

OTIMIZAÇÃO EM SISTEMAS VEICULARES VIBROACÚSTICOS

Walter J. Paucar Casas, Régis E. Antich, Vinícius R. da Silva

*Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rua Sarmento Leite 361, CEP 95070-040, Porto Alegre, RS, Brasil, walter.paucar.casas@ufrgs.br,
<http://www.mecanica.ufrgs.br>*

Palavras-chave: Sistemas Acoplados, Vibração, Elementos Finitos.

Resumo. Na atualidade, os consumidores são mais exigentes sobre o conforto dinâmico quando utilizam um dispositivo, máquina ou produto em geral, particularmente em relação com itens relacionados a ruído e vibração. É muito comum encontrar casos nos quais os domínios físicos interagem constituindo um sistema acoplado, não sendo mais realista a modelagem independente de um dos domínios sem a participação simultânea dos outros. O objetivo deste trabalho visa o tratamento de problemas vibroacústicos simplificados, no intuito de otimizar a massa com controle dos parâmetros dimensionais estruturais e de alguma frequência natural acoplada. Com esse propósito, desenvolvemos ferramentas para abordagem através do método dos elementos finitos sobre modelagem e simulação em aplicações veiculares. Assim, revisamos modelos de sistemas vibroacústicos baseados na formulação de deslocamento estrutural u e pressão p do campo acústico, se implementando o modelo num programa disponível e comparando resultados com os da literatura sempre que possível. Nesse sentido estuda-se uma cabine veicular vibroacústica simplificada e com dimensões proporcionalmente reduzidas de forma a termos uma interação dos domínios nas baixas frequências, se obtendo resultados de massa estrutural otimizados.

1 INTRODUÇÃO

Uma área importante da Engenharia diz respeito à análise e predição do comportamento dos sistemas. A evolução tecnológica da indústria automotiva faz com que a simulação numérica de sistemas seja cada vez mais imprescindível ainda na fase de projeto.

Um caso típico de sistema acoplado é aquele que apresenta interação dinâmica fluido-estrutura, no qual o domínio fluido e o domínio estrutural não podem ser resolvidos de forma independente, devido a existência de forças de interface, que podem alterar significativamente o comportamento do sistema como um todo (Msc.Software, 1996).

Nesta caso estudar-se-á o problema de interação dinâmica fluido-estrutura, considerando oscilações de pequenas amplitudes, ou seja, problemas em que o deslocamento do fluido é pequeno, todavia a influência da interação é importante. Diversos sistemas são modelados tomando em conta o *acoplamento fluido-estrutura*. Alguns exemplos envolvem aplicações aeroespaciais, acústica submarina, reservatórios de combustíveis, transformadores elétricos, tubulações, vasos de pressão, cabines veiculares, etc.

Os sistemas a serem analisados na maioria das aplicações veiculares envolvem diversos domínios que interagem simultaneamente (De Mello, 2003) e, portanto, constituem um sistema acoplado. Caracterizado o sistema, é necessário construir um modelo matemático para representar uma idealização dele. Na seqüência, deve-se utilizar um algoritmo para simular numericamente o comportamento dinâmico do sistema e avaliar sua performance.

O termo vibroacústico surge quando o ar é o fluido no sistema acoplado fluido-estrutura. A previsão do comportamento vibroacústico de um produto é, portanto, um dos pontos principais a se considerar no desenvolvimento de novos produtos.

Os sistemas vibroacústicos podem entrar em *ressonância* devido ao efeito de certas solicitações. Sempre é melhor evitar tal situação que pode modificar as propriedades de transmissibilidade acústica, ou também, provocar por fratura a quebra da estrutura.

2 CABINE VEICULAR VIBROACÚSTICA

2.1 Generalidades

O objetivo do estudo de um modelo simplificado de uma cabine veicular reduzida é quantificar o acoplamento acústico-estrutural avaliando os modos e frequências naturais desses domínios para um intervalo específico de frequências, para logo otimizar a massa estrutural. O modelo original a ser estudado se apresenta na [Figura 1](#).

