

## ANÁLISE MODAL ANALÍTICA DE UMA CAVIDADE ACÚSTICA RÍGIDA ACOPLADA A UMA PLACA FLEXÍVEL

Jaime Rolando Rojas Huacanca, jrojash.mat@gmail.com<sup>1</sup>

Marcus Vinicius Girão de Moraes, mumorais@unb.br<sup>2</sup>

Noé Geraldo Rocha de Melo Filho, noef09@hotmail.com<sup>2</sup>

Álvaro Campos Ferreira, alvaro.campos.ferreira@gmail.com<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Universidade de Brasília - Integridade de Materiais da Engenharia,  
Prédio do Antigo Fórum do Gama, Caixa Postal: 8114. CEP.: 72.405-610, Gama-DF

<sup>2</sup>Universidade de Brasília - Departamento de Engenharia Mecânica,  
Campus Universitário Darcy Ribeiro, Brasília - DF, 70910-900

**Resumo.** *O habitáculo de um veículo automotivo pode ser considerada à grosso modo como a cavidade acústica acoplada a sua estrutura flexível. A vibração transmitida pela estrutura, devido ao motor ou a trepidação da pista de rolagem, gera oscilações acústicas no interior desta cavidade sendo responsáveis pelo desconforto sonoro dos passageiros. Este problema de vibroacústica, relativamente complexo, pode ser simplificado seu estudo para geometrias mais simples a fim de aplicar mais facilmente técnicas de análise analítico, numérico e experimental. Este trabalho apresenta a solução analítica das frequências naturais e formas modais para cavidade acústica retangular rígida acoplada a placa flexível, através do método de separação de variáveis. A solução analítica é comparada a resultados numéricos e ensaios experimentais.*

**Palavras-chave:** *Análise modal, Cavidade, Placa, Vibroacústica, Separação de Variáveis.*

### 1. INTRODUÇÃO

Em nosso cotidiano estamos continuamente sujeitos a presença de ruídos em locais fechados. Estes locais podem ser os mais variados como cabines de automóveis, trens, aviões, bem como em casas de máquinas, salas de concertos, teatros e etc. De forma o estudo do comportamento acústico em cavidades é fundamental para o projeto de ambientes silenciosos e confortáveis.

O campo acústico em cavidades apresenta comportamento ressonante devido às sucessivas reflexões nos contornos. Em ressonância, a cavidade acústica apresenta uma frequência natural e um modo acústico (forma modal). A análise do comportamento acústico em cavidades está intimamente ligada ao comprimento de onda das frequências naturais acústica e as dimensões principais da cavidade.

Na presença de um contorno flexível, o acoplamento entre a vibração da estrutura e as partículas fluidas ocorre na interface sólido-fluido. Desta forma, tanto a pressão acústica interna afeta o movimento da estrutura, quanto o movimento da estrutura altera o campo de pressão acústica. A interação fluido-estrutura agindo fluido pouco denso e compressível é conhecido como o acoplamento vibroacústico.

O equacionamento do problema vibroacústico é obtido através do acoplamento entre a equação da onda e das equações de movimento estrutural. A maior parte dos problemas de vibro-acústica de ordem prática, envolve cavidades de geometria complexa. A solução analítica é difícil. Nestes casos, a predição do comportamento vibro-acústico é feita por meios numéricos. Consequentemente, existem poucos exemplos analíticos para a validação de modelos numéricos.

O presente trabalho apresenta o estudo analítico do problema vibroacústico de uma cavidade acústica rígida acoplada a uma placa flexível. Busca-se entender o comportamento do sistema acoplado a fim de possibilitar comparações numérico-experimentais. Esta abordagem visa desenvolver uma expertise neste domínio e possibilitar o estudo de problemas mais complexo.

## 2. CAVIDADE ACÚSTICA

A pressão  $p$  no interior da cavidade satisfaz a equação de onda, linear e homogênea,

$$\nabla^2 p(\vec{r}; t) - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p(\vec{r}; t)}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

onde  $c$  é a velocidade de som no fluido,  $(x, y, z)$  é o sistema de coordenadas espaciais e a variável  $t$  representa o tempo.

