nesse ensaio o escoamento apresentou vorticidades características do regime turbulento.

Quanto às distribuições de pressões, mostradas nas Figuras 4.17 e 4.18, indicam o esperado que é quanto mais fechada a válvula, maiores serão as pressões envolvidas. No ensaio RT 01 atingiu pressão máxima de 0,532 MPa, enquanto que o ensaio com a válvula mais aberta, RT 02, a pressão máxima foi de 0,452 MPa.

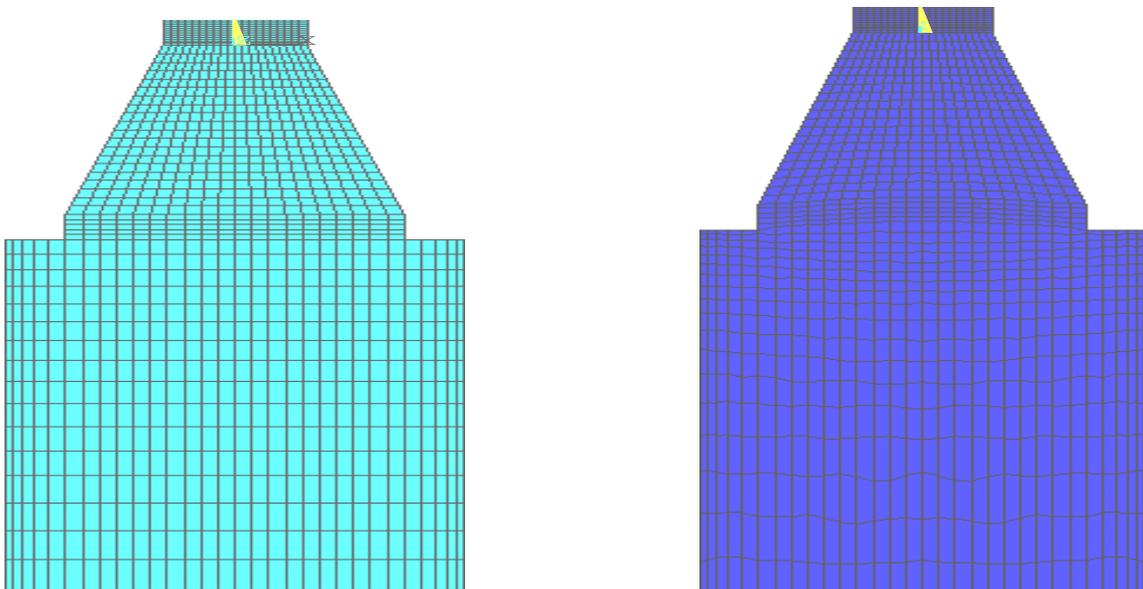


Figura 4.19. Malha não deformada (à esquerda) e deformada (à direita).

A Figura 4.19 mostra a malha não deformada e a deformada num instante de tempo da simulação transiente, onde a malha é atualizada a cada passo de integração da solução do problema que considera a interação fluido-estrutura.

A apresentação do ensaio RT 03 será feito pela resposta ao transiente nos três nós situados em posições estratégicas, como definido e indicado na Figura 4.13. O primeiro resultado apresentado, conforme Figura 4.20, é relativo à velocidade nos três nós, tanto na direção x como y. A velocidade na direção x é desprezível tanto na montante como na jusante, porém devida a inclinação do canal, as velocidades tanto em x como em y possuem altos valores de magnitudes, aproximadamente iguais a 9 e 15 m/s, respectivamente.

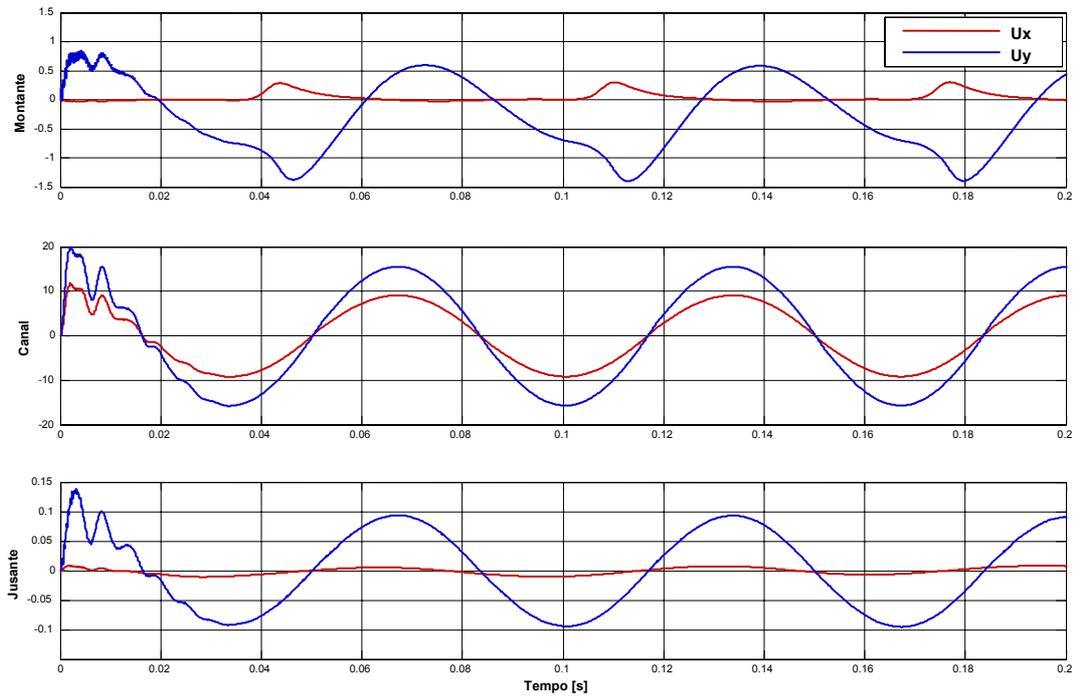


Figura 4.20. Velocidades para solução transiente RT 03.

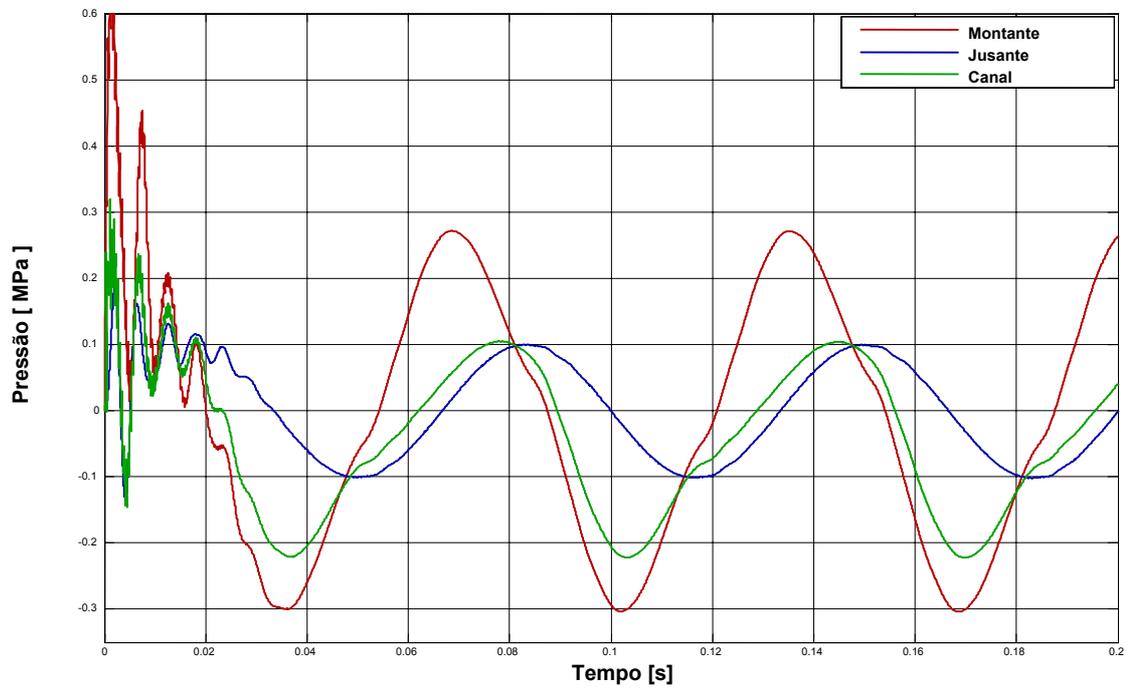


Figura 4.21. Pressões para solução transiente RT 03.

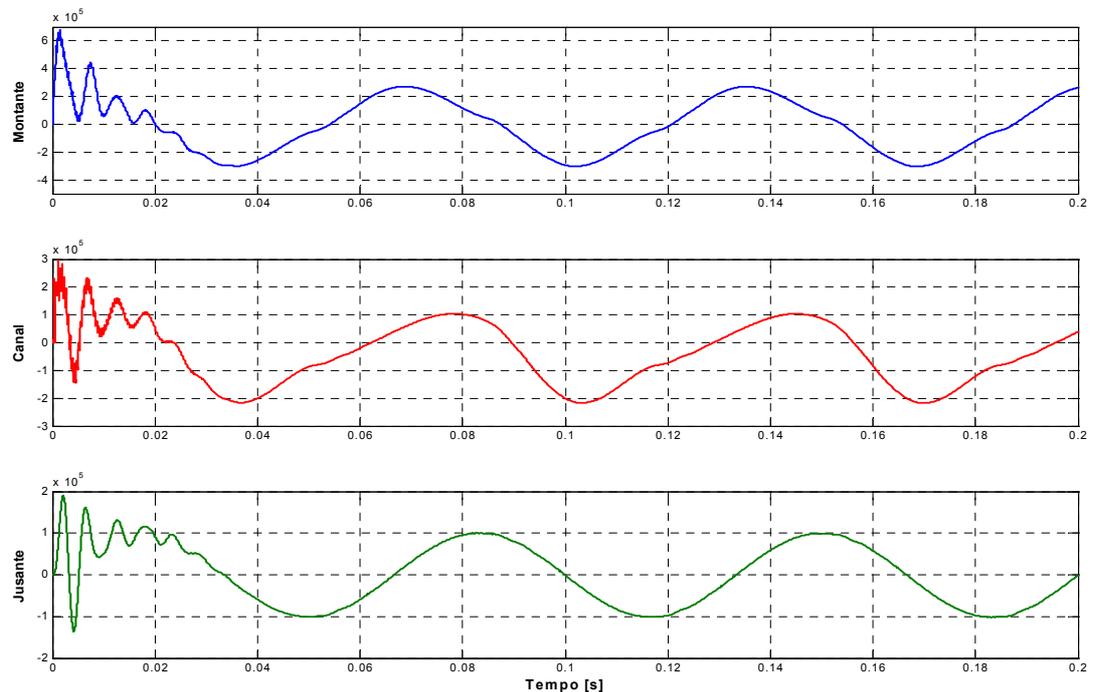


Figura 4.22. Viscosidades da resposta ao transiente RT 03.

A pressão assumiu maior valor na montante e existe uma defasagem de 90° entre as pressões na jusante e no canal que possuem mesma magnitude e pequena distorção de fase. Como resposta, relativa ao modelo turbulento, foi mostrado somente a viscosidade total, que é a viscosidade turbulenta somada à nominal. Contudo, apesar de não apresentar o resultado de todas as simulações, serão feitas comparações entre os resultados obtidos com o modelo de elementos finitos no regime permanente e no transiente, para a faixa de GAP até 1 mm.

4.5 – Comparação entre os regimes permanente e transiente

Nos resultados dos dois regimes de escoamento simulado, a pressão agindo sobre a área é disponível, de tal forma que é possível integrá-la e calcular a força amortecedora. A máxima força amortecedora quando dividida pela máxima velocidade resulta no coeficiente de amortecimento e isso pode ser feito para cada GAP imposto como abertura da válvula nos dois regimes. A Figura 4.23 mostra o comportamento do coeficiente de amortecimento em função de cada GAP obtido para os regimes simulados.

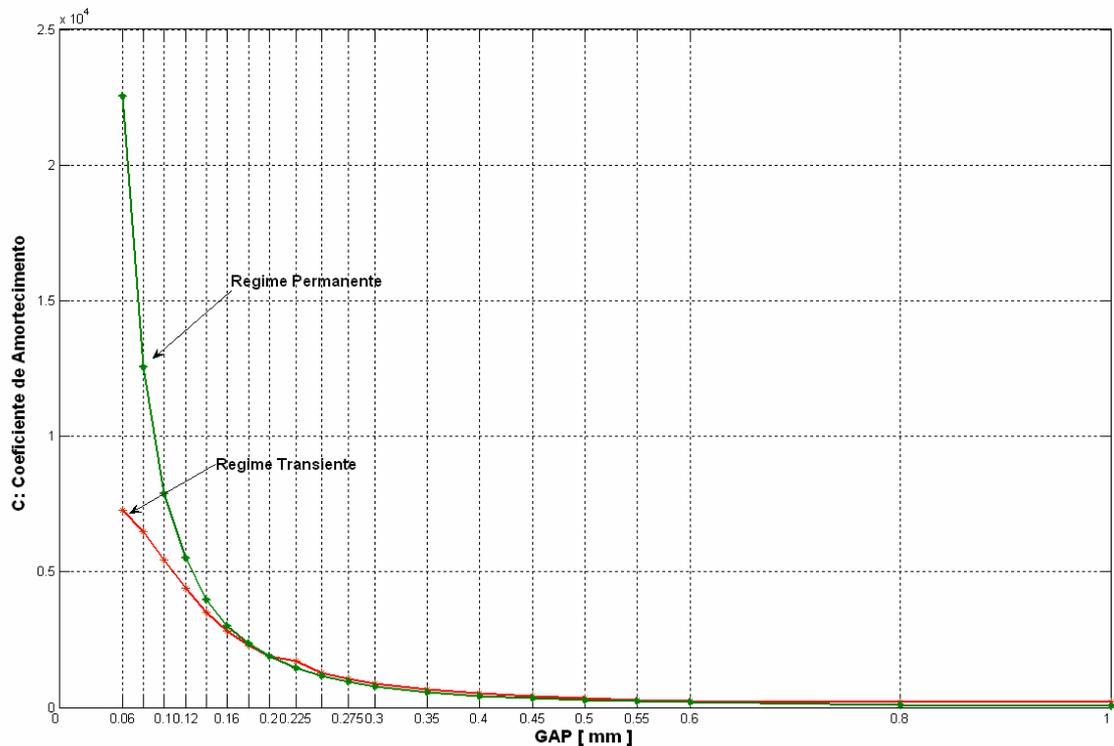


Figura 4.23 – Comportamento do coeficiente de amortecimento em função do GAP para os regimes permanente e transiente.

Percebe-se uma boa aproximação entre os resultados, donde se conclui que não há necessidade de considerar modelos de alto custo computacional, como o adotado no regime transiente que considera a interação fluido-estrutura. Os erros se concentraram na região de menores aberturas da válvula, isto é, para pequenos GAP's o coeficiente de amortecimento passa a ter um comportamento distinto para cada um dos regimes. Para a válvula totalmente fechada, GAP de 0,06mm, o valor do coeficiente em regime permanente é três vezes maior que o do regime transiente.

A Figura 4.24 apresenta o erro absoluto calculado subtraindo o coeficiente de amortecimento do regime permanente do transiente, para cada GAP. Para GAP's superiores a 0,15 mm os modelos possuem suas respostas bem próximas. Contudo para projeto de um sistema de controle, simular o modelo em elementos finitos é inviável, pois uma análise de sistema de controle requer resposta no regime transiente e, para tanto, o modelo no regime transiente teria que ser simulado, o que acarreta em muito tempo de simulação. Para se ter uma idéia, a simulação dos 0,2 s para cada GAP consome um tempo de máquina de 18 horas, num Pentium 4 a 2,5 GHz e com 512 Mbytes de RAM.

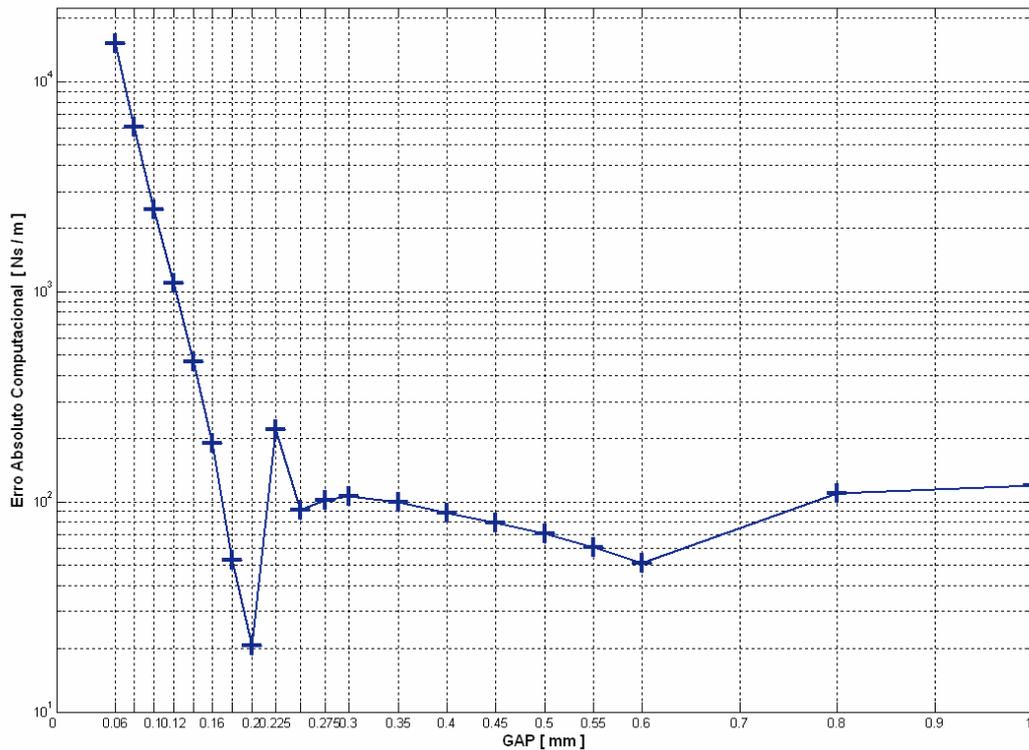


Figura 4.24 – Erro absoluto entre os coeficientes de amortecimento em função do GAP para os regimes permanente e transiente.

4.6 – Modelos reduzidos que estimam a força amortecedora

Para fins de simulação computacional do circuito hidráulico do amortecedor no intuito em estimar a força amortecedora, a aplicação do modelo em elementos finitos se torna impraticável devido ao alto custo computacional. Desta forma, como as simulações de regime permanente foram bem próximas dos resultados obtidos com a simulação em regime transiente para valores de $GAP \geq 0,18$ mm, as superfícies que mapeiam a força amortecedora e a força no obturador da válvula, Figuras 4.7 e 4.11, foram estimadas por duas estratégias distintas que serão aqui descritas.

4.6.1 – Modelo matemático direto e inverso

Nesse primeiro modelo analítico propõe-se para estimação das forças amortecedoras e sobre a válvula, um modelo em função da velocidade e do GAP. Considerando que o comportamento nas projeções da força em função do GAP é

exponencial e em função da velocidade linear, o seguinte modelo matemático, descrito pela equação 4.20, é sugerido.

$$F(V, GAP) = a_i V \cdot e^{b_i GAP} \quad (4.20)$$

Determinam-se os valores dos parâmetros a e b por um processo de minimização não linear multi-variáveis que utiliza o método simplex Nelder-Mead de otimização.

Para $i=1$ serão considerados os parâmetros do modelo que estima a força amortecedora e para $i=2$ os parâmetros que estimam a força no obturador da válvula.

O modelo que estima a força amortecedora resultou nos seguintes parâmetros $a_1=951,4$ e $b_1=2998$ e para estimar a força no obturador da válvula os parâmetros foram $a_2=-226,6$ e $b_2=-3003$. A partir desse modelo analítico, o modelo inverso é facilmente obtido, isto é, o GAP pode ser estimado a partir dos valores de força e velocidade. Essa habilidade de acesso ao modelo inverso é muito útil nas simulações de projeto de controladores que comandam as modificações no amortecedor quando, por exemplo, o dispositivo esta engastado numa suspensão. As Figuras 4.25 e 4.26 mostram as superfícies estimadas a partir dos modelos analíticos obtidos. O valor do GAP foi normalizado entre $-0,25$ mm e $0,25$ mm.

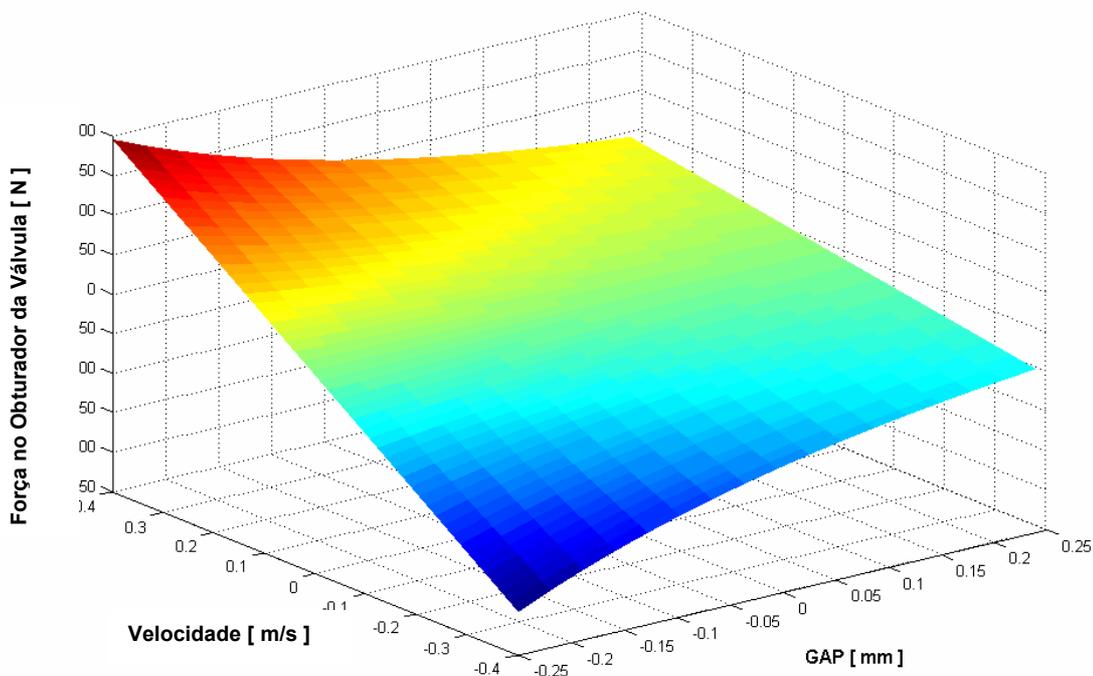


Figura 4.25 - Força na válvula estimada pelo seu modelo analítico.

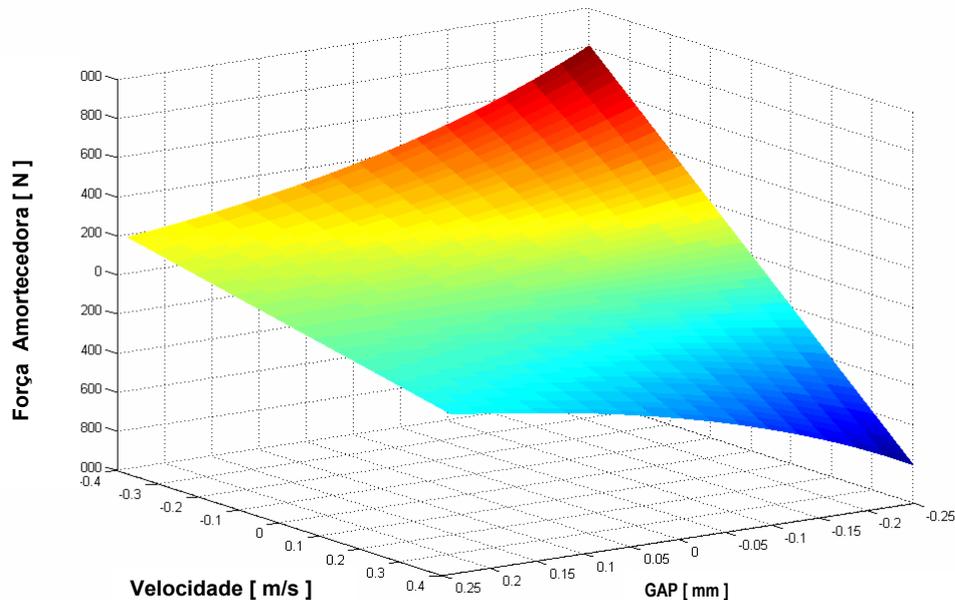


Figura 4.26 - Força amortecedora estimada pelo seu modelo analítico.

Uma vez que o erro entre o modelo exponencial proposto foi de 0,1 % para velocidades maiores que 0,002 m/s e aproximadamente 8 % para pequenos valores de velocidades, conclui-se que esses modelos direto e inverso se tornam uma excelente ferramenta para simulações quando o amortecedor ativo proposto for instalado em uma suspensão.

4.6.2 – Modelo direto Neuro-fuzzy

Uma outra redução do modelo em elementos finitos foi a utilização do método neuro-fuzzy proposto por Jang denominado ANFIS, cuja sigla significa *adaptive neural fuzzy inference system*. Segundo Jang et al.(1993), um modelo *fuzzy* Sugeno com o número de regras irrestrito, é considerado como um aproximador universal de funções não lineares.

Para entendimento da arquitetura ANFIS, considere um sistema *fuzzy* tipo Sugeno de primeira ordem, com duas entradas x e y e uma saída z . A Figura 4.27 ilustra o mecanismo de inferência do modelo Sugeno, que por simplicidade será composto por duas regras, que são as escritas nas equações 4.21 a - b.

$$\text{Regra 1: Se } x \text{ é } A1 \text{ e } y \text{ é } B1 \text{ , então } f1 = p1 x + q1 y + r1 \quad (4.21a)$$

$$\text{Regra 2: Se } x \text{ é } A2 \text{ e } y \text{ é } B2 \text{ , então } f2 = p2 x + q2 y + r2 \quad (4.21b)$$

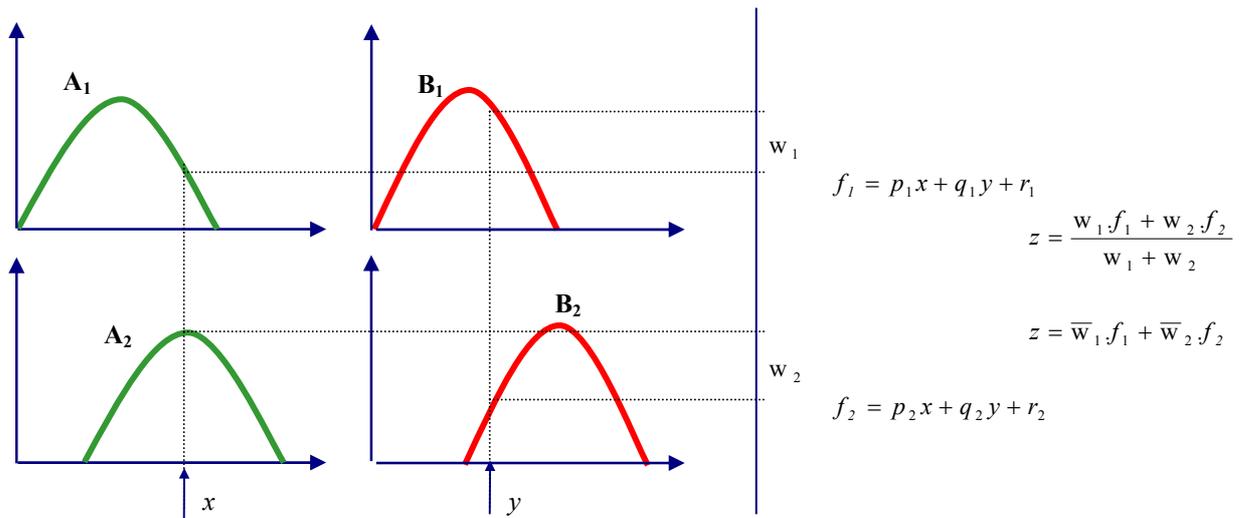


Figura 4.27 - Sistema *fuzzy* tipo Sugeno de primeira ordem, com duas entradas e uma saída.

A partir desse sistema *fuzzy* tipo Sugeno descrito é possível construir um sistema ANFIS equivalente, cuja arquitetura está ilustrada na Figura 4.28. Cada uma das camadas (j) possui operações similares para cada um dos nós (i). O algoritmo de cada camada seja descrito, onde a saída é representada por S_{ji} :

1ª Camada: Cada um dos 4 nós dessa camada é adaptativo e possui como saída o valor da função de pertinência $\mu(x)$ dos conjuntos *fuzzy* envolvidos, A e/ou B, que representam variáveis lingüísticas, por exemplo: quente, morno, frio, gelado, etc.. Então os valores de pertinência são calculados conforme as equações 4.22a-b.

$$S_{1,i} = \mu_{A_i}(x) \quad , \quad \text{para } i=1, 2, \text{ ou} \quad (4.22a)$$

$$S_{1,i} = \mu_{B_{i-2}}(x), \quad \text{para } i=3, 4. \quad (4.22b)$$

A função gaussiana pode ser matematicamente parametrizada para representar os conjuntos *fuzzy* envolvidos. Os parâmetros envolvidos (a, b e c), chamados de premissa, são os elementos adaptativos da função de pertinência que é escrita na equação 4.23.

$$\mu_A(x) = \frac{1}{1 + \left| \frac{x - c_i}{a_i} \right|^{2b_i}} \quad (4.23)$$

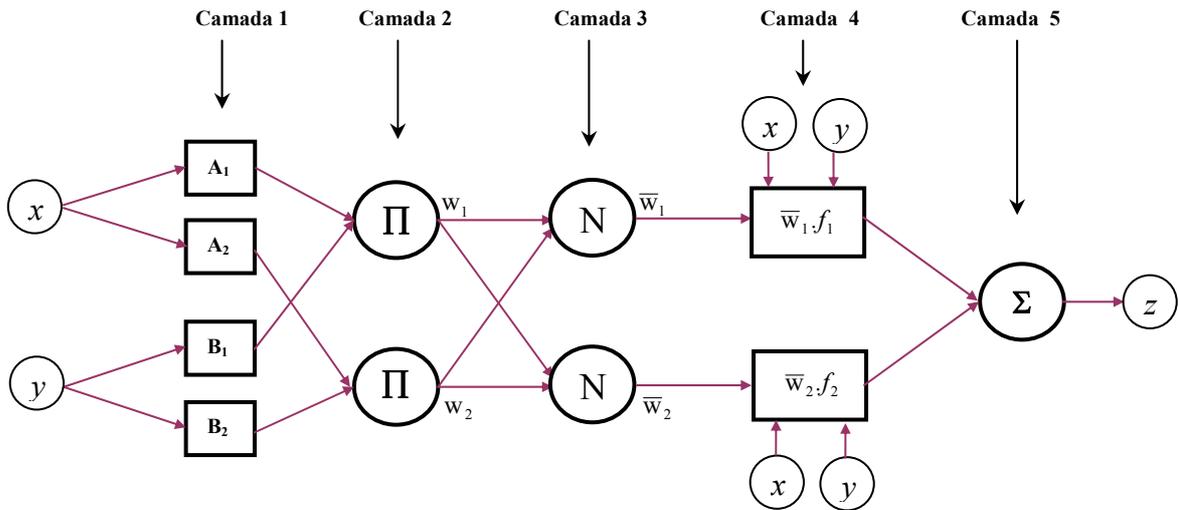


Figura 4.28 - Arquitetura ANFIS equivalente.

2ª Camada: Cada nó possui como saída o produto dos sinais de entrada dessa camada, que é o produto entre os valores das funções de pertinência, conforme a equação 4.24, resultando nos pesos (w).

$$S_{2,i} = w_i = \mu_{A_i}(x) \cdot \mu_{B_i}(y) \quad , \text{ para } i=1, 2. \quad (4.24)$$

3ª Camada: Nos nós dessa camada é realizada a normalização dos pesos obtidos na camada anterior, da seguinte maneira:

$$S_{3,i} = \bar{w}_i = \frac{w_i}{w_1 + w_2} \quad , \text{ para } i=1, 2. \quad (4.25)$$

4ª Camada: Novamente, nesta camada cada nó possui parâmetros adaptativos (p , q e r), denominados como consequentes e que formam a função da saída dos nós dessa camada, da seguinte forma:

$$S_{4,i} = \bar{w}_i \cdot f_i = \bar{w}_i \cdot (p_i x + q_i y + r_i) \quad , \text{ para } i=1, 2. \quad (4.26)$$

5ª Camada: Com somente um nó, a última camada possui como saída o somatório dos sinais de entrada dessa camada, ou seja:

$$S_{1,j} = z = \sum_i \bar{w}_i \cdot f_i \quad , \text{ para } i=1, 2. \quad (4.27)$$

Assim é o algoritmo da rede adaptativa que é equivalente ao modelo *fuzzy* Sugeno. Agora é possível descrever o método de obtenção dos parâmetros adaptativos, que trata de

um procedimento híbrido. Existem dois conjuntos distintos de parâmetros a serem estimados. Os não-lineares que são relativos às premissas (a, b e c) e os lineares relativos aos conseqüentes (p, q e r). Considere, inicialmente, que os parâmetros da premissa são fixos. Desta forma a saída z é calculada em função dos parâmetros lineares, assim como mostra a seguinte equação:

$$z = \frac{w_1}{w_1 + w_2} f_1 + \frac{w_2}{w_1 + w_2} f_2 = \bar{w}_1 f_1 + \bar{w}_2 f_2 = \bar{w}_1 (p_1 x + q_1 y + r_1) + \bar{w}_2 (p_2 x + q_2 y + r_2) \quad (4.28)$$

No processo híbrido de aprendizado há um primeiro passo de ida (*forward*), no qual os parâmetros da premissa são fixos e a rede é calculada até a quarta camada. Então, os parâmetros do conseqüente são identificados pelo método dos mínimos quadrados. Assim a rede é finalizada calculando-se o erro cometido. Um segundo passo de volta (*backward*), agora com os parâmetros do conseqüente fixos, é realizado com o sinal de erro que propaga para atualizar os parâmetros da premissa pelo método do gradiente descendente, assim como no treinamento da rede neural *backpropagation* (Teixeira, 2001b).

Desta forma, dois sistemas *fuzzy* tipo Sugeno de primeira ordem foram treinados e validados. Esses sistemas foram obtidos a partir dos dados de simulação do modelo em elementos finitos no regime permanente. Assim as forças resultantes no fole e na válvula podem ser estimadas durante uma simulação de uma suspensão equivalente com o amortecedor proposto acoplado.

Para treinamento utilizou-se metade dos dados obtidos com as simulações do modelo em elementos finitos. A estrutura do sistema *fuzzy* identificado, para os dois casos, possui duas entradas, velocidade e GAP, e uma saída, que para um caso é a força resultante no fole e no outro é a força na válvula. Ainda, na construção desses modelos, admitiu-se 5 curvas de pertinência tipo gaussiana para as entradas e 25 regras. Essa configuração resultou para cada sistema a ser estimado, uma otimização de 75 parâmetros lineares e 20 parâmetros não lineares. Os treinamentos foram realizados em 40 épocas e para realização dos mesmos os dados de entrada, velocidade e GAP, foram escalonados entre -1 e 1. A validação dos sistemas foi feita calculando erro médio quadrático entre a diferença dos 5.000 pontos obtidos com o modelo em elementos finitos e os pontos estimados. Para o modelo que estima a força na válvula o erro global foi de 0.06 N e o modelo que estima a força amortecedora no fole, um erro global de 0.57 N. Assim considerou-se validado os sistemas, cujas superfícies estão traçadas nas Figuras 4.29 e 4.30. Essas superfícies foram obtidas quando apresentadas aos modelos treinados 15 velocidades e 15 GAP, ambos normalizados.

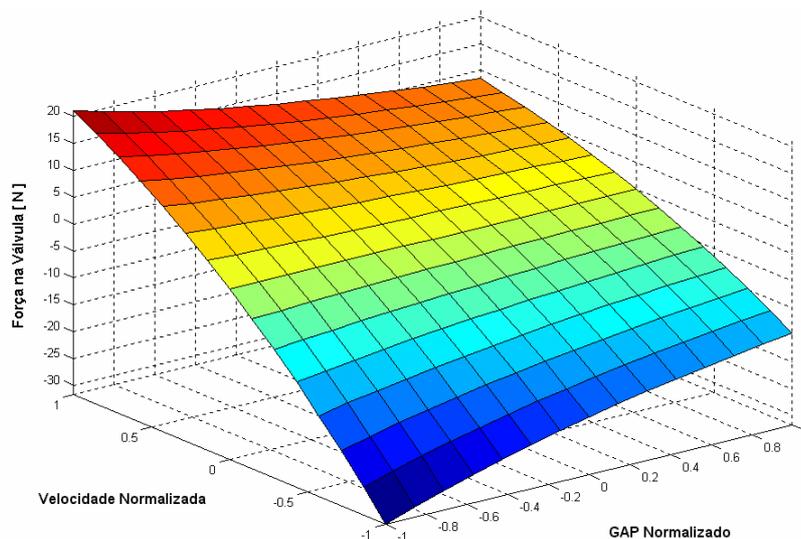


Figura 4.29 - Forças resultantes na válvula estimadas com o modelo *fuzzy* da válvula.

A dinâmica das forças no fole e na válvula do amortecedor proposto pode ser estimada a partir do modelo *neuro-fuzzy* ou pelo modelo analítico direto e inverso. Todavia, o projeto de controle de uma suspensão semi-ativa que utiliza o amortecedor ativo projetado e que utilizará os modelos reduzidos aqui obtidos.

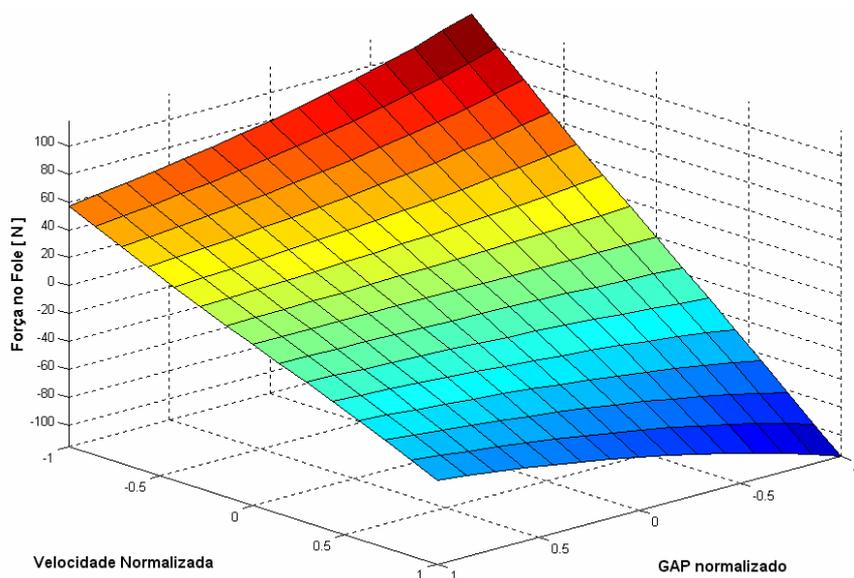


Figura 4.30 - Forças resultantes na válvula estimadas com o modelo *fuzzy* do fole.

No capítulo VIII, alguns estudos de caso são apresentados e além de usar os modelos reduzidos que estimam as forças hidrodinâmicas, será considerada a dinâmica presente no atuador piezoelétrico. No capítulo que se sucede será apresentada a validação experimental dos modelos aqui propostos tanto no regime permanente como no transiente.

CAPÍTULO V

Validação Experimental do Projeto do Amortecedor Ativo

Nesse capítulo os modelos desenvolvidos do subsistema mecânico hidráulico serão validados a partir de experimentos realizados com o protótipo na sua versão passiva cujo GAP é modificado manualmente, tanto no domínio do tempo como no da frequência.

5.1 – Validação do projeto do amortecedor na versão passiva no domínio do tempo

Inicialmente, o protótipo foi preenchido com óleo utilizando a bomba de vácuo, as válvulas de entrada e saída de óleo para o amortecedor e os dois reservatórios: o desaerador e o de alimentação.

No momento em que o sistema hidráulico não estava admitindo mais óleo, considerou-se que o sistema estava totalmente preenchido de óleo e, por intermédio do sensor de pressão estática, mediu uma pressão de 2 atm. Caso seja necessário esvaziar o amortecedor, num próximo ensaio é possível ajustar a essa mesma condição.

Os reservatórios de alimentação e o desaerador de óleo são desacoplados do protótipo, após verificar a ausência de vazamento, ou seja, a pressão estática permanecia constante. Partiu-se para realização dos ensaios tanto no domínio do tempo como no domínio da frequência, e para tanto, instrumentou-se o protótipo conforme mostram as Figuras 5.1 e 5.2.

Essa instrumentação foi constituída de sensores que, quando calibrados, permitiram com confiabilidade a obtenção de parâmetros físicos de interesse, tais como: forças,

acelerações, velocidades, deslocamentos e pressões. Esses sensores foram fixados no dispositivo em pontos estratégicos.

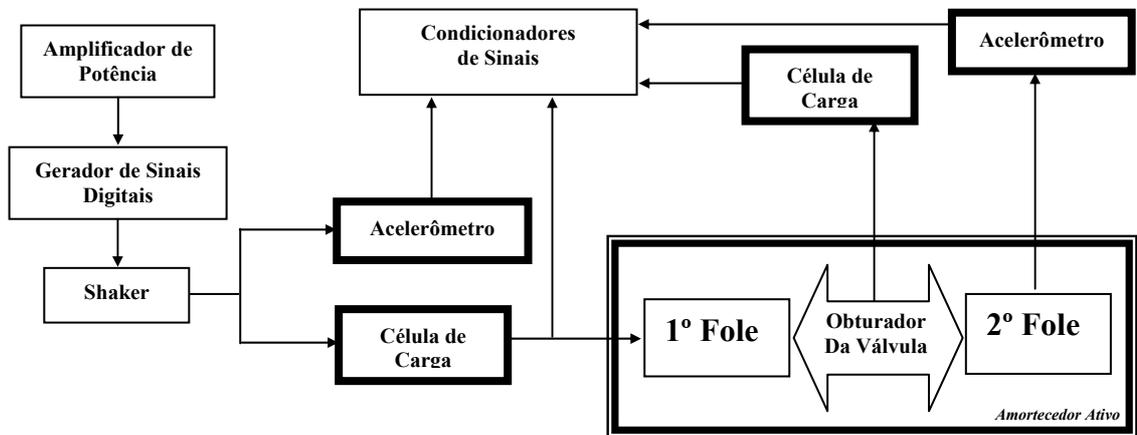


Figura 5.1: Cadeia de instrumentação da bancada

Um atuador eletrodinâmico (8-*Shaker*) alimentado por um amplificador de potência (7) comandado por um gerador de sinais digitais (6) constitui o sistema de excitação.

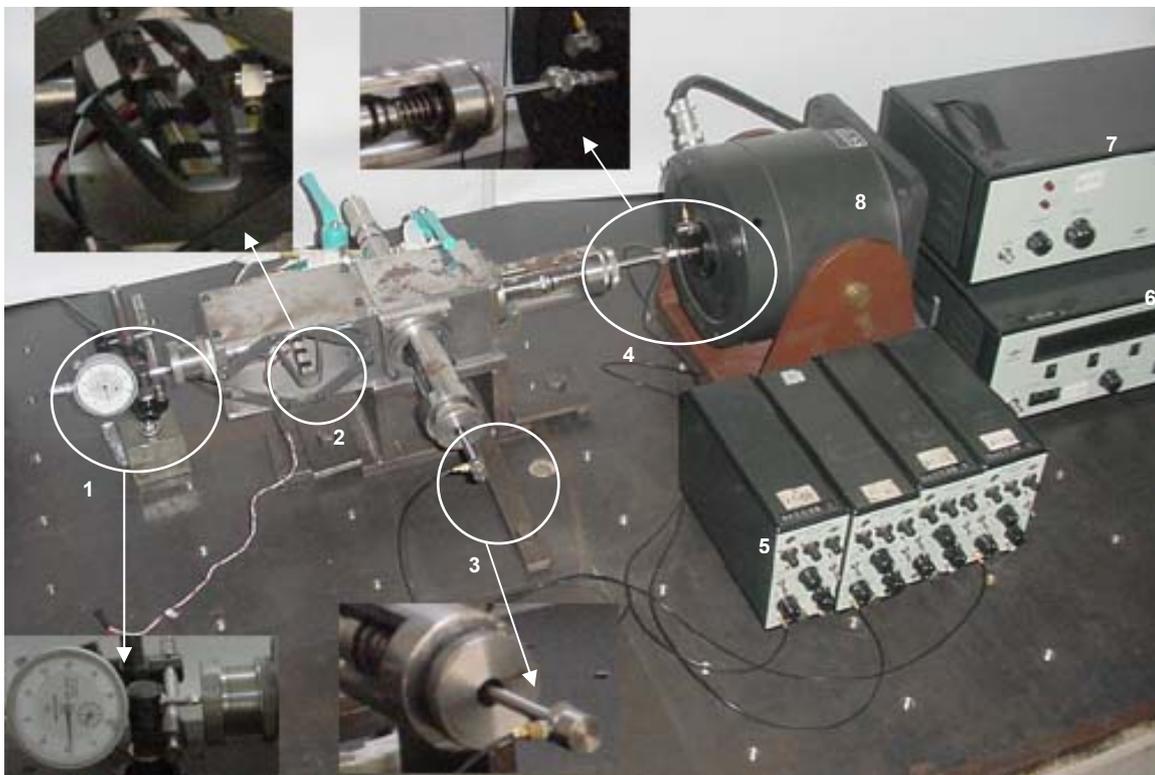


Figura 5.2: Bancada experimental para dos ensaios

No detalhe 1 da Figura 5.2 é mostrado o relógio comparador utilizado para medir o posicionamento da válvula. Na operação do amortecedor passivo, a mudança do GAP é feita manualmente.

O detalhe 2 mostra o atuador piezoelétrico APA 500L e uma célula de carga instalada entre o atuador e o obturador da válvula. Essa célula é usada para medir a força que age no obturador.

O detalhe 3, mostra um acelerômetro para monitoramento do movimento do fole compensador. Essa compensação é devida ao volume do óleo transpassando o obturador do amortecedor.

Já a extremidade livre do fole principal, mostrada no detalhe 4, foi instrumentada com uma célula da carga que é situada entre o amortecedor e o *shaker* (8), para medir a força amortecedora e instalada no cabeçote do atuador eletro dinâmico (*shaker*) para medir o movimento do fole principal do amortecedor.

O conjunto 5 mostra os quatro condicionadores de sinais que tratam os sinais obtidos pelos acelerômetros e pelas células de carga piezoelétricas.

Alguns ensaios foram realizados quando o amortecedor é excitado pelo *shaker* com sinais senoidais nas frequências de 5, 15 e 30 Hz. Para essas frequências, os 20 GAP's escolhidos para os ensaios foram: 0,06 - 0,08 - 0,10 - 0,12 - 0,14 - 0,16 - 0,18 - 0,20 - 0,225 - 0,25 - 0,275 - 0,3 - 0,35 - 0,40 - 0,45 - 0,5 - 0,55 - 0,60 - 0,80 e 1,0 mm.

Essa faixa de variação do GAP foi escolhida após a realização de ensaios preliminares, que permitiram verificar o comportamento geral da força de amortecimento. Verificou-se que para pequenos valores de GAP a taxa de variação do coeficiente de amortecimento resultou elevada e conseqüentemente a região de valores pequenos de GAP foi refinada, para capturar o comportamento não linear do amortecedor.

As Figuras 5.3, 5.6 e 5.9 apresentam, respectivamente, para os ensaios nas frequências de 5, 15 e 30 Hz, as respostas dos dois sensores de força, o situado entre o *shaker* e o amortecedor para adquirir a força amortecedora e outro entre o atuador piezoelétrico e o obturador da válvula. Nessas figuras são mostradas, também, as velocidades adquiridas pelos acelerômetros alocados nas extremidades dos foles, apenas 6 GAP's foram eleitos para mostrar as respostas temporais para as três frequências de excitação, quais sejam: 0,06 - 0,10 - 0,16 - 0,25 - 0,50 e 0,80 mm.

As Figuras 5.4, 5.7 e 5.10 apresentam, respectivamente, para os ensaios nas frequências de 5, 15 e 30 Hz, curvas elípticas do resultado da força de amortecimento pela velocidade no fole de atuação amortecedora. Cada curva elíptica é relativa aos 20 valores de GAP escolhidos.

Nos ensaios na frequência de 5Hz as elipses da Figura 5.4, se sobrepõem a partir do GAP de 0,35mm, ou seja, há uma insensibilidade na mudança de amortecimento a partir desse GAP.

Salienta-se que com a válvula bem fechada não é possível atingir altas velocidades devidas limitações do *shaker* disponível.

Alguns testes foram feitos em uma máquina eletro-hidráulica MTS, vide Apêndice VII, que permite atingir maiores magnitudes de força, todavia tem limitação de operar com frequências inferiores a 5 Hz, o que resulta em baixas velocidades aplicadas ao amortecedor.

As Figuras 5.5, 5.8 e 5.11 apresentam, respectivamente, os resultados para os ensaios nas frequências de 5, 15 e 30 Hz, sendo as retas obtidas a partir do semi-eixo maior das curvas elípticas. As inclinações dessas retas são os coeficientes de amortecimento associados aos GAP's investigados.

Para obtenção dessas retas utilizou-se o seguinte algoritmo: calculou-se, para cada elipse, a distância máxima entre todos os seus pontos, segundo a expressão básica da geometria analítica que calcula a distância entre dois pontos no plano cartesiano.

Assim, os dois pontos que apresentam a maior distância entre si, são os eleitos para constituir o par de pontos da reta.

Outro aspecto interessante que é observado é a respeito da força medida entre a haste da válvula e o atuador piezoelétrico. Esta força que age no obturador em todos os ensaios não ultrapassou 5N. Assim, essa força na válvula não precisa ser considerada no projeto de controle uma vez que o atuador piezoelétrico suporta 570 N.

Para o sistema de controle, essa força será tratada como um ruído, isto é, uma perturbação inserida na planta de controle, permitindo comprovar a robustez do sistema de controle local.

A força no obturador da válvula apresentou um comportamento não linear. A troca de sensores foi feita para verificação se o problema era de instrumentação, todavia ela se manteve não linear e, com isso, a validação do modelo da força resultante no obturador da válvula não foi investigada, quando comparado aos resultados de simulações numéricas obtidas com o modelo em elementos finitos, conforme apresentado no Capítulo IV.

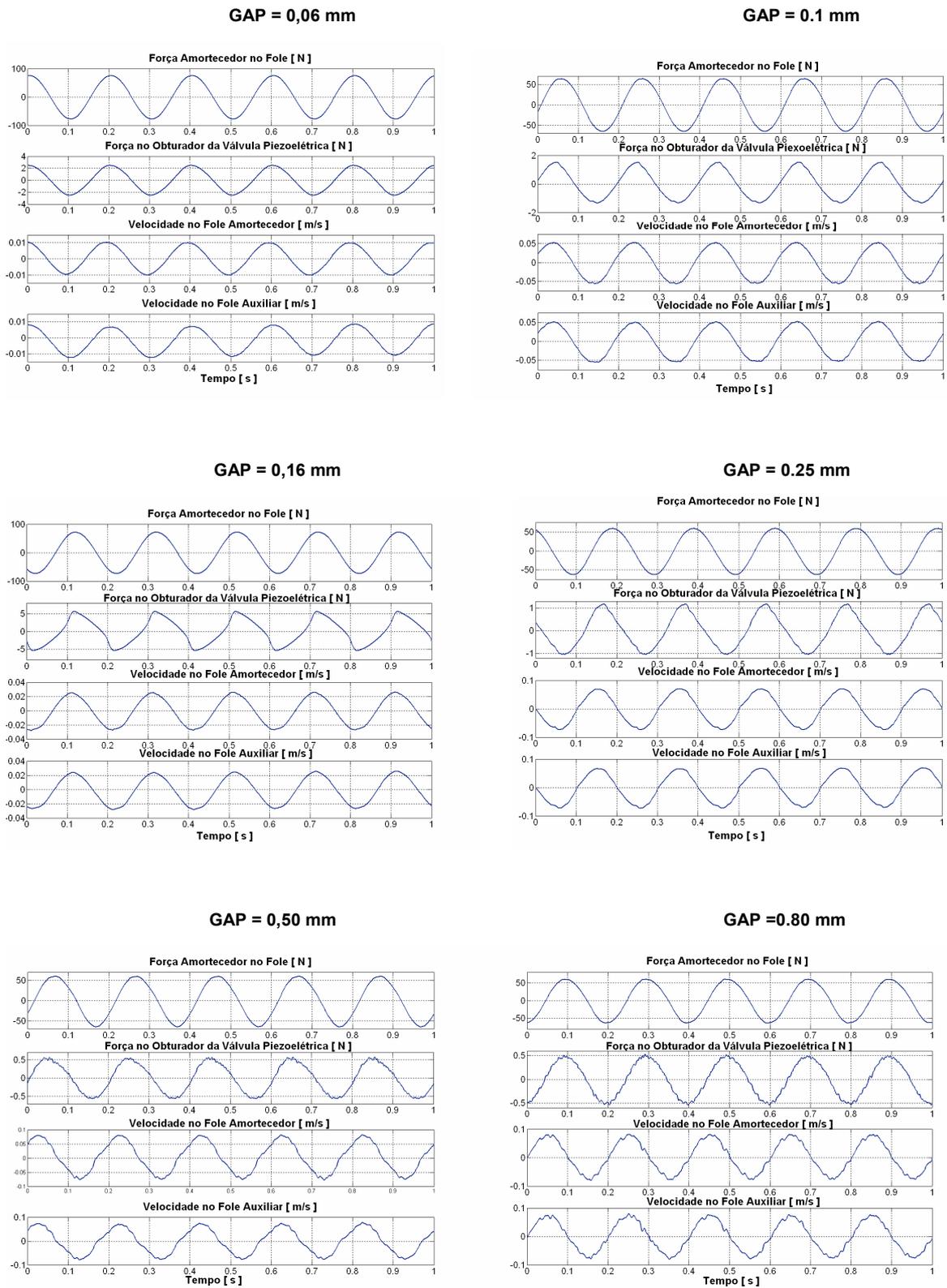


Figura 5.3: Respostas no tempo das forças e velocidades para excitação em 5Hz.

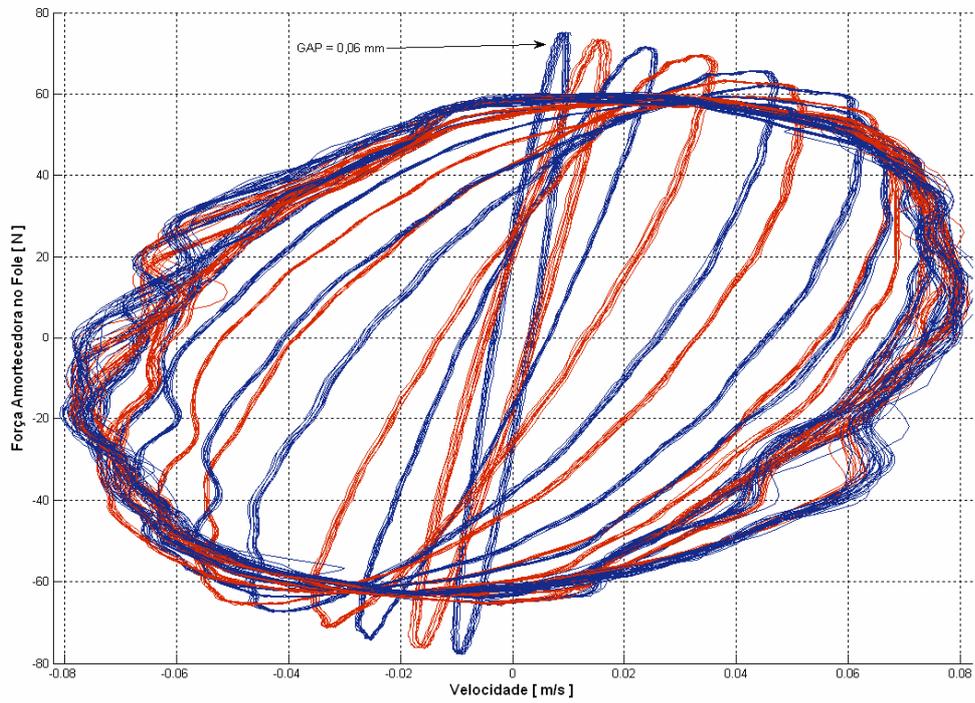


Figura 5.4: Relação entre a força amortecedora e a velocidade para os ensaios a 5 Hz.

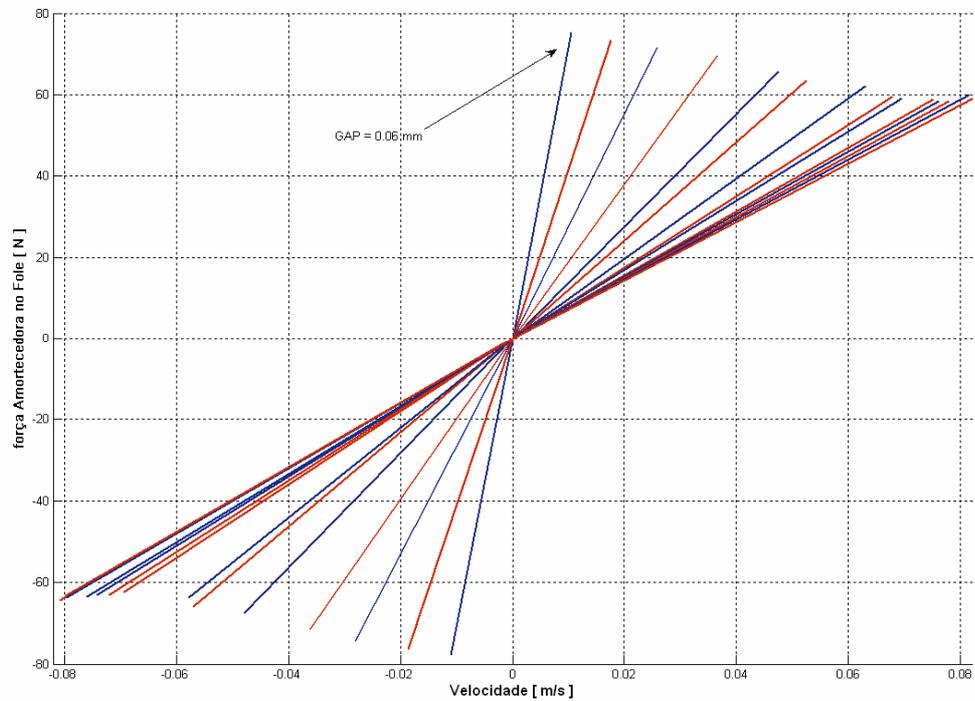


Figura 5.5- Retas obtidas a partir o semi-eixo maior das elipses da Figura 5.3 para ensaios a 5 Hz.

