

COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UM AMORTECEDOR ATIVO

Rafael Luís Teixeira

Universidade Federal de Uberlândia – Faculdade de Engenharia Mecânica – Campus Santa Mônica – Bloco M
rafael@mecanica.ufu.br

Francisco Paulo Lé pore

flepore@mecanica.ufu.br

José Francisco Ribeiro

jribeiro@mecanica.ufu.br

Resumo: Este trabalho propõe validar o comportamento dinâmico de um amortecedor ativo. O amortecedor possui um fole metálico flexível preenchido de fluido que é conectado na estrutura vibrante, produzindo um fluxo periódico que passa por um orifício interno variável e segue para um segundo fole cuja função é apenas de acumulador. Para validar o modelo experimental com o computacional utilizou-se do próprio dispositivo construído e de um modelo em elementos finitos que apresenta interação fluido/estrutura. Esse modelo em elementos finitos é solucionado pela formulação lagrangeana-euleriana. Ensaios experimentais e computacionais são realizados no domínio do tempo, quando o amortecedor é submetido a excitações harmônicas. Para comparar os resultados são traçadas curvas que relacionam o fator de amortecimento em relação ao tamanho do orifício (GAP). Uma análise no domínio da frequência é feita para obtenção de modelos dinâmicos simplificados de segunda ordem para o projeto de controle. Com esses modelos simplificados o amortecedor é submetido uma força impulsiva tanto para o orifício constante (sistema passivo) como para o orifício variável (sistema ativo). Nas simulações com o sistema ativo utilizou-se um controlador fuzzy para estimar o orifício necessário para amortecer o sistema mais rápido que no caso passivo, segundo um índice de desempenho.

Palavras-chave: Amortecedor ativo, Interação Fluido-estrutura, Controlador fuzzy.

1. INTRODUÇÃO

Em diversas aplicações industriais há a necessidade de absorver energia de vibrações, principalmente quando estas são produzidas por forças impulsivas sem nenhum padrão de repetição. Nestes casos, os absorvedores passivos apresentam baixa eficiência, pois são projetados somente para uma condição específica de funcionamento. Os atuadores hidráulicos a pistão são freqüentemente utilizados nas aplicações industriais que exigem elevadas forças de amortecimento, porém apresentam custos de implantação, de operação e de manutenção elevados. Uma outra área de interesse no uso de absorvedores de vibração é o setor automobilístico. Nos últimos anos, novas concepções de absorvedores de vibração foram propostas, investigadas e testadas. Destaca-se aqui alguns desses projetos de amortecedores ativos: Giliomee et al (1998), Hagopian et al (1999), Kitching et al (1998) desenvolveram sistemas de amortecedores a pistão cujo orifício variável é controlado por uma válvula eletrodinâmica. Encontram-se também soluções que empregam o uso de fluidos eletro-reológicos cuja característica é a viscosidade variável. Oh e Onoda (2002) fizeram uso de foles metálicos flexíveis associados ao uso de fluidos eletro/magneto-reológicos. O amortecedor ativo construído consiste de um sistema eletro-eletrônico de controle e de um sistema mecânico-hidráulico para geração da força de amortecimento. O circuito hidráulico possui como componente principal, um fole metálico cilíndrico, flexível na direção axial, cuja extremidades são

fixadas entre dois pontos do sistema dinâmico, nos quais se deseja aplicar a força de amortecimento. Quando as extremidades do fole sofrem movimentos relativos, o óleo lubrificante, contido no seu interior, será bombeado naturalmente pelo lado vazado passando por uma válvula reguladora de fluxo. Essa válvula, ao restringir a passagem de fluido, gera uma perda de carga que é função do tamanho orifício. A força de amortecimento é gerada pela pressão interna do fluido atuando sobre a área da secção transversal efetiva do fole. O sistema torna-se ativo pelo fato da válvula possuir um controle de posição do seu obturador, feito através de um atuador piezoelétrico de deslocamento linear. Desta forma tem-se como principal objetivo nesse projeto, a incorporação ao sistema de um determinado amortecimento a cada posição específica da válvula, isto é, um novo amortecedor a cada tempo de amostragem, que neste caso depende do tempo de resposta do atuador, da excitação da pista e da performance dinâmica desejada para o sistema vibratório.

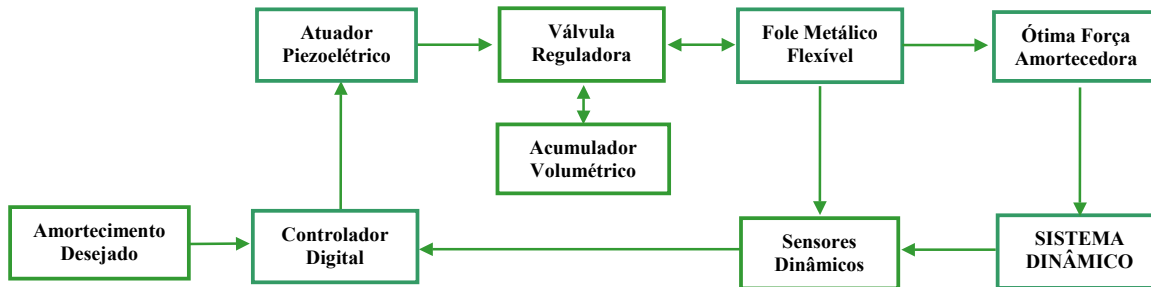


Figura 1: Diagrama de blocos dos componentes do amortecedor ativo proposto.

