DANILO BRUNELI REIS

Posicionamento de “Deadeners” em estruturas veiculares via sensibilidade inerente.

Dissertação apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de São Paulo, para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Rodrigo Nicoletti

São Carlos

2008

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento da Informação do Serviço
de Biblioteca – EESC/USP

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **DANILO BRUNELI REIS**

Tese defendida e julgada em 06/10/2008 perante a Comissão Julgadora:

Prof.Dr. **RODRIGO NICOLETTI (Presidente da Banca)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Prof.Dr. **PAULO SÉRGIO VAROTO (Membro Interno)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Eng.Dr. **MARCELO MAGALHÃES (Membro Externo)**
(Ford Motor Company do Brasil)

Prof. Associado **JONAS DE CARVALHO**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica

Prof. Associado **GERALDO ROBERTO MARTINS DA COSTA**
Presidente da Comissão da Pós-Graduação da EESC

Aos meus pais,

**Sueli e Renato pelo amor, apoio intelectuais
e financeiros, sacrificando muitas de suas
vontades para proporcionar o melhor para
mim e minha irmã Marina.**

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Rodrigo Nicoletti, pela confiança e dedicação neste trabalho, período que muito me ensinou e motivou frente às dificuldades.

Ao Prof.Dr. Álvaro Costa Neto pela orientação e apoio durante a fase inicial do curso de mestrado.

À Escola de Engenharia de São Carlos “EESC-USP” pela oportunidade de realização do curso de mestrado.

À Faculdade de Engenharia Industrial “FEI” e principalmente ao Prof.Dr. Roberto Bortolussi, não apenas pela formação acadêmica e ética, também por sua amizade todos estes anos.

Aos amigos da BLUE HOUSE, pela motivação, apoio e amizade.

À Carolina, pelo carinho, amor, amizade e imensa paciência.

A todos aqueles que, direta ou indiretamente, colaboraram para a concretização deste trabalho.

RESUMO

REIS, D.B. **Posicionamento de “Deadeners” em estruturas veiculares via sensibilidade inerente**. 2008. 43 f. Tese (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Carlos, São Carlos, 2008.

O desempenho acústico em um veículo é fortemente dependente da interação fluido-estrutura entre o ar no habitáculo do veículo e a estrutura metálica. A maioria dos problemas de ruído e vibração relacionados a esta interação provem dos picos de ressonância da chapa metálica, quando excitada por forças externas (pista, motor, vento). A redução dos picos de ressonância pode ser obtida através da aplicação de placas asfálticas (“Deadeners”) na estrutura. O problema está no posicionamento das placas, que usualmente é realizado experimentalmente por tentativa e erro. Este trabalho propõe o uso da sensibilidade inerente para o posicionamento de “Deadeners” em estruturas metálicas veiculares, em particular no teto do veículo. As funções de resposta em frequência (FRFs) do teto são obtidas experimentalmente e processadas adotando a técnica da sensibilidade inerente, obtendo assim a sensibilidade dos picos de ressonância e identificando os locais passíveis de instalação de “Deadeners”. Como resultado da análise, é possível localizar a posição ótima para o “Deadener” que maximizará a redução de picos de ressonância de interesse. Após o posicionamento dos “Deadeners”, foi possível verificar a atenuação dos picos de ressonância no teto do veículo, mostrando a eficácia do método utilizado. A maior vantagem do método é que este requer apenas medições de resposta em frequência do sistema original, sem necessidade de modificações na estrutura do veículo para obter a sensibilidade do sistema a modificações.

Palavras-chave: posicionamento de “Deadeners”, sensibilidade inerente, desempenho acústico, vibrações mecânicas, estrutura veicular.

ABSTRACT

REIS, D.B. **Positioning of Deadeners at vehicles sheet metal using Embedded Sensitivity**. 2008. 43 f. Tese (Master's Degree) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Carlos, São Carlos, 2008.

The Noise Vibration and Harshness (NVH) performance of passenger vehicles strongly depends on the fluid-structure interaction between the air in the vehicle cavity and the sheet metal structure of the vehicle. Most of noise and vibration problems related to this interaction come from resonance peaks of the sheet metal, which are excited by external forces (road, engine, wind). A reduction of these resonance peaks can be achieved by applying deadeners in the sheet metal. The problem is where these deadeners shall be fixed, which is usually done in a trial-and-error basis. In this work, one proposes the use of embedded sensitivity to locate the deadeners in the sheet metal of the vehicle, more specifically in the vehicle roof. Experimental FRFs of the roof are obtained and data is processed by adopting the embedded sensitivity method, thus obtaining the sensitivity of the resonance peaks on the local increase of stiffness due to the deadeners. As a result, by examining the sensitivity functions, one can find the optimum location of the deadeners that maximize their effect in reducing the resonance peaks of interest. After locating the deadeners in the optimum positions, it was possible to verify a strong reduction in resonance peaks of the vehicle roof, thus showing the efficiency of the procedure. The main advantage of this procedure is that it only requires FRF measurements of the vehicle in its original state, not needing any previous modification of the vehicle structure to find the sensitivity functions.

Keywords: positioning of Deadeners, embedded sensitivity, NVH performance, mechanical vibration, vehicle structure.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Modelo analítico de um sistema massa-mola-amortecedor de 1 grau-de-liberdade	09.
Figura 2.2 – Modelo analítico de um sistema massa-mola-amortecedor de 2 graus-de-liberdade	11.
Figura 2.3 – Modelo analítico do sistema mecânico em estudo	15.
Figura 2.4 – Magnitude das FRFs do sistema em estudo	16.
Figura 2.5 – Funções de sensibilidade inerente das FRFs críticas em função de todos os elementos de rigidez do sistema	17.
Figura 2.6 – Magnitude das FRFs do sistema em estudo após modificação da rigidez nas regiões determinadas através do método da sensibilidade inerente	19.
Figura 3.1 – Posição dos pontos de medição experimental	22.
Figura 3.2 – Bases de apoio pneumáticas	22.
Figura 3.3 – Acelerômetros instalados nos pontos de medição	22.
Figura 3.4 – Equipamento de aquisição	23.
Figura 3.5 – Equipamento de excitação (martelo de impacto)	24.
Figura 3.6 – Gráfico das FRFs do sistema original (0 –128Hz)	24.
Figura 3.7 – Gráfico das FRFs do sistema original na faixa crítica de interesse (65 – 80Hz)	27.
Figura 4.1 – Regiões do teto passíveis de enrigecimento por "Deadeners"	28.
Figura 4.2 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{11}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria	29.
Figura 4.3 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{33}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria	29.
Figura 4.4 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{71}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria	30.
Figura 4.5 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{91}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria	30.
Figura 4.6 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{13}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria	30.

Figura 4.7 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{93}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria	31.
Figura 4.8 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{73}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria	31.
Figura 4.9 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{77}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria	32.
Figura 4.10 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{99}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria	32.
Figura 4.11 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{79}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria	33.
Figura 4.12 – Magnitude média dos elementos de rigidez do teto (regiões passíveis de enrigecimento) nos resultados de sensibilidade inerente das FRFs críticas	34.
Figura 4.13– Regiões mais importantes para serem enrigecidas com a adição de “Deadeners”	34.
Figura 5.1 – “Deadeners” duplos instalados no teto da carroceria	36.
Figura 5.2 – Gráfico das FRFs do sistema enrigecido com “Deadeners” duplos (0 – 128Hz)	37.
Figura 5.3 – Gráfico das FRFs do sistema enrigecido com “Deadeners” duplos na faixa crítica de interesse (65 –80Hz)	37.
Figura 5.4 – “Deadeners” tamanho de produção instalados no teto da carroceria	38.
Figura 5.5– Gráfico das FRFs do sistema enrigecido com “Deadeners” tamanho de produção (0 –128Hz)	38.
Figura 5.6 – Gráfico das FRFs do sistema enrigecido com “Deadeners” tamanho de produção na faixa crítica de interesse (65 –80Hz)	39.
Figura 5.7 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{11}(\omega)$ em função das regiões enrigecida pelos “Deadeners”	40.