### 2.1. Cavidade Acústica Paralelepípedica Fechado de Paredes Rígidas

Considere uma cavidade de seções retangulares, Fig.1 (Cardoso, 2010), em que todas as paredes da estrutura são rígidas. Neste caso, a componente normal da velocidade de uma partícula de fluido é nula em todas as fronteiras, devido à condição de indeformabilidade das paredes. Assim, usando a equação de Bernoulli (Munson e Young, 2009), a variação de pressão é nula nas paredes, e como tal podemos definir as condições de fronteira deste problema, na forma:

$$\begin{aligned} \left( \frac{\partial p(x, y, z, t)}{\partial x} \right)_{x=0} &= \left( \frac{\partial p(x, y, z, t)}{\partial x} \right)_{x=L_x} = 0 \\ \left( \frac{\partial p(x, y, z, t)}{\partial y} \right)_{y=0} &= \left( \frac{\partial p(x, y, z, t)}{\partial y} \right)_{y=L_y} = 0 \\ \left( \frac{\partial p(x, y, z, t)}{\partial z} \right)_{z=0} &= \left( \frac{\partial p(x, y, z, t)}{\partial z} \right)_{z=L_z} = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

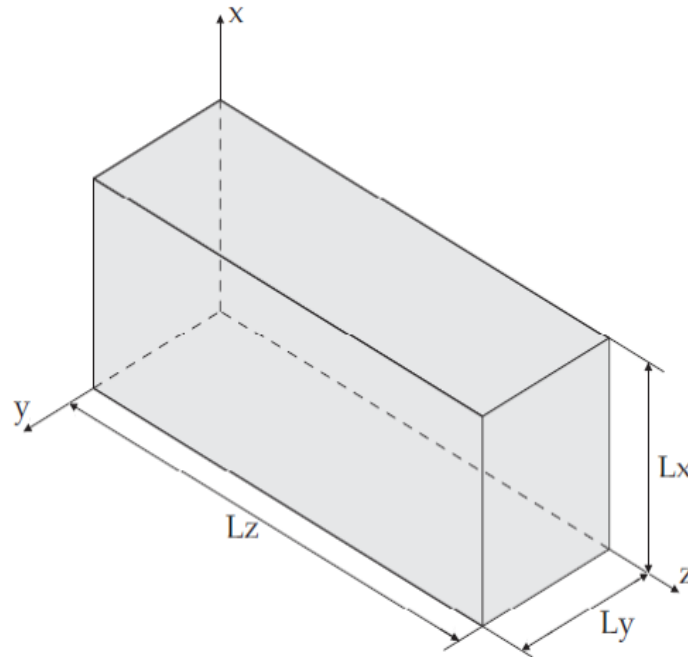


Figura 1. Cavidade limitada por superfícies rígidas.

A solução da Eq. (1) é dada pela seguinte expressão

$$p(x, y, z, t) = P(x, y, z) \cdot T(t) \quad (3)$$

onde  $T(t) = e^{i\omega t}$  e  $\omega$  é a frequência angular.

Logo ao substituir a Eq. (3) na Eq. (1), obtém-se

$$\nabla^2 P(x, y, z) = - \left( \frac{\omega}{c} \right)^2 P(x, y, z), \quad (4)$$

onde a Eq. (4) é conhecida como a *Equação de Helmholtz* (Kinsler e Sanders, 2000).

Neste trabalho para resolver a equação de Helmholtz usaremos o método de *separação de variáveis*, ou seja:

$$P(x, y, z) = X(x)Y(y)Z(z) \quad (5)$$

Logo a solução do problema é dada por:

$$P_{ijk}(x, y, z) = D_{ijk} \cos\left(\frac{i\pi}{L_x}x\right) \cos\left(\frac{j\pi}{L_y}y\right) \cos\left(\frac{k\pi}{L_z}z\right) \quad (6)$$

onde  $D_{ijk} = D_i D_j D_k$  e  $i, j, k = 1, 2, 3, \dots$ . As formas modais da cavidade rígida são dadas pela seguinte expressão

$$\varphi_{ijk}(x, y, z) = \cos\left(\frac{i\pi}{L_x}x\right) \cos\left(\frac{j\pi}{L_y}y\right) \cos\left(\frac{k\pi}{L_z}z\right) \quad (7)$$