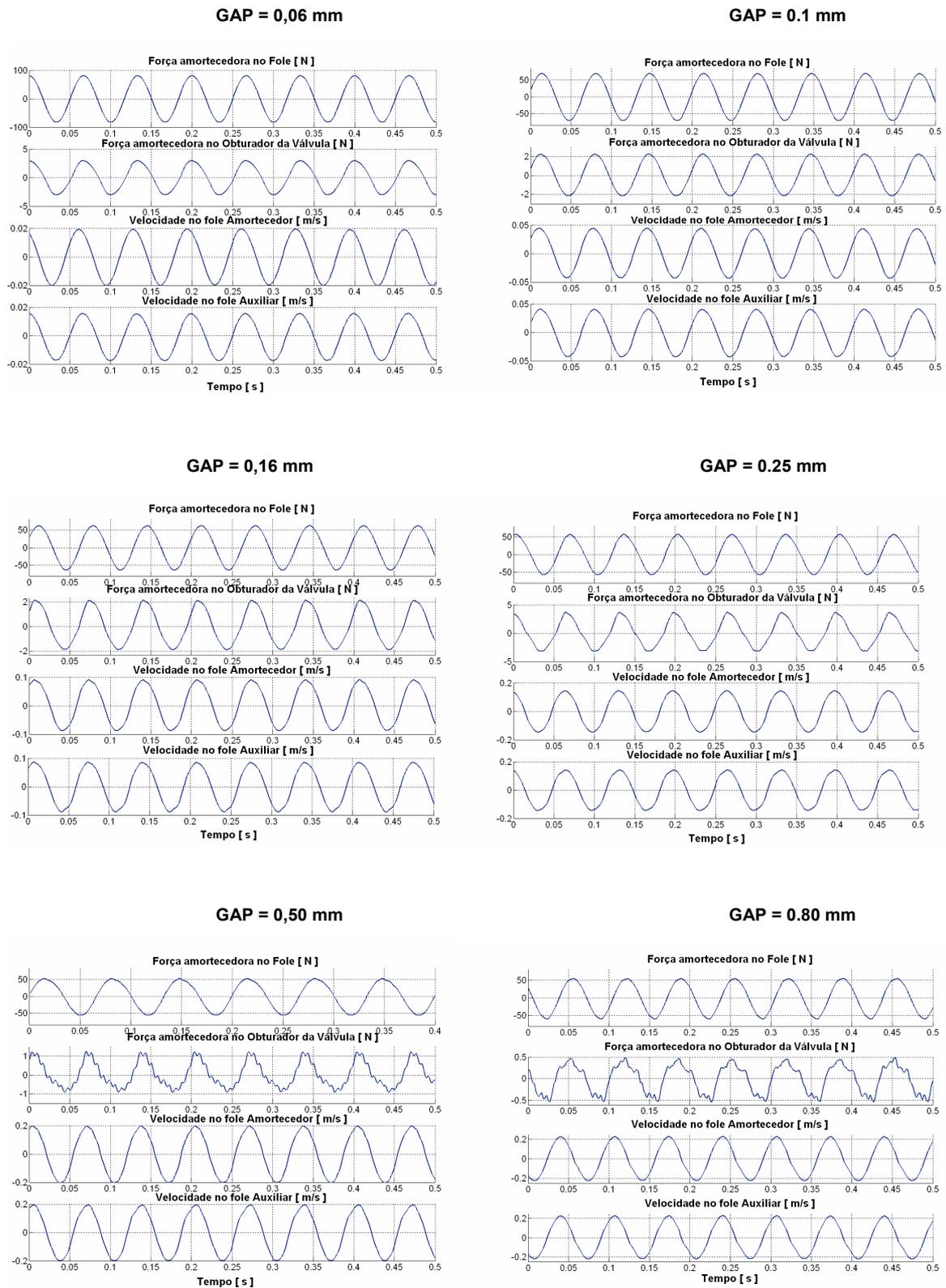


Figura 5.6: Respostas no tempo das forças e velocidades para excitação em 15Hz.

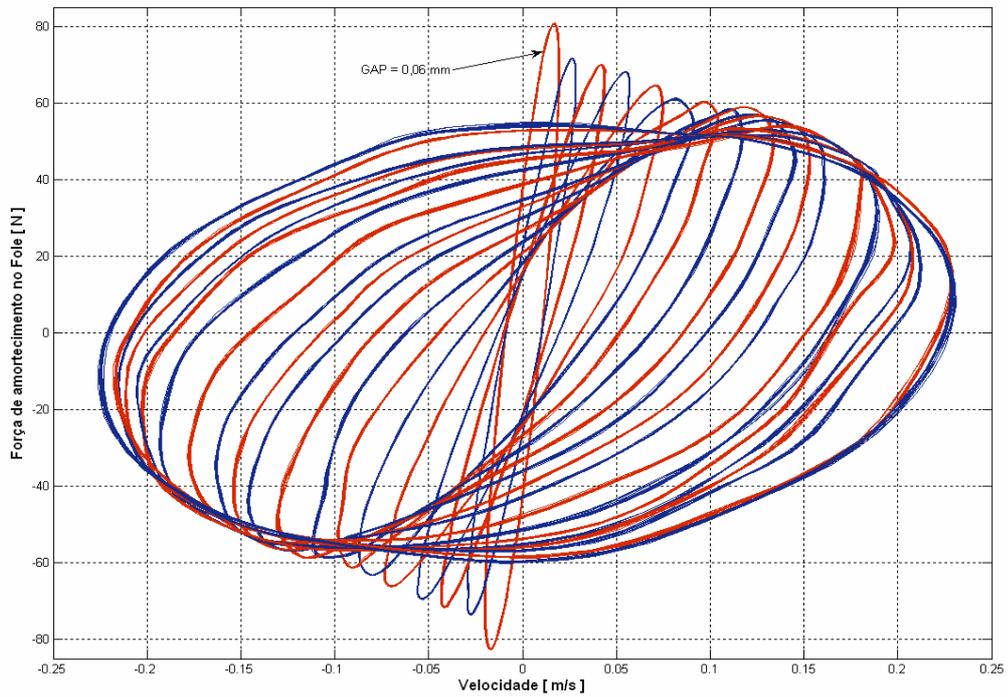


Figura 5.7: Relação entre a força amortecedora e a velocidade para os ensaios a 15Hz.

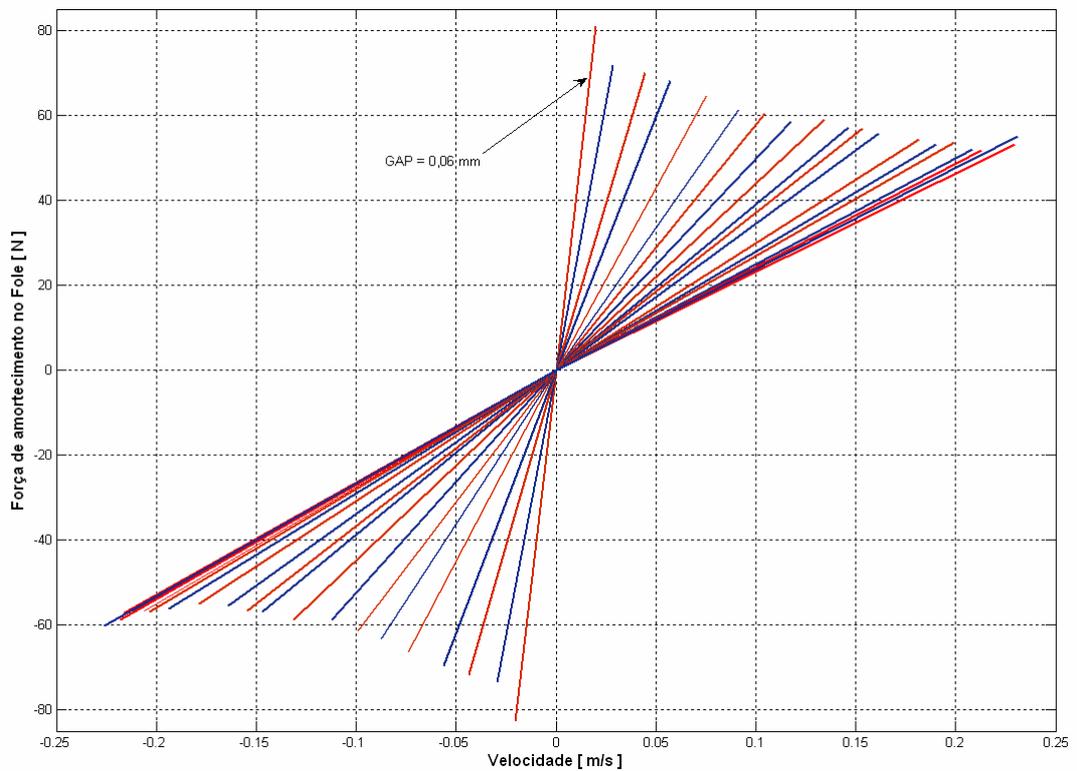


Figura 5.8 Retas obtidas a partir o semi-eixo maior das elipses da Figura 5.5 para ensaios a 15 Hz.

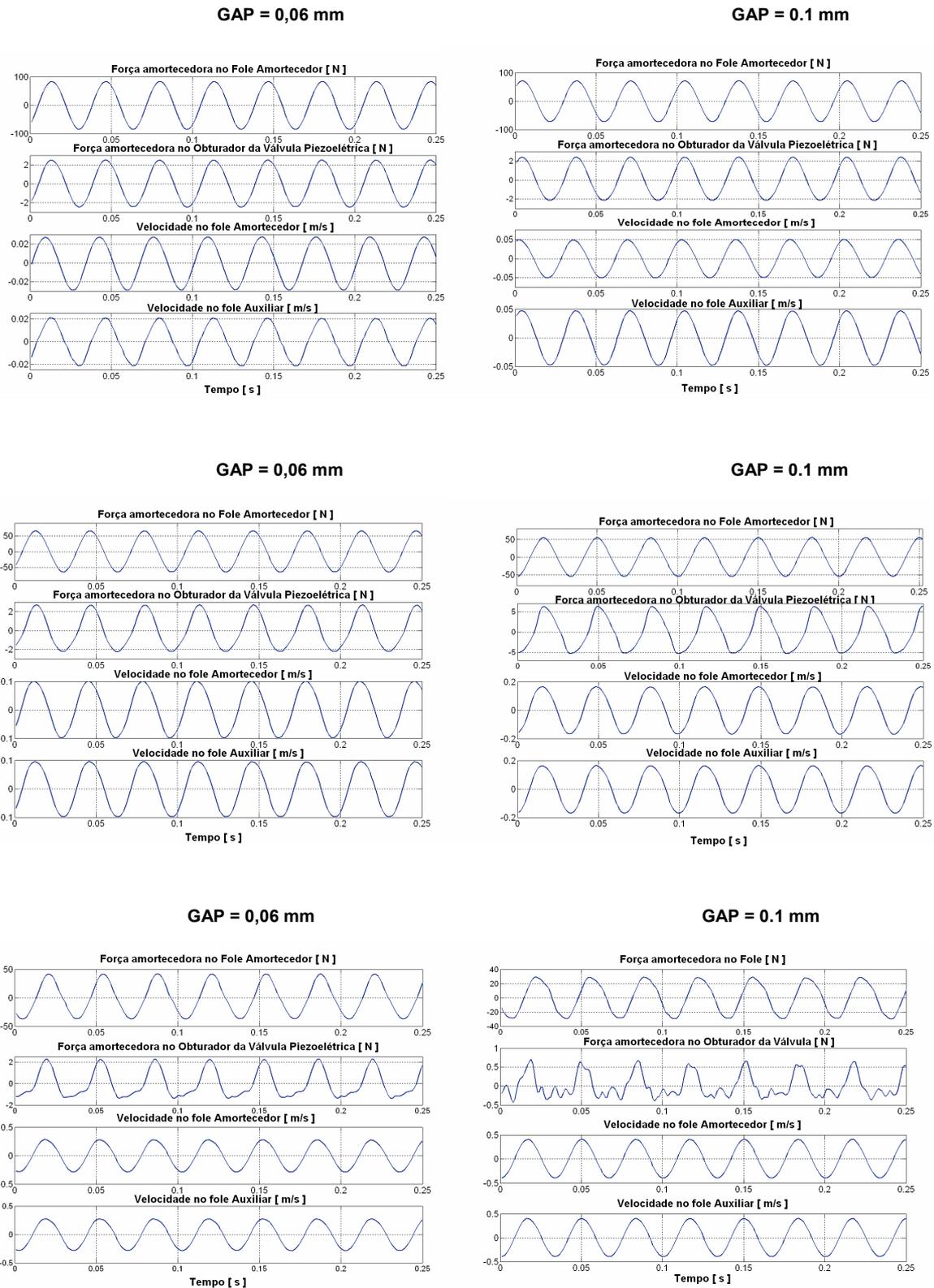


Figura 5.9 Respostas no tempo das forças e velocidades para excitação em 30Hz.

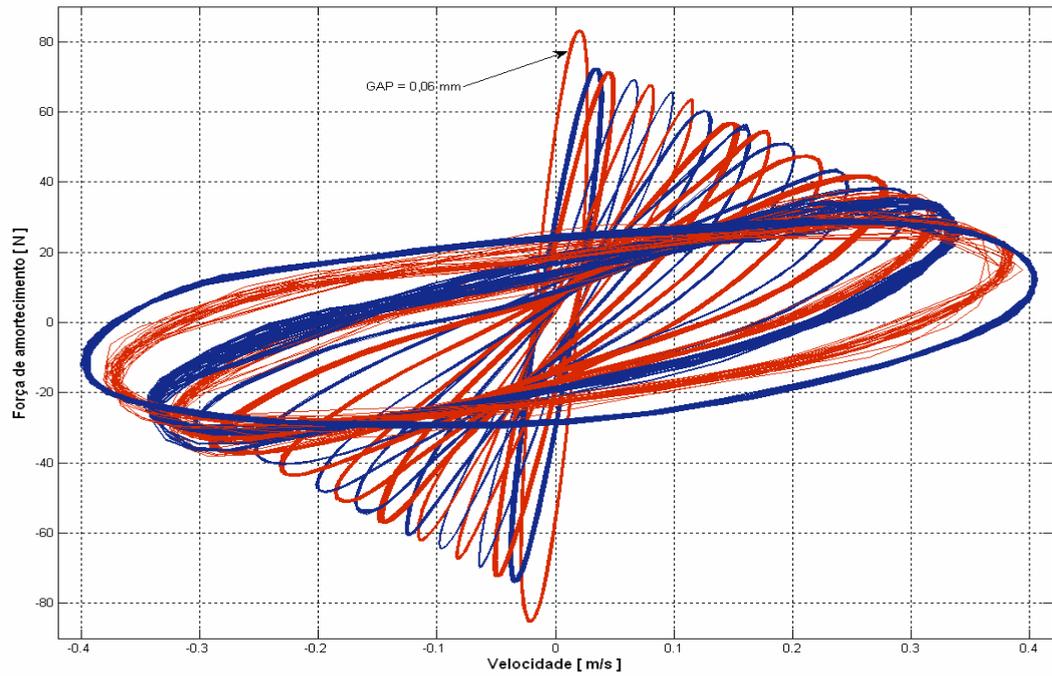


Figura 5.10 : Relação entre a força amortecedora e a velocidade para os ensaios a 30Hz.

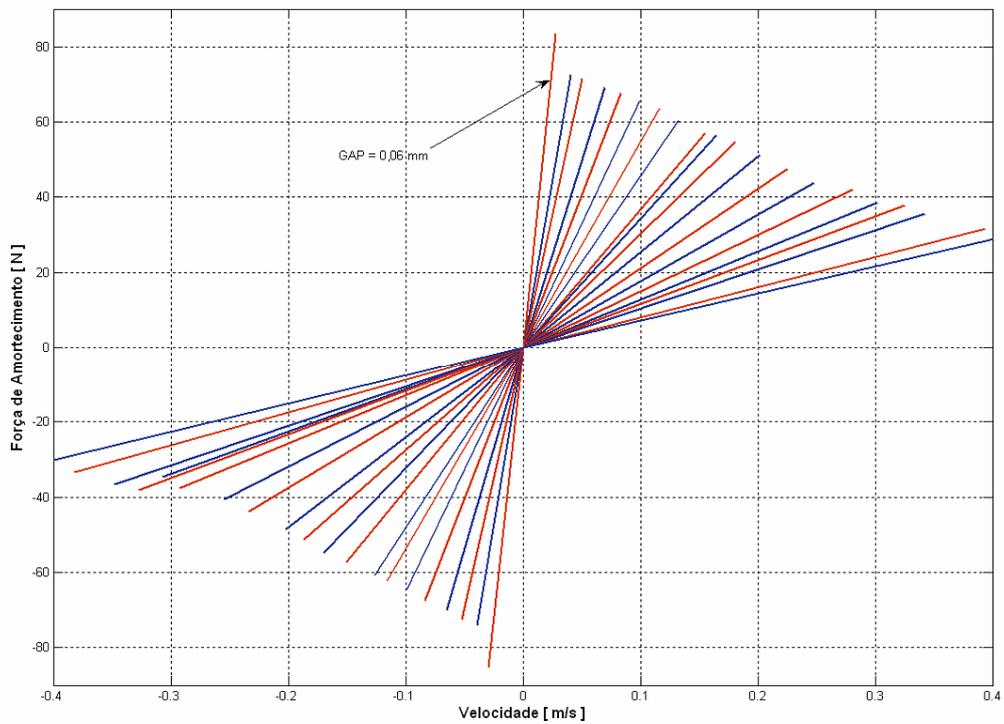


Figura 5.11: Retas obtidas a partir o semi-eixo maior das elipses da Figura 5.9 para os ensaios a 30Hz.

Para validação do comportamento do coeficiente de amortecimento pela variação do GAP, calculou-se a partir das inclinações das retas das figuras 5.5, 5.8 e 5.11, o coeficiente de amortecimento para cada GAP. Assim, as curvas exponenciais que relacionam o coeficiente de amortecimento e os 20 GAP's escolhidos foram obtidas e estão mostradas na Figura 5.12.

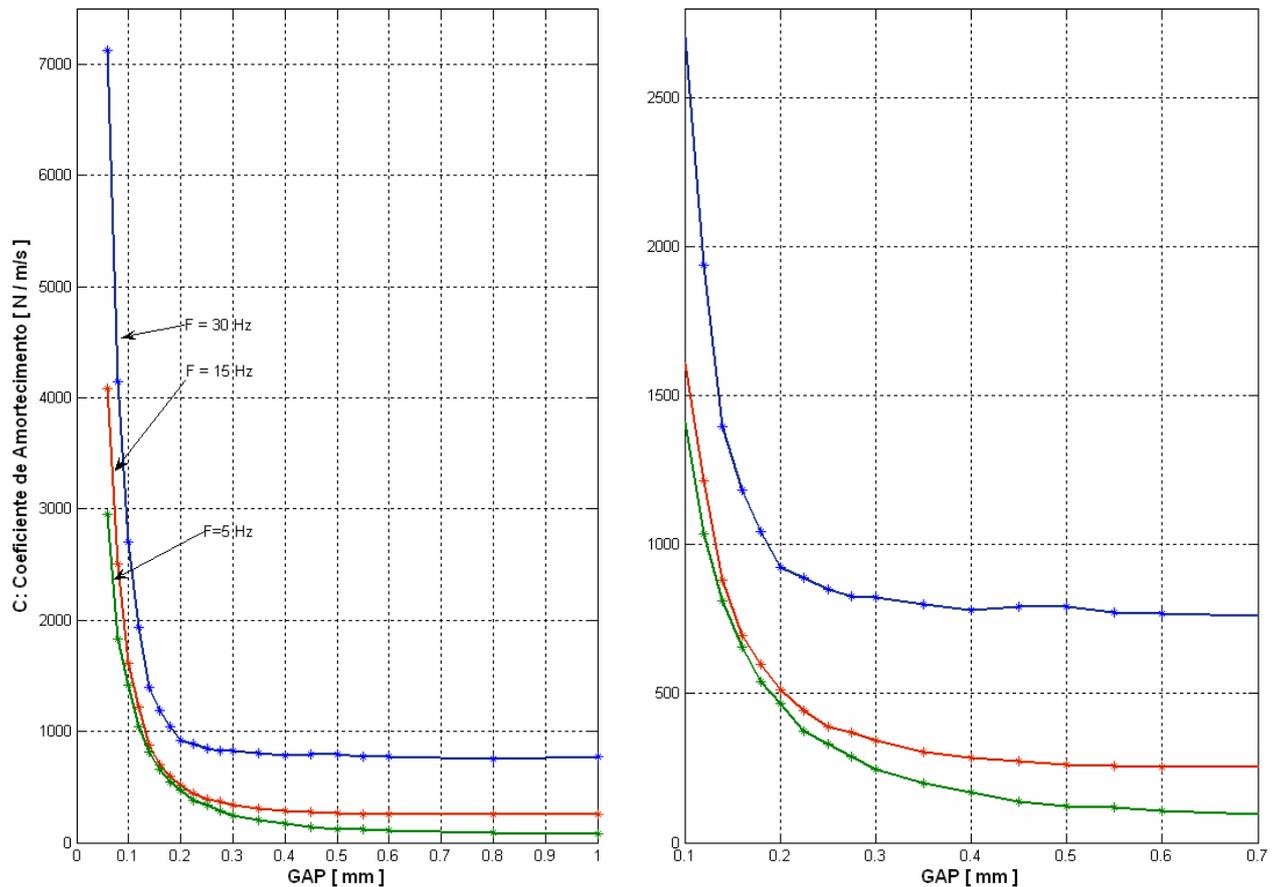


Figura 5.12: Coeficiente de amortecimento viscos equivalente em função do GAP,

É esperado que o comportamento do coeficiente de amortecimento seja independente da frequência de excitação utilizada nos ensaios.

Entretanto, como pode ser verificado nas Figuras 5.3 5.6 e 5.9, existe um atraso no tempo entre os sinais de força amortecedora em relação ao de velocidade.

Foi feita uma correção eliminando a defasagem existente entre estes sinais e novas inclinações para o semi-eixo das curvas elípticas foram obtidas, o que correspondem a um novo coeficiente de amortecimento corrigido pela fase.

Na Figura 5.13 são traçadas as curvas que relacionam o coeficiente de amortecimento corrigido, em função do GAP, para as três frequências de excitação.

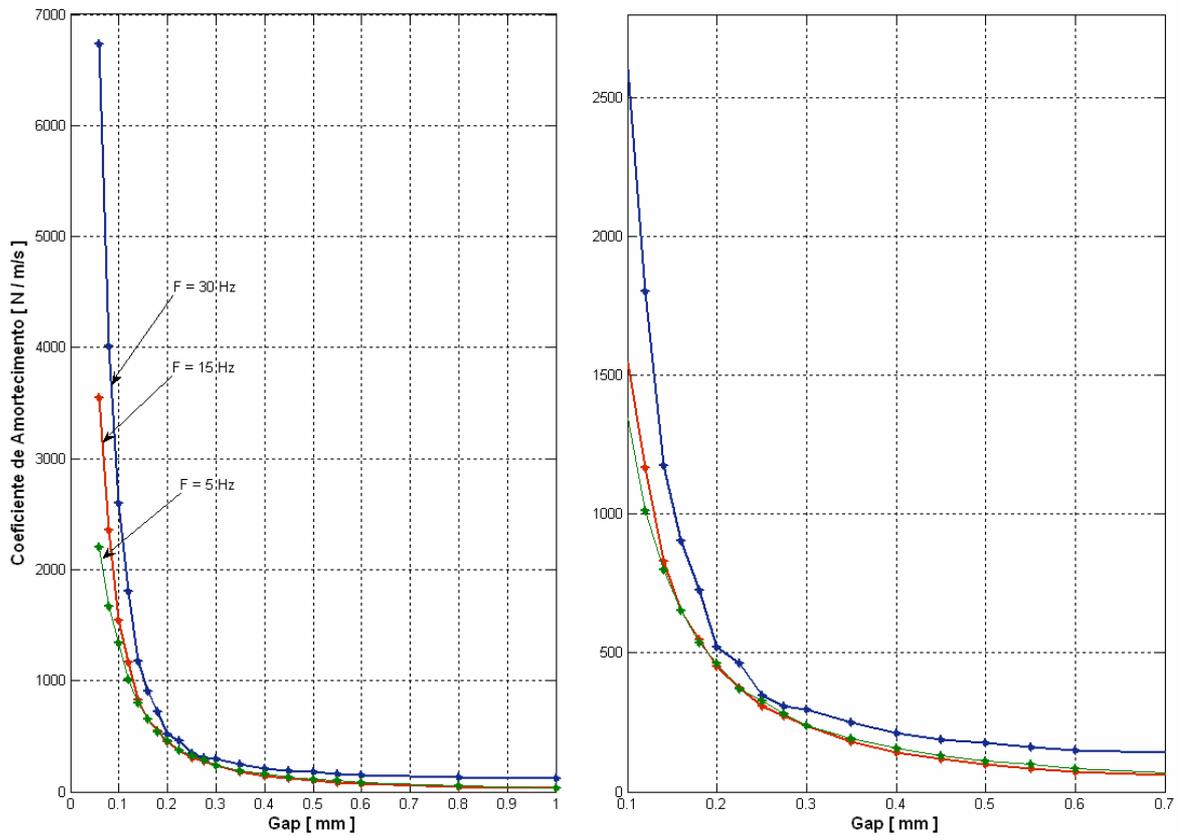


Figura 5.13: Coeficiente de amortecimento equivalente em função do GAP, com correção da fase.

Observa-se com essa correção na fase que há uma maior coerência, entre os resultados obtidos nos 3 ensaios pois como esperado, o coeficiente de amortecimento teria que ser o mesmo para as três diferentes frequências de excitação. A partir destes resultados buscou-se validar o modelo computacional de elementos finitos desenvolvidos no Capítulo 4.

Utilizando o modelo computacional desenvolvido, foram realizadas simulações para calcular o valor do coeficiente de amortecimento para diferentes para diferentes valores do módulo de bulk (β) do fluido interno do amortecedor. A Figura 5.14 mostra o efeito do módulo de bulk sobre o comportamento em função do coeficiente de amortecimento, para o modelo de elementos finitos com fluxo em regime transiente.

No estudo dessa variação do GAP para ajuste do modelo em elementos finitos em relação aos resultados experimentais, verifica-se que para valores grandes de módulos de *bulk* a curva do coeficiente de amortecimento apresenta um *offset* positivo e para pequenos valores o sistema torna-se insensível para pequenos valores de GAP, o que corresponde à válvula bem fechada.

Então ao modelo em elementos finitos foi ajustado um módulo de *bulk* de β de 10^9 em toda faixa de GAP, mesmo apresentando um *offset* positivo em relação aos resultados experimentais.

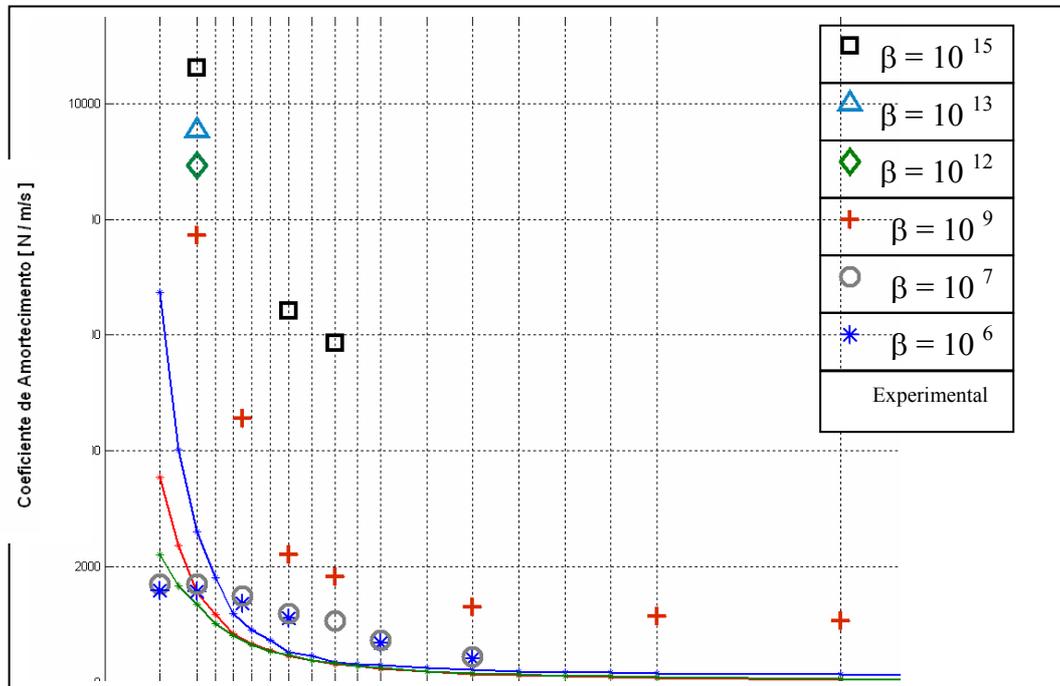


Figura 5.14: Influência do módulo de *bulk* para ajuste do modelo em elementos finitos no regime transiente.

Um segundo parâmetro de ajuste foi a velocidade de entrada imposta no flange do fole da montante do modelo em elementos finitos, de modo que fossem produzidas os mesmos níveis de velocidade do ensaio experimental com a excitação na frequência de 30 Hz.

A Figura 5.15 apresenta as velocidades máximas atingidas nos ensaios experimentais em função do GAP para as 3 frequências de excitação.

A Figura 5.16 apresenta o comportamento das forças amortecedoras máximas atingidas em cada ensaio em função do GAP para cada frequência de excitação. Na Figura 5.17, as forças amortecedoras do experimento em 30 Hz são comparadas com os resultados do modelo em elementos finitos simulados nos regimes permanente e transiente.

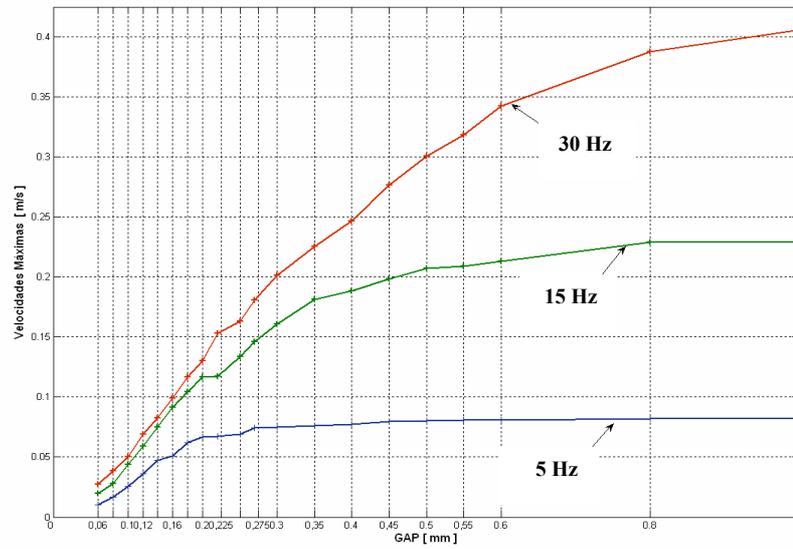


Figura 5.15 – Velocidades máximas atingidas nos ensaios experimentais com diferentes GAP's e frequências de excitação.

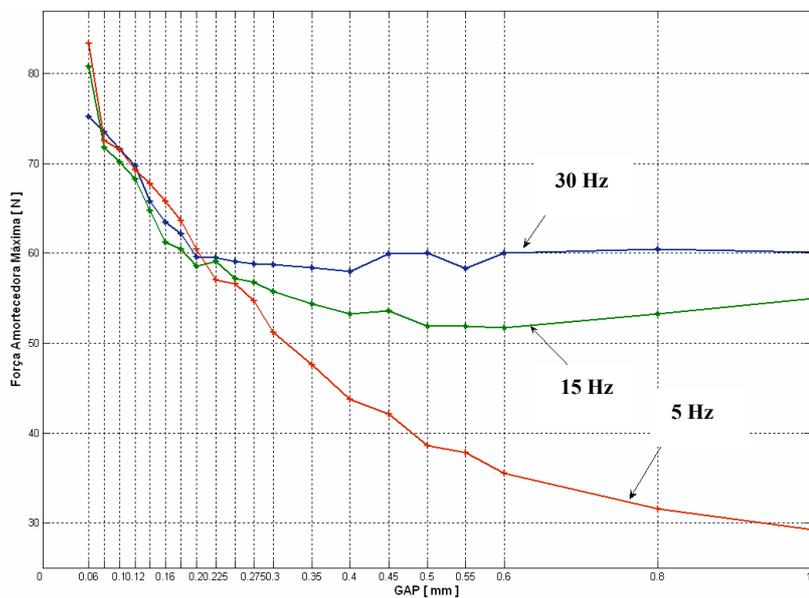


Figura 5.16- Valores máximos das forças amortecedoras atingidas nos ensaios com diferentes GAP's e frequências.

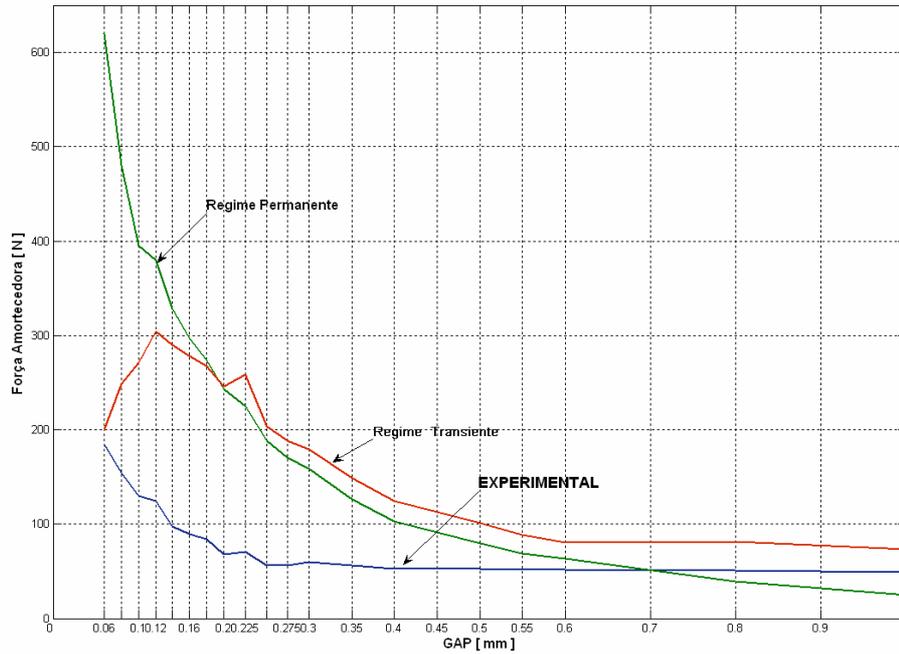


Figura 5.17- Comparação das forças amortecedoras: experimental e das simulações computacionais nos regimes permanente e transiente.

A Figura 5.18 mostra as curvas que relacionam o coeficiente de amortecimento com a variação do GAP obtidas pelos ensaios experimentais e pelas simulações numéricas tanto no regime permanente como no regime transiente.

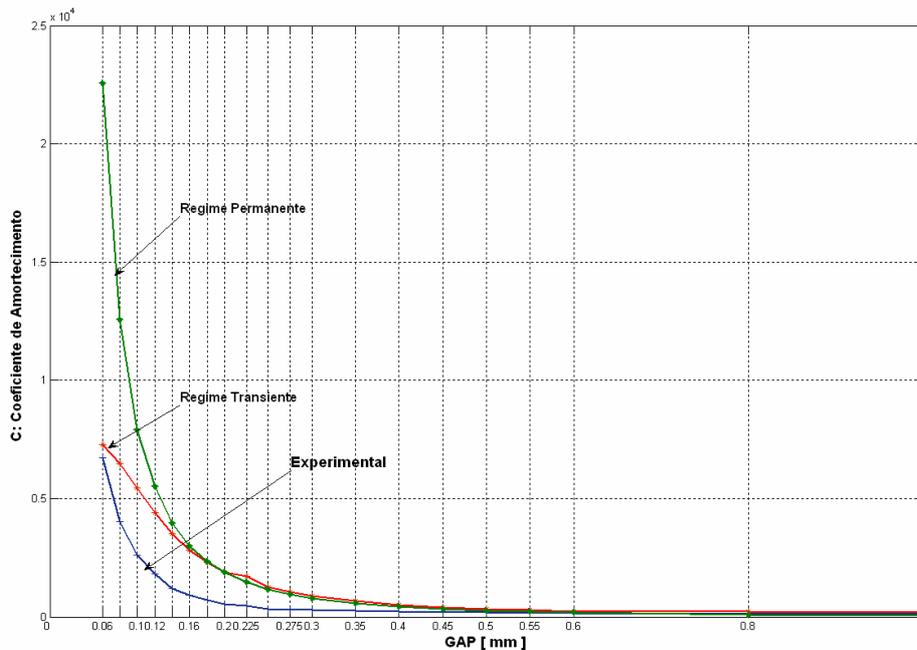


Figura 5.18: Comparação entre os resultados com os modelos computacionais para com o experimental.

Observa-se que há diferenças entre a curva experimental e as simuladas com o modelo computacional. Uma fonte deste erro é devida a folgas no parafuso de posicionamento manual do obturador da válvula do amortecedor. O valor do GAP experimental foi medido por um relógio comparador de 0,01 mm de resolução e verificado com um apalpador micrométrico com uma faixa de medição de 0 a 0,5 mm e resolução igual a 0,5 *micro* m, muito mais sensível que o anterior, porém com menor faixa de medição. Foram identificados erros de posicionamento de até + 0,12 mm. Caso a curva experimental da Figura 5.18 seja corrigida, descontando o erro de posicionamento de 0,12 m, existe uma razoável concordância com os resultados das simulações. Esse efeito pode ser visto na Figura 5.19.

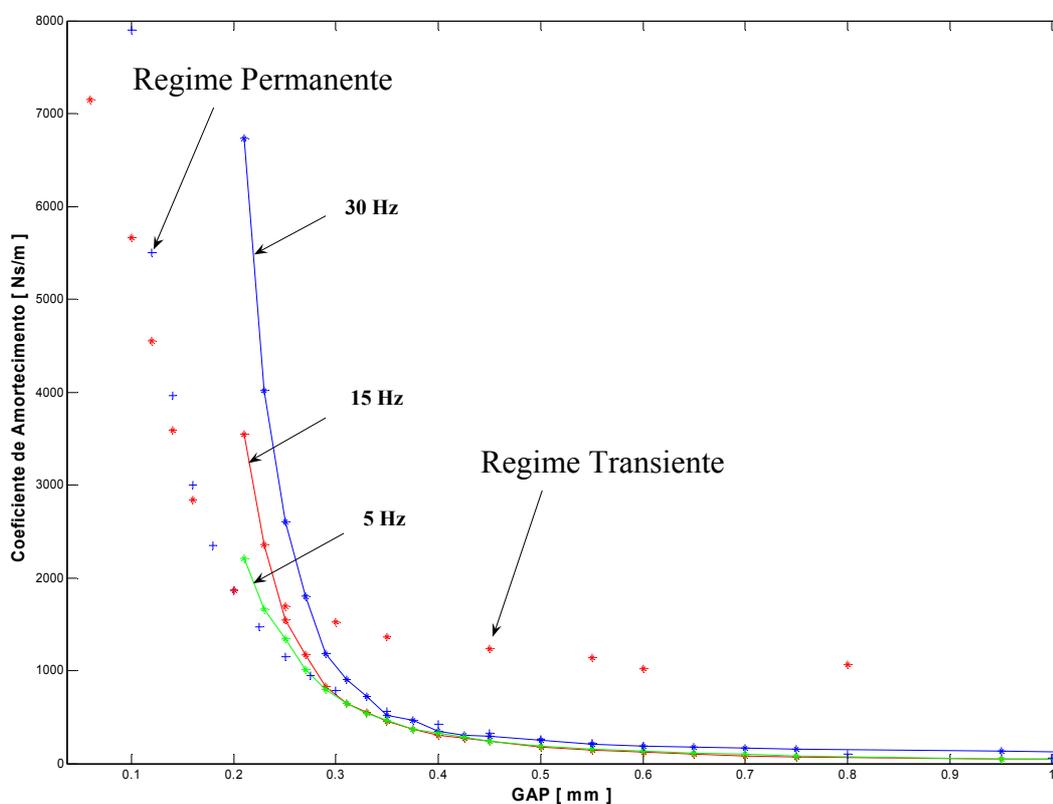


Figura 5.19 – Comparação entre os resultados com os modelos computacionais para com o experimental com as curvas experimentais corrigidas.

A Figura 5.20 mostra uma ampliação da região de trabalho do atuador onde fica mais visível a aproximação dos ensaios experimentais e os realizados com os modelos em elementos finitos nos regimes permanente e transiente.

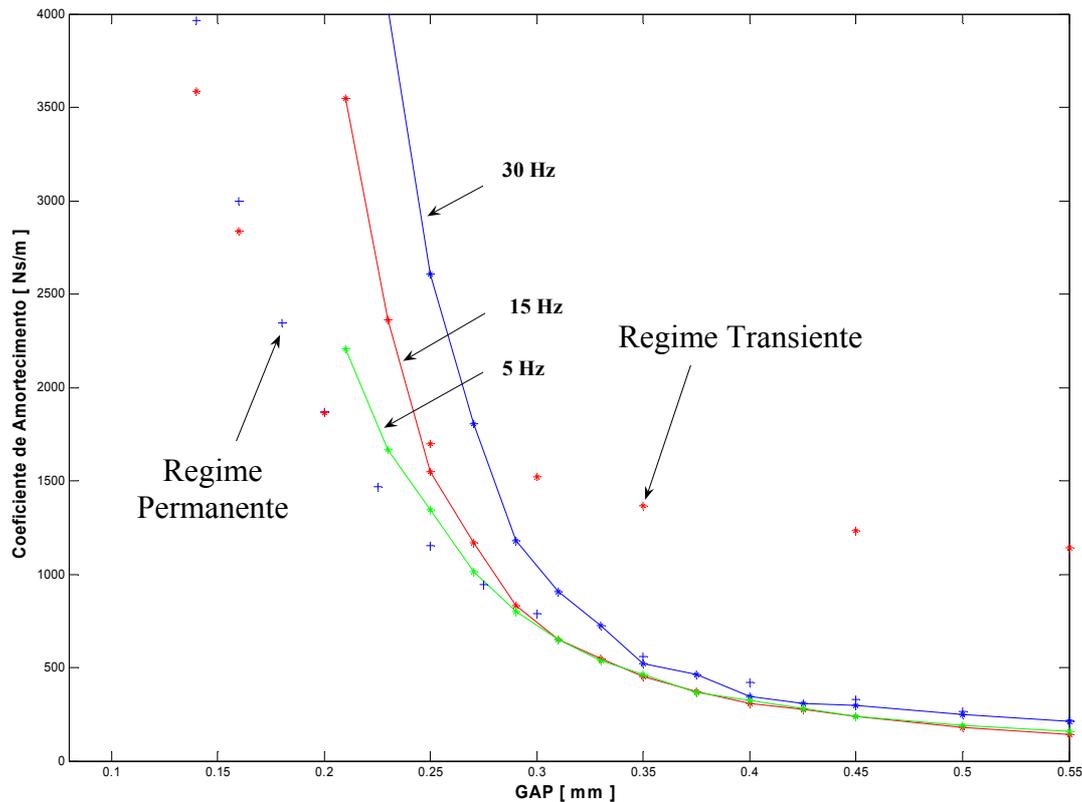


Figura 5.20 – Ampliação na região de interesse dos modelos computacionais e experimental.

Nessa região de interesse, calculou-se o erro médio existente entre os valores dos coeficientes de amortecimento para os seguintes GAP: 0,2, 0,25, 0,275, 0,3, 0,35, 0,4, 0,45, 0,5 e 0,55. Escolheu-se o regime permanente e o ensaio experimental com a excitação na frequência de 5 Hz. O resultado foi um erro de 63,5 Ns/m. Isso é bem satisfatório diante da faixa de valores do coeficiente de amortecimento, o que permite usar o modelo de elementos finitos no regime permanente que é computacionalmente mais rápido que no regime transiente.

Conclui-se com os resultados que o modelo em elementos finitos do subsistema hidráulico pode ser usado para projetar sistemas alternativos ao que foi construído sem a necessidade de construção de um protótipo. Poder-se-á com esse modelo estudar outras configurações de válvulas, tamanhos de foles diferentes, etc. Contudo para o projeto de um sistema de controle desse amortecedor, esse modelo em elementos finitos se torna inviável devido ao alto custo computacional. Devido a isso, optou-se pela obtenção de modelos que representassem o sistema no domínio da frequência, o comportamento do amortecedor resultante para cada GAP.

5.2 – Caracterização do amortecedor na versão passiva no domínio da frequência

Para os ensaios no domínio da frequência parte da instrumentação já citada na primeira seção desse capítulo foi utilizada. O amortecedor foi excitado com uma força tipo ruído de banda estreita sintonizado entre 0 a 100 Hz e mediu-se a aceleração.

Os sinais dessa força de excitação e da aceleração são adquiridos em um analisador de sinais que calcula a função de transferência que relaciona a aceleração (saída) pela força de excitação (entrada).

Alguns ensaios preliminares demonstravam que o sistema, na banda de 0 a 100 Hz, comportava-se como um sistema dinâmico de segunda ordem.

Assim, resolveu-se verificar para qual GAP essa afirmação se tornava verdadeira. Para tanto, instalou-se um acelerômetro em cada fole metálico e partiu-se de um GAP de 0,1mm, depois 0,15; 0,20; 0,25 e 0,30 mm. As funções de resposta em frequência relativas a estas investigações estão ilustradas na Figura 5.21.

É apresentado o módulo e a fase da FRF e no terceiro campo do gráfico é mostrada a coerência dos sinais de entrada e saída, isto é, quando a coerência está próxima da unidade em uma determinada banda significa que os sinais medidos são exclusivamente devidas à excitação medida.

Pode-se observar que para GAP maior que 0,20 mm, o ganho entre os dois acelerômetros é unitário e a fase nula, o que permite afirmar que o amortecedor se comporta como um sistema de um grau de liberdade a partir do GAP de 0,20mm.

Então os ensaios para obtenção das FRF's definidas por $A/F(f)$ foram feitos para valores de GAP a partir de 0,20mm e estão apresentadas na Figura 5.22.

Considerando que o amortecedor pode ser modelado como um sistema de um grau de liberdade para GAP's entre [0,2:0,8], as FRF's experimentais foram utilizadas para ajustar os parâmetros físicos do modelo dinâmico usando um processo de otimização não-linear multidimensional (Nelder-Mead) e estão mostradas na Figura 5.23.

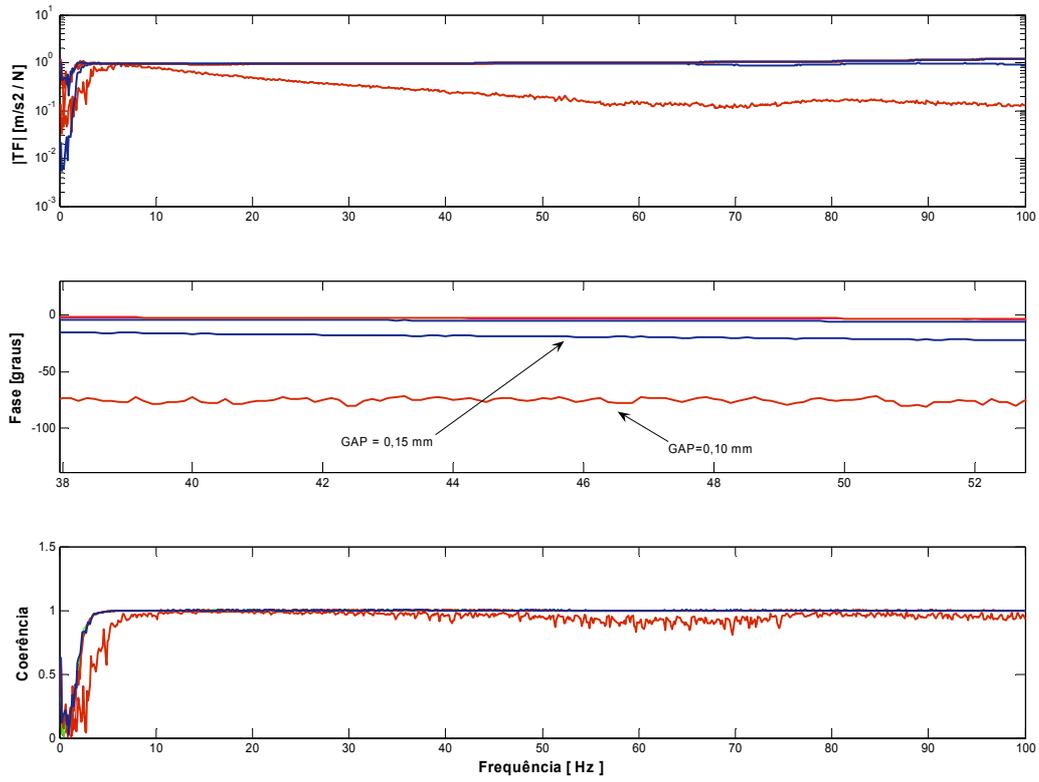


Figura 5.21 FRF's entre as acelerações dos foles metálicos

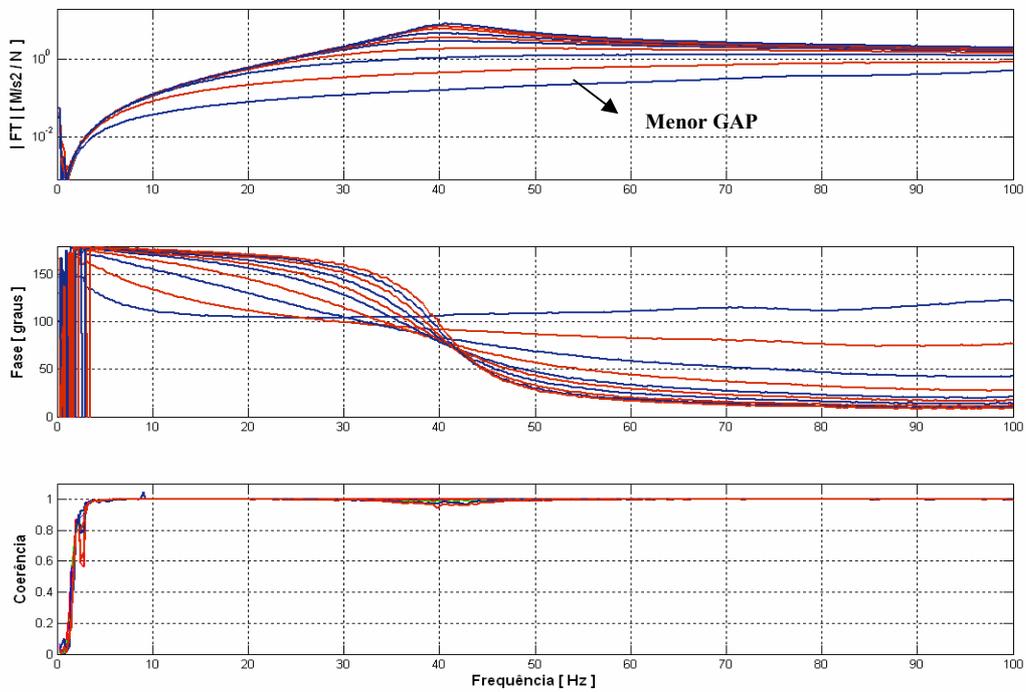


Figura 5.22 FRF's experimentais e ajustadas para diferentes GAP's.

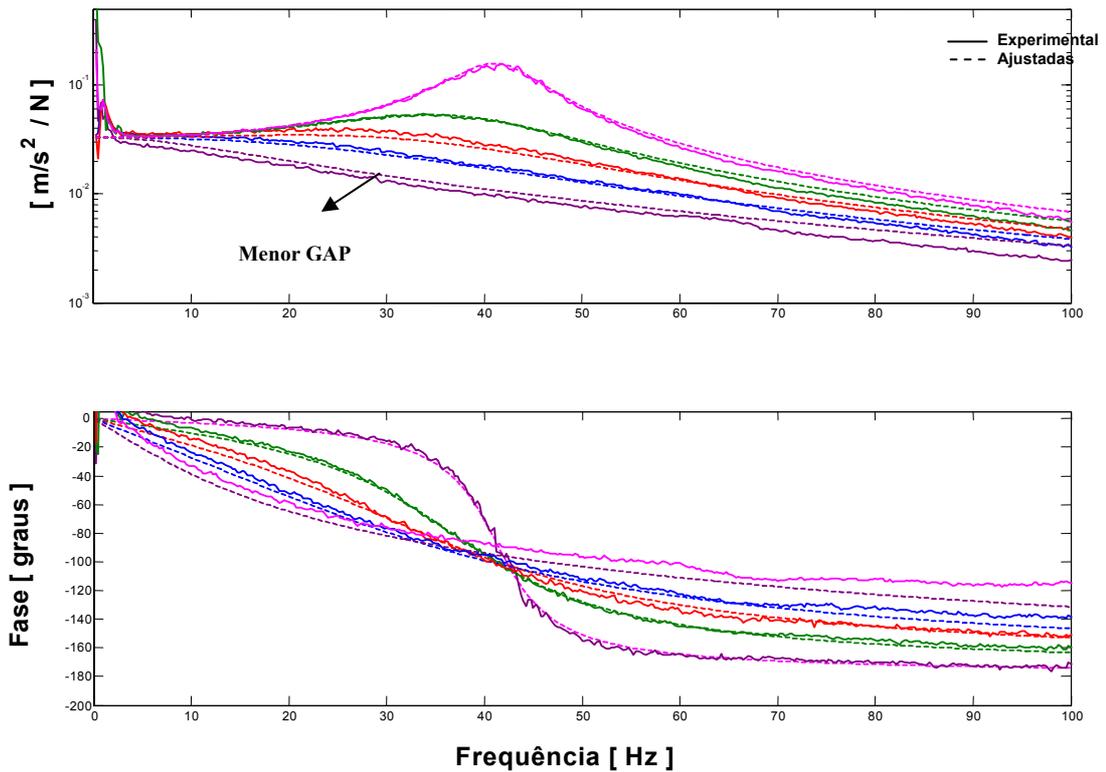


Figura 5.23 FRF's experimentais e ajustadas para diferentes GAP's.

Para cada valor de GAP, são identificadas as frequências naturais (f_n), a rigidez equivalente (k) e fator de amortecimento (ξ). Utilizando um processo de minimização de mínimos quadrados, os valores do fator de amortecimento e frequência natural podem ser obtidos para cada GAP segundo a equação 5.1,. A Figura 5.24 apresenta os valores de ξ (+) experimentais e a representação exponencial da função ξ (GAP).

$$G(s) = \frac{1}{K} \left[\frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi_A \omega_n s + \omega_n^2} \right] \quad (5.1)$$

$$\xi = 3.8252 \cdot e^{-6.2675 \cdot GAP} + 0.138 \cdot e^{-0.0046 \cdot GAP} \quad (5.2)$$

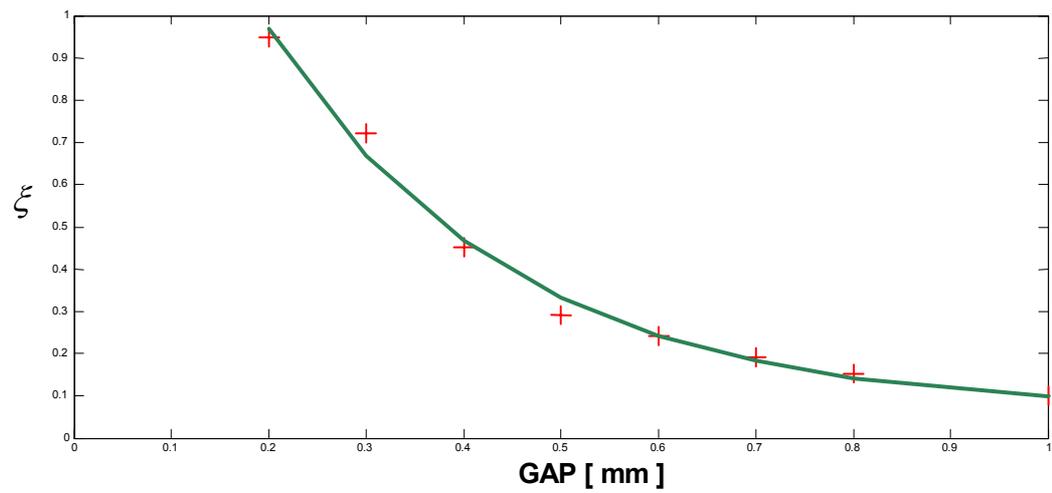


Figura 5.24 Relação entre o fator de amortecimento ξ e o GAP.

Desta forma, foi obtida mais um modelo reduzido, tal como mostra equação 5.2, do sistema que modela o amortecedor para cada valor de GAP. Entretanto, antes de usar esse modelo será apresentado o modelo em elementos finitos do atuador piezoelétrico assim como a sua validação experimental.

CAPÍTULO VI

O Atuador Piezoelétrico e seu Modelo em Elementos Finitos

O atuador piezoelétrico inicialmente especificado, no Capítulo III, é um produto comercial. Como o fabricante não forneceu informações suficientes sobre o comportamento dinâmico do dispositivo, foi necessário desenvolver procedimentos de caracterização estática e dinâmica. Foi desenvolvido um modelo em elementos finitos, que permitiu realizar a análise modal da estrutura do atuador, obtendo a resposta de deslocamento em função da voltagem de polarização e a sua função de resposta em frequência. Com base nos resultados obtidos, um modelo dinâmico reduzido é proposto para o atuador. A partir desse modelo é projetado um controlador PID para comandar o atuador piezoelétrico. No capítulo 7 será apresentado procedimento experimental utilizado para determinar o comportamento dinâmico do atuador.

6.1 Formulação Matemática da Piezoeletricidade e o Modelo em Elementos Finitos do Atuador Piezoelétrico.

O cristal piezoelétrico tem a capacidade de produzir cargas elétricas em resposta a deformações aplicadas externamente. Esse efeito direto foi examinado primeiramente pelos irmãos Curie em 1880. O efeito inverso é recíproco, ou seja, o material piezoelétrico modifica-se dimensionalmente quando a ele é aplicado um campo elétrico. O primeiro atuador piezoelétrico que utiliza esse efeito inverso foi proposto por Langevin em 1922 e, para aumentar sua eficiência o atuador, operava na frequência de ressonância.

Atualmente os materiais mais populares que estão sendo utilizados nesta implementação são as cerâmicas de *PZT* (Titanato Zirconato de Chumbo), e os filmes plásticos *PVDF* (Fluorido de Polivinilideno). Os *PZT*'s são constituídos basicamente de óxido de chumbo, zircônio e titânio, sendo que na sua fabricação é aplicado um grande campo de coerção, o qual polariza a cerâmica alinhando suas moléculas polarizadas na direção do campo elétrico, propiciando então as características piezoelétricas desejadas. Uma das vantagens do *PZT* é seu módulo de elasticidade, da ordem de 70 GPa, sendo indicados para a confecção de atuadores. Já o *PVDF* é um polímero piezelétrico robusto e maleável, que pode ser construído em geometrias complexas e delgadas. Com estas propriedades o *PVDF* é altamente indicado para o sensoriamento distribuído.

A tecnologia dos sensores que utilizam cerâmicas piezoelétricas foi vencida, resultando nos atuais sensores de pressão, sensores de força, os acelerômetros, microfones, etc.. Como atuador para posicionamento as pesquisas evoluíram, porém existia uma limitação relativa às altas tensões elétricas de entrada necessárias para obtenção de pequenos deslocamentos, o que torna sua aplicação inviável. Essa limitação foi vencida no fim da década de 80, quando alguns estudos se concentraram na tecnologia dos atuadores com múltiplas camadas de cerâmicas piezoelétricas tal que nos dias de hoje, juntamente com o avanço da tecnologia dos capacitores, possibilitaram maiores faixas de operação aos atuadores piezoelétricos (Trindade, 2000).

Neste trabalho será focado apenas nos atuadores que utilizam o *PZT*. Estes materiais precisam estar em contato com a estrutura para poderem atuar. Haja visto todas as vantagens dos materiais piezelétricos, é explicável porque eles estão sendo largamente utilizados em controle, já que são leves, baratos, fáceis de se manusear e podem ser confeccionados em diversas formas.

Os materiais piezelétricos exibem histerese não linear quando submetidos a altos níveis de excitação, porém para aplicação estrutural seu comportamento é aproximadamente linear. A equação constitutiva da piezoeletricidade linear e descrita nas equações 6.1 a-b.

$$\{\sigma\} = [c^E] \{\varepsilon\} - [e] \{E\} \quad (6.1a)$$

$$\{D\} = [e]^T \{\varepsilon\} + [\xi^E] \{E\} \quad (6.1b)$$

onde:

$\{\sigma\}$: Tensor tensão mecânica [N/m²];

$\{\varepsilon\}$: Tensor deformação [m/m];

$\{E\}$: Vetor campo elétrico [N/C],[V/m];

$\{D\}$: Vetor deslocamento elétrico ou densidade de fluxo elétrico [C/m²],[N/V.m];

$[c^E]$: Matriz elasticidade para campo elétrico constante [N/m²];

$[e]$: Matriz de constantes de tensões piezoeletricas [C/m²]; e

$[\xi^\varepsilon]$: Tensor de constantes dielétricas ou permissividade de deformação constante [C/V.m],[F/m].