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Elementos de rigidez de maior influência nas FRFs críticas	33.
---	-----

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	01.
1.1. Motivação	01.
1.2. Objetivos	03.
1.3. Revisão Bibliográfica	03.
1.4. Conteúdo da Dissertação	07.
2. MÉTODO DA SENSIBILIDADE INERENTE.....	09.
2.1. Metodologia	09.
2.2. Aplicação em Sistemas Mecânicos.....	14.
3. ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL DO SISTEMA ORIGINAL	21.
3.1. Objeto de Estudo	21.
3.2. Metodologia Experimental	21.
3.3. Resultados Obtidos no Sistema Original	23.
4. DETERMINAÇÃO DO POSICIONAMENTO DOS “DEADENERS”	27.
4.1. Determinação das Regiões Passíveis de Enrigecimento.....	27.
4.2. Análise de Sensibilidade.....	28.
5. ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL DO SISTEMA ENRIGECIDO.....	35.
5.1. Aplicação de “Deadeners”	35.
5.2. Resultados Obtidos com “Deadeners”	Duplos36.
5.3. Resultados Obtidos com “Deadeners” de Tamanho de Produção.....	37.
6. CONCLUSÕES	41.
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	43.

1. INTRODUÇÃO

O contínuo crescimento da indústria automobilística e a disputa por aumento de vendas, lucro e mercado entre os diferentes fabricantes, promovem a necessidade da melhoria contínua em seus produtos. Durante o desenvolvimento de um novo veículo, ou a melhoria de um modelo existente, diversos atributos são considerados no projeto, como desempenho do motor, tecnologia, ergonomia, desenho, economia de combustível, acústica, custo de manutenção e custo-benefício tendo como foco principal o público alvo do produto em questão.

O estudo de um dos atributos e o desenvolvimento de novos métodos e práticas são de grande valia tanto para manter a indústria automobilística Brasileira competitiva perante outros países quanto para o benefício do consumidor.

1.1. Motivação

Atualmente, os níveis de ruído, qualidade acústica, vibração e “aspereza” (harshness) no interior do veículo, atributos em evidência na busca de melhoria do produto, são de suma importância para proporcionar conforto e percepção de qualidade aos ocupantes, o que permitirá manter e conquistar os clientes. Estudos mostram que de 20% a 30% do índice de insatisfação dos clientes estão relacionados a problemas acústicos, o que representa de 15% a 29% de custos de garantia (FORD,2007). As soluções para melhorar estes atributos, são exaustivamente estudadas por terem interface direta com custo, peso, viabilidade de manufatura e durabilidade. A área da acústica veicular, mais conhecida na indústria automobilística pela sigla NVH (Noise, Vibration and Harshness – Ruído, Vibração e Aspereza), é responsável por estes estudos.

A classificação dos tipos de ruídos está relacionada abaixo:

- Ruído – É o que as pessoas conseguem escutar, na faixa 20Hz a 10KHz, caracterizado por frequência, nível e qualidade sonora;
- Vibração – É o que as pessoas sentem e vêem, na faixa de 0.5Hz a 50Hz, caracterizado por frequência, nível e direção;

- Aspereza – É o efeito combinado de ruído e vibração, caracterizado por sensações confusas e de desconforto.

Com a geração de uma pressão de perturbação no meio aéreo, criam-se ondas sonoras que se propagam pelo meio, dada a densidade e compressibilidade do mesmo. Tal perturbação pode ser criada tanto por interações fluido-estrutura, como no caso de estruturas vibrando (gerando ruído) ou por um fluxo de ar, onde a variação no fluxo (neste caso o ar) gera as ondas sonoras.

As fontes responsáveis pelos ruídos em um veículo, como o motor (ruído irradiado por atritos internos, admissão, combustão e exaustão), a transmissão (ruído irradiado pelo contato entre as engrenagens e atritos), pneus x pavimento (ruído de contato e cavidades), vento (contato entre fluxo de ar e a carroceria), componentes elétricos, hidráulicos e a vibração da própria carroceria devido à interação com todas estas fontes, chegam aos passageiros por meio aéreo (ruído), estrutural (vibração) e combinação de ambos (aspereza). O meio de propagação em um veículo é por maioria estrutural, composto por estruturas como coxins, suspensão, pneus e carroceria.

As interações acústicas (fluido-estrutura) são prejudiciais ao conforto do passageiro quando o conjunto cavidade / estrutura da carroceria é excitada na sua frequência de ressonância (o sistema oscila com amplitude máxima). A vibração do sistema será dependente dos seus atributos físicos, dentre eles massa e rigidez e pode ser controlada das seguintes formas:

- Isolamento (redução da força transmitida para os pontos de interface);
- Absorção (adição de “amortecedores” reduzindo a amplitude de oscilação através de dissipação de energia);
- Separação modal (assegura a separação das frequências naturais entre os componentes de forma a “fugir” das ressonâncias);
- Controle ativo (cancelamento de ondas sonoras);

No caso de estruturas veiculares planas, o controle da vibração estrutural pode ser obtido adicionando massa ou rigidez ao sistema, o que é comumente feito através da adição de placas asfálticas (“Deadeners”) adjacentes à chapa metálica. Neste caso, trata-se de uma estratégia de separação modal para o controle / atenuação das vibrações. O uso de “Deadeners” se deve ao seu baixo custo-benefício, facilidade de “package” e viabilidade de montagem na linha de produção.

O diagnóstico de problemas em um protótipo, ou a melhoria dos níveis de ruído e vibração de um veículo existente, enfrenta desafios relacionados ao tempo e custo de desenvolvimento de inúmeras propostas com quantidade de material e posicionamento diferenciado dos “Deadeners”, baseados em experiências anteriores ou tentativa e erro. A otimização do posicionamento dos “Deadeners” requer muitas horas de desenvolvimento em laboratórios, testes objetivos e avaliações subjetivas, onde a melhor escolha será eleita. Porém, a proposta mais robusta e eficaz para o problema, muitas vezes não é encontrada.

1.2. Objetivos

Com o objetivo de encontrar a melhor solução para o posicionamento de “Deadeners”, reduzindo tempo e custo de desenvolvimento, este trabalho propõe o uso da sensibilidade inerente para o posicionamento de “Deadeners” em estruturas metálicas veiculares, focando-se no teto do veículo como caso de estudo. As funções de resposta em frequência (FRFs) do teto são obtidas experimentalmente e processadas adotando a técnica da sensibilidade inerente, obtendo assim a sensibilidade dos picos de ressonância e permitindo a identificação dos locais ótimos de instalação dos “Deadeners”.

1.3. Revisão Bibliográfica

O Controle de vibração e ruído em sistemas mecânicos pode ser obtido de diversas formas, dentre elas através do controle passivo (isolamento, absorção, separação modal) e do Controle Ativo, utilizadas conforme a necessidade da aplicação, que inclui custo, viabilidade de instalação, espaço físico e peso.