E assim obtém-se a pressão acústica no interior da cavidade que pode agora ser escrita como uma sobreposição modal na forma,

$$p = \sum_{i=1}^{\infty} \sum_{j=1}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} D_{ijk} \cos\left(\frac{i\pi}{L_x}x\right) \cos\left(\frac{j\pi}{L_y}y\right) \cos\left(\frac{k\pi}{L_z}z\right) e^{i\omega t} \quad (8)$$

onde  $D_{ijk}$  são as incógnitas modais que refletem a contribuição de cada forma modal para a pressão acústica. A solução do número de onda acústico  $k$  é dado por:

$$k = \pi \sqrt{\left(\frac{i}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{j}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{k}{L_z}\right)^2}$$

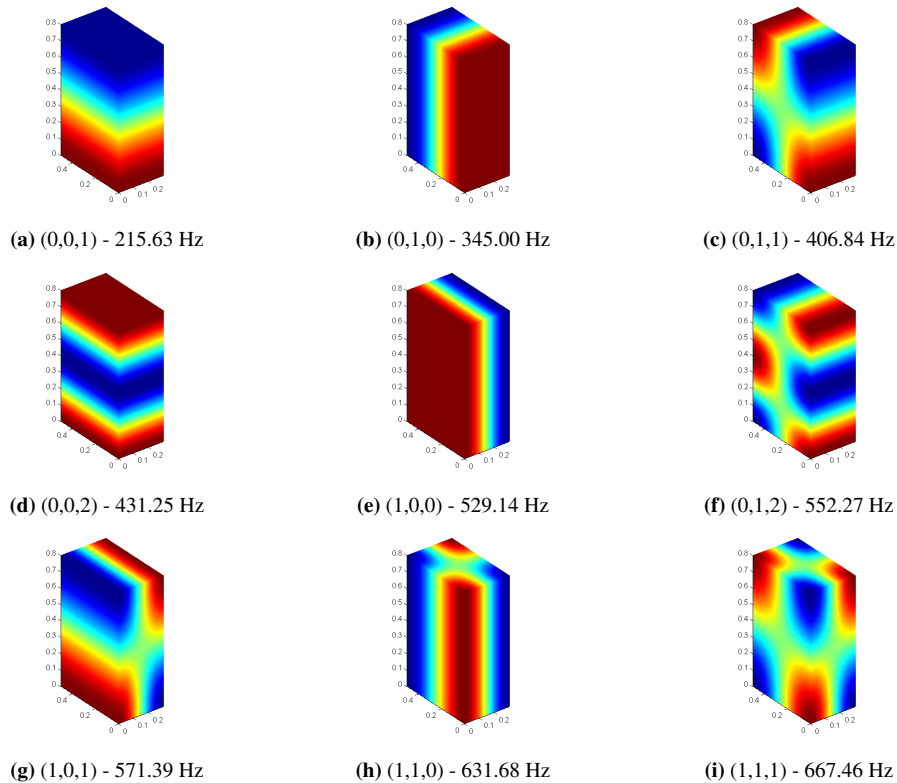
Das relações  $k = \frac{\omega}{c}$  e  $\omega = 2\pi f$ , obtém-se a expressão que determina as frequências naturais da cavidade acústica de paredes rígidas

$$f_{ijk}^A = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{i}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{j}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{k}{L_z}\right)^2} [Hz], \quad (9)$$

onde  $c$  é a velocidade de som no fluido e os índices  $i, j$  e  $k \in \mathbb{N}$ . Note-se que as frequências modais estão associadas a cada função característica das formas modais da Eq. (7).

As Eqs. (7) e (9) representam analiticamente as formas modais e frequências modais respectivamente para uma cavidade acústica, fechado e paralelepípedica de fronteiras rígidas com as dimensões  $L_x, L_y$  e  $L_z$ .

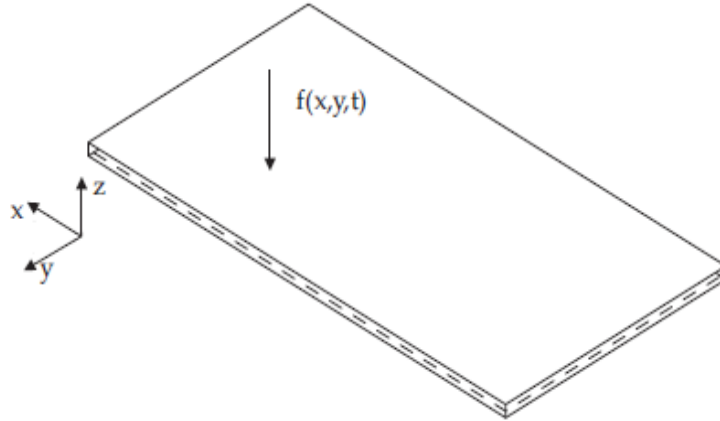
A Fig.2 mostram as formas modais da cavidade acústica de paredes rígidas e suas respectivas frequências naturais obtidas analiticamente. As formas modais da cavidade representam a variação de pressão.