A equação 6.1a modela o efeito estrutural e equação 6.1b o efeito do campo elétrico. O acoplamento dessas duas é feito através da matriz piezoeletrica, a qual relaciona o campo elétrico com a tensão mecânica na primeira expressão e a deformação com a densidade de fluxo elétrico na segunda.

Se cada elemento da matriz piezoeletrica $[e]$ é designado por e_{ij} , onde i corresponde à linha e j à coluna, então e_{ij} corresponde à tensão desenvolvida na direção i quando um campo elétrico é aplicado na direção j . Desta forma pode-se dizer que o sinal negativo do segundo termo da expressão para o tensor tensão mecânica se dá pelo fato de que quando se tem uma polarização do *PZT* orientado positivamente e aplicar um campo elétrico também no sentido positivo, tem-se uma tensão de compressão no material piezoeletrico.

Nas simulações com o modelo desenvolvido em elementos finitos, os parâmetros do PZT4 foram adotados, de acordo com informações do fabricante. Com uma densidade de 7700 kg/m³, esse material piezoeletrico possui a seguinte matriz piezoeletrica descrita na equação 6.2.

$$[e] = \begin{matrix} & \begin{matrix} x & y & z \end{matrix} \\ \begin{matrix} x \\ y \\ z \\ xy \\ yz \\ xz \end{matrix} & \begin{bmatrix} e_{11} & e_{12} & e_{13} \\ e_{21} & e_{22} & e_{23} \\ e_{31} & e_{32} & e_{33} \\ e_{41} & e_{42} & e_{43} \\ e_{51} & e_{52} & e_{53} \\ e_{61} & e_{62} & e_{63} \end{bmatrix} \end{matrix} = \begin{matrix} & \begin{matrix} x & y & z \end{matrix} \\ \begin{matrix} x \\ y \\ z \\ xy \\ yz \\ xz \end{matrix} & \begin{bmatrix} 0 & 0 & -4.1 \\ 0 & 0 & -4.1 \\ 0 & 0 & 14.1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 10.5 & 0 \\ 10.5 & 0 & 0 \end{bmatrix} \end{matrix} \quad [\text{C/m}^2] \quad (6.2)$$

A matriz dielétrica $[\xi^\varepsilon]$, apresentada na equação 6.3, possui somente elementos na diagonal principal e, para o PZT4, os seguintes valores das permissividades foram adotados:

$$[\xi^E] = \begin{bmatrix} \xi_{11} & 0 & 0 \\ 0 & \xi_{22} & 0 \\ 0 & 0 & \xi_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 7.124 & 0 & 0 \\ 0 & 7.124 & 0 \\ 0 & 0 & 5.841 \end{bmatrix} \cdot 10^{-9} \quad [\text{F/m}] \quad (6.3)$$

O modelo do atuador foi desenvolvido usando o programa ANSYS 8.0. Salienta-se que nesse programa, deve-se entrar com o valor da permissividade relativa à permissividade do vácuo que é: $\xi_0 = 8,9 \cdot 10^{-12} \text{ F/m}$. A matriz de rigidez ou elasticidade do PZT 4 é descrita na equação 6.4.

$$[c^E] = \begin{bmatrix} 13.90 & 7.43 & 7.78 & 0 & 0 & 0 \\ 7.43 & 11.50 & 7.43 & 0 & 0 & 0 \\ 7.78 & 7.43 & 13.90 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2.56 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2.56 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3.06 \end{bmatrix} \cdot 10^{10} \quad [\text{N/m}^2] \quad (6.4)$$

Uma vez que a pilha (stack) de pastilhas de PZT4 são montadas numa estrutura mecânica de aço, as seguintes propriedades físicas para o aço foram utilizadas: densidade de 7800 kg/m^3 , módulo de elasticidade de 210 GPa e o coeficiente de Poisson de 0.3 .

Assim, utilizando a formulação apresentada, modelou-se pelo método dos elementos finitos uma estrutura mecânica acoplada a uma estrutura composta por elementos piezoelétricos.

Na Figura 6.1 é apresentado o modelo geométrico da estrutura, que é simétrico em relação ao plano YZ. A pilha de PZT se expande ou contrai na direção X e com essa deformação, a estrutura em aço amplifica o deslocamento da região livre do atuador em Y. No modelo do atuador piezoelétrico uma das superfícies é engastada. A Figura 6.2 mostra a malha em elementos finitos utilizada.

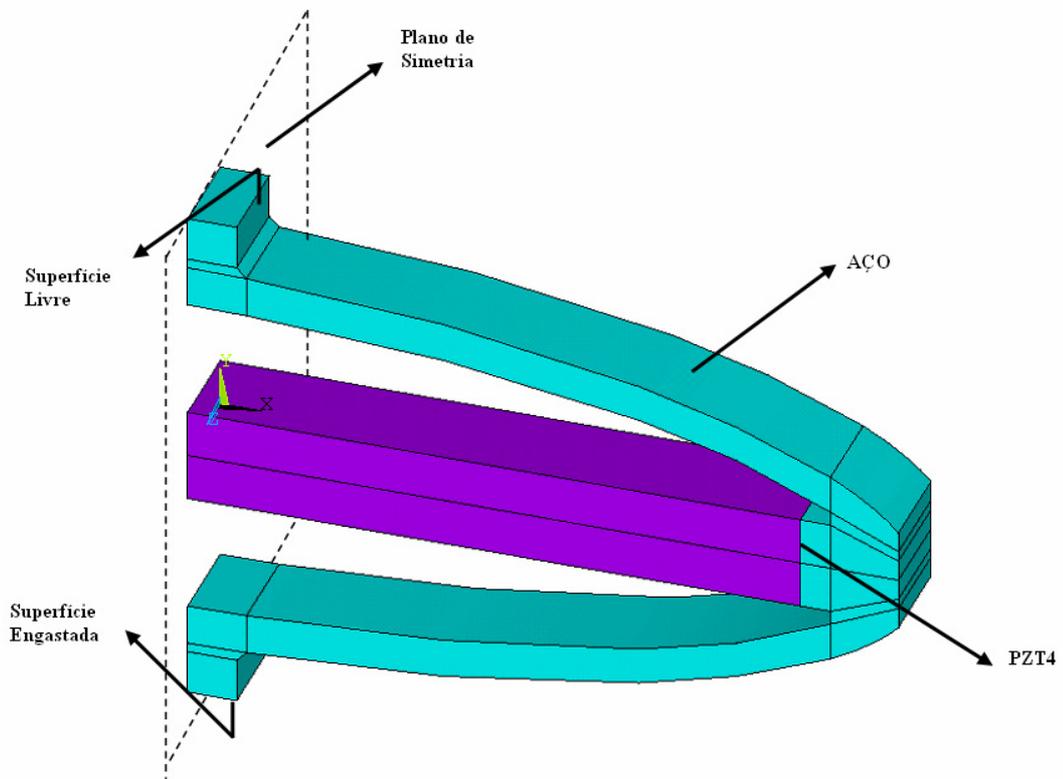


Figura 6.1 - Modelo geométrico da estrutura mecânica-elétrica do atuador piezoelétrico.

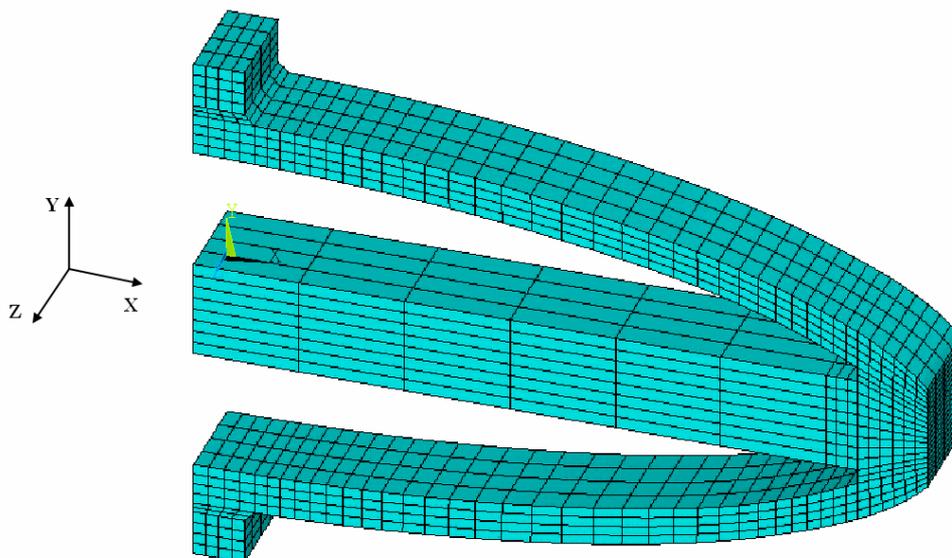


Figura 6.2 - Malha em elementos finito do atuador piezoelétrico.

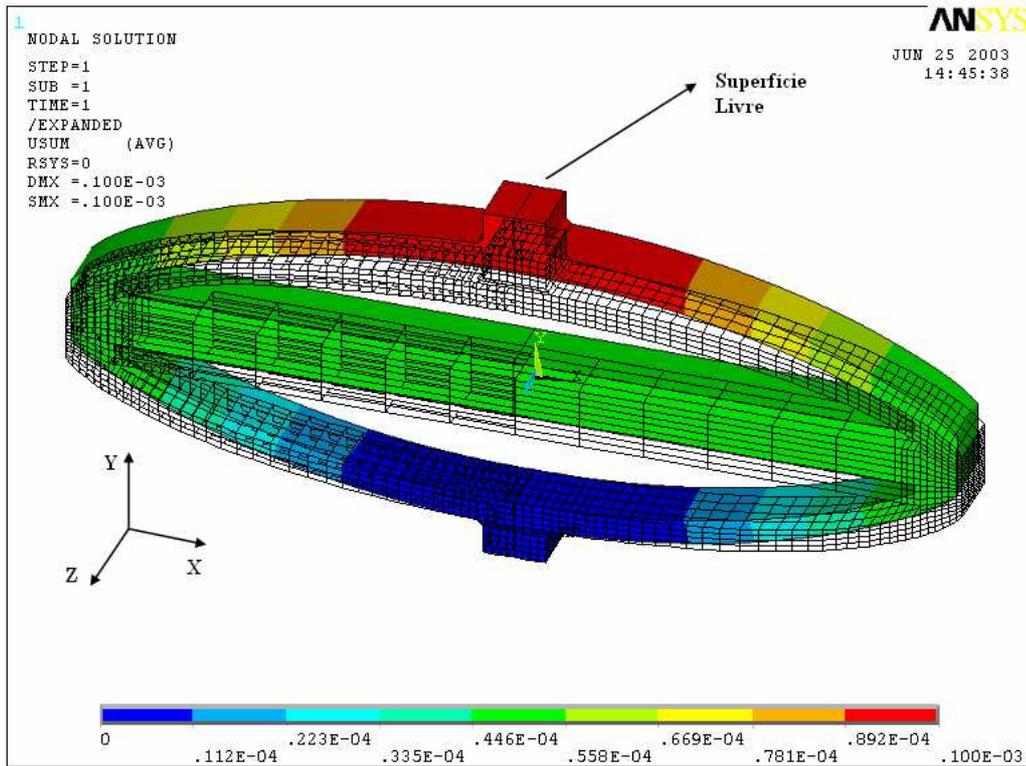


Figura 6.3 – Deslocamentos da estrutura para uma tensão de -22,9 V.

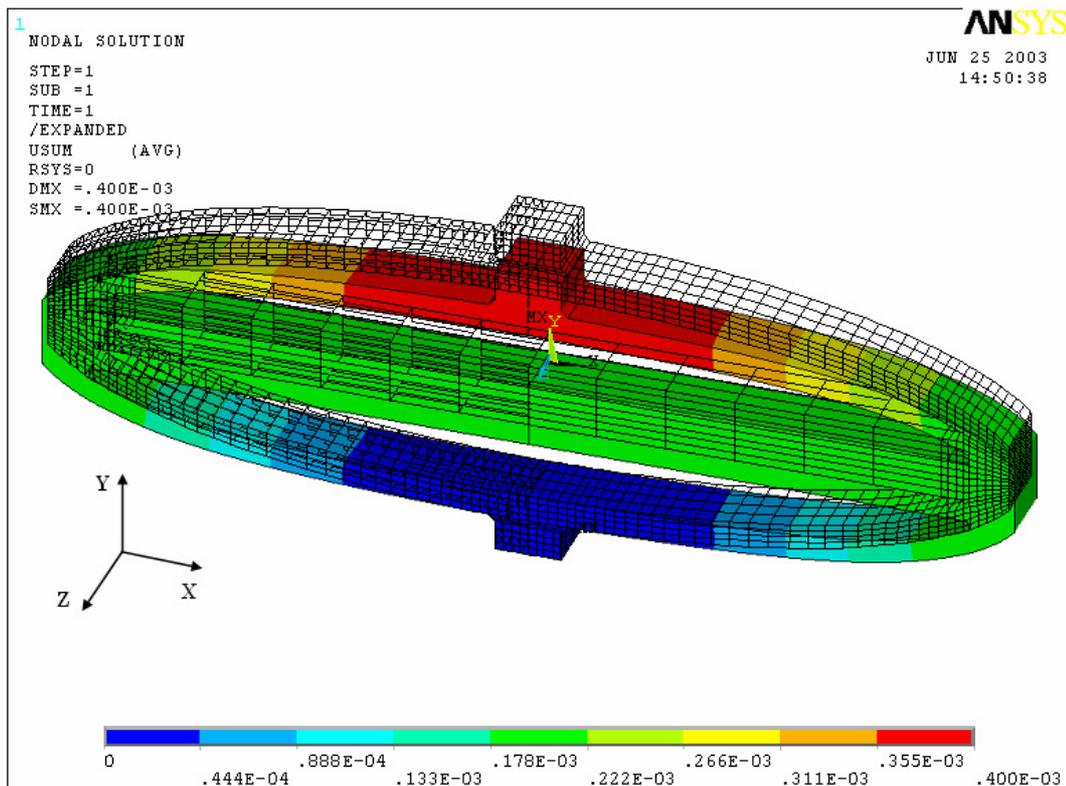


Figura 6.4 - Deslocamento da estrutura para uma tensão +91,2 V.

Na Figura 6.3 é apresentado o resultado da simulação com modelo em elementos finitos do atuador piezoelétrico engastado e livre, quando aplicado um campo elétrico de $-22,9$ V na direção z. Com essa tensão negativa o material piezoelétrico se contrai e conseqüentemente a superfície livre desloca de 0.1 mm. Esta situação será considerada a posição de maior fechamento da válvula amortecedora, isto é, o menor GAP fornece o maior coeficiente de amortecimento. Por outro lado, quando aplicado um campo elétrico de $91,2$ V, o material piezoelétrico se expande e, conseqüentemente, a superfície livre contrai de 0.4 mm. Essa posição é a de maior abertura que corresponde ao menor amortecimento fornecido pelo amortecedor. Essa simulação trouxe o resultado que é mostrado nas Figuras 6.3 e 6.4.

A fim de calcular a rigidez global da estrutura, foram realizadas simulações considerando um carregamento na direção y, aplicado na extremidade livre do atuador. A Figura 6.5 mostra os resultados dessas simulações que se sucederam sob 3 condições distintas. Na curva central, os carregamentos são aplicados com o material piezoelétrico livre de campo elétrico e nas curvas acima e abaixo dessa central, os carregamentos são impostos com o material piezoelétrico carregados, respectivamente, com V_z de $-22,9$ V e $91,2$ V.

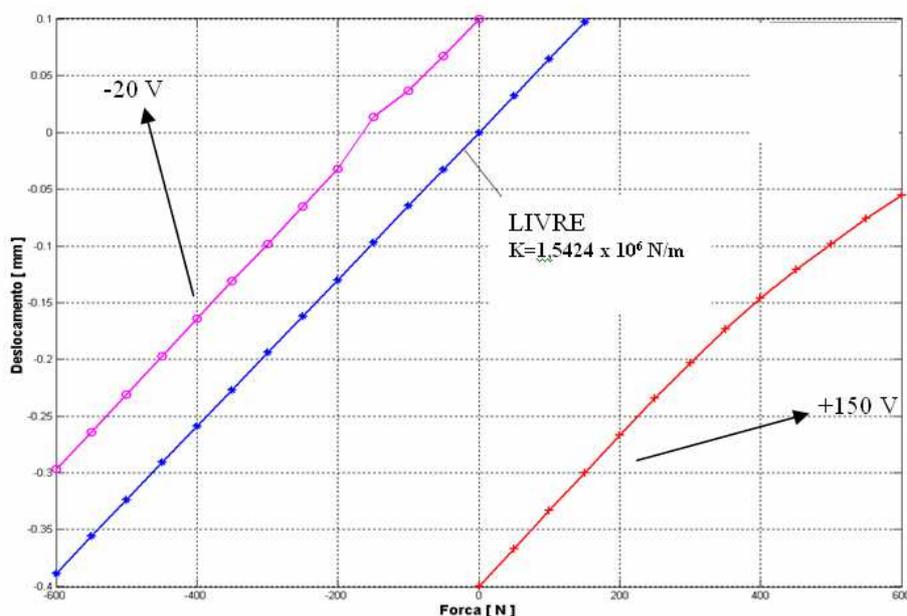


Figura 6.5 - Efeito do atuador piezoelétrico sob diferentes carregamentos.

A partir desses ensaios é possível obter a rigidez global do sistema, $K_A = 1,5424$ N/ μ m, e também confirmar os resultados obtidos anteriormente, como por exemplo: se o atuador tiver ativado com a máxima tensão e estiver sem carregamento a posição absoluta do atuador é de $0,4$ mm, conforme a Figura 6.4. Fica evidente que se o atuador estiver com

a máxima tensão e carregamento, sua posição absoluta será inferior a 0,4mm. Por essa razão é que no projeto do obturador da válvula buscou limitar a força máxima que age no obturador da válvula inferior à força suportada pelo atuador piezoelétrico.

Realizou-se, também, uma análise modal para obtenção das freqüências naturais do atuador piezoelétrico, assim como dos modos de vibrar dessa estrutura, uma vez que, esses parâmetros, são fundamentais para simulações dinâmicas do atuador. O método de extração dos modos que foi acionado no programa é o método de Lanczos. As freqüências obtidas estão listadas na Tabela 6.1, porém os modos de vibrar não serão aqui apresentados.

Tabela 6.1 - Valores das primeiras freqüências naturais do atuador piezoelétrico.

f_A	f_B	f_C	f_D	f_E
536,07 Hz	1486,80 Hz	3057,60 Hz	5627,00 Hz	6726,00 Hz

Uma vez que esse sistema é linear qualquer carga cíclica produzirá uma resposta cíclica da estrutura do atuador. Assim foi feita uma análise da resposta harmônica do atuador para obtenção do seu comportamento dinâmico. Essa análise harmônica consiste em determinar a resposta em regime permanente a partir de carregamentos que variam sinusoidalmente com o tempo, ou seja, a intenção é calcular a respostas do atuador em diversas freqüências. Ainda é obtida com esse modelo a resposta em freqüência do deslocamento da extremidade livre do atuador que, devido ao alto custo computacional, foi numa banda até 2000 Hz, conforme apresentado na Figura 6.6. Salienta-se que o amortecedor proposto irá operar engastado a sistemas vibratórios com freqüências inferiores a 100 Hz.

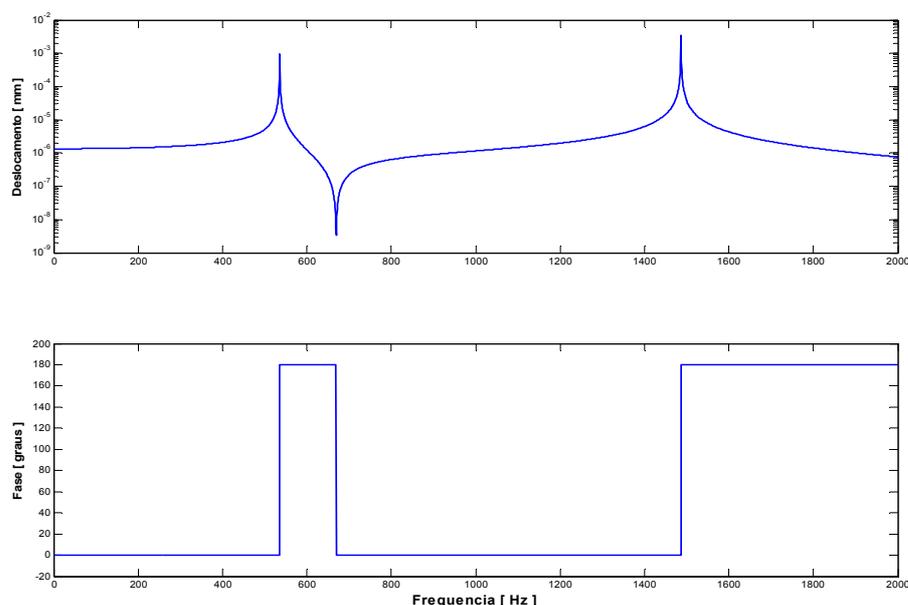


Figura 6.6: Resposta harmônica do atuador piezoelétrico.

6.2 Modelo Reduzido do atuador piezoelétrico.

Considerando que o atuador irá operar em freqüências inferiores a sua primeira ressonância e que de acordo com a Figura 6.6, a segunda freqüência de ressonância é cerca de três vezes maior, pode-se modelar o atuador como um sistema de um grau de liberdade na banda de freqüências entre 0 e 670 Hz.

Usando os resultados da rigidez estrutural (K_A), determinada a partir dos dados da Figura 6.5 e o valor da primeira freqüência natural dada na Tabela 6.1, pode-se calcular a massa efetiva do atuador usando a equação 6.5.

$$m_A = \frac{K_A}{(2\pi f_A)^2} \quad (6.5)$$

Porém, ao atuador é acrescentada uma massa referente à haste e ao obturador da válvula (m_O). Desta forma, há uma redução na freqüência natural do sistema para o conjunto atuador, obturador e haste que os acoplam, conforme mostra na equação 6.6.

$$f_O = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_A}{m_A + m_O}} \quad (6.6)$$

Esse sistema resultante constitui em um sistema com 1 grau de liberdade com uma freqüência natural ($\omega_n = 2\pi f_O$) muito superior às freqüências naturais encontradas, por exemplo, em um veículo. A equação 6.7 mostra a função de transferência que relaciona o deslocamento do obturador da válvula (GAP) pela força de controle (U_{PZT}) gerada pelo atuador piezoelétrico, a partir das tensões de controle aplicadas aos eletrodos de PZT produzirá essas forças.

Foi considerado também que o conjunto atuador piezoelétrico, obturador e a haste apresenta um amortecimento (ξ_A) inferior a 0,02. Essa consideração permite tratar o modelo de uma forma um pouco mais realista.

$$G_{Válvula}(s) = \frac{\Delta(s)}{U_{PZT}(s)} = \frac{1}{K_A} \left[\frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi_A \omega_n s + \omega_n^2} \right] ; \text{ sendo } s = j\omega \quad (6.7)$$

A Tabela 6.2 apresenta os valores utilizados que podem ser comparados com o catálogo do fabricante e a Figura 6.7 a resposta em freqüência do sistema equivalente reduzido.

Tabela 6.2 - Parâmetros físicos do modelo reduzido do atuador piezoelétrico.

$m_A + m_o$	Massa da Válvula Piezoelétrica	0.200 Kg
K_A	Rigidez da Válvula Piezoelétrica	1140000 N/m
C_A	Coefficiente de Amortecimento da Válvula Piezoelétrica	47.7 Ns/m

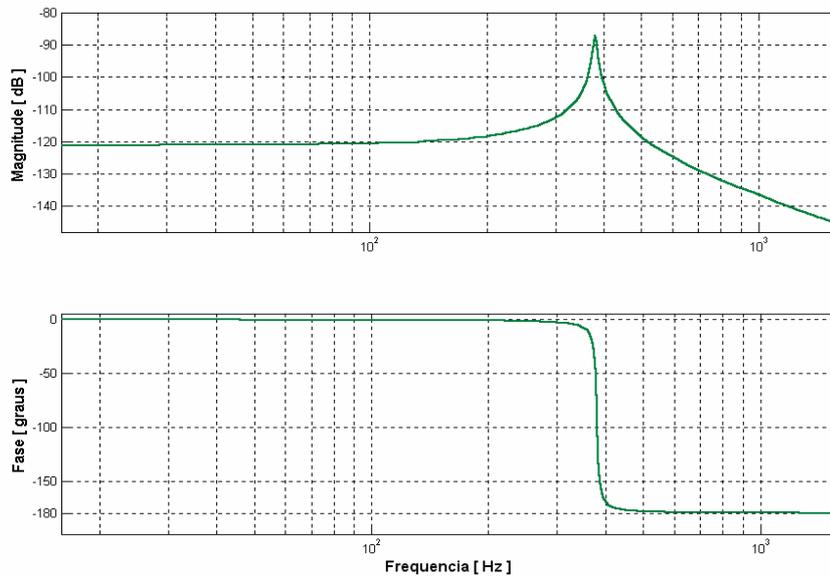


Figura 6.7 - Função de Resposta em Frequência do modelo reduzido do atuador piezoelétrico acoplado ao obturador da válvula.

6.3 Projeto de um controlador PID para acionamento do atuador piezoelétrico.

Após a obtenção do modelo reduzido do obturador da válvula acoplado ao atuador piezoelétrico será desenvolvido o projeto de um controlador PID (Proporcional-Integral-Derivativo), para controlar o modelo dinâmico reduzido de 1 GDL da válvula piezoelétrica.

A Figura 6.8 mostra o diagrama de blocos do sistema de controle proposto. O erro $e(t)$ é determinado pela diferença entre o valor do GAP de referência ($GAP_{REF}(t)$) e o valor atual do GAP. A força hidrodinâmica agindo no obturador da válvula é considerada como uma excitação não linear, variando conforme a superfície apresentada no capítulo 4 nas Figuras 4.7 e 4.11.

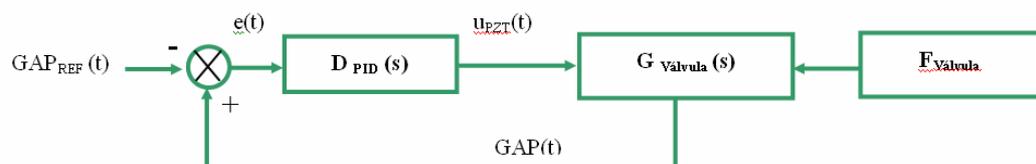


Figure 6.8 - Diagrama do sistema de controle da válvula piezoelétrica.

A formulação da lei de controle PID no domínio do tempo é representada pela equação 6.8.

$$u(t) = KP \cdot e(t) + KI \cdot \int_0^t e(\tau) d\tau + KD \cdot \frac{de(t)}{dt(t)} \quad (6.8)$$

Os parâmetros KP, KD e KI são determinados pelo método simplificado do teste do relé realimentado (Cardoso, 2002). Esse método consiste em identificar o ganho DC do sistema e o ganho na frequência natural do sistema. Os ganhos do controlador são obtidos através de um processo de otimização que minimiza o erro entre a resposta em frequência do sistema+controlador e uma resposta em frequência desejada para o sistema em malha aberta onde pode ser especificada alguma condição de projeto, como por exemplo: banda de frequência de ação do controle, fator de amortecimento em malha fechada, tempo de acomodação, tempo de subida, dentre outros requisitos de projeto.

Assim, especificou-se para o sistema a malha fechada um amortecimento de 0,707 e uma banda passante de atuação do controlador em 300 Hz. Os parâmetros do PID ajustados pelo processo de otimização resultaram nos seguintes valores: $KP=7,2 \times 10^{-4}$, $KI=1,5 \times 10^4$ e $KD=245,58$.

Nas Figuras 6.9 e 6.10 são apresentadas as respostas da válvula piezoelétrica compensada pelo controlador PID em malha aberta e fechada, respectivamente. Observa-se que o sistema resultante apresenta margens de ganho (MG) e de fase (MF) aceitáveis, isto é, dentro dos padrões comumente desejados para um sistema de controle.

É realizado, também, um teste de simulação que busca fazer com que o obturador siga uma onda quadrada com uma amplitude de pico a pico de 0,5 mm e numa frequência de 30 Hz.

A Figura 6.11 apresenta o desempenho obtido para o deslocamento do obturador em relação à referência temporal definida por uma onda quadrada e a Figura 6.12 apresenta o esforço de controle demandado nesse ensaio, impondo uma saturação igual a 600 N, compatível com o requisito de força máxima admissível ao atuador piezoelétrico.

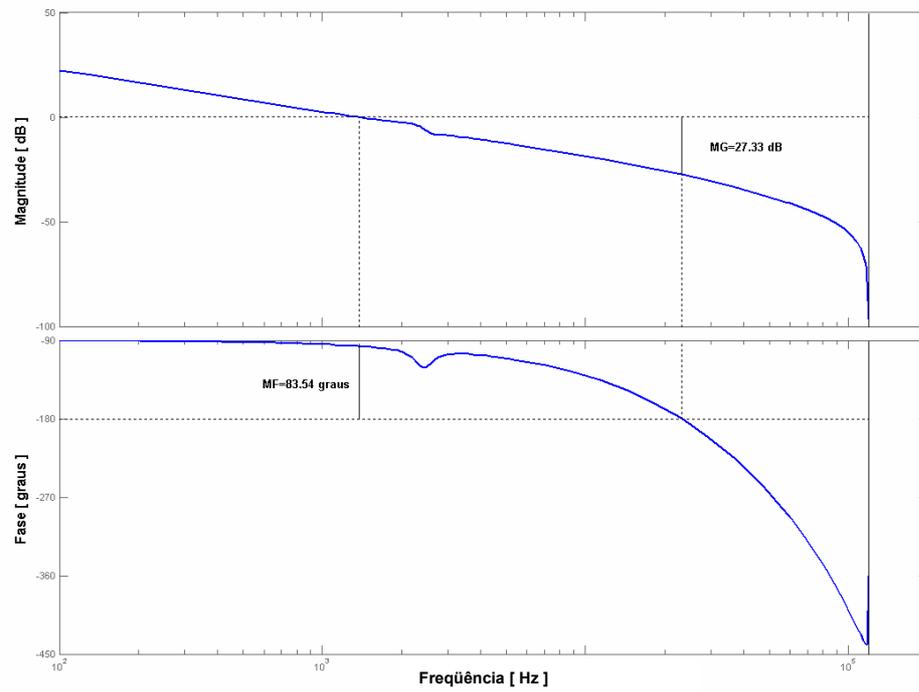


Figure 6.9 - Diagrama de Bode da válvula piezoelétrica + controlador PID em malha aberta.

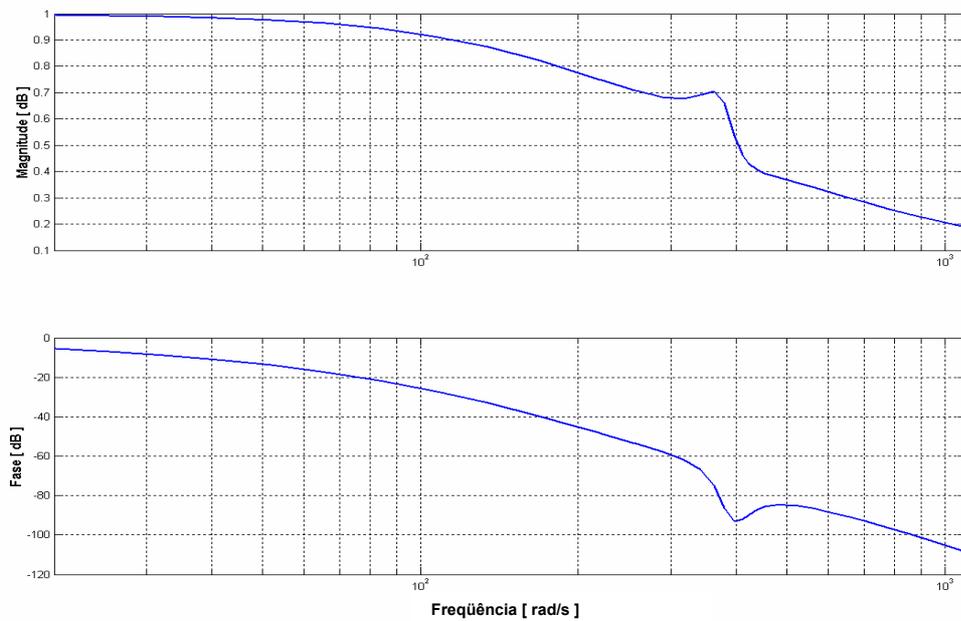


Figure 6.10 - Diagrama de Bode da válvula piezoelétrica + controlador PID em malha fechada.

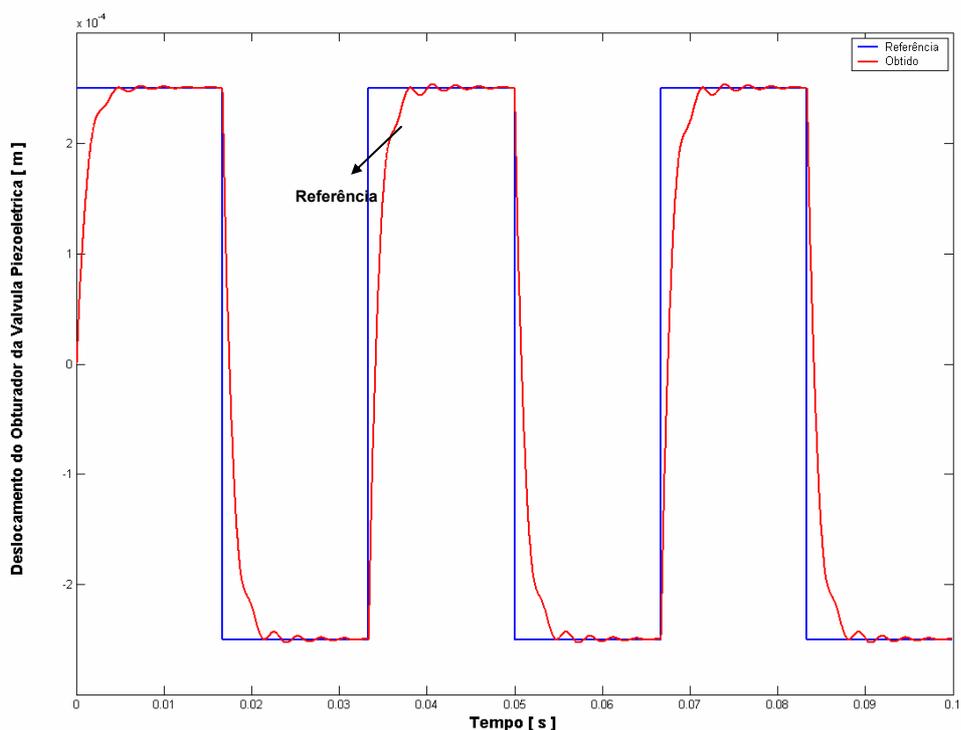


Figure 6.11 - Resposta do deslocamento da válvula e a referência desejada.

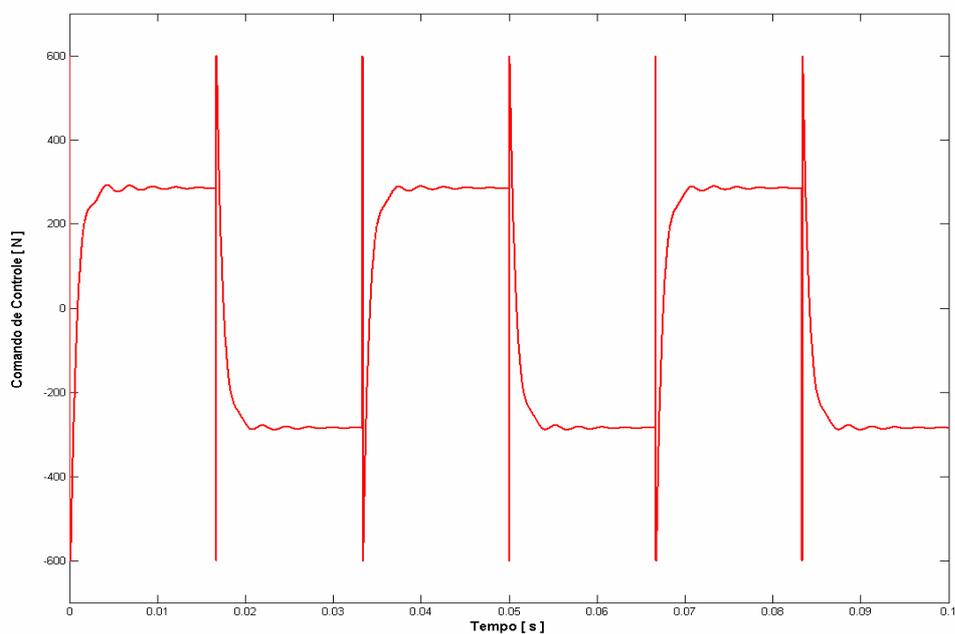


Figure 6.12 - Resposta do esforço de controle resultante.

Estes resultados têm apenas efeito didático. No próximo capítulo serão realizados ensaios experimentais para estimar os parâmetros físicos do modelo de um grau de liberdade, com vista ao projeto do controlador PID.

CAPÍTULO VII

Validação Experimental do Sistema de Controle Local do Amortecedor Piezoelétrico

Nesse capítulo é apresentado o comportamento do atuador piezoelétrico (APA 500L), comercialmente adquirido. Inicialmente, o sistema composto pelo atuador piezoelétrico em série com o amplificador de potência que o alimenta é analisado a malha aberta. Após essa análise, conclui-se que é necessário um controlador PID para posicionamento automático da extremidade livre do atuador, que corresponde à posição do obturador da válvula. Para tanto, é considerada uma massa sob a extremidade livre do APA, que é a massa equivalente da haste mais a do obturador. Isso deve ser previsto, pois quando esse projeto de controle do atuador for inserido no circuito hidráulico do amortecedor, a ser realizado no próximo capítulo, somente restará como perturbação ao controlador local PID a força hidrodinâmica que atua na face do obturador da válvula.

7.1 –Caracterização do atuador piezoelétrico e seu amplificador em malha aberta

Desde que foi decidido utilizar um atuador piezoelétrico, sabia-se da necessidade em alimentá-lo com um amplificador de potência, devida alta faixa de tensão de operação intrínseca dos materiais piezoelétricos. No caso o APA opera, assimetricamente, de -20 a 150 V para fornecer a faixa de deslocamentos da face livre entre $0,1$ a $-0,4$ mm, respectivamente.

Na época da aquisição do APA, mostrado na Figura 7.1, a empresa fornecedora CEDRAT, não dispunha de um amplificador específico. Após alguns meses, a empresa

começou a comercializar não só o amplificador de potência como um módulo eletrônico que o comanda através de um controlador PID. Todavia, não havia mais recursos para aquisição do amplificador de potência da CEDRAT, no caso um montante de seis mil euros.

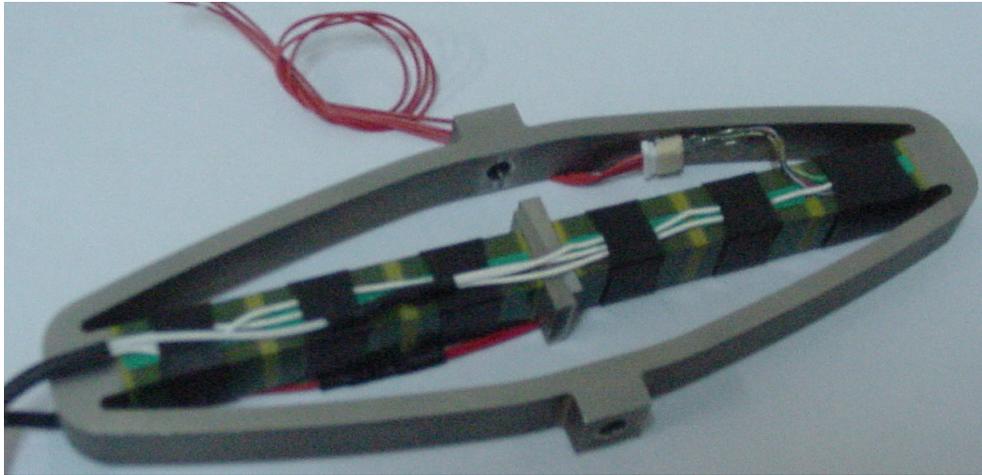


Figura 7.1 – O atuador piezoelétrico APA 500 L (APA: *Amplified Piezoelectric Actuator, Linear*)

Um amplificador de potência é um dispositivo eletrônico que aumenta a amplitude do sinal de entrada sem produzir distorções e pode ser representado, esquematicamente, tal como mostra o circuito equivalente da Figura 7.2. O amplificador de potência é vastamente aplicado em sistemas de áudio.

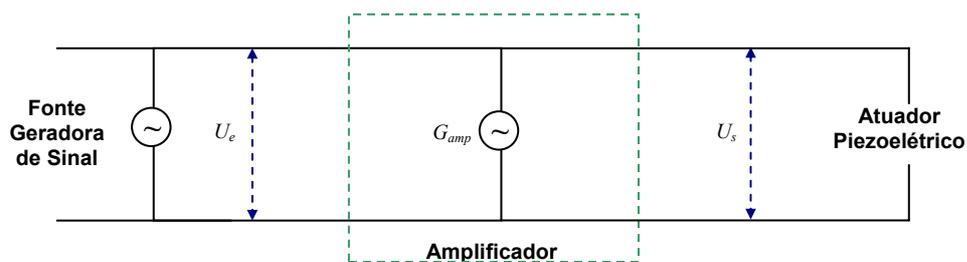


Figura 7.2- Circuito esquemático de um amplificador de potência.

A tensões de entrada, U_e , do amplificador proveniente de uma fonte geradora de sinal e a tensão de saída, U_s , do amplificador que alimentará o atuador piezoelétrico são relacionadas por um o ganho de tensão, G_{amp} , do circuito do amplificador conforme mostra a equação 7.1.

$$U_s = G_{amp} \cdot U_e \quad (7.1)$$

Algumas soluções foram pesquisadas e uma das possibilidades foi a utilização de um amplificador de potência com fonte chaveada. Pensou-se em desenvolver um amplificador para o atuador e, para tanto, foi obtido através de um impedancímetro um circuito elétrico equivalente do atuador piezoelétrico, apresentado no Apêndice VIII.

Na Faculdade de Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Uberlândia, um amplificador de potência de fonte chaveada para aplicações em sistemas de áudio foi desenvolvido no doutorado de Bissochi Jr. (2003). Assim, com a ajuda de Bissochi, parte do circuito do amplificador referente à saída, foi modificada de forma que passasse a gerar uma tensão constante na saída (níveis DC), o que é necessário para manter o obturador da válvula em uma dada posição específica. Essa característica é desnecessária em aplicações de áudio.

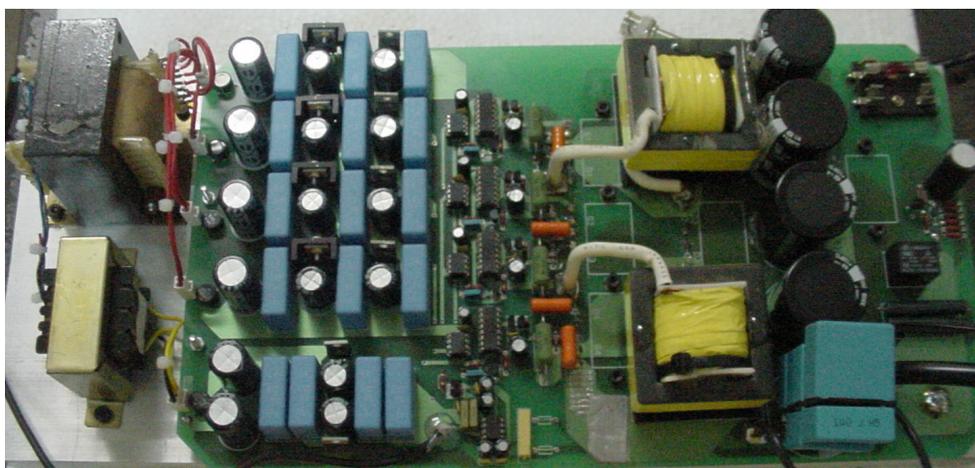


Figura 7.3 - Amplificador de fonte chaveada que alimenta o atuador piezoelétrico.

Assim, construiu-se um amplificador de potência para o APA, mostrado na Figura 7.3, e que é alimentado por duas entradas distintas. Ambas são tensões AC provenientes da rede elétrica, conforme diagrama de blocos da Figura 7.4 que traz o esquema de alimentação do amplificador.

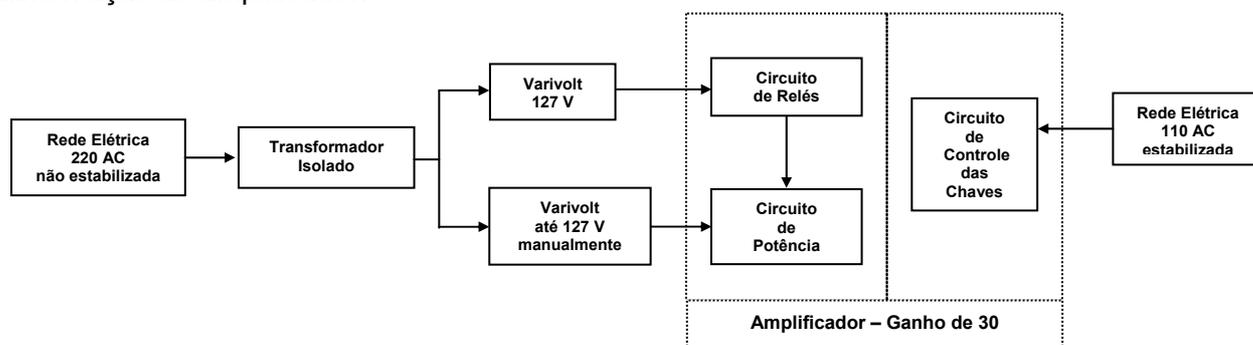


Figura 7.4 – Sistema de alimentação do amplificador de potência do APA

À direita do diagrama, uma tensão de 110 V AC estabilizada alimenta o circuito de controle das chaves. Esse ponto de tensão sempre alimentará os instrumentos não isolados que serão utilizados no sistema de controle a ser visto no capítulo 9, tais como: condicionadores, computador, osciloscópios, etc.. Ou seja, para evitar um laço de terra todos instrumentos são alimentados pela mesma tensão de 110 V estabilizada. A alimentação à esquerda do amplificador, relativa ao circuito de potência, é isolada por meio de um transformador isolador cuja alimentação é proveniente de uma tensão de 220 V não estabilizada.

Essa alimentação do circuito de potência do amplificador pode ser feita de duas maneiras, quais sejam:

- alimentação manual efetuada por intermédio de um variador de tensão (“varivolt”) onde se aumenta a tensão de saída do transformador isolado lentamente até 127 V ou até um valor inferior desejado;
- a outra alimentação é uma tensão de 127 V obtida na saída do “varivolt”, tal que a taxa de variação do aumento de tensão é comandada por um circuito de relés que necessitam dos 127 V para funcionamento. Esse circuito de relés opera tal como a operação manual, isto é, a taxa de aumento de tensão de alimentação dos capacitores do circuito de potência é automaticamente realizada e lentamente.

Foram feitos alguns ensaios com alimentação manual do circuito de potência, atingindo 80, 100, 120 e 150V. A conclusão obtida é que quanto menor a tensão de alimentação do amplificador menor é a relação sinal/ruído, observado nos sensores que monitoram o atuador piezoelétrico. Isso poderá ser visto nos ensaios a malha aberta, observando o sinal dos sensores do APA quando submetidos a altas tensões.

Para se ter confiabilidade e para ajuste do ganho do amplificador, foram observados com um osciloscópio isolado a saída do amplificador diante de sinais de entrada senoidais e quadradas. Os sinais observados no osciloscópio eram provenientes de dois sensores, um indutivo de proximidade (dymac) e um extensômetro (SG: *strain gage*), que medem o deslocamento a extremidade livre do atuador piezoelétrico. Assim ajustou-se o ganho do amplificador em aproximadamente 30.

Esses sinais na saída do amplificador monitorados não apresentaram nenhuma distorção. Bissochi Jr. (2004) comenta que um amplificador de potência pode apresentar distorções em frequência, em fase e por saturação do sinal de saída do amplificador. Provocou-se essa última distorção alimentado circuito de potência, manualmente, até atingir 30 V. A tensão nos capacitores desse circuito de potência é duplicada, ou seja, é disponível nesse caso um chaveamento que gere no máximo 60 V. A saída do amplificador foi saturada diante de um sinal de entrada de 3 V, o que é óbvio pois conforme equação 7.1,

uma tensão de entrada de 3V e ganho de 30 deveria ter na saída 90 V, ou seja, o sinal é ceifado, pois é desejado 90 V na saída do amplificador e os seus capacitores estão carregados para o chaveamento liberar no máximo 60 V.

Como o APA opera de -20 a 150 V, optou-se em realizar todos ensaios no modo automático, no qual o circuito de relés é utilizado e sempre o amplificador atinge máxima alimentação necessária ao atuador piezoelétrico.

Todos os ensaios foram realizados numa sala com temperatura controlada, de modo que o fluido interno do amortecedor não apresentasse variação de viscosidade.

Com o amplificador operando sem distorções, pesquisou-se o comportamento do atuador piezoelétrico, que é mostrado na Figura 7.4. As respostas dos dois sensores que monitoram a extremidade livre do APA, foram analisadas para diferentes sinais gerados por uma placa D/A incorporada a um computador, que alimentam o amplificador do APA.

O atuador foi engastado em uma de suas extremidades numa mesa inercial e a outra extremidade ficou livre. Essa montagem, mostrada na Figura 7.5, permite que o monitoramento da extremidade livre tanto com o sensor de proximidade (dymac) como com o extensômetro que está colado na pilha de pastilhas piezoelétricas. Os primeiros ensaios a malha aberta com uma onda quadrada na entrada no amplificador do APA, estão mostrados nas figuras que se sucedem e comentados na Tabela 7.1.

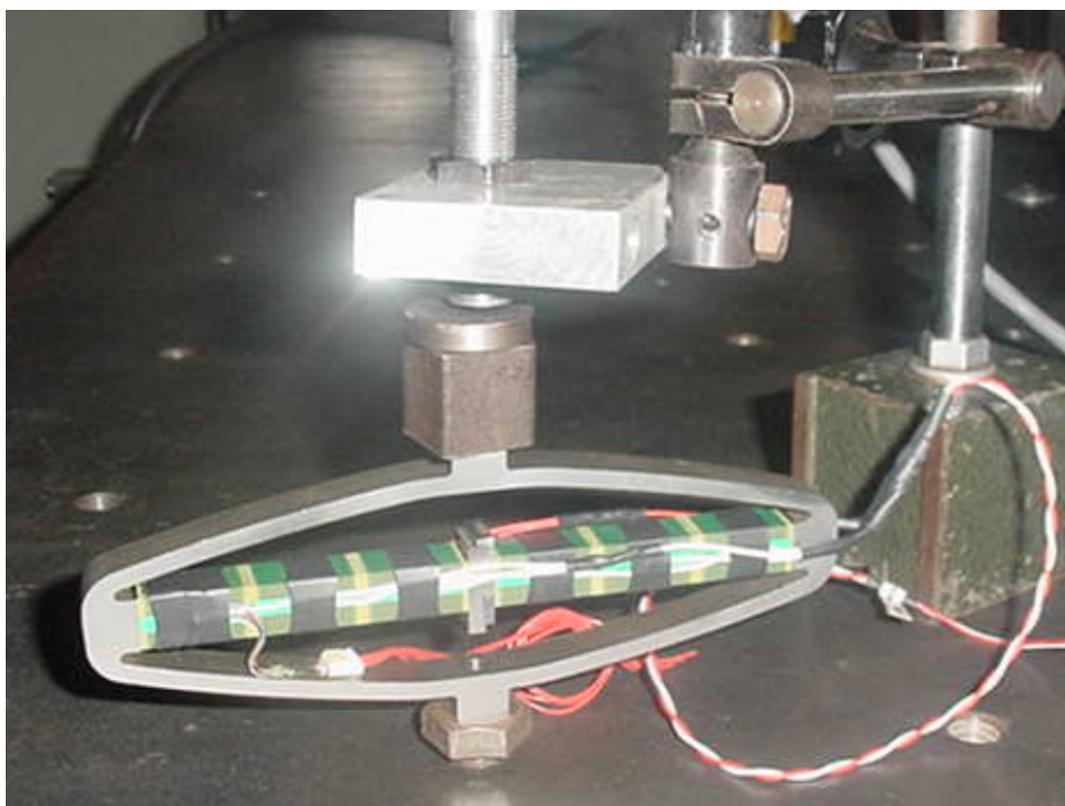


Figura 7.5 – APA montado com uma das extremidades fixa e outra livre.

Tabela 7.1: Comentários sobre os ensaios a malha aberta com onda quadrada na entrada.

Figura	Comentários
Fig. 7.6	Percebe-se, na Figura 7.6, que tanto no início como no final desse ensaio, a tensão de alimentação nula resultou no posicionamento da extremidade livre corretamente. Porém, durante o período de 3,5 a 4,5 s, o APA não retorna para a sua posição de 0 mm de deslocamento. Isso se deve a histerese mecânica que o atuador apresenta e que foi detectada anteriormente em ensaios com diversas entradas DC, tanto com a tensão na subida quanto na descida, respeitando a faixa de operação do atuador entre -20 e 150 V. Uma outra razão é devida ao fato do atuador ter comportamento tal como um capacitor carregado por uma carga elétrica. Essa carga elétrica gera um desvio do <i>setpoint</i> . Isso tanto é verdade que para descarrega-lo, conforme o manual de operação, é recomendado fechar o circuito, ou seja, gerar um curto circuito. Mesmo assim, foram verificados erros grosseiros indesejáveis ao projeto do amortecedor, pois deve existir confiabilidade no posicionamento do obturador da válvula piezoelétrica, uma vez que esse posicionamento gera um determinado coeficiente de amortecimento do amortecedor ativo proposto.
Fig. 7.7	Nesse ensaio, a tensão máxima aplicada de $1,25$ V no amplificador, resultou num deslocamento de expansão da extremidade livre do atuador em $0,125$ mm. A razão entre a tensão de entrada pelo deslocamento foi de 10 V/mm. Já para tensão de alimentação em $-0,6$ V a extremidade livre expande $0,02$ mm, conforme a Figura 7.8, que resulta na razão de 30 V/mm; enquanto para entrada em $+0,6$ V a razão é de 10 V/mm, devido à contração da extremidade livre em $0,06$ mm. Novamente, como pode ser observado após os $6,5$ s, do ensaio a malha aberta, o APA não retorna para sua posição inicial.
Fig. 7.8	Nesse ensaio, a tensão máxima aplicada foi de 2 V no amplificador e o deslocamento na extremidade livre foi de aproximadamente de $0,225$ mm, o que resulta em uma razão de $8,89$ V/mm. Já para tensão de alimentação em $-0,6$ V a extremidade livre expande $0,035$ mm, conforme a Figura 7.10, que resulta numa razão de $17,1$ V/mm. Para entrada em $+0,6$ V a razão é de 12 V/mm, devido à expansão da extremidade livre em $0,05$ mm.
Fig. 7.9	Nesse ensaio, a tensão máxima aplicada foi de $2,5$ V no amplificador e o deslocamento na extremidade livre do atuador foi de $0,3$ mm, o que resulta em uma razão de $8,33$ V/mm. Já para tensão de alimentação em $-0,6$ V a expansão do atuador foi de $0,035$ mm, conforme a Figura 7.12, que resulta na razão de $17,1$ V/mm. Já para entrada em $+0,6$ V a razão é de 10 V/mm, devido à expansão da extremidade livre em $0,06$ mm.

Verificou-se que o atuador piezoelétrico, quando alimentado por uma onda quadrada na entrada de seu amplificador, não mantém sua resposta numa mesma taxa de variação quando se calcula a razão entre a entrada do amplificador, que o alimenta, pelo deslocamento resultante em sua extremidade livre. Assim mesmo, verificou-se o comportamento a malha aberta, de sinais senoidais e tipo rampa, aplicados na entrada do amplificador e que são comentados na Tabela 7.2.

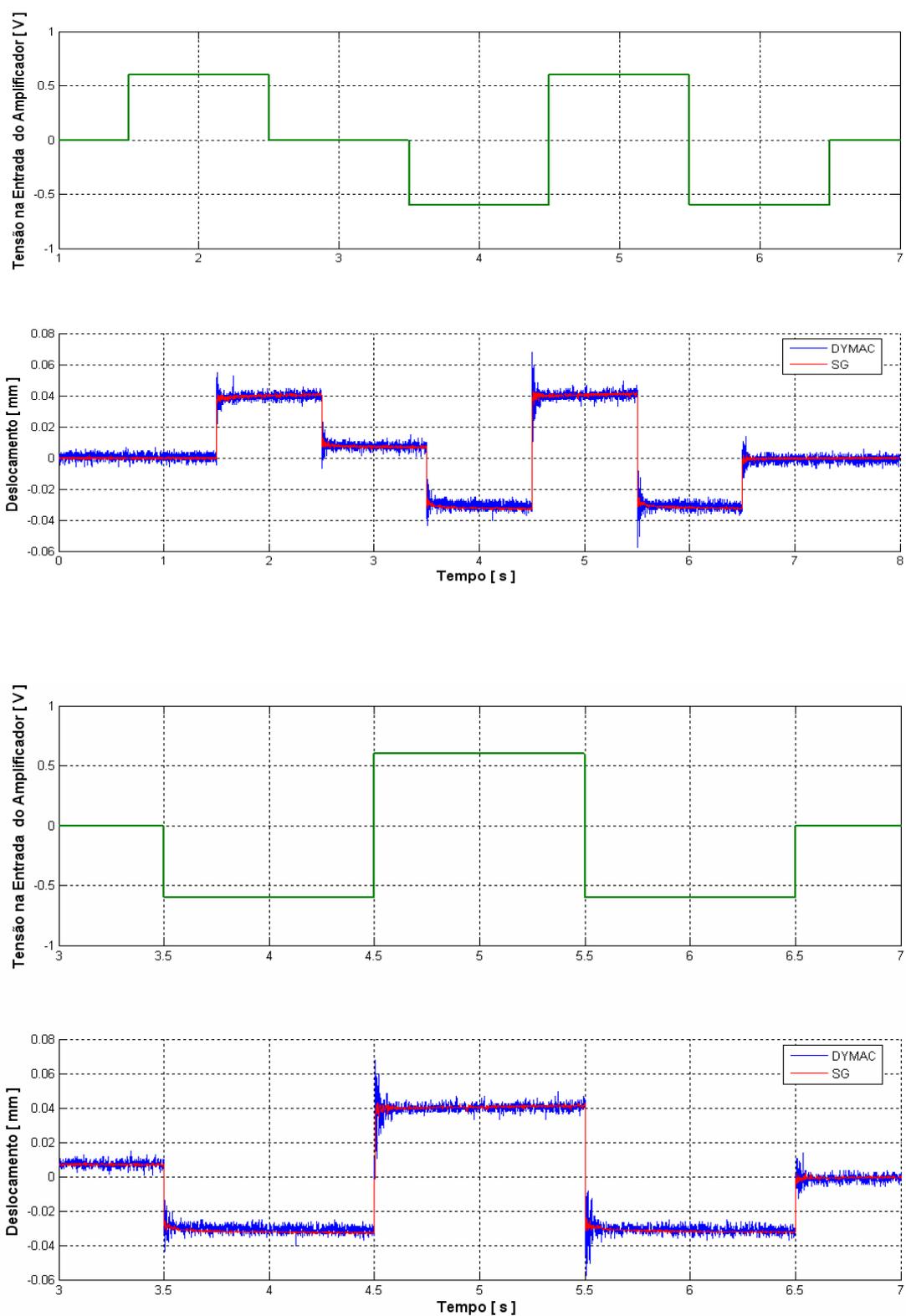


Figura 7.6 – Resposta em malha aberta da saída do deslocamento do atuador diante de uma tensão de entrada quadrada simétrica no amplificador e detalhe ampliado.