No diagrama de blocos da Figura 1 considera-se que o fole metálico flexível esteja fixado na suspensão de um sistema vibratório e também que as variáveis de estado do sistema são mensuráveis com sensores apropriados. Então, considerando os desejados fator de amortecimento e o estado do sistema, um controlador digital acionará o atuador piezoelétrico que posicionará a válvula reguladora de fluxo. O orifício obtido, diante de uma ação de controle, facilitará ou não o escoamento do óleo lubrificante no interior do circuito hidráulico constituído pelo fole metálico e pelo acumulador volumétrico. Assim, os movimentos de expansão e contração do fole resultam em uma variação de pressão no seu interior. O produto da pressão interna no fole pela sua área efetiva resulta em uma determinada força amortecedora que depende da ação de controle sobre a válvula. A ação de fechamento do orifício deve ser limitada para que a pressão interna seja sempre inferior à máxima pressão admissível para o fole, para evitar seu colapso estrutural.

Um acumulador volumétrico é necessário para permitir o fluxo de óleo através da válvula em dois sentidos, ou seja, nas situações em que a pressão interna no fole é positiva ou negativa. O acumulador pode ser um simples vaso de pressão dotado de um pulmão interno, para ajuste da pressão mínima admitida no circuito hidráulico, ou ainda um segundo fole metálico flexível com uma de suas extremidades livre que foi a solução adotada. Uma grande vantagem do amortecedor proposto é que ele não exige o uso de uma bomba hidráulica externa para seu funcionamento, como é o caso de amortecedores ativos que utilizam cilindros hidráulicos.

Alguns parâmetros iniciais foram especificados para o projeto e construção do amortecedor ativo, ressaltando que essa escolha possibilita a avaliação do projeto em condições laboratoriais locais. Assim, especificou-se: um fole metálico que suporta pressões internas de até 3,3 MPa, correspondendo a cargas axiais até 800 N com uma margem de segurança de 50%. Neste projeto a válvula foi projetada para uma faixa de força de amortecimento de ± 100 N; e um atuador piezoelétrico linear com uma faixa de operação de 0.5 mm e que suporta forças até 500 N, em função da voltagem aplicada, numa banda de frequências de zero a 480 Hz. Desta maneira, este trabalho está assim organizado: na seção 2 é apresentado o modelo em elementos finitos do circuito hidráulico que considera a interação fluido-estrutura. Na seção 3, o amortecedor construído é apresentado e os testes experimentais realizados no domínio do tempo onde é feita a validação do modelo experimental e computacional. Na seção 4, o amortecedor é caracterizado no domínio da frequência e por otimizações são obtidos modelos que estimam as FRF's experimentais. Na seção 5,

são feitas simulações com os sistemas: passivo (orifício fixo) e com o ativo (orifício variável). Para o sistema ativo é projetado um controlador *fuzzy* e, finalmente na última seção, são apresentados as conclusões e desdobramentos.

2. MODELO EM ELEMENTOS FINITOS DO CIRCUITO HIDRÁULICO

O modelo em elementos finito do circuito hidráulico é apresentado paralelamente aos componentes do sistema, conforme mostrado na Figura 2. As vibrações aplicadas à esquerda do fole imprimiram uma velocidade ao fluido em contato com a parede do fole. Do lado direito do circuito hidráulico é imposto uma pressão nominal constante. O tamanho do orifício da válvula é ajustado movimentando o obturador cônico na direção axial.

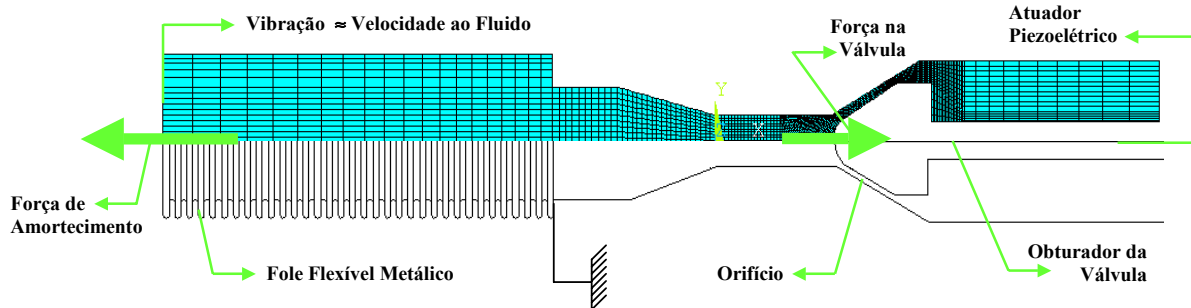


Figura 2 - Modelo axi-simétrico em elementos finitos do circuito hidráulico.