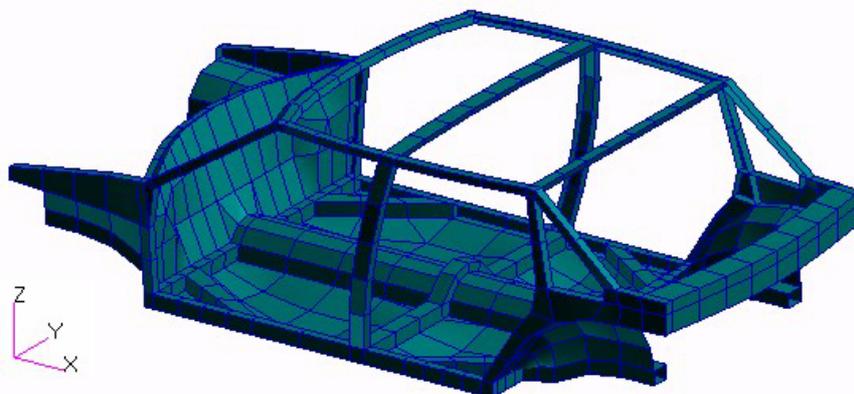


Figura 1: Modelo de origem da cabine veicular

2.2 Estrutura do chassi formada por vigas

O chassi é modelado através de vigas de seção C com as dimensões apresentadas na Tabela 1. O material utilizado é aço com propriedades do módulo de elasticidade $E=2,07 \times 10^{11}$ N/m², densidade $\rho=7800$ kg/m³ e coeficiente de Poisson $\mu=0,292$. O chassi é suportado em quatro vértices, representado pelas condições de contorno $u_z=r_z=0$.

Dimensão	Seção viga transversal em Y	Seção viga longitudinal em X
W (m)	0,002	0,002
H (m)	0,002	0,002
t (m)	0,002499999	0,002499999
t_1 (m)	0,002499999	0,002499999

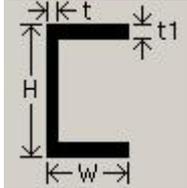


Tabela 1 Dimensões das seções das vigas do chassi

2.3 Estrutura da carroceria formada por chapas

As chapas utilizadas no modelo da carroceria são compostas por diversos materiais. Para compensar os efeitos dos diferentes tipos de materiais que são utilizados na confecção da carroceria e principalmente nas portas do veículo, explora-se a idéia de um material equivalente com módulo de elasticidade, densidade e coeficiente de Poisson próprio, como exposto na Tabela 2.

O cálculo do módulo de elasticidade equivalente E_{eq} inicia da hipótese de rigidez extraída da expressão da frequência natural em chapas (Blevins, 1995), assim

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{\frac{E h^3}{48(1-\nu^2)ab} [f(\nu, a, b)]}{\frac{\rho h ab}{6300} [f(a, b)]}} = \sqrt{\frac{E h^2}{\rho} [f(\nu, a, b)]} \quad (1)$$

Observa-se nessa expressão que a rigidez k depende do produto $E \cdot h^2$, enquanto a massa m depende exclusivamente da densidade ρ . A rigidez equivalente k_{eq} de chapas em paralelo resulta

$$k_{eq} = \sum_{i=1}^{N^{\circ} \text{ chapas}} k_i = \sum_{i=1}^{N^{\circ} \text{ chapas}} E_i h_i^2 \quad (2)$$

Para o caso de chapas da mesma espessura h e material com módulo de elasticidade E ,

$$k_{eq} = N^{\circ} \text{ chapas} \cdot E \cdot h^2 \quad (3)$$

A rigidez equivalente para a espessura total h_t , onde a espessura livre é somada à espessura

h das chapas, pode ser expressa como

$$k_{eq} = E_{eq} h_t^2 \quad (4)$$

Igualando as duas últimas expressões,

$$E_{eq} = \frac{(N^\circ \text{ chapas}) h^2}{h_t^2} E \quad (5)$$

A densidade ρ de uma chapa de massa m , volume V , área superficial A e espessura constante h , pode ser expressa como