**Figura 2. Formas modais e respectivas frequências naturais da cavidade acústica de paredes rígidas.**

### 3. VIBRAÇÃO TRANSVERSAL DE PLACAS ESBELTAS

A Fig. 3 (Cardoso, 2010) mostra uma placa retangular sujeita a um carregamento dinâmico genérico,  $f(x, y, t)$ .



**Figura 3. Placa Retangular sujeita a uma carga dinâmica genérica  $f(x, y, t)$ .**

A placa é considerada de espessura fina (teoria de placas esbeltas) com base na teoria clássica de Kirchhoff. As amplitudes de vibração são pequenas.

Assim, a equação diferencial de movimento da placa é descrita por (Szilard, 2004):

$$D \left( \frac{\partial^4 w(x, y, t)}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w(x, y, t)}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w(x, y, t)}{\partial y^4} \right) + \rho_s h \frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial t^2} = f(x, y, t). \quad (10)$$

onde, a rigidez flexional da placa é dado por:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)}, \quad (11)$$

e  $E$  o módulo de Young e  $\nu$  o coeficiente de Poisson da placa isotrópica.

Considere-se uma placa retangular no plano  $(x, y)$ , com as fronteiras do domínio  $0 < x < L_x$  e  $0 < y < L_y$ . A placa em vibração livre, Eq. (10) reduz a seguinte forma:

$$\nabla^4 w(x, y, t) + \frac{\rho_s h}{D} \ddot{w}(x, y, t) = 0 \quad (12)$$

Propõe-se a solução modal pelo método de separação de variáveis na forma

$$w(x, y, t) = W(x, y)e^{i\omega t} \quad (13)$$

onde  $\omega$  é a frequência natural.

Uma placa fina simplesmente apoiada possui as seguintes condições de fronteira:

$$\begin{aligned} w(0, y, t) = w(L_x, y, t) = w(x, 0, t) = w(x, L_y, t) = 0 \\ \frac{\partial^2 w(0, y, t)}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 w(L_x, y, t)}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 w(x, 0, t)}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 w(x, L_y, t)}{\partial y^2} = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

A solução da Eq. (13) segundo as condições de contorno tem-se

$$W_{mn}(x, y) = A_{mn} \sin\left(\frac{m\pi}{L_x}x\right) \sin\left(\frac{n\pi}{L_y}y\right) \quad (15)$$

com  $m = 1, 2, 3, \dots$

As formas modais, normalizadas<sup>1</sup> são

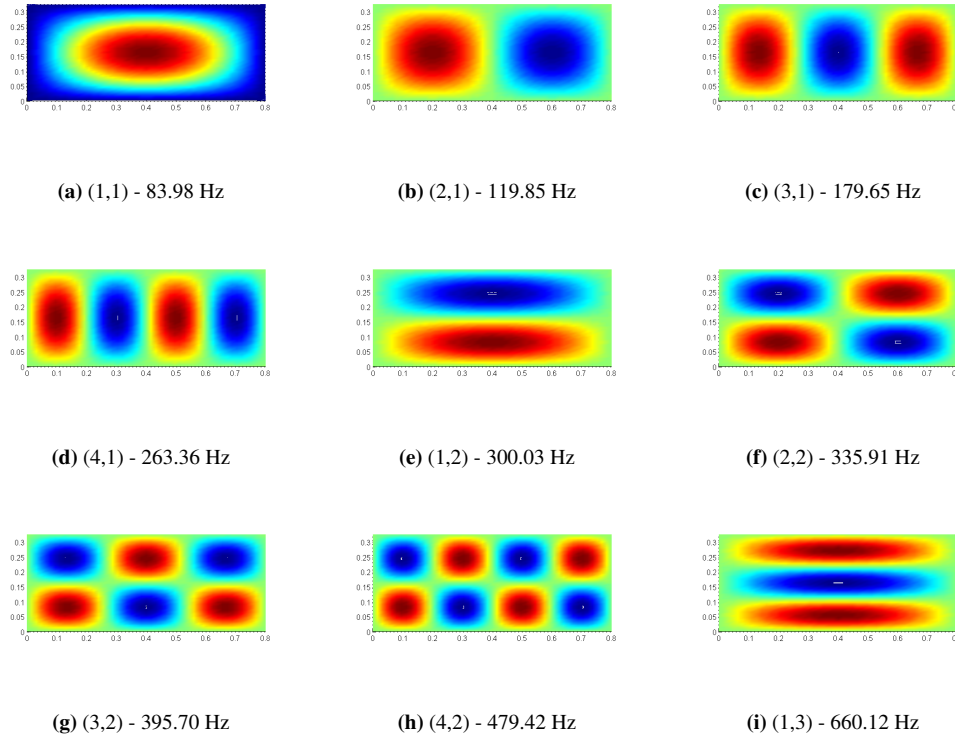
$$W_{mn} = \frac{2}{\sqrt{L_x L_y \rho_s h}} \sin\left(\frac{m\pi}{L_x}x\right) \sin\left(\frac{n\pi}{L_y}y\right) \quad (16)$$