Na região do orifício anular existente entre o obturador e a sede da válvula, o fluido atinge as maiores velocidades, como já é esperado pelo princípio da conservação da massa. Quando o fole contrai, a pressão à esquerda do obturador irá aumentar em relação à pressão nominal e a pressão do lado direito irá diminuir. No caso da expansão do fole a análise é análoga. Para impor deslocamento no fluido utilizou um pistão na montante e outro na jusante para simular o segundo fole, caracterizando, desta forma, a interação fluido-estrutura. Utilizou-se o modelo em elementos finitos com o objetivo de determinar os campos de velocidade e pressão. Integrando os resultados no contorno do obturador da válvula e na superfície efetiva do fole metálico obtém-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. Foram escolhidos elementos (FLUID141 2-D) quadriláteros e considerando a geometria e os carregamentos, utilizou-se um modelo axi-simétrico. A Figura 2 mostrou a configuração dos componentes do sistema mecânico-hidráulico e sua malha discretizada em elementos finitos.

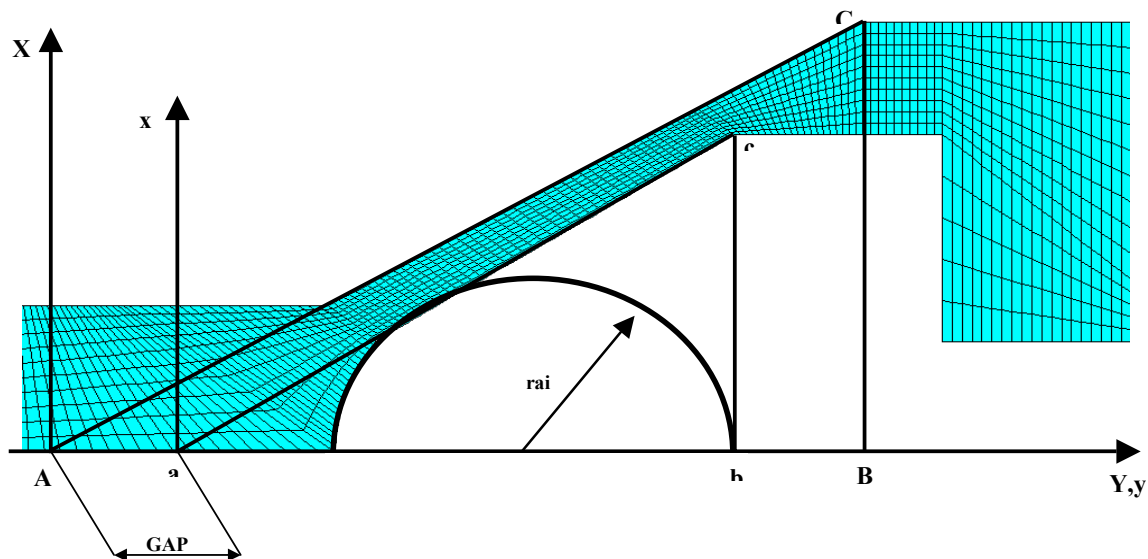


Figura 3. Região entre a válvula e sua sede tronco-cônica (maiores gradientes) e o refino do mesh.

A malha, não estruturada, permitiu um maior refinamento nas regiões de maiores gradientes de velocidade, ou seja, na região dos elementos localizados entre a válvula e sua sede. A malha foi composta por 2741 elementos, uma vez que nessa configuração as convergências das soluções são preservadas em relação a uma malha com maior refinamento. Na Figura 3 fica nítido o maior refinamento da malha aplicado na região entre a sede da válvula e o obturador. A posição axial relativa ao obturador cônico do corpo da válvula é a medida da variável GAP em relação ao referencial inercial Y. Como mostra a Figura 3, GAP é a distância entre os vértices dos triângulos: ΔABC e Δabc . A ponta esférica do obturador é gerada por uma circunferência inscrita no Δabc . 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 entre o obturador da válvula e o atuador piezoelétrico.

O fluido de trabalho foi considerado newtoniano com parâmetros equivalentes a de um óleo lubrificante com densidade de $8.42 \times 10^2 \text{ kg/m}^3$ e viscosidade igual a 0.0022 kg/ms . Considerou-se nas simulações a independência da viscosidade com a temperatura. Para a faixa de velocidades relativas previstas para as extremidades do fole, pode-se considerar um modelo laminar para o fluxo no circuito hidráulico, uma vez que os modelos ensaiados apresentaram baixos números de Reynolds. Algumas condições foram adotadas e impostas para resolução do problema. As velocidades nas paredes laterais do circuito hidráulico foram impostas com valor nulo. Devido à simetria do problema, a componente da velocidade V_x é nula em todos os pontos em que $X=0$. O mínimo valor de pressão estática necessária, para evitar formação de bolhas de ar no fluxo do fluido, pode ser determinado usando essa simulação, considerando que seu valor deve ser menor igual à variação de pressão entre a montante e jusante da válvula. Em Teixeira et. al (2003) é mostrado o campo de velocidades e pressões para simulações no regime permanente e à partir dos resultados obtidos derivou-se superfícies de resposta que mapeia a força amortecedora em função da velocidade e do GAP. A Figura 4 mostra o modelo completo, constituído pela parte estrutural (pistões) e pela parte contida por fluido. No pistão da direita é imposto um deslocamento e no pistão da esquerda é engastado uma mola com rigidez igual ao do fole.