Na indústria automobilística, alguns conceitos na escolha das técnicas para controle de vibração e ruído de veículos produzidos em grande escala devem ser observados para viabilizar o uso da técnica no veículo;

- Custo/benefício – O custo do controle de ruído e vibração em apenas um veículo pode ser aceitável dependendo da aplicação do veículo (comercial leve / pesado, passeio, esportivo ou luxo), porém ao

multiplicar este custo por unidade produzida, pode ser um impedimento à utilização por afetar o lucro por unidade vendida e por consequência o retorno de investimento no projeto do veículo;

- Espaço físico – Avaliar se haverá espaço físico para a localização e “package” das peças que farão o controle de ruído e vibração;
- Viabilidade de instalação – A viabilidade de instalação deve ser avaliada para saber se a técnica de controle pode ser inclusa na linha de produção;
- Peso - É um fator a ser avaliado uma vez que afeta atributos como desempenho, economia de combustível e capacidade de carga.

Pela melhoria na qualidade sonora, aliada às penalidades associadas ao peso e ao espaço das soluções passivas, OLIVEIRA (2007) sugere o uso da técnica de controle ativo de ruído. O projeto de sistemas ativos de ruído deve fazer parte do desenvolvimento de produto desde sua fase de concepção para que tais soluções possam ser aplicadas em nível industrial. Muitos projetos de veículos após sua concepção passam por modificações para atender a novos mercados e adequar-se às expectativas dos consumidores, e conforme HEPBERGER et al.(2002), DESMET e SAS (2000) e RÉVEILLÉ (2002), prever o ruído interno de um veículo ainda é um dos maiores desafios presentes nas etapas de seu desenvolvimento. Este cenário nos remete às técnicas passivas de controle de ruído e vibração por terem mais viabilidade de serem desenvolvidas em etapas mais adiantadas de um projeto veicular.

No sentido de aperfeiçoar materiais e técnicas passivas no controle de ruído e vibração, e trazer redução de peso e custo para o veículo, KAMADA et al. (2002) aplicam a técnica de resposta de superfície e vetores base de holografia neural para reduzir efetivamente o ruído interno do veículo (“Boom Noise”), influenciado pelo acoplamento acústico da interação fluído-estrutura entre o compartimento de passageiros e a estrutura do veículo. Com o melhor posicionamento das travessas do teto e amortecedores dinâmicos, o resultado obtido pode ser interpretado como a redução do volume espacial integral ou a redução da aceleração do volume de interface com a região em fase com os modos acústicos.

No estudo de CARFAGNI et al. (2004), a rigidez estática e dinâmica de uma chapa metálica, pode ser enrijecida por nervuras e amortecida com a adição de

“folhas” de materiais com capacidade de amortecimento no assoalho, teto, parede de fogo e outras partes do veículo, tendo como consequência a redução de vibrações nestas regiões. É comum durante o projeto estabelecer a posição das nervuras conforme experiências anteriores de projetistas e a adição de material amortecedor uniformemente por toda a chapa. Entretanto, estas soluções não são adotadas de forma eficiente para a redução de vibrações e contenção de peso. No caso de CARFAGNI et al. (2004), é proposto o uso do método baseado em um Algoritmo Genérico e realizado um estudo de caso, que leva em consideração o desempenho vibroacústico e a redução de peso e custo.

Em KOSTELNIK et al. (1987), é mostrado experimentalmente que a utilização de uma espuma capaz de atenuar vibração pode reduzir de forma significativa o ruído oriundo do teto do veículo. Um gradiente de amortecimento foi incorporado na espuma laminada do revestimento do teto projetado que resulta diretamente na redução de ruído no interior do veículo. A espuma deve ser posicionada de acordo com cada modelo de veículo e deve ser instalada com certa interferência com o teto do mesmo, para possibilitar o amortecimento do teto e também do revestimento.

Considerando-se o desenvolvimento de materiais, MANZ e BREITHBACH (2001) estudam a aplicação de pastilhas piezocerâmicas com o intuito de beneficiar ruído e peso, salientando a importância da utilização dos chamados “materiais inteligentes” os quais podem ser usados em um sistema adaptativo. Estes tipos de materiais podem ser facilmente acomodados em estruturas de paredes finas como o teto e a parede de fogo do veículo. Investigações mostraram que o conhecimento do comportamento dinâmico da estrutura é vital para o projeto de um sistema adaptativo, o que pode ser obtido através de modelos numéricos. Por esta razão é gasto muito tempo em seu desenvolvimento. Para provar a utilidade do material, sem perder tempo com modelamento, os resultados apresentados foram obtidos para uma chapa plana com pastilhas piezocerâmicas coladas em sua superfície e sua eficácia é comprovada experimentalmente.

Para explorar mais a redução sonora no interior do veículo, e verificar outras oportunidades de controle, KANG et al. (2000) desenvolveram um modelo teórico para investigar os efeitos de acoplamento do revestimento interno do teto, a camada de ar e a estrutura metálica sobre a resposta em frequência do compartimento de passageiros. Com o modelo, um estudo parametrizado é realizado para entender a

relação entre a resposta acústica do habitáculo e as variáveis de projeto associadas ao teto do veículo, revestimento e a camada de ar entre as partes. A validação da formulação teórica é verificada através da comparação entre os resultados teóricos, a análise dos resultados de elementos finitos e um experimento simplificado. O estudo revela que o pico de ressonância de um modo acústico, que possui uma superfície nodal paralela ao revestimento, pode ser reduzido de forma significativa ao projetar de forma correta a massa do revestimento do teto e a espessura de ar entre o revestimento e o teto do veículo.

Outra técnica desenvolvida para controle de ruído e vibração é baseada na utilização de funções de sensibilidade inerente. Conforme o trabalho de YANG et al. (2004), as funções de resposta em frequência (FRFs) do sistema em estudo são obtidas experimentalmente e processadas adotando a técnica da sensibilidade inerente, obtendo assim a sensibilidade dos picos de ressonância e identificando os locais passíveis de modificação de massa, rigidez ou amortecimento. Como resultado da análise, é possível localizar a posição ótima que maximizará a redução de picos de ressonância de interesse. Após a modificação no sistema em estudo, é possível verificar a atenuação dos picos de ressonância, mostrando a eficácia do método utilizado. A maior vantagem do método é que este requer apenas medições de resposta em frequência do sistema original, sem necessidade de modificações na estrutura do modelo para obter a sensibilidade do sistema a modificações. Os autores usam como objeto de estudo o escapamento de um modelo veicular que teve sua suspensão modificada para atender a um desempenho esportivo, porém esta alteração gerou uma ressonância em uma faixa de frequência que coincidia com uma das fixações do escapamento. Depois de aplicado o método da sensibilidade inerente, foi possível identificar a região onde era necessário o enrijecimento do escapamento e verificado a eficácia do método após a ação.

O uso da técnica da sensibilidade inerente também pode ser aplicado para caracterizar dano estrutural em um sistema mecânico. JOHNSON et al. (2005) aplicam o método em um sistema de três graus-de-liberdade onde utiliza uma bancada de dois graus-de-liberdade e um modelo de sistema de escapamento. Pela comparação das funções de sensibilidade inerente com funções diferenciais finitas, usando a FRF do sistema com e sem falha. A falha é devidamente detectada, localizada e quantificada teórica e experimentalmente ao assumir que a falha ocorre

em apenas um local da estrutura. As demonstrações mostram que a técnica é mais efetiva para certas faixas de frequência dos dados analisados para evitar ruído passa-baixa, e quando as mudanças de FRF não são excessivas, evitando-se distorções na perturbação estimada.

Em YANG et al. (2008), a teoria da análise de sensibilidade inerente é revisada e aplicada na identificação de danos estruturais na simulação de uma placa metálica em um sistema de seis graus-de-liberdade e por experimentos na placa. Antes e depois de aplicar uma falha no sistema, as FRFs são comparadas com uma função de transferência experimental. Através da combinação dos modos espectrais dos dois conjuntos de funções, a falha é localizada e classificada como modificações na rigidez, amortecimento e massa. Depois de classificada, a falha é quantificada em unidades de engenharia, de acordo com as mudanças de rigidez ou massa, usando apenas dados de medições.

