



VI Congresso Iberoamericano de Acústica - FIA 2008
Buenos Aires, 5, 6 y 7 de noviembre de 2008

FIA2008-A186

Otimização experimental do tratamento de amortecimento estrutural da carroceria de um veículo de passageiro para a redução de ruído interno

Júlio Alexandre de Matheucci e Silva Teixeira^(a),
Leandro Lucas Rodrigues Porto^(a),
Léo Santana Pires^(a),
Samir Nagi Yousri Gerges^(a),
Roberto Jordan^(a),
Taufik El Helou^(b),
Luis Fernando Penachio^(b),
Vanessa Agapejev Andrade^(c)

(a) Laboratório de Vibrações e Acústica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Universitário Trindade S/N, Caixa Postal 476, Florianópolis-SC, CEP 88040-900, Brasil.

(b) Colauto do Brasil.

(c) Ford do Brasil.

Abstract

The aim of experimental modal analysis is to determine the modal parameters, that are the values of the natural frequency, of the loss factor (damping) and of the respective form of vibration in each mode, in certain frequencies band, from a determined structural component or equipment. The vibrations of some parts of vehicles structure can generate great discomfort for the passengers, beyond being harmful for other components next to the vibration area. Thus, particular vibrational tests had been realized through the analysis of structure response to some type of external stimulation. The objective of this work is to determine the critical points of vibration, being a way to orient the application of some passive control, with the correct positioning of absorbent material in the proper structure.

Resumo

A análise modal experimental tem por objetivo determinar os parâmetros modais, que são os valores da frequência natural, do fator de perda (amortecimento) e da respectiva forma de vibração de cada modo, em certa faixa de frequências, de um determinado componente estrutural ou equipamento. Devido às vibrações de algumas partes da estrutura de veículos automotores, pode haver grande desconforto para os passageiros, além de ser prejudicial para outros componentes próximos à área de vibração. Assim, foram realizados testes vibracionais particulares através da análise da resposta da estrutura a algum tipo de estímulo externo. O objetivo deste trabalho é determinar os pontos críticos de vibração, sendo este um caminho para se orientar a aplicação de algum controle passivo, com o correto posicionamento de material absorvente na própria estrutura.

1 Introdução

A análise modal é um processo utilizado para obter o comportamento dinâmico de uma determinada estrutura através de reduzidas informações da mesma, denominadas parâmetros modais. Tal processo pode ser executado por meios analíticos ou numéricos, por exemplo, utilizando o Método dos Elementos Finitos ou através de um processo experimental especial.

A análise modal experimental (EMA) tem por objetivo determinar esses parâmetros, que são os valores da frequência natural, do fator de amortecimento e da respectiva forma de vibração de cada modo, em certa faixa de frequências, de um determinado componente estrutural ou equipamento. Uma das maneiras existentes para determiná-los é a de se executar testes vibracionais experimentais particulares, que determinam essas propriedades através da análise da resposta da estrutura a algum tipo de estímulo externo. A Figura 1 apresenta um resumo descritivo das duas maneiras existentes para determinação dos parâmetros modais.

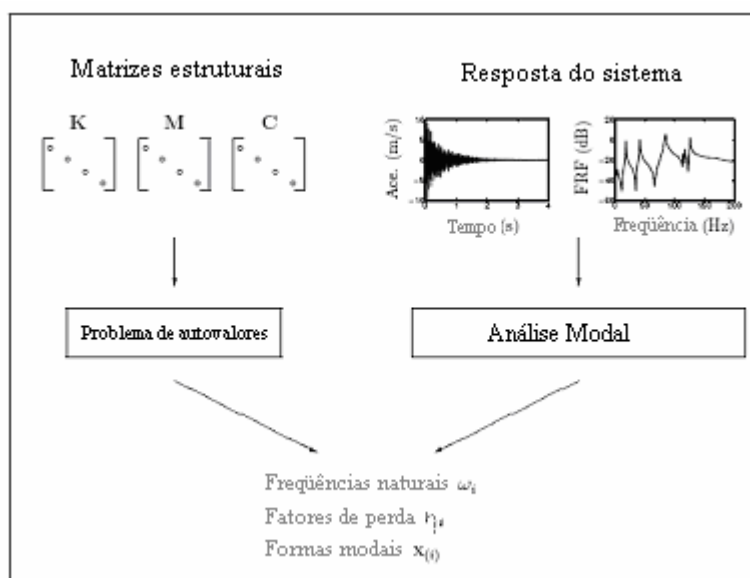


Figura 1. Extração dos parâmetros modais.