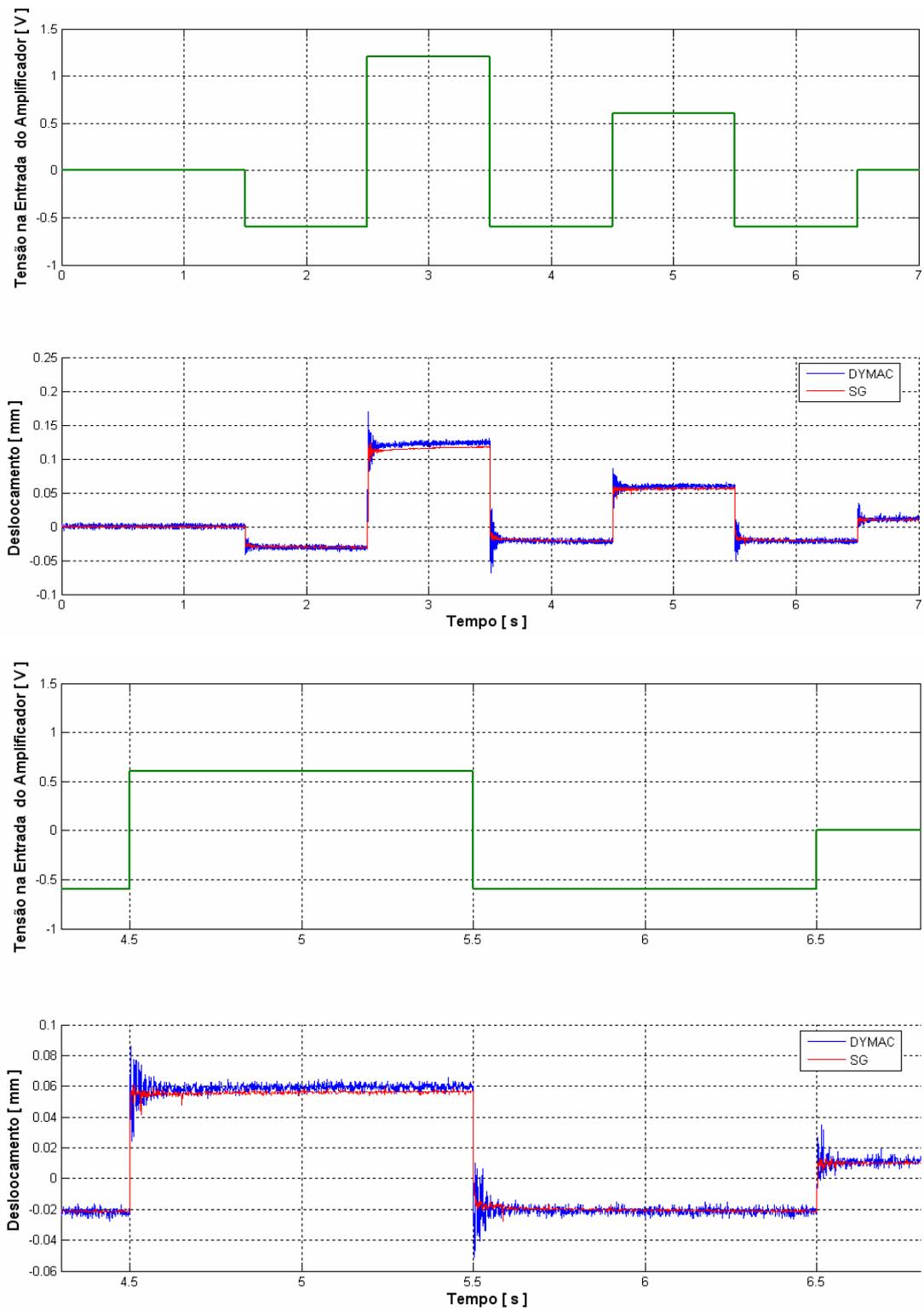


Figura 7.7 – Resposta em malha aberta da saída do deslocamento do atuador diante de uma tensão de entrada quadrada com DC de baixa amplitude no amplificador e detalhe ampliado.

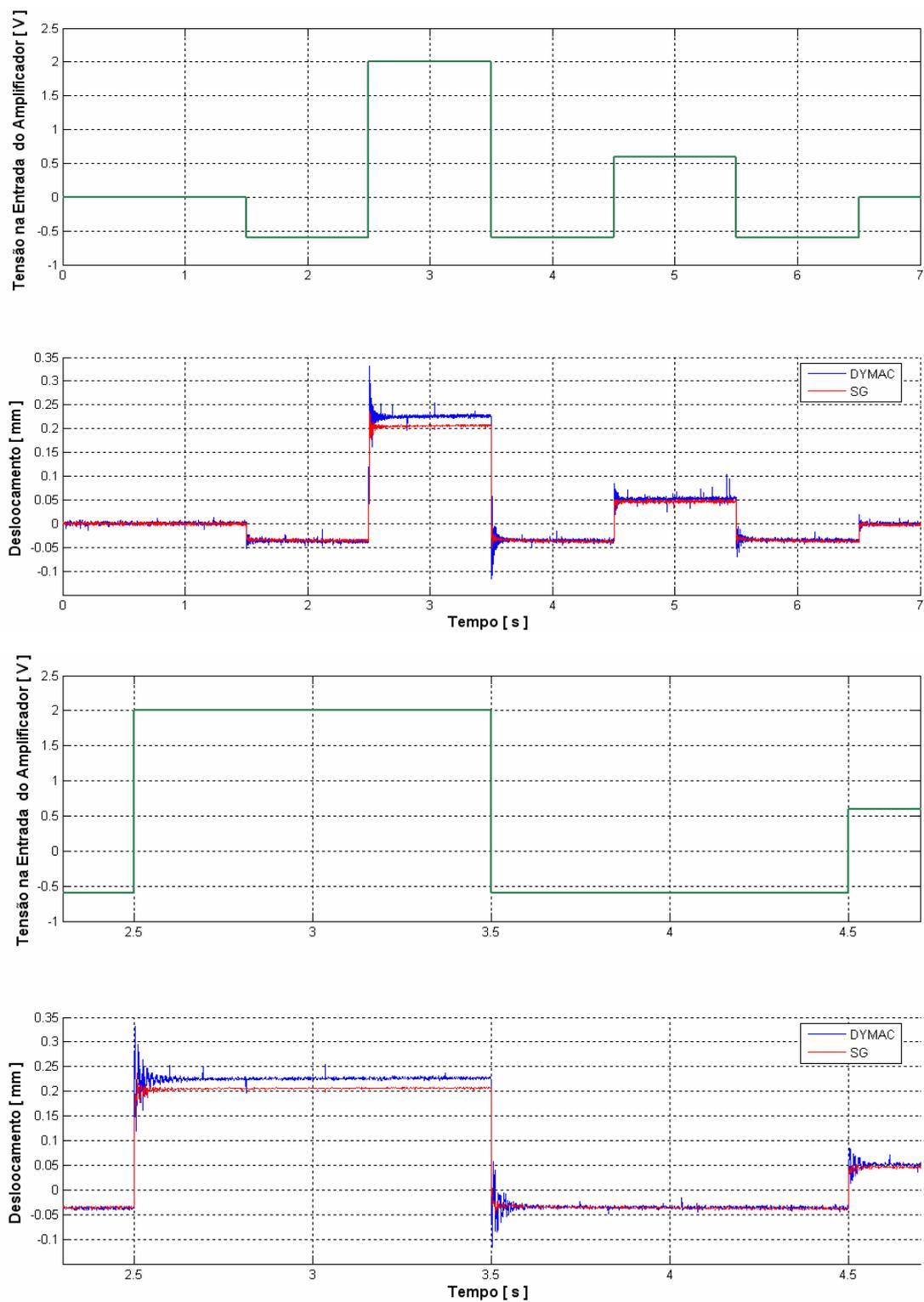


Figura 7.8 – Resposta em malha aberta da saída do deslocamento do atuador diante de uma tensão de entrada quadrada com DC de média amplitude no amplificador e detalhe ampliado.

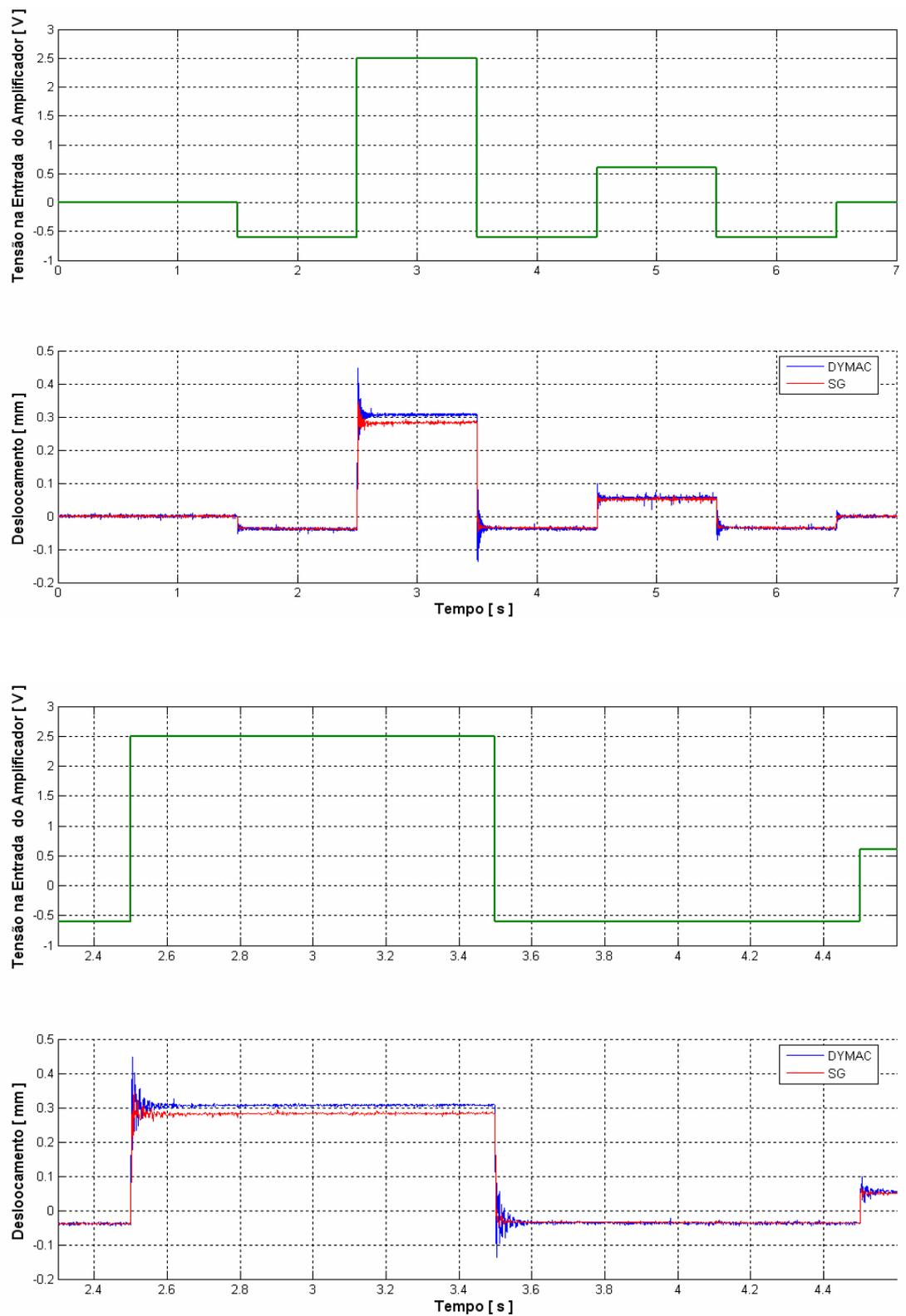


Figura 7.9 – Resposta em malha aberta da saída do deslocamento do atuador diante de uma tensão de entrada quadrada com DC de média amplitude no amplificador e detalhe ampliado.

Tabela 7.2: Comentários sobre os ensaios a malha aberta com onda senoidal e tipo rampa.

Figura	Comentários
Fig. 7.10	Numa frequência de 1Hz, nesse ensaio foi imposto na entrada do amplificador um sinal com 1,2 V de pico a pico, senoidal e simétrico. O menor deslocamento observado foi de -0,030mm de expansão da extremidade livre do APA e, o maior foi de 0,040 mm que corresponde a contração da extremidade livre APA, quando as tensões de entrada do amplificador foram de -0.6 V e de 0,6V, respectivamente. A expansão resulta em uma razão de 20 V/mm e na contração 15 V/mm.
Fig. 7.11	Esse ensaio teve como sinal de entrada no amplificador um seno a 1Hz assimétrico. A mínima tensão de alimentação foi de -0,6V que expande a extremidade livre do APA em -0,040 mm e, a máxima tensão de alimentação foi de 1,75 V que contrai o APA em 0,100 mm. As razões de expansão e contração são de 15 e 10,29 V/mm, respectivamente.
Fig. 7.12	Esse ensaio é caracterizado por uma entrada senoidal assimétrico a 1 Hz, porém com amplitude variável, isto é, primeiro o seno varia de -0,6 a 1,2 V e, subitamente, é modificado para -0,6 a 1,8 V. Para o seno inicial as razões entre as tensões e deslocamentos são de 12 e 13,3 V/mm respectivamente, no vale e no pico. Na nova amplitude imposta, a razão no vale foi de 15 V/mm e no pico de 10,28 V/mm.
Fig. 7.13	Nesse ensaio, inicialmente, há repetições de uma entrada rampa crescente, precedida por uma rampa decrescente e um segundo sem alimentação. No pico da rampa crescente imposta e atingido um pico em 1,8 V equivalente à contração da extremidade livre do APA em 0,170 mm, uma razão de 10,58 V/mm. Após o pico, a alimentação retorna para a condição inicial, onde novamente o APA não atinge à sua posição inicial. Intencionalmente, os sinais de entrada aqui são só positivos.
Fig. 7.14	Agora uma rampa assimétrica iniciando na tensão de alimentação de -0,6 V e atingindo 1,8 V e, respectivamente, resulta em uma razão de 15 V/mm na máxima expansão do APA e 10,58 V/mm na sua máxima contração. Quando a entrada é nula o APA não retorna corretamente, no caso, permanece um <i>offset</i> de 0,025 mm.
Fig. 7.15	Novamente uma rampa assimétrica na alimentação do amplificador do APA é imposta só que atinge um pico em 2,5 V partindo de -0,6 V. Aqui as razões de contração e expansão foram, respectivamente, de 8,92 e 10 V/mm. Já nesse caso, quando a entrada no amplificador é nula, o <i>offset</i> APA resultante é de 0,010 mm.

Conclui-se, após esses ensaios, que não há confiabilidade em operar o atuador piezoelétrico a malha aberta, ou seja, não é mantida a taxa que relaciona a tensão de entrada no amplificador pelo deslocamento observado pelos sensores. Não é possível confiar no fato percebido nesses ensaios, onde a tensão imposta no amplificador é nula, ora o deslocamento da extremidade livre do APA é correto ora incorreto resultando num *offset*. Conclui-se que é indispensável um controlador para comandar o atuador piezoelétrico.

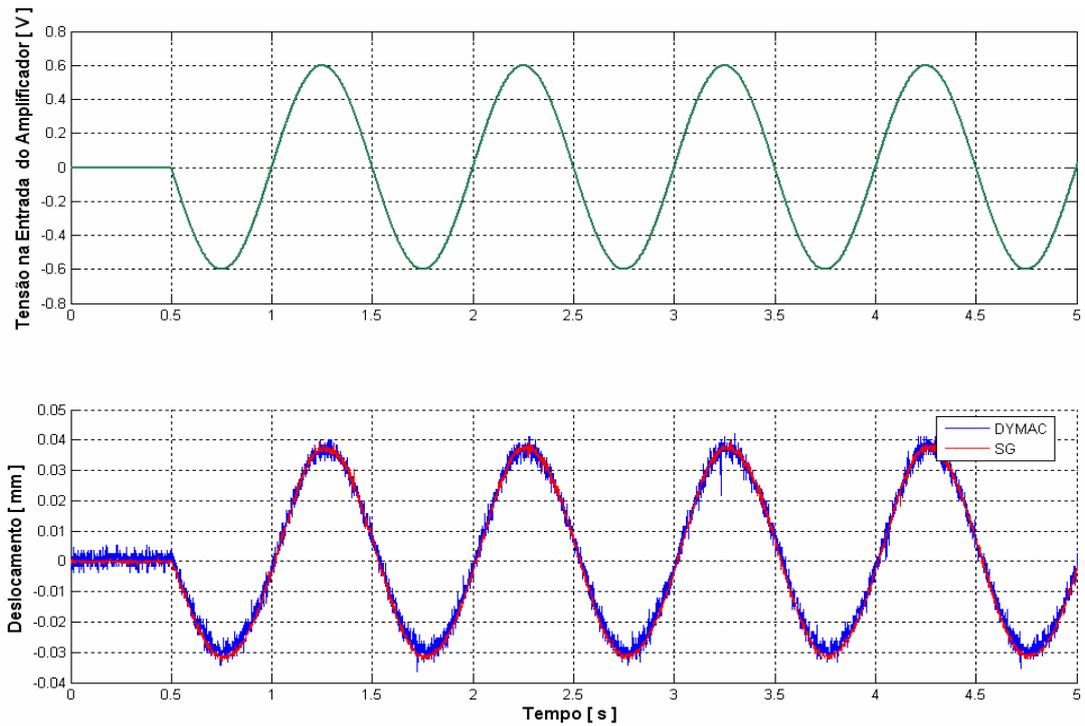


Figura 7.10 – Resposta em malha aberta da saída do deslocamento do atuador diante de uma tensão de entrada senoidal simétrica a 1 Hz no amplificador.

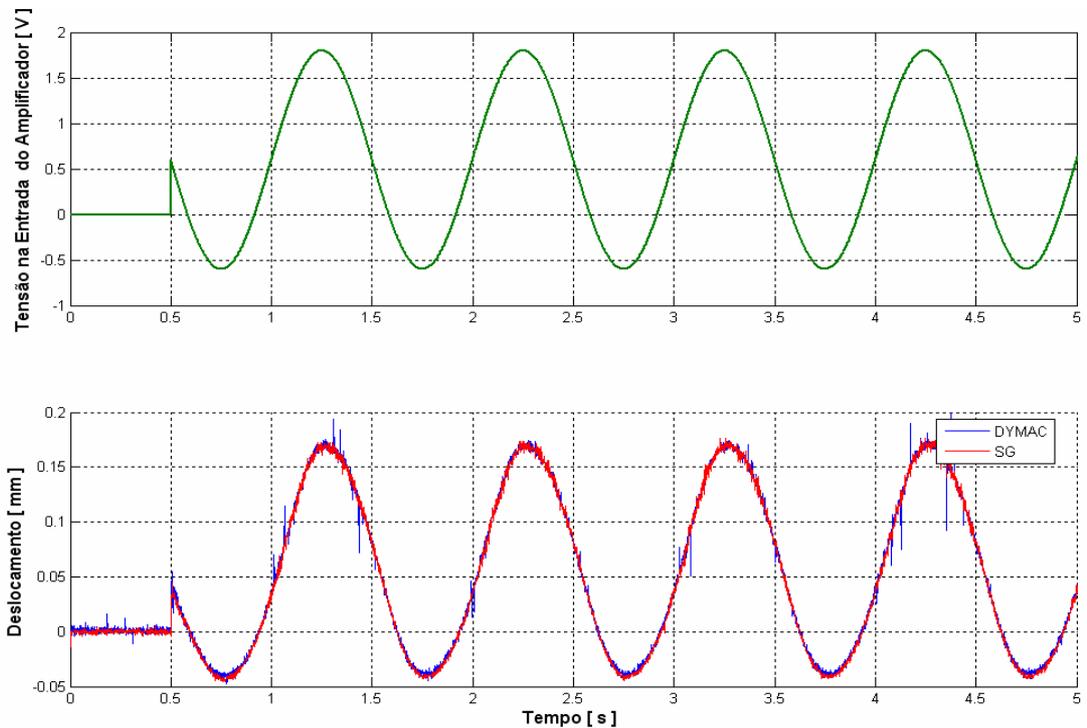


Figura 7.11 – Resposta em malha aberta da saída do deslocamento do atuador diante de uma tensão de entrada senoidal assimétrica a 1 Hz no amplificador.

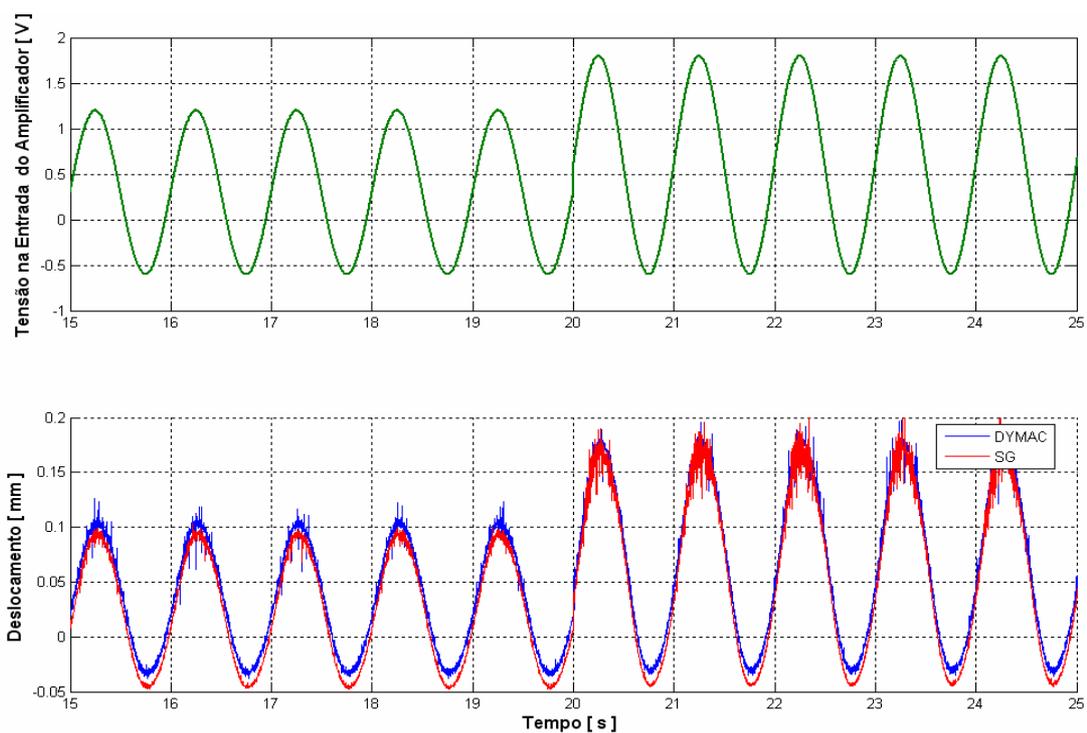


Figura 7.12– Resposta em malha aberta da saída do deslocamento do atuador diante de uma tensão de entrada senoidal assimétrica a 1 Hz e com amplitude variável no amplificador.

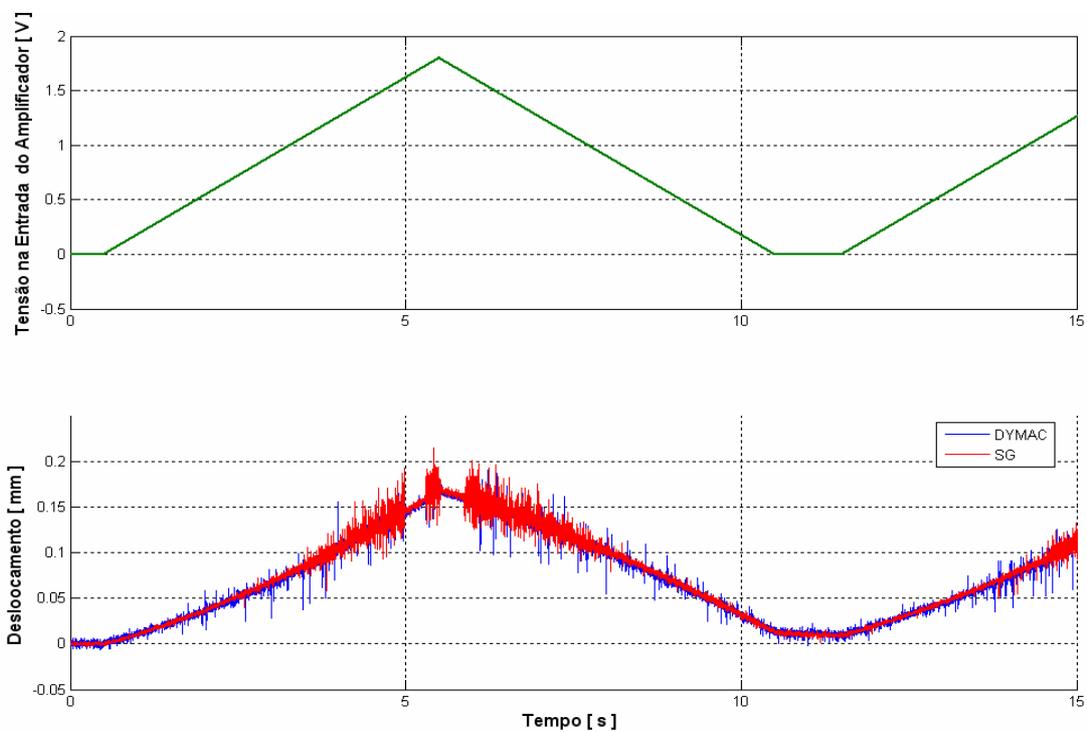


Figura 7.13– Resposta em malha aberta da saída do deslocamento do atuador diante de uma tensão de entrada rampa positiva no amplificador.

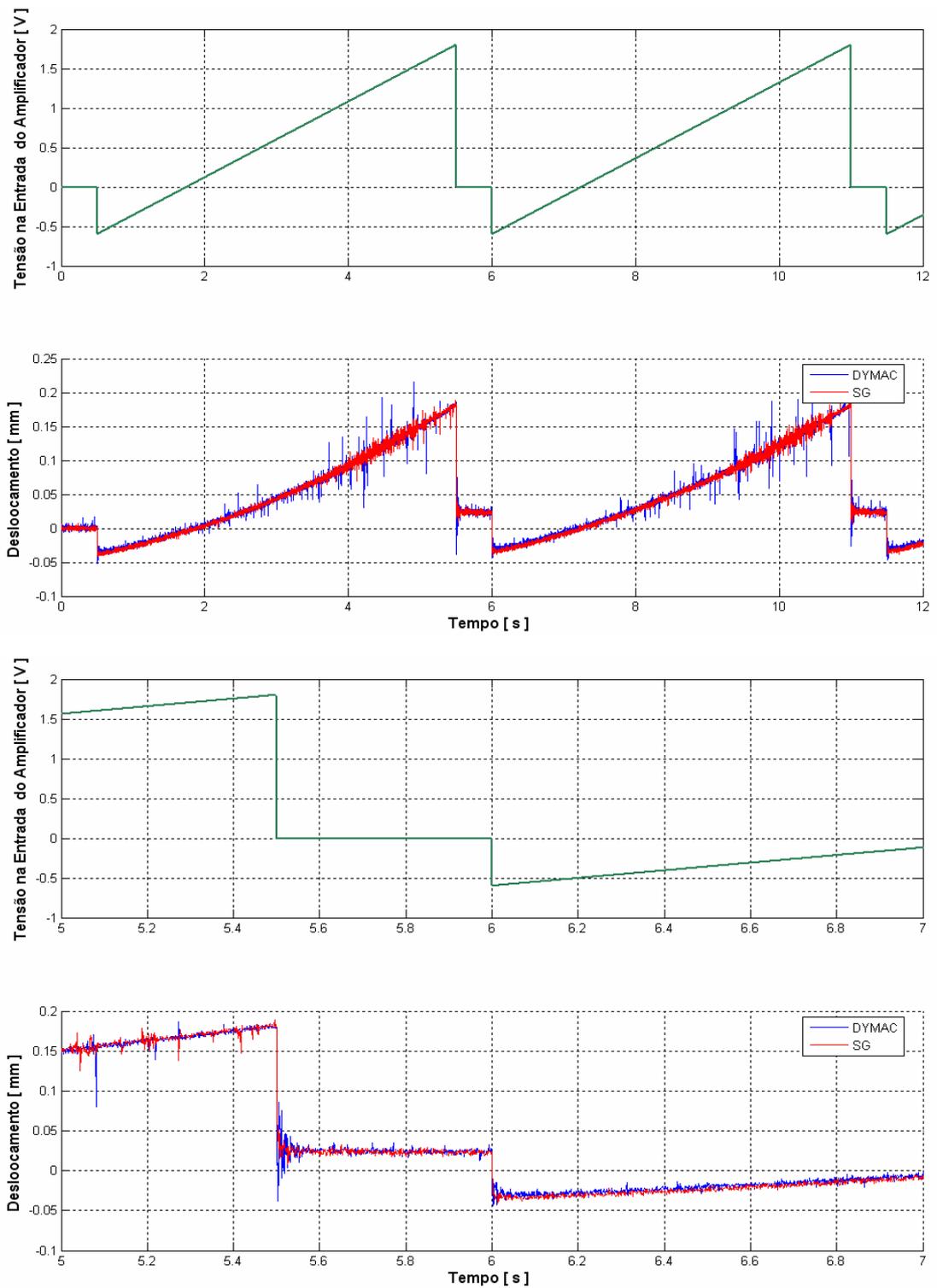


Figura 7.14– Resposta em malha aberta da saída do deslocamento do atuador diante de uma tensão de entrada rampa positiva e negativa no amplificador e detalhe ampliado.

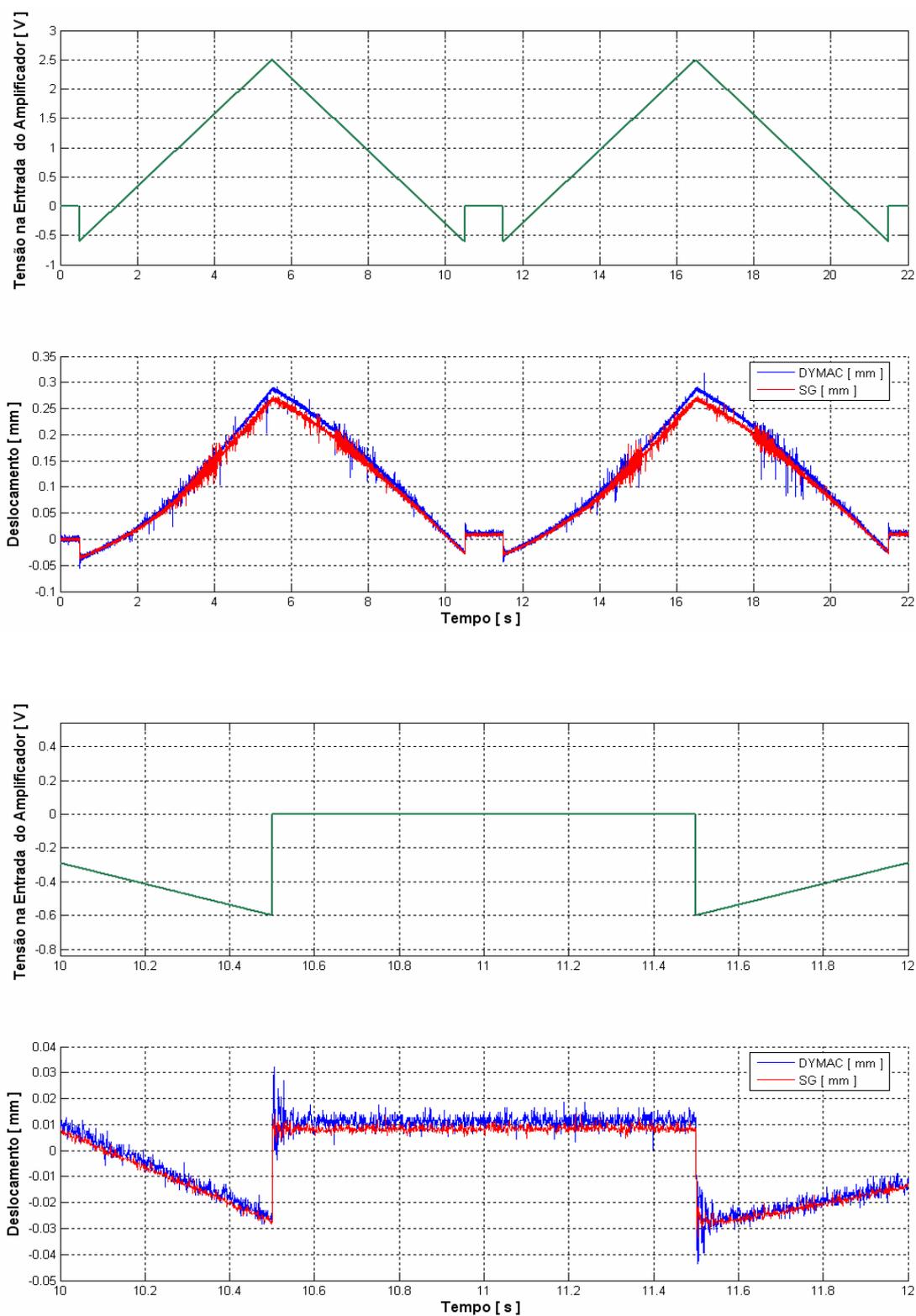


Figura 7.15– Resposta em malha aberta da saída do deslocamento do atuador diante de uma tensão de entrada rampa positiva e negativa no amplificador e detalhe ampliado.

7.2 – Projeto de um controle local PID para comandar o atuador piezoelétrico

Buscou-se, inicialmente, a identificação no domínio da frequência, somente do atuador piezoelétrico quando engastado e livre. O ensaio consistiu em aplicar uma força na extremidade livre do atuador e observar a resposta através de um acelerômetro instalado no mesmo ponto, ou seja, o amplificador de potência não fez parte do sistema. Esses sinais são tratados no analisador de espectro SD380, conforme o diagrama de blocos da Figura 7.16, que calcula a função de transferência que relaciona a aceleração pela força aplicada, nas bandas até 2000 Hz e 1000 Hz, respectivamente apresentadas nas Figuras 7.17 e 7.18. Tentou-se obter essas respostas em frequência, também na banda até 1000Hz, medindo a saída com o extensômetro, porém conforme a Figura 7.19 essa FRF apresentou boa coerência somente na ressonância.



Figura 7.16 – Fluxograma da instrumental do ensaio a malha aberta para obtenção da resposta em frequência do atuador piezoelétrico.

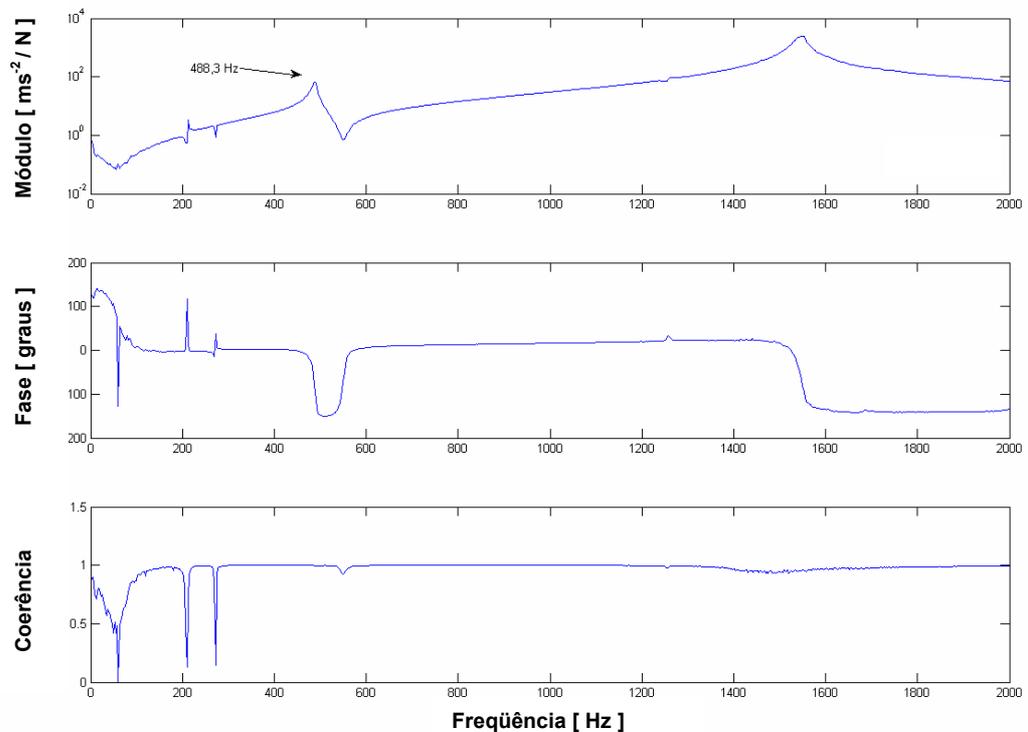


Figura 7.17 – Resposta em frequência que relaciona a aceleração da extremidade livre do atuador piezoelétrico pela força de impacto na banda de 0 a 2000 Hz.

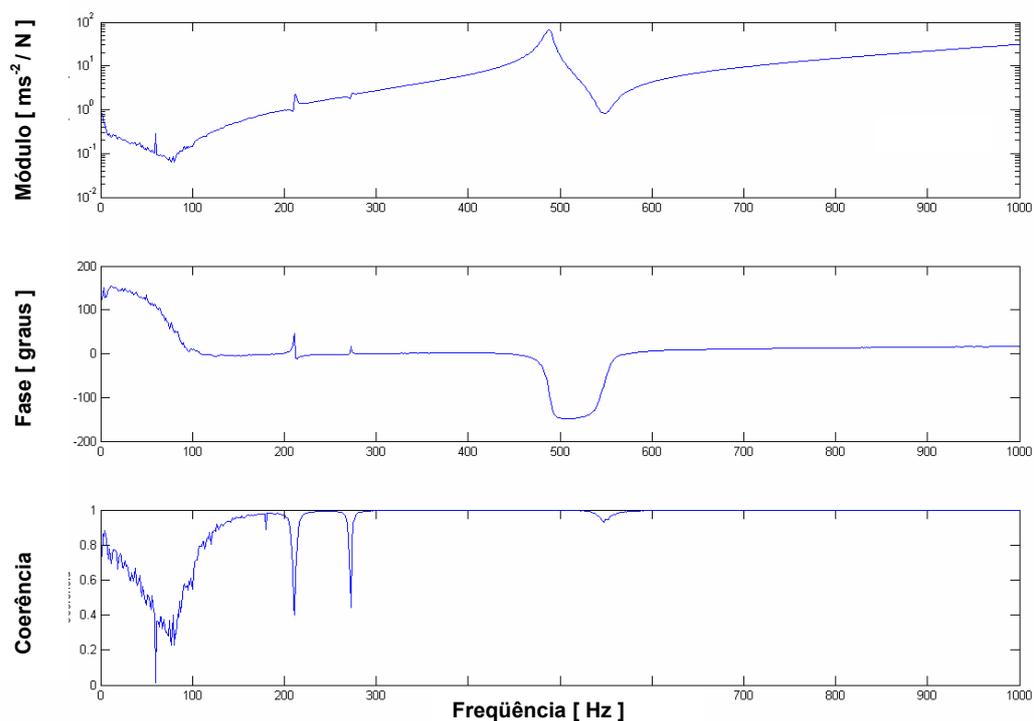


Figura 7.18 – Resposta em freqüência que relaciona a aceleração da extremidade livre do atuador piezoelétrico pela força de impacto na banda de 0 a 1000 Hz.

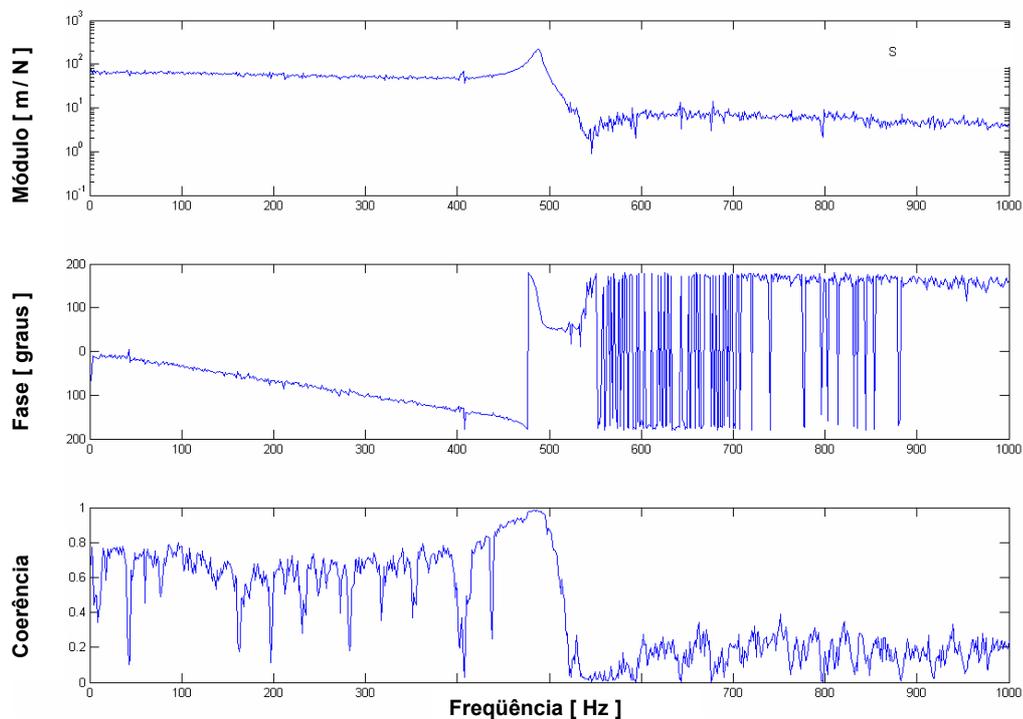


Figura 7.19 – Resposta em freqüência que relaciona o deslocamento medido com o *strain gage* colado na pilha de PZT do atuador piezoelétrico pela força de impacto na banda de 0 a 1000 Hz.

Em termos de validação dos modelos relativos ao Capítulo V, conclui-se que enquanto o modelo em elementos finitos resultou em um sistema com a primeira frequência natural amortecida em aproximadamente 536 Hz e a segunda em 1486 Hz e, obteve-se, experimentalmente, conforme apresentado na Figura 7.23, valores da primeira em aproximadamente 488 Hz e a segunda em 1550 Hz.

Todavia, para projeto do controlador local PID, que comandará o atuador piezoelétrico é obrigatório considerar na planta o amplificador em série com o atuador, conforme o diagrama de blocos apresentado na Figura 7.20. Para tornar o modelo mais realista, introduziu na extremidade livre do APA uma massa equivalente ao conjunto obturador, haste e sensor de força. Essa massa equivalente pode ser vista na Figura 7.5. Salienta-se que os ensaios apresentados a malha aberta, essa massa não foi considerada.

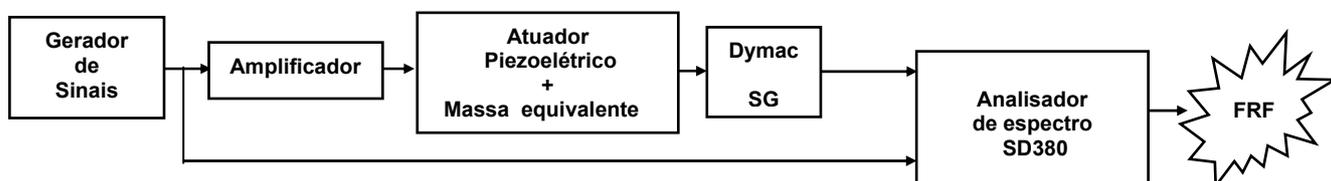


Figura 7.20 – Fluxograma do instrumental do ensaio a malha aberta para obtenção da resposta em frequência da planta: amplificador e atuador piezoelétrico.

Foram obtidas duas funções em respostas em frequência, na banda de 0 a 1000 Hz, observando a saída do sistema com o dymac e com o extensômetro e, como entrada do amplificador do APA, um sinal tipo ruído branco na banda de 2 até 2000 Hz. Essa nova planta considera o amplificador em série com o atuador que, por sua vez, possui uma massa equivalente em sua extremidade livre. Segundo informações do fabricante do APA 500L, o amplificador foi alimentado a partir de um gerador de sinais digitais e a magnitude do sinal tipo ruído branco não ultrapassou a 1 V RMS, o que é o limite permissível.

As funções em respostas em frequências apresentadas nas Figuras 7.21 e 7.22 são, respectivamente, a saída obtida com o dymac e a saída do extensômetro para entrada tipo ruído branco. Novamente, nota-se que a FRF medida com o extensômetro só apresentou coerência na banda em torno da frequência de ressonância.

Assim optou-se em estimar a resposta em frequência obtida a partir do “dymac”. Os parâmetros de um sistema de segunda ordem foram estimados e uma curva foi ajustada em relação a experimental, que estão apresentadas na Figuras 7.23 na banda até 500 Hz com melhor resolução em frequência.

Na Figura 7.24 é capturado o ganho estático (*DC gain*) do sistema a partir da FRF na banda até 30 Hz, uma vez que na curva estimada, esse ganho estático do sistema não é coerente.

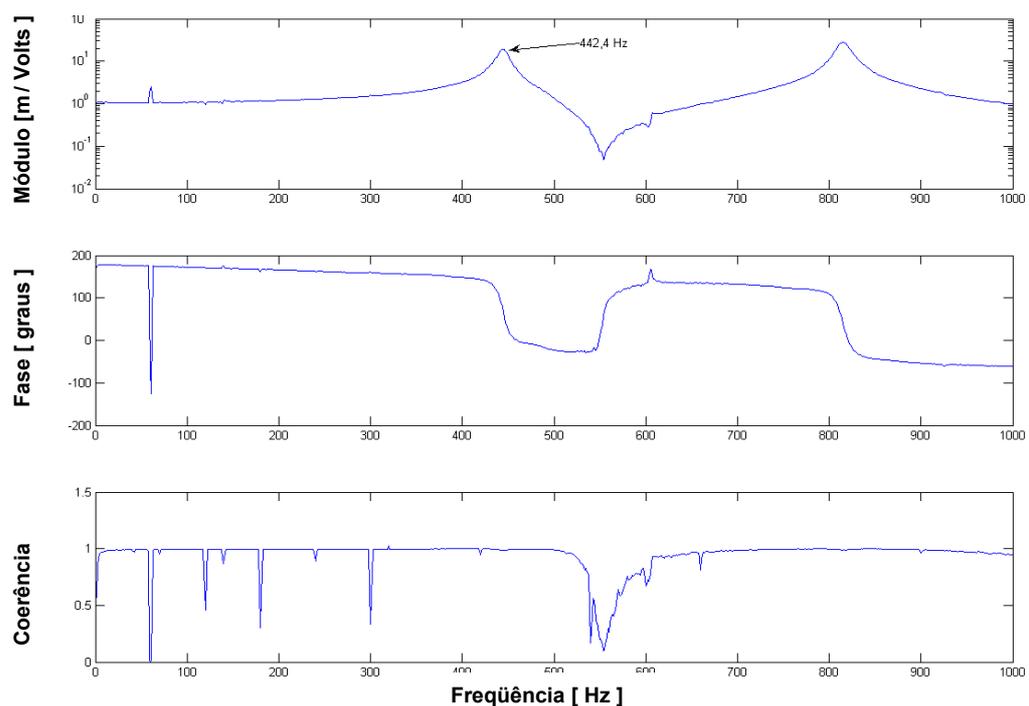


Figura 7.21 – Resposta em freqüência que relaciona o deslocamento medido na extremidade livre do atuador piezoelétrico com o dymac pela tensão de entrada do amplificador na banda de 0 a 1000 Hz..

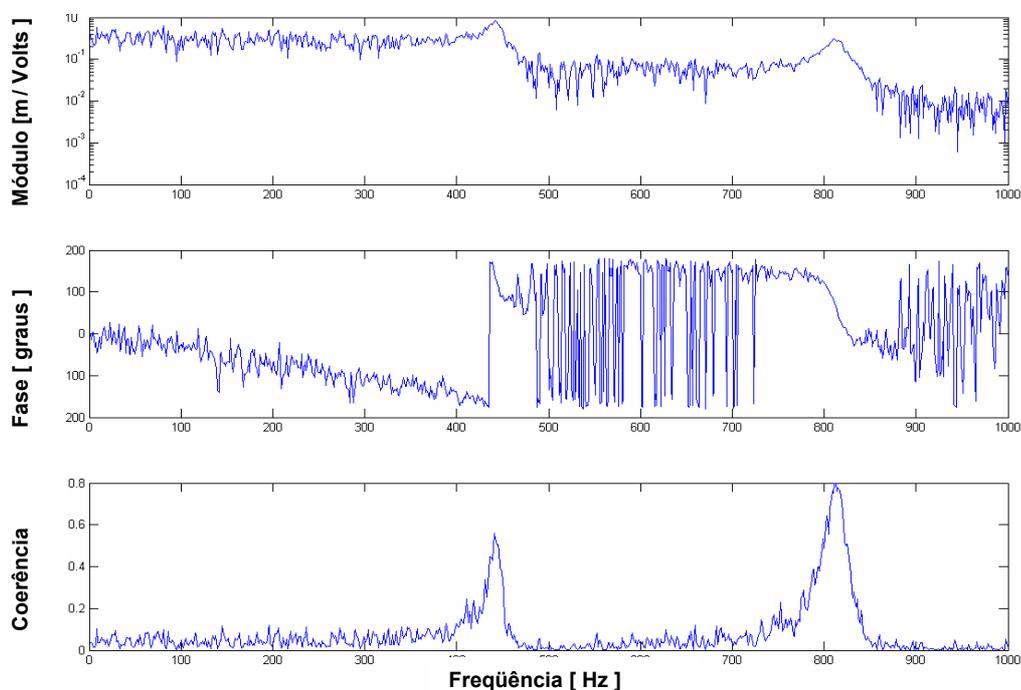


Figura 7.22 – Resposta em freqüência que relaciona o deslocamento medido na extremidade livre do atuador piezoelétrico com o extensômetro (SG: *strain gage*) pela tensão de entrada do amplificador na banda de 0 a 1000 Hz.

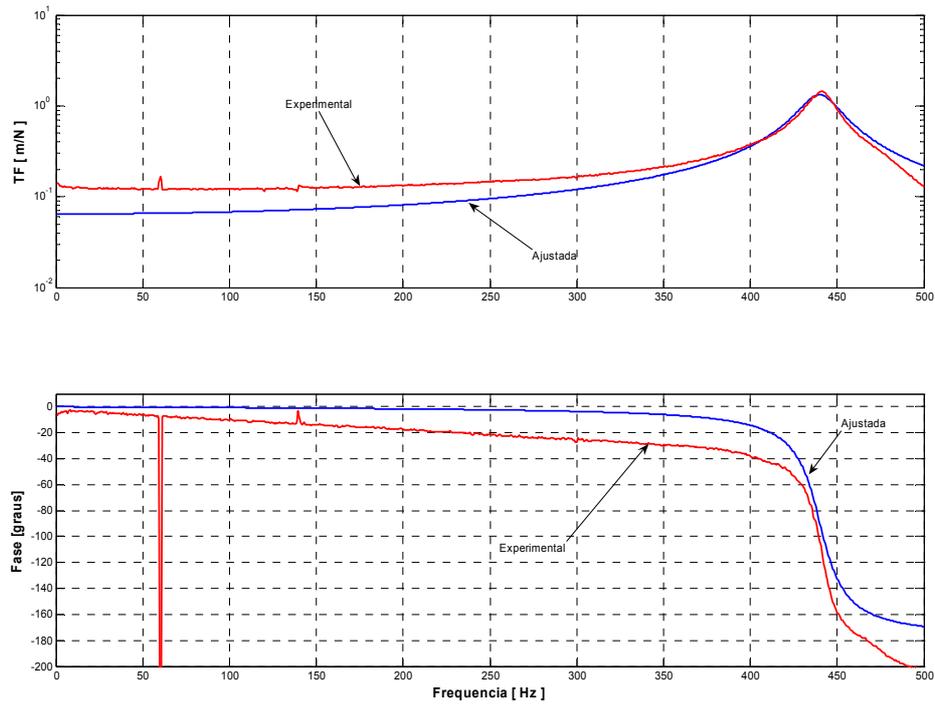


Figura 7.23 – Resposta em freqüência que relaciona o deslocamento medido na extremidade livre do atuador piezoelétrico com o Dymac pela tensão de entrada do amplificador na banda de 0 a 500 Hz.

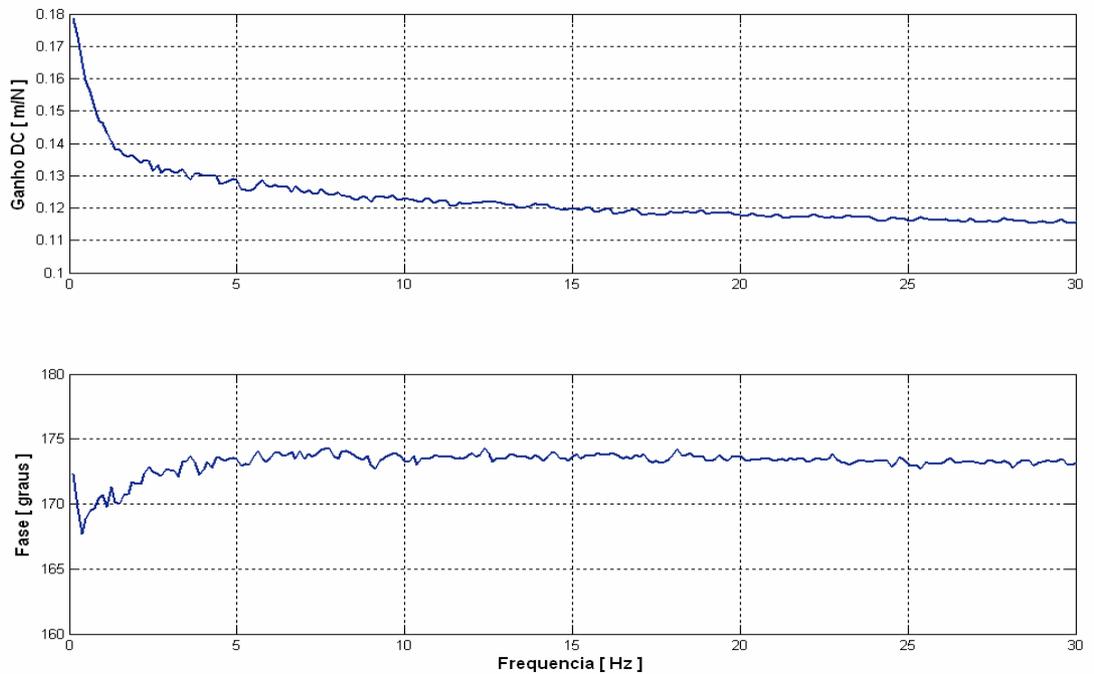


Figura 7.24 – Resposta em freqüência experimental do atuador piezoelétrico com o dymac pela tensão de entrada do amplificador na banda de 0 a 30 Hz para obtenção do ganho estático.

Para projeto do controlador é considerada a planta identificada que é caracterizada pelos seguintes parâmetros: frequência natural amortecida de 439,72 Hz, fator de amortecimento de 0,01915 e um ganho estático de 0,12 mm/N. O modelo de segunda ordem com esses parâmetros identificados foram utilizados para as simulações durante o projeto computacional do controlador PID, que observa a planta com o dymac.

Inicialmente, o controlador foi projetado e testado numericamente à partir do PID do capítulo 6. Apenas modificou-se a alocação de pólos e zeros a fim de ter uma banda passante satisfatória e tempo de resposta pequeno. Esse controlador PID projetado escrito no domínio da frequência é mostrado na equação 7.2. Esse controlador foi testado numericamente e, diante dos resultados, resolveu testa-lo experimentalmente.

$$D_{APA}(s) = 0,0058005 \cdot \frac{s^2 + 60,95s + 7.642.000}{s(s + 535,1)} \quad (7.2)$$

Contudo, foi necessária a conversão desse controlador do domínio s (contínuo) para o z (discreto) utilizando a transformação bilinear de *Tustin*. O tempo de amostragem foi de 0.00022727 s, o que equivale a uma frequência de amostragem de 4400,05 Hz. Essa amostragem é justificada pela frequência natural em 442 Hz presente no modelo da planta.

Assim a função de transferência discretizada do controlador PID é a mostrada pela equação 7.3.

$$DZ_{APA}(z) = 0,0060455 \cdot \frac{z^2 - 1,63z + 0,9845}{(z - 1)(z - 0,8854)} \quad (7.3)$$

Feita essa discretização, implementou-se o controlador PID que observa a planta via extensômetro. Para tanto foi programado no ambiente *simulink* do MatLab 6.5, uma estrutura de blocos que gera uma referência requerida na extremidade livre do atuador, conforme mostra a Figura 7.31. Para evitar qualquer dano ao atuador piezoelétrico, o sinal de saída do controlador PID que irá alimentar o amplificador precisa ser saturado.

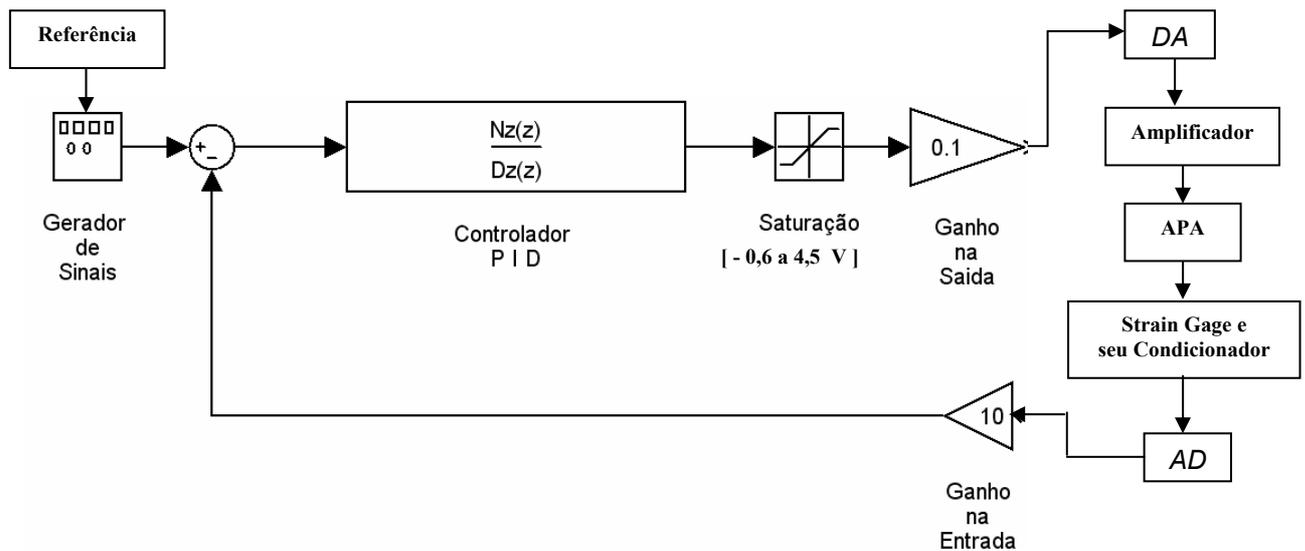


Figura 7.25 – Diagrama de blocos de implementação no ambiente *simulink* dos ensaios com controlador PID.

Foram feitos diversos ensaios, mudando-se apenas o tipo de referência a ser seguida pela extremidade livre do APA, no intuito de verificar a ação do controlador PID que alimenta o amplificador do APA.

Essa tensão de controle é saída do controlador PID que sofre uma saturação de $-0,6$ a $4,5$ V para proteção do atuador. Após saturação, esse sinal é atenuado e segue para a saída da placa DA para alimentar o amplificador que aciona o APA.

O erro na entrada do controlador PID, é calculado pela diferença entre o sinal de referência e o gerado pelo condicionador de sinal do dymac que mede a posição real da superfície livre do APA. Ao ser adquirido pela placa AD, esse sinal é amplificado. A amplificação e atenuação são obrigatórias nessa placa utilizada.