<sup>1</sup>temos que  $\int_0^{L_x} \int_0^{L_y} \rho_s h W_{mn}^2 dx dy = 1$

e as *frequências modais* para a placa rectangular simplesmente apoiada são:

$$f_{mn} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{D}{\rho_s h}} \left[ \left( \frac{m}{L_x} \right)^2 + \left( \frac{n}{L_y} \right)^2 \right] \quad (17)$$

Figura 4 apresenta as formas modais da vibração da placa esbelta simplesmente apoiada e também suas respectivas frequências naturais obtidas analiticamente. Neste caso, as formas modais da vibração da placa mostram exatamente a vibração transversal da placa.



**Figura 4. Formas modais e respectivas frequências naturais da placa simplesmente apoiada.**

#### 4. PROBLEMA VIBROACÚSTICO

No contexto da vibroacústica devemos considerar essencialmente dois sistemas que envolvem campos de onda, os sistemas puramente estruturais e os sistemas puramente acústicos. A combinação destes dois sistemas implica no desenvolvimento de novas expertise do sistema, agora dito, acoplado. A interação da vibração estrutural e a propagação de ondas acústicas tem sido alvo de muita investigação. A interação fluido-estrutura depende das propriedades dos sistemas acústico e estrutural desacoplados (Cardoso, 2010).

Pretlove (1965) apresentou o conceito de modo dominante (relativo à placa ou à cavidade) numa cavidade paralelepipedica sujeita a uma excitação da estrutura flexível. Esta característica depende da contribuição energética de cada meio envolvido. A interação fluido-estrutura foi discutida em termos da rigidez da placa ou do meio acústico.

Guy e Bhattacharya (1973) relatam sobre a influência de uma placa finita apoiada a uma cavidade finita na transmissão de som através da placa e sobre a vibração da placa. Tais fenômenos como a perda de transmissão negativa, placa acoplada e ressonância de cavidade são facilmente identificados a partir das expressões finais. Uma técnica gráfica, utilizada pela primeira vez em um estudo unidimensional deste caso, mostra-se aplicável no caso tridimensional para prever as frequências de interesse.

Jardim (2008) fez o estudo de análise das equações do acoplamento vibroacústico utilizando o método de matrizes compactas. Este método é uma solução numérica que utiliza os conceitos de impedância e mobilidade para a obtenção da resposta em frequência de problemas de acoplamento vibroacústico. O propósito deste trabalho foi avaliar a técnica de matrizes compactas para a análise de cavidades vibroacústicas de geometria irregular, inicialmente através de dados simulados e posteriormente através de testes experimentais. Os testes experimentais são realizados em uma cavidade de material acusticamente rígido com alguma semelhança a uma cabine de automóvel e o acoplamento vibro-acústico é obtido através de uma estrutura flexível de aço apoiada nas faces da cavidade.