O objetivo específico deste estudo foi executar uma análise modal experimental para dar subsídio à escolha dos locais para aplicação de material viscoelástico no controle passivo de vibrações em um subsistema de estrutura veicular, no caso, a caixa de roda. As frequências naturais e as correspondentes formas modais auxiliam nessa escolha, devido ao fato de que apresentam as regiões mais suscetíveis à vibração nas frequências de interesse.

2 Análise modal experimental

Dos dados do teste vibracional, funções resposta em frequência (FRF's) são calculadas, e destas, as propriedades modais da estrutura são estimadas. A análise modal experimental é baseada no Princípio da Superposição Modal em um modelo de múltiplos graus de liberdade de estruturas. FRF's contêm informações sobre frequências naturais, fatores de amortecimento e formas modais, e estas estão diretamente relacionadas às propriedades de massa, amortecimento e rigidez da estrutura.

Os métodos de extração dos parâmetros modais podem ser divididos em duas categorias que se diferenciam pelo domínio onde é feito o tratamento dos dados numéricos, que são os

métodos no domínio do tempo e da frequência. Em termos gerais, os métodos no domínio do tempo promovem os melhores resultados quando há uma larga faixa de frequência ou quando há uma elevada quantidade de modos inserida nos dados, onde a maior desvantagem do método está no fato de não considerar os efeitos residuais promovidos pelos modos presentes fora da faixa de frequências de trabalho. O método no domínio da frequência é a melhor opção para quando a faixa de frequências de interesse é limitada ou o número de modos é relativamente pequeno. Entretanto problemas associados com resolução da frequência, “Leakage” e alta densidade modal podem ocorrer, o que tem feito o método no domínio do tempo a opção mais utilizada.

A extração dos parâmetros foi feita através do módulo “Modal Analysis” do software computacional “LMS TestLab 8”, onde os valores das frequências naturais e dos fatores de amortecimento foram estimados pelo método chamado de “Least Squares Complex Exponential” (LSCE). Esse método trabalha no domínio do tempo, utilizando funções resposta impulsivas (FRI’s) através da transformada inversa FFT das FRF’s medidas. O LSCE não possibilita a obtenção dos modos de vibração, também chamados de resíduos, que foram estimados através do método chamado de “Least Squares Frequency Domain” (LSFD). Esse método está normalmente acoplado ao LSCE e, por trabalhar no domínio da frequência, considera os resíduos promovidos por modos fora da faixa da análise. Vale ressaltar que a utilização do método no domínio do tempo é adequada para o presente caso visto que o problema tem elevada densidade modal e está inserido numa faixa larga de frequências (a faixa de interesse encontra-se entre 100 e 600 Hz). Não é objetivo neste presente texto apresentar todos os detalhes dos métodos utilizados. Contudo, são descritas abaixo as equações fundamentais utilizadas pelos mesmos para extração dos parâmetros modais.

Para as FRI’s, e portanto para o método LSCE, a relação entre os parâmetros modais e as medições é:

$$h_{ij}(t) = \sum_{k=1}^N (r_{ijk} \times e^{\lambda_k t} + r_{ijk}^* \times e^{*\lambda_k t}), \quad (1)$$

E a relação correspondente para as FRF’s e portanto para LSFD é:

$$h_{ij}(j \times \omega) = \sum_{k=1}^N \left(\frac{r_{ijk}}{j \times \omega - \lambda_k} + \frac{r_{ijk}^*}{j \times \omega - *\lambda_k} \right), \quad (2)$$

$$r_{ijk} = a_k \times v_{ik} \times v_{jk}, \quad (3)$$

onde:

- $h_{ij}(t)$ = FRI entre a resposta i e a referência j ;
- $h_{ij}(j \times \omega)$ = FRF entre a resposta i e a referência j ;
- N = Número de modos de vibração que contribuem para a resposta dinâmica dentro da faixa de frequência considerada;
- r_{ijk} = Valor do resíduo para o modo k ;
- λ_k = Valor do pólo para o modo k (Determinado pela frequência natural ω_{nk} e pelo fator de amortecimento ξ_k);

- a_k = Constante complexa cujo valor é dependente da escala utilizada nas formas modais;
- v_{ik} = Coeficiente da forma modal da resposta i do modo k ;
- v_{jk} = Coeficiente da forma modal da resposta j do modo k ;
- * = Designação de grandeza complexa conjugada.