Muitos ensaios foram realizados, porém somente alguns serão mostrados como ensaios para o atuador seguir ondas quadradas assimétricas, uma referência com um sinal tipo rampa e, por fim, um ensaio que simula uma situação na qual deseja-se diversos coeficientes de amortecimento. Cada ensaio é comentado separadamente na Tabela 7.3

Tabela 7.3: Comentários sobre os ensaios a malha fechada com o controlador PID acionando o amplificador do atuador piezoelétrico a fim de atingir com a sua extremidade livre a referência desejada.

Figura	Comentários
Fig. 7.26	Nesse ensaio o objetivo foi fazer com que a extremidade livre do atuador seguisse uma onda quadrada assimétrica. No zoom observa-se que a válvula atinge a referência em 10 ms. O sobre sinal (<i>overshoot</i>) calculado a partir do sinal de controle, foi de aproximadamente 12,5 %.
Fig. 7.27	Novamente com uma referência assimétrica quadrada com amplitude somente positiva da referência em 0,082 mm. O <i>overshoot</i> calculado a partir do sinal de controle, foi de 35 %. O tempo de acomodação nesse caso foi de 20 ms.
Fig. 7.28	Esse ensaio com referência tipo rampa significa fisicamente que se deseja abrir a válvula rapidamente e ir fechando a taxa de 0,150 m/s. E como mostrado a extremidade livre do atuador piezoelétrico segue essa rampa. No detalhe percebe-se que a acomodação ocorre em 22 ms. O sobre sinal foi de aproximadamente 37,5 %, também calculado a partir do sinal de controle.
Fig. 7.29	Por fim esse ensaio testou o controlador PID em várias possíveis situações de posicionamento da válvula piezoelétrica, o que equivale a diferentes coeficientes de amortecimento. Assim para cada degrau, o controlador conseguiu agir sob a planta e posicionar a extremidade livre do atuador piezoelétrico. O <i>overshoot</i> calculado a partir do sinal de controle foi na média de 15 %. O tempo de acomodação médio foi de 18 ms.

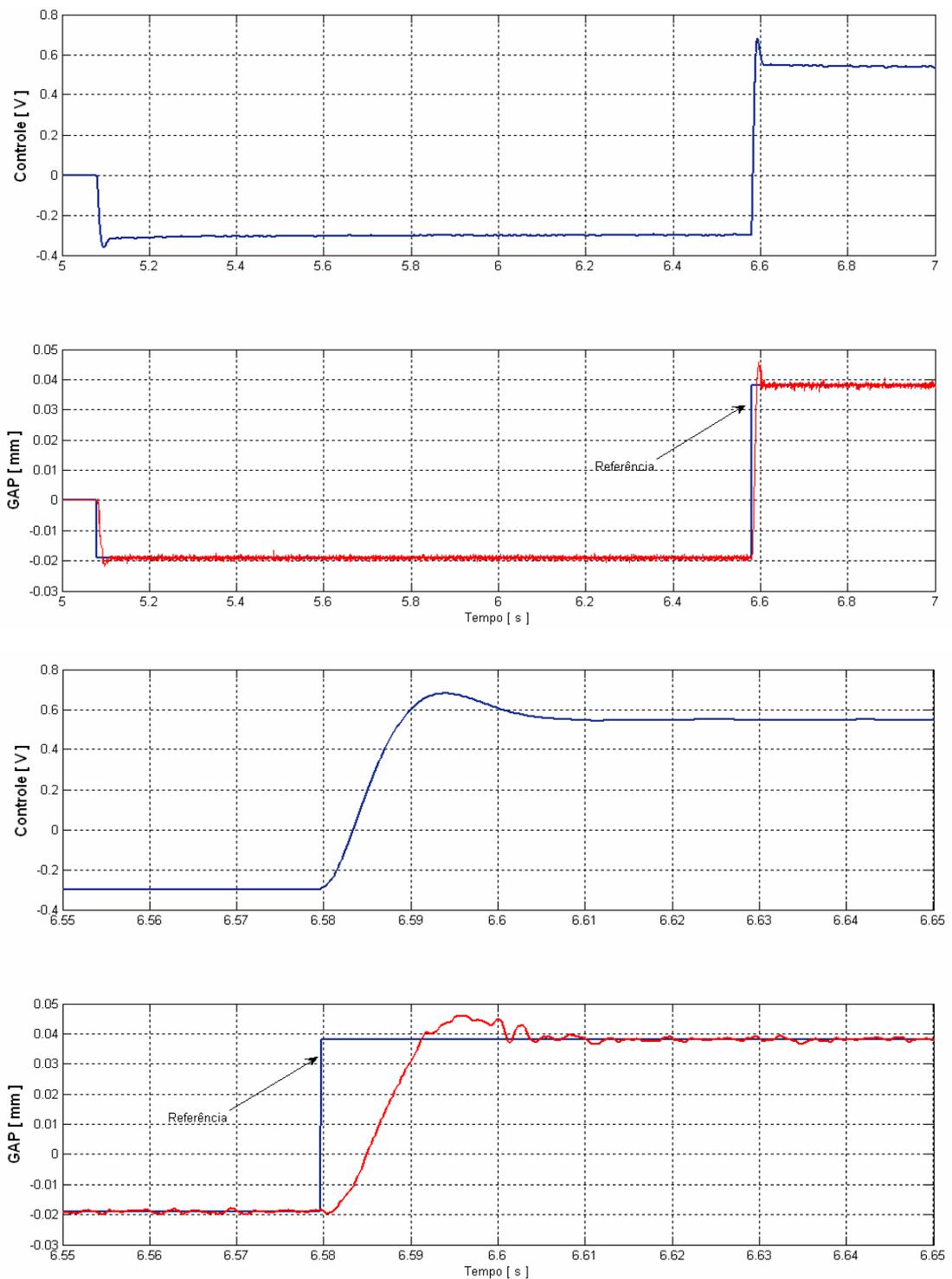


Figura 7.26 – Resposta no tempo da ação do PID que alimenta com uma tensão de controle o amplificador e a resposta do dymac que mede o deslocamento da estrutura livre do atuador piezoelétrico buscando atingir uma função degrau de referência com GAP = 0,4 mm e detalhes.

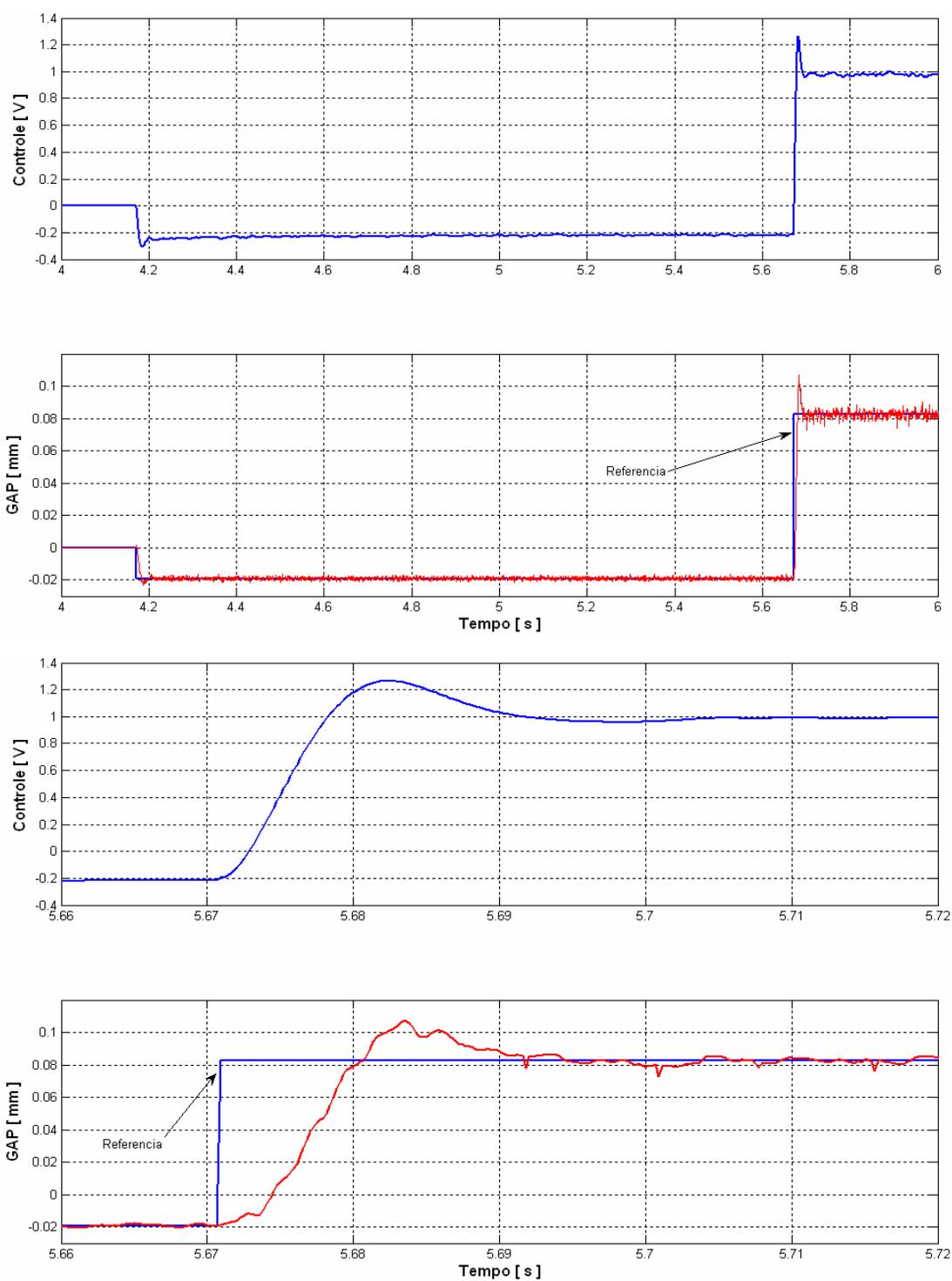


Figura 7.27 – Resposta no tempo da ação do PID que alimenta com uma tensão de controle o amplificador e a resposta do dymac que mede o deslocamento da estrutura livre do atuador piezoelétrico buscando atingir onda quadrada de referência com GAP=0,1 e detalhes.

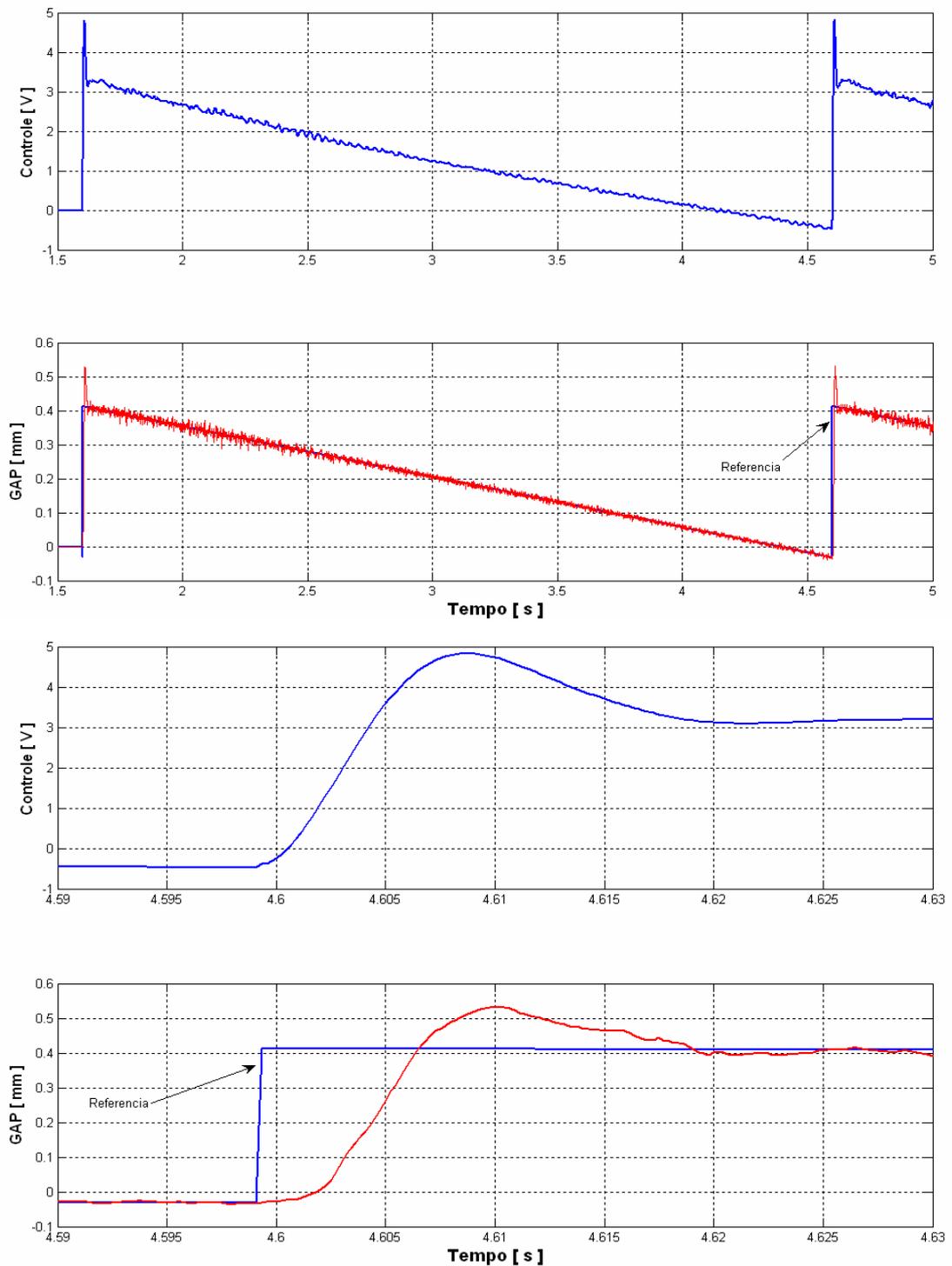


Figura 7.28 – Resposta no tempo da ação do PID que alimenta com uma tensão de controle o amplificador e a resposta do dymac que mede o deslocamento da estrutura livre do atuador piezoelétrico buscando atingir onda tipo rampa como referência e detalhes.

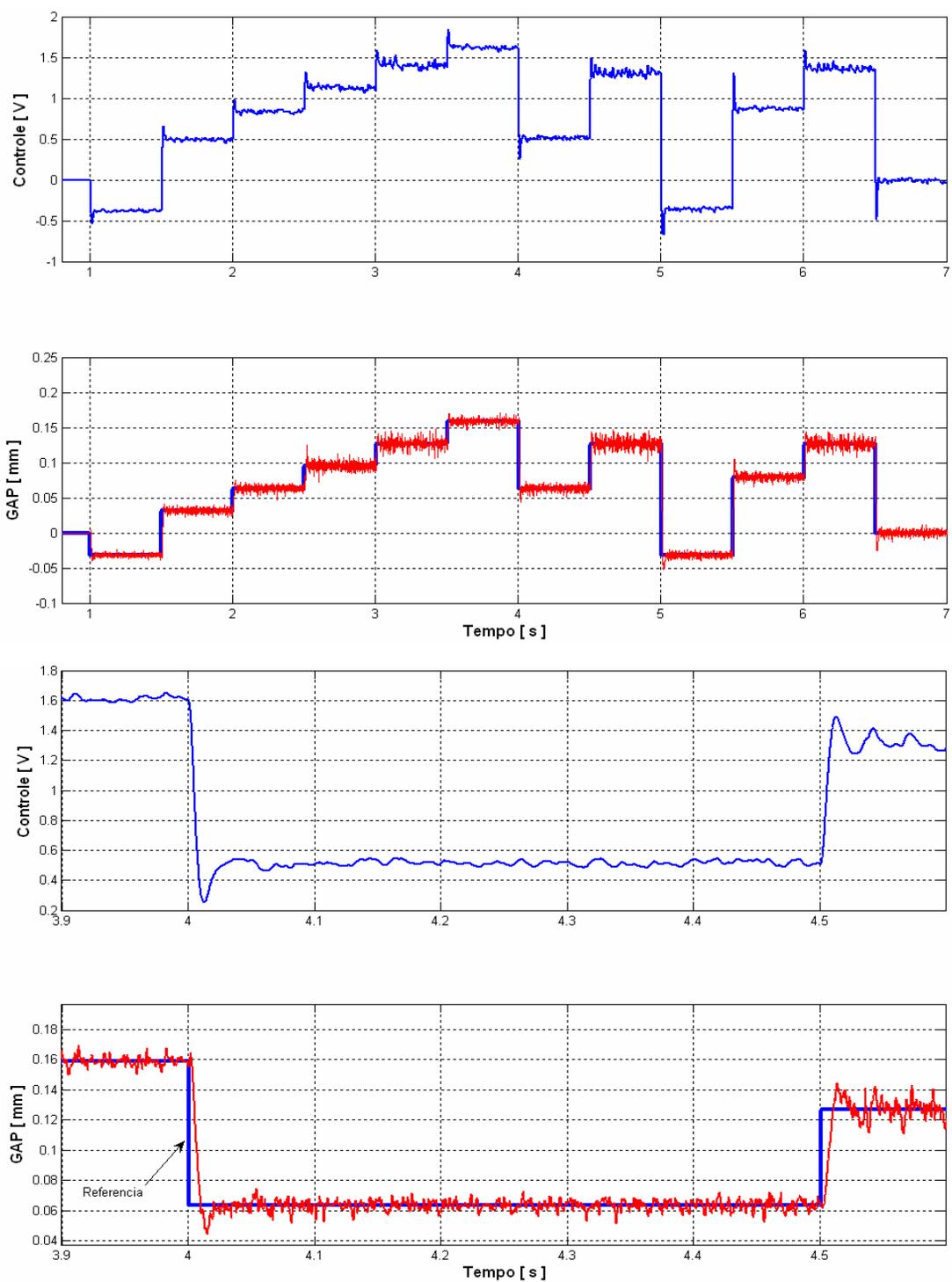


Figura 7.29 – Resposta no tempo da ação do PID que alimenta com uma tensão de controle o amplificador e a resposta do dymac que mede o deslocamento da estrutura livre do atuador piezoelétrico buscando atingir valores de referência com varias amplitudes e detalhes.

Assim, uma das fases de projeto do controle hierárquico foi alcançada e que consistiu em projetar e avaliar experimentalmente um controlador PID local dedicado ao comando da posição do obturador da válvula.

No próximo capítulo serão realizados 2 estudos de caso computacionais relativo ao projeto do controle hierárquico onde dois controladores globais são propostos, um com controle ótimo e outro com controlador *fuzzy*.

CAPÍTULO VIII

Estudos de Casos para Projeto da Estratégia do Controle Hierárquico

O objetivo desse capítulo é investigar computacionalmente o algoritmo de controle hierárquico proposto, utilizando os modelos desenvolvidos nos capítulos anteriores. Essa hierarquia é devida ao compromisso dependente entre dois controladores: um global que “escolherá” um fator de amortecimento e outro local que trata-se do controlador PID dedicado em atuar na válvula piezoelétrica. Para avaliação dos algoritmos de controle hierárquico, os modelos referentes ao amortecedor ativo proposto são acoplados em um modelo de suspensão de $\frac{1}{4}$ de veículo, tornando-a semi-ativa.

8.1 – Modelo Matemático de $\frac{1}{4}$ de veículo e a suspensão passiva

Ao projetar qualquer sistema de controle é conveniente analisar, através de modelos computacionais, a performance do controlador segundo os requisitos de projeto previamente requeridos.

Para avaliar, o problema em questão, desenvolveu-se um modelo dinâmico de um $\frac{1}{4}$ de veículo que está esquematizado na Figura 8.1, onde: M_s é a massa de $\frac{1}{4}$ do veículo, C_p e K_p são, respectivamente, o coeficiente de amortecimento e a rigidez do pneu, K_s é a rigidez da suspensão e C_s é o coeficiente de amortecimento da suspensão que assume um valor constante quando a suspensão é passiva e variável quando for utilizado o amortecedor ativo.

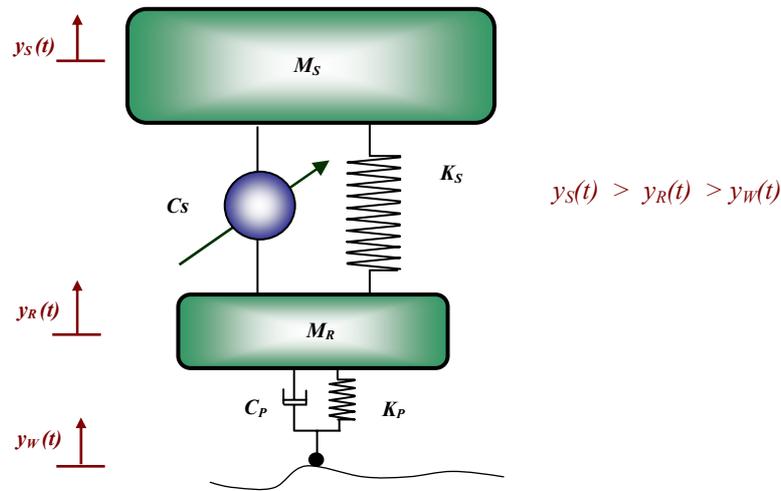


Figura 8.1 - Modelo equivalente a 1/4 de veículo.

O modelo físico da suspensão resulta nas equações diferenciais.

$$M_S \ddot{y}_S + K_S (y_S - y_R) + c_S (\dot{y}_S - \dot{y}_R) + u = 0 \quad (8.1a)$$

$$M_R \ddot{y}_R - K_S (y_S - y_R) - c_S (\dot{y}_S - \dot{y}_R) + K_P (y_R - y_W) + C_P (\dot{y}_R - \dot{y}_W) - u = 0 \quad (8.1b)$$

Definindo o vetor de estado, mostrado na equação 8.2a, composto pelos deslocamentos e velocidades da suspensão e da roda; e utilizando as equações 8.1a-b, o modelo pode ser descrito no espaço de estado o que resulta na equação 8.2b que pode ser escrito resumidamente tal como equação 8.2d-e.

$$x = [y_S \quad y_R \quad \dot{y}_S \quad \dot{y}_R]^T \quad (8.2a)$$

$$\begin{cases} \dot{y}_S \\ \dot{y}_R \end{cases} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -K_S/M_S & K_S/M_S & -C_S/M_S & -C_S/M_S \\ K_S/M_R & -(K_S + K_P)/M_R & C_S/M_S & -(C_S + C_P)/M \end{bmatrix} \cdot \begin{cases} y_S \\ y_R \\ \dot{y}_S \\ \dot{y}_R \end{cases} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1/M_S \\ -1/M_R \end{bmatrix} \cdot \{u\} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1/M_R \end{bmatrix} \cdot \{w\} \quad (8.2b)$$

e adotando que: $w = K_P y_W + C_P \dot{y}_W$ e $u = \Delta C_B \cdot (\dot{y}_S - \dot{y}_R)$ (8.2c)

$$\dot{x}(t) = A.x(t) + B.u(t) + \tilde{B}.w(t) \quad (8.2d)$$

$$y(t) = C(t).x(t) + D.u(t) \quad (8.2e)$$

Serão comparados simulações com a suspensão passiva (GAP fixo) e a suspensão semi-ativa (GAP variável). Para estimar forças amortecedoras serão utilizados os modelos reduzidos desenvolvidos nos capítulos 4 e 6.

O modelo da suspensão configura um sistema de múltiplas entradas e múltiplas saídas (MIMO). As entradas são as ações da força amortecedora e as excitações e as quatro saídas são o vetor de estado observado, onde a matriz C é identidade e a matriz D é nula.

O sistema passivo está representado na Figura 8.2, onde $[A]$ é a matriz dinâmica invariante no tempo haja visto que o coeficiente de amortecimento, no caso passivo, é constante. O valor adotado nas simulações corresponde ao menor orifício (GAP), resultando no maior coeficiente de amortecimento possível.

Em todas as simulações com o modelo passivo, a dinâmica da válvula não é considerada pois, nesse caso, o orifício constante representa o atuador piezoelétrico não ativado. Em função da velocidade relativa da suspensão a ser apresentada e do valor do GAP, o modelo *neuro-fuzzy* (vide capítulo 4) estima a força de amortecimento produzida pelo fole metálico flexível. A excitação transmitida aos pneus para a suspensão é proveniente de irregularidades na pista de rolamento (w).

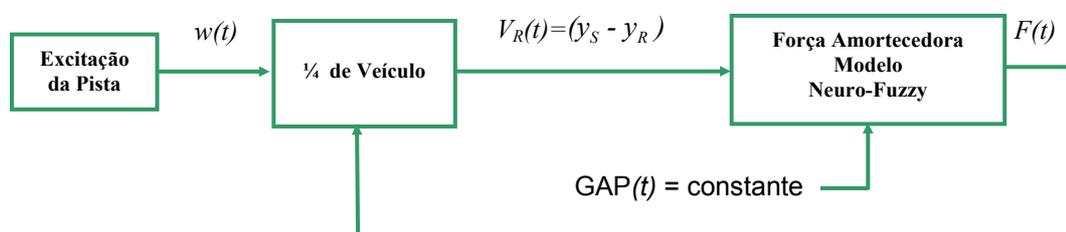


Figura 8.2 – Diagrama de blocos para simulação da suspensão passiva

8.2 – A suspensão semi-ativa e seu algoritmo

Na suspensão semi-ativa, a matriz dinâmica é variante no tempo devido as possibilidades concebidas pelo amortecedor ativo, isto é, o coeficiente de amortecimento é modificado. Nesse caso a dinâmica do conjunto válvula e atuador é considerada.

O obturador da válvula é acoplado por uma haste rígida ao atuador piezoelétrico e o sistema resultante é modelado tal como um sistema dinâmico de um grau de liberdade equivalente. O controlador PID, projetado no Capítulo 6, é o controlador dedicado ao posicionamento do obturador.

Assim, o sistema de controle hierárquico tem como controlador local o controlador PID que é responsável pelo posicionamento do GAP em relação a um GAP referência. Esse GAP de referência é obtido segundo a lei de controle ótimo que busca minimizar a velocidade da carroceria. O controle ótimo ou regulador linear quadrático (LQR) é o controlador global da estratégia hierárquica.

A estratégia de controle hierárquica proposta é ilustrada no diagrama de blocos da Figura 8.3 e descrita nos seguintes passos:

Passo 1: Este estágio do processo é o único realizado antes da simulação (*off-line*). Inicialmente um coeficiente de amortecimento mínimo é imposto à suspensão do veículo que, juntamente com os valores da massa e da rigidez, constituem a matriz dinâmica inicial e essa é usada para obtenção do ganho de controle ótimo. Nesse passo projeta-se também o controlador local PID.

Passo 2: O estado do veículo (x) é obtido a partir da condição inicial e da perturbação proveniente da pista. Assim, a partir desse estado a velocidade relativa (V_R) da suspensão é calculada e essa velocidade é imposta na flange móvel do fole do amortecedor e que gera o fluxo do fluido através do orifício da válvula do amortecedor ativo proposto.

Passo 3: A partir do produto do ganho de controle ótimo K pelo estado (x), calcula-se a força de amortecimento ótima (u). Então, a variação de amortecimento (ΔC) é calculada pela razão de $u(t)$ pela $V_R(t)$. É feita uma saturação da variação do coeficiente de amortecimento (ΔC) limitando em 30.400 Ns/m em relação ao valor absoluto dessa taxa no tempo ($\Delta C/\Delta t$). Assim, um novo coeficiente de amortecimento ($C_{\text{ótimo}}$) é imposto considerando a soma do coeficiente de amortecimento atual (C_{actual}) com a variação de amortecimento calculada (ΔC). A partir desse novo coeficiente de amortecimento e da velocidade relativa da suspensão, com o modelo matemático analítico inverso proposto no capítulo 4, estima-se o valor do GAP de referência.

Passo 4: O controlador PID projetado irá agir no modelo dinâmico da válvula piezoelétrica tentando fazer com que o GAP siga o GAP de referência. A resposta dinâmica da válvula recebe distúrbios provenientes da força hidrodinâmica estimada pelo modelo *neuro-fuzzy* da válvula também proposto no capítulo 4, à partir do GAP e da velocidade relativa da suspensão atuais.

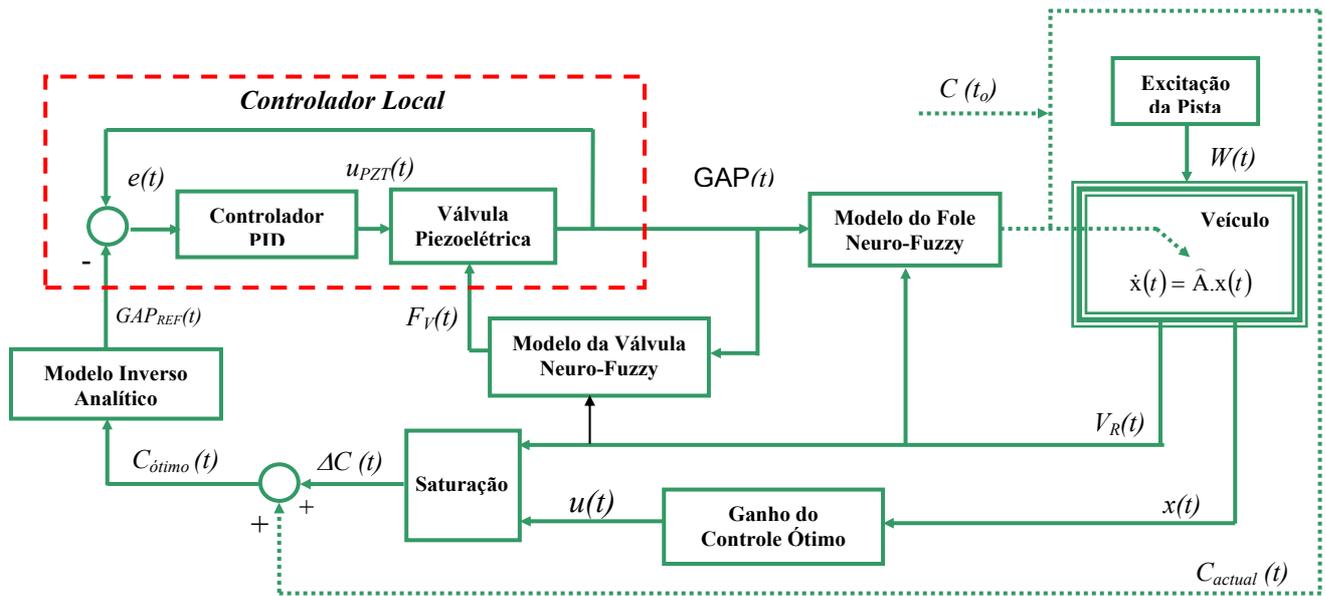


Figura 8.3 - Sistema de controle hierárquico da suspensão semi-ativa.

Passo 5: A partir do GAP resultante da ação do PID e da velocidade relativa da suspensão, a força de amortecimento é obtida a partir do modelo direto *neuro-fuzzy* que estima a força de amortecimento, que ao ser dividida pela velocidade relativa atual resulta em um novo coeficiente de amortecimento. Então, o modelo dinâmico variante no tempo do $\frac{1}{4}$ de veículo é atualizado o que está representado por: $\dot{x}(t) = \tilde{A}(t).x(t)$. O algoritmo do controle hierárquico retorna ao Passo 2 com o estado atual e com a suspensão modificada pelo amortecedor ativo resultando em uma nova matriz dinâmica $[\tilde{A}]$.

8.3 – O projeto do controle ótimo

A lei de controle ótima é obtida a partir do modelo matemático de $\frac{1}{4}$ veículo segundo a descrição no espaço de estado dada pela equação 8.2d.

A matriz $A_{n \times n}$ é a matriz dinâmica do sistema e a matriz $B_{n \times m}$ é relativa aos atuadores, onde n é a quantidade de variáveis de estados e m a quantidade de atuadores.

A lei de controle ótimo é obtida combinando linearmente o vetor de ganho do controle ótimo com o vetor de estado.

Esse problema de otimização busca garantir a minimização de um funcional quadrático J (Athans, 1971; Franklin *et al.*, 1997), descrito pela equação 8.3, onde $Q_{n \times n}$ é uma matriz diagonal semi-positiva que pondera o estado $x(t)$ e $R_{n \times m}$ é uma matriz positiva que pondera o esforço de controle $u(t)$ configurando dessa forma um problema de otimização multi-variável.

$$J = \int_0^{\infty} \left[x(t)^T \cdot Q \cdot x(t) + u(t)^T \cdot R \cdot u(t) \right] dt \quad (8.3)$$

A lei do controle ótimo é calculada, pela equação 8.4a e consiste no produto do vetor ganho de controle ($K_{n \times m}$) pelo estado. Já o ganho de controle é obtido pela equação 8.4b.

$$u(t) = -K \cdot x(t) \quad (8.4a)$$

$$K = R^{-1} \cdot B^T \cdot S \quad (8.4b)$$

onde $S_{n \times n}$ é a solução da seguinte equação algébrica matricial de Riccati:

$$A^T \cdot S + S \cdot A - (S \cdot B) \cdot R^{-1} \cdot (B^T \cdot S) + Q = 0 \quad (8.5)$$

A existência e unicidade da solução da equação 8.5 é garantida se o sistema é controlável (A, B), e, dessa forma no sistema a malha-fechada é sempre assintoticamente estável, isto é, todos alto valores da matriz $[A - B \cdot K]$ estão no semi-plano esquerdo do plano complexo.

A partir do exposto, um programa no Matlab[®] foi feito para simulação das suspensões passiva e semi-ativa. A Tabela 8.1 mostra os parâmetros físicos adotados em todas simulações.

Tabela 8.1: Parâmetros físicos do veículo adotados nas simulações.

M_S	Massa de ¼ de veículo	300 Kg
M_R	Massa da roda	25 Kg
M_V	Massa da válvula piezoelétrica	0.200 Kg
K_S	Rigidez da Suspensão	18.000 N/m
K_P	Rigidez do Pneu	160.000 N/m
K_V	Rigidez da Válvula Piezoelétrica	1.140.000 N/m
C_P	Amortecimento Viscoso dos Pneus	40 Ns/m
C_V	Amortecimento Viscoso da Válvula Piezoelétrica	47.7 Ns/m
C_B	Coefficiente de Amortecimento Viscoso Variável	450 – 2.000 Ns/m

As respostas do sistema ativado são calculadas utilizando dois diferentes performance desejadas para a velocidade relativa da suspensão do veículo e são comparadas com a resposta do sistema passivo.

Essas versões de suspensão semi-ativa são impostas por uma performance requerida para a velocidade máxima relativa da suspensão, isto é, se o módulo da velocidade relativa for maior que uma dada performance, a suspensão é ativada, caso contrário, o controlador PID aciona o estado da válvula para a posição totalmente aberta, impondo desta forma, o mínimo coeficiente de amortecimento ao sistema.

Na simulação do sistema passivo, a válvula é mantida na posição mais fechada possível, o que corresponde ao máximo coeficiente de amortecimento, e enquanto nas simulações com o sistema ativado, o coeficiente de amortecimento inicial foi de 450 Ns/m, que corresponde ao máximo orifício da válvula.

Salienta-se que a matriz de controlabilidade possui um *rank* de mesma ordem da matriz dinâmica do sistema, logo, o sistema é controlável e a solução da equação de Riccati existe e é única. Assim, para resolver o problema de otimização, isto é, determinar o ganho de realimentação do regulador ótimo determinístico, é necessário escolher as matrizes Q e R , mostradas na equação 8.7. O vetor de entrada do sistema de controle obtido pela lei de controle ótimo possui um só elemento que é a força amortecedora. Assim a matriz R possui somente uma dimensão e o valor do elemento é 0,01. Esse valor foi escolhido pois é equivalente ao limite de pressão suportado pelo fole e devido a um ajuste adimensional entre as unidades de força e velocidade uma vez que se trabalha com uma minimização multi-funcional.

O requisito de projeto de controle relativo à matriz Q pondera somente a velocidade da suspensão dentre as variáveis de estado, o que corresponde à condição de conforto e está mostrada na equação 8.7.

$$Q = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 10^6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \text{e} \quad R = 10^{-2} \quad (8.7)$$

A equação de Riccati foi solucionada e o vetor de ganho do controle ótimo de realimentação obtido é o mostrado na equação 8.8.

$$K = [-16,75 \quad -9780,55 \quad 9583,72 \quad 91,61] \quad (8.8)$$

O controlador local PID, cujos parâmetros ($K_P=7,2 \times 10^{-4}$, $K_I = 1,5 \times 10^4$ e $K_D= 245,58$) foram os mesmos do capítulo 6, foi escolhido de modo que garantisse a resposta do posicionamento da válvula num tempo inferior a 2 milissegundos. As simulações foram feitas num tempo de amostragem: $\Delta t = 6,57 \times 10^{-5}$ segundos, o que é razoável para capturar toda a banda de frequência do sistema, que vai até 380 Hz.

Essa frequência de 380 Hz corresponde à frequência natural amortecida da válvula piezoelétrica. A velocidade do veículo foi de 80 Km/h e ele foi excitado por uma pista caracterizada pela função *hanning*, que está ilustrada na Figura 8.4.

Os resultados das simulações numéricas são mostradas nas Figuras 8.5 a 8.10, onde a suspensão passiva é comparada com as duas propostas de suspensões semi-ativas. Na Figura 8.11 é mostrada a resposta do GAP_{REF} proveniente do controle ótimo e o GAP resultante segundo a ação do controlador PID.

As Figuras 8.5, 8.6, 8.7 e 8.8 mostram: o deslocamento da massa suspensa do veículo e da roda, a velocidade da massa da carroceria do veículo e da roda, respectivamente. As Figuras 8.9 e 8.10 apresentam a força de amortecimento do sistema passivo, semi-ativo e a força hidrodinâmica no obturador da válvula. Essas figuras serão analisadas posteriormente.

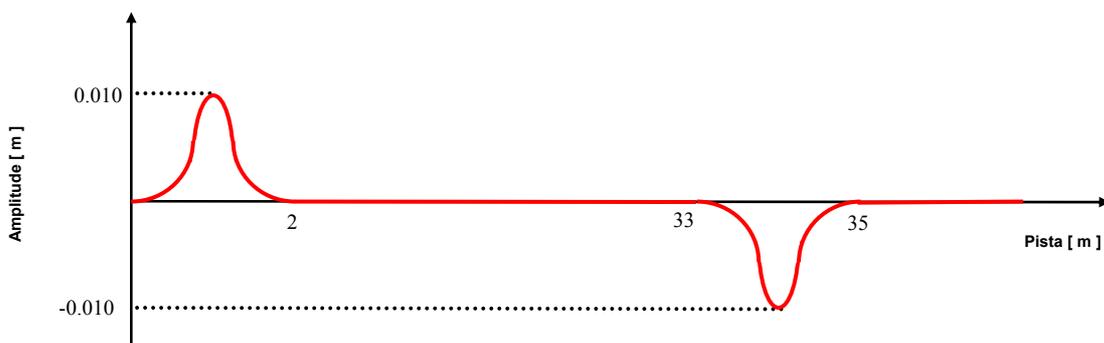


Figura 8.4 - Pista adotada como excitação dos sistemas semi-ativo e passivo.

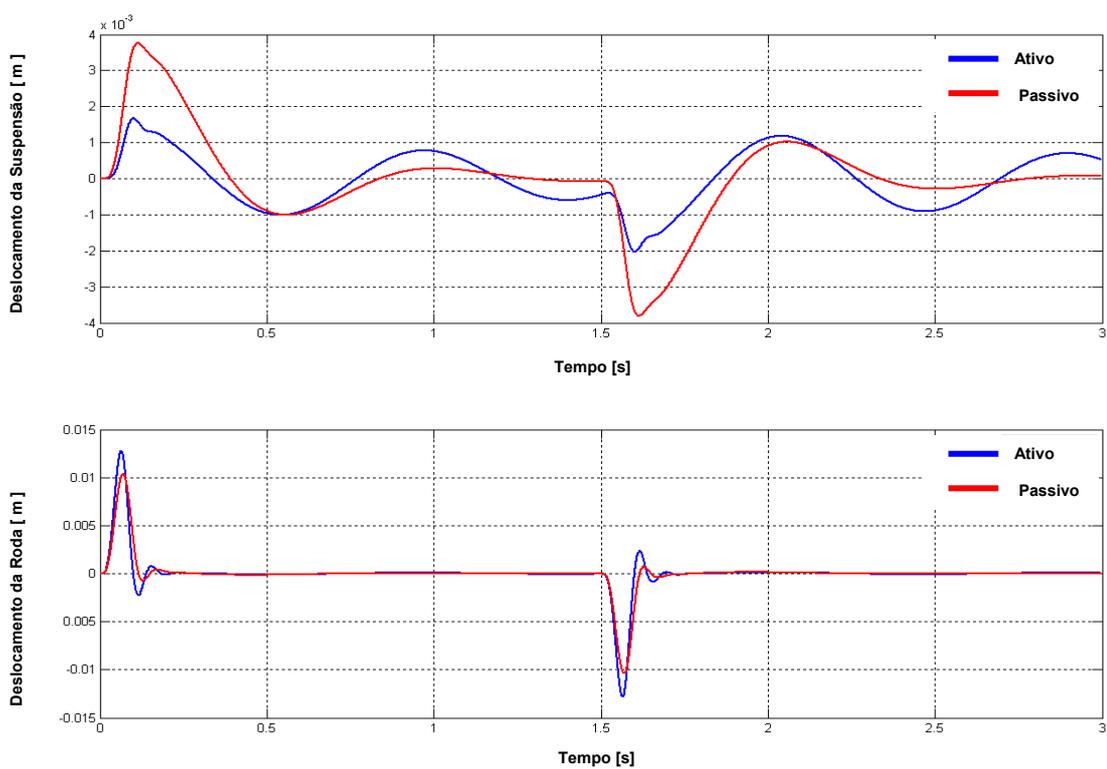


Figura 8.5 - Deslocamento da suspensão e da roda com uma performance igual a 10^{-2} m/s.

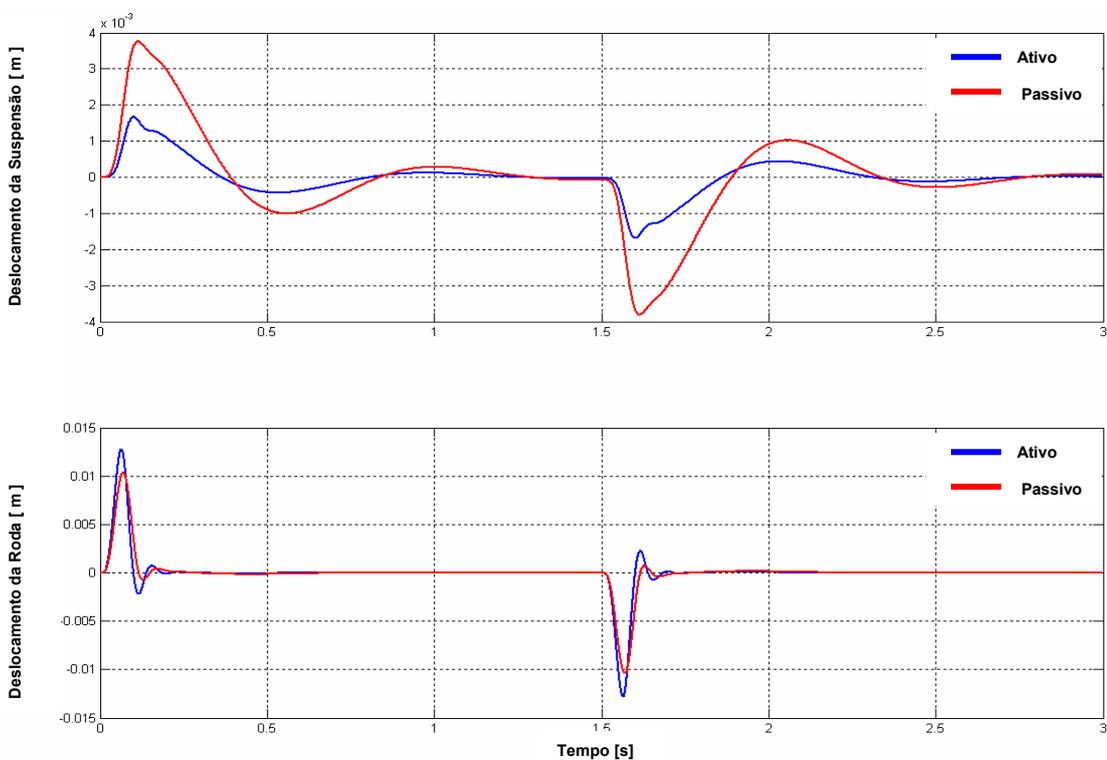


Figura 8.6 - Deslocamento da suspensão e da roda com uma performance igual a 10^{-4} m/s.

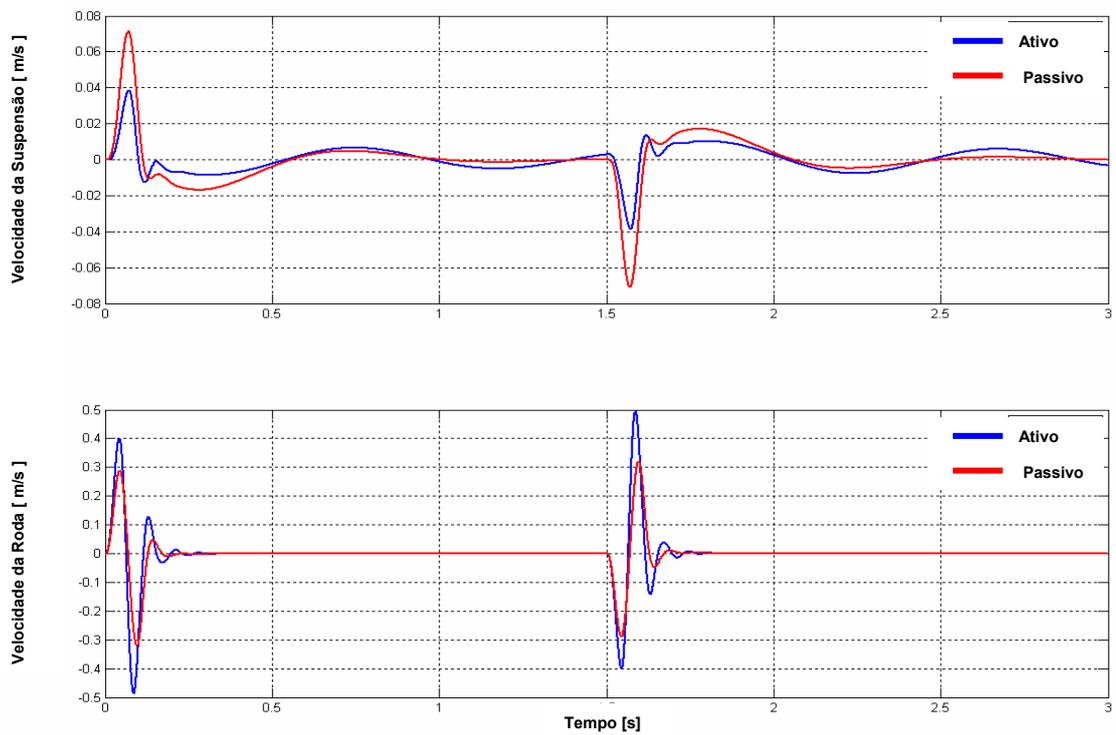


Figura 8.7 – Velocidade da suspensão e da roda com uma performance igual a 10^{-2} m/s.

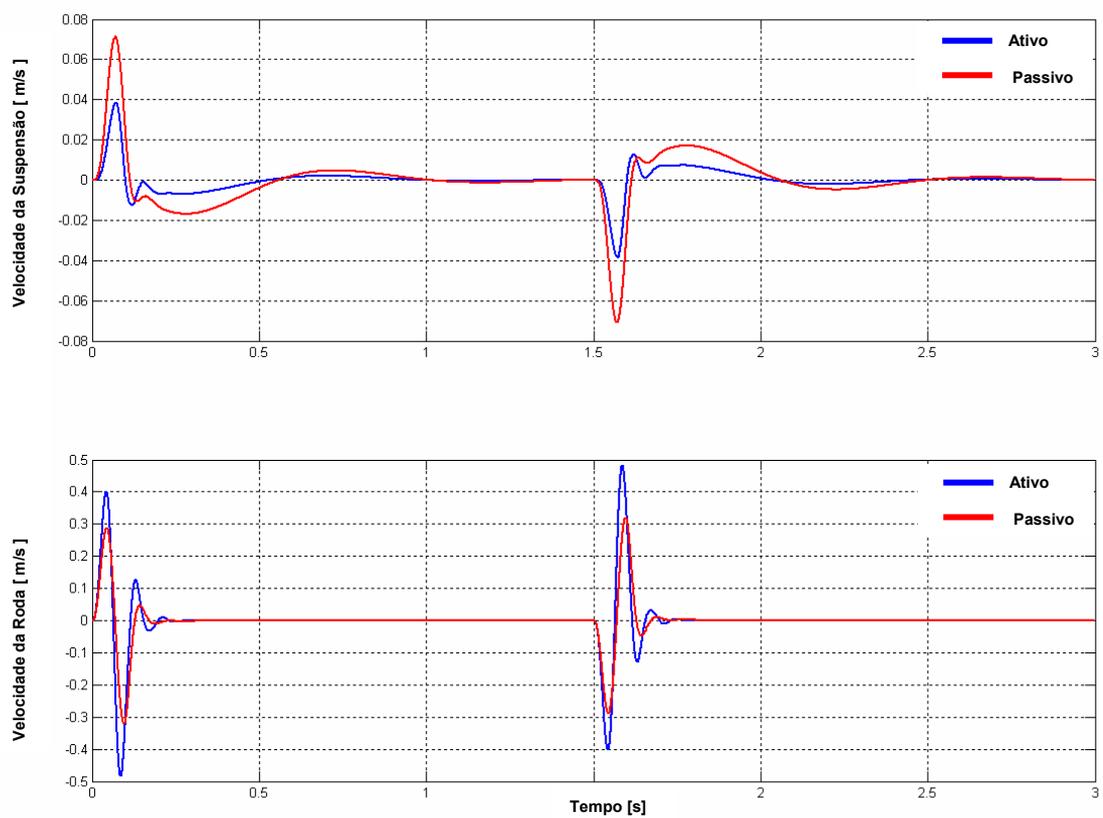


Figura 8.8 Velocidade da suspensão e da roda com uma performance igual a 10^{-4} m/s.

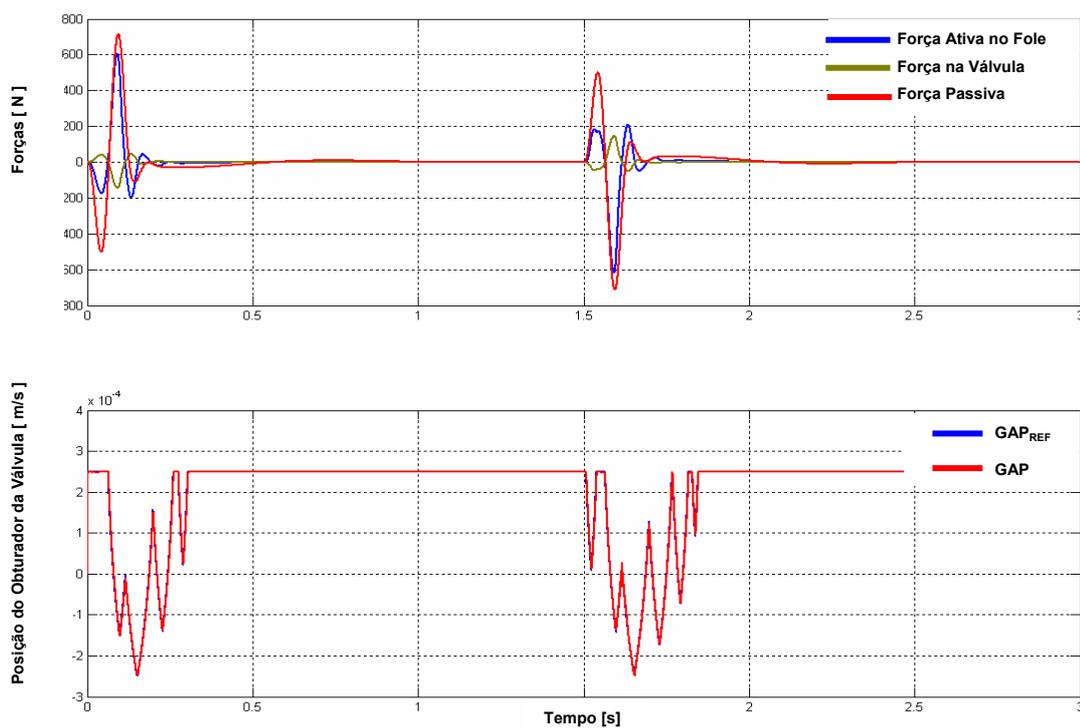


Figura 8.9 - Forças amortecedoras ativa e passiva e a força no obturador da válvula, e o GAP de referência e o imposto pelo PID, para uma performance de 10^{-2} m/s..

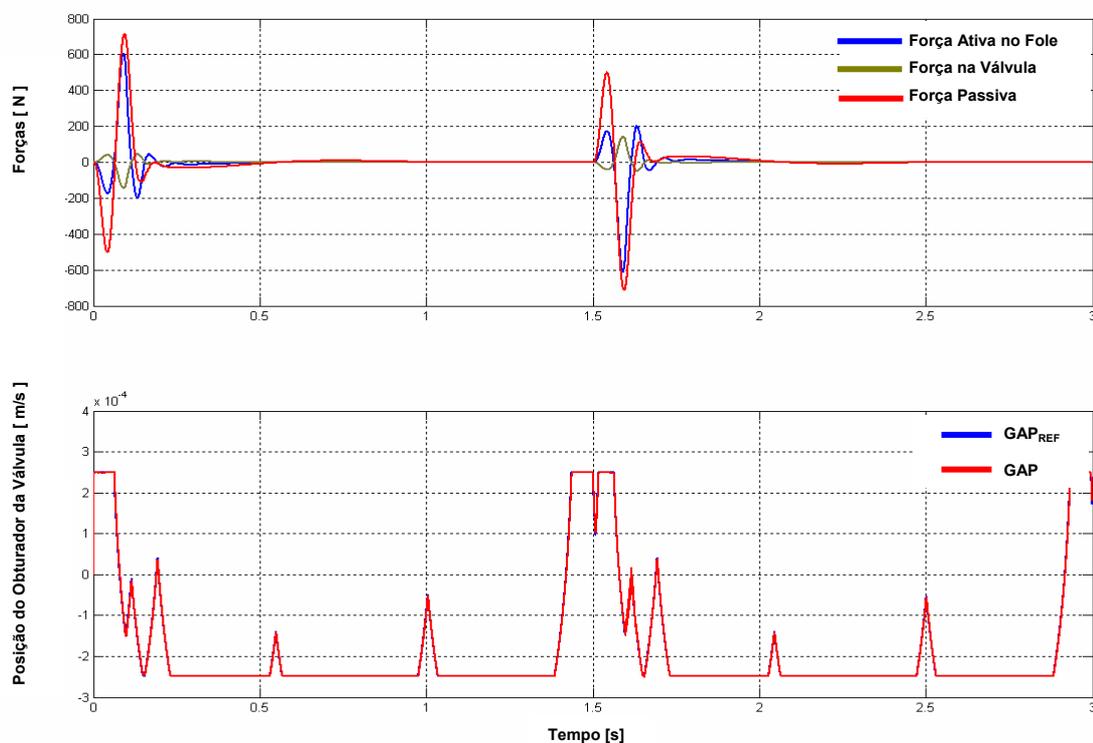


Figura 8.10 - Forças amortecedoras ativa e passiva e a força no obturador da válvula, e o GAP de referência e o imposto pelo PID, para uma performance de 10^{-4} m/s..

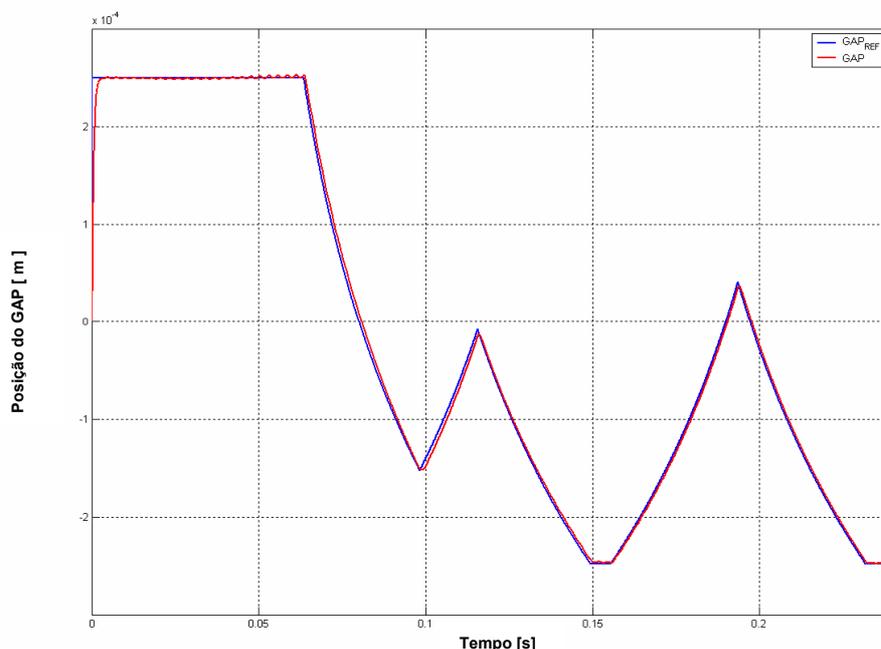


Figura 8.11 - Detalhe da performance da suspensão ativa 2 ao posicionar o GAP.

Os resultados de deslocamentos e velocidades mostrados nas Figuras 8.5 a 8.8, indicam que as estratégias para as suspensões semi-ativas apresentaram respostas com um menor tempo de acomodação e menor magnitude de pico, quando comparadas à suspensão passiva.

Como na estratégia de controle não foi imposto nenhuma restrição quanto ao deslocamento da roda, a energia foi transferida da carroceria para a roda e, assim, explica-se o porque as velocidades e deslocamentos da roda atingiram maiores amplitudes quando se compara a suspensão passiva para com as semi-ativas.

Para cada um dos casos simulados foi calculado o valor RMS dos deslocamentos da carroceria e estão apresentados juntamente com o fator de redução calculado em relação a suspensão passiva que possui amortecimento máximo.

Tabela 8.2. Valores RMS do deslocamento da suspensão.

SIMULAÇÃO	PERFORMANCE	RMS [m]	Fator de Redução [%]
Sistema Passivo	-	0.00123	-
Sistema Ativo 1	0.0100 m/s	0.00077	38
Sistema Ativo 2	0.0001 m/s	0.00048	61

Observa-se uma redução de 61% do valor RMS da suspensão semi-ativa com uma performance menor quando comparada com a passiva. Já a semi-ativa com uma performance maior, a redução foi de 38%.

As Figuras 8.9 e 8.10 apresentaram os esforços de controle, ou seja, as forças de amortecimento para as três suspensões estudadas. Em relação ao comportamento da válvula imposto pelo controlador local PID, pode ser visto nas Figura 8.8 que a da válvula atua num período de tempo de aproximadamente 0,25 s para os dois obstáculos. Já na Figura 8.25, que essa proposta de suspensão semi-ativa com menor performance, aciona a válvula fechando-a por aproximadamente 1,25 s, o que corresponde a cinco vezes da duração do PID quando a suspensão semi-ativa possui uma performance maior.

Observa-se que após cada um dos obstáculos, a válvula retorna para a sua posição de menor amortecimento, exatamente quando a velocidade relativa das suspensões semi-ativas atingir um valor inferior à performance relativa.

Assim, nessa seção foi mostrado uma das possibilidades de projeto de um controlador global para comandar o controlador local, que poderia até ser um controlador básico tipo lipo liga desliga (*on-off*) no aparato experimental. Contudo, resolveu-se por investigar as possibilidades de projeto da estratégia de controle hierárquico que utiliza um controlador *fuzzy* como controlador global.