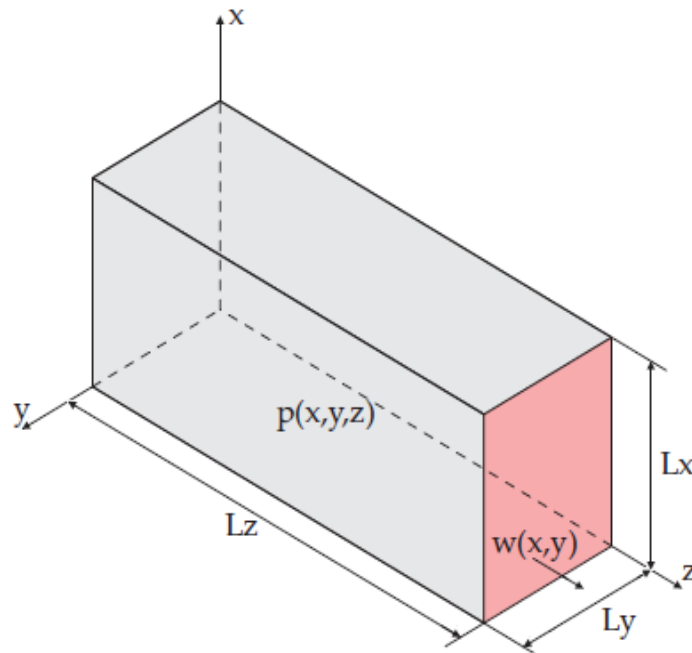
Ferreira (2012) desenvolveu uma metodologia para a comparação entre as soluções analíticas e numéricas para cavidades acústicas e vibroacústicas utilizando a técnica pseudo-acoplada tanto para o desenvolvimento de soluções analíticas

aproximadas e comparar com modelo numérico. Neste trabalho são abordados e discutidas as técnicas de acoplamento fluido-estrutura aplicadas a análise modal, harmônica e de resposta em frequência.

Melo (2013) efetuou uma análise modal experimental acústica com fonte calibrada, utilizando métodos de identificação modal já conhecidos, de uma cavidade acústica rígida, de uma cavidade rígida acoplada à placa flexível e de duas cavidades acopladas por uma placa flexível. Este estudo possibilita comparações analítico-experimentais.

#### 4.1. Cavidade Rígida Acoplada a uma Placa Flexível

A Fig. 5 (Cardoso, 2010) descreve o sistema vibroacústico, onde o fluido é o ar no interior da cavidade acústica e a estrutura é a placa esbelta flexível. Um dos lados da cavidade está acoplada à placa. Ou seja, na direção normal à placa, as partículas de fluido e os elementos infinitesimais de placa adjacentes têm a mesma velocidade.



**Figura 5. Sistema acoplado placa-cavidade.**

Neste caso o tratamento das equações de um sistema acoplado é feito considerando, o *potencial de velocidade*  $\phi$  do fluido. A pressão acústica e o potencial de velocidade estão relacionados da seguinte forma,

$$p = -\rho \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2}, \quad (18)$$

e o gradiente, responsável pelas componentes de deslocamento do fluido  $u$ ,  $v$  e  $q$  nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ , é dado por

$$u = \frac{\partial \phi}{\partial x}, \quad v = \frac{\partial \phi}{\partial y} \quad e \quad q = \frac{\partial \phi}{\partial z} \quad (19)$$

A análise de sistema acoplado passa pelo estudo da vibração livre do sistema vibroacústico. Busca-se determinar uma relação de acoplamento entre os modelos estrutural e acústico apresentados anteriormente. Esta relação é possível por meio de um acoplamento cinemático em função do potencial de velocidade. Logo, o potencial de velocidade  $\phi$  também satisfaz a equação de onda (Eq. (1)),

$$\nabla^2 \phi(\vec{r}; t) - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi(\vec{r}; t)}{\partial t^2} = 0, \quad (20)$$

com as condições de fronteira:

$$\begin{aligned}
 \left( \frac{\partial \phi(x, y, z, t)}{\partial x} \right)_{x=0} &= \left( \frac{\partial \phi(x, y, z, t)}{\partial x} \right)_{x=L_x} = 0, \\
 \left( \frac{\partial \phi(x, y, z, t)}{\partial y} \right)_{y=0} &= \left( \frac{\partial \phi(x, y, z, t)}{\partial y} \right)_{y=L_y} = 0, \\
 \left( \frac{\partial \phi(x, y, z, t)}{\partial z} \right)_{z=0} &= 0, \\
 \left( \frac{\partial \phi(x, y, z, t)}{\partial z} \right)_{z=L_z} &= w(x, y, t)
 \end{aligned} \tag{21}$$