O problema fundamental de uma análise modal experimental consiste no ajuste dos parâmetros do sistema para que o modelo obtido aproxime o máximo possível dos dados medidos. Utilizando um processo matemático adequado, são estimados, através das equações acima, os parâmetros modais da estrutura, através do ajuste da curva do modelo gerado pela extração de parâmetros com as FRF's ou FRI's medidas. A Figura 2 sintetiza os procedimentos necessários para realização da análise modal experimental.

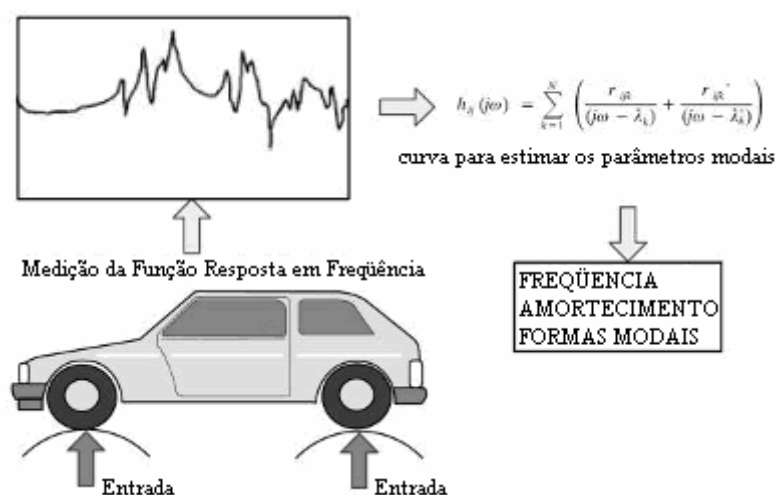


Figura 2. Síntese da Análise Modal Experimental.

Um ponto fundamental é a seleção da ordem correta do modelo que está relacionada ao número de graus de liberdade admitidos. Se o analista assume uma ordem do modelo maior que aquele presente nos dados, modos computacionais serão gerados promovidos pelo processamento numérico do método. Todas as soluções são combinadas em um único diagrama chamado “estabilização”, com a abscissa correspondendo à frequência e a ordenada à ordem do modelo. A estimativa das frequências e do amortecimento é normalmente melhor obtida quando se considera um maior número de modos. Existe uma quantidade de modos em que não há significativa alteração nos valores dos parâmetros, considerando assim que os mesmos estão estáveis e portanto correspondem aos valores físicos.

3 Metodologia

A caixa de roda foi discretizada, em sua maior parte, através de elementos quadrados de 40 mm, totalizando uma malha com 236 pontos de interesse. Devido à complexidade da geometria do componente não foi possível gerar elementos quadrados em todas as regiões, principalmente em locais de mudança de plano, onde houve a necessidade de utilizar elementos com outras formas.

A banda de frequência em análise foi de 800 Hz, com um total de 1024 linhas espectrais, gerando uma resolução de 0,78 Hz. A janela utilizada para a excitação foi a de força, e a de resposta, exponencial. A Figura 3 apresenta a malha confeccionada no

componente e, ao lado, o modelo utilizado na análise modal experimental. Também foram indicados em vermelho os pontos de aplicação da força.