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{m}{A h} \quad (6)$$

A densidade equivalente ρ_{eq} de uma chapa composta por várias chapas de materiais diversos é calculada tomado em conta duas hipóteses, a primeira diz respeito à espessura do espaço livre h_{livre} ou dos materiais mais leves que é considerada na obtenção do volume total V_t , enquanto a segunda considera que a massa total m_t é igual essencialmente à soma das massas das chapas metálicas.

$$\rho_{eq} = \frac{m_t}{V_t} = \frac{(N^\circ \text{ chapas}) m}{A [(N^\circ \text{ chapas}) h + h_{livre}]} = \left(\frac{m}{A h} \right) \left[\frac{(N^\circ \text{ chapas})}{(N^\circ \text{ chapas}) h + h_{livre}} \right] \quad (7)$$

$$\rho_{eq} = \rho \left[\frac{(N^\circ \text{ chapas})}{(N^\circ \text{ chapas}) h + h_{livre}} \right] \quad (8)$$

A carroceria é suportada nos quatro vértices, representado pelas condições de contorno $u_z=r_z=0$,

2.4 Estrutura formada por vigas e chapas

Neste caso a estrutura da cabine formada pelo chassi e carroceria é modelada com vigas e chapas. O chassi é modelado através de vigas de seção e materiais especificadas na seção 2.2, enquanto a carroceria através de chapas com dimensões e materiais especificadas na seção 2.3.

A estrutura é suportada nos quatro vértices, representado pelas condições de contorno $u_z=r_z=0$,

Propriedade	Traseiro	Assoalho	Teto, teto porta-mala	Frontal	Portas	Janelas (vidro)
N° chapas	1	1	1	1	2	1
Espessura chapa h (mm)	5	7	4	6	8	5
Espaço livre h_{livre} (mm)	4	4	4	4	4	---
Espessura total h_t (mm)	9	11	8	10	12	5
E aço (N/m ²) *	2,07E11	2,07E11	2,07E11	2,07E11	2,07E11	4,60E10
E_{eq} (N/m ²)	6,39E10	8,38E10	5,18E10	7,45E10	1,84E11	4,60E10
Massa (N° chapas)	1	1	1	1	2	1
Volume aparente						
$\left[\frac{(N^\circ \text{ chapas}) h + h_{livre}}{h} \right]$	1,8	1,57	2	1,67	2,5	1,0
ρ aço (kg/m ³) *	7800	7800	7800	7800	7800	2600
ρ_{eq} (kg/m ³)	4340	4970	3900	4680	6240	2600
Módulo de Poisson ν	0,235	0,235	0,235	0,235	0,235	0,245
E_{eq}/ρ_{eq}	1,47E7	1,69E7	1,33E7	1,60E7	2,95E7	1,77E7

* Exceto as janelas de vidro

Tabela 2 Propriedades dos materiais das diversas partes da carroceria da cabine

2.5 Cabine acústica

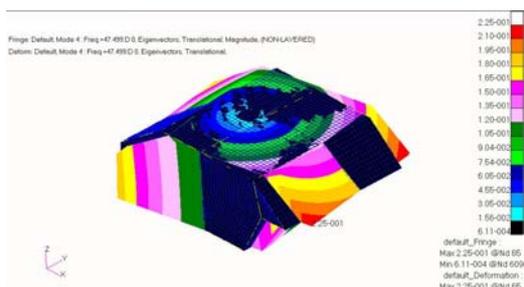
A cabine é modelada com elementos do tipo fluido ar com densidade $\rho=1,204 \text{ kg/m}^3$ e velocidade do som no ar $c=347 \text{ m/s}$.

2.6 Cabine acústica-estrutural

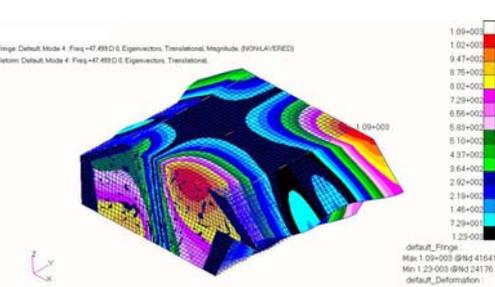
A estrutura da cabine formada pelo chassi e carroceria é modelada com vigas e chapas respectivamente, enquanto a cabine acústica é modelada com elementos do tipo fluido. O chassi é modelado através de vigas de seção e material especificado na seção 2.2, a carroceria através de chapas com dimensões e materiais especificados na seção 2.3, enquanto a cabine através de sólidos hexaédricos com propriedades do material especificado na seção 2.5.