1.4. Conteúdo da Dissertação

No Capítulo 2, é apresentado o Método da Sensibilidade Inerente através de deduções das equações de sensibilidade em sistemas massa-mola-amortecedor de 1 e 2 graus de liberdade, e conseqüente extrapolação para sistemas de N graus-de-liberdade. Em seguida, a aplicação do método em sistemas mecânicos é discutida.

No Capítulo 3, apresenta-se o objeto de estudo deste trabalho (teto de um veículo leve comercial), além da metodologia experimental adotada na obtenção das FRFs do sistema. Em seguida, as FRFs do sistema original, obtidas experimentalmente, são apresentadas e discutidas.

No Capítulo 4, apresenta-se a metodologia para a determinação do posicionamento dos “Deadeners” e regiões passíveis de enrigecimento. Em seguida, faz-se a análise de sensibilidade do sistema em estudo, baseando-se nas FRFs coletadas experimentalmente e apresentadas no Capítulo 3. Ao final, determinan-se as regiões de aplicação dos “Deadeners” no caso de estudo.

No Capítulo 5, apresenta-se uma descrição dos “Deadeners” e como são aplicados à estrutura veicular. Em seguida são apresentados os resultados experimentais obtidos para duas condições de teste: “Deadeners” duplos e

“Deadeners” no tamanho de produção. Finalmente, os resultados são avaliados e discutidos.

No Capítulo 6, são apresentadas as conclusões e perspectivas futuras.

2. MÉTODO DA SENSIBILIDADE INERENTE

Neste capítulo, é apresentado o Método da Sensibilidade Inerente e a sua aplicação em sistemas mecânicos, focando o enrijecimento estrutural como meio de redução de picos de ressonância.

2.1. Metodologia

As funções de sensibilidade inerente derivam dos parâmetros de resposta em frequência FRFs, comumente medidas e computadas analiticamente para diagnosticar problemas de ruído e vibração em muitas aplicações. Estas funções de sensibilidade consideram a variação na magnitude e fase de uma FRF devido a perturbações nos parâmetros de massa, amortecimento e rigidez. O termo “inerente” é usado para as funções de sensibilidade por estas serem funções explícitas das FRFs, sem que parâmetros individuais de massa, amortecimento e rigidez, sejam alterados, em contraste com o que é requerido em um modelo completo (analítico e numérico) nos estudos de parametrização de um sistema.

Para ilustrar a derivação das funções de sensibilidade inerente em termos de FRFs, primeiro considera-se um modelo de um grau-de-liberdade (1GDL), invariante no tempo e isento de forças giroscópicas, mostrado na Figura 2.1.

Figura 2.1 – Modelo analítico de um sistema massa-mola-amortecedor de 1 grau-de-liberdade.

A equação do movimento, linear diferencial ordinária de ordem 2, relacionada ao modelo da Fig.2.1 é dada:

$$M_1 \ddot{y}_1 + C_1 \dot{y}_1 + K_1 y_1 = f_1(t) \quad (1)$$

onde M_1 , C_1 , K_1 são a massa, amortecimento e rigidez equivalente e f_1 , y_1 são a força de excitação e posição. A FRF correspondente entre f_1 e y_1 , obtida ao considerar força de excitação e resposta do sistema harmônicas de frequência ω , é dada pela fórmula:

$$\frac{Y_1(\omega)}{F_1(\omega)} = H_1(\omega) = \frac{1}{K_1 - \omega^2 M_1 + j\omega C_1} \quad (2)$$

A sensibilidade da resposta do sistema a variações dos seus parâmetros (massa, rigidez ou amortecimento) pode ser obtida derivando-se a função de resposta (FRF) em função do parâmetro de interesse. Sendo assim, para o caso da rigidez K_1 , tem-se:

$$\frac{\partial H_1(\omega)}{\partial K_1} = \frac{-1}{(K_1 - \omega^2 M_1 + j\omega C_1)^2} = -H_1^2(\omega) \quad (3)$$

Como se pode observar, a taxa de variação da FRF em função da variação da rigidez do sistema (sensibilidade) é igual à própria FRF ao quadrado, com sinal inverso. Ou seja, a sensibilidade de $H_1(\omega)$ devido à variação de K_1 , depende apenas de $H_1(\omega)$, não havendo a necessidade de se conhecer os parâmetros do sistema (M_1 , C_1 , K_1). Da mesma forma, pode-se obter a sensibilidade de $H_1(\omega)$ aos demais parâmetros do sistema (C_1 e M_1):

$$\frac{\partial H_1(\omega)}{\partial C_1} = \frac{-j\omega}{(K_1 - \omega^2 M_1 + j\omega C_1)^2} = -j\omega H_1^2(\omega) \quad (4a)$$

$$\frac{\partial H_1(\omega)}{\partial M_1} = \frac{+\omega^2}{(K_1 - \omega^2 M_1 + j\omega C_1)^2} = \omega^2 H_1^2(\omega) \quad (4b)$$

Novamente, observa-se que as sensibilidades de $H_1(\omega)$ a variações de C_1 e M_1 dependem apenas de $H_1(\omega)$, não havendo a necessidade de se conhecer os

parâmetros do sistema. As expressões (3) e (4) são as funções de sensibilidade inerente do sistema com 1 grau-de-liberdade.

Para que a idéia de funções de sensibilidade inerente tenha um significado prático no diagnóstico de vibrações e ruídos, deve-se desenvolvê-las para sistemas com mais de 1 grau de liberdade. Tome-se o sistema massa-mola-amortecedor de 2 graus-de-liberdade mostrado no Figura 2.2.

Figura 2.2 – Modelo analítico de um sistema massa-mola-amortecedor de 2 graus-de-liberdade.

As equações de movimento para o sistema são constituídas pela matriz de massa, matriz de amortecimento equivalente e matriz de rigidez, da forma:

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1 + C_2 & -C_2 \\ -C_2 & C_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & -K_2 \\ -K_2 & K_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \end{Bmatrix} \quad (5)$$

Assumindo respostas harmônicas para excitações harmônicas de frequência ω , pode-se escrever a equação (5) da forma:

$$\begin{aligned} & (-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K]) \{Y\} = \{F\} \Rightarrow \\ & \Rightarrow \{Y\} = (-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K])^{-1} \{F\} \Rightarrow \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \begin{Bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\omega^2 M_1 + j\omega(C_1 + C_2) + K_1 + K_2 & -j\omega C_2 - K_2 \\ -j\omega C_2 - K_2 & -\omega^2 M_2 + j\omega C_2 + K_2 \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{Bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11}(\omega) & H_{12}(\omega) \\ H_{21}(\omega) & H_{22}(\omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

Onde:

$$H_{11}(\omega) = \frac{1}{\Delta(\omega)} (-\omega^2 M_2 + j\omega C_2 + K_2) \quad (7)$$

$$H_{12}(\omega) = \frac{1}{\Delta(\omega)} (-j\omega C_2 - K_2) = H_{21}(\omega) \quad (8)$$

$$H_{22}(\omega) = \frac{1}{\Delta(\omega)} [-\omega^2 M_1 + j\omega(C_1 + C_2) + K_1 + K_2] \quad (9)$$

$$\Delta(\omega) = [-\omega^2 M_1 + j\omega(C_1 + C_2) + K_1 + K_2](-\omega^2 M_2 + j\omega C_2 + K_2) - (j\omega C_2 + K_2)^2 \quad (10)$$

As funções $H_{jk}(\omega)$ são as funções de resposta em frequência do j -ésimo grau-de-liberdade devido à excitação no k -ésimo grau-de-liberdade. A função $\Delta(\omega)$ é a equação característica do sistema, cujas raízes resultam nos autovalores do sistema.