8.4 – Projeto de um controlador global *fuzzy* para o sistema de controle hierárquico

Em oposição à lógica clássica, onde as proposições assumem somente dois valores: falso (0) ou verdadeiro (1), a lógica *fuzzy* trata as proposições com diferentes graus de pertinência de valores que podem assumir combinações, como por exemplo: 40% verdade e 60% falso.

Em (Teixeira, 2001b) é feito um apanhado da teoria dos conjuntos *fuzzy*. A questão central dos controladores *fuzzy* é o método de inferência, que é construído e formulado por meio dos princípios da teoria dos conjuntos *fuzzy*.

O método de inferência é baseado em um conjunto de regras “*se-então*” e de funções de pertinência que descrevem as variáveis do sistema por intermédio de variáveis lingüísticas.

Para o problema de controle de uma suspensão de 1gdl, a idéia é projetar um controlador *fuzzy* tal que, dadas duas entradas, o deslocamento (D) e a velocidade (V) da suspensão, o controlador seja capaz de estimar o GAP a ser imposto no amortecedor, a fim de atingir a minimização das vibrações.

O primeiro passo na construção do controlador *fuzzy* é definir as variáveis físicas de entrada e saída. Como variáveis de entrada, adotaram-se o deslocamento e a velocidade, e, para a saída do controlador, o GAP, que é indiretamente o fator de amortecimento requerido pelo sistema.

Uma vez escolhidas as variáveis de entrada e saída, definiu-se o universo do discurso de variação das mesmas, observando o comportamento das variáveis envolvidas durante ensaios numéricos diante de uma força impulsiva.

Em seguida, particionaram-se os universos do discurso das entradas e saídas em funções de pertinência gaussianas N, Z e P que, respectivamente, correspondem as variáveis lingüísticas: Negativo, Zero e Positivo. Essas funções de pertinência tanto para as duas entradas como para a saída estão mostradas na Figura 8.12.

A base de regras adotada, descrita também na Figura 8.12, é considerada como a última etapa de construção do controlador *fuzzy* e foi obtida a partir da intuição humana, e também, após uma série de ensaios computacionais.

Para entendimento do algoritmo *fuzzy* tipo Mamdani considere a regra com (*):

“ Se o deslocamento for Negativo e a velocidade Negativa, então o GAP será Pequeno. ”

Suponha que um determinado instante de tempo, a entrada (E1) deslocamento seja de $-0,8$ mm e a outra entrada (E2) velocidade seja de $-0,15$ m/s, ambas negativas.

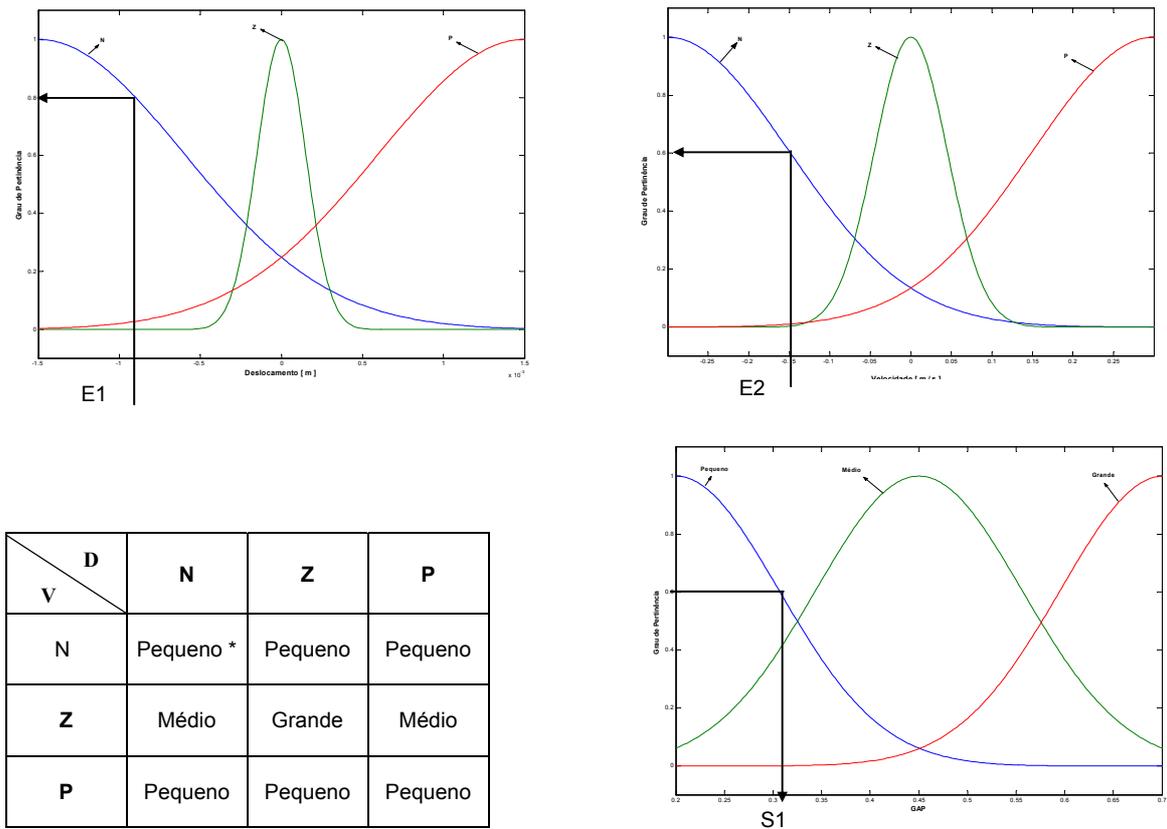


Figura 8.12 - Funções de pertinência das entradas, da saída e base de regras adotada.

Assim os valores de pertinência associados às curvas N, são 0,8 e 0,5. O método de inferência utilizado, elege, o mínimo entre as duas entradas, 0,6 é o resultado da *fuzzificação*.

Na *defuzzificação* entra com o valor de 0,6 em y e ao atingir a curva do GAP pequeno, conforme a regra(*) na Tabela da Figura 8.12, então a coordenada c, ou seja, a saída (S1) nesse instante será o valor do GAP, que para esse exemplo resulta em 0,32.

Para o sistema ativo, o controlador *fuzzy* a cada instante de tempo (dt=0.001 segundos), atualiza o GAP e, conseqüentemente, o fator de amortecimento. Como o amortecimento do sistema é variável a matriz dinâmica é variante no tempo.

Para simulação do amortecedor fez-se, conforme descrito no Capítulo 5, uma aproximação do amortecedor, como sendo um sistema 2ª ordem, descrito pela equação 8.9, com rigidez K de 40.000 N/m, frequência natural amortecida f_n de 38 Hz e o fator de amortecimento ξ que é constante para suspensão passiva e variante no tempo para suspensão semi-ativa.

$$G(s) = \frac{1}{K} \cdot \left(\frac{\omega_n^2}{s^2 - 2\xi\omega_n s + \omega_n^2} \right) \quad (8.9)$$

Também em função dos resultados do capítulo 5, a relação entre o fator de amortecimento e o GAP, que é aqui re-escrita na equação 8.10.

$$\xi = 3.8252 \cdot e^{-6.2675 \cdot GAP} + 0.138 \cdot e^{-0.0046 \cdot GAP} \quad (8.10)$$

Graficamente, o ponto de operação do amortecedor passivo pode ser visto na Figura 8.13 e corresponde a um GAP fixo de 0,45 que leva a um fator de amortecimento de 0,4. Esse valor é “típico dos carros comerciais” onde se busca o conforto e estabilidade simultaneamente. Já a suspensão semi-ativa que utiliza o amortecedor ativo apresenta maior flexibilidade e mesmo diante de apenas 0,5 mm de ajuste do GAP é possível variar o fator de amortecimento entre 0,2 a 0,9. Nas simulações, considerando apenas um grau de liberdade, foi imposta uma perturbação impulsiva da ordem de 300N.

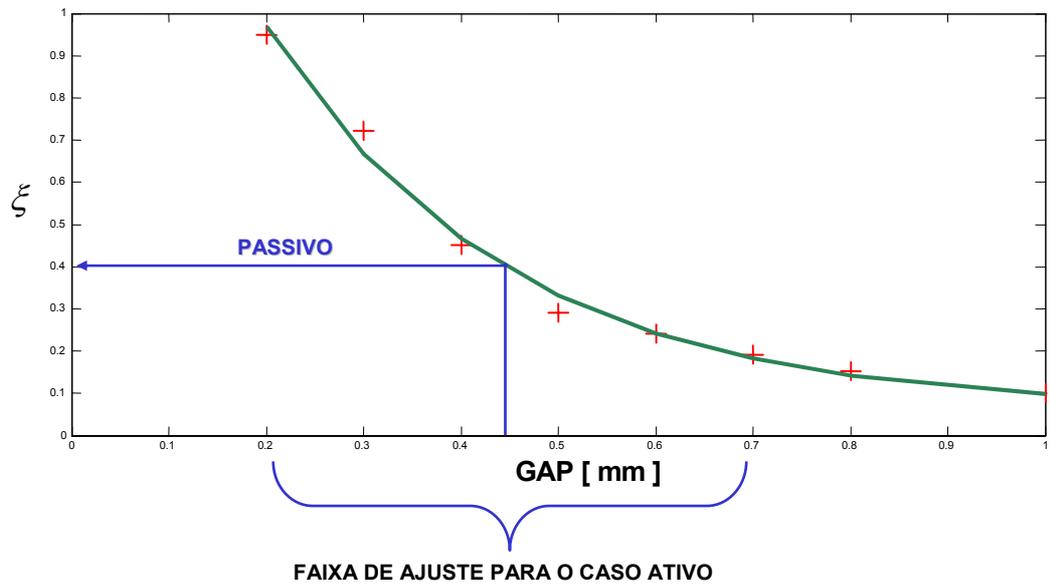


Figura 8.13: Relação entre o fator de amortecimento ξ e o GAP.

Os resultados do deslocamento e da velocidade dessa simulação numérica, tanto para o caso ativo como passivo, estão apresentados na Figura 8.14, onde pode ser constatada o bom desempenho do sistema com controle ativo.

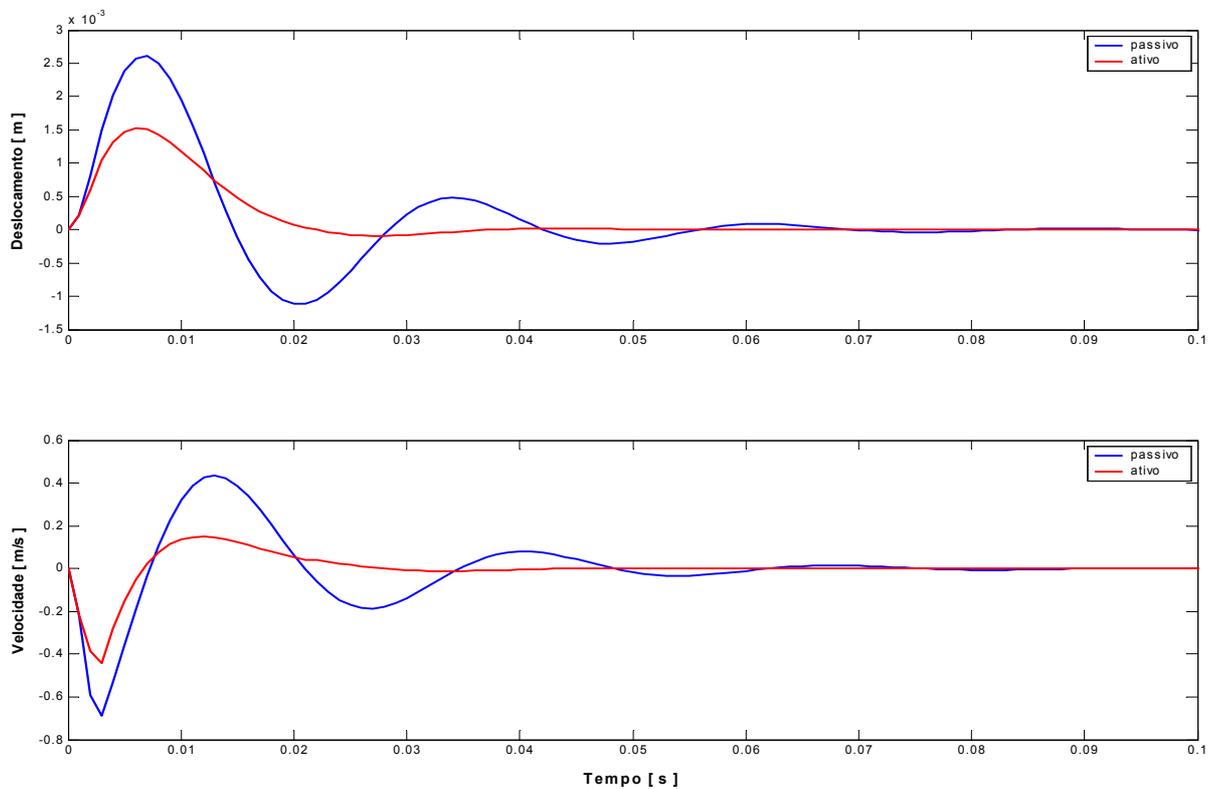


Figura 8.14 - Resposta impulsiva do deslocamento e da velocidade para o sistema passivo e ativo.

Na figura 8.15 é mostrado o comportamento do GAP inferido pelo controlador *fuzzy* nas simulações com o sistema ativo, ou seja, o atuador piezoelétrico terá que ser alimentado com uma voltagem tal que reproduza esse comportamento para o obturador da válvula.

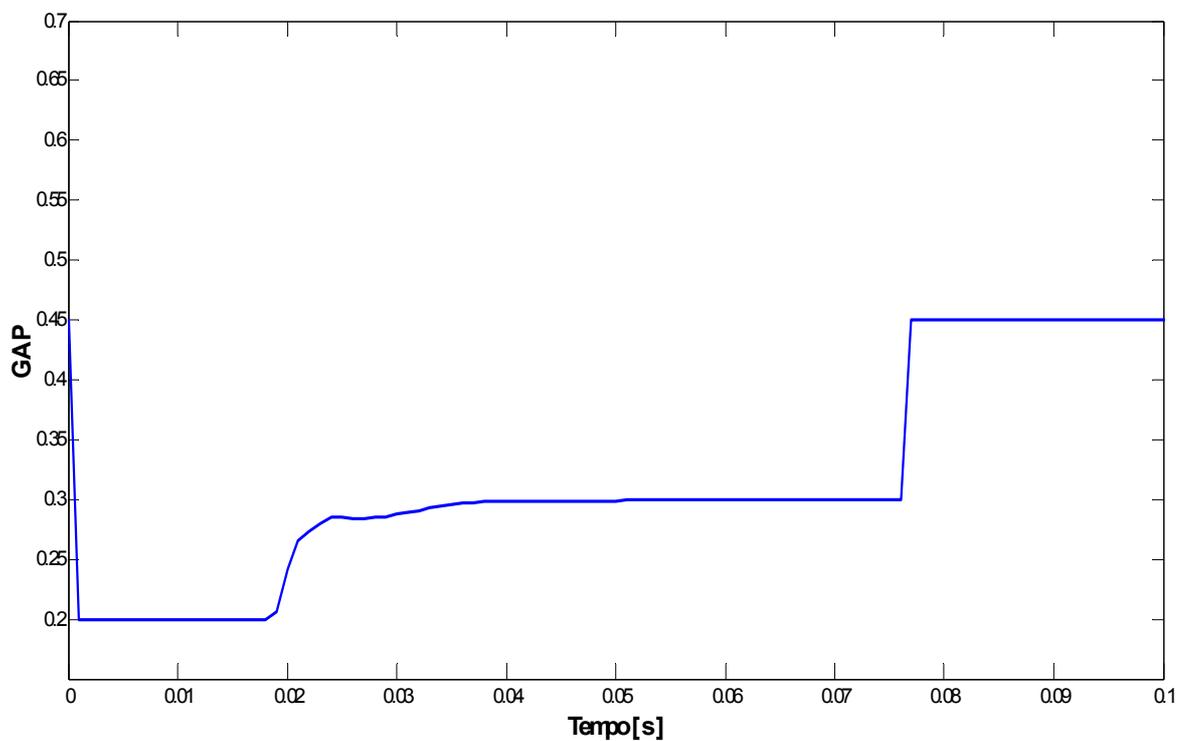


Figura 8.15 - Valor do GAP para o sistema ativo.

CAPÍTULO IX

Avaliação do Amortecedor Ativo utilizando o Controle Hierárquico

Nesse capítulo o desempenho do protótipo do amortecedor ativo é apresentado. Primeiramente, verifica-se a eficiência do controlador local PID quando o atuador piezoelétrico é instalado no amortecedor ativo. Assim, duas estratégias para o controlador global são sugeridas e avaliadas quando o amortecedor é instalado num sistema vibratório de 1 GDL. Esse sistema resultante, que é variante no tempo devido à mudança do amortecimento, é identificado no domínio da frequência para diversos GAP's, cujos valores são dados resultantes do posicionamento da válvula pelo controlador PID local. A partir desse sistema identificado são definidas as estratégias de controle global. Serão apresentados ensaios de avaliação do amortecedor ativo para excitações do tipo impacto e harmônica com varredura em frequência.

9.1 – Modelo da planta local: atuador APA e amplificador quando instalado no protótipo

A planta local foi identificada no domínio da frequência utilizando a mesma estratégia apresentada no Capítulo 7, ou seja, excitou-se o atuador piezoelétrico (APA) através do seu amplificador, que é alimentado com um sinal ruído branco na banda de 0 a 2000 Hz e amplitude de 0,5 RMS. Duas funções de transferência foram estimadas onde a entrada no amplificador foi realizada com o gerador de sinais digital. Ambas tiveram como entrada a tensão de alimentação do amplificador, porém na saída foi medido o deslocamento com extensômetro (SG: *Strain Gage*) e com o sensor de proximidade (Dymac).

A imagem da Figura 9.1 mostra o amplificador em sua caixa metálica aberta, ao lado do amortecedor ativo. O sensor de proximidade Dymac mede o deslocamento da barra fixada à extremidade livre do atuador, como mostrado na Figura 9.2.

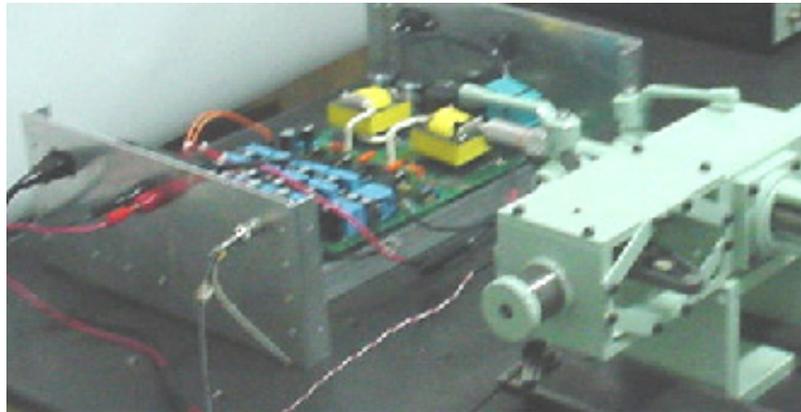


Figura 9.1 – Amplificador alimentando o atuador piezoelétrico instalado no amortecedor.

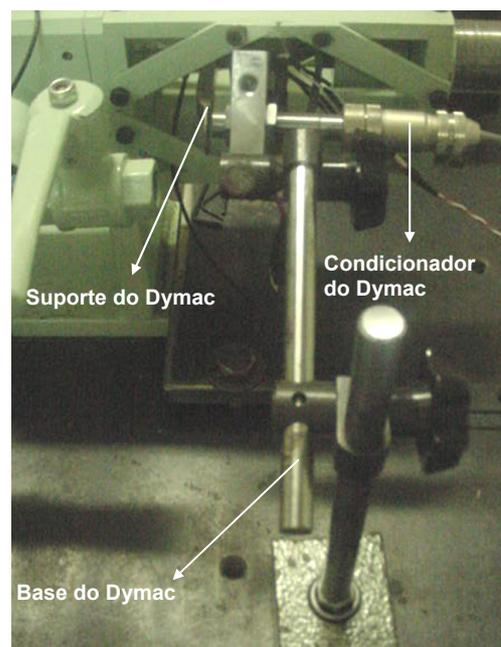


Figura 9.2 – Sistema de monitoramento da posição do obturador da válvula realizado pelo sensor de proximidade (Dymac).

A Figura 9.3 mostra as duas funções de respostas em frequências do atuador piezoelétrico instalado no amortecedor para uma tensão de alimentação do amplificador de potência do tipo ruído branco. Essas foram ajustadas pelo processo de otimização já descrito no Capítulo 5, e somente a saída observada pelo Dymac apresentou coerência.

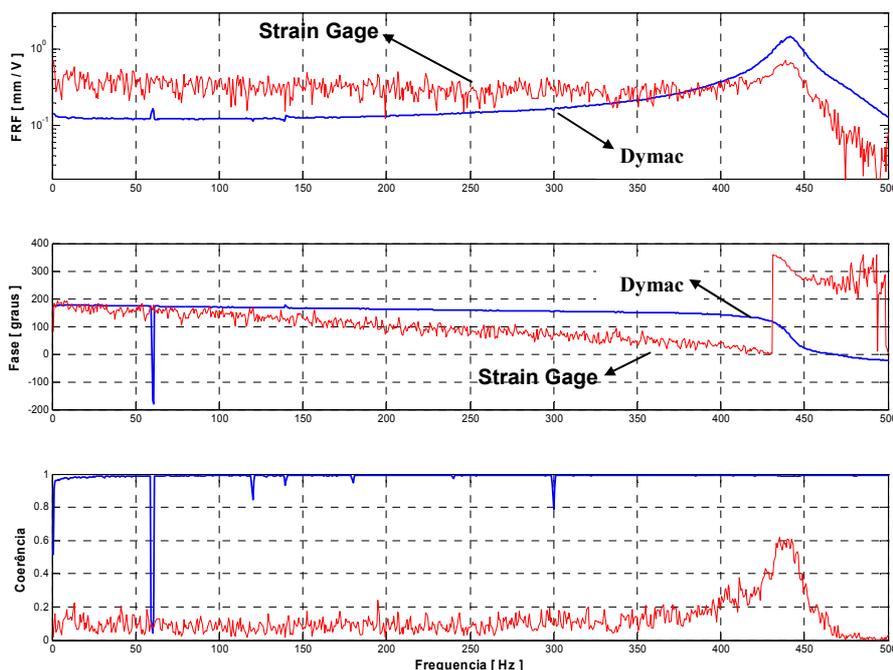


Figura 9.3 – Funções de Resposta em Frequência que relaciona as medidas dos deslocamentos para o Dymac e o SG, com a tensão de alimentação do amplificador na banda de 0 a 500Hz.

Para os testes com o controlador local PID e com a planta monitorada pelo Dymac, ajustou-se parâmetros da função de transferência. A função ajustada está apresentada na Figura 9.4 e resultou nos seguintes parâmetros: $f_{APA}=440,1$ Hz, $\xi_{APA}=0,02431$ e com ganho estático em $0,12$ [mm/N]. Como esse sistema ajustado de segunda ordem possui os parâmetros bem próximos do sistema ajustado no Capítulo 7, onde uma massa equivalente foi adicionada ao atuador piezoelétrico, tentou-se utilizar o mesmo PID.

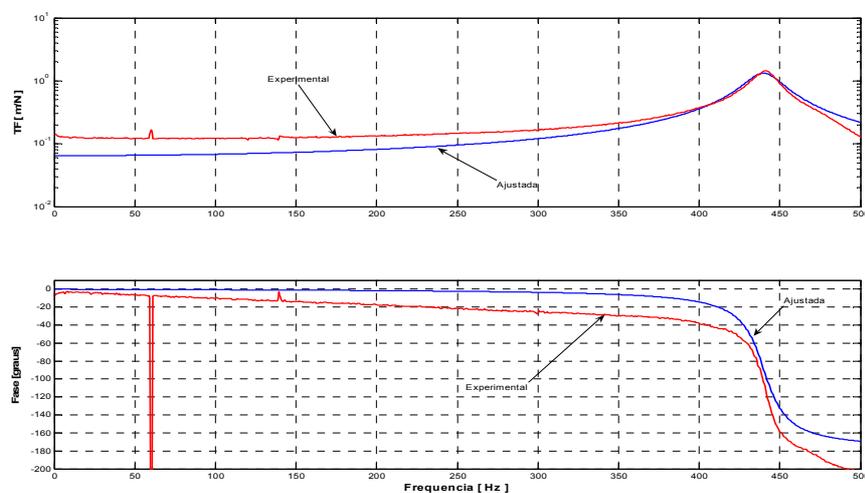


Figura 9.4 – Função de resposta em frequência experimental e identificada com o sistema monitorado com o Dymac, na banda de 0 a 500Hz.

Então, projetou-se um controlador local PID a partir da função de transferência do sistema sensoriado com o dymac. Para avaliação numérica do sistema mantiveram-se os parâmetros anteriores identificados. Novamente tentou utilizar o controlador PID projetado no Capítulo 7, cuja função de transferência discretizada está mostrada na equação 7.3

9.2 - Desempenho do controlador local PID quando instalado no protótipo

Os resultados preliminares foram satisfatórios e incentivaram a avaliação do controlador PID que são apresentados nas Figuras 9.5 a 9.8 e comentadas na Tabela 9.1.

Tabela 9.1: Comentários sobre o desempenho do controlador local PID para diversas referências.

Figura	Comentários
Fig. 9.5	Esse ensaio mostra que devida à saturação digital do controle entre $-0,6V$ a $4.5V$ objetivando proteção do APA é possível o controle saturar e o PID ficar com atrasos e <i>offset's</i> em relação à referência.
Fig. 9.6	Nessa há uma saturação quando o controlador local tenta seguir uma onda senoidal a 1 Hz e a referência é perdida perto dos 3,6 s e retomada após 4,0 s. O interessante dessa Figura é a força sobre o obturador apresenta um comportamento não linear, característico de forças de atrito que pressupõe ser referente ao atrito da haste no retentor labial, ou seja, de meio em meio segundo há uma inversão do movimento e com velocidade nula o coeficiente de atrito estático, que é superior ao dinâmico, segura a válvula por uns instantes.
Fig. 9.7	Nota-se nesse ensaio a força não linear sob o obturador e um pouco de saturação no momento em que a válvula é fechada, ou seja, quando a tensão de alimentação do amplificador é mínima de $-0,6V$. Contudo a ação do PID faz com que o obturador segue a referência imposta.
Fig. 9.8	Esse ensaio, com o controlador local PID, mostra que várias posições de abertura e fechamento da válvula são impostas, isto é, definiu-se degraus de amplitude diferentes como referência ao GAP. A força na válvula atinge um pouco mais de 25N, contudo o PID mostrou-se eficiente em posicionar o GAP em sua posição de referência.

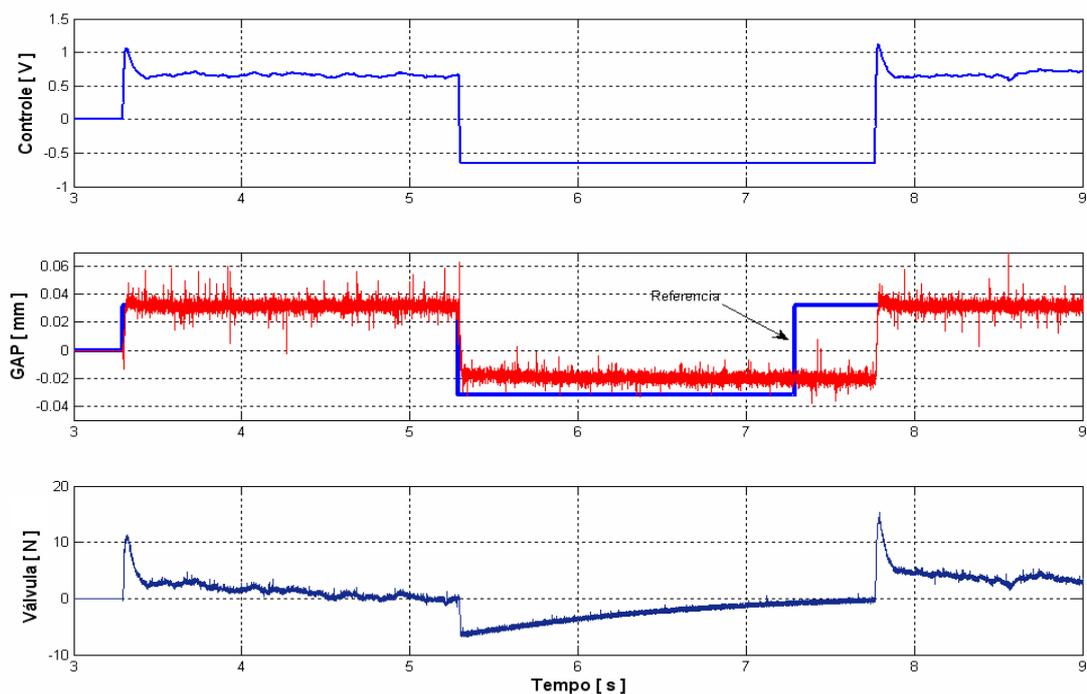


Figura 9.5 – Resposta no domínio do tempo que mostra o esforço de controle acima, o GAP e sua referência (onda quadrada simétrica) no meio, e a força no atuador piezoelétrico abaixo.

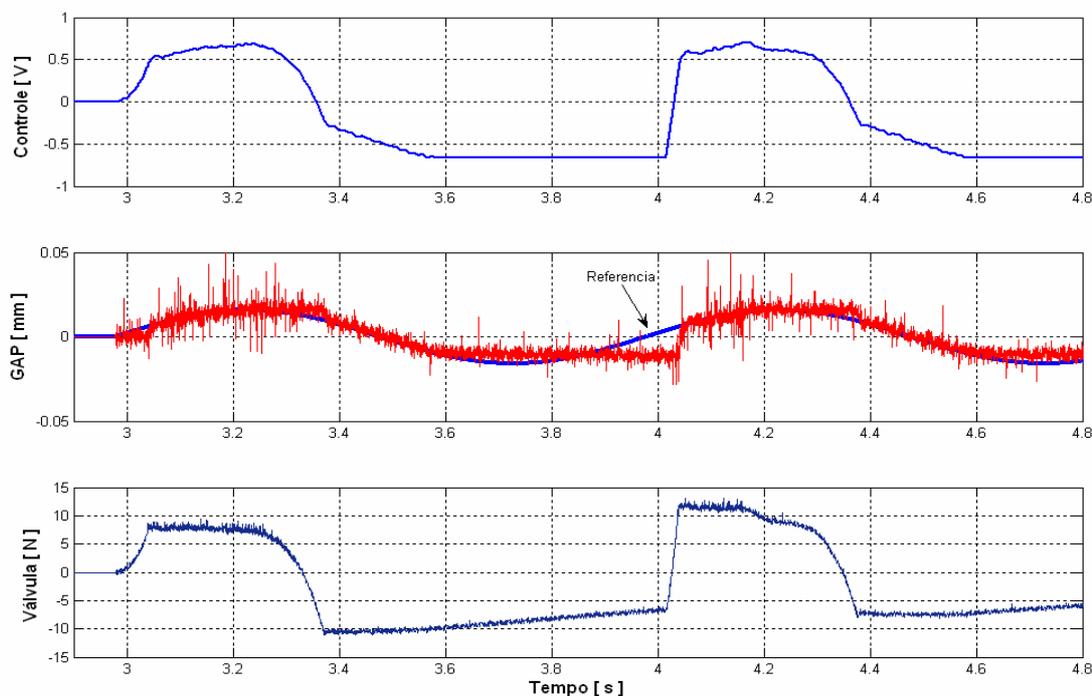


Figura 9.6 – Resposta no domínio do tempo que mostra o esforço de controle acima, o GAP e sua referência (onda senoidal simétrica) no meio, e a força no atuador piezoelétrico abaixo.

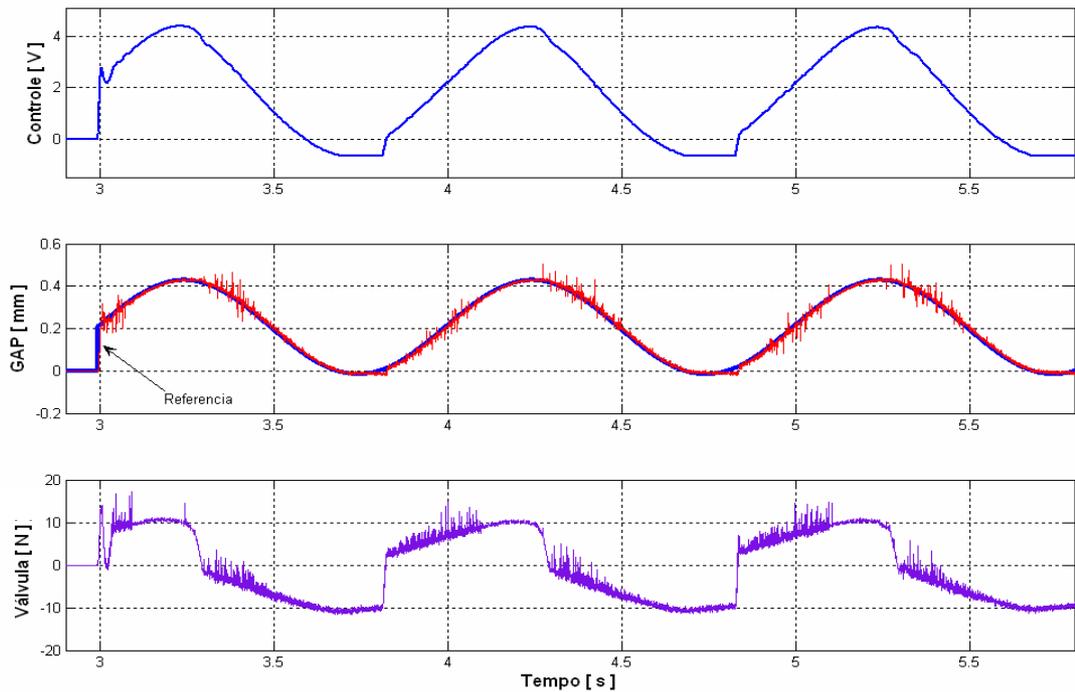


Figura 9.7 – Resposta no domínio do tempo que mostra o esforço de controle acima, o GAP e sua referência (onda senoidal assimétrica) no meio, e a força sob o atuador piezoelétrico abaixo.

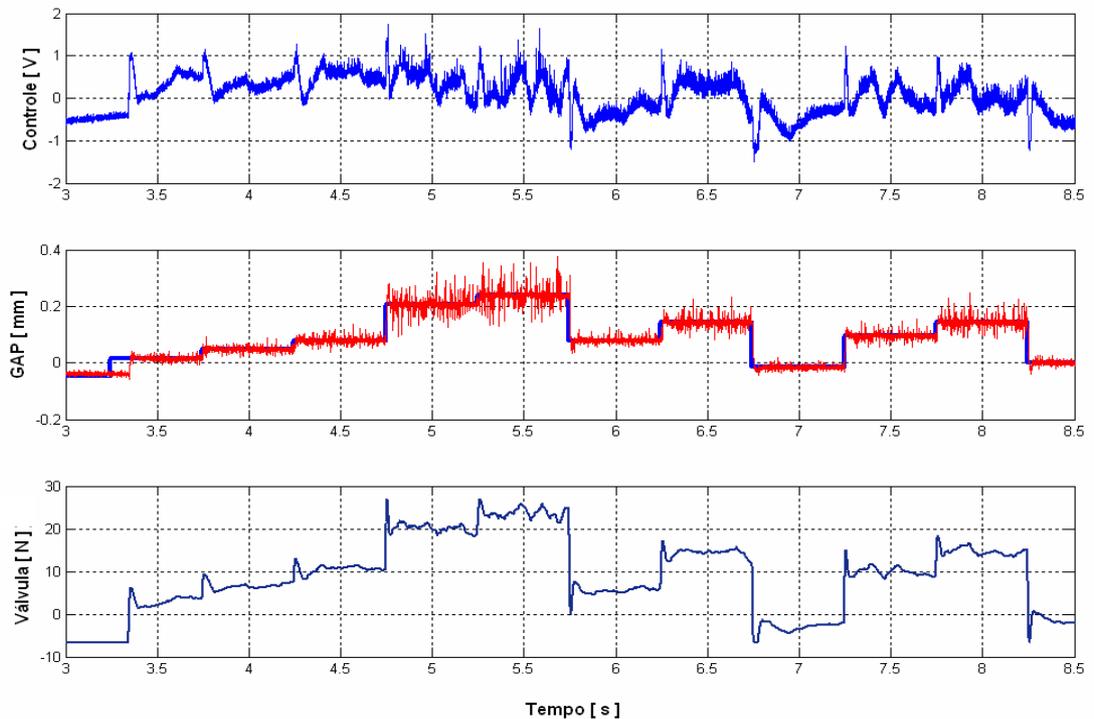


Figura 9.8 – Resposta no domínio do tempo que mostra o esforço de controle acima, e vários níveis de GAP de referência no meio, e a força no atuador piezoelétrico abaixo.

9.3 – Modelo da planta global: sistema linear de 1 GDL acoplado ao amortecedor ativo

Uma vez que o comportamento do controlador local PID que posiciona o GAP foi satisfatório, mesmo com a estratégia adotada, partiu-se para projetar o controlador global levando-se em consideração a suspensão semi-ativa resultante do acoplamento do amortecedor ativo a uma suspensão passiva com baixo coeficiente de amortecimento. A suspensão passiva é composta por uma plataforma de alumínio montada sobre quatro lâminas metálicas flexíveis, configurando uma mesa vibratória. Adicionaram-se massas à mesa com a intenção foi baixar a frequência natural do conjunto tornando-o tal qual um sistema mecânico de 1GDL, com frequência natural amortecida próxima a 15Hz. No Capítulo 5, mostrou-se no domínio da frequência que o amortecedor pode ser representado por um sistema de segunda ordem com frequência natural amortecida em torno dos 38 Hz e para determiná-la utiliza-se a cadeia de instrumentação tal como mostra a Figura 9.9.

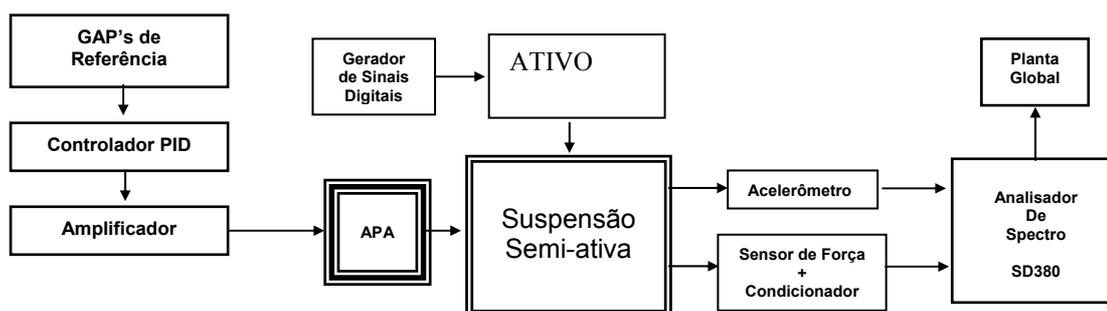


Figura 9.9 – Cadeia de instrumentação utilizada para obtenção do modelo global da planta.

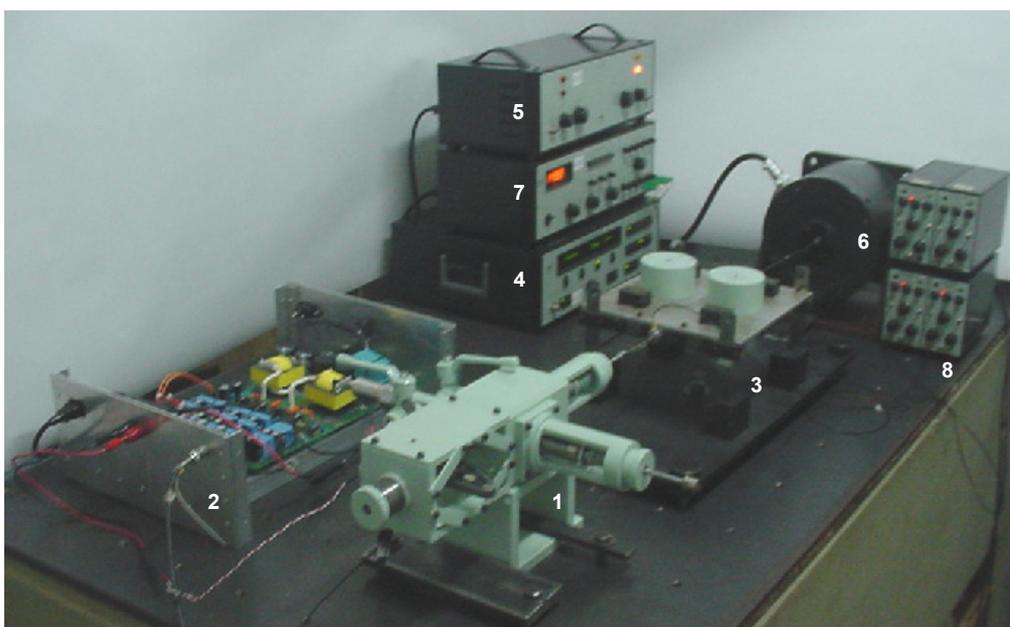


Figura 9.10 – Bancada instrumentada do amortecedor acoplado a um sistema de 1gdl.

A Figura 9.10 mostra a bancada devidamente instrumentada da suspensão semi-ativa identificada e é assim composta: (1) é o amortecedor ativo, (2) o amplificador do APA, (3) o sistema vibratório no qual o amortecedor ativo é instalado, (4) o gerador de sinais digitais que alimenta o amplificador (5) do *shaker* (6), (7) o condicionador do SG e (8) os condicionadores dos sensores de aceleração e de força. A Figura 9.11 mostra especificamente o amortecedor ativo projetado e ao ser acoplado a uma suspensão torna-a semi-ativa e possui o comportamento conforme mostra a superfície da Figura 9.12.

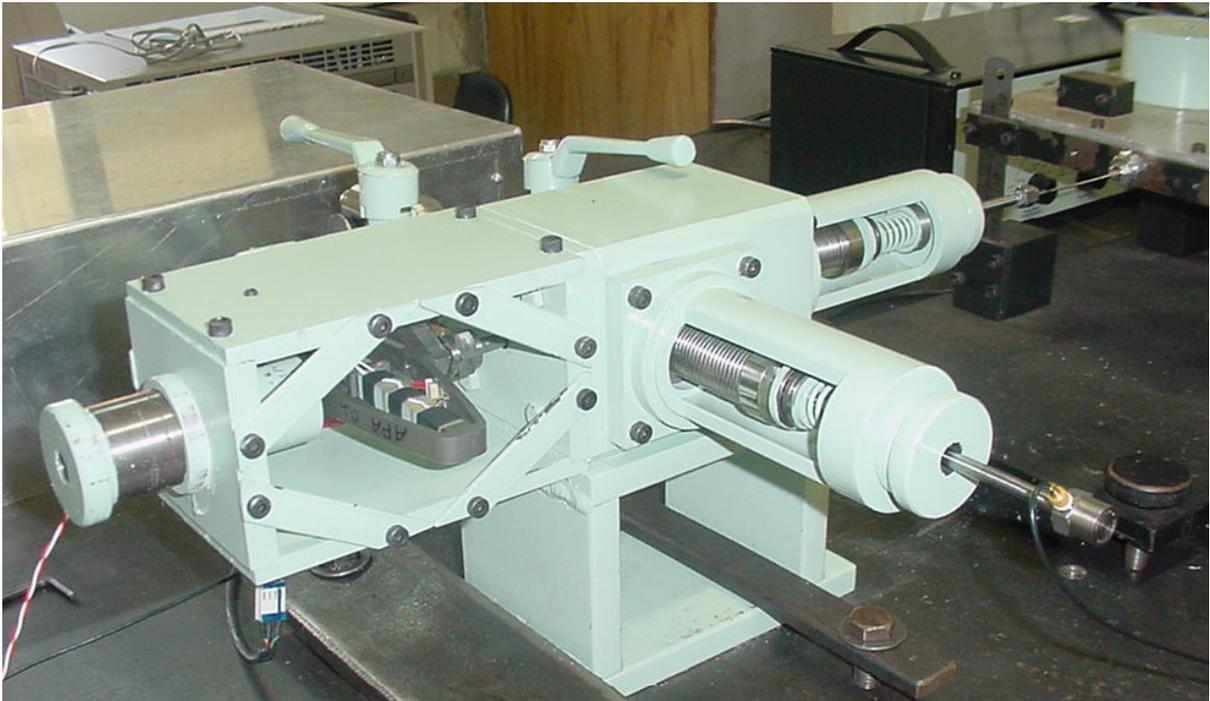


Figura 9.11 – O amortecedor ativo proposto engastado na suspensão de 1 GDL.

As FRF's relacionam a aceleração de saída da suspensão semi-ativa obtida por um acelerômetro situado no *shaker* que excita a suspensão semi-ativa com uma força obtida a partir de um sinal tipo ruído de banda estreita com energia entre 0 e 50 Hz.

Essa superfície foi obtida utilizando a seguinte estratégia. Para cada 15 GAP's escolhidos linearmente, foi obtida uma FRF. Cada GAP foi posicionado automaticamente pelo controlador local PID, durante 2 minutos, isto é, a cada 2 minutos um determinado coeficiente de amortecimento é imposto à suspensão semi-ativa. Esse tempo foi o suficiente para o analisador SD380 calcular 20 médias para cada uma das FRF's calculadas.

Assim foram obtidas as funções de transferências entre aceleração (saída) da suspensão semi-ativa e a força (entrada) de excitação, com o PID ativado tal como o sistema opera.

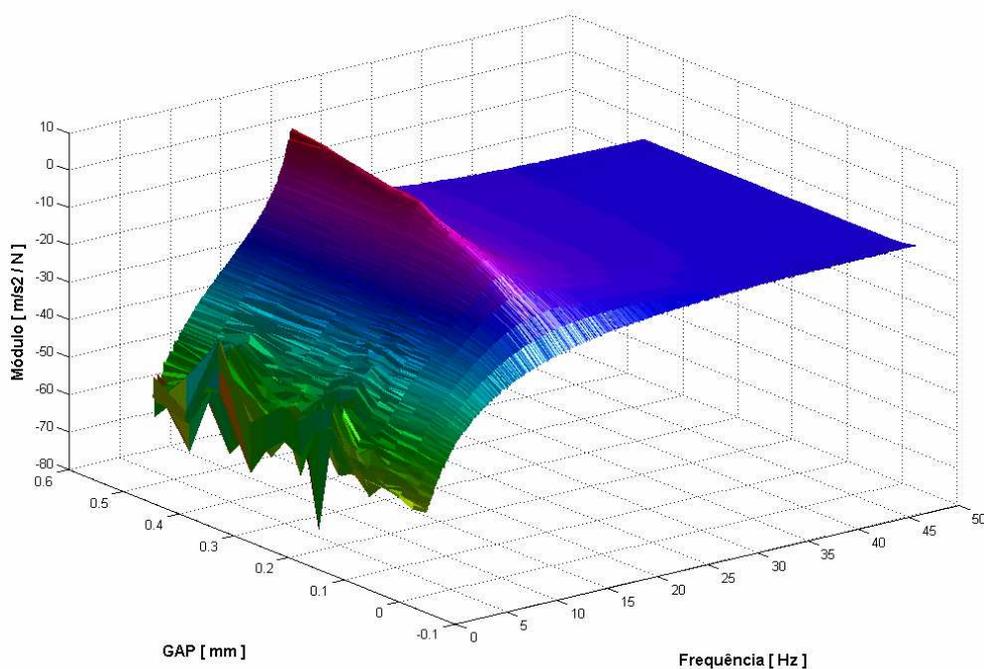


Figura 9.12 – Superfície característica do amortecedor ativo quando acoplado a um sistema de 1 GDL, obtida a partir de FRF's para 15 valores de GAP's dentro da faixa de 0 a 0,5 mm .

A Figura 9.13 apresenta a fase e coerência, relativa às FRF's obtidas, para cada GAP ativado pelo controlador local PID. A coerência mostra que esses ensaios possuem confiabilidade.

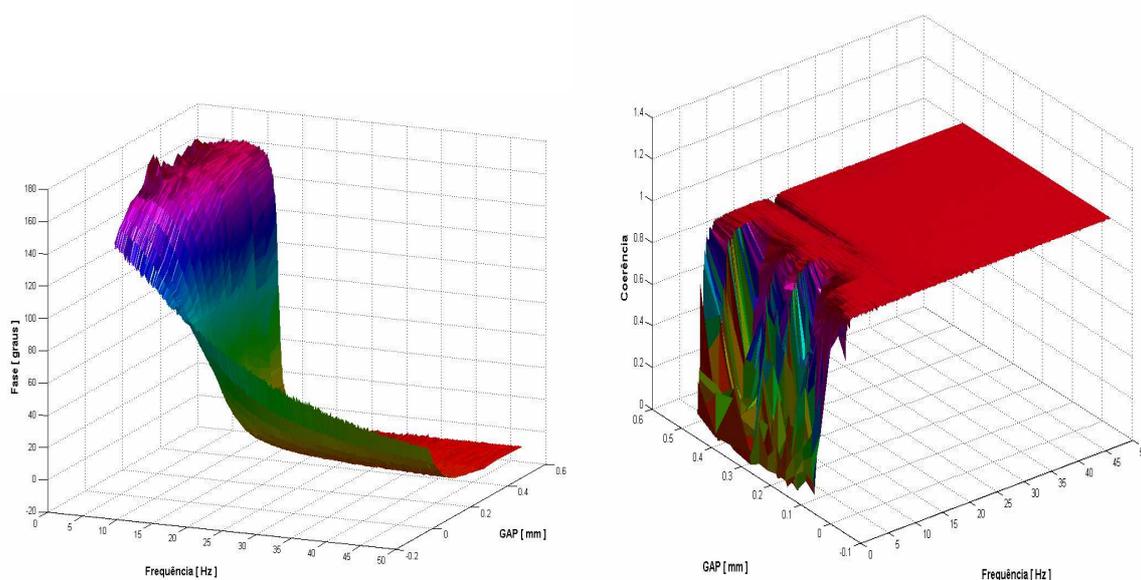


Figura 9.13 – Fase e coerência relativas à superfície da figura anterior.

Cada FRF relativa aos 15 GAP's investigados foi traçada no plano do Diagrama de Bode e podem ser vistas na Fig 9.14. Nota-se no gráfico da fase que a passagem pelos 90° nem sempre ocorre na mesma frequência e isso indica que o comportamento do sistema ainda sofre influência da variação de massa de fluido variante para cada GAP. Isso mostra que, mesmo acoplando o amortecedor a um sistema de vibratório com massa bem superior à massa fluida que passa pelo orifício, modifica a frequência natural amortecida do sistema. As variações da frequência e da massa para cada GAP estão mostradas na Figura 9.14. Para calcular as frequências naturais, cada curva da figura 9.13 foi ajustada por um processo de otimização assim como os fatores de amortecimento.

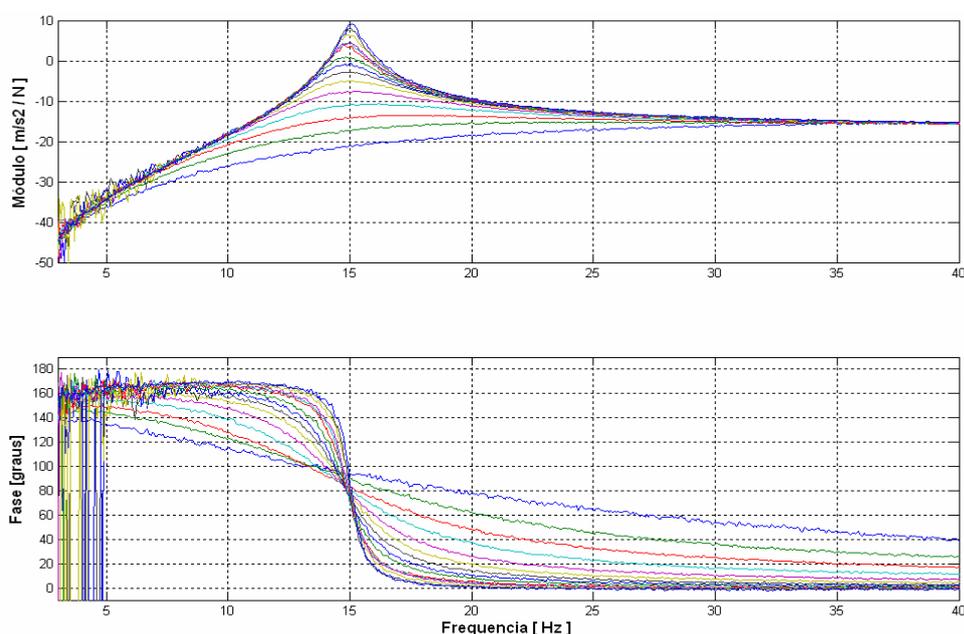


Figura 9.14 – FRF's para os GAP's impostos pelo controlador PID.

A massa e a rigidez equivalente do sistema vibratório com o amortecedor ativo instalado foram determinadas pelo seguinte procedimento. Fixou-se o valor de GAP=0,1 mm e mediu a FRF e identificou-se a frequência natural. Adicionando ao sistema vibratório uma massa conhecida e identificou-se um novo valor de frequência natural. A partir destes dois valores de frequência, a rigidez equivalente do sistema resultou em um valor igual a 70.603 N/m. A rigidez equivalente do sistema pode ser interpretada fisicamente como resultado da associação das molas da suspensão da mesa vibratória com as presentes nos dois foles metálicos do amortecedor e nas molas de pré-compressão. Os anexos IX e X apresentam ensaios de calibração dessas rigidezes.

Para o sistema global, os fatores de amortecimento ajustados para cada GAP estão mostrados na Figura 9.15. A curva contínua é o resultado de um processo de ajuste que visa a obtenção de uma função exponencial dada pela equação 9.1.

$$\xi_{ativo} = 0,04981.e^{-1329,7.GAP} + 0,52417.e^{-14,613.GAP} \quad (9.1)$$

A partir dos fatores de amortecimento, das massas e das freqüências naturais amortecidas são calculados os coeficientes de amortecimento. Assim, também por um processo de otimização calcula-se uma função que relaciona o coeficiente de amortecimento com o GAP, descrita na equação 9.2, cuja curva exponencial estimada está mostrada na Figura 9.16.

$$C_{ativo} = 57,769.e^{-0,74507.GAP} + 768,46.e^{-13,453.GAP} \quad (9.2)$$

Uma comparação é feita entre os coeficientes de amortecimento com o GAP ativado pelo controlador local PID em relação às curvas obtidas experimentalmente nas freqüências de 5, 15 e 30 Hz, mostrada na Figura 9.16. Salienta-se que não foi aplicada a correção das folgas, que também ocorrem com o dymac é posicionado com o controlador PID.

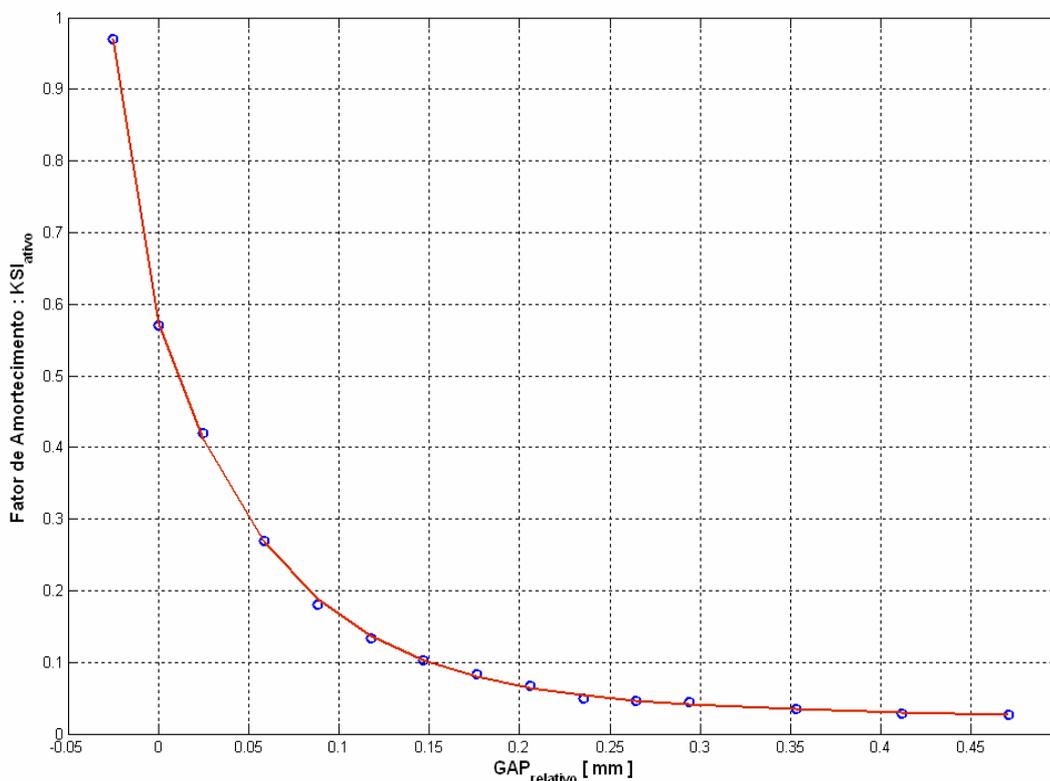


Figura 9.15 – Valores estimados dos fatores de amortecimento em função do GAP_{relativo}.

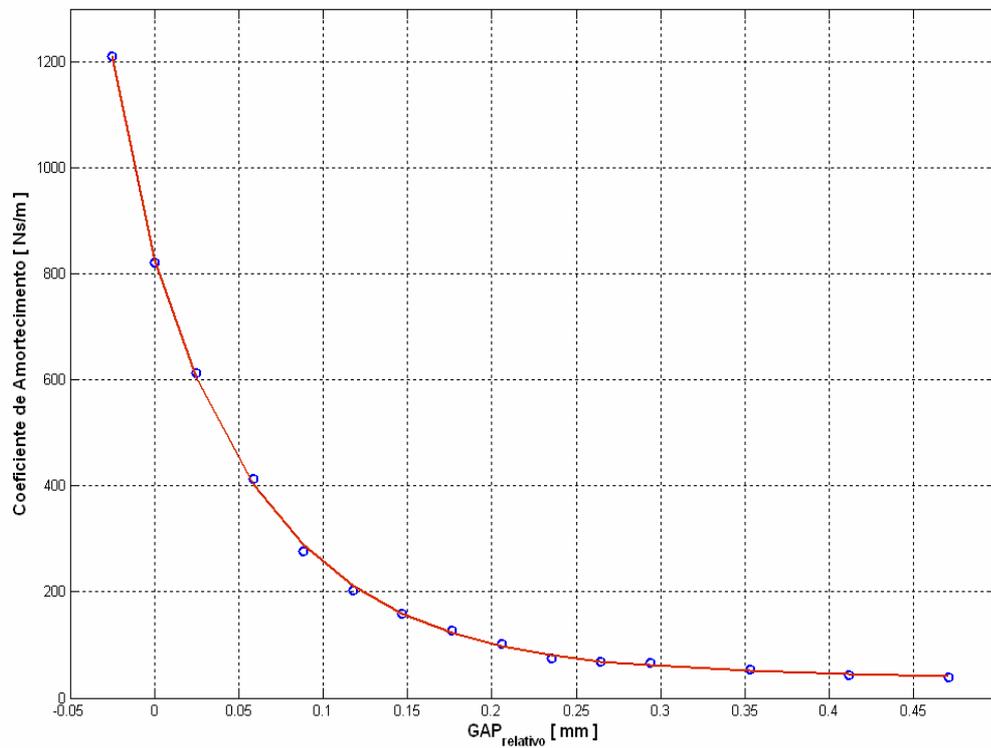


Figura 9.16 – Valores estimados dos coeficientes de amortecimento em função do GAP_{relativo}.