Portanto neste caso a função  $\phi$  obtido têm de verificar a Eq. (20) e as condições de contorno do sistema vibroacústico (21). Supõe-se que a potencial de velocidade está oscilando com a frequência angular  $\omega$  e que pode ser expressa como uma função separável das três variáveis de espaço. Assim,

$$\phi = X(x)Y(y)Z(z)e^{i\omega t} \tag{22}$$

Considerando as duas primeiras condições de contorno da Eq. (21) e substituindo na Eq. (22) tem-se

$$\phi_{ij} = \cos\left(\frac{i\pi}{L_x}x\right) \cos\left(\frac{j\pi}{L_y}y\right) f_{ij}(z)e^{i\omega t}, \tag{23}$$

onde  $i, j = 0, 1, 2, \dots$ . A solução geral da Eq. (20) é dada por:

$$\phi = \sum_{i=0}^{\infty} \sum_{j=0}^{\infty} \cos\left(\frac{i\pi}{L_x}x\right) \cos\left(\frac{j\pi}{L_y}y\right) f_{ij}(z)e^{i\omega t} \tag{24}$$

Substituindo (24) em (20), obtem-se

$$f''_{ij}(z) - \mu_{ij}^2 f_{ij}(z) = 0 \tag{25}$$

onde

$$\mu_{ij}^2 = \pi^2 \left[ \left( \frac{i}{L_x} \right)^2 + \left( \frac{j}{L_y} \right)^2 \right] - \left( \frac{\omega}{c} \right)^2 \tag{26}$$

A solução de (25) é dada por:

$$f_{ij}(z) = L \cosh(\mu_{ij}z) + N \sinh(\mu_{ij}z), \tag{27}$$

e a sua derivada é descrita pela expressão:

$$f'_{ij}(z) = L \mu_{ij} \sinh(\mu_{ij}z) + N \mu_{ij} \cosh(\mu_{ij}z) \tag{28}$$

Agora, utilizando as condições de contorno na direção -z tem-se:

$$\left[ \frac{\partial \phi(x, y, z, t)}{\partial z} \right]_{z=0} = f'_{ij}(0) = N \mu_{ij} = 0,$$

a igualdade acima satisfaz se e somente se  $N = 0$ . Temos também que:

$$\left[ \frac{\partial \phi(x, y, z, t)}{\partial z} \right]_{z=L_z} = \sum_{i=0}^{\infty} \sum_{j=0}^{\infty} \cos\left(\frac{i\pi}{L_x}x\right) \cos\left(\frac{j\pi}{L_y}y\right) [L \mu_{ij} \sinh(\mu_{ij}L_z) + N \mu_{ij} \cosh(\mu_{ij}L_z)] e^{i\omega t} = w(x, y, t)$$

como  $N = 0$ , então a Equação acima resulta

$$\sum_{i=0}^{\infty} \sum_{j=0}^{\infty} \cos\left(\frac{i\pi}{L_x}x\right) \cos\left(\frac{j\pi}{L_y}y\right) L_{ij} \mu_{ij} \sinh(\mu_{ij}L_z) e^{i\omega t} = w(x, y, t) \tag{29}$$

a partir da qual os valores de L estão disponíveis, se a função  $w(x, y, t)$  é conhecido.

Neste trabalho, a série infinita (29) é capaz de lidar com qualquer deflexões contínua das placas. Desta forma, o potencial de velocidade acústico toma a seguinte forma:

$$\phi = \sum_{i=0}^{\infty} \sum_{j=0}^{\infty} \cos\left(\frac{i\pi}{L_x}x\right) \cos\left(\frac{j\pi}{L_y}y\right) L_{ij} \cosh(\mu_{ij}z) e^{i\omega t} \tag{30}$$

E a vibração transversal da placa rectangular simplesmente apoiada é descrito de forma similar a solução desacoplada (15).

$$w(x, y, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{mn} \sin\left(\frac{m\pi}{L_x}x\right) \sin\left(\frac{n\pi}{L_y}y\right) e^{i\omega t} \quad (31)$$

Portanto a vantagem de se avaliar o problema para este tipo de deflexão é de que um modelo físico pode ser mais facilmente feitos de apoios simples.

Pretlove (1965) obtém os coeficientes  $A_{mn}$  de forma implícita através da equação de movimento da placa esbelta simplesmente apoiada. Ribeiro e Pedroso (2010) supõem que os coeficientes  $A_{mn}$  da solução acoplada são muito próximos da solução desacoplada. A partir desta hipótese, o método pseudo-acoplado constrói uma solução acoplada de forma explícita.