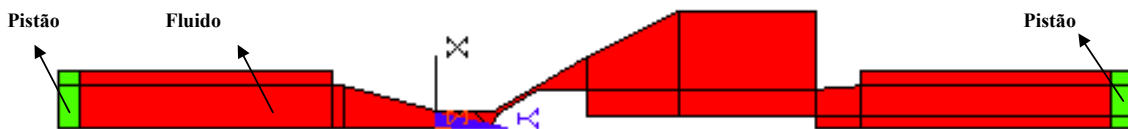


Figura 4: Áreas do modelo de elementos finito que representam a parte estrutural e o próprio fluido.

O ensaio realizado consistiu em impor um deslocamento senoidal com uma frequência de 5Hz e amplitude de 3 mm no pistão da esquerda e observar a resposta dos campos de pressão e velocidade durante o transiente. Em posse dos campos de pressão e velocidade, integra-se e obtém-se a força amortecedora. Esse ensaio é feito para diferentes GAP's. Uma variável de entrada que é requerida no ANSYS, software utilizado, é o módulo de *Bulk* do óleo, que representa a rigidez ou a compressibilidade que o óleo suporta. Para entrar com o módulo de *Bulk* isentrópico no ANSYS é necessário dividi-lo pela viscosidade do óleo. Foram investigados três valores para o módulo de *Bulk*, quais sejam: 8.42×10^7 (A), 8.42×10^6 (B) e 5.9782×10^6 (C) e, respectivamente, foi adotado um tempo de discretização nas simulações de 0.0005, 0.01 e 0.01 segundos.

Para solução desse problema, modelado com interação fluido-estrutura, utilizou-se a formulação Euleriana-Lagrangeana (ALE), que pode ser vista com mais detalhamento em Donea et. al. (2004). Nessa formulação é feito o acoplamento do fluido com a estrutura conforme ilustrado na Figura 5, que apresenta o algoritmo que consiste em iniciar a solução no tempo com uma malha inicial. Num primeiro instante, a solução do fluido é obtida e em função da integração dos campos de pressões, as forças resultantes são transferidas para a estrutura, que depois de solucionada, transfere os deslocamentos nodais para atualização da 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.

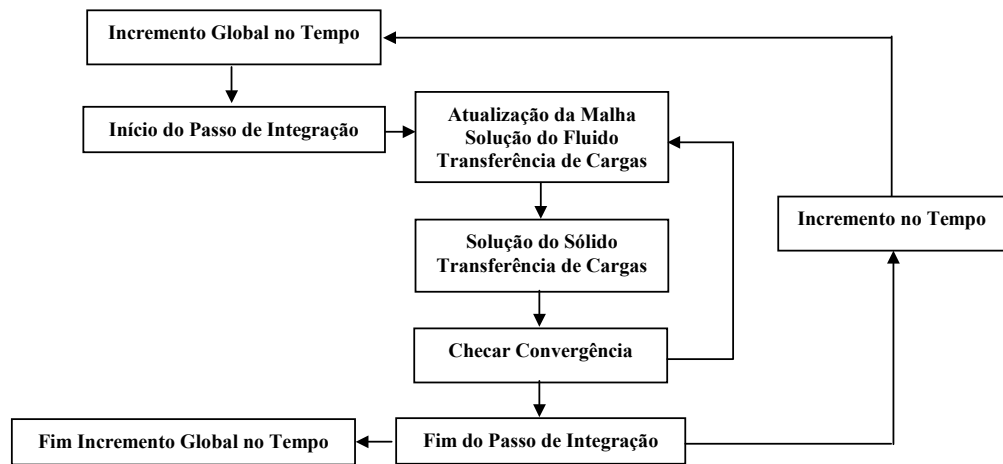


Figura 5: Algoritmo da formulação Lagrangeana-Euleriana.

Na próxima seção serão mostrados os resultados dessa simulação e comparado com os resultados obtidos experimentalmente. Foram feitas simulações com GAP de 0.06, 0.1, 0.15, 0.225, 0.35, 0.5, 0.75 e 1.00 mm; e com os três módulos de *Bulk* totalizando assim em 24 simulações numéricas.

3. ENSAIOS COM O AMORTECEDOR ATIVO

Inicialmente, o amortecedor foi preenchido com óleo utilizando uma bomba de vácuo, válvulas de entrada e saída de óleo para o amortecedor e de dois reservatórios: um desaerador e outro de alimentação. No momento em que se percebeu que o sistema hidráulico não estava admitindo mais óleo, considerou-se que o sistema estava quase totalmente preenchido de óleo. Então, por intermédio de um sensor de pressão estática foi medida uma pressão de 2 atm. Assim os reservatórios de alimentação e o desaerador de óleo foram desacoplados do sistema, após verificar que não havia nenhum tipo de vazamento e que a pressão mantinha constante. Partiu-se assim para realização dos ensaios tanto no domínio do tempo como no domínio da frequência.