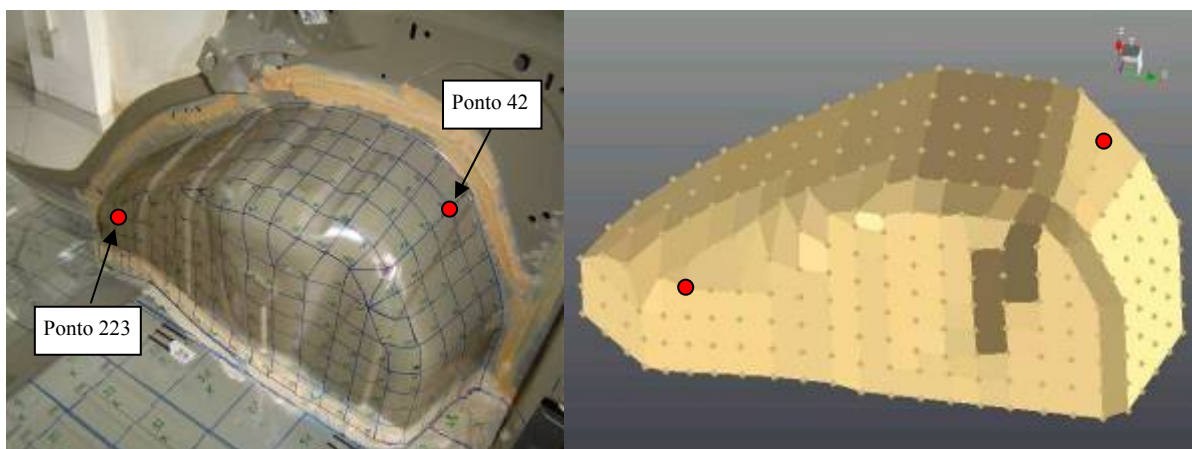


Figura 3. Malha confeccionada no componente e sua discretização virtual.

Os equipamentos utilizados no experimento foram os seguintes:

- Acelerômetro PCB 320C18;
- Acelerômetro PCB M359B18;
- Martelo instrumentado PCB 086c05, com ponteira de nylon;
- Calibrador PCB M395C06;
- Analisador de sinais *LMS SCADAS III*;
- Microcomputador.

Para aquisição dos dados, fixou-se a aplicação da excitação em um ponto, a fim de capturar em todos os pontos a resposta de aceleração. Devido à sua elevada rigidez, o que ocasiona baixíssima amplitude de movimento, os pontos correspondentes às bordas do componente foram considerados estáticos, não sendo então coletada a aceleração nos mesmos, totalizando assim 183 FRF's por referência. Para se obter a curva em outra direção, repete-se o procedimento, porém com a aplicação da excitação em um ponto distinto. Este procedimento pode ser repetido quantas vezes forem necessárias.

As funções, neste caso, são do tipo inércia, que são curvas complexas (aceleração/força) em função da frequência. Para obtê-las são analisadas as respostas (acelerações) em vários pontos do sistema conseqüentes das excitações (forças), aplicadas em um ou mais pontos do mesmo, através de um martelo instrumentado.

Com o objetivo de excitar as direções principais (X, Y e Z), foram especialmente selecionados dois pontos na caixa de roda para serem referência no cálculo das FRF's e, conseqüentemente, pontos para aplicar a carga de impacto com o martelo, o que então produziu um total de 266 curvas de funções resposta em frequência. Essas referências foram especialmente selecionadas de uma maneira que ficassem próximas a algum canto do subsistema, evitando assim que este esteja sobre um nó, o que resultaria em possível perda de algum modo. Outro critério para a seleção do ponto de referência foi o de verificar se o espectro do sinal de força do ponto escolhido excitava com energia suficiente a faixa de frequência de interesse. Vale ressaltar que o ponto de referência "42" garante a excitação em duas direções (Z e X), devido ao fato de estar situado num plano oblíquo do componente.

Com o intuito de simular apenas a influência da rigidez da estrutura na análise modal experimental, foi especificado um sistema pneumático de suspensão que proporcionou

somente o aparecimento de modos de corpo livre do veículo. Vale ressaltar que o mesmo não insere relevante alteração nos resultados, visto que suas frequências naturais são muito baixas (menores que 5 Hz), estando assim inferiores ao limite mínimo da faixa de interesse do estudo. A Figura 4 apresenta o sistema de isolamento utilizado.



Figura 4. Sistema de isolamento utilizado no experimento.

Com a aplicação da metodologia supracitada, é possível obter os valores das frequências naturais e os fatores de perda (relativos ao amortecimento) do sistema, mostrados na Tabela 1. Para auxiliar na visualização dos principais modos de vibração, foi utilizado o gráfico da FRF Soma, apresentado na Figura 5, que se trata da somatória de todas as funções resposta em frequência adquiridas nos pontos de medição.