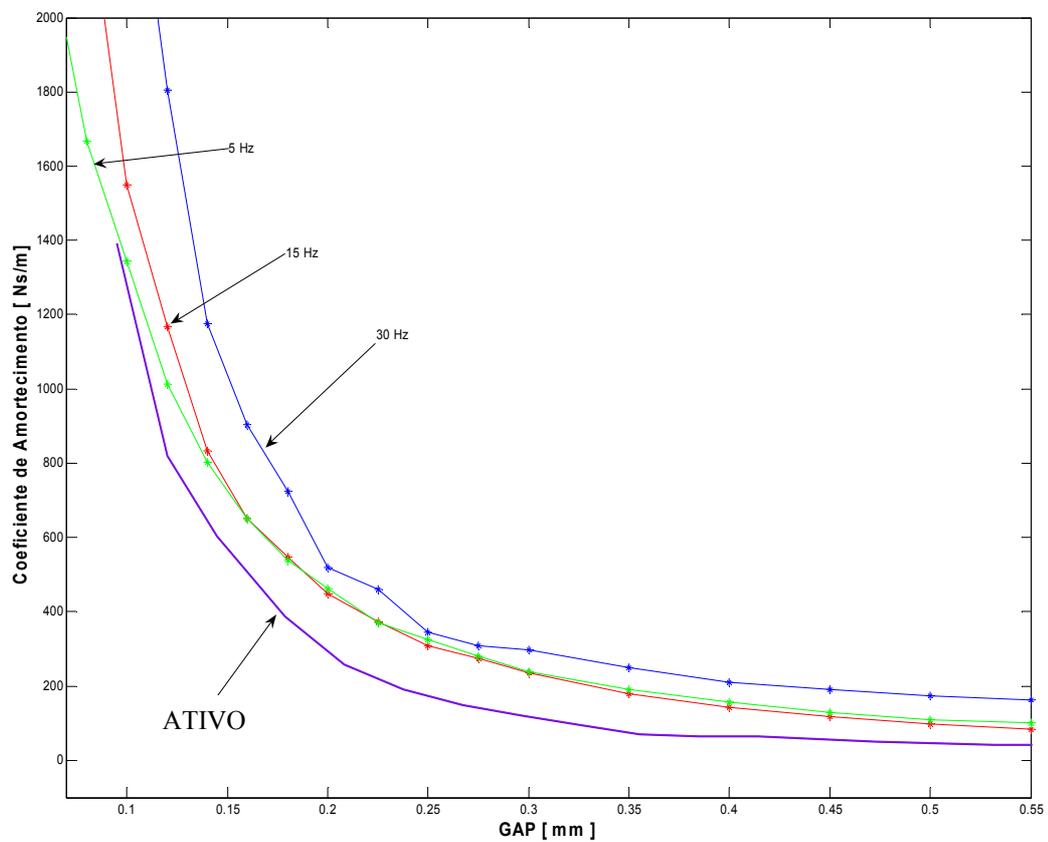


Figura 9.17 – Comparação entre os coeficientes de amortecimento obtidos com o amortecedor passivo e com o amortecedor ativado.

9.4 – A instrumentação envolvida no controle hierárquico da suspensão semi-ativa

Para avaliação do sistema de controle hierárquico, com os controladores local e global ativados, a instrumentação envolvida está esquematizada no diagrama de blocos da Figura 9.18. Na parte superior dessa, está o sistema de alimentação do amplificador do APA tal como já foi descrito na Figura 7.4.

O sinal de saída do amplificador alimenta o atuador piezoelétrico que resulta num coeficiente de amortecimento para a suspensão semi-ativa. Na saída da suspensão tem dois caminhos, um é medida a aceleração do sistema que é monitorada no osciloscópio A e ela é entrada do controlador global implementado num computador.

A entrada no computador é feita por uma placa de aquisição de sinais Dspace, detalhada no apêndice XIV, que permite comunicação direta como o *Simulink* do MatLab. A saída do controlador global resulta em um Gap de referência desejável. O erro entre o Gap de referência e o real adquirido com o *dymac*, conforme pode ser visto no diagrama na saída abaixo do APA.

Esse erro é entrada do controlador local PID que possui na saída uma tensão de alimentação do amplificador do APA. Os sensores de deslocamentos são monitorados pelo osciloscópio B. Já no osciloscópio C é monitorada a força hidrodinâmica sobre a válvula, que esta situada na haste entre o atuador e o obturador da válvula e a força amortecedora resultante no segundo caminho de saída da suspensão semi-ativa.

Na identificação da planta global [$m/s^2 / N$] o *shaker* alimentado por um gerador de sinal digital excita a suspensão semi-ativa e as saídas força amortecedora e aceleração são as entradas do Analisador de Spectrum SD380.

A planta local [$mm / Volts$] é identificada pela tensão de alimentação do amplificador do APA pelos deslocamentos do APA observados tanto com o *Dymac* como com o *Strain Gage*.

Ainda sobre a instrumentação, um comentário interessante é que o amplificador que alimenta o atuador piezoelétrico, teve que ficar afastado do restante da instrumentação, pois gerava campos eletro-magnético produzindo interferência nos sensores, mesmo com a proteção de sua caixa metálica de alumínio que se comporta como uma gaiola de Faraday.

Todos os instrumentos com pontilhado estão conectados num mesmo ponto da rede elétrica estabilizada 110 V AC.

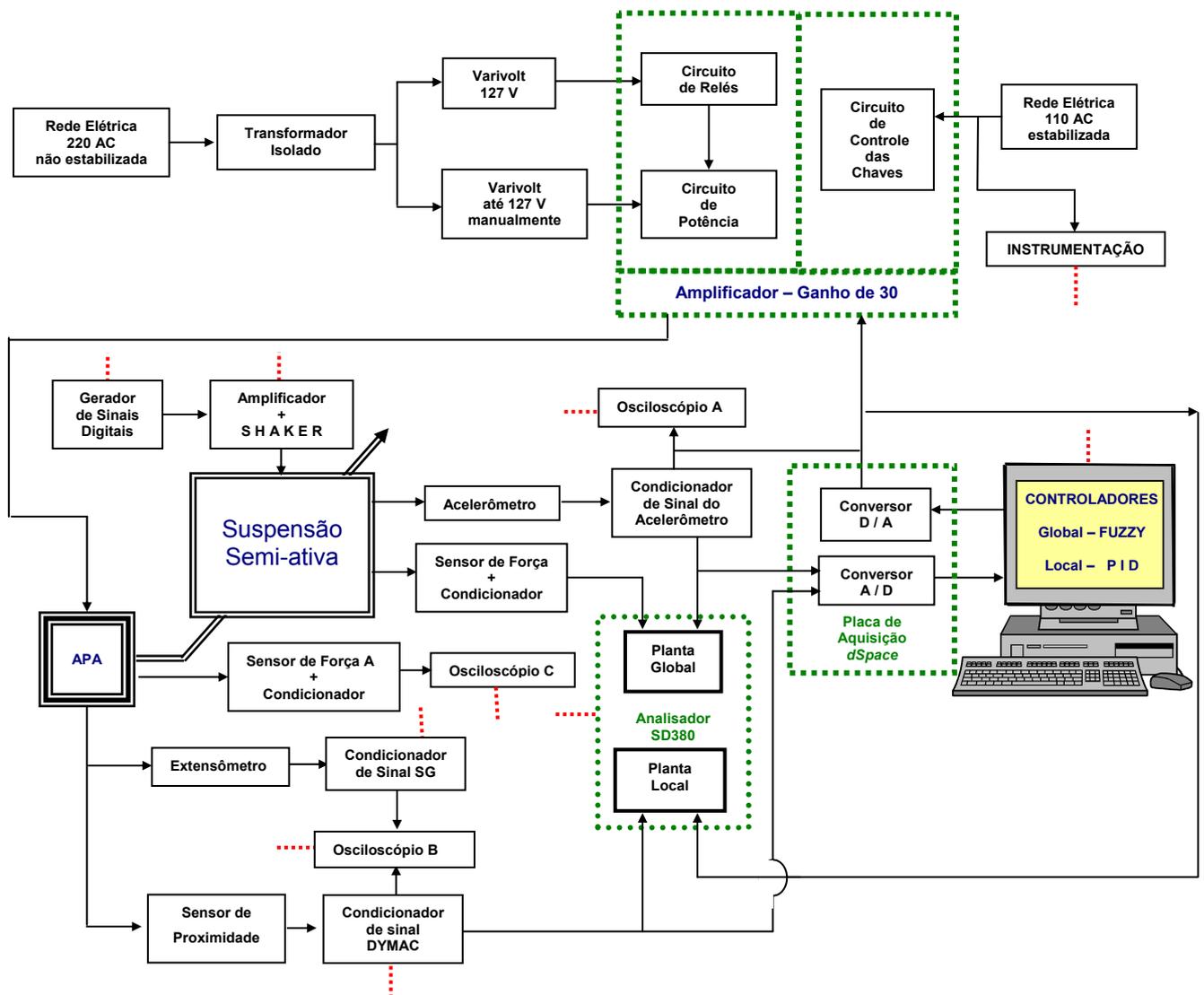


Figura 9.18 – Malha do controle hierárquico da suspensão semi-ativa .

9.5 - Performance do amortecedor passivo ativado pelo controlador PID

O comportamento do amortecedor na versão passiva será avaliado e analisado. Agora, o GAP do sistema passivo ao invés de ser imposto manualmente é realizado pela ação do controlador local PID.

Os comentários relativo a três coeficiente de amortecimento: baixo, médio e alto, são feitos na Tabela 9.2 e os ensaios estão apresentados nas Figuras 9.19 e 9.20.

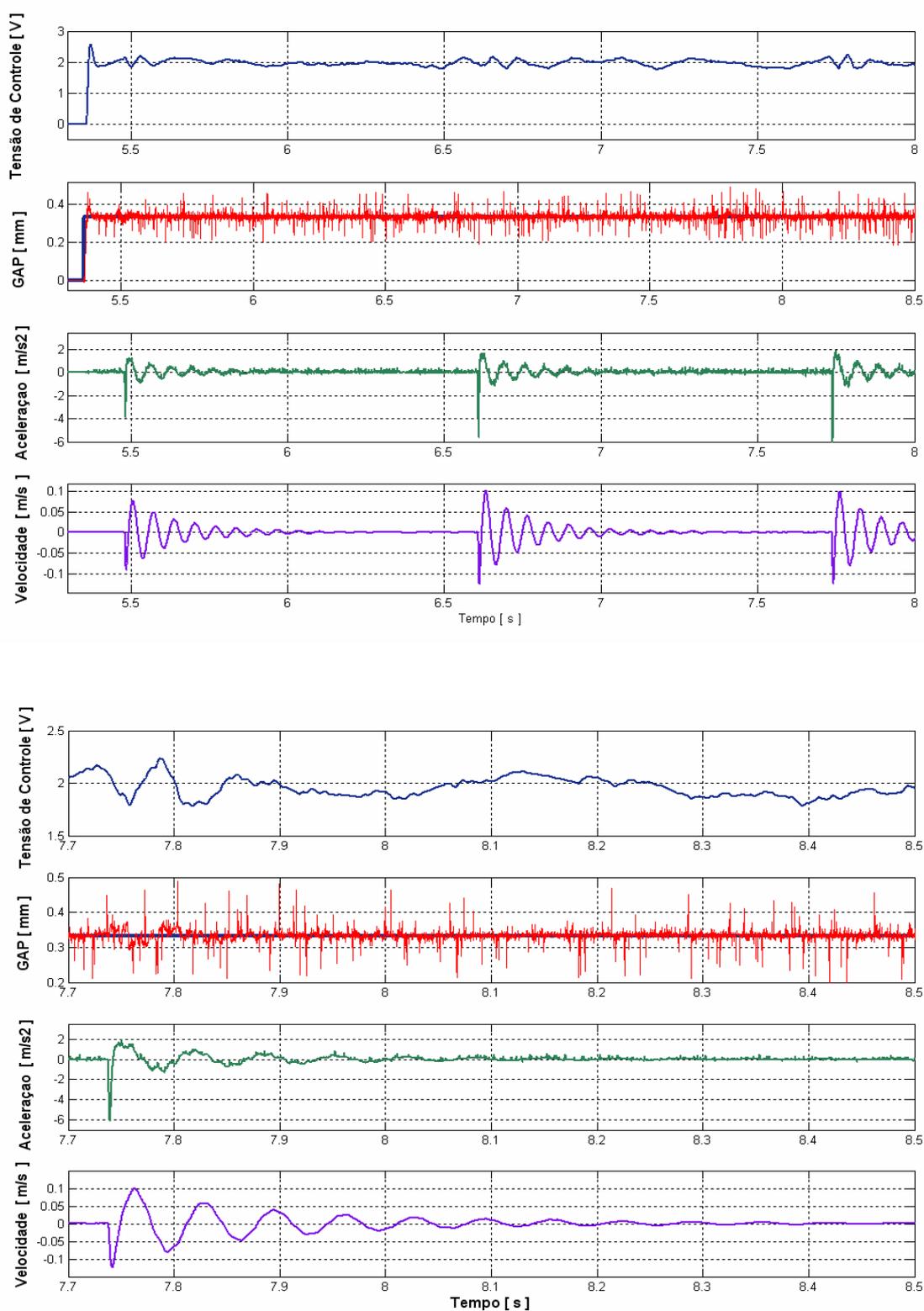


Figura 9.19 – Resposta no tempo do protótipo passivo com baixo coeficiente de amortecimento e detalhe ampliado.

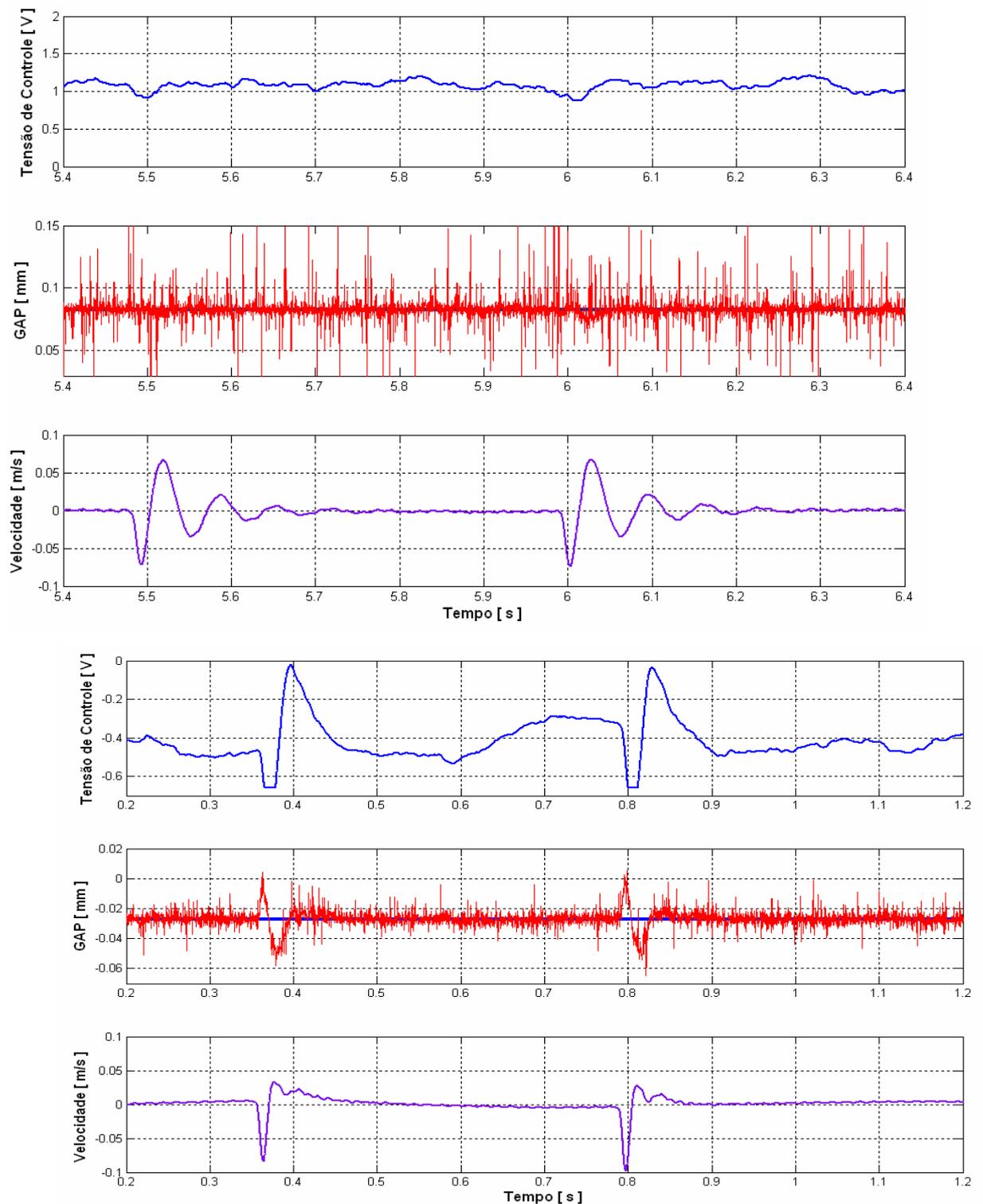


Figura 9.20 – Resposta no tempo do protótipo passivo com médio coeficiente de amortecimento e detalhe ampliado.

Tabela 9.2: Comentários sobre os ensaios a malha aberta com onda quadrada na entrada.

Figura	Comentários
Fig. 9.19	A Figura 9.19 mostra um ensaio com três impactos aplicados ao sistema vibratório passivo, porém ativado com o controlador PID gerando um coeficiente de amortecimento, o que resultou num tempo de acomodação de aproximadamente 0,55 segundos. Conforme pode ser visto no sinal da velocidade apresentado na ampliação da Figura 9.19. Pode-se considerar que o GAP não sofre alteração e o sinal medido pelo Dymac inclui ruídos devido à interferência eletromagnética gerada pelo amplificador de potência.
Fig. 9.20	A Figura 9.20 apresenta também ensaios com o amortecedor passivo ativado pelo PID com médio e alto coeficiente de amortecimento, respectivamente. Obviamente que o tempo de acomodação é reduzido proporcionalmente. O baixo, médio e alto amortecimento corresponde a tensões de alimentação do amplificador do APA de 2, 1 e -0,4 Volts, respectivamente. Nestes casos, o controlador PID local não consegue manter o valor do GAP constante, apesar da variação da voltagem de controle. O efeito mais intenso para a válvula mais fechada, neste caso, a força hidrodinâmica sobre o núcleo da válvula é mais elevada.

9.6 - Performance dos controladores: global *on-off* e local PID no domínio do tempo

Primeiramente, foi implementado um controlador global utilizando a estratégia de controle mais simplória que é o liga-desliga (*on-off*). Dois controladores *on-off*, A e B, são projetados segundo estratégias diferentes e os referidos ensaios da suspensão semi-ativa, sob excitações por impactos, estão apresentados nas Figuras 9.22 a 9.25. Os comentários estão apresentados na Tabela 9.3.

Uma analogia pode ser feita em relação a esses dois controladores quando comparados a uma estratégia veicular. O controlador *on-off* A opera com alto amortecimento nominal tal como é a necessidade de um carro esportivo ou de corrida onde se deseja a estabilidade. Já o controlador *on-off* B busca o conforto aos passageiros uma vez que opera com baixo amortecimento nominal.

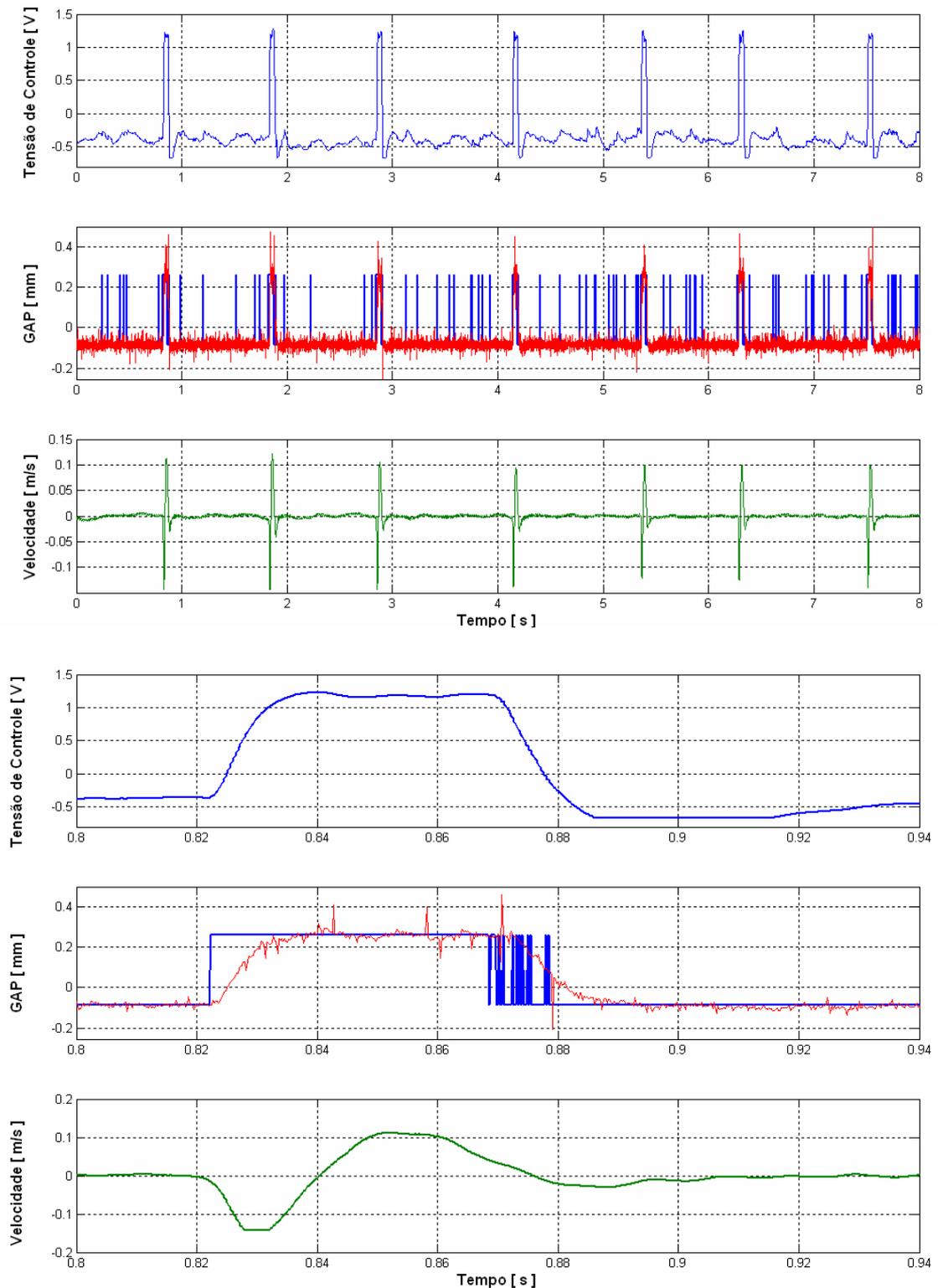


Figura 9.21 – Resposta no tempo dos sensores do protótipo com controle global *on-off* A e detalhe ampliado.

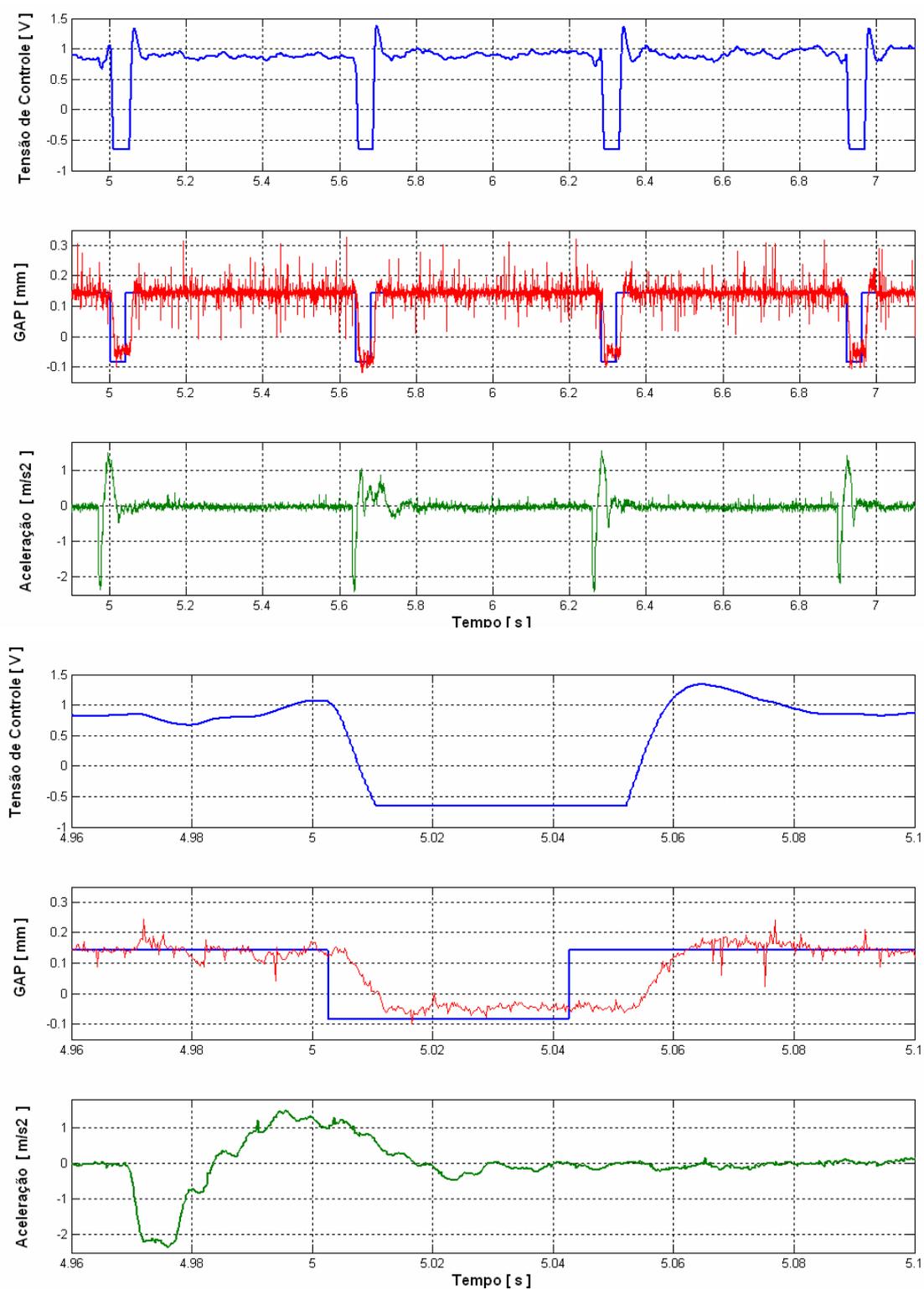


Figura 9.22 – Resposta no tempo dos sensores do protótipo com controle global *on-off* B e detalhe ampliado.

Tabela 9.3: Comentários sobre os ensaios a malha aberta com onda quadrada na entrada.

Figura	Comentários
Fig. 9.21	<p>O controlador <i>on-off</i> A desse ensaio opera no estado <i>off</i> acionando com o PID tal que gere o maior amortecimento (mínimo GAP) e quando sujeito a um determinado nível de vibração, aqui nesse ensaio monitorando a velocidade, ocasionado pelo impacto o controlador fica no estado <i>on</i> que corresponde em abrir a válvula e isso significa dissipar a energia recebida sem exercer muita força. Nesse caso o nível de acionamento é tal que são evitados atrasos significantes, conforme pode ser visto na amplificação apresentada na Figura 9.21 e mesmo sabendo que há a um integrador implementado digitalmente que converte a aceleração em velocidade.</p>
Fig. 9.22	<p>Já o controlador <i>on-off</i> B opera com amortecimento médio no seu estado <i>off</i> e quando susceptível ao impacto, assume o seu estado <i>on</i> que é o inverso do controlador <i>on-off</i> A. Desta forma, nesse controlador fecha-se a válvula, isto é, as vibrações são bloqueadas ao impor força de amortecimento à suspensão semi-ativa momentaneamente com o maior amortecimento. Nesse caso monitorou-se a aceleração e devido ao nível de vibração necessário para acionamento do controle fez com que a resposta apresentasse um atraso diante da ação do controlador local PID. Ou seja, com o ponto de acionamento de 1 m/s^2 m o controlador não fica “chaveando” tal como observado no controlador <i>on-off</i> A porém apresenta atrasos.</p>

9.7 - Performance dos controladores: global *fuzzy* e local PID no domínio do tempo

Após os ensaios com os controladores *on-off* A e B monitorando a velocidade e aceleração, respectivamente, resolveu-se evoluir a estratégia para um controlador global *fuzzy* que possui como entradas a velocidade e a aceleração e como saída o GAP a ser imposto, isto é, será incorporado o monitoramento dos dois estados .

O controlador projetado possui funções de pertinência gaussianas para as entradas e para a saída, equidistantes tal como apresentado na Figura 9.23. As entradas são normalizadas entre -1 e 1 e a saída entre 0 e 1 onde 1 corresponde em abrir a válvula, o que corresponde ao menor amortecimento, e quando 0 o contrário. A base de regras está implicitamente incorporada à superfície da Figura 9.24.

As análises das performances do sistema com o controlador global fuzzy pode ser vista na Figura 9.25 e comentada na Tabela 9.4.

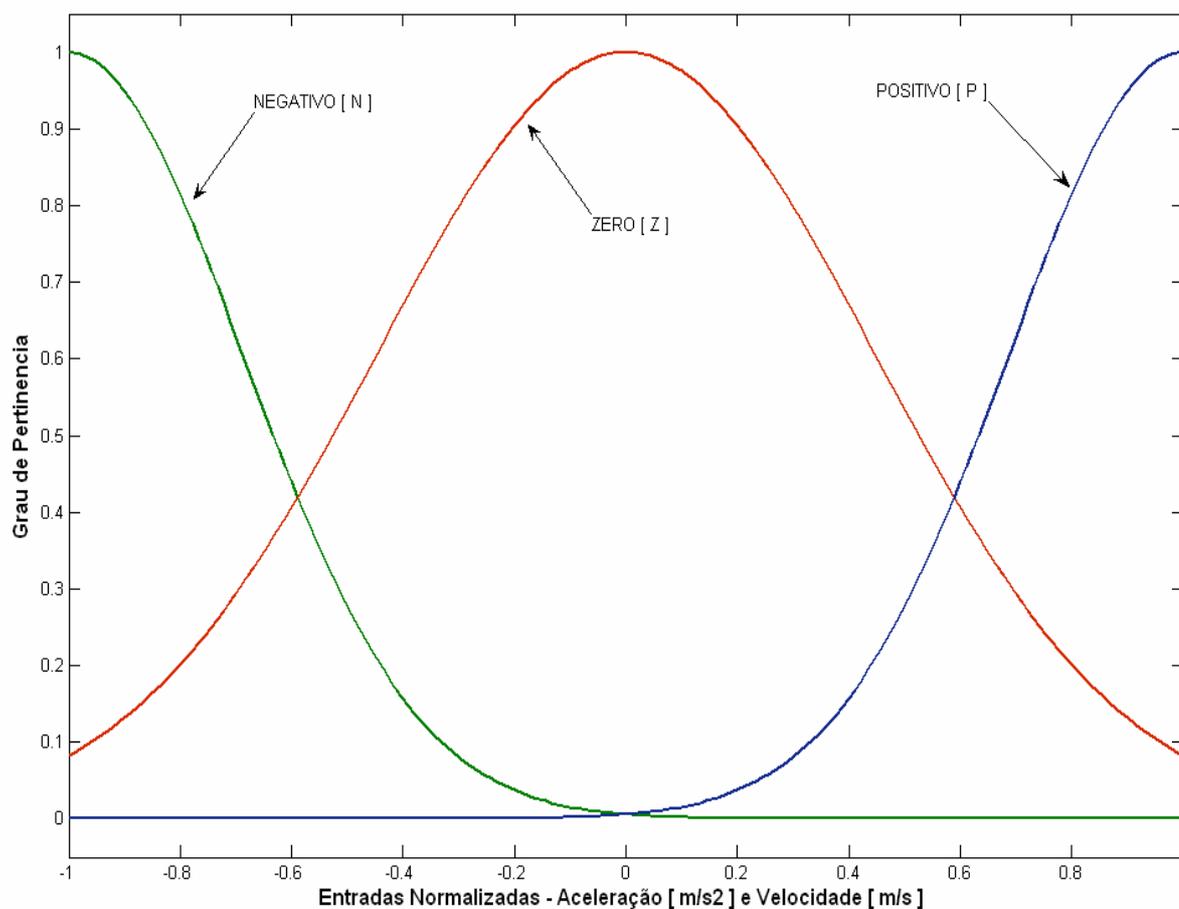


Figura 9.23 – Funções de pertinência das entradas normalizadas do controlador global fuzzy.

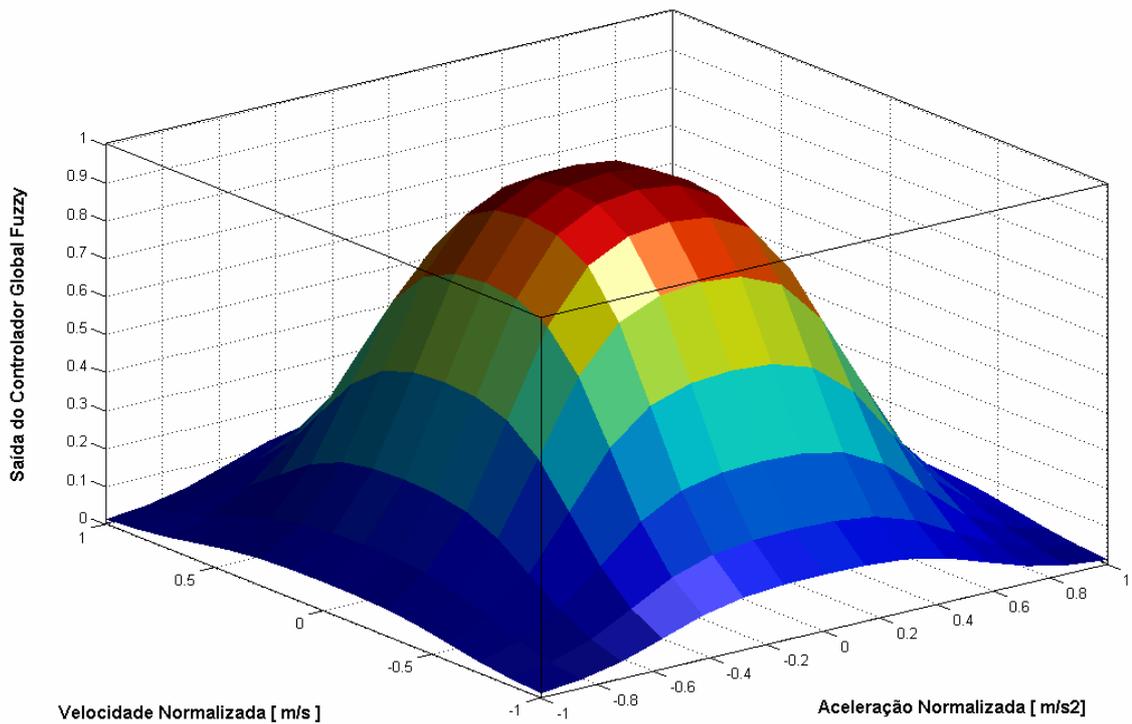


Figura 9.24 –Superfície de saída do controlador *fuzzy*, cujo pico significa fechar a válvula o máximo possível.

Tabela 9.4: Comentários sobre os ensaios a malha aberta com onda quadrada na entrada.

Figura	Comentários
Fig. 9.25	<p>Dois impactos são apresentados quando aplicados ao sistema vibratório para avaliação dessa estratégia <i>fuzzy</i> para o controlador global. Buscou atingir os mesmos níveis do impacto do ensaio com os controladores <i>on-off</i> A e B. Analisando, também as Figuras 9.21 e 9.23, é possível observar nos sinais de aceleração que o controlador <i>on-off</i> B impõe um tempo de acomodação de aproximadamente 0,06 s com um pico máximo de $2,2 \text{ m/s}^2$, enquanto o controlador <i>fuzzy</i> em 0,12 s porém com um pico máximo de 5 m/s^2. Já a comparação com o controlador <i>on-off</i> A, que monitora a velocidade observa-se que o controlador <i>fuzzy</i> apresenta aproximadamente o mesmo tempo de acomodação, contudo o controlador <i>on-off</i> B é mais eficiente pois o pico máximo da velocidade, devido ao impacto foi de 0,17 m/s e o com o controlador <i>fuzzy</i> 0,12 m/s. Salienta-se que o objetivo não foi obter o melhor controlador e sim apresentar três distintas propostas para o controlador global, isto é, três diferentes modos de operação do amortecedor ativo. Por exemplo, caso queira melhorar a performance do controlador global <i>fuzzy</i>, basta fechar as curvas relativas ao zero das duas entradas tal como as curvas de pertinência da entrada do controlador <i>fuzzy</i> apresentado no Capítulo 8.</p>

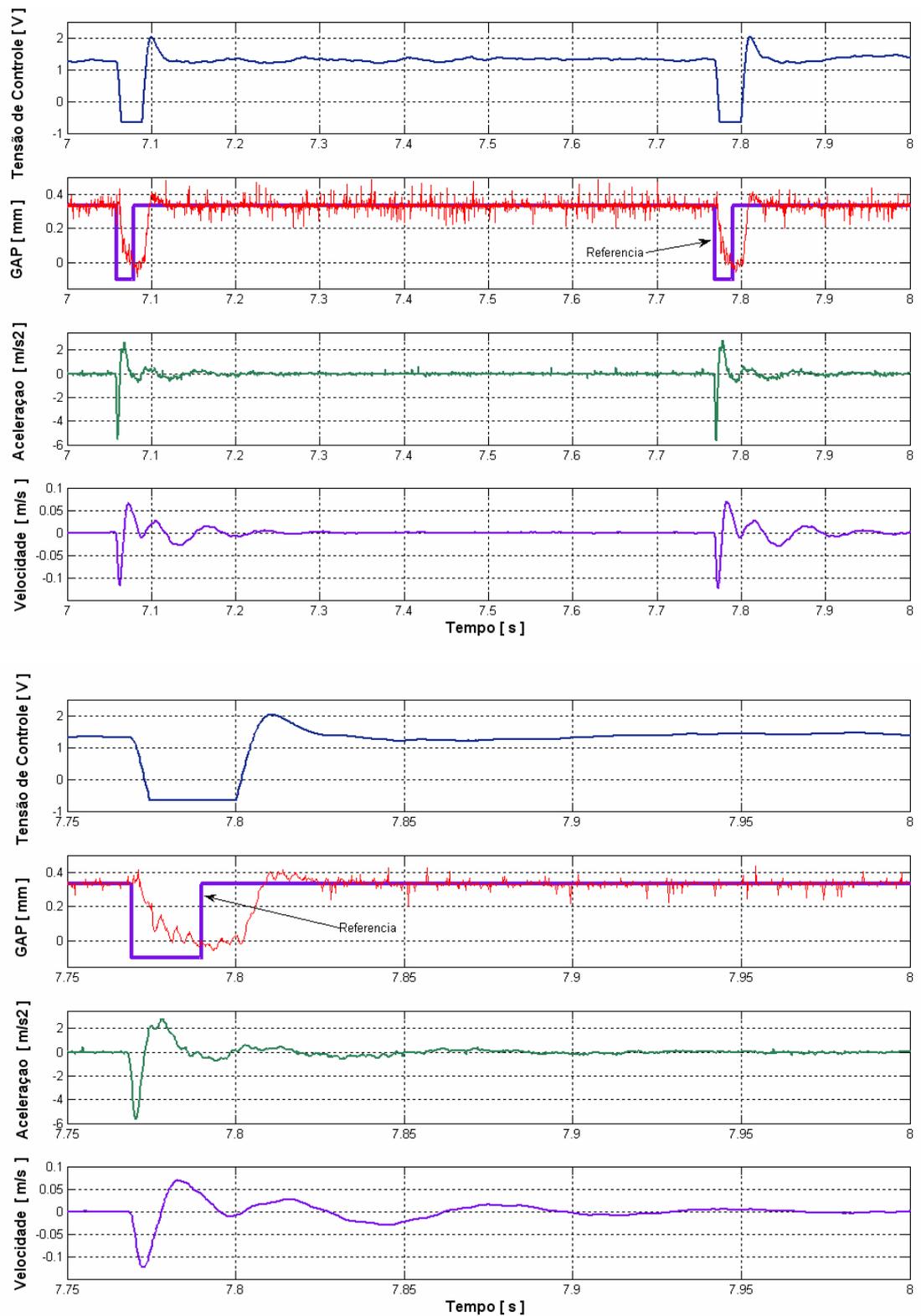


Figura 9.25 – Resposta no tempo dos sensores no protótipo com controle global *fuzzy* e detalhe ampliado.

9.8 - Performance dos controladores: passivo e local PID no domínio da frequência

Buscando uma outra fonte de excitação, alguns ensaios foram realizados para avaliação da suspensão ativa no domínio da frequência. O *shaker* excita o sistema vibratório e para tanto foi alimentado por um sinal harmônico com varredura em frequência de 3 a 30 Hz, com uma taxa de 2 Hz por segundo, proveniente do gerador de sinais digitais.

A performance do sistema na versão passiva é testada com baixo coeficiente de amortecimento, quando a válvula é posicionada pelo controlador PID local. O ensaio completo está mostrado na Figura 9.26 e, nas Figuras 9.27, 9.28 e 9.29, três diferentes trechos são ampliados para melhor visualização e comparação com os testes com a suspensão ativa com o controlador global *fuzzy*.

Um comentário interessante é que nesse tipo de ensaio, os controladores *on-off* ficam chaveando, pois a cada subida e descida passa-se pelo valor de velocidade ou aceleração que ativa-os e desativa-os.

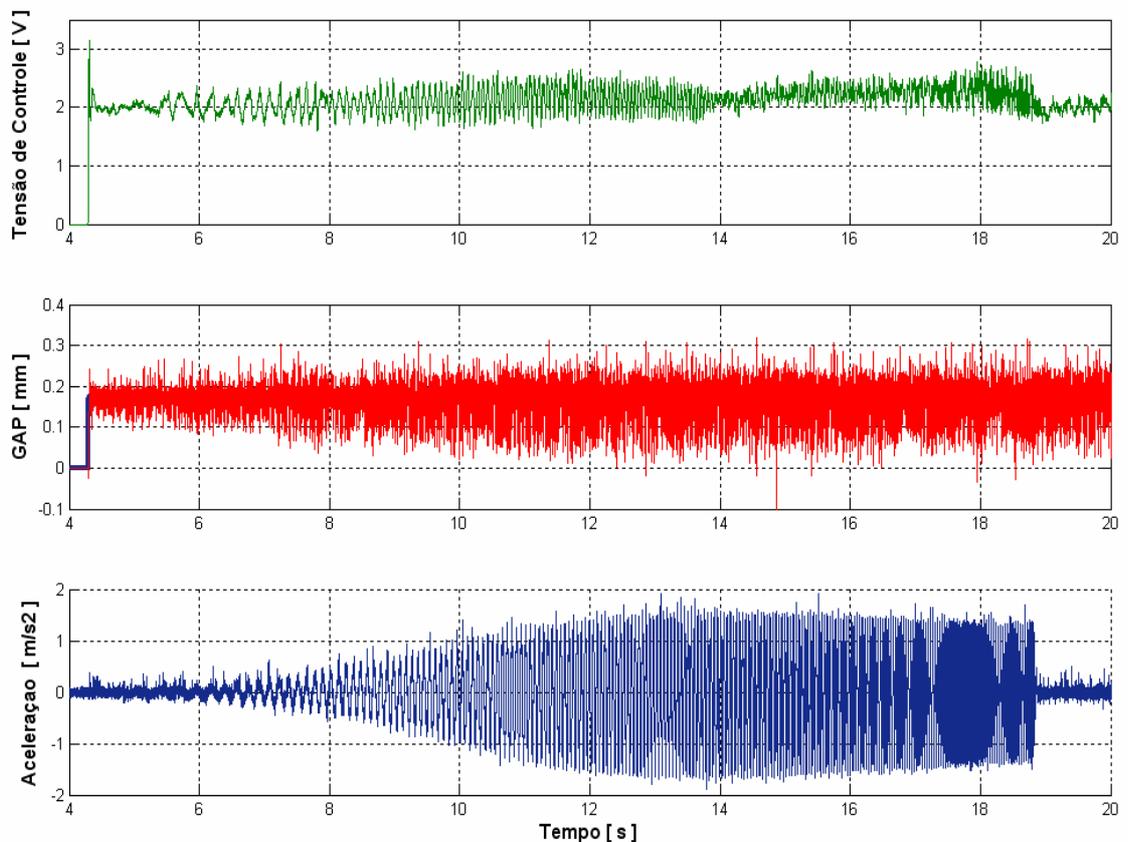


Figura 9.26 – Resposta do sistema diante de uma excitação variável na frequência de 3 a 30 Hz, com o sistema com baixo amortecimento passivo controlado localmente pelo PID .

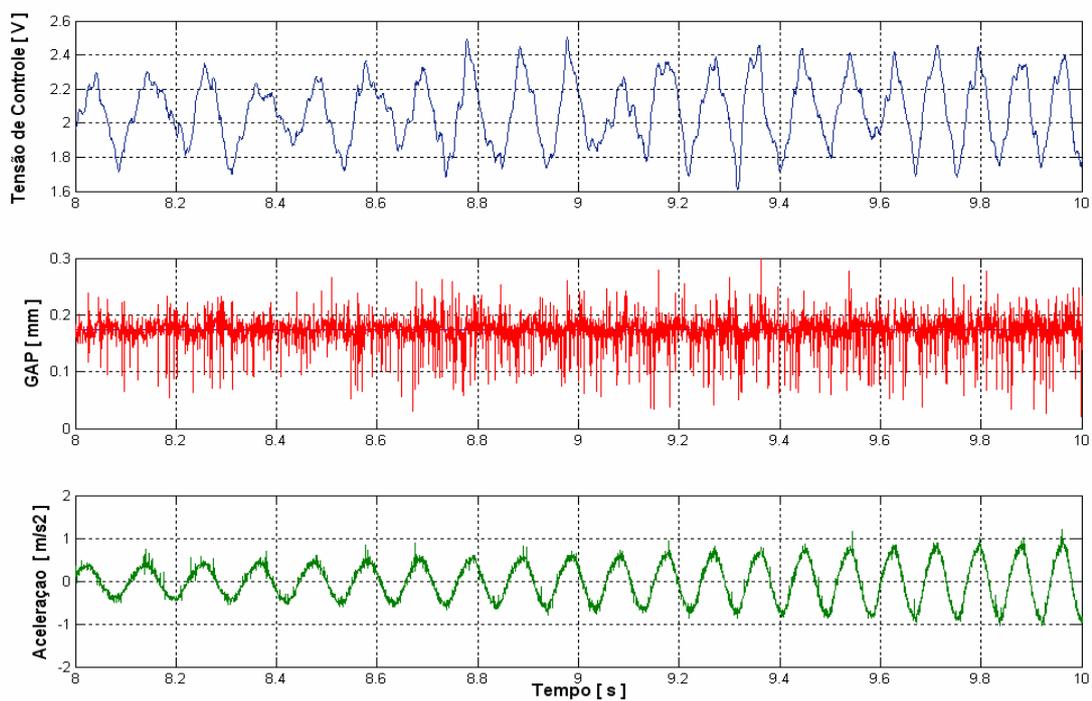


Figura 9.27 – Detalhes de 8 a 10 segundos da Figura 9.26.

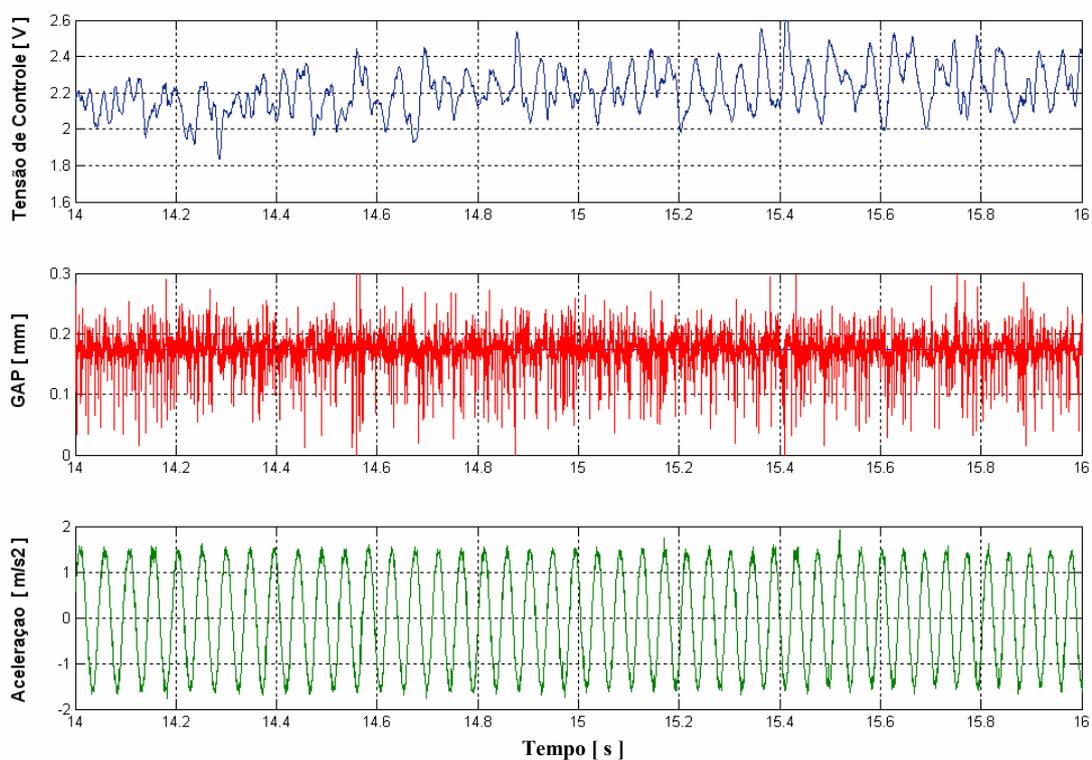


Figura 9.28 – Detalhes de 14 a 16 segundos da Figura 9.26.

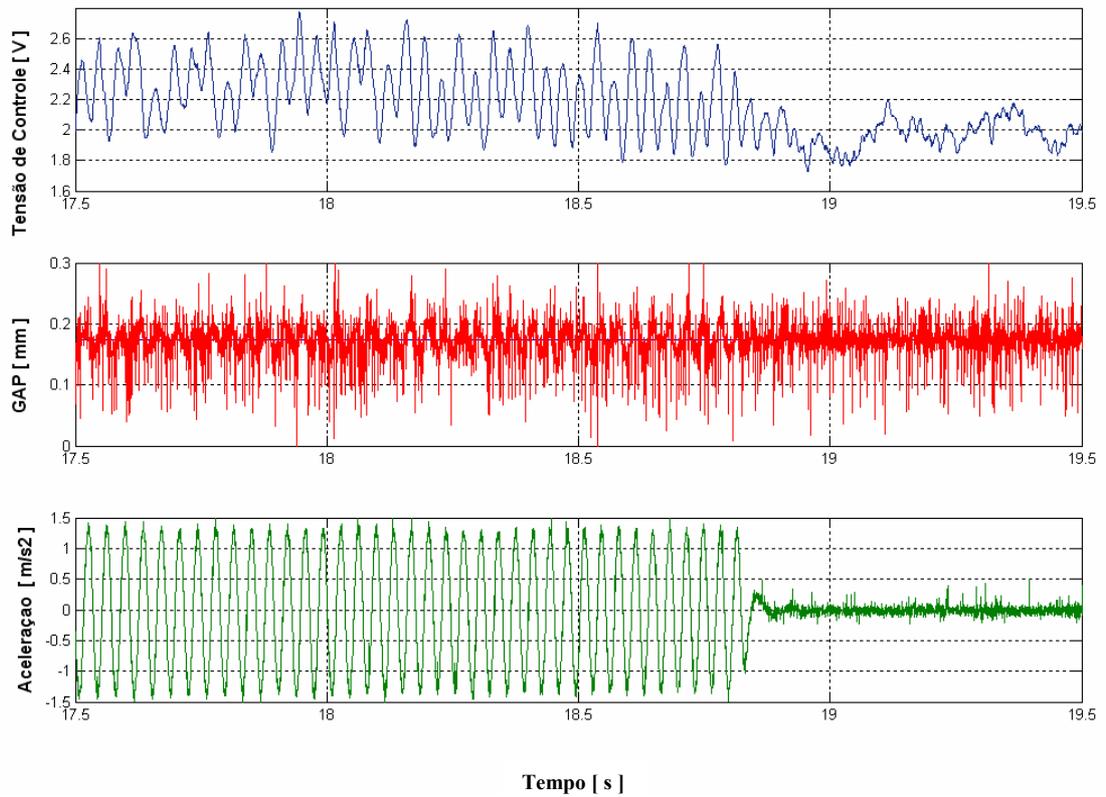


Figura 9.29 – Detalhe de 17,5 a 19,5 segundos da Figura 9.26.

9.9 - Performance dos controladores: global *fuzzy* e local PID no domínio da frequência

Será apresentada a performance da suspensão ativa com o controlador global *fuzzy* quando submetida à mesma excitação harmônica com varredura em frequência na banda de 3 a 30 Hz. O ensaio completo está apresentado na Figura 9.30 e, para um melhor detalhamento, algumas ampliações são feitas e estão mostradas nas Figuras de 9.30 a 9.33. Uma comparação é feita entre os picos de aceleração em três instantes de tempo distintos e os valores estão apresentados na Tabela 9.5.

Tabela 9.5: Comparação entre os picos de aceleração das suspensões passiva e ativa

Figuras	Instante de tempo [s]	Suspensão Passiva Aceleração [m / s ²]	Suspensão Ativa Aceleração [m / s ²]
9.27 e 9.31	9	0,8	0,4
9.28 e 9.32	15	1,5	1
9.29 e 9.33	18	1,3	1

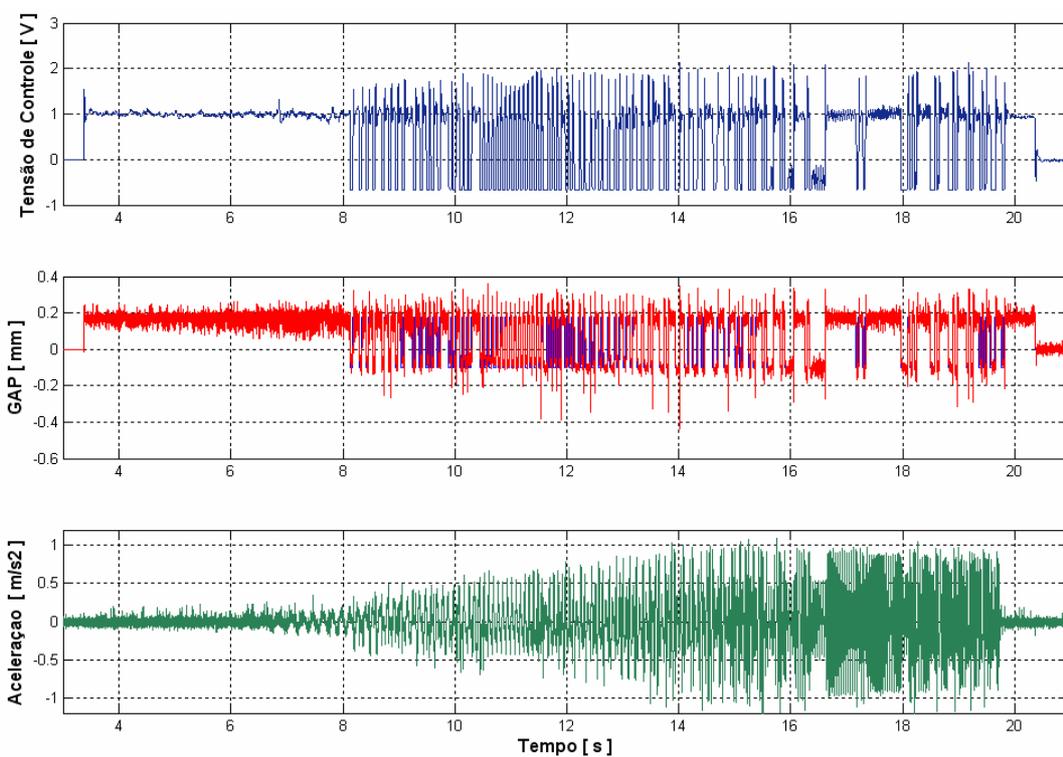


Figura 9.30 – Resposta do sistema diante de uma excitação variável na frequência de 3 a 30 Hz, com o sistema como controlador global fuzzy.

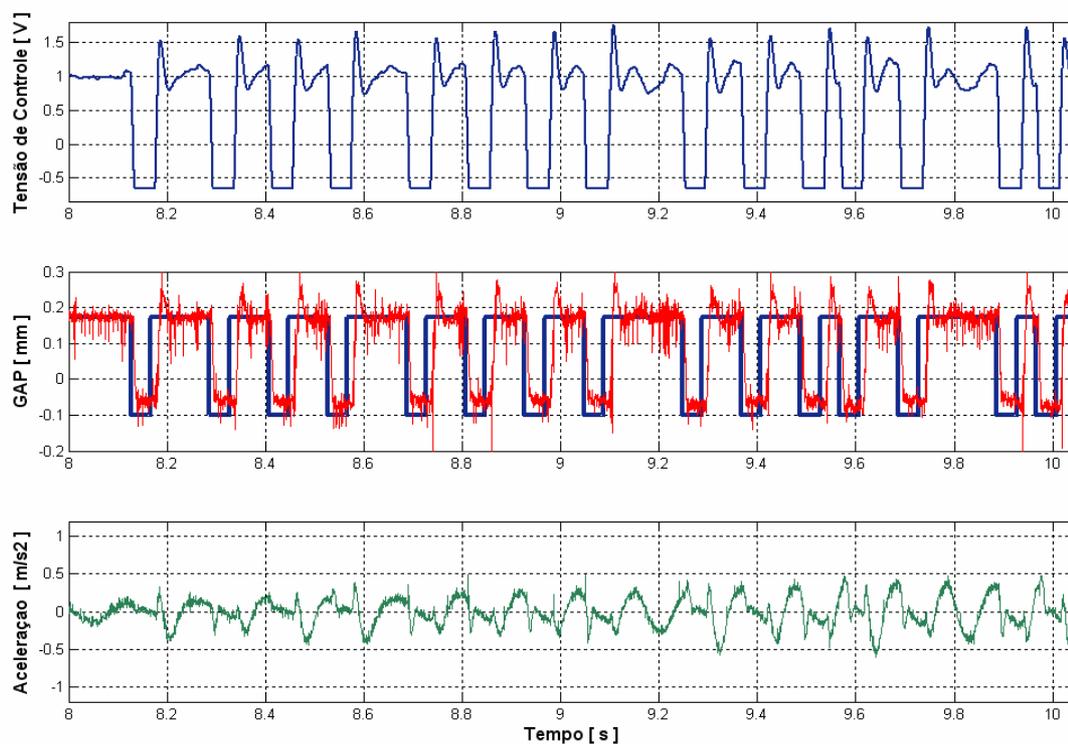


Figura 9.31 – Detalhes de 8 a 10 segundos da Figura 9.30.