Figura 6: Bancada Experimental do amortecedor ativo com o shaker acoplado.

O primeiro teste consistiu em excitar o sistema com uma força harmônica em 5, 15 e 30 Hz utilizando um excitador eletrodinâmico (shaker). Nesses ensaios mediu-se a força aplicada e a velocidade resultante para diferentes GAP. Os sinais da velocidade e da força foram capturados por uma placa de aquisição de sinais instalada em um computador. Para esses testes, o posicionamento do GAP não foi ainda comandado pelo atuador piezoelétrico e sim por um parafuso posicionador cuja indicação foi feita por um relógio comparador. A Figura 6 mostrou a bancada experimental do amortecedor com o shaker acoplado. Entre o shaker e o amortecedor está o sensor de força e o acelerômetro está no próprio shaker. Por meio de um condicionador de sinais o sinal da aceleração foi integrado gerando a velocidade automaticamente.

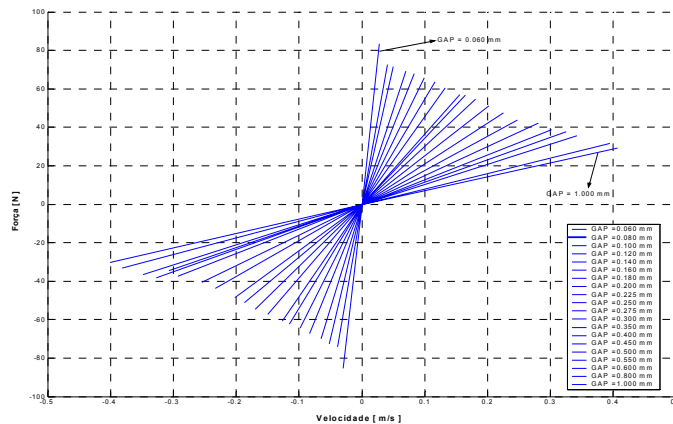


Figura 7: Comportamento experimental entre a força e a velocidade para diferentes GAP.

Preferiu apresentar o gráfico, conforme Figura 7, da excitação em 30 Hz, pois com esse ensaio atingiu maiores velocidades. Contudo para comparação com o ANSYS foram utilizados os dados da excitação em 5 Hz. Foi adotada a seguinte estratégia para comparação: calculou-se a inclinação das retas para o ensaio de 5 Hz, o que significa calcular o coeficiente de amortecimento para cada GAP, ou seja, a inclinação de cada reta. O mesmo foi feito com o modelo em elementos finitos e os resultados estão apresentados na Figura 8.

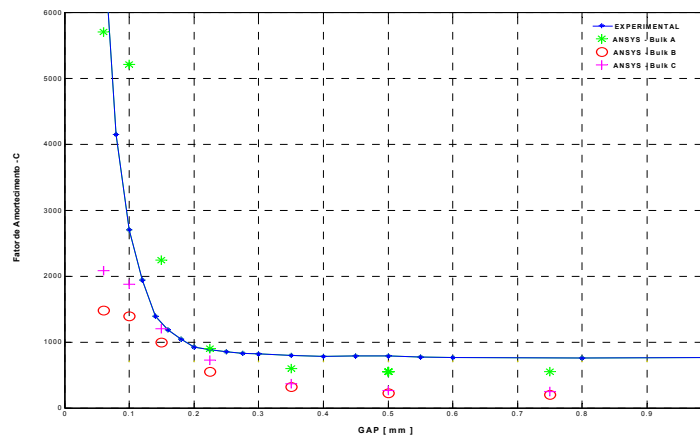


Figura 8: Comparação entre os resultados computacionais e experimentais para excitação em 5 Hz.

Observa-se, na Figura 8, que se obteve um resultado satisfatório entre os ensaios experimentais e computacionais. Desta forma, o modelo em elementos finitos que considera a interação fluido-estrutura mostrou ser uma ferramenta razoável para estimar o comportamento dinâmico do amortecedor projetado e construído. Salienta-se que o módulo de *Bulk* é uma variável muito sensível nas simulações com o software ANSYS.

4. CARACTERIZAÇÃO DO AMORTECEDOR NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA.

Uma vez que o modelo computacional foi validado com o experimental, é possível utilizá-lo 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, ou seja, o controle do GAP pelo atuador piezoelétrico, esse modelo em elementos finitos se torna inviável devido ao alto custo computacional.