Tabela 1. Valores das frequências naturais e dos respectivos fatores de perda

Modo	Frequência [Hz]	Fator de perda η [%]
1º Modo	232,9	0,34
2º Modo	267,4	1,00
3º Modo	279,6	2,41
4º Modo	292,2	0,41
5º Modo	304,9	0,25
6º Modo	310,1	0,47
7º Modo	348,9	0,85
8º Modo	463,0	0,60
9º Modo	469,1	0,46
10º Modo	512,8	0,51
11º Modo	572,6	0,34

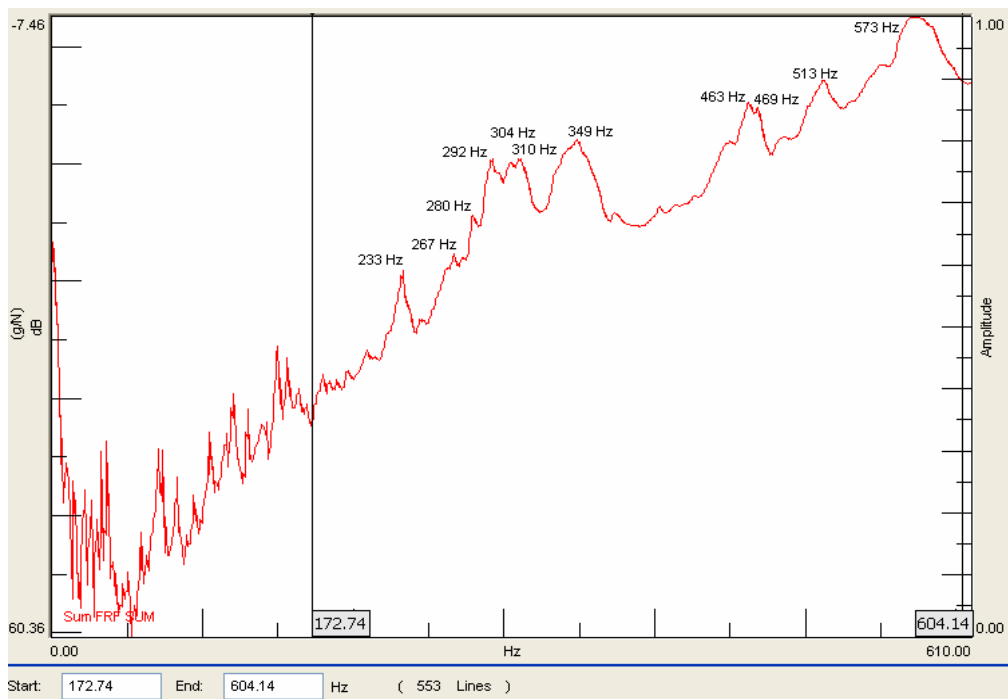


Figura 5. Malha confeccionada no componente e sua discretização virtual.

As formas modais podem ser visualizadas nas Figuras 6 a 16.

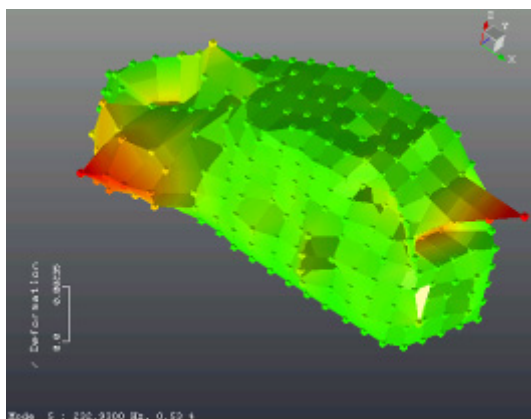


Figura 6. Modo 1.

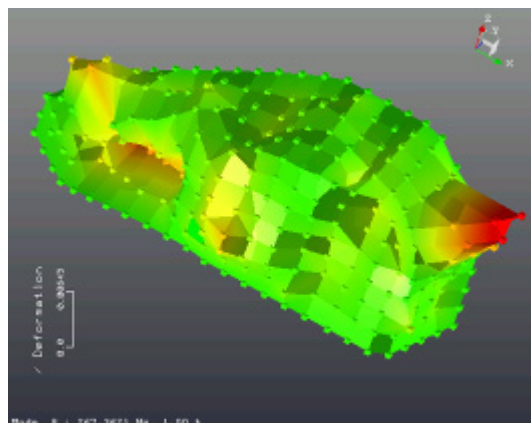


Figura 7. Modo 2.