A estrutura da cabine é suportada em quatro vértices, representada pelas condições de contorno $u_z=r_z=0$,

Observa-se na [Figura 2](#) a forma modal e frequências naturais de alguns modos do modelo acoplado.

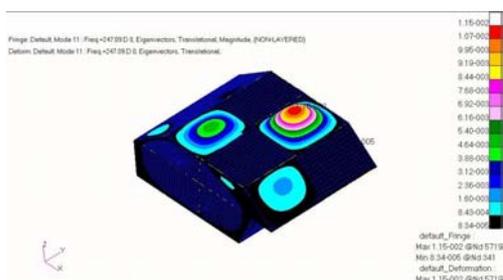


a) Deformação na estrutura

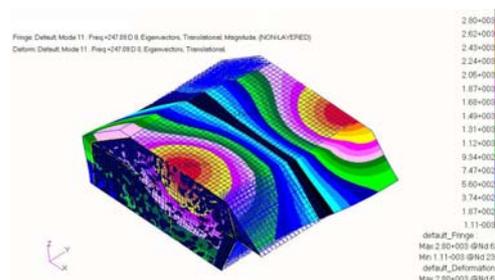


b) Franjas de pressão no fluido

Modo 4: frequência 47,499 Hz

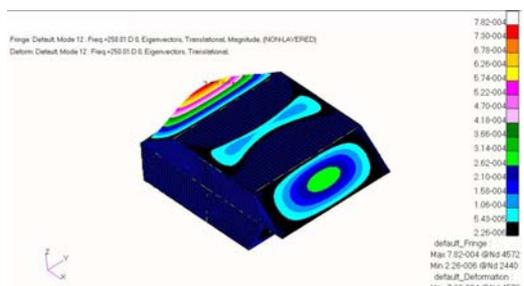


a) Deformação na estrutura

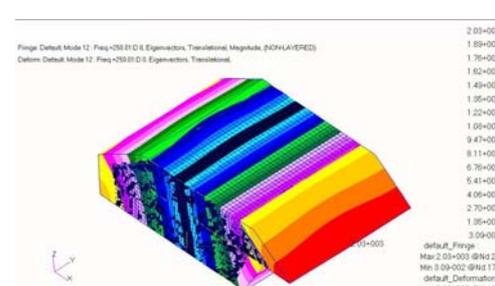


b) Franjas de pressão no fluido

Modo 11: frequência 247,09 Hz

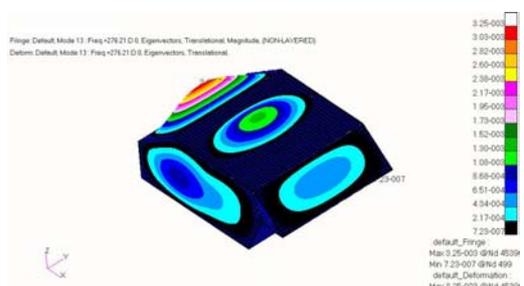


a) Deformação na estrutura

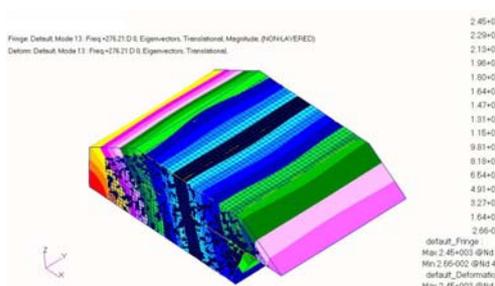


b) Franjas de pressão no fluido

Modo 12: frequência 250.01 Hz



a) Deformação na estrutura



b) Franjas de pressão no fluido

Modo 13: frequência 276.21 Hz

Figura 2: Modos acoplados do modelo da cabine antes da otimização

3 MINIMIZAÇÃO DA MASSA

Na [Tabela 3](#) se observa que as espessuras diminuíram em média 0,00114 m, equivalente a 18,7%. A diminuição máxima é 0,004 m ou 50%.