Calculando-se a sensibilidade das funções de resposta do sistema com 2 graus-de-liberdade a variações do parâmetro K_1 , por exemplo, tem-se:

$$\frac{\partial H_{11}(\omega)}{\partial K_1} = \frac{-(-\omega^2 M_2 + j\omega C_2 + K_2)^2}{\Delta^2(\omega)} = -H_{11}^2(\omega) \quad (11a)$$

$$\frac{\partial H_{12}(\omega)}{\partial K_1} = \frac{-(-j\omega C_2 - K_2)(-\omega^2 M_2 + j\omega C_2 + K_2)}{\Delta^2(\omega)} = -H_{11}(\omega)H_{12}(\omega) \quad (11b)$$

$$\frac{\partial H_{22}(\omega)}{\partial K_1} = \frac{-(j\omega C_2 + K_2)^2}{\Delta^2(\omega)} = -H_{12}^2(\omega) \quad (11c)$$

Como se pode observar, as funções de sensibilidade de $H_{jk}(\omega)$ em função de K_l para o sistema massa-mola-amortecedor de 2 graus-de-liberdade dependem apenas das funções de resposta $H_{jk}(\omega)$ (funções de sensibilidade inerente).

Fazendo-se o cálculo em relação a C_l e M_l , por exemplo, chega-se a:

$$\frac{\partial H_{11}(\omega)}{\partial C_1} = -j\omega \frac{(-\omega^2 M_2 + j\omega C_2 + K_2)^2}{\Delta^2(\omega)} = -j\omega H_{11}(\omega) \quad (12a)$$

$$\frac{\partial H_{12}(\omega)}{\partial C_1} = -j\omega \frac{(-j\omega C_2 - K_2)(-\omega^2 M_2 + j\omega C_2 + K_2)}{\Delta^2(\omega)} = -j\omega H_{11}(\omega) H_{12}(\omega) \quad (12b)$$

$$\frac{\partial H_{22}(\omega)}{\partial C_1} = -j\omega \frac{(j\omega C_2 + K_2)^2}{\Delta^2(\omega)} = -j\omega H_{12}^2(\omega) \quad (12c)$$

e:

$$\frac{\partial H_{11}(\omega)}{\partial M_1} = -\omega^2 \frac{(-\omega^2 M_2 + j\omega C_2 + K_2)^2}{\Delta^2(\omega)} = -\omega^2 H_{11}^2(\omega) \quad (13a)$$

$$\frac{\partial H_{12}(\omega)}{\partial M_1} = -\omega^2 \frac{(-j\omega C_2 - K_2)(-\omega^2 M_2 + j\omega C_2 + K_2)}{\Delta^2(\omega)} = -\omega^2 H_{11}(\omega) H_{12}(\omega) \quad (13b)$$

$$\frac{\partial H_{22}(\omega)}{\partial M_1} = -\omega^2 \frac{(j\omega C_2 + K_2)^2}{\Delta^2(\omega)} = -\omega^2 H_{12}^2(\omega) \quad (13c)$$

Os resultados apresentados nas equações (12) e (13) também dependem apenas de $H_{jk}(\omega)$, não se necessitando conhecer os parâmetros do sistema (massa, amortecimento e rigidez). Tendo em vista a similaridade de resultados entre as equações (3), (4), (12) e (13), percebe-se a possibilidade de se extrapolar os resultados para sistemas com N graus-de-liberdade. Esta extrapolação é apresentada por YANG et al.(2004), onde as funções de sensibilidade inerente para sistemas com N graus-de-liberdade tomam a forma:

$$\frac{\partial H_{jk}(\omega)}{\partial K_{mn}} = -[H_{jm(\omega)} - H_{jn}(\omega)][H_{km(\omega)} - H_{kn}(\omega)] \quad (14)$$

$$\frac{\partial H_{jk}(\omega)}{\partial C_{mn}} = j\omega \frac{\partial H_{jk}(\omega)}{\partial k_{mn}} \quad (15)$$

$$\frac{\partial H_{jk}(\omega)}{\partial M_{m0}} = (j\omega)^2 \frac{\partial H_{jk}(\omega)}{\partial k_{m0}} \quad (16)$$

onde K_{mn} e C_{mn} representam a rigidez e o amortecimento presente entre os elementos de massa m e n (graus-de-liberdade m e n). Caso o elemento de rigidez ou amortecimento conecte o elemento de massa ao solo (ground), denomina-se o solo como grau-de-liberdade 0 e se considera:

$$H_{j0} \equiv 0 \quad (17)$$

Com isto, através das equações (14) a (17), é possível obter a sensibilidade da resposta do sistema a alterações de massa, amortecimento e rigidez, a partir da própria resposta do sistema original (FRFs). Ou seja, as funções de sensibilidade podem ser obtidas sem a necessidade de se modificar o sistema (funções de sensibilidade inerentes ao sistema).

2.2. Aplicação em Sistemas Mecânicos

A aplicação do método da sensibilidade inerente em sistemas mecânicos pode ser definida de acordo com as seguintes etapas de procedimento:

- 1) modelar o sistema por parâmetros concentrados, criando uma malha de pontos de medição;
- 2) medir / calcular as FRFs entre todos os pontos da malha de medição ($H_{jk}(\omega)$);
- 3) visualizar graficamente as FRFs e identificar os picos de ressonância e faixas de frequência de interesse. Determinar as FRFs críticas;

- 4) calcular as funções de sensibilidade inerente das FRFs críticas em função dos parâmetros do sistema (massa, amortecimento, ou rigidez) de acordo com as equações (14), (15) e (16);
- 5) visualizar graficamente as funções de sensibilidade inerente e identificar os parâmetros de maior influência;
- 6) modificar o sistema original alterando-se os parâmetros de maior influência obtidos na etapa 6.

De forma a exemplificar o procedimento descrito acima, tome-se um sistema mecânico qualquer. A Fig. 2.3 ilustra o modelo analítico por parâmetros concentrados de um sistema mecânico (Etapa 1), onde os elementos de massa têm grau-de-liberdade de movimento apenas vertical. Como se pode observar, o sistema tem quatro massas conectadas por seis elementos de rigidez e amortecimento, sendo que as massas têm valor de 1Kg, os elementos de rigidez 100N/m, e os elementos de amortecimento 1N/(m/s).

Figura 2.3 – Modelo analítico do sistema mecânico em estudo.

Calculando-se as FRFs deste sistema (Etapa 2), obtêm-se os resultados apresentados na Fig.2.4. Como se pode observar, na faixa de 5 a 10Hz tem-se um pico de ressonância proeminente. Tomando-se esta faixa de frequências como a faixa de frequências críticas de interesse, as FRFs de maior amplitude na faixa, em

ordem decrescente, são: $H_{33}(\omega)$, $H_{34}(\omega)$, $H_{23}(\omega)$ e $H_{44}(\omega)$ (Fig.2.4(b)). Assim, estas são as FRFs críticas na faixa de frequências de interesse, cujas funções de sensibilidade inerente serão calculadas (Etapa 3).

(a) – FRFs do sistema.

(b) – faixa de frequências de interesse

Figura 2.4 – Magnitude das FRFs do sistema em estudo.

Tomando-se a equação (14), calculam-se as funções de sensibilidade inerente para as FRFs críticas em função de todos os elementos de rigidez do sistema. Neste caso, as modificações estruturais do sistema estarão focadas na alteração de rigidez

local (Etapa 4). Os resultados obtidos são apresentados na Fig.2.5, para a faixa de frequências de interesse, onde as funções de sensibilidade de uma dada FRFs são analisadas em um mesmo gráfico.