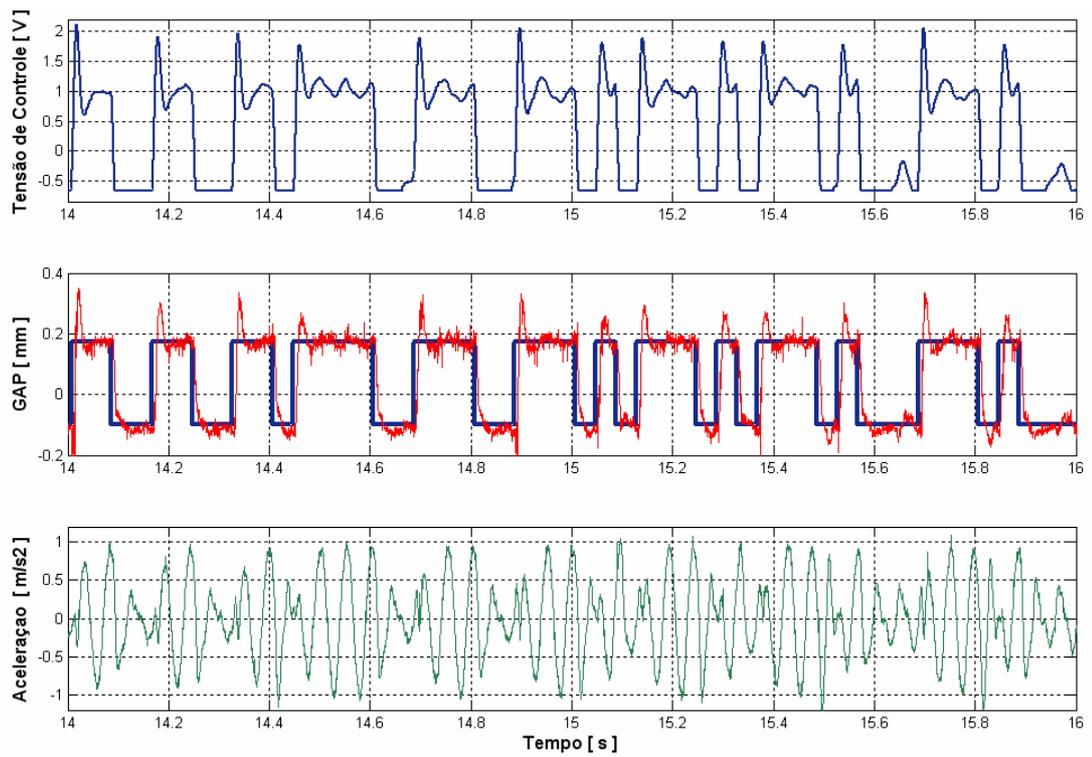


Figura 9.32 – Detalhes de 14 a 16 segundos da Figura 9. 30.

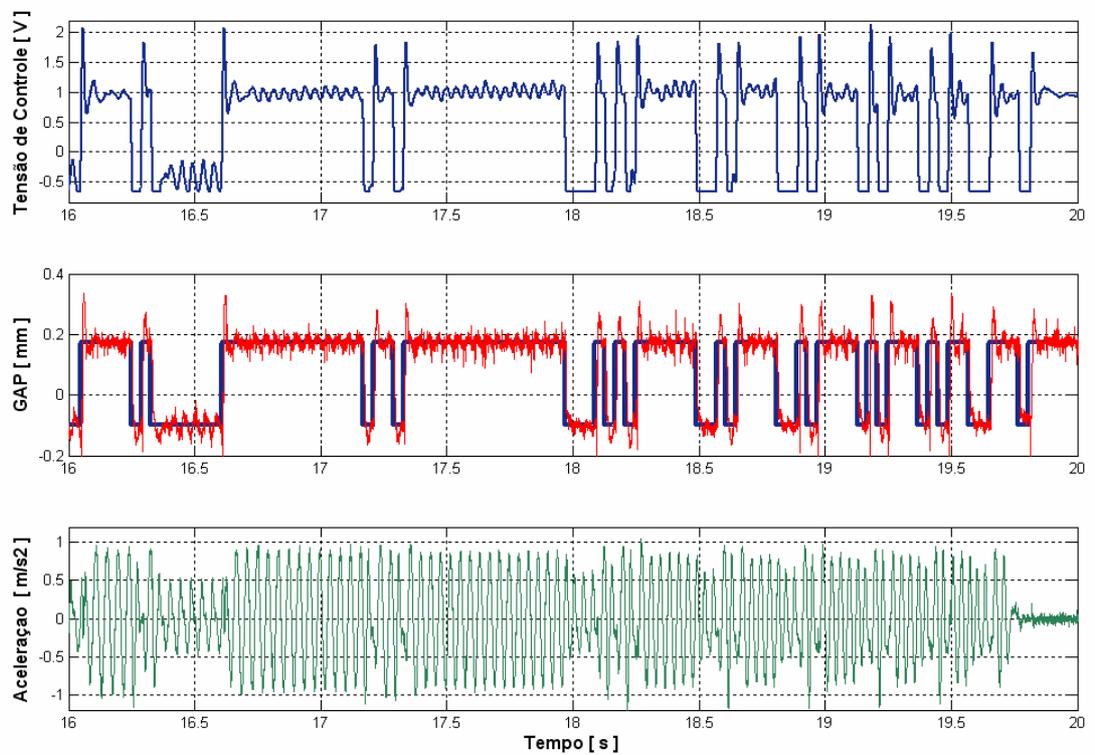


Figura 9.33 – Detalhes de 16 a 20 segundos da Figura 9. 30.

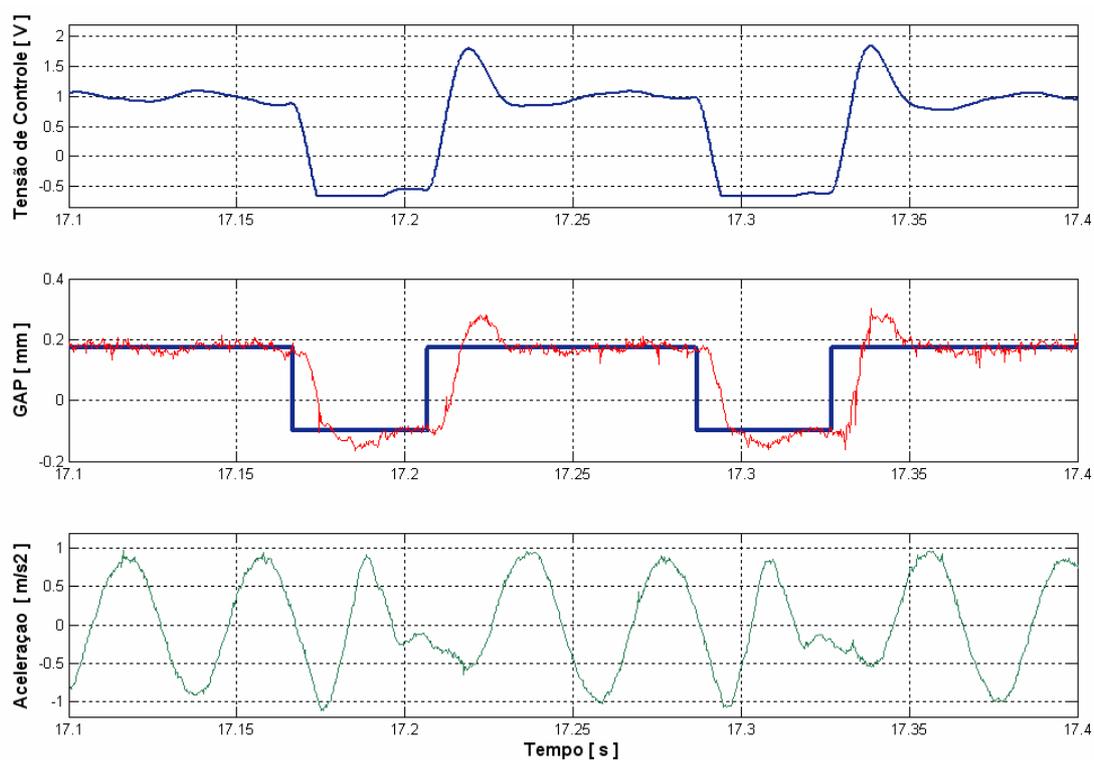


Figura 9.34 – Detalhes de 17.1 a 17.4 segundos da Figura 9.33.

Assim, ficou demonstrado que a suspensão semi-ativa com um controlador global *fuzzy* absorve mais energia quando comparado com a suspensão ativa cujo GAP é imposto com o controlador local PID.

CAPÍTULO X

Conclusão

À luz dos objetivos alencados na introdução dessa tese, conclui-se que a síntese do amortecedor ativo proposto foi atingida, pois foi (foram):

- *Projetado um amortecedor ativo constituído por subsistema mecânico hidráulico e por um subsistema de controle eletromecânico;*
- *Modelados os subsistemas utilizando a técnica dos elementos finitos;*
- *Gerados modelos reduzidos a partir dos modelos em elementos finitos dos subsistemas;*
- *Fabricado conforme o projeto realizado um protótipo de amortecedor ativo;*
- *Validados os modelos em elementos finitos através da caracterização experimental do protótipo de amortecedor ativo construído;*
- *Proposto numericamente, a partir dos modelos reduzidos validados, um sistema de controle hierárquico para o amortecedor ativo;*
- *Implementado no protótipo o sistema de controle proposto; e*
- *Avaliado o amortecedor ativo projetado como elemento atuante em uma suspensão semi-ativa.*

O estado da arte dos amortecedores ativos desenvolvidos em outros centros de pesquisas e industriais incentivou a realização desse projeto de grande relevância. Existem projetos parecidos e patenteados. Todavia a escolha por atuadores piezoelétricos foi o maior diferencial do projeto, buscando um tempo de resposta o menor possível, quando comparado aos projetos existentes.

O uso de foles metálicos flexíveis resultou em um sistema vibratório linear que pode ser sempre modelado como um sistema dinâmico de segunda ordem, obviamente na faixa em que o GAP está entre 0,2 mm a 0,7 mm.

Quanto ao atuador piezoelétrico conclui-se que como ele requer um amplificador de potência, esse conjunto torna o projeto de alto custo, o que seria inviável aplicar num sistema simples como um automóvel comercial. Contudo, o Brasil detém tecnologias para projeto tanto de atuadores piezoelétricos como do seu amplificador de potência.

Os modelos em elementos finitos, utilizados para representar tanto a interação fluido-mecânica como a interação eletromecânica, mostraram, como se pode ver nas validações experimentais, confiabilidade.

Em se tratando dos modelos em CFD, os regimes permanente e transiente foram comparados e chega-se à conclusão que o permanente apresentou respostas satisfatórias para faixa de velocidades desenvolvidas no protótipo. A análise somente no regime permanente é vantajosa devido ao menor custo computacional quando se compara com o regime transiente. Ou seja, caso necessários novos projetos de amortecedores ativo podem ser obtidos resultados apenas no regime permanente. Esses novos projetos podem ser feitos, como por exemplo, modificando o tamanho do fole a fim de atingir forças amortecedoras mais elevadas; trocando o atuador piezoelétrico para outro com 1 mm ou mais de deslocamento axial ou usando um fluidos internos com diferentes viscosidades.

Mostrou-se que a partir dos modelos em elementos finitos é possível ajustar modelos equivalentes, tal que a simulação dos subsistemas se torne bem mais rápida computacionalmente, visando simulações para projeto do sistema de controle.

Foi proposto um sistema de controle hierárquico composto de um controlador global e outro local. Resumidamente, o controlador global estipula qual o coeficiente de amortecimento requerido ao sistema vibratório de acordo com a estratégia adotada, enquanto um controlador local garante o posicionamento da válvula. O controlador local adotado foi um PID clássico que tem a única função de impor o GAP no valor requerido pelo controlador global. Esse projeto de controle hierárquico proposto foi aplicado numericamente ao estudo de caso apresentado no Capítulo 8, para verificação em testes experimentais.

Salienta-se, novamente, que não se buscou um sistema de controle ótimo ou mais rápido como, por exemplo, minimizar o tempo de acomodação e sim mostrar que são

possíveis estratégias distintas de controle do amortecedor ativo proposto. É claro que ao testar os diversos controladores, elegeu os que tinham melhores performances como, por exemplo, menor tempo de subida, menor tempo de acomodação, etc.

No Capítulo 9, o amortecedor foi instalado numa suspensão tornando semi-ativa. O capítulo mostra diversos ensaios escolhidos, dentre muitos outros realizados e aqui não apresentados, nos quais sempre foram obtidos resultados melhores com o amortecedor ativo quando comparado ao passivo. Contudo, nesse capítulo o amortecedor ativo foi caracterizado no domínio da frequência para diversos GAP ativados pelo controlador local PID. Duas figuras são destacadas aqui quando o amortecedor ativo é instalado numa suspensão. Primeiro a Figura 9.12 que mostra que para o amortecedor ativo proposto é possível obter diversos coeficientes de amortecimento para cada GAP e isso é comprovado na Figura 9.14 onde é mostrado que o fator de amortecimento, resultante em função do GAP, cobre toda faixa subamortecida do sistema e que se conseguiu um tempo mínimo de acomodação de 10 mili segundos, conforme mostrado no detalhe da Figura 9.22, de um ensaio no domínio do tempo.

Dois controladores globais *on-off* foram propostos sendo que um opera para se ter conforto e o outro para se ter estabilidade, ambos analisados no domínio do tempo. O controlador global *fuzzy* proposto monitora dois sensores, o que permite uma maior aplicação da intuição humana ao definir um GAP ideal de referência. Esse controlador foi avaliado quando submetido a ensaios de impacto e também quando excitado por um sinal de varredura em frequência. A instrumentação envolvida trouxe grandes aprendizados, pois mesmo com tudo o que aqui foi escrito, não é trivial montar o conjunto de sensores conectando o amortecedor ativo proposto ao sistema de controle em malha fechada.

Além da comprovação de que o amortecedor ativo proposto funciona, algumas perspectivas futuras são proposta, tais como:

- Alterar o fluido de trabalho mudando a viscosidade e permitindo aumentar ou diminuir a força amortecedora. Contudo dois limites físicos devem sempre ser respeitados: a pressão máxima no interior do fole tem que ser inferior à pressão nominal do fole e a força máxima agindo no obturador da válvula deve ser inferior à força suportada pelo atuador piezoelétrico;
- Realizar testes contínuos para verificar a capacidade de ciclos que o fole suporta diante de ensaios à fadiga;

- Projetar uma sede da válvula adicionando uma bobina entre ferro na região da válvula permitindo um estudo de fluido ER nó intuito de permitir a mudança de viscosidade do fluido na região do obturador da válvula, e com isso, passar a ter dois atuadores para o amortecedor ativo;
- Projetar o sistema tal que o amortecedor fique unidirecional. Isso pode ser obtido eliminando o fole de sacrifício e projetar uma membrana elástica para funcionar como “pulmão” do sistema. No centro dessa membrana estará a haste dinâmica do obturador da válvula;
- Estudar e aplicar outras estruturas de controladores e verificar as possibilidades de impor o algoritmo numa eletrônica embarcada;

Bibliografia

- Athans, M., 1971, " The Role and Use of Stochastic Linear-Quadratic-Gaussian Problem in Control System Design", Automatic Control Vol. AC-16, No 6, Dezembro.
- Bissochi, C.. 2003. " Proposta de uma nova família de conversores denominados EIE: aplicações em áudio, análise genérica e resultados experimentais", Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia – MG.
- Cardoso, P.M., 2002, "Estudo, Proposta e Avaliação de uma nova Metodologia de Sintonia Automática de Controladores PID baseado no Ensaio do Relé Realimentado", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia – MG.
- Crosby, M. e Karnopp, D.C., 1973, "The active damper – a new concept for shock and vibration control", Shock Vibration Bulletin, Part H, Washinton DC.
- Dodie, M.O. e Hac., A., 2000, "Closed Loop Yaw Control of Vehicles using Magneto-Rheological Dampers, Society of Automotive Engineers - SAE 2000-01-0107.
- Feigel, H.J. e Romano, N., 1996, "New valve technology for active suspension", SAE (960727).
- Fodor, M. e Redfield, R. C., "Resistance Control, Semi-Active Damping Performance," ASME, Dynamic Systems and Control Division, DSC Vol 56, November 1995, p. 161-169.
- Franklin, G.F.; Powell, J.D. and Workman M., 1997, " Digital Control of Dynamic System". Third Edition – Addison Wesley Longman, ISBN 0-201-82054-4.
- Ferri, A.A., e Heck, B.S., "Analytical Investigation of Damping Enhancement Using Active and Passive Structural Joints," AIAA J. Guidance, Control, and Dynamics, Vol. 15, No. 5, September-October, 1992, pp. 1258-1264.
- Giliomee, C.L. e Els, P.S., 1998, "Semi-active hydropneumatic spring and damper system". Journal of Terramechanics 35, pp 109-117.

- Hagopian, J. Der, Gaudiller, L. and Maillard, 1999, "Hierarchical control of hydraulic active suspensions of a fast all-terrain military vehicle". Journal of Sound and Vibration 222(5),723-752. Article No. 1998.2082, available on line at <http://www.ideallibraty.com>
- Hrovat, D. ,1997, "Survey of Advanced Suspension Developments and Related Optimal Control Applications", Automatica, Vol. 33 No 10 pp. 1781-1817.
- Iver, D.E. e Miller, L.R., 1989, " Experimental Comparison of Passive, Semi-active On/ff, and Semi-Active Continuos Suspension, pp 1-7.
- Carlson, J. D., Matthis W., e Toscano, J. R., Smart Prosthetic Based On Magnetorheological Fluids, Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies, Proc.of SPIE 8th Annual Symp. On Smart Structures and Materials, Newport Beach, 2001 March 5-8, Vol. 4332, (2001) 308-316.
- Davis, P., Cunningham, D, Bicos e A. Enright,M. , 1994a, "Adaptable Passive Viscous Damper - An Adaptable D-Strut.", SPIE North American Conference, February 1994, Orlando, Florida
- Davis P., Cunningham, D e Harrell, J, 1994b, "Advanced 1.5 Hz Passive Viscous Isolation System", Presented at the 35th AIAA SDM Conference Hilton Head, South Carolina April 1994.
- Davis P., Carter, D. e Hyde, T.T., 1995, "Second Generation Hybrid D-Strut", SPIE Smart Structures and Materials Conference - february -San Diego, California
- Karnopp, D.C. 1983, " Active Damping in road Vehicle Suspension Sustems" , Vehicle System Dynamics, 12, pp. 291-316.
- Kawabe, T., Isobe, O., Watanabe, Y., Hanba, S., e Miyasato, Y., "New Semi-Active Suspension Controller Design Using Quasi-Linearization and Frequency Shaping," Control Engineering Practice, Vol. 6, No. 10, October 1998, pp. 1183-1191.
- Kitching, K.J., Cole, K.J., Cebon,D., 1998, " Performance of a semi-active damper for heavy vehicles", submitted to ASME Journal of DynamicSystem Measuremente and Control, June.

- Kitching, K.J., 2000, “ Semi-active Damping of Heavy Vehicles “ , P.Hd Thesis presented at Cambridge University Engineering Department.
- Klinger et al.,1976, “ Guideway vehicle cost reduction, parts I and II”. National Technical Information Service Reports DT-TST – 75-95.
- Konik, D., 1996, “ Electronic damping control with continuously working damping valves (EDCC)-system description and functional requirements”, International symposium on Advanced Vehicle control, Aachen, Germany, 1996.
- Jang, J.S., 1993, “ ANFIS – Adaptive-network-based fuzzy inference system, IEEE Transaction on System Man and Cybernetics, Vol. 23, No 3, pp 665-684.
- Lauwerys, C. , Swevers, J. e Sas, P. , 2002,“Linear control of car suspension using nonlinear actuator control”, Proceedings do ISMA2002 - VOLUME I, Internacional Simpósio de M.A., Leuven-Bélgica.
- Lauder, B.E. e Spalding, D.B., 1974, “ The Numerical Computation of Turbulent Flows, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering”, vol. 3, pp. 269-289
- Lima, A. M. G., 2003, “Modelagem Numérica e Avaliação Experimental de Materiais Viscoelásticos Aplicados ao Controle Passivo de Vibrações Mecânicas”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia – MG.
- Margolis, D.L. e Hrovat, D., 1976, “ Semi-active heave and pitch control of a high speed tracked air cushion vehicle”. Intersociety Transportation Conference - Los Angeles, CA.
- Margolis, D. 1982, “ The Response of Active and Semi-Active Suspension to Realistic Feedback Signals”, Vehicle System Dynamics, 11, pp. 267-282.
- Miller, L.R. e Nobles, C.M., 1988, “ The design and development of a semi-active suspension for military tank”. SAE paper No 881133.

- Oh, H. Onoda, J., 2001, "An experimental study of a semiactive magneto-rheological fluid variable damper for vibration suppression of truss structures". Institute of physics publishing: Smart Materials and Structures 11, pp 156–162, available online at stacks.iop.org/SMS/11/156.
- Ohsaku, S., Nakayama, T., Kamimura, I., e Motozono, Y., "Nonlinear H_∞ Control for semi-Active Suspension," JSAE Review, Vol. 20, No. 4, 1999, pp. 447-452.
- Parker, G. A. e Lau, K.S., 1988, "A novel valve for semi-active suspension systems. ImechE, (C427/88): pp. 69-74.
- Petek, 1992, " An electronically controlled shock absorber using electrorheological fluid", SAE 920275, 99 67-72.
- Rainbow, J. (1948). "The Magnetic Fluid Clutch," AIEE Transactions, vol. 67, pp. 1308-1315.
- Souza, P. N., 1993, "Using ferro-magnetic fluids to lubricate non-conformal isothermal contacts", doctorate present at Advanced Manufacturing at University of Cranfield, CITECH*, Inglaterra.
- Teixeira, R.L. e Ribeiro, J.F., 2001a, "Suspensão semi ativa para veiculos de passeio modelado com 7 GDL empregando um controlador *fuzzy*", COBEM 2001: Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Uberlândia - MG.
- Teixeira, R.L., 2001b, "Uma metodologia de projeto de controladores híbridos inteligentes com aplicações no controle ativo de vibrações mecânicas", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia – MG.
- Trindade, M. A., 2000, "Contrôle hybride actif–passif des vibrations de structures par des matériaux piezoelectriques et viscoelastiques: poutres sandwich/multicouches intelligentes" These is present at
- White, Frank .M (1991), "Viscous Fluid Flow", McGraw-Hill in Mechanical Engineering, Second Edition, ISBN 0-07-069712-4.

Winslow, W.M. (1947). "Method and Means for Translating Electrical Impulses into Mechanical Force," US Patent No. 2,417,850.

Wu, Y. and Xu, B., 1999, "Study on the Damping Fuzzy Control of Semi-active Suspension". Proceeding in IEEE 0-7803-5296-3/99, pp 66-69.

Yoshimura, T. , 1998, "A semi-active suspension of passenger cars using fuzzy reasoning and the field testing". International Journal of Vehicle Design, Vol.29, No. 02, pp 150-166.

SITES

General Motors Corp., www.cadillac.com/cadillacjsp/models/seville/ridecontrol.jsp (2002).

Lord Corporation, www.mrfluid.com (2002).

Delphi Automotive, www.delphiauto.com/pdf/chassispdfs/magneride.pdf (2002).

Cedrat Technologies, www.cedrat.com

Bellows, www.bellows.com

Apêndice I – APA: Amplified Piezoelectric Actuator

Properties APA500L	Standard technical conditions	Unit	Nominal values	Min. values	Max. values
Notes		-	-	-	-
Max. no load displacement	Quasistatic excitation, blocked-free	μm	500	450	575
Blocked force	Quasistatic excitation, blocked-free	N	570	456	684
Stiffness	Quasistatic excitation, blocked-free	N/ μm	1,14	0,91	1,25
Resonance frequency (free-free)	Harmonic excitation, blocked-free, on the admittance curve	Hz	1700	1445	1870
Response time (free-free)		ms	0,41	0,37	0,47
Resonance frequency (blocked-free)	Harmonic excitation, free-free, on the admittance curve	Hz	460	391	506
Response time (blocked-free)		ms	1,52	1,37	1,75
Capacitance	Quasistatic excitation, free-free, on the admittance curve	μF	40,00	36,00	52,00
Max. no load displacement at resonance	Max. harmonic excitation, free-free	$\mu\text{m p-p}$	400	320	480
Max. voltage at resonance	Max. harmonic excitation, free-free	V _{rms}	9,00	7,20	10,80
Resolution	Quasistatic excitation	nm	50,00	-	-
Height (in actuation direction)		mm	55,00	54,90	55,10
Length		mm	145,00	144,90	145,10
Width (excl. wedge & wires)		mm	10,00	9,95	10,05
Width (incl. wedge & wires)		mm	12,50	11,50	14,00
Mass		g	200,0	-	-
Standard mechanical interface	2 flat surfaces 10*10 mm ² with M5 threaded hole	-	-	-	-
Standard electrical interface	2 PTFE insulated AWG26 wires 300 mm long with Ø 1 banana plug	-	-	-	-

Figura I.1 – Valores Nominais, máximos e mínimos do Atuador Piezoelétrico Linear.

Apêndice II : Fole Metálico Flexível

Para escolha do fole foi seguido um memorial de cálculo, equações II.1-4, proposto pelo fabricante onde são necessários alguns dados que estão apresentados na Tabela II.1. Foram adotados esses dados de projeto tal que possibilitasse ensaios com a instrumentação disponível no laboratório.

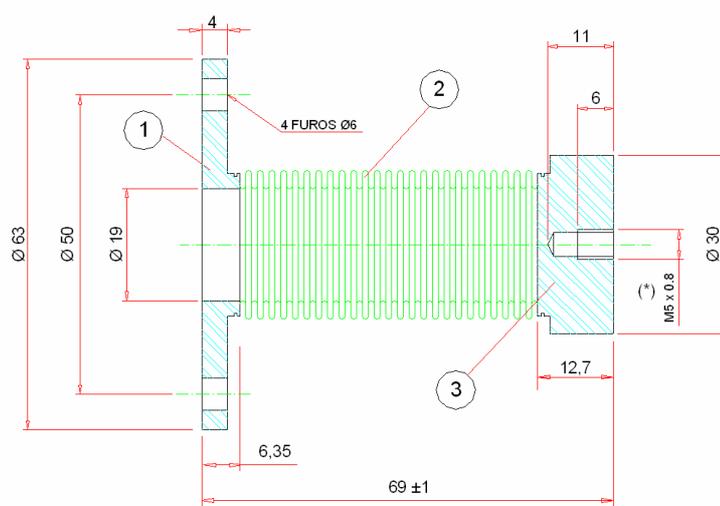


Figura II.1 – Fole metálico flexível e seu dimensionamento.

Tabela II.1 - Valores adotados para as variáveis de projeto do fole metálico flexível.

Diâmetro Externo [mm]	<i>DE</i>	25.4
Diâmetro Interno [mm]	<i>DI</i>	18.8
Número de convoluções	<i>NC</i>	25
Espessura da parede [mm]	<i>EP</i>	0.127

A força máxima amortecedora capaz de ser suportada pelo amortecedor é a máxima pressão (Equação 3.1a) que o fole suporta multiplicada pela sua área efetiva (Equação 3.2d), que resulta em 1270,2 N. Os deslocamentos máximos que o protótipo poderá atingir são distintos quanto à compressão e à tração, conforme mostra as Equações 3.1b e 3.1c, respectivamente.

$$P_{PASCAL} = 8,618.10^9 \left[\frac{EP^2}{(DE - DI - EP)^2} \right] = 3,3 \text{ MPa} \quad (II.1)$$

$$\delta_{compressão} = 0.0254 .NC \cdot \left[\frac{(DE - DI - EP)^2}{EP} \right] = 8,26 \text{ mm} \quad (II.2)$$

$$\delta_{tração} = 0,75 .\delta_{compressão} = 6,19 \text{ mm} \quad (II.3)$$

$$S_{efetiva} = 126,613 .(DE - DI)^2 = 383,3 \text{ mm}^2 \quad (II.4)$$

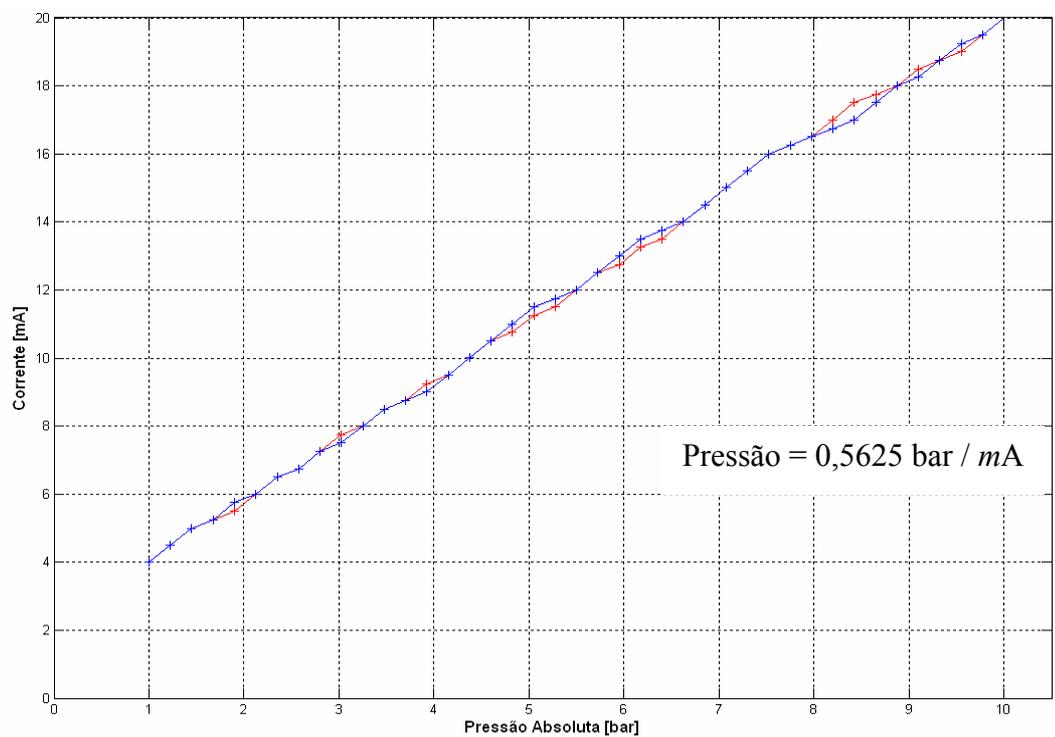
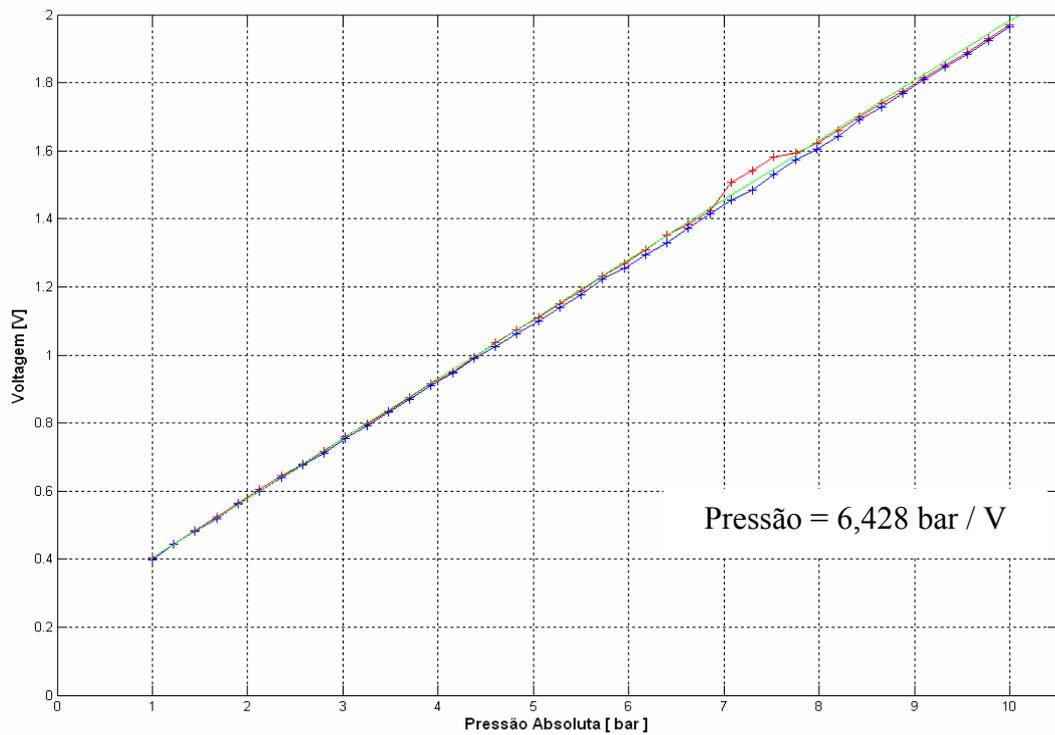
Apêndice III : Curvas da Calibração do Sensor de Pressão Estática

Figura III.1 – Retas ajustadas a partir de ensaios de calibração do sensor de pressão estática onde é calcula a sensibilidade do sensor entre a pressão com a tensão e com a corrente elétrica.

Apêndice IV – Passos para preenchimento do amortecedor com fluido.

Foi desenvolvido o subsistema para preenchimento de óleo hidráulico no interior do amortecedor. O diagrama esquemático do sistema está apresentado na Figura IV.1 e o seu funcionamento é descrito nas seguintes etapas:

Etapa 1: Inicialmente o reservatório desaerador, que é vedado, está vazio, a válvula A está fechada e a válvula B aberta;

Etapa 2: Aciona-se a bomba de vácuo e gera-se, desta forma, uma pressão baixa. Após alguns segundos fecha-se a válvula B e abre-se a válvula A. Logo, o óleo contido no reservatório de alimentação irá escoar direto para o interior do amortecedor;

Etapa 3: Percebendo que estabilizou o nível do reservatório de alimentação, ou seja, não há mais alimentação de óleo no interior do amortecedor, então fecha-se a válvula A, abre-se a válvula B e aciona-se novamente a bomba de vácuo e, nesse momento, um pouco de óleo fluirá para o reservatório desaerador.

Etapa 4: Novamente, fecha-se a válvula B, abre-se a válvula A e o óleo do reservatório de alimentação irá escoar direto para o interior do amortecedor;

Etapa 5: Repita as etapas 3 e 4 até que se perceba que nos tubos flexíveis transparentes não há mais a presença de bolha. Deve-se tomar cuidado quanto ao nível do reservatório desaerador. Caso ele encha, não se atingindo o preenchimento total de óleo no amortecedor, é necessário esvazia-lo para evitar que o fluido atinja a bomba de vácuo, evitando qualquer dano à bomba.

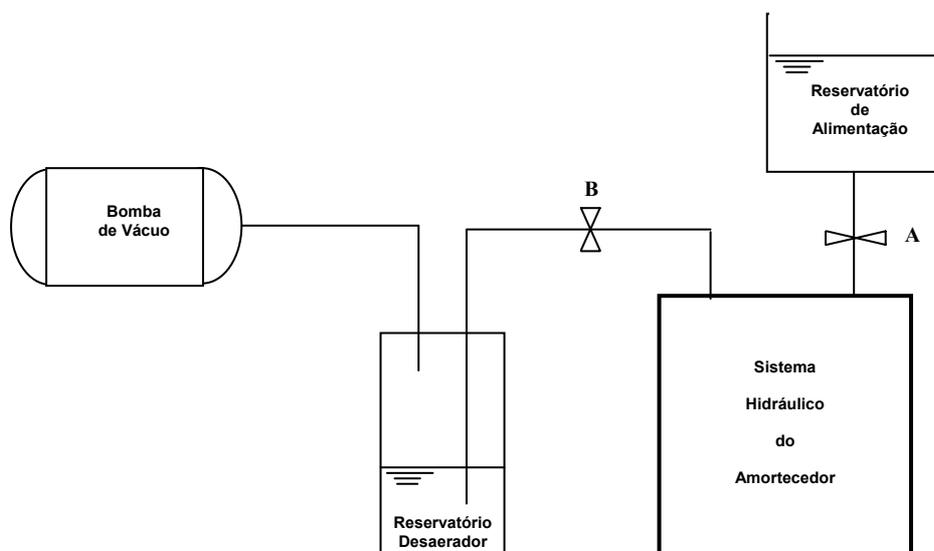


Figura IV.1: Desenho esquemático do subsistema de alimentação do amortecedor

Apêndice V – Medição da Viscosidade do Óleo

Para medição da viscosidade utilizou-se um viscosímetro rotacional que consiste no ensaio que utiliza uma geometria cone-prato e determina a viscosidade via cisalhamento do fluido. O viscosímetro Brookfield RDV-III, alocado em um laboratório da Faculdade de Engenharia Química, possui implementado um programa Rheocalc V1.Engineering Labs que faz o tratamento dos parâmetros envolvidos no cálculo da viscosidade. Foram realizados 10 ensaios sob diferentes condições de rotação e torque e o programa calcula a viscosidade a partir da tensão cisalhante e da taxa de cisalhamento e registra a temperatura e tempo decorrido para realização dos ensaios. O ensaio consiste em ter um cone rotativo acima e um prato estacionário abaixo, conforme o esquema mostrado na figura V.1. Foi utilizado um cone de 40 mm de diâmetro e com inclinação de $1^{\circ}59'$ em relação ao prato e a distância até o prato de $51\mu\text{m}$.

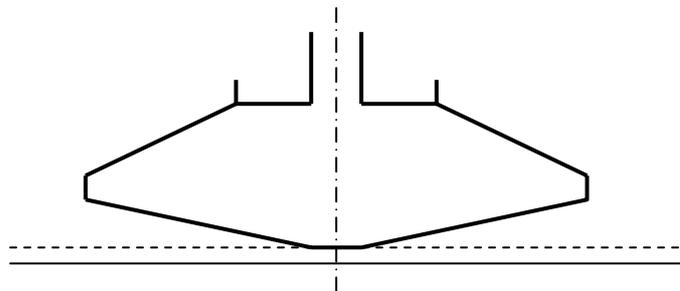


Figura V.1 – Vista do prato distanciado entre a linha tracejada e a lisa, espaço onde está um volume de óleo do ensaio com o prato giratório.

Viscosidade = 0,022 kg/ms

Apêndice VI: Curva de Calibração da Densidade do Óleo

Esse ensaio consistiu em medir diferentes volumes de óleo num becker graduado instalado em uma balança.

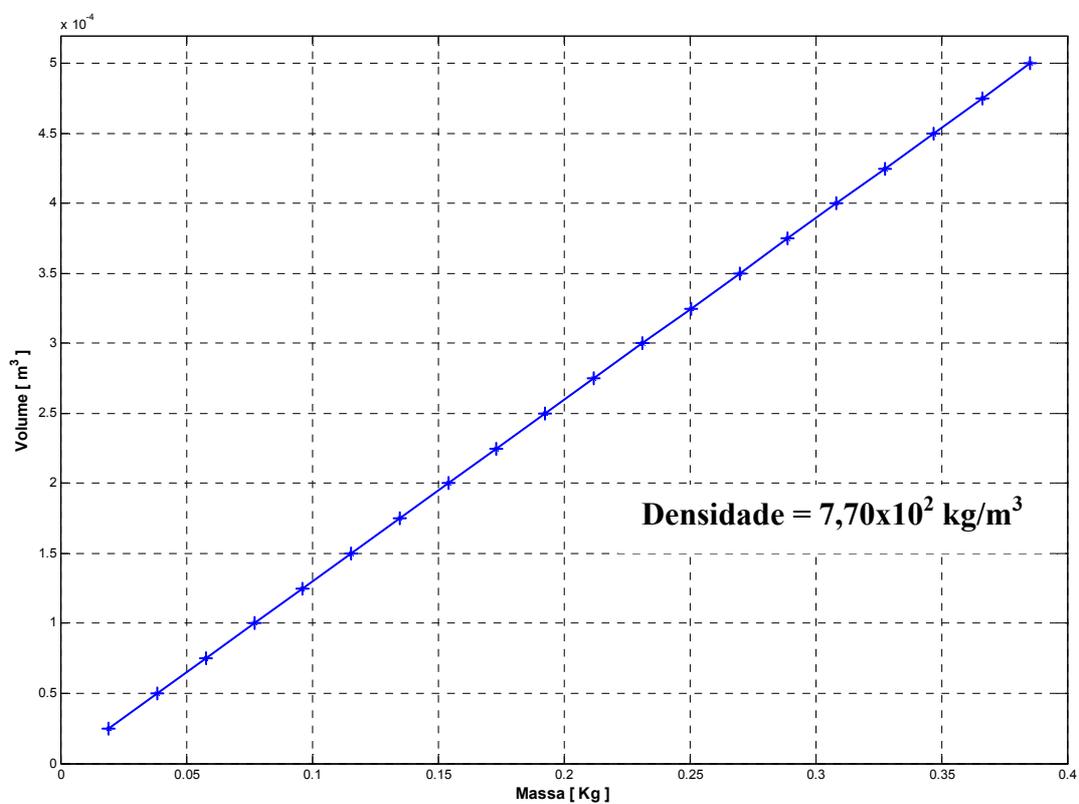


Figura V.I – Reta ajustada aos pontos que relaciona a massa de óleo pelo seu volume.

Apêndice VII: Curvas de Calibração do Ensaio com a MTS

Nesse ensaio o amortecedor foi instalado numa máquina MTS que além de fazer ensaios de tração e compressão, permite fazer ensaios de oscilações senoidais que é o que se buscou, medir a força amortecedora e a velocidade relativa entre um ponto fixo do amortecedor e o outro móvel. Devido à faixa de operação da máquina ser de 5 Hz, não se conseguiu nem grandes velocidades nem altas forças amortecedoras. Por trabalhar na vertical, foi uma hipótese da força amortecedora atingir níveis de forças distintas durante a compressão e tração. Contudo por esse ensaio mostrou-se que o amortecedor suporta em baixas velocidades força de aproximadamente 300 N.

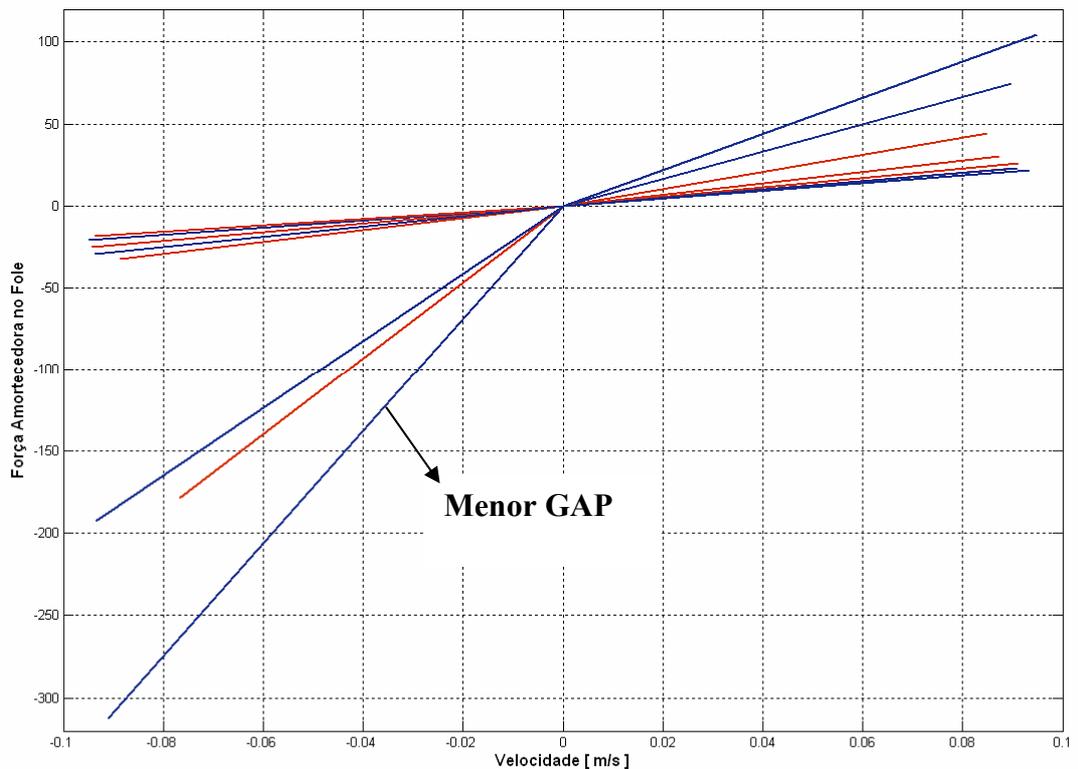
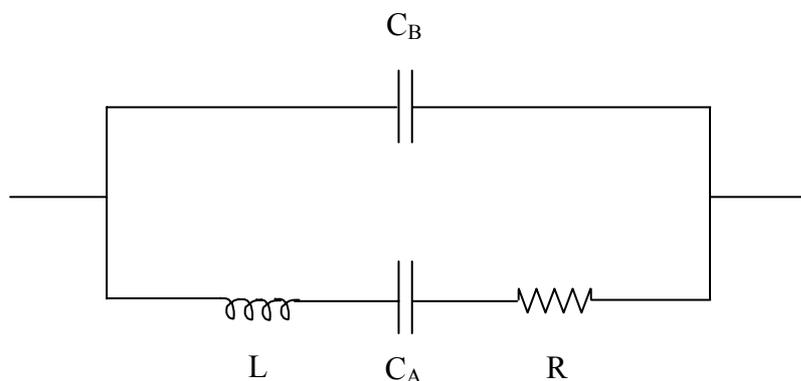
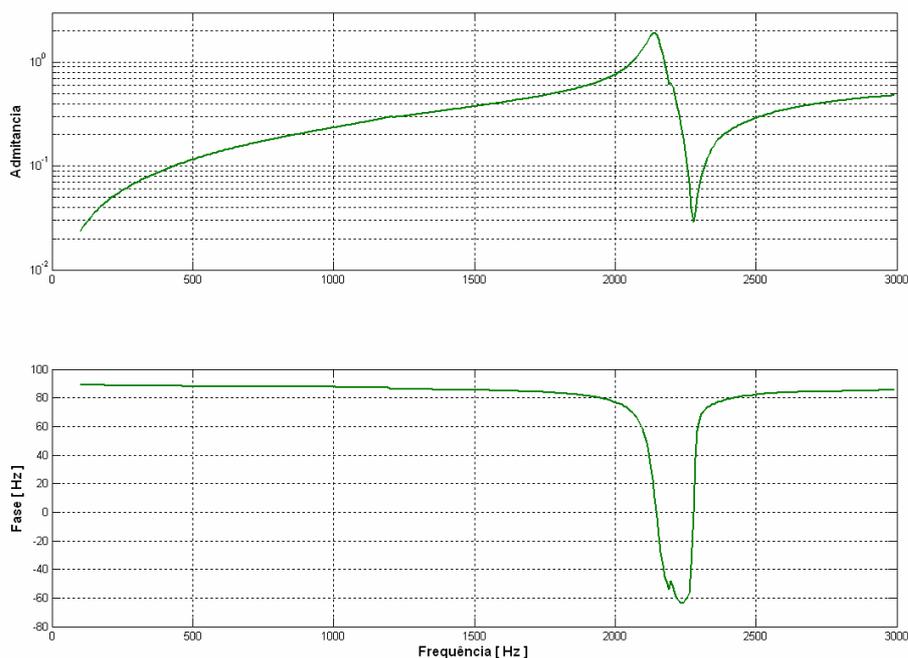


Figura V.II – Curvas que relacionam a força amortecedora com a velocidade

Apêndice VIII: Ensaios com o Impedancímetro

Caso fosse necessário simular um circuito elétrico equivalente ao APA foi feito um teste no Impedancímetro. O equipamento de medição calcula à partir da curva da admitância ou da impedância o circuito equivalente que resultou nos valores mostrados na Figura VIII.1



Atuador Piezoelétrico	APA
C_A [μF]	4,26891
C_B [μF]	30,0092
R [$m\Omega$]	530,506
L [mH]	1,29228

Figura VIII.1 – Curva da admitância e circuito equivalente do APA

Apêndice IX: Curva de Calibração das molas de pré-carga

Esse ensaio consistiu em aplicar uma força conhecida e medir o deslocamento comprimido da mola. Cada curva é de uma mola e apresentaram aproximadamente a mesma rigidez.

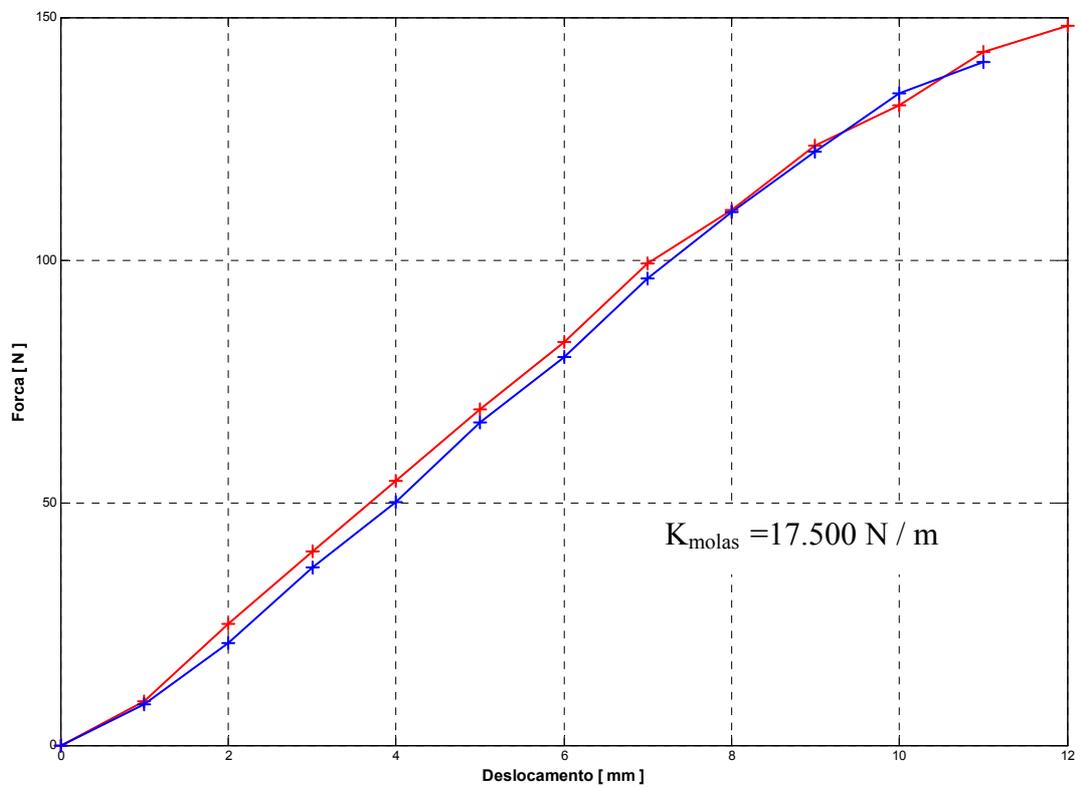


Figura IX.1 – Curvas que relacionam a força amortecedora com a velocidade

Apêndice X: Curva de Calibração dos foles metálicos flexíveis

Esse ensaio é análogo ao do apêndice anterior, porém começou a medir após pré-carga devido às não linearidade do fole com pouca carga e não atingiu maiores forças precavendo não danificar os foles. Interessante foi os resultados onde um fole mostrou-se mais rígido quando comparado ao outro. Assim escolheu o fole de menor rigidez para trabalhar como fole de sacrifício.

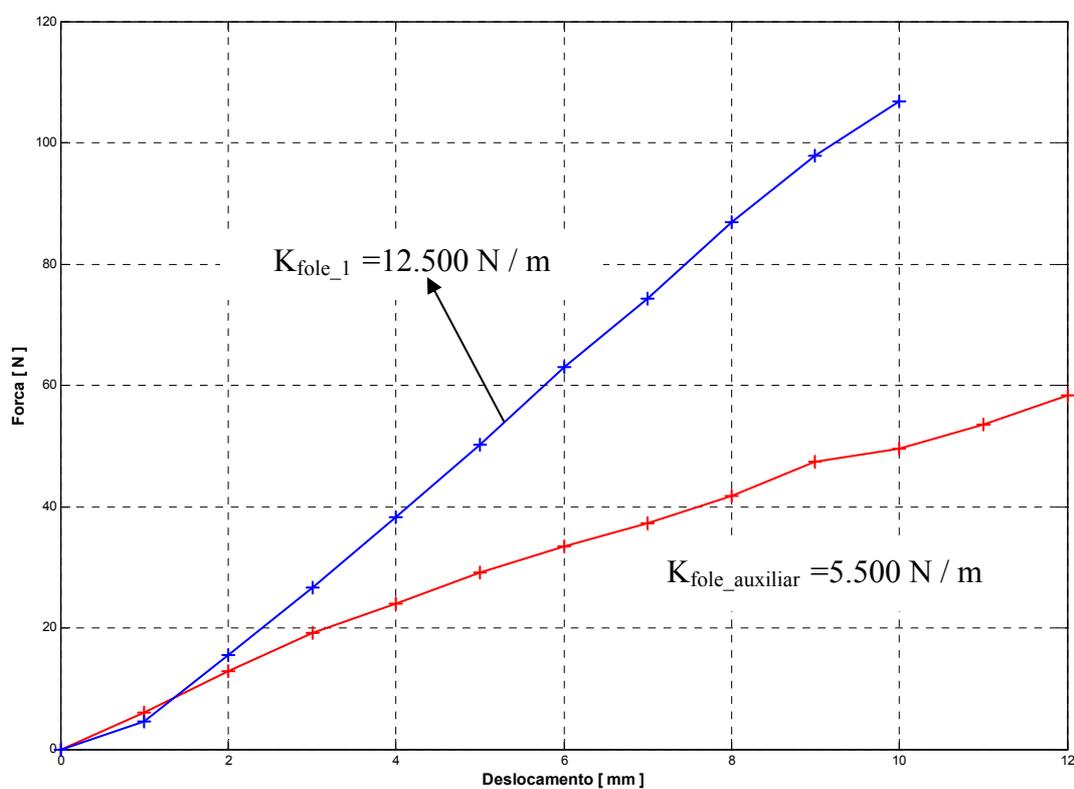


Figura X.1 – Curvas que relacionam a força amortecedora com a velocidade dos foles metálicos flexíveis.

Apêndice XI: Curva de Calibração dos sensores de posicionamento: extensômetro e Dymac

Esse ensaio consistiu num ensaio quase estático. Alimentou-se o APA com um sinal senoidal em 1 Hz dentro da faixa de operação simétrica em amplitude de deslocamento, onde 0,6 V equivale a 0,1 mm. Tentou-se o ensaio totalmente estático, porém o atuador apresenta muita histerese devido ao fato do atuador piezoelétrico ficar com carga elétrica residual, isto é, ele funciona como um capacitor carregado e assim, a leitura apresenta muitos erros que vão se somando.

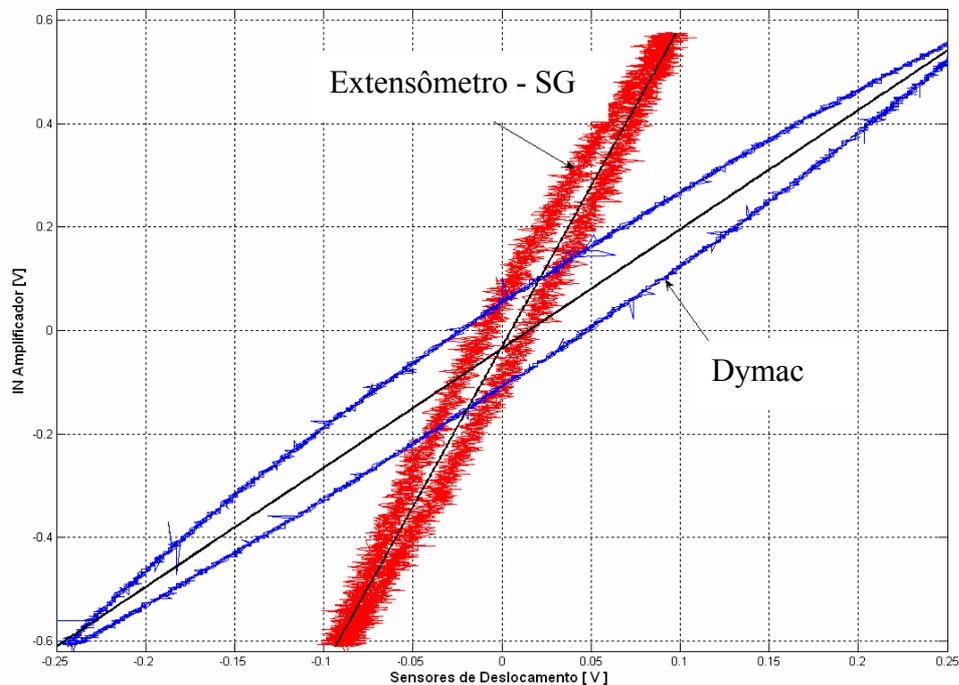


Figura XI.1 – Curvas que relacionam a força amortecedora com a velocidade

$$Sensibilidade_{DYM\text{AC}} = 2,39 \frac{V}{mm}$$

$$Sensibilidade_{SG} = 6,54 \frac{V}{mm}$$

Apêndice XII: Curva de Calibração do Dymac

O sensor de deslocamento foi calibrado a partir das medidas de um micrometro. Primeiro calibrou em toda faixa de operação de 0 a 12 V, conforme mostrado na Figura XII.1. Contudo esse sensor necessita apenas de um intervalo de pelo menos 1 mm então fez uma nova calibração na região mais linear de 1,4 a 2,4 mm, conforme mostra a Figura XII.2.

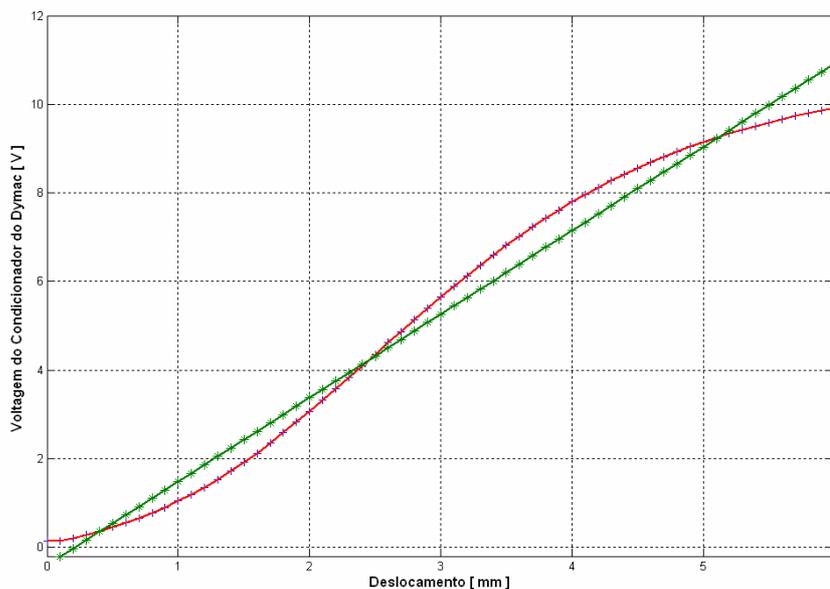


Figura XII.1 – Curvas que relacionam a força amortecedora com a velocidade

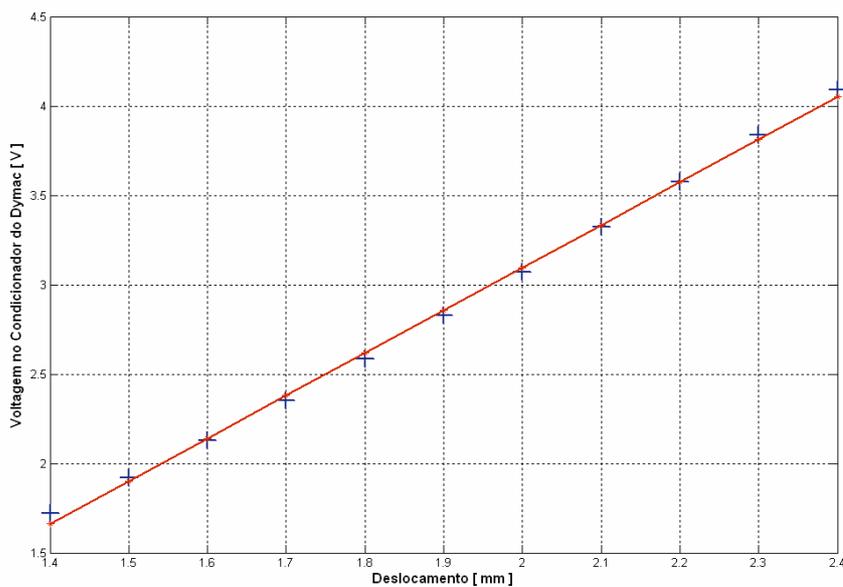


Figura XII.2 – Curvas que relacionam a força amortecedora com a velocidade.