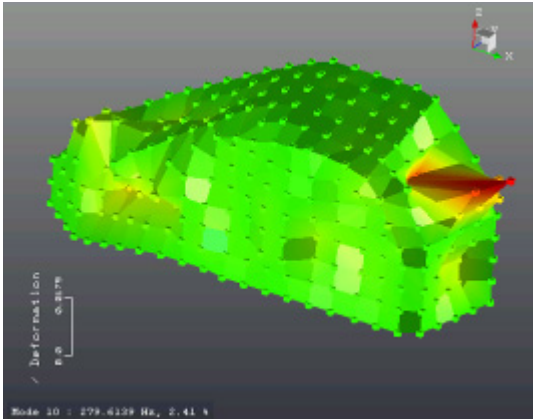


Figura 8. Modo 3.

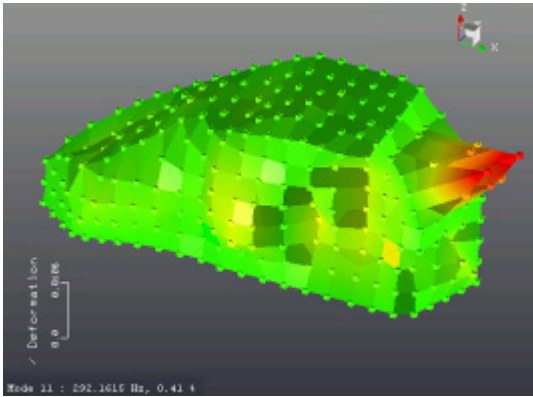


Figura 9. Modo 4.

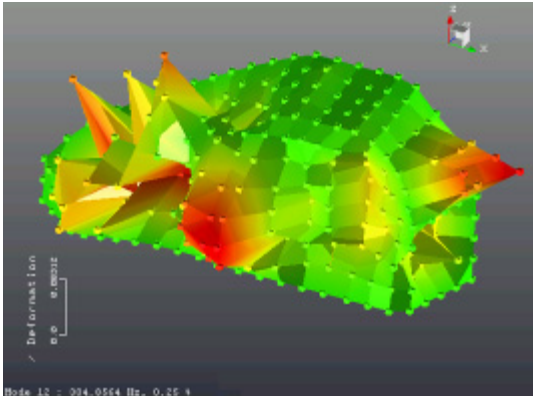


Figura 10. Modo 5.

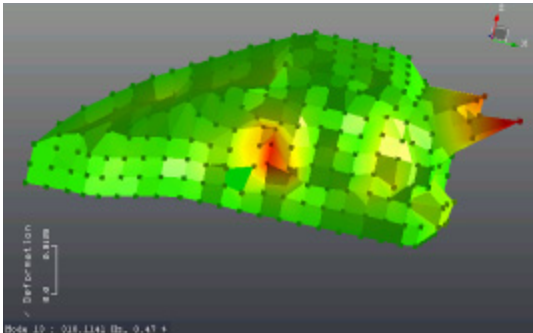


Figura 11. Modo 6.

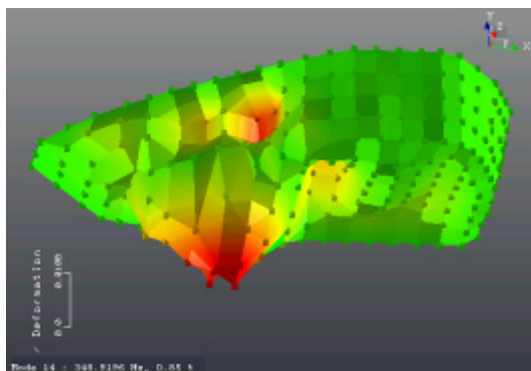


Figura 12. Modo 7.

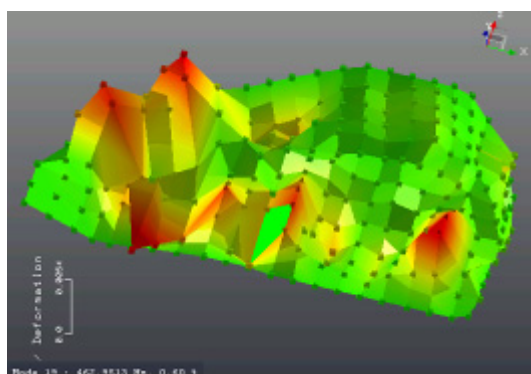


Figura 13. Modo 8.