(a) dH_{33}/dK_{mn}

(b) dH_{34}/dK_{mn}

Figura 2.5 – Funções de sensibilidade inerente das FRFs críticas em função de todos os elementos de rigidez do sistema.

(c) dH_{23}/dK_{mn} (d) dH_{44}/dK_{mn}

Figura 2.5 – Funções de sensibilidade inerente das FRFs críticas em função de todos os elementos de rigidez do sistema (cont.).

Analisando-se os resultados obtidos e apresentados na Fig.2.5, comparando-se as diversas funções de sensibilidade para cada FRF crítica, observa-se que os elementos de rigidez de maior influência, em ordem decrescente, são: K_{40} e K_{20} (elementos cuja função de sensibilidade inerente apresenta maior amplitude). Sendo assim, as alterações de rigidez do sistema devem ser feitas prioritariamente nestes elementos para que as FRFs consideradas críticas apresentem redução do pico de ressonância na faixa de frequências de interesse (Etapa 5).

Alterando-se o valor da rigidez dos elementos K_{40} e K_{20} para 400N/m (quatro vezes o valor original) e mantendo-se os demais componentes do sistema inalterados, o sistema passa a apresentar as FRFs ilustradas na Fig.2.6. Como se pode observar, modificando-se a rigidez local do sistema apenas nas regiões determinadas através do método da sensibilidade inerente, foi possível obter uma redução do pico de ressonância mais proeminente do sistema (Etapa 6).

Figura 2.6 – Magnitude das FRFs do sistema em estudo após modificação da rigidez nas regiões determinadas através do método da sensibilidade inerente.

Neste caso, fica clara a aplicação do método em questão, onde apenas as FRFs do sistema original foram necessárias para se determinar as regiões do sistema a serem modificadas.

3. ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL DO SISTEMA ORIGINAL

Neste capítulo é apresentado o objeto de estudo deste trabalho (teto de um veículo comercial leve), além da metodologia experimental adotada na obtenção das FRFs do sistema. Em seguida, as FRFs do sistema original, obtidas experimentalmente, são apresentadas e discutidas.

3.1. Objeto de Estudo

A metodologia da sensibilidade inerente será aplicada neste trabalho para auxiliar o posicionamento de “Deadeners” durante o desenvolvimento de um veículo leve de passageiros, com o objetivo de ter o melhor aproveitamento na redução efetiva dos níveis de vibrações e ruído. Com o posicionamento ótimo de “Deadeners” para o sistema, uma menor quantidade de material será utilizada, reduzindo assim peso no veículo e custo.

O objeto de estudo é o teto do veículo, escolhido por ser uma área grande do veículo influenciada pelo acoplamento acústico da interação fluido-estrutura entre o compartimento de passageiros e a estrutura do veículo.

3.2. Metodologia Experimental

O primeiro passo para aplicação do método da sensibilidade inerente, é a medição das FRFs do sistema, obtidas experimentalmente em um laboratório de vibroacústica.

Para este estudo, foram escolhidos para a aquisição da FRF, nove pontos distribuídos no teto da carroceria, conforme ilustra a Figura 3.1. Após a limpeza da carroceria, a mesma foi enviada para o laboratório onde foi disposta apoiada em quatro bases pneumáticas, responsáveis pelo isolamento entre a carroceria e o chão, aproximando-se de uma condição de engaste livre-livre, mostrado na Figura 3.2. A marcação dos pontos no teto é feita onde são instalados nove acelerômetros piezelétricos uniaxiais conforme ilustrado na Figura 3.3. Os acelerômetros utilizados são da marca PCB, modelo J353B03, tipo ICP.

Figura 3.1 – Posição dos pontos de medição experimental

Figura 3.2 – Bases de apoio pneumáticas

Figura 3.3 – Acelerômetros instalados nos pontos de medição.

Os cabos dos acelerômetros são conectados ao sistema de aquisição de dados LMS Scadas III mostrado na Figura 3.4, programado para a frequência máxima de 128Hz e utilização de 512 linhas espectrais, o que traz a resolução de 0,25Hz. A excitação é feita através de um martelo de impacto com ponteira de baixa frequência (de acordo com a frequência máxima do experimento). O martelo de impacto utilizado é da marca PCB, modelo 086C05, mostrado na Figura 3.5. A entrada dos dados de sensibilidade dos acelerômetros e do martelo de impacto são programados

no sistema de aquisição e é feita uma verificação nos sinais de entrada (acelerômetros e martelo de impacto).

Figura 3.4 – Equipamento de aquisição

Figura 3.5 – Equipamento de excitação (martelo de impacto).

Para cada ponto escolhido no teto da carroceria, são feitas dez aquisições onde o resultado final é dado pela média entre as dez excitações, podendo o responsável pelas medições descartar alguma medição em caso de um possível problema na excitação.

Após as medições, os dados na forma real e imaginária são exportados para arquivo formato .csv que podem ser analisados posteriormente pelo programa Microsoft Excel.

3.3. Resultados Obtidos no Sistema Original

Com as FRFs do sistema original medidas experimentalmente, constrói-se o gráfico da Figura 3.6 para a visualização das curvas na faixa de 0 a 128Hz, referente aos nove pontos selecionados no teto do veículo.

Analisando-se as 81 FRFs na faixa de 0 a 128Hz da Figura 3.6, verifica-se que, na faixa de frequência de 65 a 80Hz, há um pico de ressonância maior em magnitude do que nas demais faixas de ressonância. Este pico de ressonância também está dentro da faixa de frequência em que ocorre o ruído de "boom" da carroceria devido às excitações externas durante o uso do veículo, caracterizado por ser um ruído de baixa frequência compreendido de 20 a 80Hz.

Assim, com esta análise, determina-se a faixa de frequência de 65 a 80Hz como sendo a faixa de interesse para o estudo (faixa crítica), conforme apresentado na Figura 3.7.

Figura 3.6 – Gráfico das FRFs do sistema original (0 –128Hz).

Figura 3.7 – Gráfico das FRFs do sistema original na faixa crítica de interesse (65 –80Hz).

A partir da Figura 3.7, verifica-se que as FRFs H_{11} , H_{33} , H_{71} , H_{91} , H_{13} , H_{93} , H_{73} , H_{77} , H_{99} e H_{79} , apresentam em ordem decrescente os maiores picos de ressonância para a frequência próxima de 73Hz e por este motivo estas são as FRFs mais importantes (FRFs críticas).

4. DETERMINAÇÃO DO POSICIONAMENTO DOS “DEADENERS”

Baseando-se nas FRFs coletadas experimentalmente e apresentadas no Capítulo 3, apresenta-se a metodologia para a determinação do posicionamento dos “Deadeners” e regiões passíveis de enrigecimento. Em seguida, faz-se a análise de sensibilidade do sistema em estudo. Ao final, determinam-se as regiões de aplicação dos “Deadeners” no caso de estudo.

4.1. Determinação das regiões passíveis de enrigecimento.

Antes do estudo da sensibilidade para determinar quais os pontos serão enrigecidos, a combinação de pontos factíveis para a instalação dos “Deadeners” representado por setas na Figura 4.1, serve de base para determinar quais pontos passarão pela análise de sensibilidade.

Figura 4.1 – Regiões do teto passíveis de enrigecimento por “deadeners”.

Com os possíveis caminhos apresentados na Figura 4.1, há possibilidade de enrigecimento entre os pontos 1-2, 1-4, 1-5, 2-3, 2-4, 2-5, 2-6, 3-5, 3-6, 4-5, 4-7, 4-8, 5-6, 5-7, 5-8, 5-9, 6-8, 6-9, 7-8, 8-9.