Variável	Valor original (m)	Valor otimizado (m)
P1	0,005	0,0025
P2	0,007	0,0035
P3	0,004	0,002
P4	0,006	0,005691
P5	0,008	0,004
P6	0,005	0,006028
P7	0,004	0,008

Variável	Traseiro	Assoalho	Teto	Frontal	Portas	Janelas (vidro)	Teto porta-mala
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7

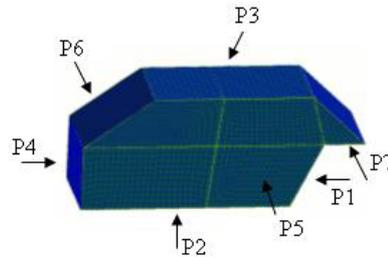


Tabela 3 Variáveis decorrentes da otimização da massa

A massa estrutural diminuiu de aproximadamente 56 kg para 33 kg, caracterizando uma redução de 23 kg (41%). A [Figura 3](#) apresenta as iterações da função objetivo, se destacando que foram necessárias duas iterações para esse fim.

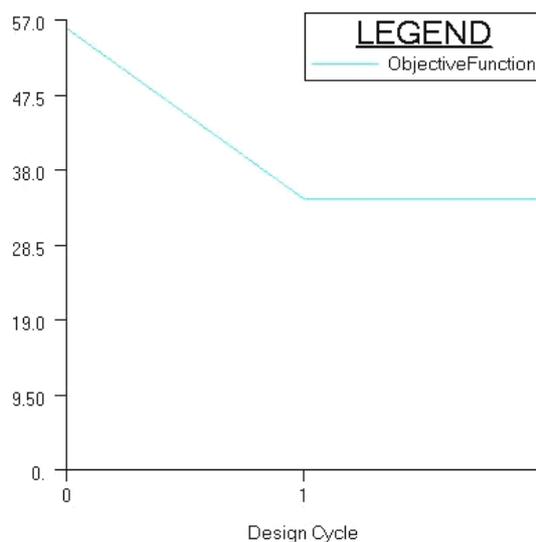
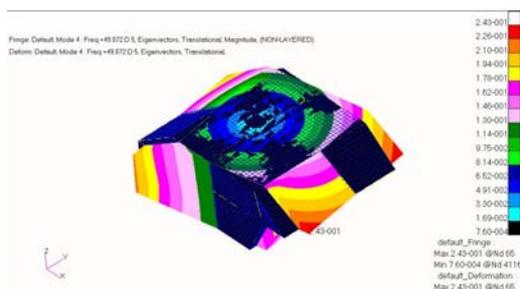
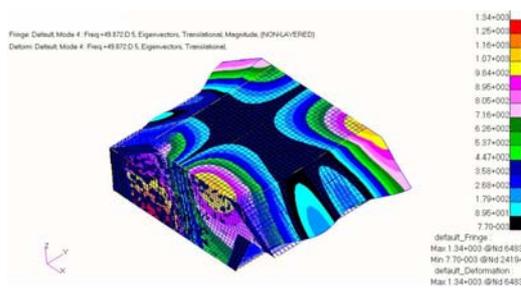


Figura 3: Iterações na minimização da massa do modelo veicular

Observa-se nas [Figura 2](#) e [Figura 4](#) a forma modal dos modos 4, 11, 12 e 13 do modelo acoplado não otimizado e otimizado respectivamente, se destacando que as franjas de pressão no fluido ao seguir a forma da deformação da estrutura e vice-versa em ambos os casos, permite inferir se a estrutura ou o fluido predomina no modo.