Assim, conforme foi verificado nos ensaios experimentais em 5, 15 e 30 Hz, há uma grande diferença na fase entre os sinais de força e velocidade. Resolveu-se então obter modelos que representassem o sistema no domínio da frequência. Esses ensaios consistiram em excitar o sistema com uma força tipo ruído branco na banda de 0 a 100 Hz e observar a resposta da aceleração. Os sinais da força de excitação e da aceleração são tratados em um analisador de sinais que internamente calcula a função de transferência que relaciona a saída (aceleração) pela entrada (força de excitação).

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. Então, 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 FRF's relativas a estas investigações estão ilustradas na Figura 9 à esquerda. Observa-se que a partir do GAP de 0.20 mm o ganho entre os dois acelerômetros é unitário e a fase nula, o que implica em afirmar que o sistema apresenta um grau de liberdade a partir do GAP de 0.20mm.

Então os ensaios para levantamento das FRF's que relaciona a aceleração (saída) pela força (entrada), foram feitos a partir do GAP de 0.20mm e estão apresentadas na Figura 9 à direita e, nesta mesma figura, são mostradas as FRF's obtidas por um processo de otimização não-linear multidimensional (Nelder-Mead), que estimam as FRF's experimentais.

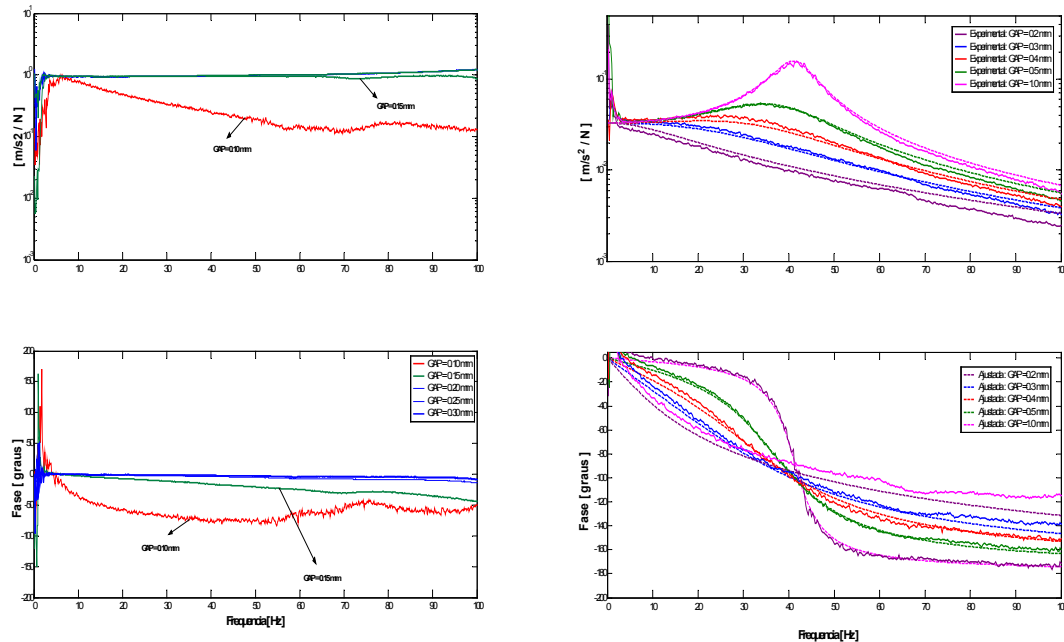


Figura 9: FRF's entre as acelerações dos foles metálicos (à esquerda) e FRF's experimentais e ajustadas para diferentes GAP's (à direita).

5. CONTROLE *FUZZY* DO AMORTECEDOR ATIVO.

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 verdadeiros ou falsos. Em (Teixeira, 2001) 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. A idéia é projetar um controlador *fuzzy* tal que dadas duas entradas: o deslocamento (D) e a velocidade (V), o controlador seja capaz de estimar o GAP a ser imposto no amortecedor a fim de atingir um determinado índice de desempenho para as variáveis de estado do sistema.

No primeiro passo da construção do controlador *fuzzy* define-se as variáveis físicas de entrada e saída. Como variáveis de entrada adotou-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. Em seguida, particionou-se os universos do discurso das entradas e saídas em funções de pertinência gaussianas, conforme mostrado na Figura 10. A base de regras adotada, descrita também na Figura 11, é considerada como a última etapa de construção do controlador *fuzzy* e foi obtida a partir da intuição do projetista, após uma série de ensaios numéricos.