Na análise de sensibilidade, é feito o cálculo das funções de sensibilidade inerente para estas vinte combinações de pontos que são passíveis de enrigecimento.

4.2. Análise da Sensibilidade.

Considerando-se que na análise da Figura 3.7 se determinou que as FRFs H_{11} , H_{33} , H_{71} , H_{91} , H_{13} , H_{93} , H_{73} , H_{77} , H_{99} e H_{79} , são as mais importantes para o estudo, então estas serão as FRFs utilizadas para o cálculo da sensibilidade entre os pontos passíveis de enrijecimento do item 4.1. apresentados na Figura 4.1.

Neste caso, utiliza-se a equação (14) para o cálculo da sensibilidade em função da rigidez, e o software MatLab é usado para simplificar o trabalho e diminuir o tempo utilizado nesta etapa do experimento. Neste processo, os dados da FRF são exportados para um arquivo .txt para possibilitar a leitura dos dados da FRF pelo MatLab. A função de sensibilidade inerente de cada FRF é calculada em função da rigidez nas regiões passíveis de enrijecimento. Os resultados obtidos são apresentados nas Figs.4.2 a 4.11, para a faixa de freqüências de interesse, onde as funções de sensibilidade de uma dada FRFs são analisadas em um mesmo gráfico.

Figura 4.2 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{11}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria.

Figura 4.3 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{33}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria.

Figura 4.4 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{71}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria.

Figura 4.5 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{91}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria.

Figura 4.6 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{13}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria.

Figura 4.7 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{93}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria.

Figura 4.8 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{73}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria.

Figura 4.9 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{77}(w)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria.

Figura 4.10 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{99}(w)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria.

Figura 4.11 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{79}(\omega)$ em função de todos os elementos de rigidez do teto da carroceria.

Analisando-se os resultados obtidos e apresentados nas Figuras 4.2 a 4.11, comparando-se as diversas funções de sensibilidade para cada FRF crítica, observa-se que os elementos de rigidez de maior influência, (elementos cuja função de sensibilidade inerente apresenta maior amplitude) são os listados na Tabela 4.1. Contabilizando-se a incidência e magnitude de cada região do teto nos resultados obtidos, tem-se a Figura 4.12.

Tabela 4.1 – Elementos de rigidez de maior influência nas FRFs críticas.

FRF Crítica	Elementos de rigidez de maior influência				
	1	2	3	4	5
H11(ω)	K12	K23	K15	K57	K89
H33(ω)	K12	K23	K57	K15	K58
H71(ω)	K12	K23	K15	K57	K68
H91(ω)	K14	K36	K47	K69	K78
H13(ω)	K12	K35	K47	K69	K23
H93(ω)	K12	K23	K57	K15	K58
H73(ω)	K14	K36	K47	K69	K25
H77(ω)	K12	K23	K57	K15	K58
H99(ω)	K12	K23	K57	K15	K58
H79(ω)	K14	K36	K47	K69	K78

Figura 4.12 – Incidência dos elementos de rigidez do teto (regiões passíveis de enrigecimento) nos resultados de sensibilidade inerente das FRFs críticas.

Sendo assim, as alterações de rigidez do sistema devem ser feitas prioritariamente nos elementos K_{12} , K_{14} , K_{23} , e K_{36} para que as FRFs consideradas críticas apresentem redução do pico de ressonância na faixa de freqüências de interesse. Ou seja, o posicionamento dos “Deadeners” deverá ser feito de acordo com a Figura 4.13.

Figura 4.13– Regiões mais importantes para serem enrigecidas com a adição de “Deadeners”.

5. ANÁLISE MODAL DO SISTEMA ENRIGECIDO.

Neste capítulo, é apresentada uma descrição dos “Deadeners” e como são aplicados à estrutura veicular. Em seguida são apresentados os resultados experimentais obtidos para duas condições de teste: “Deadeners” duplos e “Deadeners” no tamanho de produção. Finalmente, os resultados são avaliados e discutidos.

5.1. Aplicação de “Deadeners”.

As placas de "Deadeners" são capazes de amortecer as vibrações de uma estrutura devido basicamente a três fatores: o amortecimento característico do material; o aumento da massa na região de aplicação; e o aumento de rigidez na região de aplicação. Neste estudo considerou-se para o cálculo da sensibilidade inerente apenas alterações (aumento) de rigidez entre os pontos da aplicação.

No experimento, os “Deadeners” foram instalados no teto de forma manual, processo em que a placa do material é posicionada no local escolhido e posteriormente aquecida com o uso de um soprador térmico até se aderir na placa metálica do teto da carroceria. Para esta operação, o operador deve utilizar equipamentos de proteção individual como óculos de segurança, luvas e mangotes. Para facilitar a instalação das placas de “Deadeners”, as mesmas foram instaladas no lado externo da carroceria.

Na produção, os “Deadeners” são instalados internamente à carroceria. O processo de posicionamento dos “Deadeners” pode ser feito de forma manual ou automatizado, sendo que as placas do material dependendo da aplicação, possuem propriedades magnéticas para que continuem em sua posição durante a passagem da carroceria pela estufa, onde ocorre o processo de fusão do material permitindo a sua total aderência.

As placas de "Deadeners" utilizadas neste estudo são de base plástica-betuminosa, magnetizadas e passíveis de adesão através de fusão em altas temperaturas (135 a 204 °C), densidade de 2g/cm³, fator de amortecimento $C=0,08$ (40 °C, 200Hz) e a dimensão de 100x680x2mm é a mesma instalada na produção.

5.2. Resultados obtidos com “Deadeners” duplos

Após a determinação dos locais de aplicação dos “Deadeners” (seção 4.2, Fig.4.13), optou-se inicialmente por utilizar duas placas adjacentes do material para obter o máximo de enrigecimento no local determinado, já que o método não prediz a quantidade necessária de rigidez a ser inserida nas regiões e a disponibilidade do laboratório de testes era bastante limitada. A disposição dos “Deadeners” instalados na carroceria na condição dupla, é mostrada na Figura 5.1.

Figura 5.1 – “Deadeners” duplos instalados no teto da carroceria.

Como se pode observar após nova medição das FRFs (Fig.5.2), modificando-se a rigidez local do sistema apenas nas regiões determinadas através do método da sensibilidade inerente foi possível obter uma redução dos picos de ressonância medidos anteriormente para a faixa de frequências de 0 a 128Hz e, especialmente, para a faixa crítica de interesse de 65 a 80Hz (Fig.5.3).

Figura 5.2 – Gráfico das FRFs do sistema enrigecido com “Deadeners” duplos (0 –128Hz).

Figura 5.3 – Gráfico das FRFs do sistema enrigecido com “Deadeners” duplos na faixa crítica de interresse (65 –80Hz).

5.3. Resultados obtidos com “Deadeners” de tamanho de produção

Como a alteração para reduzir a área aplicada de “Deadeners” duplos, para o tamanho que é aplicado na produção (100x680mm) era rápida, tornou-se viável uma nova medição de FRFs com a aplicação do material, conforme Figura 5.4.

Figura 5.4 – “Deadeners” tamanho de produção instalados no teto da carroceria.

Após nova medição das FRFs, modificando-se o tamanho da área aplicada de “Deadeners”, ainda foi possível obter uma redução dos picos de ressonância para a faixa de frequências de 0 a 128Hz (Fig.5.5) e para a faixa crítica de interesse de 65 a 80Hz (Fig.5.6). Este resultado pode ser considerado uma confirmação do posicionamento ótimo dos “Deadeners”, pois mesmo com a redução da área aplicada, ainda há uma redução considerável dos picos de ressonância.

Figura 5.5– Gráfico das FRFs do sistema enrigecido com “Deadeners” tamanho de produção (0 – 128Hz).