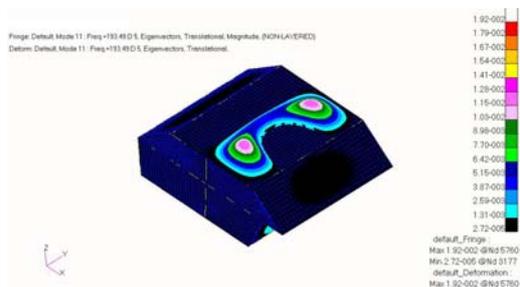


a) Deformação na estrutura

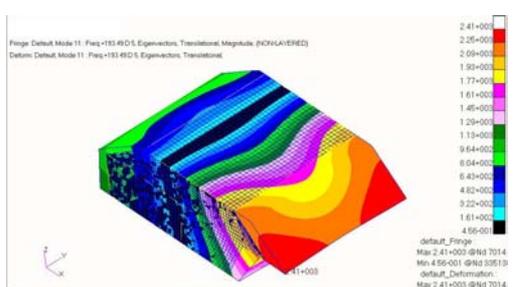


b) Franjas de pressão no fluido

Modo 4: frequência 49.872 Hz

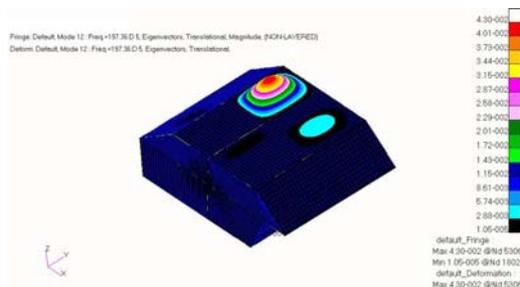


a) Deformação na estrutura

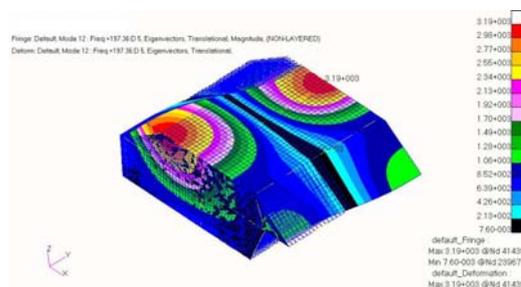


b) Franjas de pressão no fluido

Modo 11: frequência 193.49 Hz

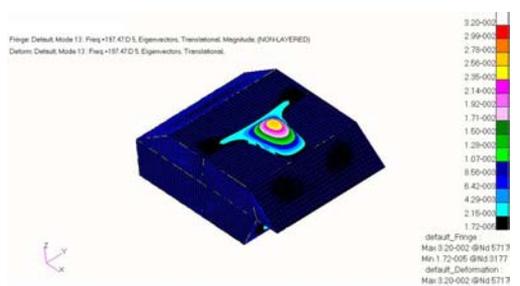


a) Deformação na estrutura

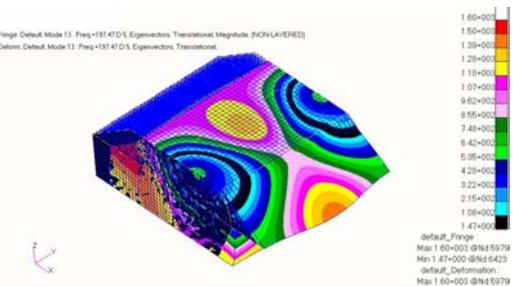


b) Franjas de pressão no fluido

Modo 12: frequência 197.36 Hz



a) Deformação na estrutura



b) Franjas de pressão no fluido

Modo 13: frequência 197.47 Hz

Figura 4: Modos acoplados do modelo da cabine após a otimização

4 CONCLUSÕES

Para o caso da cabine vibroacústica reduzida, para as condições analisadas, a massa estrutural diminui de aproximadamente 56 kg para 33 kg, caracterizando uma redução de 23 kg (41%).

De uma maneira geral, as franjas de pressão no fluido ao seguir a forma da deformação da estrutura ou vice-versa, juntamente com a análise dos valores das frequências desacopladas e acopladas, caracteriza se a estrutura ou o fluido predomina no modo acoplado.

REFERÊNCIAS

- Blevins, R.D., *Formulas for natural frequency and mode shape*. Krieger Publishing Company, 1995
- De Mello, R., *Análise da sensibilidade do campo acústico veicular à excitação do sistema de transmissão*. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis – SC, Brasil, 245 p, 2003.
- Msc.Software, *NAS115 Fluid-structure analysis using MSC.Nastran. Course Notes*. The MacNeal-Schwendler Corporation, 1996.