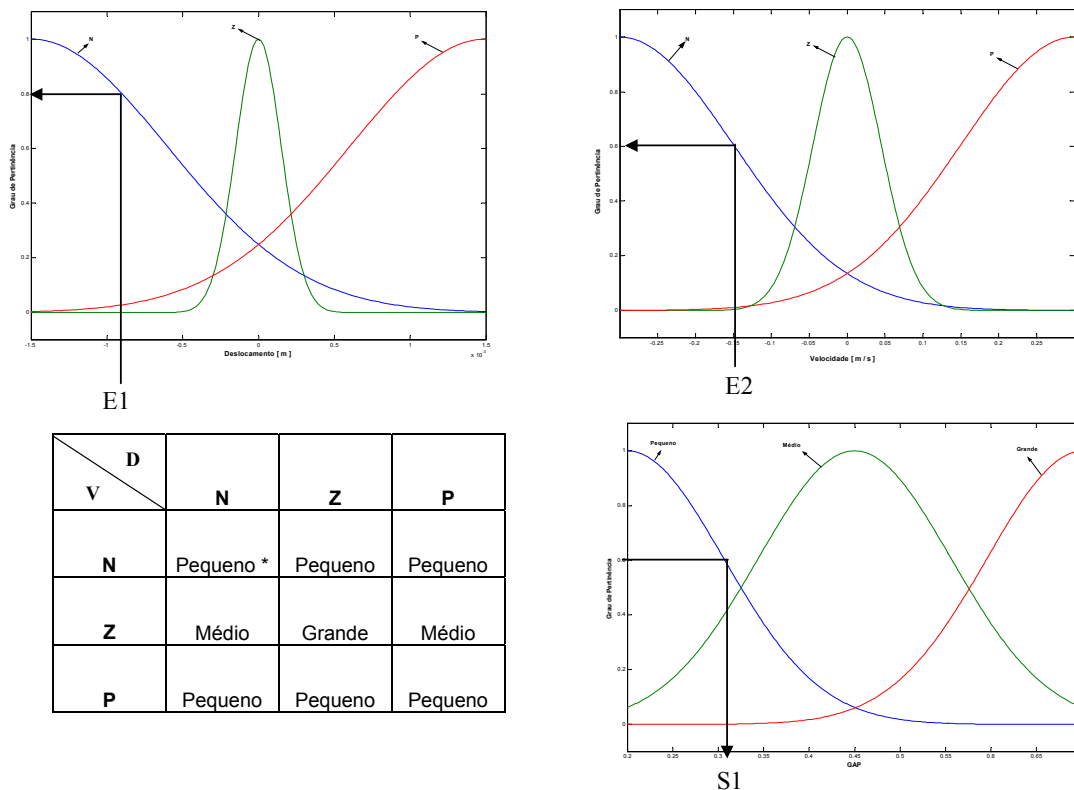


Figura 10: Funções de Pertinência das Entradas, da Saída e Base de Regras adotada.

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

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

Suponha que num 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. Assim os valores de pertinência serão respectivamente 0.8 e 0.6. Como foi utilizado o método de inferência como sendo o mínimo entre as duas entradas, 0.6 é o resultado da fuzzificação. Na defuzzificação entra com o valor de 0.6 na curva do GAP Pequeno e a saída (S1) nesse instante será o valor de GAP igual a 0.31. Desta forma simulou-se o sistema passivo com um GAP fixo em 0.45 e o sistema ativo no qual o GAP é estimado pelo controlador *fuzzy*. Tanto o sistema ativo como o passivo foram submetidos a uma força impulsiva. Para simulação do amortecedor fez-se uma aproximação do sistema como sendo de 2ª ordem tal como descrito na equação 1, onde K é a rigidez (40.000 N/m), ω_n é a frequência natural (38 Hz) e ξ o fator de amortecimento.

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

A partir das FRF's da Figura 9 é possível obter, por um processo de otimização, uma relação entre o fator de amortecimento e o GAP que é dado por:

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

Nas simulações foi considerado que o sistema passivo possui o GAP constante igual 0.45 o que equivale a ter um fator de amortecimento igual a 0.3656. Para o sistema ativo, o controlador *fuzzy* a cada instante de tempo ($dt=0.0001$ segundos), atualiza o GAP e por consequência o fator de amortecimento. Logo para o sistema ativo a função de transferência do sistema é modificada. Nos dois ensaios, ativo e passivo, foi imposto uma perturbação impulsiva da ordem de 300N. Os resultados do deslocamento e da velocidade dessa simulação numérica, tanto para o caso ativo como passivo, estão apresentados na Figura 11 à esquerda.

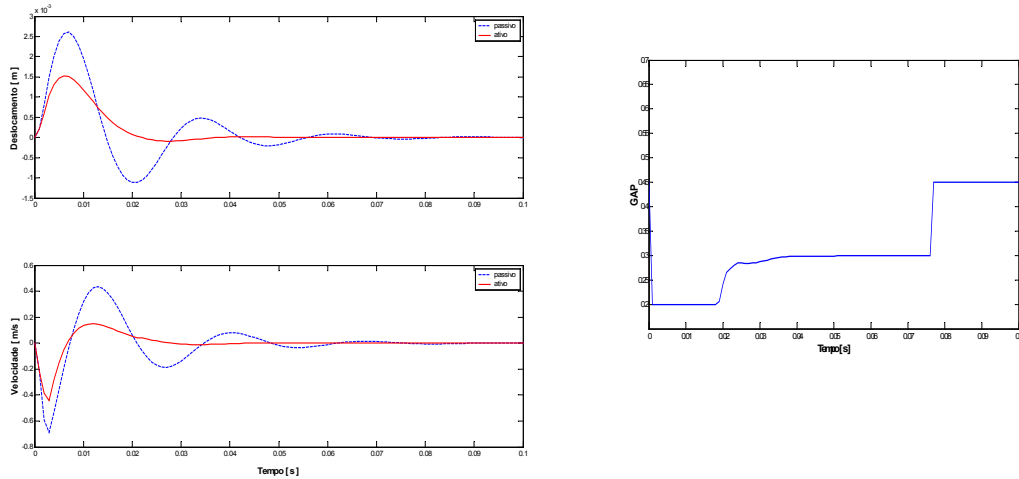


Figura 11: Resposta impulsiva do deslocamento e da velocidade para o sistema passivo e ativo (à esquerda) e valor do GAP para o sistema ativo (à direita).