Figura 5.6 – Gráfico das FRFs do sistema enrigecido com “Deadeners” tamanho de produção na faixa crítica de interesse (65 –80Hz).

Comparando-se os resultados das Figuras 5.2 e 5.5 com os resultados da Fig.3.6, percebe-se que não só o pico de ressonância na faixa de 65 a 80Hz foi reduzido, mas sim houve uma redução generalizada dos picos de ressonância de 0 a 128Hz. Isto pode ser explicado de duas formas. Primeiramente, as regiões enrigecidas pelos “Deadeners” também têm influência sobre os demais picos de ressonância, fora da faixa de interesse. Isto pode ser verificado analisando-se as funções de sensibilidade em toda a faixa de 0 a 128Hz (Fig.5.7).

Figura 5.7 – Funções de sensibilidade inerente de $H_{11}(\omega)$ em função das regiões enrigecida pelos "Deadeners".

A outra explicação para os resultados obtidos está no fato dos "Deadeners" também atuarem como amortecedores estruturais. De qualquer forma, o método permitiu encontrar regiões de aplicação dos "Deadeners" de forma a se reduzir eficazmente os picos de ressonância de interesse da estrutura (teto do veículo).

6. Conclusões

Neste trabalho, definiu-se um procedimento para o uso do Método da Sensibilidade Inerente como ferramenta de localização de “Deadeners” em estruturas veiculares, visando a redução de picos de ressonância estruturais. Como estudo de caso, aplicou-se o procedimento em um teto de veículo comercial leve.

Após a medição experimental das FRFs do teto do veículo na condição original, definiu-se a faixa de frequência de interesse para redução de amplitude em função dos picos de ressonância encontrados. Processando-se as FRFs através do Método da Sensibilidade Inerente, determinou-se a sensibilidade dos picos de ressonância a variações de rigidez em determinadas regiões do teto passíveis de instalação de “Deadeners”. Com esta informação, foi possível identificar os locais onde os “Deadeners” teriam maior influência nos picos de ressonância de interesse. Como resultado da análise, foi possível localizar a posição para os “Deadeners” que maximizava a redução de picos de ressonância de interesse. Novas medições experimentais das FRFs do teto, com os “Deadeners” posicionados nas regiões determinadas através do procedimento, mostraram a atenuação dos picos de ressonância de interesse, mostrando a eficácia do método utilizado. Neste caso, cabe ressaltar a principal vantagem do método, na qual apenas medições de FRFs da estrutura em sua condição original são necessárias para se determinar as regiões ótimas de enrigecimento do sistema.

No caso em estudo, dois tamanhos de “Deadeners” foram utilizados nos testes. Os resultados encontrados mostraram uma redução de 64.3 % na amplitude do pico de ressonância de interesse, localizado na faixa de 65 a 80 Hz, utilizando-se “Deadeners” de tamanho de produção. Dobrando-se o número de “Deadeners” (“Deadeners” duplos), verificou-se uma redução de 71.4 % na amplitude do pico de ressonância na mesma faixa de frequências.

Reduções significativas de amplitude também foram verificadas em picos de ressonância fora da faixa de 65 a 80 Hz (faixa de interesse). Isto pode ser explicado pelo fato destes picos de ressonância também apresentarem sensibilidade ao enrigecimento das regiões determinadas pelo método para a faixa de interesse (65 a 80 Hz). No caso em estudo, tratou-se de um efeito adicional benéfico, porém não se pode garantir que em outras aplicações isto ocorrerá. Na verdade, nada impede que,

em outras aplicações, ocorra o aumento da amplitude de picos de ressonância fora da faixa de interesse, em virtude do enrijecimento de uma determinada região da estrutura.

Analisando-se os resultados obtidos neste trabalho, e considerando-se a eficácia do método e viabilidade de implantação na indústria, visualiza-se a sua aplicação em outras partes metálicas do veículo, de grande área, que requerem um controle de vibrações, como portas, capô e tampa do porta-malas. De uma forma mais geral, o método pode ser aplicado em qualquer sub-sistema do veículo que possa ser modelado via parâmetros concentrados (massa, mola, amortecedor).

Considerando-se o dia-a-dia da indústria automobilística, onde o posicionamento de “Deadeners” é feito, na maioria das vezes, por tentativa e erro, o resultado da aplicação deste método no desenvolvimento acústico de um veículo pode ser entendido como uma forma de reduzir custo e peso com a redução de material instalado, além da redução no tempo de desenvolvimento do produto, visando a melhora no desempenho acústico do veículo.

Referências Bibliográficas

CARFAGNI, M., CITTI, P., GOVERNI, L., PIERINI, M. Vibroacoustic optimization of stiffening ribs and damping material distribution on sheet metal parts. ***Shock and Vibration***, Firenze, v11, n 3-4, p.271-280, 2004.

DESMET, W., PLUYMERS, B., SAS, P. Vibroacoustic analysis procedures for the evaluation of the sound insulation characteristics of agricultural machinery cabins. In: ISMA, 25, 2000, Belgium. ***Proceedings of the 25 International Conference on Noise and Vibration Engineering***. Leuven:[s.n.], 2000. p.1587-1598.

FORD MOTOR CO. NVH awareness training. Material de treinamento interno. **FSAO Training – Day 1st**. Tatuí, maio de 2007. p.07.

HEPBERGER, A., PRIEBSCHE, H.-H., DESMET, W., VAN HAL, B., PLUYMERS, B., SAS, P. Application of the based wave method for the steady state acoustic response prediction of a car cavity in mid-frequency range. In: ISMA, 27, 2002, Belgium. ***Proceedings of the 27 International Conference on Noise and Vibration Engineering***. Leuven:[s.n.], 2002. p.877-884.

JOHNSON, T.J., YANG, C., ADAMS, D.E., CIRAY, S. Embedded sensitivity functions for characterizing structural damage. ***Smart Materials and Structures***, Firenze, vol.14, n 1, p.155-169, fevereiro de 2005.

KAMADA, Y., FUKUSHIMA, H., HAGIWARA, I. Optimizing technique to reduce vehicle booming noise using response surface method. ***Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers***, vol.68, n.9, p.2556-2563, setembro 2002.

KANG, S.W., LEE, J.M., KIM, S.H., Structural-acoustic coupling analysis of the vehicle passenger compartment with the roof, air-gap, and trim boundary. ***Journal of Vibration and Acoustics***, vol.122, n.3, p.196-202, julho, 2000.

KOSTELNIK, R. J., BRANT, A.L., BATTLE, K.J. Headliners designed to dampen roof vibration. **SAE Technical Paper Series**. 13p. 1987.

MANZ, H., BREITBACH, E. Application of smart materials in automotive structures. **The international Society for Optical Engineering**, Newport Beach-CA, vol.4332, p.197-204, março de 2001.

OLIVEIRA, L.P.R. **Controle ativo de ruído em veículos e seu impacto na qualidade sonora**. São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos, 2007. 170p. (Tese, Doutorado em Engenharia Mecânica).

RÉVEILLÉ, J.M. Progress in Automotive NVH Field. In: ISMA, 27, 2002, Belgium. **Keynotes Session of the 27 International Conference on Noise and Vibration Engineering**. Leuven:[s.n.], 2002. p.1-10.

YANG, C., ADAMS, D.E., YOO, S.-W., KIM, H.-J., An embedded sensitivity approach for diagnosing system level vibration problems. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 269, no.3-5, p.1063-1081, 2004.

YANG, C., ADAMS, D.E., DERRISO, M., GORDON, G. Structural damage identification in a mechanically attached metallic panel using embedded sensitivity functions. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, vol. 19, n.4, p.475-485, abril de 2008.