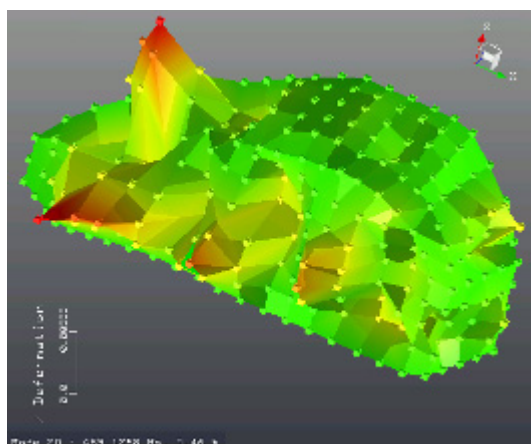


Figura 14. Modo 9.

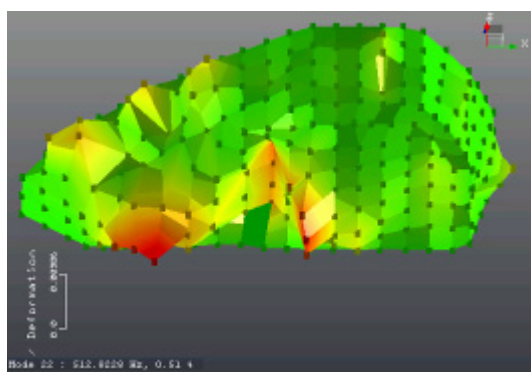


Figura 15. Modo 10.

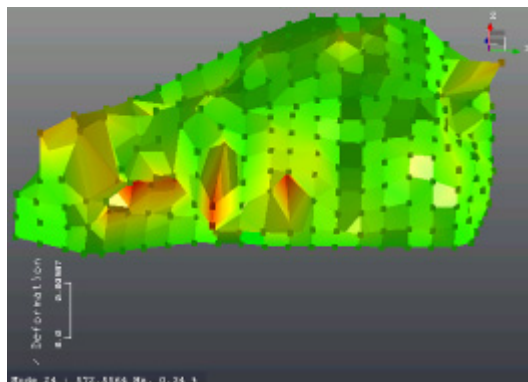


Figura 16. Modo 11.

4 Conclusões

Através dessa análise, adquiriu-se o comportamento modal local do sistema, sendo obtidos 11 modos na faixa de frequência de interesse. Percebe-se um bom comportamento do primeiro ao quarto modo, nas frequências de 232,9, 267,4, 279,6 e 292,2 Hz, conforme mostram as figuras 6, 7, 8 e 9, respectivamente. Além destes, o sexto e sétimo modo apresentaram-se bem coerentes. Os maiores problemas ocorreram nas frequências de 304,9 (quinto modo), 463,0, 469,1, 512,8, e 572,6 Hz, que são os modos de número oito ao onze, conforme figuras 13, 14, 15 e 16.

O sistema de aquisição não permite a obtenção de modos com valores de frequência inferiores a 150 Hz, onde o valor da coerência das curvas não é adequado nesta banda. Vale ressaltar que, devido à alta rigidez do componente, não devem existir modos de vibração abaixo da frequência de corte (150 Hz) estabelecida pelo equipamento.

Referências

- Ewins, D. J. (2000). "Modal Testing: Theory, Practice and Application". Research Studies Press, Baldock, Hertfordshire, England.
- Maia, N. M. M.; Silva, J. M. M. (1997). "Theoretical and Experimental Modal Analysis". Wiley, New York, United States of America.
- Craig Jr., R. R.; Kurdila, A. J. (2006). "Fundamentals of Structural Dynamics". Wiley, New Jersey, United States of America.
- Meierovich, L. (1986). "Elements of Vibration Analysis. MacGraw-Hill. International Editions, Singapore, Malaysia.
- Almeida, M. T. (1997). "Vibrações Mecânicas para Engenheiros". Editora Edgar Blücher Ltda, Rio de Janeiro, Brasil.
- Newland, D. E. (1994). "Mechanical Vibrations Analysis and Computations". Longman Scientific and Technical, England.