Na figura 11, à direita, 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. Essa metodologia de controle será verificada experimentalmente em breve.

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi apresentada a caracterização dinâmica de um protótipo de um amortecedor ativo que foi construído baseado em simulações computacionais de um modelo em elementos finitos. O modelo em elementos finitos considerou a interação fluido-estrutura, cuja solução transiente é obtida através da formulação Lagrangeana-Euleriana. Foram feitos ensaios no domínio do tempo, tanto para o dispositivo construído como para o modelo computacional em elementos finitos, para levantamento da curva força produzida pelo amortecedor versus velocidade e a partir dessas foi traçado, para os dois casos, a relação entre o fator de amortecimento e o tamanho do orifício (GAP). Os resultados mostraram uma boa aproximação do modelo computacional para com o experimental. Como foi mostrado esse comportamento em relação ao GAP é exponencial o que torna o sistema bem sensível, em termos de amortecimento, isto é, para uma pequena mudança no GAP há uma mudança significativa do fator de amortecimento. Isso é bem relevante, pois o atuador piezoelétrico a ser utilizado atua numa faixa linear de 0.5 mm.

Foi feito também, neste trabalho, uma caracterização do amortecedor no domínio da frequência onde foi observado que o dispositivo construído comporta-se como um sistema de segunda ordem. A partir das FRF's experimentais obtidas, foram ajustadas FRF's numéricas utilizando um processo de otimização. Com os modelos numéricos de segunda ordem foi possível simular o sistema na versão passiva e ativa. No caso ativo projetou-se um controlador *fuzzy* para gerenciar a mudança no GAP, isto é, o fator de amortecimento requerido pelo sistema.

7. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o suporte financeiro obtido das agências de fomento: FAPEMIG e CNPq

8. REFERÊNCIAS

- Donea, J., Huerta, A., Ponthot, J.-Ph. and Ferran, A. R., 2004, "Chapter 14: Arbitrary Lagrangian–Eulerian Methods", Encyclopedia of Computational Mechanics, Edited by Erwin Stein, René de Borst and Thomas J.R. Hughes. Volume 1: Fundamentals. John Wiley & Sons, Ltd. ISBN: 0-470-84699-2.
- Giliomee, C.L. and Els, P.S., 1998, "Semi-active hydro pneumatic 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.ideallibrary.com>
- Hyun-Ung Oh and Junjiro Onoda, 2002, "An experimental study of a semi active 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.
- Kitching, K.J., Cole, K.J., Cebon, D., 1998, "Performance of a semi-active damper for heavy vehicles", submitted to ASME Journal of Dynamic System Measurement and Control, June.
- Teixeira, R.L., Léopore, F. P., Ribeiro, J.F., 2003, "Active Damper System Design and Control – Part A and B", COBEM 2003: 170 Congresso Internacional de Engenharia Mecânica – São Paulo – Brasil.
- Teixeira, R.L., 2001, "Uma metodologia de projeto de controladores híbridos inteligentes com aplicações no controle ativo de vibrações mecânicas, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia – MG.

9. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo desse artigo.

COMPOR DYNAMIC BEHAVIOR OF AN ACTIVE DAMPER

Rafael Luís Teixeira

Federal University of Uberlândia – College of Mechanical Engineering - Campus Santa Mônica , Uberlândia-MG.
rafael@mecanica.ufu.br

Francisco Paulo Lépoire

fplepoire@mecanica.ufu.br

José Francisco Ribeiro

jribeiro@mecanica.ufu.br

Abstract: *This paper presents a validation methodology of the dynamic behavior of an active damper. The damper has two flexible metallic bellows connected to a rigid reservoir filled with 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 control system that positions the conical core into a conical cavity. The device finite element computational model was developed considering the fluid - structure iteration, and the lagrangean-eulerian formulation. The bellows are represented like two pistons with elastic suspensions, the valve body and its conical cores are assumed rigid. To validate the proposed model experimental tests and numerical simulations are accomplished in the time domain, applying harmonic excitations. The results are compared by curves that relate the damping factor with the size of the orifice. This paper also presents a reduced second order dynamic model for the damper, which is suitable for applications where real time control is required. This simple model parameters are identified by an analysis on the frequency domain, using impulsive excitation force for the constant orifice (passive system) as for the variable orifice (active system). A fuzzy controller was designed to simulate the operation of the active system.*

Keywords: *Active damper, finite element, fluid/structure interaction, fuzzy controller.*