## 5. CONCLUSÃO

Neste trabalho apresenta-se a solução analítica para descrever o acoplamento vibroacústico de uma cavidade acústica acoplada a uma placa esbelta flexível. Descreve-se os problemas desacoplados de uma cavidade acústica de paredes rígidas e uma placa esbelta simplesmente apoiada vibrando no vácuo.

Efetua-se o acoplamento através de uma condição de continuidade da velocidade na interface fluido-estrutura. Descreve-se ainda sobre duas alternativas de solução: (a) abordagem implícito de Pretlove (Pretlove, 1965) e (b) abordagem explícita ou pseudo-acoplada de Ribeiro (Ribeiro e Pedroso, 2010).

## REFERÊNCIAS

- Cardoso, L. 2010. *Interacção Vibroacústica do Sistema Placa-Cavidade Fechada: Modelação, Experimentação e Análise*. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade de Porto, Departamento de Engenharia Mecânica, Porto, Portugal.
- Ferreira, A. 2012. *Comparação analítica numérica de cavidades acústicas e vibro-acústicas*. Dissertação de Mestrado, Universidade de Brasília, Brasília DF FT Departamento de Engenharia Mecânica.
- Guy, e Bhattacharya 1973. The transmission of sound through a cavity-backed finite plate. *Sound and Vibration*, 27(2), 207–223.
- Jardim, M. 2008. *Análise Teórica e Experimental Vibro-Acústica Utilizando a Técnica de Matrizes Compactas*. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia- UNESP, Campus de Ilha Solteira- São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica.
- Kinsler, C., Frey, e Sanders 2000. *Fundamentals of acoustics*. Englewood Cliffs, New Jersey: John Wiley Sons, 4<sup>o</sup> - ed. 548p.
- Melo, N. 2013. *Análise modal experimental com fonte calibrada de cavidade acústica*. Dissertação de Mestrado, Universidade de Brasília, Brasília DF, FT Departamento de Engenharia Mecânica.
- Munson, B., e Young, D. 2009. *Fundamentals of Fluid Mechanics*. New York US: John Wiley and Sons, 6ta- ed. 725p.
- Pretlove, A. 1965. Free vibrations of a rectangular panel backed by a closed rectangular cavity. *Sound Vib.*, 3(2), 197–209.
- Ribeiro, P., e Pedroso, L. 2010. Solution of the dynamic interaction problem between a framed structure and an acoustic cavity using imposed deformation functions at the interface. *Hindawi Publishing Corporation*, 2010(1), 33.
- Szilar, R. 2004. *Theories and Applications of Plate Analysis*. Hoboken, New Jersey: John Wiley e Sons. 1024p.

## RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

## ANALYTICAL MODAL ANALYSIS OF A ACOUSTIC CAVITY RIGID COUPLED TO A FLEXIBLE PLATE

Jaime Rolando Rojas Huacanca, jrojash.mat@gmail.com<sup>1</sup>

Marcus Vinicius Girão de Moraes, mumorais@unb.br<sup>2</sup>

Noé Geraldo Rocha de Melo Filho, noef09@hotmail.com<sup>2</sup>

Álvaro Campos Ferreira, alvaro.campos.ferreira@gmail.com<sup>2</sup>

<sup>2</sup>Universidade de Brasília - Integridade de Materiais da Engenharia,  
Prédio do Antigo Fórum do Gama, Caixa Postal: 8114. CEP.: 72.405-610, Gama-DF

<sup>3</sup>Universidade de Brasília - Departamento de Engenharia Mecânica,  
Campus Universitário Darcy Ribeiro, Brasília - DF, 70910-900



**Abstract.** *The passenger compartment of an automotive vehicle can be seen in the roughly as its flexible structure coupled acoustic cavity. The vibration transmitted by the structure due to the engine or trepidation of the track, generates acoustic oscillations inside the cavity being responsible for audible discomfort of passengers. This problem of vibroacoustic, relatively complex, their study can be simplified to simpler geometries in order to apply more easily techniques of analytical, numerical and experimental analysis. This paper presents the analytical solution of natural frequencies and modal shapes for rigid rectangular acoustic cavity coupled to flexible plate using the method of separation of variables. The analytical solution is compared with numerical results and experimental tests.*

**Keywords:** *Modal analysis, Cavity, Plate, vibroacoustic and analytical solution*